



Universidad de San Carlos de Guatemala
Facultad de Ingeniería
Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica

SISTEMAS DE COGENERACIÓN PARA EL AHORRO DE ENERGÍA EN LA INDUSTRIA

Willy René Cifuentes Villatoro

Asesorado por el Ing. Fernando Alfredo Moscoso Lira

Guatemala, junio de 2011

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERÍA

**SISTEMAS DE COGENERACIÓN PARA EL AHORRO DE
ENERGÍA EN LA INDUSTRIA**

TRABAJO DE GRADUACIÓN

PRESENTADO A JUNTA DIRECTIVA DE LA
FACULTAD DE INGENIERIA
POR

WILLY RÉNE CIFUENTES VILLATORO

ASESORADO POR EL ING. FERNANDO ALFREDO MOSCOSO LIRA

AL CONFERÍRSELE EL TÍTULO DE

INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

GUATEMALA, JUNIO DE 2011

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA
FACULTAD DE INGENIERÍA



NÓMINA DE JUNTA DIRECTIVA

DECANO	Ing. Murphy Olympto Paiz Recinos
VOCAL I	Ing. Alfredo Enrique Beber Aceituno
VOCAL II	Ing. Pedro Antonio Aguilar Polanco
VOCAL III	Ing. Miguel Ángel Dávila Calderón
VOCAL IV	Br. Juan Carlos Molina Jiménez
VOCAL V	Br. Mario Maldonado Muralles
SECRETARIO	Ing. Hugo Humberto Rivera Pérez

TRIBUNAL QUE PRACTICÓ EL EXAMEN GENERAL PRIVADO

DECANO	Ing. Murphy Olympto Paiz Recinos
EXAMINADOR	Ing. Gustavo Benigno Orozco Godínez
EXAMINADOR	Ing. Francisco Javier Gonzáles López
EXAMINADOR	Ing. Carlos Humberto Pérez Rodríguez
SECRETARIA	Inga. Marcia Ivónne Véliz Vargas

HONORABLE TRIBUNAL EXAMINADOR

En cumplimiento con los preceptos que establece la ley de la Universidad de San Carlos de Guatemala, presento a su consideración mi trabajo de graduación titulado:

SISTEMAS DE COGENERACIÓN PARA EL AHORRO DE ENERGÍA EN LA INDUSTRIA

Tema que me fuera asignado por la Dirección de la Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica, con fecha 17 de octubre de 2007.



Willy René Cifuentes Villatoro

Guatemala, 11 de octubre de 2010

Ing. Jorge Luís Pérez Rivera
Coordinador del Área de potencia
Escuela de Ingeniería Mecánica-Eléctrica
Facultad de Ingeniería
Universidad de San Carlos de Guatemala

Señor coordinador:

Por este medio hago de su conocimiento de que he revisado el trabajo de graduación "**Sistemas de Cogeneración para el ahorro de energía en la Industria**", desarrollado por el estudiante **Willy René Cifuentes Villatoro**; con base a la revisión de dicho trabajo, considero que ha alcanzado los objetivos propuestos por lo cual el estudiante y mi persona nos hacemos responsables del contenido técnico del mismo.

Sin otro particular, me suscribo ante usted.

Atentamente,


Ing. Fernando Alfredo Moscoso Lira
Colegiado 6386





Ref. EIME 19. 2011

Guatemala, 1 de MARZO 2011.

Señor Director
Ing. Guillermo Antonio Puente Romero
Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica
Facultad de Ingeniería, USAC.

Señor Director:

Me permito dar aprobación al trabajo de Graduación titulado:
"SISTEMAS DE COGENERACIÓN PARA EL AHORRO DE
ENERGÍA EN LA INDUSTRIA", del estudiante, Willy René
Cifuentes Villatoro, que cumple con los requisitos establecidos para
tal fin.

Sin otro particular, aprovecho la oportunidad para saludarle.

Atentamente,
ID Y ENSEÑAD A TODOS


Ing. Jorge Luis Pérez Rivera
Coordinador de Potencia

JLPR/sro





REF. EIME 26. 2011.

El Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica, después de conocer el dictamen del Asesor, con el Visto Bueno del Coordinador de Área, al trabajo de Graduación del estudiante; WILLY RENÉ CIFUENTES VILLATORO titulado: "SISTEMAS DE COGENERACIÓN PARA EL AHORRO DE ENERGÍA EN LA INDUSTRIA", procede a la autorización del mismo.

Ing. Guillermo Antonio Puente Romero

GUATEMALA, 21 DE MARZO 2011.





DTG. 210.2011

El Decano de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer la aprobación por parte del Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica, al trabajo de graduación titulado: **SISTEMAS DE COGENERACIÓN PARA EL AHORRO DE ENERGÍA EN LA INDUSTRIA**, presentado por el estudiante universitario **Willy René Cifuentes Villatoro**, autoriza la impresión del mismo.

IMPRÍMASE:

Ing. Murphy Olimpo Paiz Recinos
Decano

Guatemala, 27 de junio de 2011.



/gdech

ACTO QUE DEDICO A:

Dios todo poderoso

Por ser la fuente de mi inspiración al darme conocimiento y sabiduría a lo largo de mi carrera estando siempre a mi lado, gracias por ser mi amigo incondicional por darme fortaleza y paciencia durante todo este tiempo.

Mis padres

Dagoberto René Cifuentes Rosales y Matilde Saraí Villatoro Maldonado, gracias por el sacrificio y sus oraciones, por ser los principales pilares sobre esta tierra del triunfo que he logrado, por la confianza de que lo podía lograr. Dios los bendiga siempre.

Mi esposa

Por tenerme paciencia y apoyarme en todo momento, la amo con todo mi corazón.

Mi hijo

Por ser la bendición más grande que Dios nos ha dado sobre esta tierra, todos te esperamos.

Mis hermanos

Alex, Sergio Arturo y Hans, gracias por apoyarme en todo momento. Dios los bendiga.

Mis abuelos

Florencio Villatoro Barrios y Matilde Maldonado Rodas, Dios los bendiga por su cariño sin igual.

Efraín Cifuentes y Amparo Rosales, gracias por su cariño y aprecio.

Mis tíos

Tía Margoth, tía Ester, gracias por su cariño y gran aprecio, tía Yolanda gracias por su motivación.

Mis primos

En especial a Karla por su motivación e insistencia a lograr este triunfo, Dios te bendiga.

Mis amigos

Gemner, Rudy, gracias por sus oraciones, a Juan Francisco, Guayo, Estuardo Mario, Herbert y Francisco por su compañerismo, Dios los bendiga siempre.

**A la Universidad de
San Carlos de Guatemala**

Lugar en el cual forjé mis conocimientos científicos y prácticos, para desempeñarme como un profesional de éxito.

AGRADECIMIENTOS A:

**Ing. Fernando Alfredo
Moscoso Lira**

Por su ayuda y tiempo de manera generosa en el asesoramiento de este proyecto, motivándome y desafiándome a culminar este trabajo, gracias por sus observaciones, sus correcciones, han enriquecido y mejorado este proyecto de graduación. Dios lo bendiga siempre.

Rudy Ramírez

Gracias por su apoyo desde el inicio de este trabajo, ha sido de mucha utilidad. Dios lo bendiga siempre.

Sergio Arturo

Gracias por su colaboración y sugerencias hacia este trabajo, Dios lo bendiga siempre.

Astrid Xíomara Contreras

Por sus sugerencias y correcciones de manera generosa, que su ejemplo sea un desafío para mi persona. Dios la bendiga siempre.

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES.....	VII
LISTA DE SÍMBOLOS.....	XI
GLOSARIO.....	XIII
RESUMEN.....	XV
OBJETIVOS.....	XVII
INTRODUCCIÓN.....	XIX
1. CICLOS TERMODINÁMICOS	
1.1. Ciclo <i>Brayton</i>	1
1.1.1. Ciclo ideal para las turbinas de gas.....	1
1.1.2. Eficiencia térmica del ciclo <i>Brayton</i>	4
1.1.3. Desarrollo de las turbinas de gas	9
1.1.4. Desviación de los ciclos de turbina de gas reales de los idealizados.....	11
1.1.5. Ciclo <i>Brayton</i> con regeneración.....	12
1.1.6. Modelado.....	14
1.2. El ciclo de vapor de <i>Carnot</i>	16
1.3. Ciclo <i>Rankine</i>	19
1.3.1. El ciclo ideal para los ciclos de potencia de vapor.....	19
1.3.2. Análisis de energía del ciclo <i>Rankine</i> ideal.....	21
1.3.3. Desviación de los ciclos de potencia de vapor reales respecto de los idealizados.....	23
1.3.4. Incremento de la eficiencia del ciclo <i>Rankine</i>	25
1.3.4.1. Reducción de la presión del condensador.....	26

1.3.4.2.	Sobrecalentamiento del vapor a altas temperaturas.....	28
1.3.4.3.	Incremento de la presión de la caldera.....	29
1.3.5.	Ciclo <i>Rankine</i> ideal con recalentamiento.....	31
1.3.5.1.	Modelado.....	32
1.3.6.	Ciclo <i>Rankine</i> ideal regenerativo.....	33
2.	SISTEMAS DE COGENERACIÓN	
2.1.	Introducción.....	37
2.2.	Definiciones.....	38
2.3.	Clasificación según la producción de energía eléctrica y energía térmica.....	39
2.3.1.	Sistemas superiores.....	39
2.3.2.	Sistemas inferiores.....	42
2.4.	Configuraciones típicas.....	43
2.5.	Sistemas de cogeneración según el tipo de motor primario.....	44
2.5.1.	Cogeneración con turbina de gas.....	45
2.5.1.1.	Ventajas.....	47
2.5.1.2.	Inconvenientes.....	47
2.5.1.3.	Rango de operación de potencia.....	47
2.5.2.	Cogeneración con turbina de vapor.....	48
2.5.2.1.	Ventajas.....	49
2.5.2.2.	Inconvenientes.....	49
2.5.2.3.	Rango de operación de potencia.....	49
2.5.3.	Cogeneración en ciclo combinado.....	50
2.5.3.1.	Ventajas.....	51
2.5.3.2.	Inconvenientes.....	51
2.5.3.3.	Rango de operación de potencia.....	51
2.5.4.	Cogeneración con motor alterno.....	52

2.5.4.1.	Ventajas.....	54
2.5.4.2.	Inconvenientes.....	54
2.5.4.3.	Rango de operación de potencia.....	54
2.6.	Beneficios de la cogeneración.....	55
2.6.1.	Punto de vista de los intereses nacionales.....	59
2.6.2.	Punto de vista de los intereses industriales.....	61
2.6.3.	Beneficios ecológicos.....	62
2.6.3.1.	Acta o Ley del aire limpio.....	69
2.6.3.2.	Las NAAQS y los controles de emisiones Relacionadas.....	70
2.7.	Desventajas.....	76
3.	ANÁLISIS TÉCNICO DE LOS EQUIPOS DE UN SISTEMA DE COGENERACIÓN	
3.1.	Calderas de recuperación.....	79
3.1.1.	Clasificación legal.....	79
3.1.2.	Calderas Piro tubulares.....	80
3.1.3.	Calderas Acuatubulares.....	80
3.1.4.	Eficiencia de la caldera.....	81
3.1.4.1.	Determinación del rendimiento por el calor útil aportado al agua (método directo).....	84
3.1.4.2.	Determinación del rendimiento por las pérdidas en la caldera y en gases de combustión (método indirecto).....	85
3.2.	Turbinas.....	86
3.2.1.	Turbinas de vapor.....	86
3.2.2.	Turbinas de gas.....	87
3.2.3.	Eficiencia de las turbinas.....	95
3.2.4.	Sistemas de control y protección de la turbina.....	99

3.2.5.	Rangos de operación.....	105
4.	SELECCIÓN Y ANÁLISIS DEL SISTEMA DE COGENERACIÓN	
4.1.	Introducción.....	109
4.2.	Efecto de la relación de energía térmica/eléctrica en la selección de equipos.....	110
4.3.	Mapa energético del centro consumidor.....	110
4.4.	Obtención de la relación energética térmica/eléctrica (Q/E) y sus variaciones.....	110
4.4.1.	Significado del mapa energético.....	111
4.4.2.	Relación Q/E baja.....	114
4.4.3.	Relación Q/E media.....	115
4.4.4.	Relación Q/E Alta.....	116
4.5.	Análisis técnico.....	117
4.5.1.	Energía eléctrica.....	118
4.5.2.	Energía térmica.....	119
4.5.3.	Eficiencia energética de cogeneración.....	119
4.5.4.	Cálculo de electricidad de cogeneración basados en la Directiva 2004/8/CE del Parlamento Europeo.....	120
4.6.	Evaluación económica.....	123
4.6.1.	Evaluación del valor presente neto para vidas diferentes.....	123
4.6.2.	Valor actual neto con financiamiento parcial externo..	124
4.6.3.	Tasa interna de retorno.....	125
4.6.4.	Relación Beneficio-Costo.....	126
5.	APLICACIONES	
5.1.	Perfiles de consumo energético.....	127
5.2.	Condiciones actuales del sitio.....	131

5.3.	Situación actual en consumos energéticos y producción.....	131
5.4.	Condiciones de operación.....	131
5.5.	Eficiencia de la caldera actual.....	133
5.6.	Considerando las condiciones de operación futuras.....	134
5.7.	Alternativa 1, análisis técnico del esquema de expansión.....	134
5.7.1.	Eficiencia energética de generación para la alternativa 1.....	137
5.8.	Alternativa 2.....	138
5.8.1.	Eficiencia energética de generación para la alternativa 2.....	140
5.9.	Análisis económico de las dos alternativas.....	141
5.9.1.	Análisis económico de la alternativa 1.....	141
5.9.1.1.	Resumen económico de la alternativa 1.....	144
5.9.2.	Análisis económico de la alternativa 2.....	146
5.9.2.1.	Resumen económico de la alternativa 2.....	148
	CONCLUSIONES.....	151
	RECOMENDACIONES.....	153
	BIBLIOGRAFÍA.....	155
	ANEXOS.....	157

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

FIGURAS

1. Motor de turbina de gas de ciclo abierto.....	2
2. Motor de turbina de gas de ciclo cerrado.....	3
3. Diagrama P-v y T-s para el ciclo <i>Brayton</i> ideal.....	4
4. Eficiencia térmica de un ciclo <i>Brayton</i> ideal.....	6
5. Aumento del trabajo neto del ciclo <i>Brayton</i>	7
6. Relación del trabajo de retroceso.....	8
7. Desviación de un ciclo de turbina de gas real del ciclo <i>Brayton</i> ideal.	12
8. Motor de turbina de gas con regenerador.....	13
9. Diagrama T-s de un ciclo <i>Brayton</i> con regeneración.....	14
10. Eficiencia de un ciclo <i>Brayton</i> ideal con y sin regeneración.....	16
11. Diagrama T-s para dos ciclos de vapor de <i>Carnot</i>	18
12. Ciclo <i>Rankine</i> ideal simple.....	19
13. Desviación del ciclo real de potencia del ciclo <i>Rankine</i> ideal.....	23
14. Reducción de la presión en el condensador en el ciclo <i>Rankine</i>	26
15. Sobrecalentamiento del vapor en el ciclo <i>Rankine</i> ideal.....	28
16. Incrementar la presión de la caldera en el ciclo <i>Rankine</i> ideal.....	30
17. Ciclo <i>Rankine</i> ideal con recalentamiento.....	32
18. Adición de calor en la caldera.....	34
19. Sistema superior trabajando con turbina de combustión.....	41
20. Sistema superior trabajando con turbina de vapor.....	41
21. Esquema de sistema inferior trabajando con turbina de vapor.....	42
22. Sistema de cogeneración con turbina de gas.....	45
23. Diagrama de flujo de sistema de cogeneración con turbina de gas....	46

24. Diagrama real de un sistema de cogeneración con turbina de gas con valores de proceso.....	46
25. Esquema de cogeneración con turbina de vapor.....	48
26. Sistema de cogeneración en ciclo combinado.....	50
27. Sistema de cogeneración con motor alterno.....	53
28. Energía primaria ahorrada usando sistema de cogeneración.....	58
29. Ambiente.....	64
30. Impacto ambiental.....	64
31. Análisis del impacto ambiental con cogeneración.....	65
32. Turbina de vapor.....	87
33. Turbina de gas.....	88
34. Carcasa de alta presión con control por boquillas en la primera etapa.....	100
35. Regulación de velocidad carga.....	101
36. Diagrama de bloques de una unidad recta con condensación.....	102
37. Gobernador mecánico para turbinas pequeñas.....	103
38. Gobernador con amplificador de potencia hidráulica.....	104
39. Diagrama esquemático de un sistema electrohidráulico.....	105
40. Límites de frecuencia en turbinas de vapor.....	106
41. Zonas Límite de operación de turbina de vapor.....	108
42. Mapa energético para un centro consumidor.....	112
43. Demanda de potencia mensual.....	128
44. Consumo de energía mensual.....	128
45. Consumo de combustible mensual, Bunker.....	129
46. Consumo de vapor mensual.....	129

TABLAS

I.	Configuraciones potenciales de cogeneración.....	44
II.	Eficiencias de los diferentes sistemas de cogeneración.....	55
III.	Comparación del ahorro de energía primaria.....	59
IV.	Potencia de generación en los ingenios azucareros.....	61
V.	Emisiones de plantas de cogeneración y generación convencional.....	63
VI.	Comparación emisión de CO ₂ . Convencional, Cogeneración.....	66
VII.	Emisiones evitadas con cogeneración.....	67
VIII.	Emisiones con tecnologías y combustibles iguales.....	68
IX.	Emisiones para algunos países de Europa y América Latina.....	68
X.	Contaminantes que definen criterios <i>NAAQS</i>	70
XI.	Contaminantes que no definen criterios <i>NAAQS</i>	71
XII.	Categorías de fuentes específicas <i>PSD</i>	73
XIII.	Índices de emisión significativa.....	74
XIV.	Clasificación de las turbinas de gas según el tiempo de trabajo...	94
XV.	Turbinas de gas según el número de paros-arranques.....	94
XVI.	Especificaciones de la unidad de impulsión mecánica.....	95
XVII.	Limites de exposición a la variación de frecuencia.....	107
XVIII.	Clasificación de los sistemas de cogeneración según relación Q/E.....	116
XIX.	Valores por defecto para las diferentes unidades de cogeneración.....	122
XX.	Resumen de consumos de energía en un período de doce meses.....	130
XXI.	Costo del sistema instalado, alternativa 1.....	142
XXII.	Análisis económico, alternativa 1.....	145
XXIII.	Costo del sistema instalado, alternativa 2.....	146

XXIV.	Análisis económico alternativa 2.....	155
-------	---------------------------------------	-----

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Significado
AMM	Administrador del Mercado Mayorista.
ASAZGUA	Asociación de Azucareros de Guatemala.
Btu	Es la unidad de energía inglesa. Es la abreviatura de <i>British Thermal Unit</i> . Se usa principalmente en los Estados Unidos. 1 btu = 1 055.05585 joules.
CENGICAÑA	Centro de Investigación de la Caña de Azúcar.
CO	Monóxido de carbono.
CONAE	Comisión Nacional para el Ahorro de Energía.
CONUEE	Órgano de carácter técnico que tiene por objeto promover la eficiencia energética y cuenta con autonomía técnica y operativa.
CO2	Dióxido de carbono.

IDAE	Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía.
INE	Instituto Nacional de Estadística.
Kpa	Kilo pascales.
Mpa	Mega pascales.
NAAQS	Estándar ambiental nacional de la calidad del aire de los Estados Unidos del inglés <i>National ambient air quality standards</i> .
NSPS	Sistema Nacional de Seguridad Personal del inglés <i>National Security Personnel System</i> .
SNI	Sistema Nacional Interconectado.

GLOSARIO

Ciclo abierto	No existe recirculación de los gases que han sido utilizados para producir potencia.
<i>Deaerear</i>	Eliminación del aire que se filtra en el condensador.
Eficiencia	Es la óptima utilización de los recursos disponibles para la obtención de resultados deseados.
Frecuencia	Es una medida que se utiliza generalmente para indicar el número de repeticiones de cualquier fenómeno o suceso periódico en la unidad de tiempo.
Idealizar	Suponer valores o parámetros no reales.
<i>Incremental Heat Rate</i>	Tasa de incremento de calor y es la relación matemática de la potencia térmica dividida potencia eléctrica.
Irreversible	No poder volver a un estado o condición anterior.
Isoentrópico	Proceso en que la entropía permanece constante.
Isotérmico	Se refiere a un proceso en el que la temperatura permanece constante.

- Motor Reciprocante** Tipo de máquina que transforma el movimiento rectilíneo del órgano que recibe la energía (pistón) en movimiento de rotación (cigüeñal).
- Trabajo de retroceso** Es la fracción de trabajo que la turbina de gas utiliza para mover al compresor.

RESUMEN

Los ciclos termodinámicos son utilizados para el análisis de los procesos en donde el calor es la principal fuente de energía, este calor puede darse en forma de vapor o gas. Al inicio de este trabajo de graduación, se analizan a fondo los ciclos termodinámicos tales como: el Ciclo *Brayton* que es el ciclo utilizado para análisis de los ciclos de potencia de gas y el ciclo *Rankine* que es utilizado para el análisis de los ciclos de potencia de vapor.

Luego es importante definir los sistemas de cogeneración, su forma de clasificarlos y sus diferentes ventajas y desventajas.

Los sistemas de cogeneración están conformados por diferentes componentes tales como: calderas, bombas, generadores, turbinas, etc. Es por ello importante definir las características principales de cada uno de los componentes descritos ya que cada uno de ellos tiene una función especial dentro de los sistemas de cogeneración.

Dados los conceptos necesarios para los sistemas de cogeneración, se debe saber cuáles son los efectos que suceden según las necesidades de calor/energía eléctrica, ya que depende de ello para elegir los equipos que serán necesarios para implementar un sistema de cogeneración. Durante el proceso de planeación debe reconocerse que tanto será eficiente el sistema y es por ello que se introducen los conceptos necesarios para realizar el análisis técnico del sistema de cogeneración y saber que tan eficiente será. También se introducen los conceptos necesarios sobre el análisis económico que debe realizarse al sistema en estudio para saber que tan rentable será el proyecto en

base al VPN, TIR y relación beneficio/costo, ya que de este resultado se tomará la decisión de instalarlo o no.

Finalmente se aplican los métodos descritos con el análisis de una compañía ya instalada, en él se aplican los conceptos y fórmulas descritos a lo largo de este trabajo con valores estimados y propuestos por el autor de este trabajo utilizando las herramientas de Excel para el análisis económico del proyecto, dando como resultados valores que deben de tomarse como favorables para la instalación del sistema de Cogeneración.

OBJETIVOS

General

Mostrar que en los sistemas de cogeneración en la industria existen alternativas de ahorro de energía mediante la implementación de mejoras, con pequeñas inversiones en los sistemas de producción de energía térmica y eléctrica.

Específicos

1. Describir las bases teóricas en las que se desarrollan los sistemas de cogeneración.
2. Presentar las diferentes tecnologías de cogeneración y sus rangos de aplicación.
3. Definir qué tipo de arreglo de cogeneración es el más conveniente en cada caso específico, con la finalidad de que la inversión a realizar sea rentable.
4. Desarrollar un análisis técnico de dos sistemas de cogeneración considerando los parámetros energéticos como energía térmica y energía eléctrica para determinar cuál es el sistema energéticamente más eficiente.

5. Realizar una evaluación preliminar de la viabilidad de dos sistemas de cogeneración desarrollando un análisis económico y considerar los parámetros que definen su rentabilidad para elegir el más adecuado.

INTRODUCCIÓN

Una de las características principales de nuestra era ha sido la demanda continua y creciente de energía y la consecuente, búsqueda de fuentes energéticas que la satisfagan.

Uno de los factores que afectan a la economía guatemalteca es el precio de la energía eléctrica que ha ido en aumento, esto es debido a que las empresas generadoras de energía son dependientes considerablemente de productos derivados de petróleo como lo son el *diesel* y el *bunker*. Los derivados del petróleo como es bien sabido han ido en aumento y por tanto el costo del kilovatio generado.

Guatemala es un país en que su economía depende de la agricultura, muchas de las agroindustrias y fábricas utilizan grandes cantidades de energía eléctrica para alimentar motores y sistemas eléctricos que a la vez mueven sus procesos de producción. Esto aunado al consumo de energía en los hogares, ha repercutido en un aumento de la demanda de energía, por lo que se ha despertado el interés en tener nuevas formas de generar energía a un costo más bajo por lo que se ha visualizado el uso de los sistemas de cogeneración.

La cogeneración es la utilización de la energía de escape o de desecho de un sistema de producción como insumo para el otro. De ordinario, la forma de la energía primaria es térmica (vapor) y la forma secundaria es o eléctrica o mecánica. La energía eléctrica o mecánica puede usarse internamente para accionar equipo de la compañía o puede venderse la electricidad a una

compañía de servicio. Mientras más orientada esté la planta a alto consumo de energía o más valiosa sea la electricidad en la zona, más probabilidades hay de que la cogeneración aumente las utilidades de la compañía.

Antes de considerar la cogeneración, debe examinarse primero con todo cuidado el proceso existente o planeado para reducir las necesidades totales de vapor.

Si bien puede producirse energía eléctrica y/o mecánica mediante sistemas de cogeneración en conjunto con energía térmica, en este estudio se supone que esos sistemas se van a usar para generar energía eléctrica. La energía eléctrica tiene ventajas internas significativas respecto a la energía mecánica, como son flexibilidad, economía, seguridad y potencial para venderse.

Dado que la cogeneración es un proceso definido, en el que se captura el calor de desecho de un proceso para usarlo como insumo de calor en otro proceso.

En términos generales, la cogeneración es más apropiada para cualquier operación industrial o comercial que requiera de cantidades grandes de vapor o de energía térmica. Las experiencias de los cogeneradores actuales demuestran que, en los ambientes correctos técnico y económico, un sistema de cogeneración puede mejorar las utilidades de una compañía a corto y/o a largo plazo.

Hay dos tipos básicos de sistemas de cogeneración; su clasificación depende de que se produzca primero; la energía térmica o la eléctrica. En uno, el sistema de cogeneración de ciclo superior o sistema superior, el calor de

desecho de la producción de electricidad se utiliza para proporcionar calentamiento de espacios, calentamiento de un proceso industrial. Un sistema de cogeneración de ciclo inferior, o sistema inferior, en cambio utiliza el calor expulsado por un proceso industrial para producir electricidad.

Para cada tipo de sistema de cogeneración, se puede diseñar muchas configuraciones diferentes con el equipo que se tenga disponible. La configuración del sistema necesario depende de las características específicas de la instalación, como por ejemplo, las siguientes:

- Tamaño de la planta
- Tipo de combustible
- Calor del proceso o temperatura del vapor y requisitos del proceso
- Limitaciones de emisión
- Factores económicos

1. CICLOS TERMODINÁMICOS

En termodinámica hay dos importantes áreas de aplicación, la generación de potencia y la refrigeración. Los ciclos termodinámicos de potencia se categorizan como ciclos de gas o ciclos de vapor, dependiendo de la fase del fluido de trabajo. En los ciclos de gas el fluido de trabajo permanece en la fase gaseosa por todo el ciclo, en tanto que en los de vapor el fluido de trabajo existe en la fase de vapor durante una parte del ciclo y en la fase líquida durante otra parte.

1.1. Ciclo *Brayton*

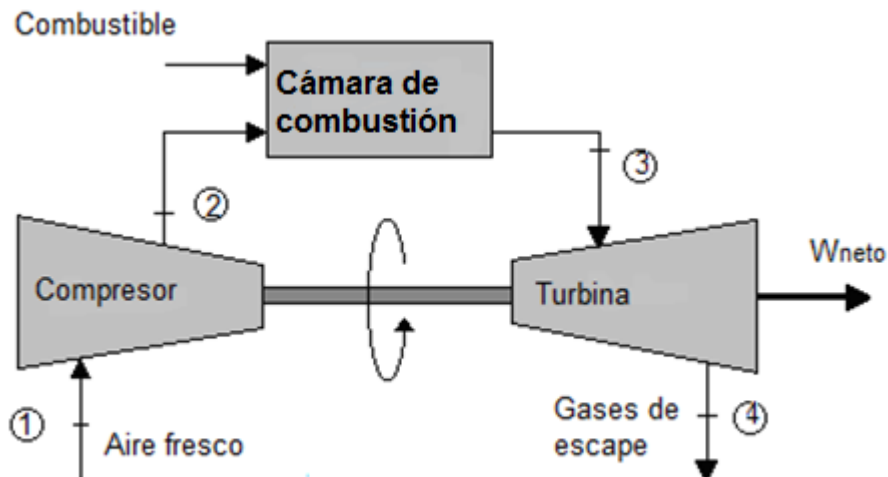
El ciclo *Brayton* fue propuesto por vez primera por *George Brayton* para emplearlo en el motor reciprocante que quemaba aceite que construyó en 1870. Hoy día se utiliza en turbinas de gas donde los procesos, tanto de compresión como de expansión, suceden en maquinaria rotatoria; pertenece a la categoría de los ciclos de gas.

1.1.1. Ciclo ideal para las turbinas de gas

Las turbinas de gas generalmente operan en un ciclo abierto, como se observa en la figura 1. Aire fresco en condiciones ambiente se introduce dentro del compresor donde su temperatura y presión se eleva. El aire de alta presión sigue hacia la cámara de combustión donde el combustible se quema a presión constante. Luego los gases de alta temperatura que resultan entran a la turbina, donde se expanden hasta la presión atmosférica, de tal forma que producen potencia. Los gases de escape que salen de la turbina se expulsan

hacia fuera (no se recirculan), lo que provoca que el ciclo se clasifique como un ciclo abierto.

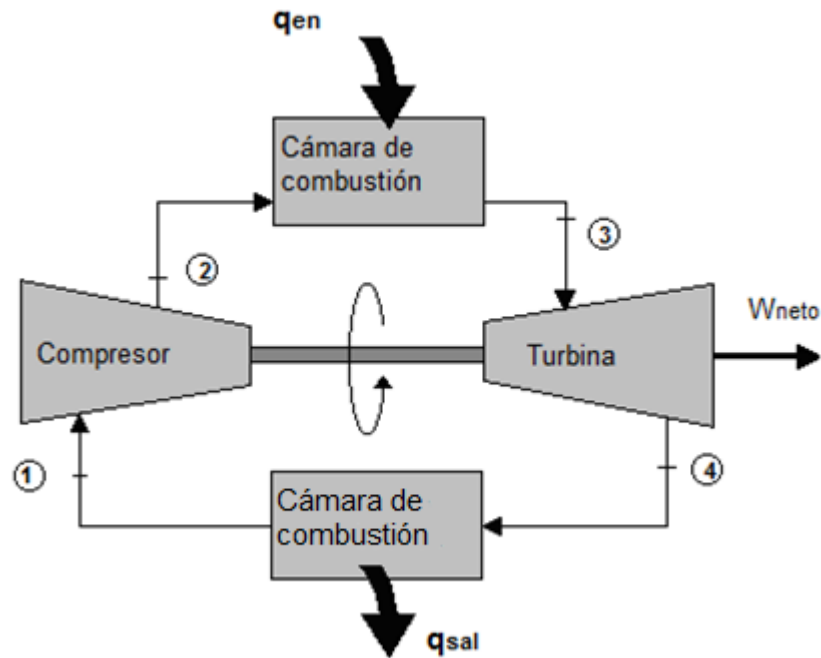
Figura 1. **Motor de turbina de gas de ciclo abierto**



Fuente: Yunus y Michael A. Boles. Termodinámica. 4a ed. p. 458.

El ciclo de turbina de gas abierto recién descrito puede modelarse como un ciclo cerrado, del modo que se indica en la figura 2, mediante las suposiciones de aire estándar. En este caso los procesos de compresión y expansión permanecen iguales, pero el proceso de combustión se sustituye por un proceso de adición de calor a presión constante de una fuente externa, y el proceso de escape se reemplaza por uno de rechazo de calor a presión constante hacia el aire ambiente.

Figura 2. **Motor de turbina de gas de ciclo cerrado**



Fuente: Yunus y Michael A. Boles. Termodinámica. 4a ed. p. 458.

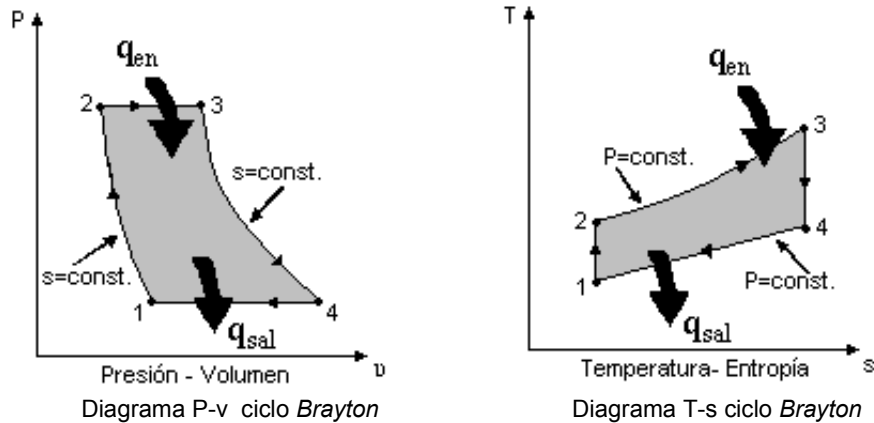
El ciclo ideal que el fluido de trabajo experimenta en este ciclo cerrado es el ciclo *Brayton*, que está integrado por cuatro procesos internamente reversibles:

- 1-2 Compresión isentrópica (en un compresor)
- 2-3 Adición de calor a presión constante
- 3-4 Expansión isentrópica (en una turbina)
- 4-1 Rechazo de calor a presión constante

1.1.2. Eficiencia térmica del ciclo *Brayton*

Los diagramas T-s y P-v de un ciclo *Brayton* ideal se muestran en la figura 3. Advierta que los cuatro procesos del ciclo *Brayton* se ejecutan en dispositivos de flujo estable; de esa manera deben analizarse como procesos de flujo estable.

Figura 3. Diagrama P-v y T-s para el ciclo *Brayton* ideal



Fuente: Yunus y Michael A. Boles. Termodinámica. 4a ed. p. 459.

Cuando los cambios en las energías cinética y potencial se ignoran, la ecuación de la conservación de la energía para un proceso de flujo estable puede expresarse, por unidad de masa, como:

$$(q_{en} - q_{sal}) + (w_{en} - w_{sal}) = h_{sal} - h_{en} \quad (1,1)$$

Por lo tanto, la transferencia de calor hacia y del fluido de trabajo es

$$q_{en} = h_3 - h_2 = C_p (T_3 - T_2) \quad (1,2)$$

$$q_{sal} = h_4 - h_1 = C_p(T_4 - T_1) \quad (1,3)$$

En ese caso la eficiencia térmica del ciclo *Brayton* ideal bajo las suposiciones de aire frío estándar se convierte en

$$\eta_{t,Brayton} = \frac{W_{neto}}{q_{en}} = 1 - \frac{q_{sal}}{q_{en}} = 1 - \frac{C_p(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)} \quad (1,4)$$

Los procesos 1-2 y 3-4 son isoentrópicos y $P_2 = P_3$ y $P_4 = P_1$. Por tanto,

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{(k-1)/k} = \frac{T_3}{T_4} \quad (1,5)$$

Si se sustituyen estas ecuaciones en la relación de eficiencia térmica y se simplifica se obtiene

$$\eta_{t,Brayton} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} \quad (1,6)$$

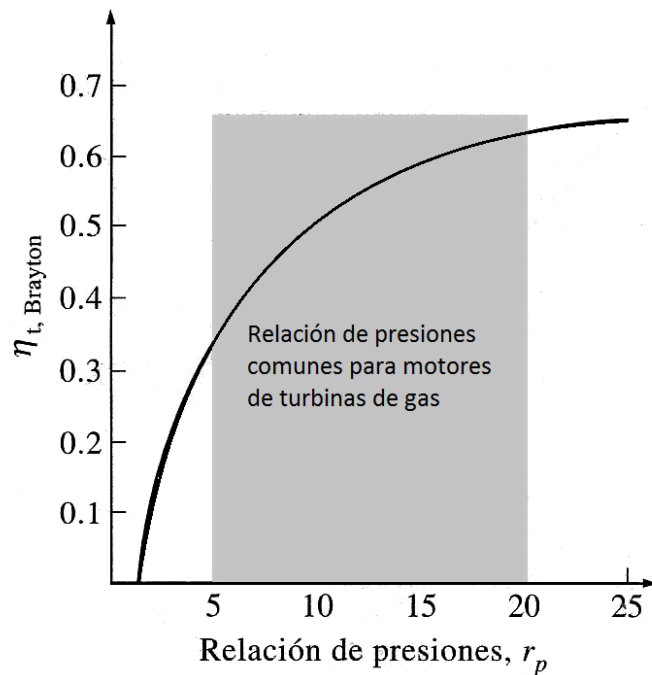
Donde

$$r_p = \frac{P_2}{P_1} \quad (1,7)$$

Es la relación de presiones y k la relación de calores específicos. La ecuación 1,6 muestra que bajo las suposiciones de aire frío estándar, la eficiencia térmica de un ciclo *Brayton* ideal depende de la relación de presiones de la turbina de gas y de la relación de calores específicos del fluido de trabajo. La eficiencia térmica aumenta con estos dos parámetros, que es también el

caso para las turbinas de gas reales. En la figura 4 se presenta una gráfica de la eficiencia térmica en función de la relación de presiones para $k= 1,4$, que es el valor de la relación de calores específicos del aire a temperatura ambiente.

Figura 4. **Eficiencia térmica de un ciclo *Brayton* ideal como función de la relación de presiones**

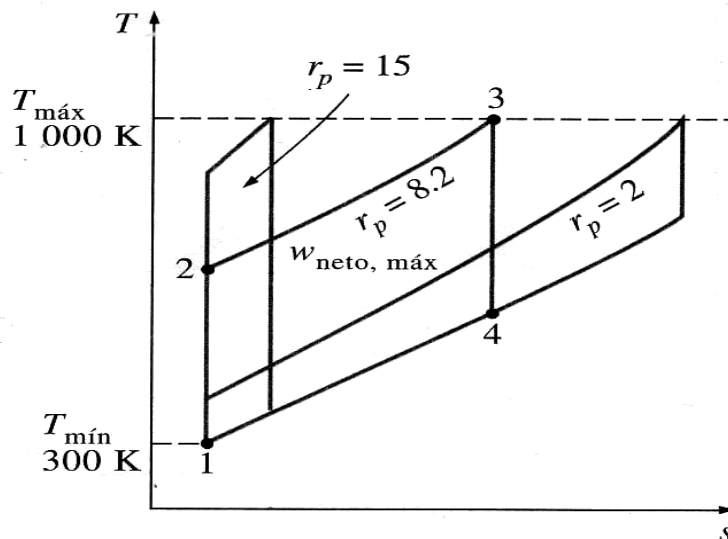


Fuente: Yunus y Michael A. Boles. Termodinámica. 4a ed. p. 459.

La temperatura más alta en el ciclo se presenta al final del proceso de combustión (estado 3) y está limitada por la temperatura máxima de los álabes que la turbina puede soportar. Lo anterior limita también las relaciones de presión que puede utilizarse en el ciclo. Para una temperatura de entrada fija de la turbina T_3 la salida de trabajo neta por ciclo aumenta con la relación de presiones alcanza un máximo y después empieza a disminuir, como se observa en la figura 5. En consecuencia, debe haber un compromiso entre la relación de presión (por consiguiente la eficiencia térmica) y la salida de trabajo neta.

Con una menor salida de trabajo por ciclo se necesita una tasa de flujo másico más grande (y por ello un sistema mayor) para mantener la misma salida de potencia, lo cual no resulta económico. En muchos diseños comunes la relación de presión varía de 11 a 16.

Figura 5. **Para valores fijos de T_{\min} y T_{\max} , el trabajo neto del ciclo *Brayton* aumenta primero con la relación de presiones, luego alcanza un máximo a $r_p = (T_{\max}/T_{\min})^{k/(2(k-1))}$ y finalmente disminuye**



Fuente: Yunus y Michael A. Boles. Termodinámica. 4a ed. p. 460.

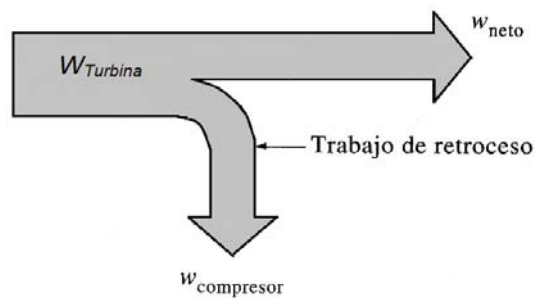
En turbinas de gas el aire realiza dos importantes funciones: suministra el oxidante necesario para la combustión del combustible y sirve común refrigerante para mantener la temperatura de diversos componentes dentro de límites seguros. La segunda función se realiza al extraer más aire del que es necesario para la combustión completa del combustible. En turbinas de gas una relación de masa de aire-combustible de 50 o mayor es muy común.

En las plantas eléctricas de turbinas de gas, la relación entre el trabajo del compresor y el trabajo de la turbina, denominada la relación de trabajo de

retroceso, es muy alta (figura 6). Más de la mitad de la salida de trabajo de la turbina se utiliza para activar el compresor. La situación es aún peor cuando las eficiencias isoentrópicas del compresor y de la turbina son bajas.

Esto contrasta considerablemente con las plantas de energía de vapor donde la relación de trabajo de retroceso es sólo un pequeño porcentaje. Esto no es una sorpresa, puesto que un líquido se comprime en las plantas de energía de vapor en lugar de un gas, y el trabajo de flujo estable reversible es proporcional al volumen específico del fluido de trabajo.

Figura 6. **Fracción de trabajo de la turbina utilizada para accionar el compresor recibe el nombre de relación del trabajo de retroceso**



Fuente: Yunus y Michael A. Boles. Termodinámica. 4a ed. p. 460.

Una central de energía con una alta relación del trabajo de retroceso requiere una turbina más grande para cubrir los requerimientos de energía adicionales del compresor. En consecuencia, las turbinas utilizadas en las plantas de energía de turbina de gas son más grandes que las que se utilizan en las plantas de energía de vapor del mismo valor nominal de potencia.

1.1.3. Desarrollo de las turbinas de gas

La turbina de gas ha experimentado un progreso y crecimiento desde su primer desarrollo exitoso en 1930. Las primeras turbinas de gas construidas en 1940, y aun en 1950, tenían eficiencias de ciclo sencillo de alrededor de 17% debido a las bajas eficiencias del compresor y de la turbina, y a las bajas temperaturas de entrada de la turbina dadas las limitaciones de la metalurgia de aquellos tiempos. Por lo tanto, las turbinas de gas tuvieron un uso limitado a pesar de su versatilidad y su capacidad de quemar gran variedad de combustibles. Los esfuerzos para mejorar la eficiencia del ciclo se concentraron en tres áreas:

- Incrementar las temperaturas de entrada (o de quemado) de la turbina
- Incremento de las eficiencias de los componentes de turbo maquinaria
- Adición de modificaciones al ciclo básico

La primera turbina de gas para una planta generadora de energía eléctrica fue instalada en 1949 en *Oklahoma* como parte de una planta de energía de ciclo combinado. Fue construida por la *General Electric* y producía 3,5 MW de potencia. Las turbinas de gas instaladas hasta mediados de 1970 sufrían de baja eficiencia y escasa confiabilidad.

En el pasado, la generación de potencia eléctrica para carga base estaba dominada por grandes plantas generadoras a carbón y nucleares. Sin embargo, ha habido un cambio histórico hacia las turbinas de gas impulsadas por gas natural debido a sus mayores eficiencias, menores costos de capital, tiempos más cortos de instalación y mejores características de emisiones, y por la abundancia de suministro de gas natural; ahora más empresas productoras

de energía eléctrica están empleando turbinas de gas para producción de potencia para carga base así como para picos.

Los costos de construcción de plantas generadoras de turbina de gas son aproximadamente la mitad de los de una planta generadora de vapor comparable, alimentado por combustibles fósiles, que fueron las plantas primarias de potencia para carga base hasta principios de 1980. Se pronostica que más de la mitad de todas las plantas de potencia que se instalarán en el futuro sean de turbina de gas o de tipo combinado de turbina de gas y de vapor.

En un capítulo posterior se explicará con más detalle sobre el funcionamiento de las turbinas de vapor.

Una turbina de gas fabricada por *General Electric* al principio de 1990 tenía una razón de presiones de 13,5 y generaba 135,7 MW de potencia neta con una eficiencia térmica de 33% en operación de ciclo sencillo. Una turbina de gas más reciente fabricada por *General Electric* utiliza una temperatura de entrada a la turbina de 1 425°C (2 600°F) y produce hasta 282 MW mientras logra una eficiencia térmica de 39,5% en modo de ciclo sencillo.

Una turbina de gas de pequeña escala de 1,3 toneladas, denominada OP-16, construida por la firma holandesa *Opra Optimal Radial Turbina*, puede trabajar con gas o combustible líquido y reemplazar un motor *diesel* de 16 toneladas. Tiene una razón de compresión de 6,5 y produce hasta 2 MW de potencia. Su eficiencia es de 26% en operación de ciclo sencillo, y sube hasta 37% cuando se equipa con un regenerador.

1.1.4. Desviación de los ciclos de turbina de gas reales de los idealizados

Los ciclos de turbina de gas reales difieren del ciclo de *Brayton* ideal por varias razones. Por un lado, cierta disminución de presión durante los procesos de adición y rechazo de calor es inevitable.

Más importante, la entrada de trabajo real al compresor será mayor y la salida de trabajo real de la turbina será menor debido a irreversibilidades. La desviación del comportamiento real del compresor y la turbina respecto del comportamiento isentrópico idealizado puede explicarse con precisión, si se utilizan las eficiencias isentrópicas de la turbina y el compresor, definidas como:

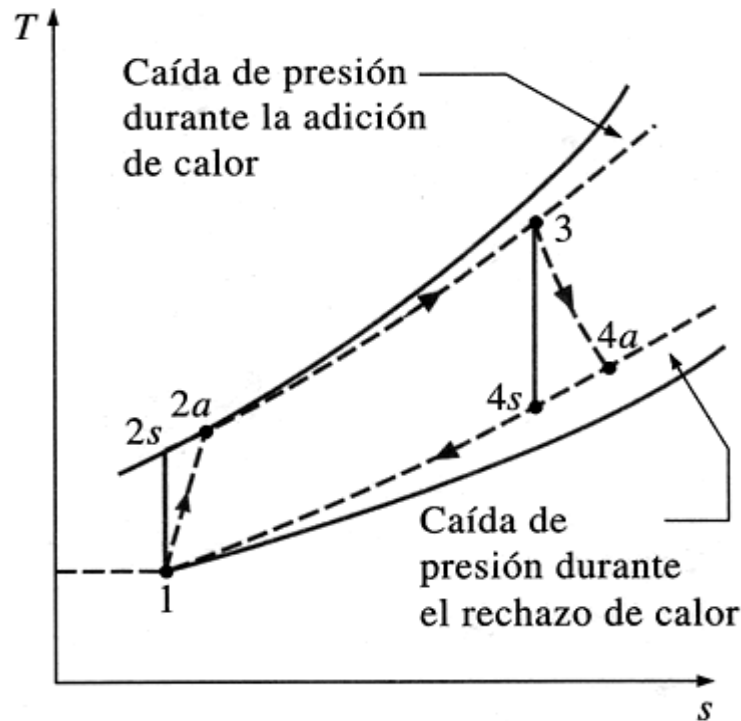
$$\eta_C = \frac{w_s}{w_a} \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (1,8)$$

y

$$\eta_T = \frac{w_a}{w_s} \cong \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \quad (1,9)$$

Donde los estados 2_a y 4_a son los estados de salida reales del compresor y la turbina, respectivamente, y 2_s y 4_s son los estados correspondientes para el caso isentrópico, como se ilustra en la figura 7.

Figura 7. **Desviación de un ciclo de turbina de gas real del ciclo *Brayton* ideal como consecuencia de irreversibilidades**

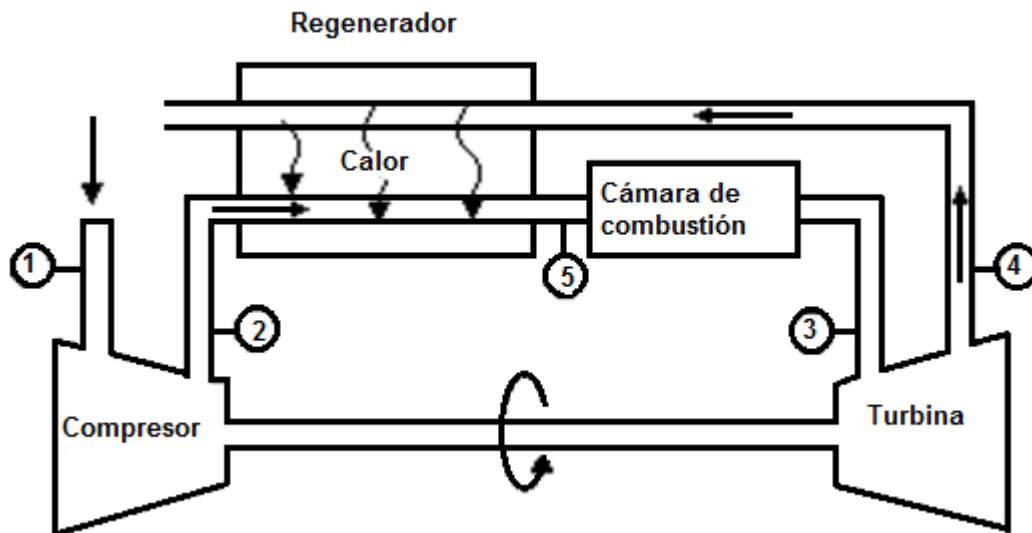


Fuente: Yunus y Michael A. Boles. Termodinámica. 4a ed. p. 463.

1.1.5. Ciclo *Brayton* con regeneración

En las turbinas de gas la temperatura de los gases de escape que salen de la turbina suele ser bastante mayor que la temperatura del aire que abandona al compresor. Por consiguiente, el aire de alta presión que sale del compresor puede calentarse transfiriéndole calor de los gases de escape calientes en un intercambiador de calor a contra flujo, el cual se conoce también como un regenerador o recuperador. Un esquema de la máquina de turbina de gas que utiliza un regenerador y el diagrama T-s del nuevo ciclo se muestran en las figuras 8 y 9, respectivamente.

Figura 8. Motor de turbina de gas con regenerador

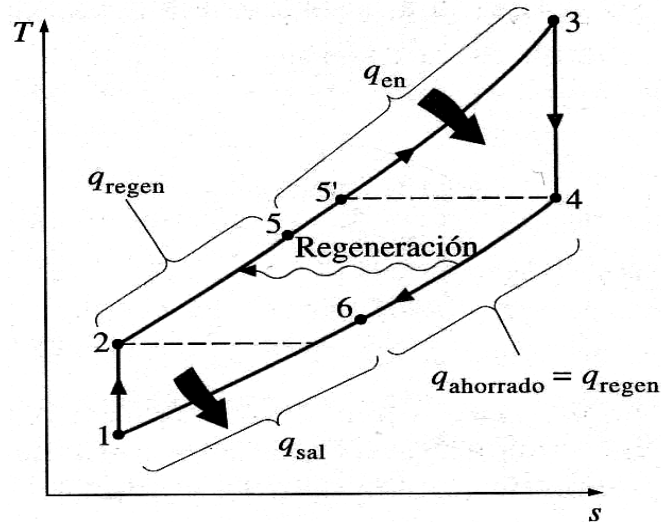


Fuente: Yunus y Michael A. Boles. Termodinámica. 4a ed. p. 465.

La eficiencia térmica del ciclo *Brayton* aumenta debido a la regeneración, en virtud de que la porción de energía de los gases de escape que normalmente se liberan en los alrededores ahora se usa para precalentar el aire que entra a la cámara de combustión. Esto, a su vez, disminuye los requerimientos de entrada de calor y, en consecuencia, de combustible para la misma salida de trabajo neta.

Observe, sin embargo, que el empleo de un regenerador se recomienda sólo cuando la temperatura de escape de la turbina es más alta que la temperatura de salida del compresor. De otro modo, el calor fluiría en la dirección inversa (hacia los gases de escape), y reduciría la eficiencia. Esta situación se encuentra en las máquinas de turbina de gas que operan a relaciones de presión muy altas.

Figura 9. Diagrama T-s de un ciclo *Brayton* con regeneración



Fuente: Yunus y Michael A. Boles. Termodinámica. 4a ed. p. 465.

1.1.6. Modelado

La temperatura más alta que sucede dentro de regenerador es T_4 , la temperatura de los gases de escape que salen de la turbina y entran al regenerador. Bajo ninguna condición el aire puede precalentarse en el regenerador hasta una temperatura superior a este valor. El aire abandona al regenerador normalmente a una temperatura menor, T_5 . En el caso límite (ideal), el aire sale del regenerador a la temperatura de entrada de los gases de escape T_4 . Suponiendo que el regenerador está en perfecto aislamiento y que cualquier cambio en las energías cinética y potencial será despreciable, las transferencias de calor reales y máximas de los gases de escape al aire pueden expresarse como:

$$q_{regen,real} = h_5 - h_2 \quad (1,10)$$

y

$$q_{regen,m\acute{a}x} = h_5 - h_2 = h_4 - h_2 \quad (1,11)$$

El grado al cual un regenerador se aproxima a un regenerador ideal se llama eficiencia (ϵ) y se define como

$$\epsilon = \frac{q_{regen,real}}{q_{regen,m\acute{a}x}} = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2} \quad (1,12)$$

Cuando se utiliza la suposición de aire frío estándar, ésta se reduce a

$$\epsilon \cong \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2} \quad (1,13)$$

Es evidente que un regenerador con una eficiencia más alta ahorrará una gran cantidad de combustible puesto que precalentará el aire a una temperatura más elevada antes de la combustión. Sin embargo, lograr una eficacia mayor requiere el empleo de un regenerador más grande, el cual implica un precio superior y provoca una caída de presión más grande. La mayoría de los regeneradores utilizados en la práctica tienen eficacias por debajo de 0,85.

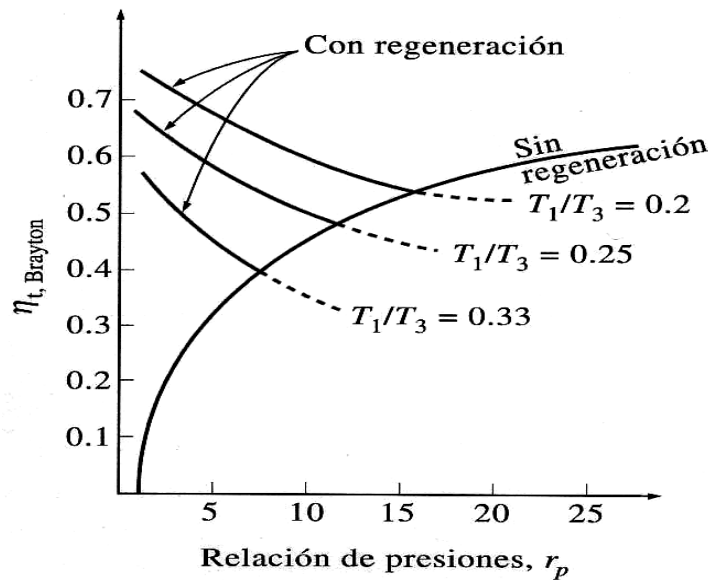
Bajo las suposiciones de aire frío estándar, la eficiencia térmica de un ciclo *Brayton* ideal con regeneración es:

$$\eta_{t,regen} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_3} \right) (r_p)^{(k-1)/k} \quad (1,14)$$

Por consiguiente, la eficiencia térmica de un ciclo *Brayton* con regeneración depende de la relación entre la mínima y la máxima temperaturas,

así como de la relación de presión. La eficacia térmica se grafica en la figura 10 para diversas relaciones de presión y relaciones de temperatura mínima-máxima.

Figura 10. Eficiencia de un ciclo *Brayton* ideal con y sin regeneración



Fuente: Yunus y Michael A. Boles. Termodinámica. 4a ed. p. 466.

1.2. El ciclo de vapor de *Carnot*

El ciclo de *Carnot* es el más eficiente de los que operan entre dos niveles de temperatura especificados. Así, es natural considerar al ciclo de *Carnot* primero como un prospecto de ciclo ideal para las plantas de energía de vapor. Si fuera posible, se adoptaría como el ciclo ideal. Pero, como se explica a continuación, el ciclo de *Carnot* no es un modelo apropiado para los ciclos de potencia. A lo largo de todo el análisis se considera al vapor como el fluido de trabajo, puesto que su empleo predomina en los ciclos de potencia de vapor.

Considere un ciclo de *Carnot* de flujo estable ejecutado dentro de la curva de saturación de una sustancia pura como el agua, según se muestra en la figura 11a. El agua se calienta de modo reversible e isotérmico en una caldera (proceso 1-2); tiene una expansión isoentrópica en una turbina (proceso 2-3); se condensa reversible e isotérmicamente en un condensador (proceso 3-4), y se comprime de manera isoentrópica mediante un compresor hasta su estado inicial (proceso 4-1). Con este ciclo se asocian varias situaciones imprácticas:

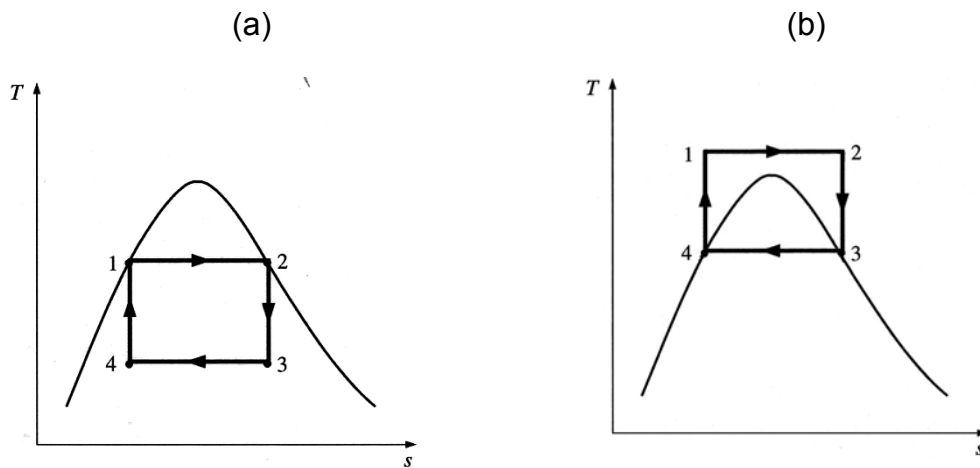
- a)** La transferencia isotérmica de calor hacia o desde un sistema de dos fases no es difícil de alcanzar en la práctica, puesto que una presión constante en el dispositivo fijará automáticamente la temperatura en el valor de saturación. Por consiguiente, es posible aproximar bastante los procesos 1-2 y 3-4 a los de las calderas y condensadores reales. Sin embargo, restringir los procesos de transferencia de calor a sistemas de dos fases limita severamente la temperatura máxima que puede emplearse en el ciclo (tiene que permanecer debajo del valor del punto crítico, que es de 374 °C para el agua). Limitar la temperatura máxima en el ciclo restringe también la eficiencia térmica. Cualquier intento por elevar la temperatura máxima en el ciclo implicará la transferencia de calor al fluido de trabajo en una sola fase, lo que no es fácil de realizar de modo isotérmico.

- b)** El proceso de expansión isoentrópica (proceso 2-3) puede lograrse por medio de una turbina bien diseñada. No obstante, la calidad del vapor disminuye durante este proceso, como se observa en el diagrama T-s de la figura 11a. De ese modo la turbina tendrá que manejar vapor con baja calidad, es decir, vapor con un alto contenido de humedad. El choque de gotas líquidas sobre los álabes de la turbina produce erosión y es una de las principales fuentes de desgaste. Por ello, vapor con calidades

menores a 90% no puede ser tolerado en la operación de plantas de energía. Este problema podría eliminarse mediante un fluido de trabajo con una línea muy inclinada de vapor saturado.

- c) El proceso de compresión isoentrópica (proceso 4-1) implica la compresión de una mezcla de líquido-vapor hasta un líquido saturado. Hay dos dificultades asociadas con este proceso. Primero, no es fácil controlar el proceso de condensación de manera tan precisa como para finalizar con la calidad deseada en el estado 4. Segundo, no es práctico diseñar un compresor que maneje dos fases.

Figura 11 a y b. **Diagrama T-s para dos ciclos de vapor de Carnot**



Fuente: Yunus y Michael A. Boles. Termodinámica. 4a ed. p. 500.

Algunos de estos problemas se eliminan al ejecutar el ciclo de *Carnot* de manera diferente, como se muestra en la figura 11b. Este ciclo presenta otros problemas, como la compresión isoentrópica a presiones en extremo altas y la transferencia isotérmica de calor a presiones variables. Por todo ello se concluye que el ciclo de *Carnot* no se logra en los dispositivos reales y no es un modelo realista para los ciclos de potencia de vapor.

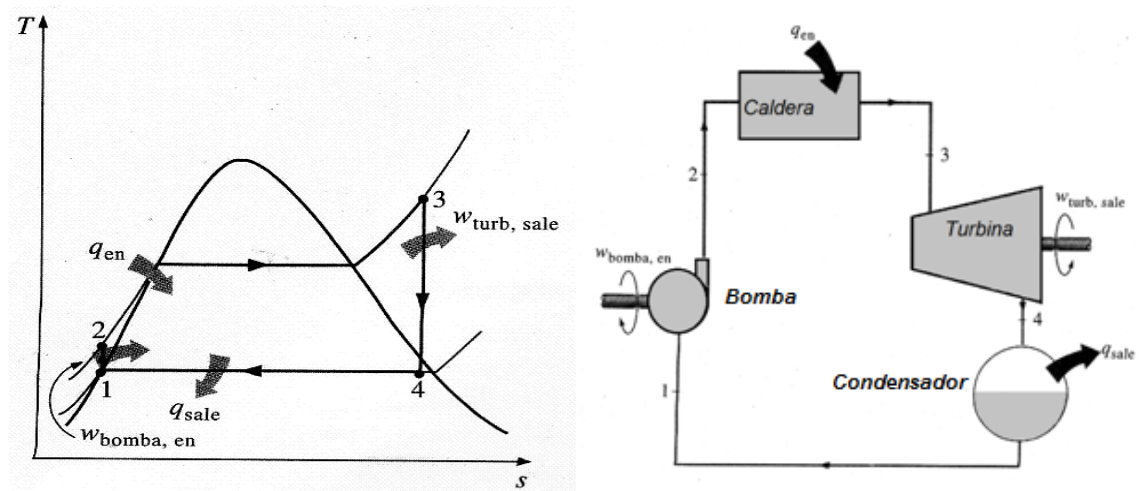
1.3. Ciclo Rankine

1.3.1. El ciclo ideal para los ciclos de potencia de vapor

Es posible eliminar muchos de los aspectos imprácticos asociados con el ciclo de *Carnot* si el vapor es sobrecalentado en la caldera y se condensa por completo en el condensador, como se muestra de manera esquemática en un diagrama T-s en la figura 12. El ciclo que resulta es el ciclo *Rankine*, que es el ciclo ideal para las plantas de potencia de vapor. El ciclo *Rankine* ideal no incluye ninguna irreversibilidad interna y está compuesto por los siguientes cuatro procesos.

- 1-2 Compresión isentrópica en una bomba
- 2-3 Adición de calor a presión constante en una caldera
- 3-4 Expansión isentrópica en una turbina
- 4-1 Rechazo de calor a presión constante en un condensador

Figura 12. Ciclo *Rankine* ideal simple



Fuente: Yunus y Michael A. Boles. Termodinámica. 4a ed. p. 501.

El agua entra a la bomba en el estado 1 como líquido saturado y se le aplica una compresión isoentrópica hasta la presión de operación de la caldera. La temperatura del agua aumenta un poco durante este proceso de compresión isoentrópica debido a una ligera disminución en el volumen específico del agua. La distancia vertical entre los estados 1 y 2 en el diagrama T-s se exagera de manera considerable para mayor claridad.

El agua entra a la caldera como un líquido comprimido en el estado 2 y sale como vapor sobrecalentado en el estado 3. La caldera es un gran intercambiador de calor donde el calor que se origina en los gases de combustión, reactores nucleares u otras fuentes se transfiere al agua a presión constante. La caldera, con la sección donde el vapor se sobrecalienta (el sobrecalentador), recibe el nombre de generador de vapor.

El vapor sobrecalentado en el estado 3 entra a la turbina donde se expande isoentrópicamente y produce trabajo al hacer girar el eje conectado a un generador eléctrico. La presión y la temperatura del vapor disminuyen durante este proceso hasta los valores en el estado 4, donde el vapor entra al condensador. En este estado, el vapor suele ser una mezcla saturada líquido-vapor con una calidad alta. El vapor se condensa a presión constante en el condensador, que es un intercambiador de calor, que rechaza calor hacia un medio de enfriamiento como un lago, un río o la atmósfera.

El vapor abandona el condensador como líquido saturado y entra a la bomba, completando el ciclo. En áreas donde el agua es muy valiosa, las plantas de potencia son enfriadas por aire en lugar de agua. Este método de enfriamiento, que también se emplea en motores de automóvil, recibe el nombre de enfriamiento seco. Varias plantas de potencia en el mundo,

incluidas algunas en Estados Unidos, ya emplean enfriamiento seco para conservar el agua.

El área bajo la curva de proceso en un diagrama T-s representa la transferencia de calor para procesos internamente reversibles; observe que el área bajo la curva de proceso 2-3 representa el calor transferido al agua en la caldera y que el área bajo la curva de proceso 4-1 representa el calor rechazado en el condensador. La diferencia entre esas dos (el área encerrada por el ciclo) es el trabajo neto producido durante el ciclo.

1.3.2. Análisis de energía del ciclo *Rankine* Ideal

Los componentes asociados con el ciclo *Rankine* (bomba, caldera, turbina, y condensador) son dispositivos de flujo estable; por ello es posible analizar los cuatro procesos que conforman el ciclo *Rankine* como procesos de flujo estable. Los cambios en la energía cinética y potencial del vapor suelen ser pequeños respecto de los términos de trabajo y de transferencia de calor y, por consiguiente, casi siempre se ignoran. De ese modo, la ecuación de energía de flujo estable por unidad de masa de vapor se reduce a

$$(q_{entra} - q_{sale}) + (w_{entra} - w_{sale}) = h_e - h_i \quad (\text{KJ/kg}) \quad (1,15)$$

La caldera y el condensador no incluyen ningún trabajo, y se supone que la bomba y la turbina son isoentrópicas. En ese caso la relación de la conservación de la energía para cada dispositivo se expresa como sigue:

Bomba ($q = 0$):

$$w_{bomba, en} = h_2 - h_1 \quad (1,16)$$

o,

$$w_{bomba,en} = v(P_2 - P_1) \quad (1,17)$$

Donde

$$h_1 = h_{f@p1} \quad Y \quad v \cong v_1 = v_{f@p1}$$

$$\text{Caldera } (w = 0): \quad q_{en} = h_3 - h_2 \quad (1,18)$$

$$\text{Turbina } (q = 0): \quad w_{turb,sal} = h_3 - h_4 \quad (1,19)$$

$$\text{Condensador } (w = 0): \quad q_{sal} = h_4 - h_1 \quad (1,20)$$

La eficiencia térmica del ciclo *Rankine* se determina a partir de

$$\eta_t = \frac{w_{neto}}{q_{en}} = 1 - \frac{q_{sal}}{q_{en}} \quad (1,21)$$

Donde

$$w_{neto} = q_{en} - q_{sal} = w_{turb,sal} - w_{bomba,en} \quad (1,22)$$

En Estados Unidos la eficiencia de conversión de las centrales de potencia suele expresarse en términos de la tasa térmica, que es la cantidad de calor suministrada, en Btu, para generar 1 kWh de electricidad. Cuanto menor es la tasa térmica, tanto más grande será la eficiencia. Si se considera que 1 kWh = 3 412 Btu, e ignorando las pérdidas asociadas con la conversión de la potencia de la barra en potencia eléctrica, la relación entre la tasa térmica y la eficiencia térmica se expresa como:

$$\eta_t = \frac{3412(Btu / kWh)}{tasatermica(Btu / kWh)} \quad (1,23)$$

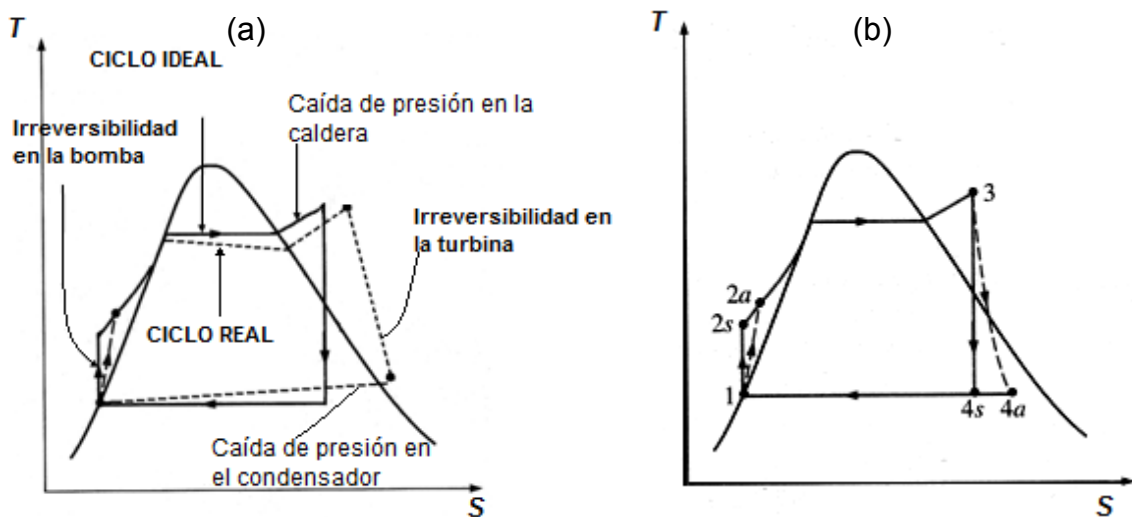
Por ejemplo, una tasa térmica de 11 363 Btu/kWh es equivalente a una eficiencia térmica de 30%.

La eficiencia térmica también se interpreta como la relación entre el área encerrada por el ciclo en un diagrama T-s y el área bajo el proceso de adición de calor.

1.3.3. Desviación de los ciclos de potencia de vapor reales respecto de los idealizados

El ciclo real de potencia de vapor difiere del ciclo *Rankine* ideal, como se ilustra en la figura 13a, debido a las irreversibilidades en diversos componentes. La fricción del fluido las pérdidas de calor indeseables hacia los alrededores son las dos fuentes más comunes de irreversibilidades.

Figura 13. **A) Desviación del ciclo real de potencia de vapor del ciclo *Rankine* ideal. B) el efecto de las irreversibilidades de la bomba y la turbina en el ciclo *Rankine* ideal**



Fuente: Yunus y Michael A. Boles. Termodinámica. 4a ed. p. 505.

La fricción del fluido ocasiona caídas de presión en la caldera, el condensador y las tuberías entre diversos componentes. Como consecuencia, el vapor sale de la caldera a una presión un poco menor. Además, la presión en la entrada de la turbina es un poco menor que la de la salida de la caldera debido a la caída de presión en los tubos conectores. La caída de presión en el condensador por lo general es muy pequeña. Para compensar estas caídas de presión, el agua debe bombearse a una presión más alta que la que el ciclo ideal requiere. Para ello es necesaria una bomba más grande y una mayor entrada de trabajo a la bomba.

La otra fuente importante de irreversibilidad es la pérdida de calor del vapor hacia los alrededores cuando éste circula por varios componentes. Para mantener el mismo nivel de salida neta de trabajo, es necesario transferir más calor al vapor que está en la caldera para compensar esas pérdidas de calor indeseables. Como consecuencia, la eficiencia del ciclo disminuye.

De particular importancia son las irreversibilidades que suceden dentro de la bomba y la turbina. Una bomba requiere una entrada de trabajo mayor, y una turbina produce una salida de trabajo más pequeña como consecuencia de las irreversibilidades. En condiciones ideales, el flujo por estos dispositivos es isoentrópico. La desviación de las bombas y turbinas reales de las isoentrópicas se compensa exactamente empleando eficiencias isoentrópicas, definidas como

$$\eta_p = \frac{w_s}{w_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (1,24)$$

Y

$$\eta_t = \frac{w_a}{w_s} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \quad (1,25)$$

Donde los estados 2a y 4a son los estados reales de salida de la bomba y de la turbina respectivamente, y 2s y 4s son los estados correspondientes para el caso isoentrópico (figura 13b).

También es necesario considerar otros factores en el análisis de los ciclos reales de potencia. En los condensadores reales, por ejemplo, el líquido suele sub enfriarse para evitar el inicio de la cavitación, la rápida vaporización y condensación del fluido en el lado de baja presión del impulsor de la bomba, que a la larga puede destruirla. Hay pérdidas adicionales en los cojinetes entre las partes móviles como consecuencia de la fricción. Por último, la potencia consumida por equipos auxiliares, como los ventiladores que suministran aire al horno, también deben considerarse al evaluar el desempeño de las plantas reales de potencia.

1.3.4. Incremento de la eficiencia del ciclo *Rankine*

Las plantas de energía de vapor son responsables de producir la mayor parte de la energía eléctrica en el mundo, e incluso pequeños aumentos en la eficiencia térmica significan grandes ahorros en los requerimientos de combustible. En consecuencia, es válido cualquier esfuerzo para mejorar la eficiencia del ciclo con el que funcionan las centrales de potencia de vapor.

La idea básica detrás de todas las modificaciones para incrementar la eficiencia térmica de un ciclo de potencia es la misma: aumentar la temperatura promedio a la que el calor se transfiere al fluido de trabajo en la caldera, o disminuir la temperatura promedio a la que el calor se rechaza del fluido de trabajo en el condensador. Es decir, la temperatura promedio del fluido debe ser lo más alta posible durante la adición de calor y lo más baja posible durante

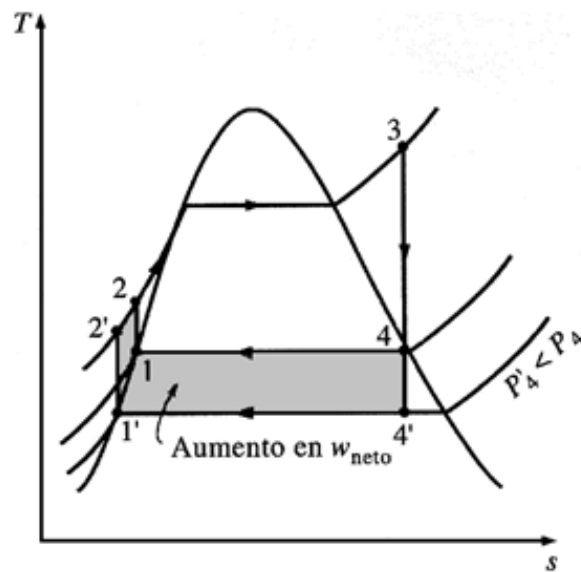
el rechazo de calor. En seguida se analizan tres maneras de lograr esto en el ciclo ideal *Rankine* simple.

1.3.4.1. Reducción de la presión del condensador

El vapor existe como una mezcla saturada en el condensador a la temperatura de saturación correspondiente a la presión dentro del condensador. Por consiguiente, la reducción de la presión de operación de condensador reduce automáticamente la temperatura del vapor y, en consecuencia, la temperatura a la cual el calor se rechaza.

El efecto de la reducción de la presión del condensador en la eficiencia del ciclo *Rankine* se ilustra en un diagrama T-s en la figura 14.

Figura 14. Efecto de reducir la presión del condensador en el ciclo *Rankine* ideal



Fuente: Yunus y Michael A. Boles. Termodinámica. 4a ed. p. 507.

Con fines comparativos, el estado de la entrada de la turbina se mantiene igual. El área sombreada en este diagrama representa el aumento en la salida neta de trabajo debido a la disminución de la presión del condensador de P_4 a P'_4 . Los requerimientos de entrada de calor también aumentan (representados por el área bajo la curva $2'-2$), pero este aumento es muy pequeño. De manera que el efecto total de reducir la presión del condensador es un aumento en la eficiencia térmica del ciclo.

Para aprovechar el aumento de eficiencia a bajas presiones, los condensadores de las plantas de energía de vapor suelen operar muy por debajo de la presión atmosférica, lo que no representa un problema mayor, puesto que los ciclos de potencia de vapor operan en un circuito cerrado. No obstante, hay un límite inferior en la presión del condensador que es posible emplear; no puede ser menor que la presión de saturación correspondiente a la temperatura del medio de enfriamiento.

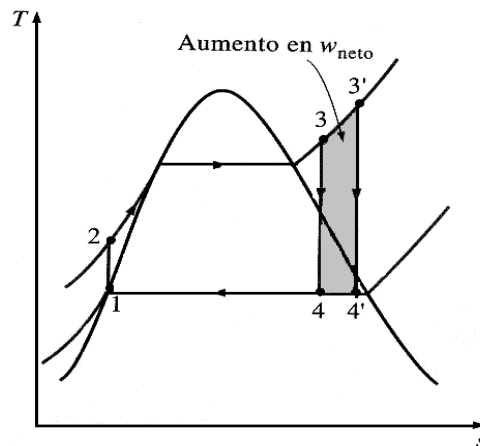
Considerando, por ejemplo, un condensador que va a enfriarse mediante un río cercano a $15\text{ }^{\circ}\text{C}$. Si se permite una diferencia de temperatura de $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ para la transferencia efectiva de calor, la temperatura de vapor en el condensador debe estar arriba de $25\text{ }^{\circ}\text{C}$, por lo que la presión del condensador debe ser mayor a $3,2\text{ kpa}$, que es la presión de saturación a $25\text{ }^{\circ}\text{C}$.

De cualquier modo, la reducción de la presión del condensador no deja de tener efectos colaterales. Por un lado, origina la posibilidad de las filtraciones de aire dentro del condensador. Pero más importante aún, es que incrementa el contenido de humedad del vapor en las etapas finales de la turbina, como puede verse en la figura 14. La presencia de grandes cantidades de humedad es inconveniente en las turbinas, porque disminuye la eficiencia de éstas y erosiona sus álabes.

1.3.4.2. Sobrecalentamiento del vapor a altas temperaturas

Es posible elevar la temperatura promedio a la que se añade calor al vapor sin aumentar la presión de la caldera, y es con el sobrecalentamiento del vapor a altas temperaturas. El efecto del sobrecalentamiento en el desempeño de los ciclos de potencia del vapor se ilustra en un diagrama T-s en la figura 15; el área sombreada representa el aumento en el trabajo neto; el área total bajo la curva de proceso 3-3' representa el aumento en la entrada de calor. De esa manera, tanto el trabajo neto como la entrada de calor aumentan como resultado del sobrecalentamiento del vapor a una temperatura más alta. Sin embargo, el efecto total es un incremento en la eficiencia térmica, puesto que aumenta la temperatura promedio a la cual se añade el calor.

Figura 15. Efecto de sobrecalentar el vapor hasta temperaturas elevadas en el ciclo *Rankine* ideal



Fuente: Yunus y Michael A. Boles. Termodinámica. 4a ed. p. 508.

El sobrecalentamiento de vapor a temperaturas más altas tiene otro efecto muy conveniente: disminuye el contenido de humedad de vapor a la salida de la turbina, como se observa en el diagrama T-s (la calidad del estado 4' es más alta que la del estado 4).

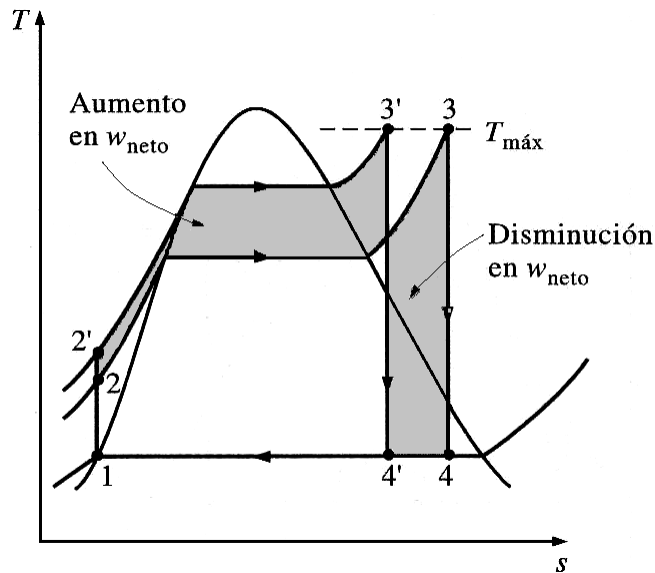
La temperatura a la que el vapor se sobrecalienta está limitada por consideraciones metalúrgicas. En la actualidad la temperatura de vapor más alta permisible en la entrada de la turbina es de aproximadamente 620 °C (1 150 °F). Cualquier aumento en este valor depende del mejoramiento de los materiales actuales o del descubrimiento de otros nuevos que puedan soportar temperaturas más altas. Las cerámicas son muy promisorias en este aspecto.

1.3.4.3. Incremento de la presión de la caldera

Otra manera de aumentar la temperatura promedio durante el proceso de adición de calor es incrementar la presión de operación de la caldera, lo que eleva automáticamente la temperatura a la que sucede la ebullición. Esto, a su vez, incrementa la temperatura promedio a la que se añade calor al vapor y de ese modo incrementar la eficiencia térmica del ciclo.

El efecto de aumentar la presión de la caldera en el desempeño de los ciclos de potencia de vapor se ilustra en un diagrama T-s en la figura 16. Se advierte que para una temperatura de entrada fija en la turbina, el ciclo se corre a la izquierda y aumenta el contenido de humedad del vapor en la salida de la turbina. Este efecto colateral indeseable puede corregirse al recalentar el vapor, como se muestra en la siguiente sección.

Figura 16. Efecto de incrementar la presión de la caldera en el ciclo Rankine ideal



Fuente: Yunus y Michael A. Boles. Termodinámica. 4a ed. p. 509.

Las presiones de operación de las calderas se han incrementado en forma gradual a lo largo de los años desde 2,7 Mpa (400 psi) en 1922 hasta más de 30 Mpa (4 500 psi) hoy en día, lo que genera el suficiente vapor para producir una salida neta de potencia de 1 000 MW o más. En la actualidad muchas centrales de potencia de vapor modernas operan a presiones supercríticas ($P > 22,09$ Mpa) y tienen eficiencias térmicas de 40% en el caso de centrales de combustibles fósiles y de 34% para centrales nucleoelectricas. En Estados Unidos operan aproximadamente 170 centrales de potencia de vapor de presión súper crítica.

1.3.5. Ciclo *Rankine* ideal con recalentamiento

En la sección anterior se apuntó que el aumento en la presión de la caldera incrementa la eficiencia teórica del ciclo *Rankine*, pero que también incrementa el contenido de humedad a niveles inaceptables. Entonces lo más natural es formular la siguiente pregunta:

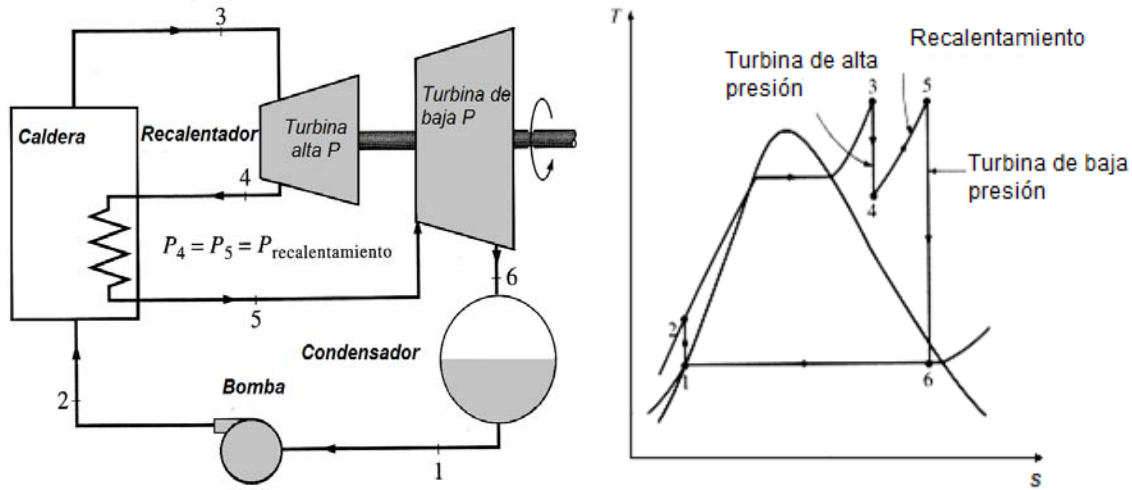
¿Cómo es posible aprovechar las mayores eficiencias a presiones más altas de la caldera sin encarar el problema de humedad excesiva en las etapas finales de la turbina?

Dos posibilidades vienen a la mente:

- a) Sobrecalentar el vapor a temperaturas muy altas antes de que entre a la turbina. Solución deseable, porque la temperatura promedio a la que se añade el calor también se incrementaría, lo que aumentaría la eficiencia del ciclo. Sin embargo, no es una solución viable pues requerirá elevar la temperatura del vapor hasta niveles metalúrgicamente inseguros.
- b) Expandir el vapor en la turbina en dos etapas y recalentarlo entre ellas. En otras palabras, modificar el ciclo *Rankine* ideal simple con un proceso de recalentamiento. El recalentamiento es una solución práctica al problema de humedad excesiva en turbinas y con frecuencia se recurre a él en las modernas plantas de energía de vapor.

El diagrama T-s del ciclo *Rankine* ideal con recalentamiento y el diagrama esquemático de la planta de energía que operan en este ciclo se muestran en la figura 17.

Figura 17. **Ciclo Rankine ideal con recalentamiento**



Fuente: Yunus y Michael A. Boles. Termodinámica. 4a ed. p. 512.

1.3.5.1. Modelado

El ciclo *Rankine* ideal con recalentamiento difiere del ciclo *Rankine* ideal simple en que el proceso de expansión sucede en dos etapas. En la primera (la turbina de alta presión), el vapor se expande isentrópicamente hasta una presión intermedia y se regresa a la caldera donde se recalienta a presión constante, lo más común es que sea hasta la temperatura de entrada de la primera etapa de la turbina. Después, el vapor se expande isentrópicamente en la segunda etapa (turbina de baja presión) hasta la presión del condensador. De modo que la entrada de calor total y la salida total de trabajo de la turbina en un ciclo de recalentamiento vienen a ser:

$$q_{en} = q_{\text{primario}} + q_{\text{recalentamiento}} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4) \quad (1,26)$$

y

$$w_{\text{turb,sal}} = w_{\text{turb,I}} + w_{\text{turb,II}} = (h_3 - h_4) + (h_5 - h_6) \quad (1,27)$$

La incorporación de un recalentamiento simple en una planta de energía moderna mejora la eficiencia del ciclo en 4 o 5%, lo que incrementa la temperatura promedio a la cual el calor se añade al vapor.

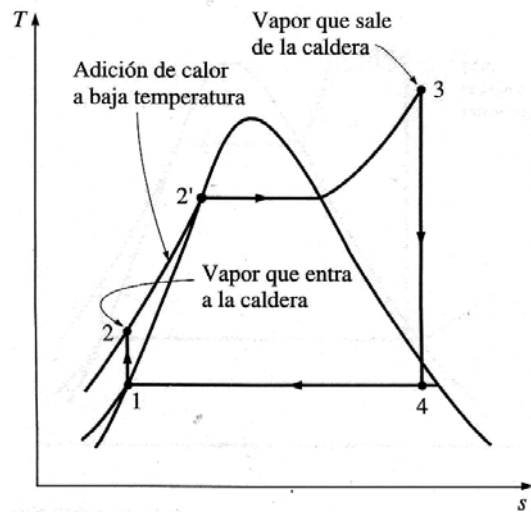
El ciclo con recalentamiento se emplea sólo en plantas de energía de presión súper crítica ($P > 22,09$ Mpa). Una tercera etapa de recalentamiento incrementaría la eficiencia del ciclo en casi la mitad de la mejora alcanzada mediante el segundo recalentamiento. La ganancia es tan pequeña que no justifica el costo y la complejidad adicionales.

Las temperaturas de recalentamiento son muy cercanas o iguales a la temperatura de entrada a la turbina. La presión de recalentamiento óptima se acerca a un cuarto de la presión máxima del ciclo. Por ejemplo, la presión óptima de recalentamiento para un ciclo con una presión de caldera de 12 Mpa es aproximadamente de 3 Mpa.

1.3.6. Ciclo *Rankine* ideal regenerativo

Un examen cuidadoso del diagrama T-s del ciclo *Rankine* redibujado en la figura 18 revela que el calor se añade al fluido de trabajo durante el proceso 2-2' a una temperatura relativamente baja. Esto reduce la temperatura promedio a la que se añade el calor y, por consiguiente, la eficiencia del ciclo.

Figura 18. **Primera parte del proceso de adición de calor en la caldera sucede a temperaturas relativamente bajas**



Fuente: Yunus y Michael A. Boles. Termodinámica. 4a ed. p. 514.

Para remediar esta deficiencia, se debe buscar la manera de elevar la temperatura del líquido que sale de la bomba (que recibe el nombre de agua de alimentación) antes de que entre a la caldera. Una de tales posibilidades es transferir calor al agua de alimentación desde vapor en expansión en un intercambiador de calor a contra flujo integrado en la turbina, es decir, utilizar regeneración. Esta solución también es impráctica debido a que es difícil diseñar tal intercambiador de calor porque incrementaría el contenido de humedad del vapor en las etapas finales de la turbina.

Un proceso de regeneración práctico en las plantas de energía de vapor se logra con la extracción, o “drenado”, del vapor de la turbina en diversos puntos. Este vapor, que podría haber producido más trabajo si se expandía aun más en la turbina, se utiliza para calentar el agua de alimentación. El dispositivo donde el agua de alimentación se calienta mediante regeneración se llama regenerador, o calentador de agua de alimentación.

La regeneración no sólo mejora la eficiencia del ciclo, sino que también proporciona un medio conveniente de deaerear el agua de alimentación para evitar la corrosión en la caldera. También ayuda a controlar la gran tasa de flujo volumétrico del vapor en las etapas finales de la turbina (debido a los grandes volúmenes específicos a bajas presiones). Por consiguiente, la regeneración se emplea en todas las modernas plantas de energía de vapor desde su introducción a principios de la década de los veinte.

Un calentador de agua de alimentación es un intercambiador de calor, donde el calor se transfiere del vapor al agua de alimentación mezclando las dos corrientes de fluido (calentadores de agua de alimentación abiertos) o sin mezclarlas (calentadores de agua de alimentación cerrados).

2. SISTEMAS DE COGENERACIÓN

2.1. Introducción

En estos últimos años, las industrias han hecho frente a costos en crecimiento rápido para todas las formas de la energía, inclusive el carbón mineral, el gas natural, el combustible *diesel* y la electricidad. El costo de los tipos principales de combustibles que utiliza la industria se ha duplicado desde 1975, sobre la base de un dólar por millón de Btu.

Aunque el costo de la electricidad haya ido históricamente a la alza respecto a la elevación de otros costos de la energía, y es actualmente, en algunas áreas, igual en términos reales a lo que era en 1960, se espera que el costo de la electricidad aumente rápidamente en la próxima década. Al igual que las interrupciones de las fuentes de energía de suministro a corto plazo, como el petróleo y el gas natural, que han experimentado algunas industrias en años recientes, la disponibilidad a largo plazo de varios combustibles fósiles no se ve muy clara en el presente.

Estos factores han tenido, y puede esperarse que continuarán teniendo, un impacto significativo en la capacidad de muchos negocios para seguir operando con utilidades. También se ve afectada su capacidad para atacar proyectos de inversión a largo plazo.

Aunque varias compañías han reconocido e implantado en estos últimos años medidas de control en la utilización de la energía para regular en alguna forma el alza de los costos, el reto que espera a los gerentes de negocios en los

años por venir continúa siendo cómo operar con utilidades frente a los precios crecientes de la energía. En muchos casos, la cogeneración de energía y vapor no es sólo una inversión económicamente fundada en los días actuales, sino también una barrera contra la inflación futura.

2.2. Definiciones

El término cogeneración o sistema de energía total surge para englobar los procedimientos de producción y optimización energética (fuente de energía primaria, formas de energía producida, etc.), con la preocupación por la protección medioambiental.

- Cuando es usado el término cogeneración, normalmente se hace en el contexto de la producción coincidente de energía eléctrica y térmica en una instalación. Sin embargo, el término cogeneración puede, además, aplicarse a la producción coincidente de energía mecánica y térmica.
- Cogeneración es la producción conjunta de electricidad o energía mecánica, y de energía térmica útil. Este aprovechamiento integrado de calor y electricidad implica un aumento importante del rendimiento.
- Cogeneración es la producción combinada de calor y potencia a partir de la misma fuente primaria.
- La cogeneración es la generación simultánea de energía térmica y eléctrica con un rendimiento energético extraordinario, empleando una energía noble y económica como el gas.

- Una alternativa energética sumamente atractiva, por eficiente, rentable y limpia, beneficiosa no sólo para el industrial, por la reducción de costos energéticos que obtiene y la consiguiente competitividad empresarial, sino para el país por el ahorro de energía primaria que implica.

2.3. Clasificación según la producción de energía eléctrica y energía térmica

Hay dos tipos básicos de sistemas de cogeneración; su clasificación depende de que se produzca primero la energía térmica o la energía eléctrica. En uno, el sistema de cogeneración de ciclo superior o sistema superior, el calor de desecho de la producción de electricidad se utiliza para proporcionar calentamiento de espacios, calentamiento de un proceso industrial, acondicionamiento de aire por absorción u otras necesidades térmicas relacionadas. Un sistema de cogeneración de ciclo inferior, o sistema inferior, en cambio, utiliza el calor expulsado por un proceso industrial para producir electricidad.

Dada la alta calidad del vapor (vapor a suficiente temperatura y presión) que se necesita para la generación de electricidad, los sistemas inferiores o de fondo no son de aplicación tan apropiada como los sistemas superiores. No obstante, los sistemas inferiores pueden ser una solución perfecta cuando el vapor de descarga de una operación a alta presión, como de una prensa compresora de cartón, es todavía una calidad relativamente alta.

2.3.1. Sistemas superiores

En los sistemas superiores se emplea una turbina de vapor o un motor de combustión interna para mover un generador y producir electricidad como se

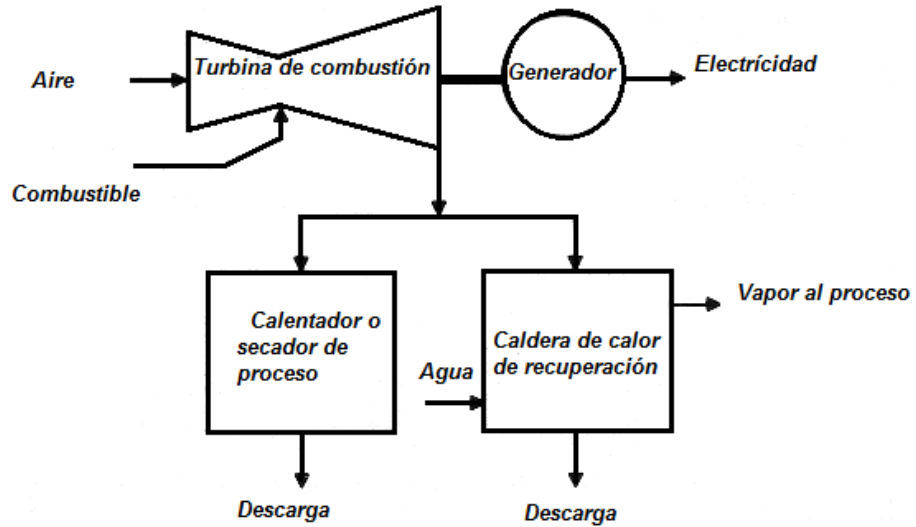
muestra en las figuras 19 y 20. El recurso de calor de desecho es ya sea (1) vapor procedente del escape de la turbina o (2) gases de escape o calor de chaquetas recuperado de los motores de combustión interna. Estos recursos de calor se utilizan entonces directamente para procesos tales como los siguientes:

- Secado de madera u otros materiales de construcción
- Recalentamiento de metales
- Calentamiento de agua, aire u otros medios de transferencia de calor, como por ejemplo, petróleo comercialmente disponible
- Cocinado de alguna fruta o productos

Este tipo de sistemas se utiliza principalmente en la industria textil, petrolera, celulosa y papel, cervecera, alimenticia, azucarera, entre otras, donde sus requerimientos de calor son moderados o bajos con temperaturas de 250°C a 600 °C.

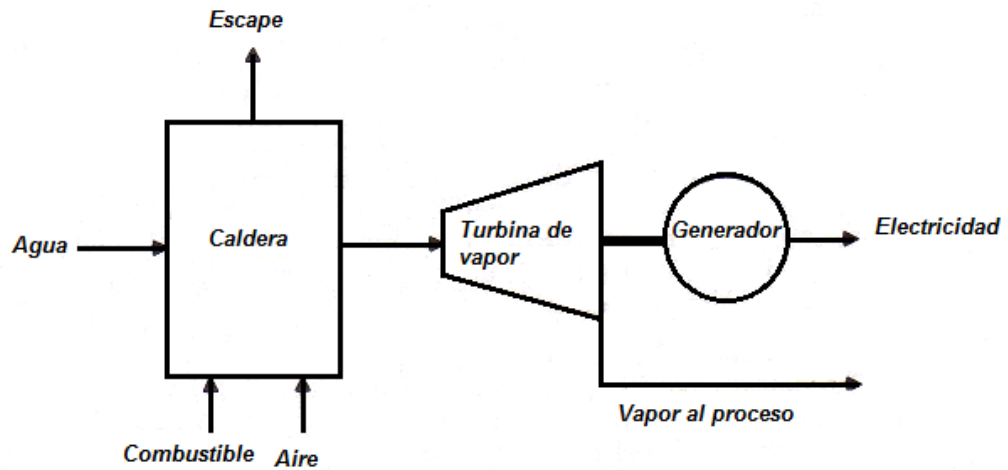
En los sistemas superiores pueden emplearse turbinas de gas, motores *diesel*, motores de encendido a chispa y distintos tipos de turbinas de vapor. También pueden usarse turbinas de gas, motores *diesel* y motores de encendido a chispa, con algunas limitaciones, en combinación con turbinas de gas. Si se produce la energía motriz por medio de una turbina de gas y los gases de escape tienen un contenido de oxígeno bastante alto, los gases de escape pueden usarse también para precalentar el aire de combustión en calderas y bajar las necesidades de combustible.

Fig. 19. Sistema superior trabajando con turbina de combustión



Fuente: Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía. México.

Fig. 20. Sistema superior trabajando con turbina de vapor



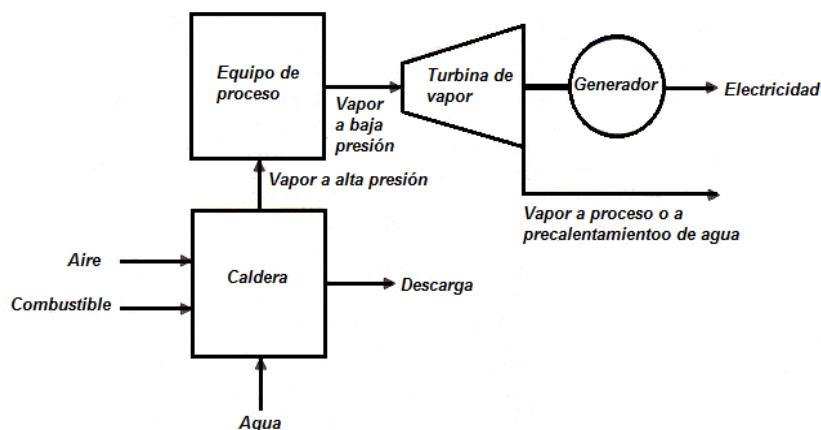
Fuente: Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía. México.

2.3.2. Sistemas inferiores

El calor de desecho para los sistemas inferiores puede obtenerse del escape de hornos, estufas, reacciones químicas y otros procesos, tales como prensas de vapor de alta presión. Probablemente el sistema inferior más común utiliza el calor de desecho para generar vapor en una caldera de recuperación con objeto de mover una turbina o un generador como se muestra en la figura 21, pero es limitada la experiencia comercial con esta clase de sistemas. Uno de estos sistemas tiene la ventaja de no requerir combustible adicional alguno para generar la electricidad, y debe ser de alta confiabilidad porque trabaja, quedando igual todo lo demás, a temperaturas más bajas que los sistemas superiores.

Además tiene la ventaja de ser adaptable a varias aplicaciones de reconversión. Los ciclos inferiores están asociados con procesos industriales en los que se presentan altas temperaturas como el cemento, la siderúrgica, vidriera y química. En tales procesos resultan calores residuales del orden de 900 °C que pueden ser utilizados para la producción de vapor y electricidad.

Fig. 21. Esquema de sistema inferior trabajando con turbina de vapor



Fuente: Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía. México.

2.4. Configuraciones típicas

Para cada tipo de sistema de cogeneración, pueden diseñarse muchas configuraciones diferentes con el equipo que se tenga disponible. La configuración del sistema necesario depende de las características específicas de la instalación, como por ejemplo, las siguientes:

- Tamaño de la planta
- Tipo de combustible
- Calor del proceso o temperatura del vapor y requisitos del proceso
- Limitaciones de emisión
- Factores económicos

Con base en la experiencia de compañías que han diseñado, instalado y operado sistemas de cogeneración, los enfoques que se muestran en la tabla I y se resumen más adelante son los de uso más frecuente.

Los análisis que siguen están organizados primordialmente en función del tipo de equipo que utiliza la fuente motriz primaria (por ejemplo, vapor). Las calderas de calor recuperado, si bien no corresponden a esta clasificación, se analizan aquí porque pueden ser un subsistema en una o más de estas aplicaciones.

Tabla I. Configuraciones potenciales de cogeneración

Configuraciones potenciales de cogeneración		
	Combustible líquido	Combustible sólido (carbón, madera o desperdicio de madera)
Necesidades mínimas de vapor o de calor de proceso	5 000 lb./h* (5 000 000 Btu/h)	10 000 lb./h* 10 000 000 Btu/h)
Configuraciones sugeridas	Ciclo superior, con turbina de combustión a gas o motor de combustión y descarga a una caldera de calor de recuperación	Ciclo superior con turbina de vapor y descarga a una aplicación de proceso
	Ciclo superior con turbina de combustión a gas o motor de combustión y descarga a una aplicación de proceso	Ciclo inferior con descarga a una turbina de vapor
Otras configuraciones	Ciclo superior con descarga a un recuperador Ciclo superior con descarga a un calefactor o caldera de reconversión	Ciclo superior con descarga a una caldera convencional Ciclo superior con descarga a un recuperador

*Dependiendo de la presión y temperatura del vapor. nota: 1 lb. = 0.4536 Kg.; 1 Btu/h = 0.293 W.
Fuente: Donald G. Fink; H. Wayne Beaty. Manual de Ingeniería Eléctrica. p. 5-123.

2.5. Sistemas de cogeneración según el tipo de motor primario

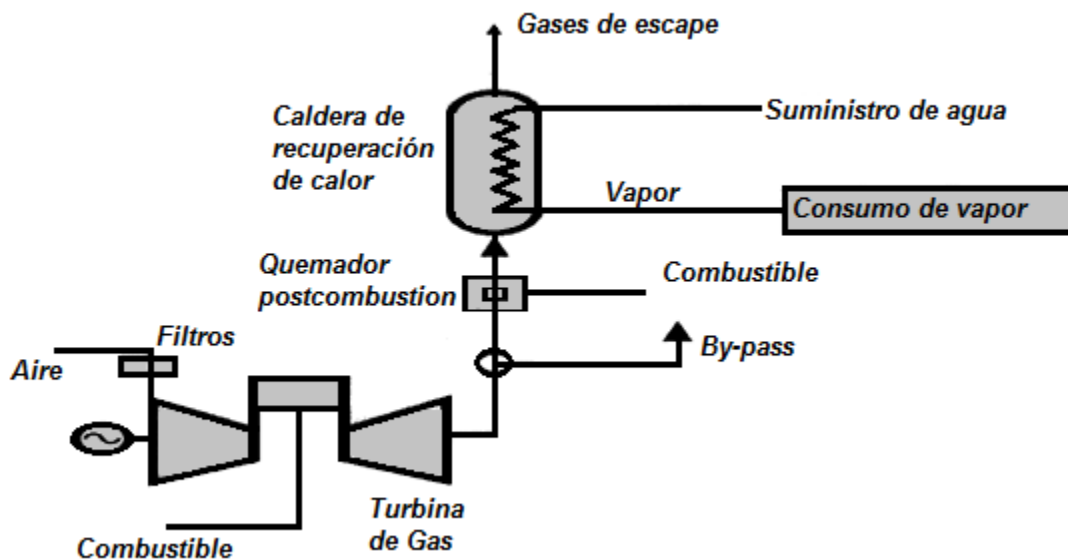
Generalmente, los sistemas de cogeneración están clasificados de acuerdo con el tipo de motor primario que utiliza para generar energía. De acuerdo con este criterio:

- Cogeneración con turbina de gas
- Cogeneración con turbina de vapor
- Cogeneración en ciclo combinado
- Cogeneración con motor alterno

2.5.1. Cogeneración con turbinas de gas

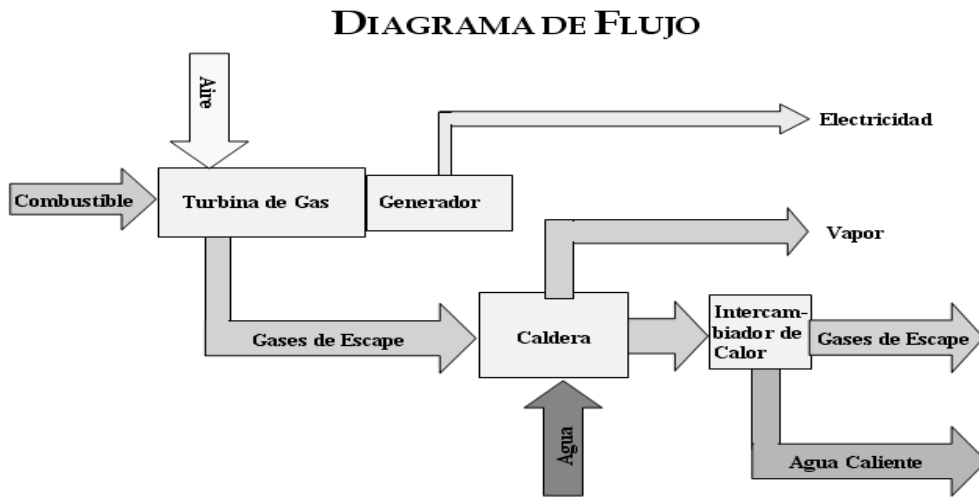
En este sistema el combustible es quemado en una cámara de combustión, de la cual los gases generados son introducidos a la turbina, para convertirse en energía mecánica, la que podrá ser transformada en energía eléctrica usando un alternador. Los gases de escape tienen una temperatura que va de 500 a 650° C. Estos gases son relativamente limpios y por lo tanto se pueden aplicar directamente a los procesos de combustión posteriores, ya que tienen un contenido de oxígeno de alrededor del 15% al 16%, y debido a su alta temperatura suelen ser empleados a su vez, para producir otro fluido caliente como vapor, aire, o agua, su esquema se muestra en la figura 22, 23 y 24.

Figura 22. Sistema de cogeneración con turbina de gas



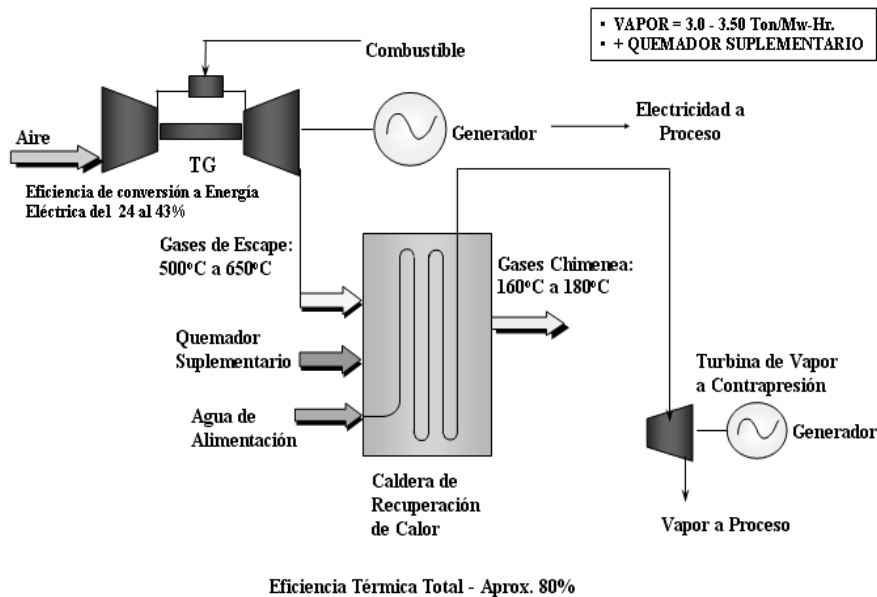
Fuente: Comisión Nacional para el Ahorro de Energía. México.

Figura 23. Diagrama de flujo de sistema de cogeneración con turbina de gas



Fuente: Sistemas de energía Internacional, S.A. de C.V.

Figura 24. Diagrama real de un sistema de cogeneración con turbina de gas con valores de proceso



Fuente: Sistemas de energía Internacional, S.A. de C.V.

2.5.1.1. Ventajas

- Amplio rango de aplicaciones
- Gran confiabilidad
- Calor de alta temperatura
- Gases con un alto contenido en oxígeno
- Altas eficiencias de conversión de energía térmica
- Eficiencias de conversión a energía eléctrica del 27%
- Alcanza eficiencias globales arriba del 80% (27% eléctrica, 53% térmica)
- Alta seguridad de operación
- Bajo costo relativo de inversión
- Tiempo corto de arranque
- Requiere de poco espacio

2.5.1.2. Inconvenientes

- Limitaciones de bunker
- Período de vida relativamente corto
- Baja eficiencia en carga parcial

2.5.1.3. Rango de operación de potencia

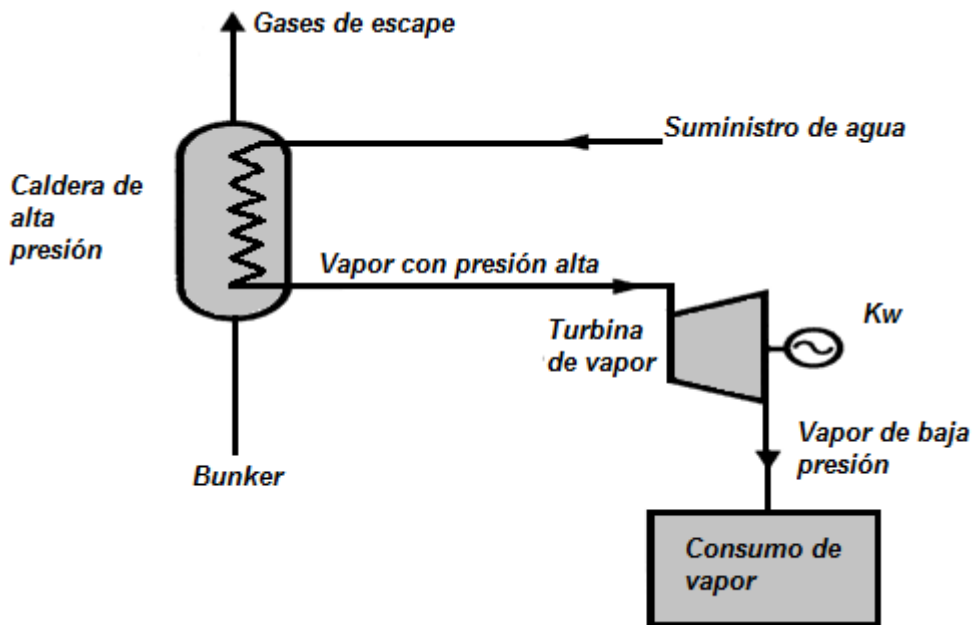
Este tipo de sistema se encuentra en una amplia gama de capacidades, desde 6 KW hasta 100 MW. En Guatemala actualmente se reportan 165,28 MW de potencia efectiva entregada al Sistema Eléctrico Nacional; en el capítulo 3 tendremos más detalles de este tipo de turbinas.

2.5.2. Cogeneración con turbina de vapor

En este sistema la energía mecánica se produce por la turbina mediante la expansión del vapor de alta presión, generado en una caldera convencional. Bajo este sistema la generación de energía eléctrica por unidad de combustible es menor que en la turbina de gas (generalmente del orden de 15%), aunque la eficiencia global del sistema es más alta (del 85 al 90%) que en la turbina de gas ya que produce energía térmica del orden del 75%, en el capítulo 4 veremos cómo se puede obtener esta eficiencia que se conoce como *incremental Heat Rate*. Su esquema se muestra en la figura 25.

Las turbinas de vapor se dividen en tres tipos: a contrapresión, a extracción y a condensación.

Figura 25. Esquema de cogeneración con turbina de vapor



Fuente: Comisión Nacional para el Ahorro de Energía. México.

2.5.2.1. Ventajas

- Eficiencia global del sistema alta, 85% (20 a 25% eléctrica, 75% térmica)
- Alta seguridad operativa
- Se puede usar cualquier tipo de bunker
- Amplio rango de potencia
- Vida útil (25 años)

2.5.2.2. Inconvenientes

- Los sistemas de cogeneración con turbinas de vapor producen considerablemente menos electricidad por libra de vapor de proceso, que los de turbinas de combustión. La relación esperada de producción de potencia a insumo de energía esta en el intervalo de 10 a 60 kWh por 1 000 lb de vapor.
- Elevado costo económico
- Tiempo de arranque muy lento

2.5.2.3. Rango de operación de potencia

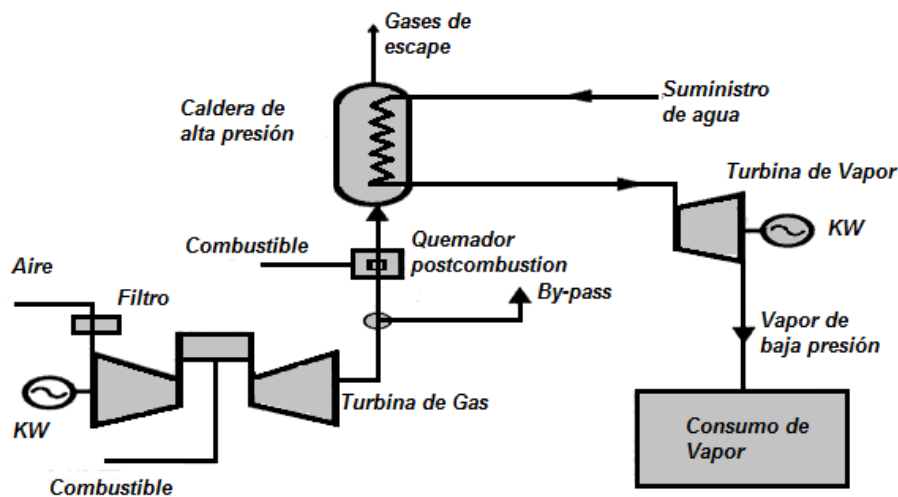
Este sistema de cogeneración puede tener una capacidad de generación de energía eléctrica que va del rango de 500 kW hasta de 105 MW o más. Según registros del AMM la potencia efectiva al sistema con este tipo de turbinas es de 151,75 MW.

2.5.3. Cogeneración en ciclo combinado

Una forma de utilizar las turbinas de gas, que actualmente está tomando auge, es la del ciclo combinado. En este sistema se genera vapor a alta presión, utilizando los gases de escape de la turbina de gas, y el cual se expandiona en una turbina de vapor de contrapresión, generándose energía eléctrica en ambas turbinas y obteniéndose vapor de baja presión para el proceso. Actualmente se considera que ésta es una de las mejores soluciones para tener excedentes de energía eléctrica a un buen costo, siempre que se tenga un buen acoplamiento de la energía térmica.

Su mejor rango de utilización es cuando se tienen cargas muy variables de vapor y se requiere generar una potencia en firme, como puede ser vender una potencia en firme con la turbina de gas y darle seguimiento a su carga con la turbina de vapor apoyada en la de gas. Este sistema se presenta en la figura 26.

Figura 26. Sistema de cogeneración en ciclo combinado



Fuente: Comisión Nacional para el Ahorro de Energía. México.

El ciclo combinado se aplica en procesos donde la razón potencial/calor es alta.

2.5.3.1. Ventajas

- Alta eficiencia de generación tanto eléctrica como térmica
- Máximo aprovechamiento de los combustibles utilizados
- Alta seguridad de operación
- Bajos costos de mantenimiento
- Menos contaminación por unidad de combustible
- Su construcción puede realizarse en dos etapas, siendo primero turbogas y posteriormente terminar la construcción de la unidad de vapor y completarse así el ciclo combinado.

2.5.3.2. Inconvenientes

- Alto costo económico en inversión inicial
- Tiempo de arranque muy lento

2.5.3.3. Rango de operación de potencia

Este sistema por ser combinado, presenta un rango de potencia más elevado que un sistema trabajando individualmente. Por tanto su rango es mayor que los descritos anteriormente.

2.5.4. Cogeneración con motor alterno

Los motores *diesel* industriales ofrecen una variedad de posibilidades en la cogeneración. Hay motores *diesel* grandes de baja velocidad con capacidad para producir hasta 30 MW de electricidad. Las máquinas *diesel* más pequeñas de alta velocidad, que queman grados más altos de petróleo combustible, tienen capacidad para producir menos de 5 MW. En cualquier configuración puede recuperarse calor tanto de los gases de escape como del sistema interno de enfriamiento del motor.

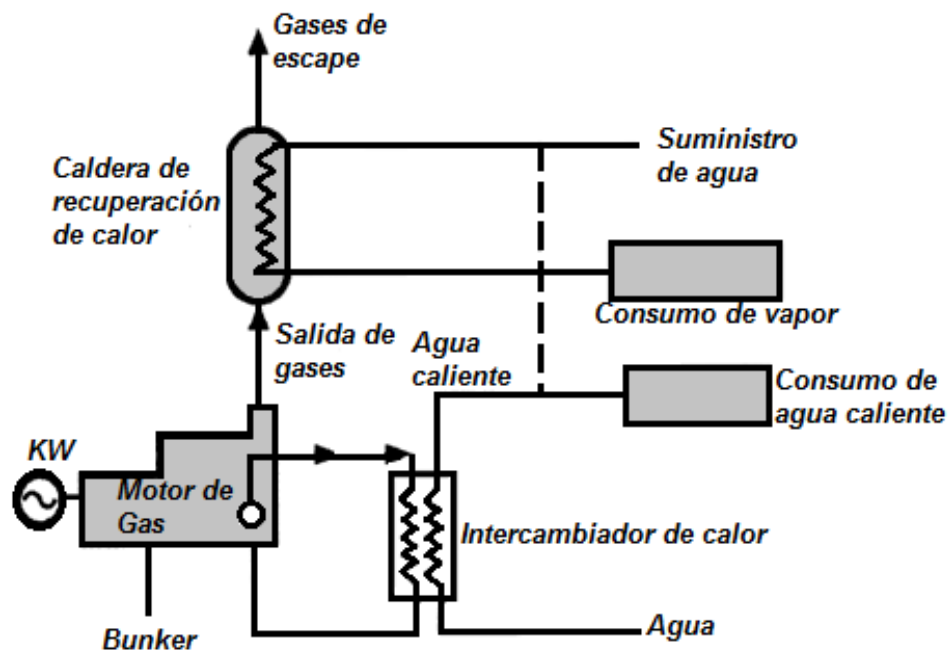
La temperatura de los gases de escape liberados por los motores *diesel* es inferior a la de las turbinas de gas. Como consecuencia, los motores *diesel* ofrecen posibilidades para el secado de materias primas, para calefacción de espacios o en aplicaciones que requieran vapor de baja calidad, en conjunto con una caldera de calor recuperado. Si el contenido de oxígeno es suficientemente alto en el escape de equipo *diesel*, también puede usarse para calentar el aire de combustión de calderas. No obstante, si se utiliza el precalentamiento suplementario de la caldera de recuperación en aplicaciones que requieran mayores presiones o temperaturas del vapor, habrá un decrecimiento correspondiente en la eficiencia global del sistema.

No debe dejarse de contar el calor recuperado de los sistemas de enfriamiento de equipos *diesel*, que aunque de una temperatura mucho más baja, puede usarse a menudo para calefacción de espacios o en aplicaciones de procesos de baja temperatura, como los de procesamiento de alimentos o la fabricación de papel y textiles. Por razón de esta segunda fuente de energía térmica recuperable, la relación comparativa de electricidad producida por Btu de combustible quemado por un sistema de cogeneración con *diesel* es un compuesto que representa el sistema potencial global.

Los motores *diesel* son capaces de producir de 250 a 500kWh/MBtu de combustible cuando se utilizan con una caldera de recuperación sin postcombustión (una en la que no sea necesario usar postcombustión suplementario). Cuando se emplean para generar vapor únicamente, esta relación puede llegar a ser hasta de 1 500 kWh/MBtu.

Los motores *diesel* no son tan sensibles a la temperatura ambiente como las turbinas de gas. Pero, a diferencia de las turbinas de gas, la cantidad de calor producido suele ser proporcional a la carga del motor. El esquema básico de este sistema de cogeneración se muestra en la figura 27.

Figura 27. **Sistema de cogeneración con motor alterno**



Fuente: Comisión Nacional para el Ahorro de Energía. México.

2.5.4.1. Ventajas

- Alta eficiencia de producción de energía eléctrica (hasta 40%)
- Eficiencia global del sistema del orden del 70% (40% eléctrica, 30% térmica)
- Bajo costo de inversión
- Vida útil (25 años)
- Alta eficiencia a baja carga
- Consumo medio de agua de enfriamiento
- Requiere de poco espacio para su instalación

2.5.4.2. Inconvenientes

- Alto costo de mantenimiento
- La energía calorífica se dispersa en grandes cantidades, y a baja temperatura
- Baja temperatura de la energía térmica producida

2.5.4.3. Rango de operación de potencia

Este sistema es bastante flexible en cuanto a potencias se refiere ya que va desde pequeñas cantidades de potencia 15 kW hasta potencias mayores de 30 MW.

A continuación se presenta una tabla donde se resume los diferentes tipos de tecnologías de cogeneración en la cual se puede comparar las eficiencias de cada uno.

Tabla II. **Comparación de eficiencias de los diferentes sistemas cogeneración**

Tecnología de cogeneración	Eficiencia eléctrica (%)	Eficiencia térmica (%)
Turbinas de vapor	33	52
Turbinas de gas sin post-combustión	38	47
Turbinas de gas con post-combustión	38	42
Ciclo combinado	57	33
Motor reciprocante (aprovechando calor de gases de combustión y calor del sistema de enfriamiento)	40	30
Motor reciprocante (aprovechando calor de gases de combustión y calor del sistema de enfriamiento)	40	20
Microturbina	30	50

Fuente: Comisión Nacional para el Uso Eficiente de Energía. México.

2.6. Beneficios de la cogeneración

En los sistemas de cogeneración la energía empleada para generar la energía eléctrica y térmica es mucho menor a la utilizada en los sistemas convencionales de generación de energía eléctrica y térmica por separado, es decir, que de un 100% de energía contenida en el combustible, en una termoeléctrica convencional sólo 33% se convierte en energía eléctrica, el resto, se pierde a través del condensador, los gases de escape, las pérdidas mecánicas y las pérdidas eléctricas por transformación y transmisión. En los sistemas de cogeneración se llega a aprovechar hasta un 85 % de la energía contenida en el combustible para la generación de energía eléctrica y calor al

proceso (26-31% eléctrico y 59-54% térmico). Lo anterior se puede observar en los diagramas que se muestran en la figura 28.

Este proceso permite que el combustible que se agregue a un proceso, para generar energía eléctrica por cogeneración, sea mucho menor que el usado en las plantas convencionales de generación de energía eléctrica para la misma generación.

A manera de ejemplo se cita la directiva 2004/8/CE del Parlamento Europeo y del Consejo de 11 de febrero de 2004, relativa al fomento de la cogeneración sobre la base de la demanda de calor útil en el mercado interior de la energía.

El fomento de la cogeneración de alta eficiencia sobre la base de la demanda de calor útil es una prioridad comunitaria habida cuenta de los beneficios potenciales de la cogeneración en lo que se refiere al ahorro de energía primaria, a la eliminación de pérdidas en la red y a la reducción de las emisiones, en particular de gases de efecto invernadero. Además, el uso eficaz de la energía mediante la cogeneración puede también contribuir positivamente a la seguridad del abastecimiento energético y a la situación competitiva de la Unión Europea y de sus Estados miembros. Por consiguiente, es necesario tomar medidas para garantizar una mejor explotación del potencial en el marco del mercado interior de la energía.

El uso cada vez mayor de la cogeneración orientada al ahorro de energía primaria podría constituir una parte importante del paquete de medidas necesarias para cumplir el Protocolo de *Kioto* de la Convención marco de las Naciones Unidas sobre el cambio climático, y de cualquier otro paquete de políticas para cumplir nuevos compromisos. La Comisión, en su comunicación

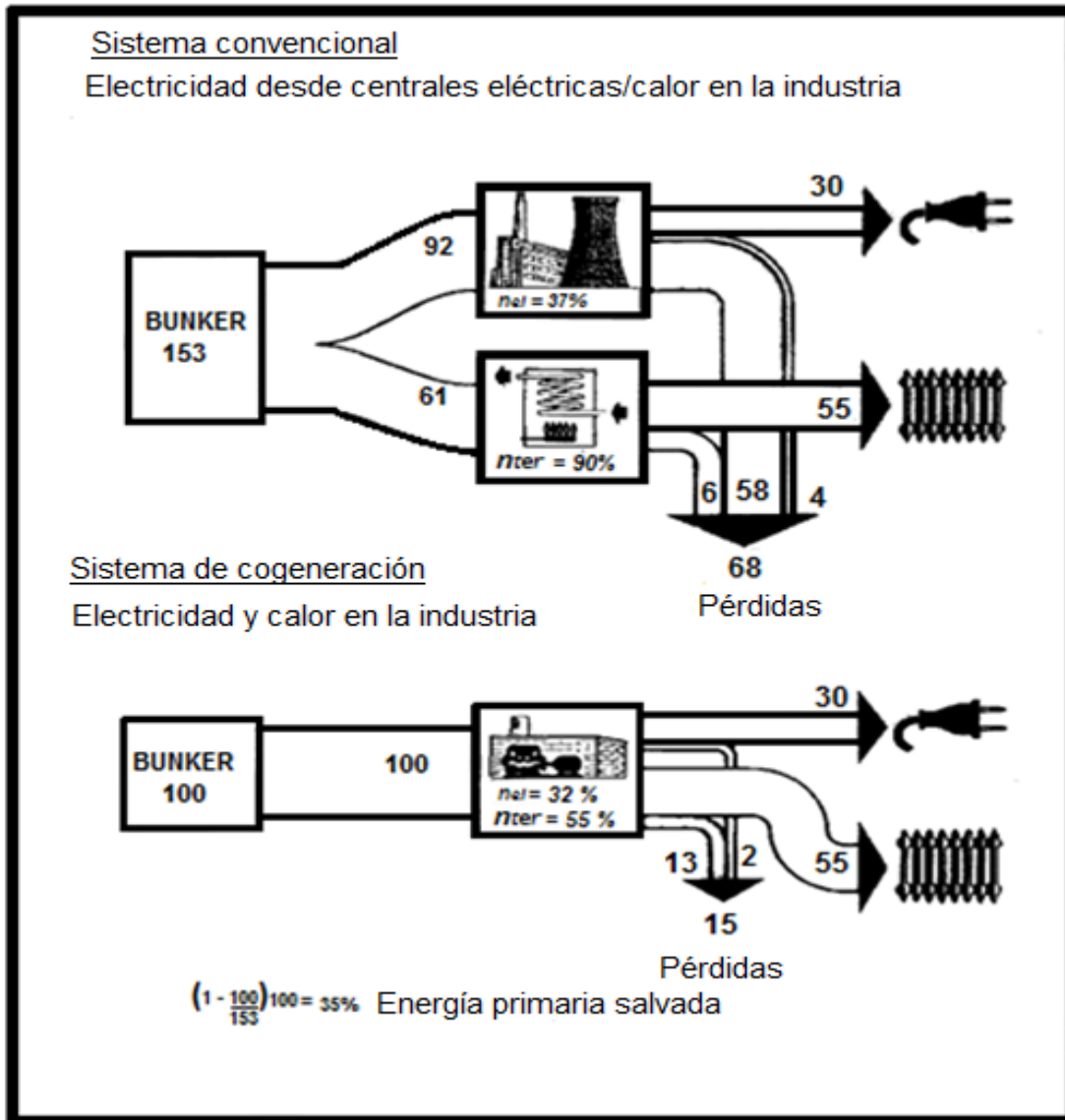
acerca de la ejecución de la primera fase del programa Europeo sobre el cambio climático determinó que el fomento de la cogeneración es una de las medidas necesarias para reducir las emisiones de gases de efecto invernadero del sector energético y anunció su intención de presentar una propuesta de directiva sobre el fomento de la cogeneración en 2002.

En la presente Directiva, por cogeneración de alta eficiencia se entiende la que permite ahorrar energía mediante la producción combinada, en lugar de separada, de calor y electricidad. Se considera que hay «cogeneración de alta eficiencia» cuando el ahorro energético es superior al 10 %. Para obtener el máximo ahorro de energía y evitar que se pierda dicho ahorro de energía, debe prestarse la mayor atención a las condiciones de funcionamiento de las unidades de cogeneración.

Tecnologías de cogeneración consideradas por la Directiva:

- a) Turbina de gas de ciclo combinado con recuperación del calor
- b) Turbina de contrapresión sin condensado
- c) Turbina con extracción de vapor de condensación
- d) Turbina de gas con recuperación del calor
- e) Motor de combustión interna
- f) Micro turbinas
- g) Motores Stirling
- h) Pilas de combustible
- i) Motores de vapor
- j) Ciclo *Rankine* con fluido orgánico
- k) Cualquier otro tipo de tecnología o combinación de tecnologías que corresponda a la definición que figura en la letra a)

Figura 28. Energía primaria ahorrada usando sistema de cogeneración



Fuente: Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía. Madrid.

La tabla III muestra el ahorro típico de un sistema de cogeneración, comparándolo con un sistema convencional. Para aclaración, de los conceptos de la siguiente tabla, la energía primaria consumida ha sido de 100 kW/h para todos los casos.

Tabla III. **Comparación del ahorro de energía primaria**

Sistema		Energía producida Kw/h	Cogeneración		Convencional		Energía primaria salvada %
			Rendimiento total	Energía primaria consumida. Kw/h	Rendimiento total	Energía primaria consumida Kw/h	
Gas turbina	Electricidad	26.5			0.33	80.3	
	Calor	54.4			0.93	58.5	
	Total	80.9	81%	100		138.8	28
Gas turbina Con post combustión	Electricidad	17			0.33	51.5	
	Calor	69.7			0.93	74.9	
	Total	86.7	87%	100		126.4	21
Turbina vapor	Electricidad	15			0.33		
	Calor	75			0.93		
	Total	90	90%	100		126.1	21
Motor alterno	Electricidad	36			0.33	109	
	Calor	34			0.93	36.6	
	Total	70	70%	100		145.6	31

Fuente: Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía. Madrid.

2.6.1. Punto de vista de los intereses nacionales

La cogeneración tiene implícitos beneficios a nivel país como al sector industrial, desde el punto de vista país, se refleja en un ahorro de la energía primaria, petróleo, gas natural, carbón mineral y biomasa al hacer un uso más eficiente de los energéticos. El ahorro de energía primaria por las plantas de cogeneración se obtiene gracias a la generación de energía eléctrica, y dicho ahorro se otorga en su totalidad a dicha energía producida.

Para obtener dicho ahorro en la generación de energía eléctrica, las plantas de cogeneración deben aprovechar el calor que inevitablemente se

produce. El objetivo de todos los procesos de cogeneración es ahorrar combustible y, en consecuencia, emisiones de gases de efectos nocivos. Si bien, en general, todas las plantas de cogeneración bien diseñadas aportan estos ahorros, su capacidad de ahorrar puede ser muy diferente en función de su tamaño y sobre todo de lo ajustado de su diseño a la demanda de calor.

Como ejemplo se puede tomar los ingenios azucareros que producen energía eléctrica por medio de cogeneración; estos generan energía eléctrica que es utilizada para mover sus procesos de producción y el vapor que ya fue utilizado para mover las turbinas se reutiliza para calentar los procesos de refinado, purificación y otros.

Se puede tomar como ejemplo el hecho de que en Guatemala los ingenios de azúcar entregan al Sistema Nacional Interconectado cerca de 300 MW y que, en su mayoría, se generan con biomasa como combustible, esto a su vez significa que esta potencia no depende de los productos derivados del petróleo como combustible en las épocas de zafra y genera un ahorro en divisas por US\$ 90 millones anuales, al evitar la importación de 45 millones de galones de bunker.

Con los sistemas de cogeneración industrial se disminuye el crecimiento de la demanda, por lo que el crecimiento de la oferta se puede realizar más lentamente, lo que implica disminuir la velocidad de construcción de nuevas plantas generadoras.

Reduce emisiones globales. Al disminuir globalmente el uso de energía primaria, produce que las emisiones derivadas de la combustión de combustibles fósiles disminuyan, con el consiguiente beneficio. A continuación se presenta la tabla que muestra la importancia de la cogeneración.

Tabla IV. **Guatemala: Potencia de generación en los ingenios azucareros que participan en el SNI (GWh)**

Ingenio	Ventas al SNI	Consumo interno	Otros insumos	Generación total
	GWh	GWh	GWh	GWh
Concepción	72.75	30.62	4.24	107.61
La Unión	113.37	47.40	6.85	167.62
Magdalena	133.54	98.06	0.00	231.60
Pantaleón	159.67	88.14	5.70	253.51
Santa Ana	85.27	36.76	6.07	128.10
Madre Tierra	68.66	18.93	14.55	102.14
Tulúla	33.59	N	N	33.59
San Diego	2.29	N	N	2.29
Trinidad	12.81	N	N	12.81
TOTAL	681.95	319.91	37.41	1,039.27

Fuente: elaboración propia con datos de Cengicaña y Asazgua.

Un potencial de servir 1,039 GWh durante los 5 meses de época seca y representar el 17% del total de producción de energía en el Sistema Eléctrico Nacional, significan un apoyo importante, compensando la escasez de lluvia para las plantas hidroeléctricas y evitando la generación térmica a base de combustibles derivados de petróleo que ocasionan gasto de divisas para la economía.

2.6.2. Punto de vista de los intereses Industriales

Los beneficios en el sector industrial son la reducción de la facturación energética en los costos de producción y como consecuencia aumenta la competitividad de la empresa.

Más confiabilidad en el suministro de energía. Generando su propia energía, en su propia planta, le da más confiabilidad y autosuficiencia a su suministro de energía. Un sistema de cogeneración conectado en paralelo con la red eléctrica como respaldo garantiza la continuidad en el suministro de energía eléctrica.

Mejora en la calidad de la energía suministrada a la planta de producción ya que se puede corregir inmediatamente cualquier desviación, fuera de lo normal, del voltaje o la frecuencia.

2.6.3. Beneficios ecológicos

La cogeneración reduce la emisión de contaminantes, debido principalmente a que es menor la cantidad de combustible que consume para producir la misma cantidad de energía útil; además, los sistemas de cogeneración utilizan tecnologías más avanzadas y combustibles más limpios como el gas natural.

Otra consideración importante si hablamos de Ingenios de Azúcar a este nivel del análisis es lo concerniente a la reducción del impacto ambiental del bagazo generado por la molienda. De manera formal, el ingenio genera bagazo como desecho de fábrica, el cual de no ser aprovechado se convierte en un contaminante directo que afecta ríos y campos de siembra.

Su manejo en el pasado ha sido fuente de impacto negativo, accionando problemas incluso con su manipulación y almacenaje porque tiene un nivel de combustión peligroso. El aprovechar este bagazo en la generación de energía viene a incidir de manera directa y positiva en la protección del ambiente.

Una de las razones del éxito de las plantas de cogeneración es que causan menos impactos al ambiente que otras formas de generación de energía que utilizan combustibles fósiles.

En efecto, sus emisiones atmosféricas son menores y menos contaminantes. Emiten CO₂ en menor cantidad por kWh producido que otras centrales térmicas, puesto que tienen mejor rendimiento global. Las emisiones de NOx y CO están dentro de lo permitido, y existen tecnologías para bajarlos más aún. Las emisiones de SO₂ y de partículas sólidas son prácticamente inapreciables cuando se utiliza gas natural como combustible. La tabla V indica las emisiones netas por unidad de energía eléctrica producida, es decir descontando la parte de las emisiones necesarias para producir el calor útil y suponiendo que éste se hace con un 90% de rendimiento

Tabla V. Emisiones de plantas de cogeneración y generación convencional en g/kWh eléctrico

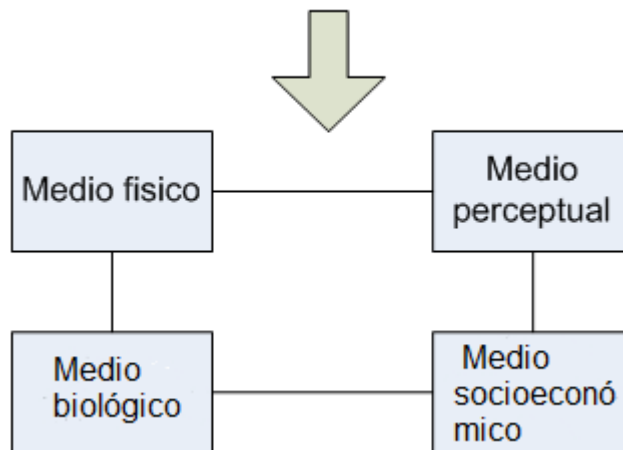
Contaminante	Turbina de gas	Cogeneración en ciclo combinado	Motor de gas	Motor de bunker	Central eléctrica de ciclo combinado	Central eléctrica de carbón
NO ₂	0,2	0,2	1,2	7,2	0,24	3,4
SO ₂	--	--	--	3	--	15
CO ₂	245	210	284	530	350	1 000
CO	0,1	0,1	1,6	1,7	0,1	1

Fuente: Guía de la cogeneración. Asociación Española de Cogeneración. Madrid 2010.

Ahora se verá una pequeña evaluación del impacto ambiental de la cogeneración, pero primero definiremos algunos términos:

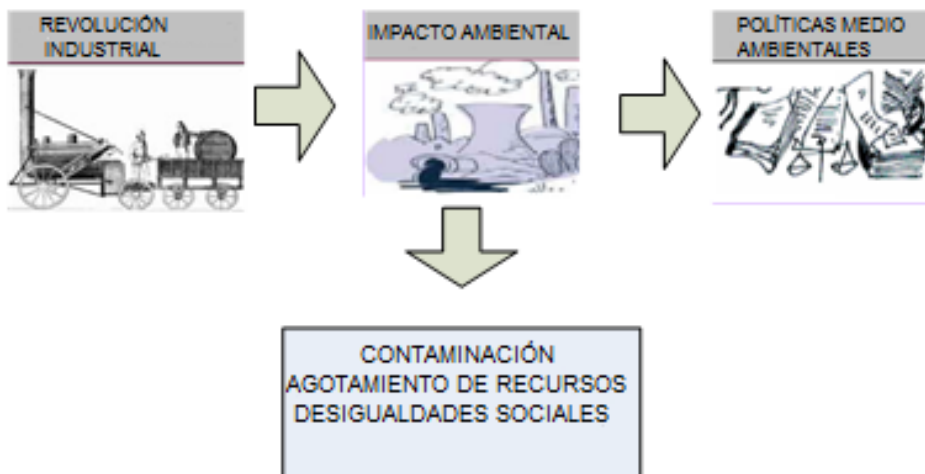
- Ambiente: Conjunto de factores físicos, biológicos, sociales, económicos, y estéticos que interactúan entre sí, con el individuo, con la comunidad, determinando su forma, carácter, comportamiento y supervivencia
- Impacto Ambiental: Alteración que provoca un proyecto en el ambiente (tecnología, población, uso)

Fig. 29. **Ambiente**



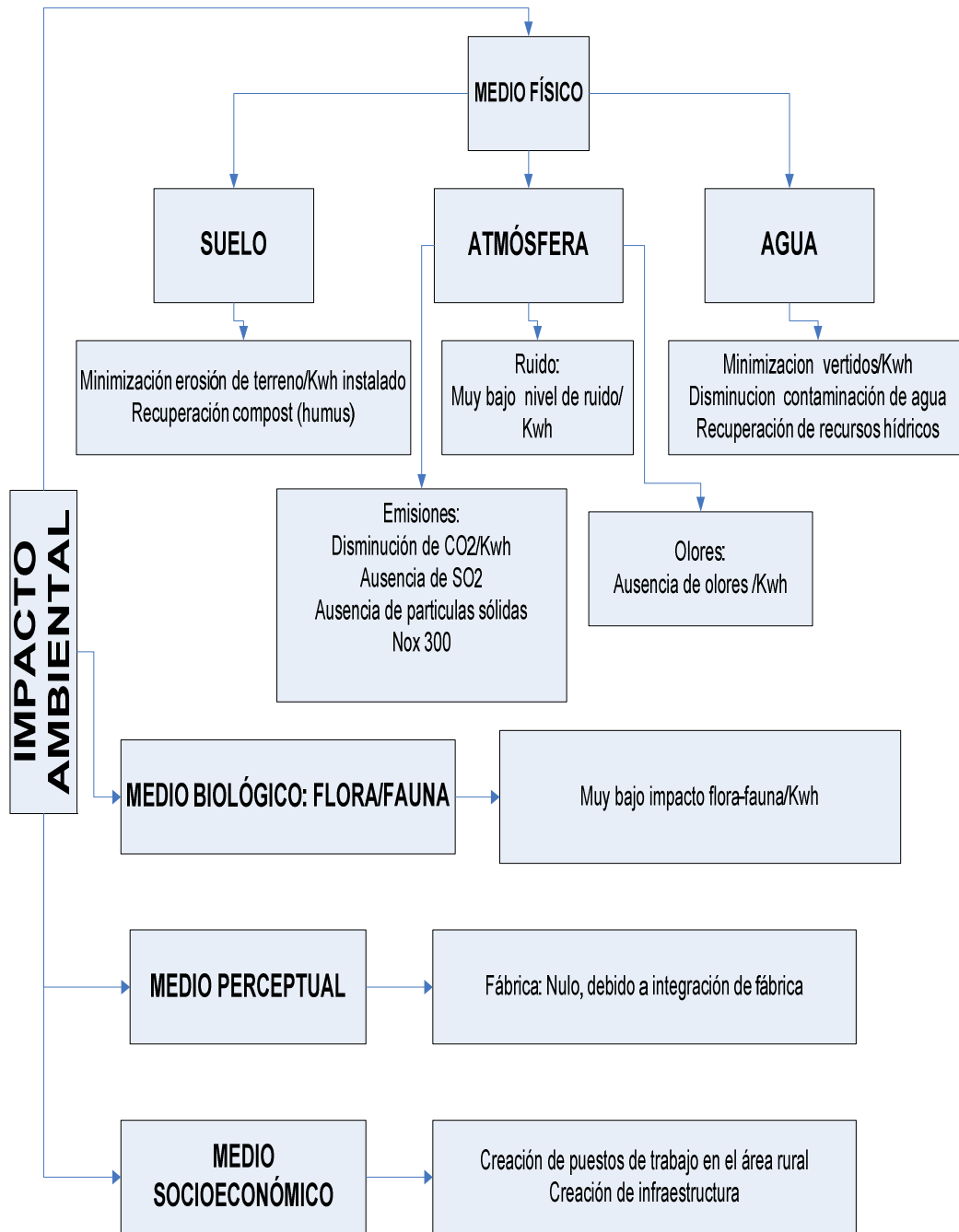
Fuente: elaboración propia.

Fig. 30. **Impacto ambiental**



Fuente: elaboración propia.

Fig. 31. **Análisis del impacto ambiental con cogeneración**



Fuente: elaboración propia.

A continuación se presenta una tabla comparativa de las emisiones de CO₂ para un sistema de cogeneración y un sistema de generación convencional; cabe resaltar que esta diferencia de aporte se debe a que en el sistema de cogeneración existe ahorro de energía primaria.

Tabla VI. **Comparación emisión de CO₂, convencional, cogeneración**

	Convencional CO ₂ /kWh (e)	Cogeneración CO ₂ /kWh (e)
Carbón	1	0.5
Bunker	0.7	0.35
Gas natural	0.5	0.25

Fuente: Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía. México.

En aplicaciones de cogeneración, los equipos consumen cantidades similares de energía primaria que una central convencional, pero evitan el consumo de otros procesos como calderas, aire acondicionado, etc., gracias al aprovechamiento de la generación consecucional de la energía térmica.

En síntesis, la cogeneración, al consumir menos combustible, reduce las emisiones contaminantes. Esta disminución depende de la tecnología, el factor de planta y el tipo y calidad del combustible.

Asimismo, una de las alternativas para reducir las emisiones de partículas es cambiando el uso de combustóleo o *diesel* por gas natural.

Tabla VII. **Emisiones evitadas con cogeneración**

Capacidad de generación (MW)	Toneladas de CO2 evitadas al año*
1	6,518
5	32,592
10	65,183
20	130,366
50	325,916
100	651,832

*Datos considerando satisfacer el 100% de la demanda térmica vs. una termoeléctrica convencional.

Fuente: *Sustainable Energy Systems. European Commission.*

La cogeneración disminuye en todos los casos las emisiones de CO2, así como el monóxido de carbono e hidrocarburos, por su mayor eficiencia tanto en la producción de energía eléctrica, como en el aprovechamiento de la energía primaria utilizada. Las emisiones de óxidos de nitrógeno, que son las más preocupantes por sus efectos en la salud, se reducen al aprovecharse mejor el combustible en los sistemas de cogeneración.

Estudios realizados en la Unión Europea, comparando las emisiones con tecnologías y combustibles iguales, entre plantas de cogeneración y generación eléctrica y calderas por separado, arrojan los resultados que se muestran en la siguiente tabla.

Tabla VIII. Comparación de las emisiones con tecnologías y combustibles iguales

Tipo de contaminante	Rango de reducción de contaminantes con cogeneración (%)
CO ₂	46 a 64%
CO	15 a 1500%
Nox	69 a 255%
HC	18 a 5500%
Partículas	90 a 92%

Fuente: *Sustainable Energy Systems. European Commission.*

En la siguiente tabla se presenta el comportamiento de las emisiones contaminantes del ambiente para algunos países de Europa y América Latina.

Tabla IX. Emisiones para algunos países de Europa y América Latina

Lugar	Tipo de emisión	NOx (T)	SO ₂ (T)	Emisiones de Partículas
España	Central de Generación	8,574	2,598	289
	Cogeneración	7,383	321	20
Reino Unido	Central de Generación	26,628	42,646	1,000
	Cogeneración	50	--	--
Estados Unidos	Central de Generación	N.A.	N.A.	N.A.
	Cogeneración	N.A.	N.A.	N.A.
Latinoamérica	Central de Generación	2,015	355	713
	Cogeneración	474	33	64
Grupo Iberdrola Renovables	Central de Generación	--	--	--
	Cogeneración	157	6	20

Fuente: Iberdrola. Reputación y sostenibilidad.

A continuación se presenta a modo de ejemplo algunos requisitos ambientales que se deben cumplir en Estados Unidos.

2.6.3.1. Acta o Ley del aire limpio

La *Clean Air Act* de carácter federal, regula la calidad del aire al establecer y exigir a los estados que pongan en efecto programas destinados a alcanzar tanto las normas nacionales de calidad del aire ambiente (*NAAQS*) del inglés *National Ambient Air Quality Standards*, como las normas que rigen las emisiones de fuentes de contaminación de aire en particular. Dentro de cada estado, las *NAAQS* designan zonas de “norma alcanzada” o de “norma no alcanzada”, dependiendo de que se hayan alcanzado o no las normas establecidas para esa zona.

Esta ley ordena que las nuevas fuentes de contaminantes designados obtengan permisos previos a su construcción. Los requisitos para obtener un permiso varían, dependiendo de que la fuente esté ubicada en un área de “norma alcanzada” o de “norma no alcanzada”. En una zona de norma no alcanzada, puede estar prohibida la construcción de una nueva fuente o la modificación importante de fuentes existentes. Además, excepto que se obtenga un permiso con exclusión, tanto las fuentes nuevas de contaminantes como las existentes con modificaciones mayores deben cumplir con las normas de funcionamiento para fuentes nuevas (*NSPS*) del inglés *National Security Personnel System*.

Los requisitos para el control de la calidad del aire pueden ser relativamente complejos; el que sean o no aplicables depende de muchas variables, entre éstas el tamaño de la planta, el tipo, la ubicación y los combustibles de mayor consumo. La mayor parte de las fuentes cubiertas por

los reglamentos estatales están sujetas a permiso, y el proceso de obtención del mismo puede tomar de 3 meses a más de un año. La responsabilidad del dueño es demostrar que cumplirá con todos los requisitos aplicables de obtención de permisos, monitoreo y reportes. Para hacer mínimas las restricciones de tiempo, se debe hacer contacto con la agencia reguladora lo antes posible durante el proceso de planeación.

2.6.3.2. Las NAAQS y los controles de emisiones relacionadas

Las normas NAAQS establecen por mandato los niveles mínimos de calidad del aire, al establecer concentraciones máximas en el ambiente para seis sustancias a las que llaman “contaminantes que norman los criterios” (tabla X). Las normas estatales para cumplir con los requisitos de NAAQS incorporan las normas de funcionamiento para nuevas fuentes (NSPS) y el programa de Prevención de Deterioro Significativo (PDS) esbozado por la *Clean Air Act* y sus enmiendas. Adicionalmente, los estados regulan la combustión en espacios abiertos, las emisiones visibles, las emisiones de olores y los contaminantes que no definen criterios (tabla XI).

Tabla X. **Contaminantes que definen criterios NAAQS**

Contaminantes que definen criterios NAAQS
Monóxido de carbono
Óxidos de nitrógeno
Suspensoides
Anhídrido sulfúrico
Ozono (regulado por los compuestos orgánicos volátiles)*
Plomo

*Hidrocarburos

Fuente: Donald G. Fink/H. Wayne Beaty. Manual de Ingeniería Eléctrica. p. 5-131.

Tabla XI. **Contaminantes que no definen criterios NAAQS**

Contaminantes que no definen criterios NAAQS
Asbesto
Berilio
Mercurio
Cloruro de vinilo
Fluoruros
Niebla de ácido sulfúrico
Ácido sulfhídrico (H ₂ S)
Azufre reducido total (inclusive H ₂ S)
Compuestos de azufre reducido (inclusive H ₂ S)

Fuente: Donald G. Fink/H. Wayne Beaty. Manual de Ingeniería Eléctrica. p. 5-131.

PSD. Una de las principales finalidades de la *Clean Air Act* es prevenir el deterioro significativo de la calidad del aire y permitir, en forma simultánea, el crecimiento industrial. De acuerdo con esto se clasifica cada recinto cubierto con base en los niveles prevalecientes de los seis contaminantes que definen criterios, que aparece en la tabla I. Para cada contaminante regulado se definen zonas de norma alcanzada o de norma no alcanzada, y se determina la calificación de alcanzada o no alcanzada con base en el cumplimiento con la norma apropiada Nacional de Calidad de Aire Ambiente. Luego se desarrollan normas de emisiones para evitar un mayor deterioro de cada recinto cubierto. Las emisiones permitidas varían con las condiciones locales.

Norma alcanzada. Las emisiones permitidas en áreas estatales de norma alcanzada dependen de la categoría en que este el área, o sea como Clase I, Clase II o Clase III. Los límites de emisión son los más estrictos en las áreas de Clase I, ya que se consideran libres de toda contaminación. En las áreas de norma alcanzada, la calidad del aire se controla por las disposiciones de la sección *PSD* de la *Clean Air Act* y sus enmiendas. Las nuevas fuentes mayores y las modificaciones en un área de norma alcanzada están sujetas a revisión

PSD si estas fuentes “incrementan en forma significativa” la emisión de cualquiera de las sustancias reguladas de la tabla XI. Bajo las normas *PSD*, una fuente se considera mayor si:

- Cae bajo una de las 28 categorías anotadas en la tabla XII y si emite, o es capaz de emitir, 100 o más toneladas cortas por año de un contaminante regulado; o bien,
- Si no aparece en la tabla XII pero si emite, o podría emitir, 250 o más toneladas cortas por año de un contaminante regulado.

Una modificación se considera mayor si da lugar a un incremento neto significativo de emisiones de un contaminante regulado. Lo que es “incremento significativo” se define en la tabla XIII.

Si una planta cae bajo revisión *PSD*, tiene que seguirse un procedimiento específico para obtener el permiso. La solicitud de permiso requerirá presentar un análisis de la mejor tecnología de control disponible (*BACT*) del inglés *Best Available Control Technology*, un análisis de impactos en la calidad del aire (inclusive el monitoreo de la calidad del aire) y análisis de impactos adicionales para cada contaminante que sea liberado en cantidades significativas. Los requisitos autorizados por estatuto para cada parte del análisis son explícitos y varía para cada instalación.

El proceso de obtención de permisos mismo puede tomar de 3 meses a más de un año, dependiendo en parte de que se disponga o no de datos suficientes relativos a la calidad del aire local. Si no se dispone de estos datos, puede requerirse de un programa de monitoreo de la calidad del aire sobre una línea de base, antes de que se expida cualquier permiso de construcción.

Tabla XII. **Categorías de fuentes específicas PSD**

Categorías de fuentes específicas PSD
1. Plantas eléctricas de vapor accionadas con combustibles fósiles de más de 250 Mbtu/h de insumo de calor
2. Plantas lavadoras de carbón (con secadores térmicos)
3. Molinos de pulpa para papel kraft
4. Plantas de cemento Portland
5. Fundiciones primarias de zinc
6. Plantas laminadoras de hierro y acero
7. Plantas primarias de reducción de óxido de aluminio
8. Fundiciones primarias de cobre
9. Incineradores municipales con capacidad para cargar más de 250 toneladas cortas de desechos por día
10. Plantas de ácido fluorhídrico
11. Plantas de ácido sulfúrico
12. Plantas de ácido nítrico
13. Refinerías de petróleo
14. Plantas de cal
15. Plantas de procesamiento de roca fosfato
16. Baterías de hornos de coquización
17. Plantas recuperadoras de azufre
18. Plantas de negro de humo (proceso en hornos)
19. Fundiciones primarias de plomo
20. Plantas de conversión de combustibles
21. Plantas de sinterización
22. Plantas secundarias de producción de metales
23. Plantas de procesos químicos
24. Calderas de combustibles fósiles (o combinación de los mismos) con un insumo total de calor mayor de 250 Mbtu/h
25. Unidades de almacenaje y transferencia de petróleo con capacidad total de almacenaje en exceso de 300 000 barriles
26. Plantas de procesamiento de mineral de taconita
27. Plantas de procesamiento de fibra de vidrio
28. Plantas productoras de carbón de madera

nota: 1 Btu/h = 0.293 W; 1 tonelada corta= 907.2 kg.

Fuente: Donald G. Fink/H. Wayne Beaty. Manual de Ingeniería Eléctrica. p. 5-133.

Las emisiones de contaminantes que definen criterios que ya estén ocasionando norma no alcanzada se restringen con gran rapidez y caen bajo reglamentos mucho más estrictos que los que se encuentran bajo *PSD*.

Tabla XIII. **Índices de emisión significativa**

Contaminante	Índice de emisión, toneladas cortas/año
Monóxido de carbono	100
Óxidos de nitrógeno	40
Anhídrido sulfúrico	40
Suspensoides	25
Ozono (VOC)	40 (de VOC)
Plomo	0.6
Asbesto	0.007
Berilio	0.0004
Mercurio	0.1
Cloruro de vinilo	1
Fluoruros	3
Niebla de ácido sulfúrico	7
Ácido Sulfhídrico (H ₂ S)	10
Azufre reducido total (Inclusive H ₂ S)	10
Compuestos de azufre reducido (inclusive H ₂ S)	10
Cualquier otro contaminante regulado bajo la <i>Clean Air Act</i>	Cualquier índice de emisión
Cada contaminante regulado	Índice de emisión que ocasiona un impacto en la calidad del aire de 1 pg/m ³ o mayor (base de 24 horas) en cualquier área de la Clase I situada dentro de 10 km de la fuente

nota: 1 tonelada corta = 907.2 kg

Fuente: Donald G. Fink/H. Wayne Beaty. Manual de Ingeniería Eléctrica. p. 5-134.

NSPS (National Security Personnel System). Las normas *NSPS* se aplican a construcciones nuevas, reconstrucciones y modificaciones mayores de instalaciones que cumplan con los criterios de tamaño específico, tipo y combustible. Si una planta de cogeneración cae bajo una de las siguientes categorías, se aplica *NSPS*.

- Generadores de vapor calentados con combustibles fósiles, con índice de insumo de calor mayor de 72 MW (250MBtu/h).
- Generadores de vapor calentados con combustibles fósiles o madera, con capacidad para quemar combustible a un índice de insumo mayor de 73 MW.
- Unidades generadoras de vapor para servicio eléctrico capaces de manejar más de 73 MW de insumo de calor de combustible fósil, ya sea que ese combustible se utilice sólo o en combinación con otras fuentes (definiendo el servicio eléctrico como una unidad generadora de vapor que vende más de la tercera parte de su potencial de producción de energía eléctrica y más de 25 MW de electricidad a un sistema de distribución de energía par servicio público)
- Turbinas de gas estacionarias con una carga de insumo de calor igual o mayor de 10,7 GJ/h.

Bajo las normas *NSPS*, los requisitos de monitoreo y emisión varían con el tipo de fuente y deben determinarse mediante consulta con las autoridades idóneas que otorgan los permisos.

2.6. Desventajas

Los sistemas de cogeneración requieren de una inversión substancial, que muchas compañías no están en disposición de erogar por tratarse de un proyecto que no incrementa su capacidad de producción, aunque sea altamente favorable.

A modo de ejemplo, las principales desventajas de la cogeneración respecto a las tecnologías de generación convencional son las inversiones adicionales de los equipos ya que en la mayoría de los casos no es una actividad propia de la empresa, otra es la regulación de la conexión de los equipos a la red eléctrica nacional.

Los sistemas de cogeneración pueden llegar a ser complejos en su diseño, instalación y operación, por lo que requieren la utilización de empresas o personas bien capacitadas en esta área. La forma más simple de entenderlos es que tenemos dos tareas: una es la generación de energía y la otra es mantener un caudal de vapor constante y a presión definida según la necesidad para alimentación de los diferentes procesos que pueden ser, cocinado, esterilizado y en resumen mantener la temperatura adecuada de los procesos, caso que no sucede con la generación convencional ya que el fin principal es generar energía eléctrica.

En algunos proyectos su economía puede ser muy sensible a los costos de energía eléctrica y de los combustibles, los cuales son impredecibles, aunque la tendencia normal es hacia la alza, por lo menos en el mediano plazo, esto afecta principalmente a aquellos proyectos en los que su fin principal es la venta de excedentes de energía.

Para los proyectos que son altamente dependientes de la venta de excedentes a la red, deben de buscar contratos a largo plazo con precios de compra que mantengan la rentabilidad del proyecto. Definir esto depende de que si deseamos satisfacer la potencia eléctrica o la demanda térmica como base de operación del sistema, esto lo podemos definir según la relación Q/E (relación de: Energía Térmica/Energía eléctrica) que se verá en el capítulo 4.

3. ANÁLISIS TÉCNICO DE LOS EQUIPOS DE UN SISTEMA DE COGENERACIÓN

3.1. Calderas de recuperación

Las calderas, en sus vertientes de vapor y agua caliente, están ampliamente extendidas tanto para uso industrial como no industrial, encontrándose en cometidos tales como, generación de electricidad, procesos químicos, calefacción, agua caliente sanitaria, etc.

3.1.1. Clasificación legal

Se clasifican según su capacidad:

Categoría A: aquellas que generan más de 7 500 kg/h de vapor o que tengan una superficie de calefacción mayor a los 200 m².

Categoría B: las que generen más de 2 000 kg/h de vapor o tengan más que 60 m² de superficie de calefacción.

Categoría C: cuando una caldera genere más de 70 kg/h o presenten una superficie de calefacción superior a los 2 m².

Categoría D: las calderas que generen menos de 70 kg/h y tengan menos de 2 m² de superficie de calefacción.

3.1.2. Calderas Piro tubulares

Se denominan Piro tubulares por ser los gases calientes procedentes de la combustión de un combustible, los que circulan por el interior de tubos cuyo exterior esta bañado por el agua de la caldera.

El combustible se quema en un hogar, en donde tiene lugar la transmisión de calor por radiación, y los gases resultantes, se les hace circular a través de los tubos que constituyen el haz tubular de la caldera, y donde tiene lugar el intercambio de calor por conducción y convección. Según sea una o varias las veces que los gases pasan a través del haz tubular, se tienen las calderas de uno o de varios pasos. En el caso de calderas de varios pasos, en cada uno de ellos, los humos sólo atraviesan un determinado número de tubos, cosa que se logra mediante las denominadas cámaras de humos. Una vez realizado el intercambio térmico, los humos son expulsados al exterior a través de la chimenea.

3.1.3. Calderas Acu tubulares

En estas calderas, al contrario de lo que ocurre en las Piro tubulares, es el agua el que circula por el interior de tubos que conforman un circuito cerrado a través del Calderín o calderines que constituye la superficie de intercambio de calor de la caldera. Adicionalmente, pueden estar dotadas de otros elementos de intercambio de calor, como pueden ser el sobre calentador, recalentador, economizador, etc.

Estas calderas, constan de un hogar configurado por tubos de agua, tubos y refractario, o solamente refractario, en el cual se produce la combustión del combustible y constituyendo la zona de radiación de la caldera.

Desde dicho hogar, los gases calientes resultantes de la combustión son conducidos a través del circuito de la caldera, configurado este por paneles de tubos y constituyendo la zona de convección de la caldera. Finalmente, los gases son enviados a la atmósfera a través de la chimenea.

Con objeto de obtener un mayor rendimiento en la caldera, se las suele dotar de elementos, como los ya citados, economizadores y pre calentadores, que hacen que la temperatura de los gases a su salida de la caldera, sea menor, aprovechando así mejor el calor sensible de dichos gases

3.1.4. Eficiencia de la caldera

La eficiencia de una caldera de vapor está determinada como el porcentaje de combustible que se convierte en energía calórica para generar el vapor. El método utilizado para calcular este parámetro generalmente es el de pérdidas de calor, en el que se suman las pérdidas individuales de calor como un porcentaje de la energía suministrada y se le resta al 100%. El valor del punto de operación normal de las calderas industriales es 80% y el rango de operación normalmente varía entre 65% y 85%.

Los pasos para asegurar un sistema eficiente son aquellos en los que se reduce la pérdida de calor. Se recomienda generalmente:

- a) Asegurar una adecuada combustión. Éste proceso varía sensiblemente dependiendo del combustible utilizado; sin embargo, se deben seguir las recomendaciones tanto del proveedor del combustible como del fabricante del quemador. Se debe alimentar el quemador con la proporción adecuada combustible-aire y asegurar la limpieza del quemador.

- b) Eliminar las pérdidas de calor. Éstas se dan con mayor frecuencia por las chimeneas, radiación y purgas de calor y puede representar pérdidas de hasta 30% de eficiencia en los peores casos. En las chimeneas es necesaria el adecuado mantenimiento y el seguimiento de las normas del fabricante. Para disminuir las pérdidas por radiación, ya que es imposible eliminarlas por completo, se recomienda aislar las paredes del hogar de caldera y de la caldera en general. La caldera aislada adecuadamente no debería presentar pérdidas de más del 3%.

- c) Considerar la recuperación del calor. Los economizadores y precalentadores de aire son instrumentos opcionales que mejoran la eficiencia de una caldera al utilizar el calor sobrante de los gases que ya han sido utilizados para calentar el agua y precalentar tanto el agua de alimentación como el aire de combustión. Los equipos de soplado y lavado utilizan el vapor sobrecalentado o el aire comprimido seco como medios de limpieza dentro de la caldera.

A continuación se presenta el cálculo del rendimiento energético (eficiencia):

Para exponer la forma de determinar el rendimiento energético de una caldera recurrimos al símil del intercambiador de calor entre dos circuitos o flujos de materia que es, en definitiva, este generador de calor:

- Un circuito lo compone el flujo del combustible que introducimos y reacciona en la cámara de combustión de la caldera, produciendo calor, para escapar el resultado de la combustión en forma de humos por la chimenea

- El otro circuito lo compone el flujo de agua que transita por la caldera, bañando y refrigerando el lado exterior de las superficies de la cámara de combustión y de los pasos de humos mediante la captación del calor de la combustión, lo que origina su elevación de temperatura.

El rendimiento energético de este proceso de intercambio será la relación entre la cantidad del calor que ha captado el agua (calor útil) respecto al que poseía el combustible utilizado.

Existen dos formas de efectuar el balance energético para determinar este rendimiento:

- a) El método directo que, como su nombre indica, se obtiene por la medición, por un lado, del calor contenido en el circuito de agua antes y después de su entrada en la caldera y, por otro, la determinación de la energía del combustible, producto de la cantidad empleada por su poder calorífico.

Este es el procedimiento que se utiliza, por ejemplo, para la determinación en laboratorio de la acreditación de rendimiento de las calderas para ser marcadas con la identificación CE, de acuerdo a la Directiva 92/42/CE relativa a los requisitos mínimos de rendimiento para las calderas nuevas de agua caliente alimentadas con combustibles líquidos o gaseosos.

La dificultad de su aplicación práctica en la medición del rendimiento energético de calderas en servicio estriba en la dificultad de la medición del caudal de agua que circula por la caldera. Salvo que la misma tenga instalado un caudalímetro, esta medición sólo podría realizarse, de forma no destructiva, con equipos de ultrasonidos, de alto costo y difícil utilización por cuanto exige

aplicarse en tramos rectilíneos de tubería desnuda (desmontar el aislamiento térmico).

- b) El método indirecto que, como su nombre indica, se basa en que el calor que se introduce con el combustible y no escapa con los humos por el conducto de evacuación o la chimenea, habrá sido captado por el agua.

Este es el procedimiento que se utiliza de forma práctica en las calderas no equipadas con calorímetros en sus circuitos de agua, lo que obliga a efectuar un balance energético de la energía producida por la combustión.

Para cualquiera de estos dos procedimientos debemos indicar que los rendimientos obtenidos son referidos al Poder Calorífico Inferior PCI del combustible, a pesar de que en las calderas de condensación se aprovecha también parte del calor latente de los humos. Por esta razón, el rendimiento de las calderas de condensación, definido sobre PCI, puede ser superior a la unidad (o al 100%), mientras que sería siempre inferior a la unidad si fuera referido al PCS. A continuación se exponen ambos métodos.

3.1.4.1. Determinación del rendimiento por el calor útil aportado al agua (método directo)

Este procedimiento exige medir el caudal de agua que circula por la caldera, y su temperatura a la entrada y a la salida de la misma.

El rendimiento vendrá definido por la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{\dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T}{F \cdot \text{PCI}} \quad (3.1)$$

donde:

η : Rendimiento (%)

\dot{m} : Caudal de agua en la caldera (kg/h)

c_p : Calor específico del agua (kJ/kg °C)

ΔT : $T_s - T_e$ (°C)

T_s : Temperatura del agua a la salida de la caldera (°C)

T_e : Temperatura del agua a la entrada de la caldera (°C)

F: Consumo de combustible (kg/h)

PCI: Poder Calorífico Inferior del combustible (kJ/kg)

Definiendo la eficiencia global de la caldera como la energía aprovechada por el vapor entre la energía suministrada por el combustible tenemos:

$$\eta = \frac{\dot{m}_v(h_{sal} - h_{ent})}{\dot{m}_{comb} \cdot PCI} \quad (3.2)$$

3.1.4.2. Determinación del rendimiento por las pérdidas en la caldera y en gases de combustión (método indirecto)

Las pérdidas de calor a través del cuerpo de la caldera tienen lugar siempre por conducción, convección y radiación.

Las pérdidas por conducción se producen en los apoyos de la caldera. Normalmente no se toman en consideración debido a su escasa entidad.

Las pérdidas por convección y radiación se producen a través de la envolvente de la caldera y dependen de los siguientes factores:

- La temperatura media del agua en la caldera
- La temperatura del aire de la sala de máquinas, en cuanto que afecta a las pérdidas por convección
- La temperatura de los cerramientos de la sala de máquinas, que afecta a las pérdidas por radiación
- Las características de la caldera en lo referente al espesor y conductividad térmica del material aislante del cuerpo y la superficie del mismo

Las pérdidas de calor sensible en los humos dependen fundamentalmente de los siguientes factores:

- La temperatura de los humos, o mejor dicho, la diferencia de temperatura entre la de los humos y la del aire comburente
- El calor específico de los humos
- El exceso de aire empleado en la combustión, que se manifiesta en el porcentaje de CO₂ en los humos y afecta al caudal másico o volumétrico de los mismos

3.2. Turbinas

Básicamente existen dos tipos de turbinas que se describirán a continuación.

3.2.1. Turbinas de vapor

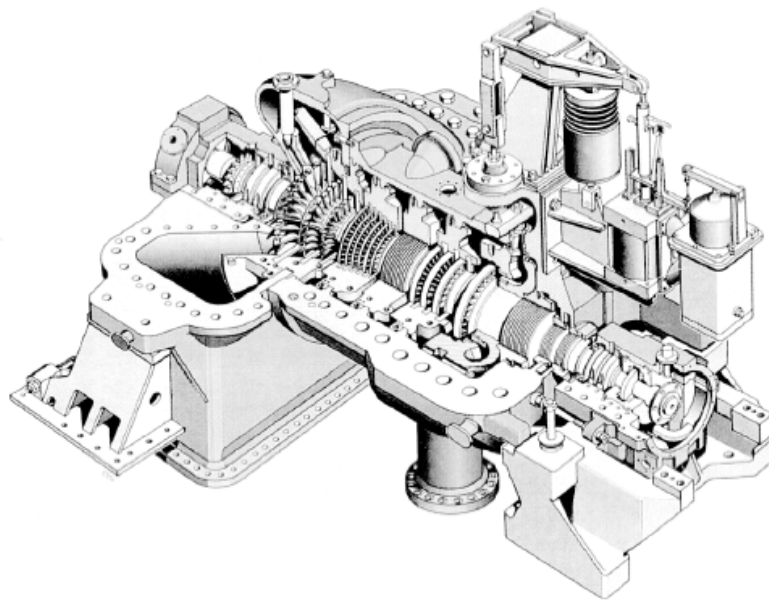
La turbina de vapor es parte del ciclo del ciclo termodinámico conocido como *Rankine*. (etapa de expansión/ generación de trabajo útil).

Por el tipo de exhausto se clasifican en:

- Turbinas a condensación
- Turbinas a contrapresión

Ambos tipos pueden tener extracciones o “sangrados” de vapor en las etapas intermedias, de los cuales se obtiene el vapor necesario en el proceso.

Fig. 32. **Turbina de vapor**



Fuente: Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética. Universidad de Cantabria.

3.2.2. Turbinas de gas

La turbina de gas trabaja bajo el principio del ciclo *Brayton*.

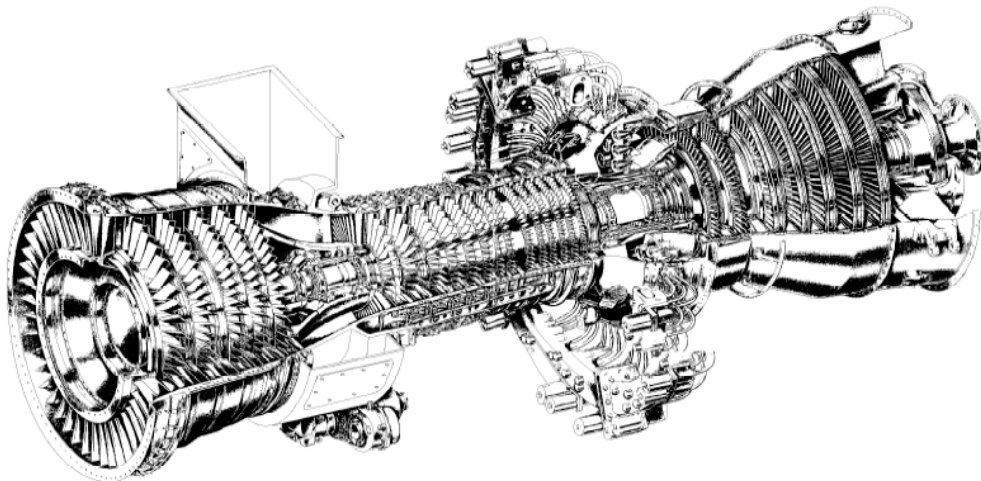
Los modos de operación de las turbinas de gas pueden ser:

- Ciclo simple o abierto (los gases de escape se tiran a la atmósfera)
- Cogeneración (Turbina de gas + recuperación de calor)
- Ciclo combinado (Ciclo *Brayton* + Ciclo *Rankine* mediante recuperación de calor)

Sus principales componentes son:

- Compresor
- Cámara de combustión
- Turbina de potencia

Fig. 33. Turbina de gas



Fuente: Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética. Universidad de Cantabria.

Las turbo máquinas (conjunto turbina-compresor) pueden clasificarse en:

- Axiales: la circulación de aire (compresor) y los gases de combustión que circulan por la turbina tienen la misma dirección que el eje de giro de la máquina.
- Radiales: en este caso la circulación de aire comburente y los gases de combustión tienen una dirección perpendicular al eje de giro de la máquina.

Las axiales tienen mejor rendimiento que las radiales, pero son más complejas tecnológicamente y de mayor costo por unidad de potencia. Las turbo máquinas radiales suelen utilizarse principalmente en las gamas bajas de potencia.

Otra división de las turbo máquinas es en función de la disposición compresor-turbina:

- Turbinas de eje único: sólo tienen un eje que actúa tanto para el accionamiento del compresor como para el accionamiento del eje de transmisión de potencia al que se le acopla la carga (compresor, bomba, alternador, etc.).
- Turbinas de ejes múltiples: tienen dos o más ejes. Están formados por uno o varios compresores y una turbina de eje libre que actúa como turbina de potencia.

Las diferencias básicas entre ambas, turbina mono eje y turbina multi eje, son:

Turbinas de eje único comparadas con las turbinas de ejes múltiples:

- Son de una tecnología mecánica más simplificada y una velocidad de respuesta mayor para las variaciones de la demanda de potencia.
- Tienen un rendimiento muy sensible a las variaciones de carga, sobre todo cuando deben mantener el número de vueltas como es el caso del accionamiento de un alternador o generador eléctrico.
- Requieren una potencia de arranque relativamente importante llegando a ser del orden del 3% de la potencia nominal.

Turbinas de ejes múltiples comparadas con las turbinas mono eje:

- Son capaces de dar un mayor par de arranque, lo que les permite arrancar con cargas mayores que las de eje único.
- Siendo turbo máquinas de potencia separada de los compresores de comburente, la potencia necesaria para su arranque es menor que la necesaria para el arranque de las turbinas mono eje, aproximadamente un 1% de la potencia nominal.
- Su rendimiento es menos sensible a las variaciones de demanda de potencia y del régimen de vueltas. La velocidad de giro de los compresores es independiente de la velocidad de giro de la turbina de potencia.
- La velocidad de respuesta frente a las variaciones de solicitud de carga es menor que en el caso de turbinas de eje único.

El rango de potencias comerciales para las turbinas de gas varía entre los 0,5 MW (1 800 kJ/h) turbinas de baja potencia y los 150 MW (540 Mj/h) – turbinas de alta potencia-. La tecnología actual permite conseguir turbinas de mucha más potencia pero no están estandarizadas y su construcción se hace por encargo especial.

Las turbinas comerciales usadas para cogeneración tienen dos procedencias:

- Turbinas de gas diseñadas como industriales para aplicaciones como la producción de energía mecánica y/o eléctrica.
- Turbinas de gas diseñadas para la aviación y que han sido adaptadas para aplicaciones industriales (turbinas aeroderivadas).

Las turbinas no aeroderivadas pueden alcanzar las mayores potencias, quedando reservada la gama baja de potencias para las aeroderivadas, que son más ligeras y económicas.

Las turbo máquinas procedentes de la industria aeroespacial tienen la particularidad de necesitar un mantenimiento mayor que las propiamente industriales.

Podemos fijar los tiempos de utilización antes de la gran revisión de la siguiente forma:

- Turbinas aeroderivadas: gran revisión de mantenimiento entre las 10 000 y las 50 000 horas de funcionamiento.

- Turbinas industriales: gran revisión de mantenimiento entre las 25 000 y las 100 000 horas de funcionamiento.

Los parámetros característicos de las turbinas vienen expresados en los catálogos de los fabricantes y básicamente en todos ellos podemos ver los siguientes datos:

- Combustible utilizado: actualmente existen turbinas capaces de funcionar con más de un combustible.
- Potencia nominal: expresada en condiciones ISO 288,15 °K y 100 Kpa (15°C y 1,013 mbares).
- Consumo específico de combustible: para la potencia nominal expresado en Kj/Kwh y referido al Poder Calorífico Inferior del combustible (P.C.I.).
- Potencia pico: expresada en condiciones ISO y asegurada para una turbina con menos de 2 000 horas de funcionamiento. También se denomina potencia de emergencia.
- Consumo específico de combustible para la potencia de emergencia o potencia pico: expresado en kj/kwh referido al P.C.I. del combustible.
- Relación de compresión: para el compresor es la relación de compresión del mismo y para la turbina la inversa, es decir, la relación entre la presión en la entrada de la turbina y la presión a la salida de ésta.
- Caudal másico de aire: es el caudal másico del aire correspondiente a las condiciones de potencia nominal y viene expresado en kg/s.

- Consumo de combustible: es el caudal másico de combustible que se consume en las condiciones de potencia nominal y viene expresado en kg/s o Nm³/s.
- Velocidad de régimen: es la velocidad de giro del eje de la turbina de potencia a carga nominal y se expresa en r.p.m.
- Quemadores: se especifica el número de quemadores en la cámara de combustión
- Temperatura de gases a la entrada de la turbina en °C o °K
- Temperatura de gases a la salida de la turbina en °C o °K
- Caudal másico de los gases de escape en Kg/s
- Composición porcentual de los gases de escape con especial mención de: NO_x y O₂
- Peso y dimensiones del conjunto turbomáquina
- Pérdidas de carga máximas admisibles en la admisión y el escape

Las condiciones ISO están referidas a:

- Temperatura ambiente 15 °C = 288,15 °K
- Presión atmosférica 1,013 mbares = 100 kpa.
- Humedad relativa del aire 60%.
- Sin pérdidas de carga en la admisión y en el escape.

Para las turbinas existe una normativa ISO, concretamente la ISO 3 977, que establece una clasificación para la forma de trabajo de dichas máquinas:

Tabla XIV. Clasificación de las turbinas de gas según el tiempo de trabajo

Clase	Horas-años de trabajo	Finalidad
A	Hasta 500	Reserva o emergencia
B	Hasta 2 000	Puntas
C	Hasta 6 000	Base con paros
D	Hasta 8 760	Base continua

Fuente: Mario Villares Martín. Cogeneración 2a ed. p. 49.

Tabla XV. Clasificación de las turbinas de gas según el número de paros-arranques

Rango	Arranques-paros anuales
I	Más de 500
II	Hasta 500
III	Hasta 100
IV	Hasta 25
V	Funcionamiento continuo

Fuente: Mario Villares Martín. Cogeneración 2da ed. p. 49.

Tabla XVI. **Especificaciones de la unidad de impulsión mecánica**

Modelo de la turbina	potencia nominal		Eficiencia térmica %
	kW	Hp	
Saturn 20	1 185	1 590	24,5
Sentaur 40	3 500	4 700	27,9
Sentaur 50	4 570	6 130	29,9
Taurus 60	5 740	7 700	31,9
Taurus 70	7 690	10 310	34,8
Mars 90	9 860	13 220	33,1
Mars 100	11 185	15 000	33,9
Titan 130	15 290	20 500	35,7
Titan 250	22 365	30 000	40

Fuente: *Solar turbines, A Caterpillar company.*

3.2.3. Eficiencia de las turbinas

Boquillas y canjilones o paletas. La eficiencia de las etapas de la turbina se define como la energía real entregada a las paletas rotatorias dividida entre la energía ideal liberada a la etapa en una expansión isentrópica de P_1 a P_2 de la etapa. Los factores más importantes que determinan la eficiencia de las etapas son la relación de la velocidad media del cangilón o paleta a la velocidad teórica del vapor, la relación de aspecto (longitud de la paleta/ancho del conducto de paso).

Pérdidas. Fuga en Holgura. No puede obtenerse el 100% de eficiencia por el rozamiento que se produce en los cangilones o paletas y la holgura entre las partes estacionarias y rotatorias, así como tampoco porque el ángulo de las boquillas no puede ser igual a cero grados. La holgura axial se incrementa aun

más en las etapas por el cojinete de empuje para satisfacer la necesidad de mantener una holgura mínima a las condiciones extremas de operación cuando la expansión diferencial entre el rotor ligero y la carcasa pesada está en sus peores condiciones.

Fuga en boquillas. Se debe mantener al mínimo la fuga en torno a las boquillas entre la abertura que recibe al anillo de las paletas o al diafragma de las boquillas y el tambor o rotor. Esta fuga se controla mediante el uso de un empaque metálico de laberinto que consiste en un sólo anillo con varios dientes dispuestos de tal manera que cambian la dirección del vapor y reducen el área de fuga.

Pérdidas por rotación. Las pérdidas por rotación el rotor se constituyen por las pérdidas a causa de la rotación de los discos, los cangilones o paletas y los anillos sujetadores. Las etapas de impulso de arco parcial tienen una pérdida mayor por el efecto del viento dentro de las paletas acopadas inactivas. Las pérdidas por rotación varían en razón directa de la densidad del vapor, la quinta potencia del diámetro de paso y la tercera potencia de las rpm. En general las pérdidas por efecto del viento ascienden a menos de 1% de la producción de la etapa a la producción normal de especificación. En condiciones de carga cero, la pérdida por el efecto del viento para las turbinas sin condensación se acerca a 1,5% del valor especificado por 100 lb/in² de presión de escape, y en las unidades con condensación se aproxima de 0,4 al 1% del valor de especificación a 1,5 in Hg (abs.) de la presión de escape.

Pérdidas por salida. Para las turbinas con condensación se define con frecuencia su “tamaño de almacén” por la altura de las paletas de la última etapa. En ocasiones es económico dimensionar la unidad con la pérdida por escape igual a 5% de deterioro en el rendimiento global de la turbina en el

punto de diseño (válvulas con el flujo de estrangulamiento totalmente abierto y 1,5 in Hg absoluto. de presión de escape) cuando la presión de escape esperada normal va a ser mayor o la unidad va a estar funcionando a carga parcial una gran parte del tiempo.

Pérdidas por sobresaturación y humedad. La humedad que haya en el vapor ocasiona sobresaturación y pérdidas por humedad en la etapa. La aceleración de las partículas de humedad es menor que la del vapor y esto ocasiona una pérdida de *momentum* al incidir el vapor en las partículas. Las partículas de humedad entran a las paletas móviles (cangilones) a una velocidad negativa en relación con las paletas, lo cual da lugar a una fuerza de frenado que actúa sobre la parte posterior de las paletas.

La sobresaturación es un estado temporal de sobreenfriamiento al sufrir el vapor expansión rápida desde un estado de sobrecalentamiento a la región húmeda antes que se haya iniciado la condensación. La densidad es mayor que cuando está en equilibrio, lo que deriva una velocidad más baja al salir el vapor de la boquilla. Tan pronto como ocurre condensación a aproximadamente 3,5% de humedad, según Yellot, se alcanza casi instantáneamente un estado de equilibrio y cesa la sobresaturación.

Eficiencia de la turbina. La energía interna utilizada de la etapa se obtiene al multiplicar la energía isentrópica disponible para la etapa por la eficiencia de la etapa. La suma de las energías utilizadas de todas las etapas de la turbina representa la energía total empleada de la turbina.

La eficiencia interna de la turbina puede obtenerse si se divide la energía total utilizada entre la energía isentrópica global disponible que procede de las condiciones de presión y temperatura de estrangulamiento a la presión de

escape. (nota: La suma de las energías disponibles de las etapas es mayor que la energía global disponible y representa el factor de recalentamiento o ganancia atribuible a la energía no utilizada de etapas anteriores que se convierte en disponible para las siguientes etapas.)

El uso de la energía global disponible explica de manera automática las pérdidas por caída de presión que ocurren en las válvulas de paro, las válvulas de control, la campana de escape y las tuberías entre los elementos de AP (alta potencia) y BP (baja potencia). Otras pérdidas que deben tomarse en cuenta para llegar a la eficiencia general de la turbina incluyen las fugas en los empaques de los vástagos de las válvulas y en los de los extremos de la flecha y las pérdidas en los cojinetes y en la bomba de aceite. La determinación de la eficiencia general de una turbina y el equipo que esta mueve, debe tomar en consideración la pérdida que ocurre en los engranajes y en los generadores, así como en sus cojinetes.

Podemos decir que al ser nuestro interés el par motor resultante en el eje de la turbina, será ese para el que denominaremos trabajo específico neto o útil W_{neto} .

Este trabajo útil es la diferencia entre el trabajo en el eje de la turbina y el necesario para accionar el compresor.

$$W_{\text{neto}} = W_{\text{eje}} - W_{\text{comp}} \quad (3.3)$$

Luego la potencia neta N_{neto} podremos hallarla a partir de la expresión:

$$N_{\text{neto}} = m_a \times W_{\text{neto}} \quad (3.4)$$

Siendo m_a el caudal másico del aire aspirado por el compresor.

El rendimiento global de la turbo máquina será:

$$\eta = \frac{N_{\text{neto}}}{m_c \cdot \text{PCI}} \quad (3.5)$$

Siendo m_c el caudal másico del combustible para esa potencia concreta.

3.2.4. Sistemas de control y protección de la turbina

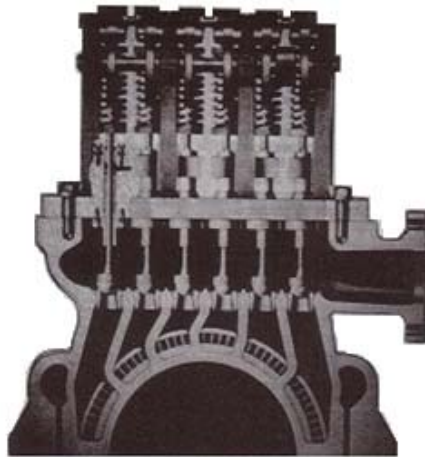
Las turbinas de vapor requieren de varios sistemas y componentes para proporcionar capacidad de control y de protección. Estos pueden dividirse en dos categorías funcionales: sistemas primarios de control y sistemas secundarios de control y/o de protección.

Los sistemas primarios de control se subdividen en los siguientes elementos: válvulas de control y mecanismos de operación relacionados, control de velocidad/carga y control de presión. Los sistemas secundarios o de protección constan de dispositivos limitadores de sobre velocidad, válvulas de emergencia, dispositivos de disparo y dispositivos de alarma relacionados.

La mayoría de los conjuntos modernos de turbina-generador utilizan diseños de válvulas de control de la admisión del vapor que son tan eficientes como prácticos, en términos de calidad de presión y pérdidas por estrangulamiento. Las más populares son las válvulas ventura de esfera que se emplean en las etapas de entrada de las unidades modernas de alta presión. (La figura 32 muestra una sección transversal de un mecanismo típico de válvula ventura de esfera múltiple.) La utilización de válvulas múltiples, con las configuración eficiente del asiento ventura y ve válvulas de esfera de asiento hermético, permite la admisión a la turbina por boquillas en arco parcial con

buena eficiencia a carga parcial y una acción de abertura en secuencia que produce curvas de flujo casi lineal.

Fig. 34. **Carcasa de alta presión con control por boquillas en la primera etapa**



Fuente: *GEA-8510 steam turbine generators for industrial applications.*

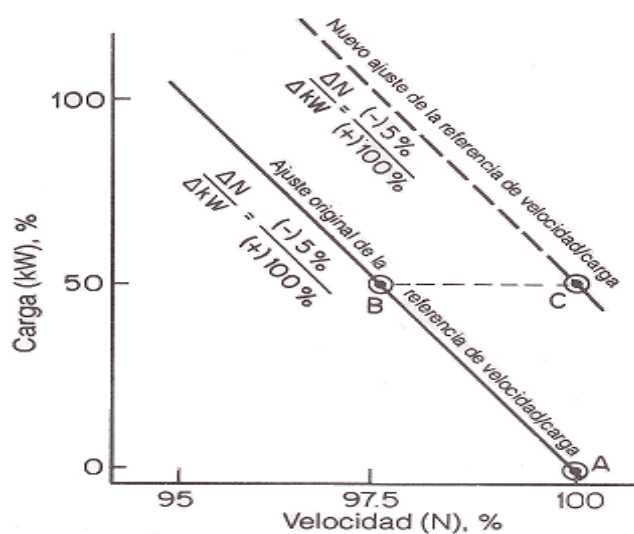
Sistema de control de velocidad/carga. Después de hacer una selección entre los tipos de válvulas disponibles para la admisión de vapor a la turbina, debe proveerse un medio para dar posición a estas válvulas y obtener el control básico de velocidad/carga. El requisito primario es mantener una velocidad de rotación precisa predeterminada, en vista de que todas las turbinas están diseñadas para funcionar a una velocidad específica o en un intervalo específico de velocidades.

Cada turbina tiene, por tanto, algún tipo de gobernador de la velocidad o, lo que es más general, un “sistema de control de velocidad/carga”. Su finalidad es mantener una cierta relación entre la velocidad real de la turbina y algún valor de referencia, en un intervalo amplio de pares de torsión de la carga.

Para poder entender el control de velocidad/carga de una turbina de vapor, ayuda considerar el ejemplo de la máquina de velocidad constante/carga base o unidades industriales.

La figura 35 muestra la relación incorporada en el diseño del sistema de control de velocidad/carga de la mayoría de tales unidades construidas en Estados Unidos. El “abatimiento” de velocidad comúnmente aceptado por el efecto de la carga para un sistema de esta naturaleza es (-) 5% para cambios de carga de 100% con base en un ajuste dado de referencia de velocidad/carga. Debe notarse que la velocidad se abate proporcionalmente al aumento de la carga, con base en el estado estable. El sistema debe diseñarse de manera que se requiera un error de estado estable en la velocidad para proporcionar la señal de comando y mover el mecanismo de la válvula de control para aceptar la carga requerida.

Fig. 35. **Regulación de velocidad/carga en estado estable para un ajuste de referencia dado en el sistema de velocidad/carga de una turbina de vapor**

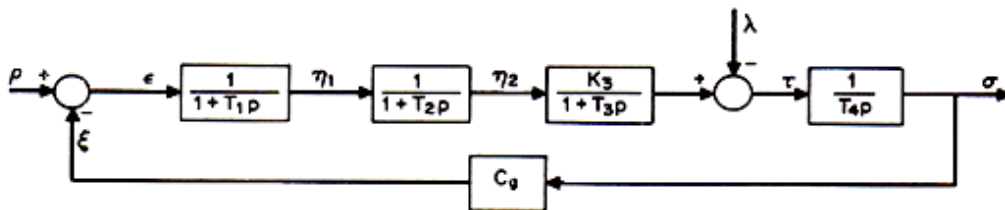


Fuente: *General Electric Company.*

Como la exactitud de la velocidad es muy importante si se aísla la unidad en operación, cualquier abatimiento de la velocidad que se experimente con un cambio de carga (punto B) debe corregirse cambiando el ajuste de referencia de velocidad/carga. Esto se ilustra por medio de la línea punteada en la figura 35, en la cual el cambio de 50% de la carga tuvo en seguida una corrección de referencia para restaurar la velocidad nominal (punto C). Si se liga una unidad en operación con un sistema "rígido", y debe aceptar más de la carga del sistema, un ajuste similar va a ocasionar que la unidad tome toda la carga sin que haya cambio en la velocidad, como lo indica la línea punteada.

La figura 36 es un diagrama en bloques generalizado para un sistema de control de velocidad/carga que contiene todos los elementos analizados. El equipo para este sistema puede ser de distintas formas: mecánico, hidráulico, neumático, eléctrico o de combinaciones de estos elementos. En cada caso se toma una señal de velocidad de la flecha de la turbina, se convierte a una forma utilizable y se compara con una referencia de velocidad/carga que puede ser ajustada de manera manual o automática.

Fig. 36. Diagrama de bloques de una unidad recta con condensación

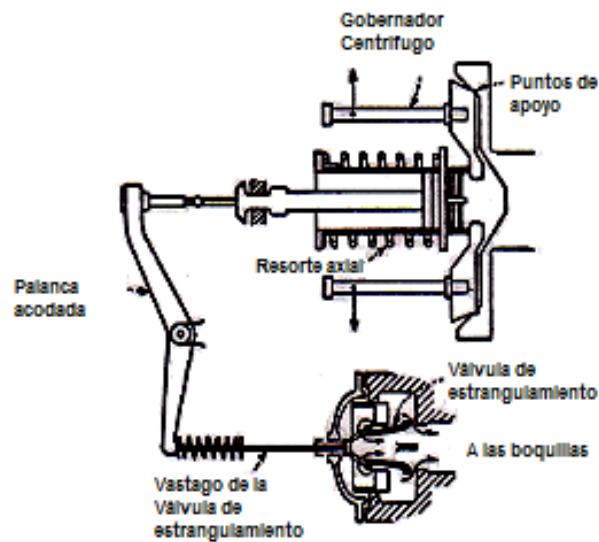


C_g	Cte., normalizada del gobernador de velocidad.	λ	Cambio relativo de carga
K_3	Ganancia de los valores en el punto de carga	η_1	Cambio rel. de posición de velocidad
P	Operador diferencial $D(\)/dt, s^{-1}$	η_2	Cambio rel. de posición del servomotor
T_1	Constante de tiempo del relevador de vel, s	ρ	Cambio rel. de la posición de referencia
T_2	Constante de tiempo del servomotor, s	τ	Cambio rel. de par en la flecha de la turbina
T_3	Constante de tiempo de la de vapor, s	σ	Cambio rel. de velocidad
T_4	tiempo característico de la turbina, s	ξ	Cambio rel. de la carrera del gobernador de vel
ϵ	señal de error de velocidad		

Fuente: Donald G. Fink/H. Wayne Beaty. Manual de Ingeniería Eléctrica. p. 6-14.

La figura 37 muestra una forma muy simple del sistema de control de velocidad/carga: un gobernador o regulador mecánico de velocidad adecuado para turbinas muy pequeñas. Este tipo de gobernador utiliza un mecanismo de bolas con carga de resorte conectado a una válvula de estrangulamiento para controlar directamente la admisión del vapor a la turbina.

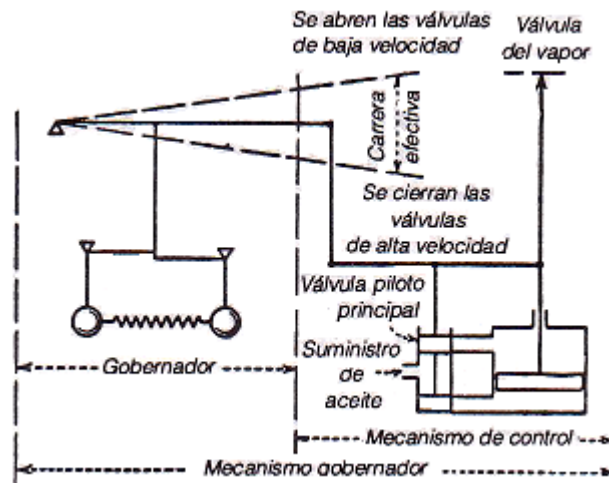
Fig. 37. **Gobernador mecánico para turbinas pequeñas**



Fuente: Donald G. Fink/H. Wayne Beaty. Manual de Ingeniería Eléctrica. p. 6-14.

En las unidades más grandes, en las que las fuerzas que se requieren son demasiado altas para la operación directa, se emplea un sistema gobernador de relevador hidráulico, como se ilustra en la figura 38. En este arreglo se tiene conectado un gobernador centrífugo del tipo de bolas por medio de un eslabonamiento a una válvula piloto de doble carrete. Se admite el aceite a la válvula piloto, para que al moverse la válvula, de paso al fluido ya sea hacia adentro o hacia fuera de un cilindro de operación según se requiere.

Fig. 38. **Gobernador con amplificador de potencia hidráulica**

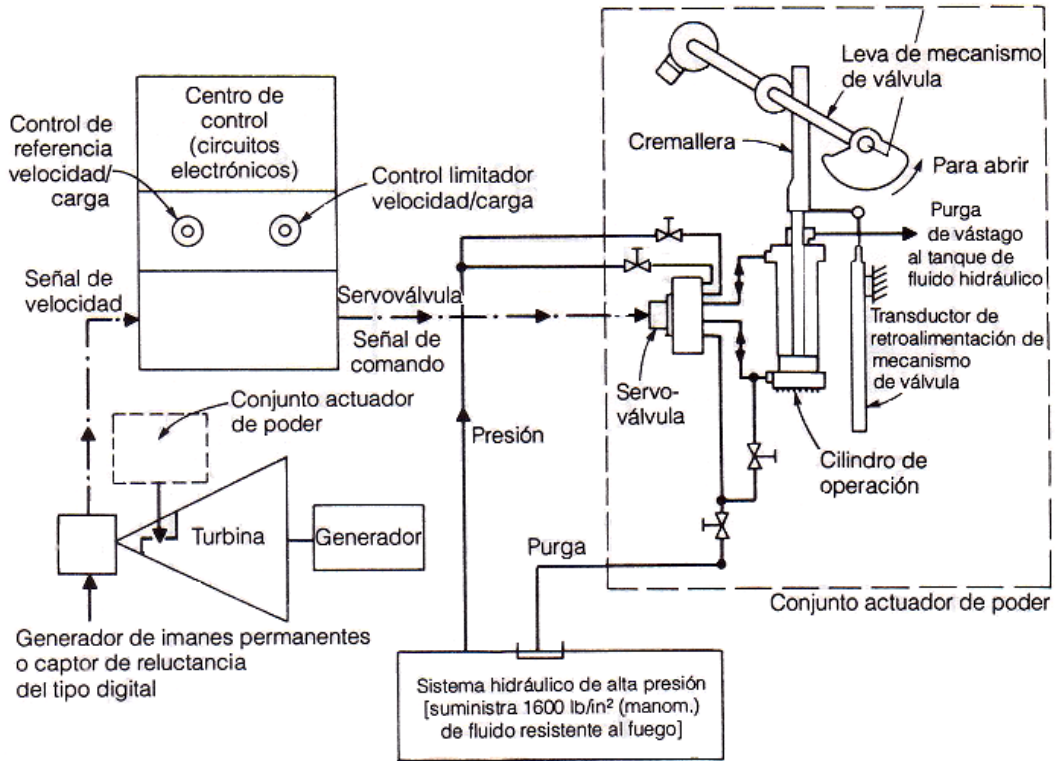


Fuente: Donald G. Fink/H. Wayne Beaty. Manual de Ingeniería Eléctrica. p. 6-14.

A principios de la década de 1960, hizo su aparición un nuevo sistema de control electrohidráulico que ofrecía mayor exactitud, mayores fuerzas de operación, capacidad de control remoto y centralizado y más opciones y flexibilidad que cualquier otro sistema previo.

Se ilustra aplicado al control de velocidad/carga en la figura 39, el sistema consta de (1) un generador de imán permanente o un captor de reluctancia de tipo digital para proporcionar una señal e la velocidad de flecha, (2) circuitos electrónicos para comparar la señal de velocidad con una señal de referencia, (3) una servo-válvula de alta ganancia para convertir la señal eléctrica resultante en señal hidráulica, (4) un conjunto actuador de poder para el mecanismo de la válvula, capaz de operar en elementos hidráulicos de alta presión al recibir la señal de la servo-válvula, (5) un transductor de retroalimentación en el actuador de poder para restaurar la servo-válvula a una condición estable al alcanzar la posición deseada de la válvula y (6) un sistema hidráulico de alta presión para proporcionar la fuerza requerida.

Fig. 39. Diagrama esquemático de un sistema electrohidráulico básico de control de velocidad/carga



Fuente: Donald G. Fink/H. Wayne Beaty. Manual de Ingeniería Eléctrica. p. 6-15.

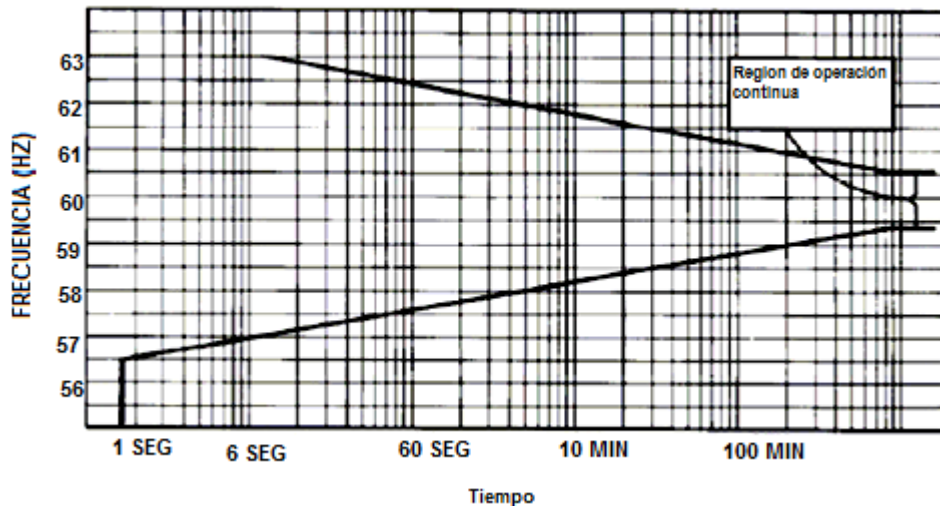
3.2.5. Rangos de operación

La operación adecuada de una turbina está directamente relacionada con el valor de frecuencia en un sistema de potencia. Se debe mencionar que la operación prolongada a bajas frecuencia de un sistema eléctrico de potencia está supeditada a los límites operativos de los equipos de la red.

Estos límites usualmente están asociados con la operación de los servicios auxiliares de las centrales eléctricas, que empiezan a ser perjudicados cuando la frecuencia asume valores por debajo de 59 Hz, hecho que provoca reducciones en la potencia de generación. Las condiciones límite se suelen

presentar generalmente a 55 Hz, por esta razón las protecciones de mínima frecuencia de las unidades de generación se ajustan con valores entre 56 y 57 Hz.

Fig. 40. Límites de frecuencia en turbinas de vapor



Fuente: Informe técnico COES-SINAC/DEV-158-2005. "Rangos admisibles de variación de frecuencia para unidades de generación del SEIN". Abril 2005.

Se remarca que el daño a las turbinas de vapor se presenta debido a las vibraciones mecánicas por operación a frecuencias diferentes de la frecuencia de diseño. La magnitud de estas vibraciones mecánicas depende de la desviación de la frecuencia respecto del valor nominal; mientras más prolongada sea la exposición mayor será el daño.

Por esta razón, sobre la base de una gran cantidad de datos de vibración en diferentes turbinas de vapor, se recomienda respetar los límites de operación a frecuencias fuera del valor nominal mostrados en la figura 38. A partir de esta figura, se ha construido la tabla XVII que muestra un rango típico de límites de exposición de unidades de generación de vapor ante sub y sobre frecuencias en sistemas eléctricos de 60 Hz.

Tabla XVII. **Límites de exposición a la variación de frecuencia**

Rango de frecuencia Hz	Tiempo máximo de exposición* (minutos)
59,4 - 60,6	Operación continua
58,5 - 61,5	30
58,2 - 61,7	10
58. - 62,0	4
57,7 - 62,2	2
57,4 - 62,6	0,5

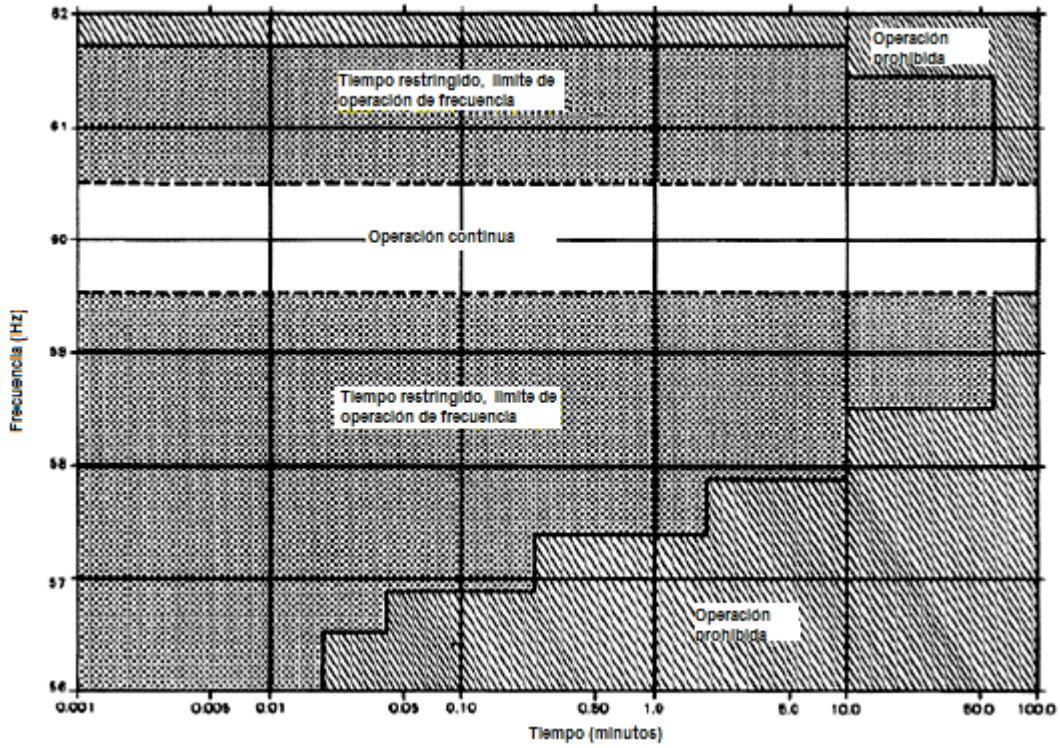
*Los tiempos son acumulativos. Una exposición durante 1/2 minuto a plena carga con una frecuencia de 57,7 Hz, le dejará sólo 1.5 minutos para poder operar en esta condición en el resto de la vida de esta unidad.

Fuente: C37.106 "IEEE Guide for Abnormal Frequency Protection for Power Generating Plants".2004.

Es pertinente indicar que cada diseño de turbina de vapor tendrá sus propios límites individuales. En la figura 39, se muestra un ejemplo de una curva de una cierta turbina de vapor en la cual se aprecia una zona blanca entre 59,5 Hz y 60,5 Hz que es el área de operación en servicio continuo sin restricciones, mientras que las zonas sombreadas sobre 60,5 Hz y debajo de 59,5 Hz son áreas de operación restringidas con límites de tiempo. Se debe insistir en la mención que el tiempo gastado en una banda de frecuencias es acumulativo y es usualmente considerado independiente del tiempo acumulado en otra banda.

En ese sentido, la figura 39 indica que la operación entre 58,5 Hz y 57,9 Hz es permitida durante diez minutos. Para un tiempo mayor el daño a los álabes de la turbina sería probable. Por lo tanto, si una unidad opera en este rango de frecuencia durante un minuto, entonces sobre la vida del álabe sólo se permitirá 9 minutos más de operación en esta banda de frecuencias.

Figura 41. Zonas Límite de operación de turbina de vapor



Fuente: C37.106 "IEEE Guide for Abnormal Frequency Protection for Power Generating Plants", 2004.

4. SELECCIÓN Y ANÁLISIS DEL SISTEMA DE COGENERACIÓN

4.1. Introducción

Los factores más importantes que afectarán la selección del ciclo de cogeneración para su evaluación preliminar son:

- La relación Q/E (Energía Térmica/Energía eléctrica), ya que existen diferentes tecnologías y que cada una es adecuada para una relación dada
- La calidad del calor requerido, por ejemplo la temperatura y presión con que se debe de suministrar el vapor
- Los costos de los equipos que dependen de la tecnología seleccionada
- El tipo de combustible a utilizar por su costo y su disponibilidad
- El tamaño del sistema ya que algunas tecnologías se vuelven competitivas solamente en capacidades mayores de un MW

Por otro lado, si la cogeneración es parte de un proyecto nuevo no se tienen restricciones de espacio para la selección del sistema más adecuado. Si por el contrario es resultado de una adaptación en una planta ya operando es necesario considerar la disponibilidad de espacio, el equipo existente que podría aprovecharse y la capacidad de la red pública externa para, en su caso, exportar excedentes de energía.

4.2. Efecto de la relación de energía térmica/eléctrica en la selección de equipos

Mientras más se acerque el sistema de cogeneración al promedio de la razón Q/E (relación Energía térmica/ Energía eléctrica) de una aplicación, el sistema será financieramente más atractivo. En el dimensionamiento de los sistemas, uno debe seleccionar entre satisfacer la potencia eléctrica o la demanda térmica como base de operación del sistema y una tecnología adecuada para que siga de cerca la relación Q/E en la planta o en el proceso.

Idealmente, los requerimientos térmicos y eléctricos deberían de ser simultáneos para un sistema particular, pero esto nunca sucede. Por esta razón el planificador debe decidir entre usar un generador de vapor auxiliar o tener excedentes de electricidad o, por otro lado entre tener exceso de vapor o comprar electricidad, de acuerdo con el mapa energético de la industria en particular.

4.3. Mapa energético del centro consumidor

Se define como centro consumidor a la industria o empresa que tiene una demanda eléctrica y térmica para realizar su producción y que es apta para un estudio de pre viabilidad de cogeneración. Se caracteriza por tener dos tipos de demanda energéticas globales: un consumo eléctrico y una demanda de calor útil, ambos para satisfacer las necesidades de producción.

4.4. Obtención de la relación energía térmica/eléctrica (Q/E) y sus variaciones

Los requerimientos de potencia eléctrica y de energía térmica son diferentes para cada planta. En algunas industrias, comercios o servicios, se

requiere poca energía en forma de calor y en cambio la mayoría del consumo de energía es en forma eléctrica, existiendo otras en las que esto es a la inversa e inclusive existen lugares en el que el consumo de ambos tipos de energía es muy similar.

Se define la relación calor/electricidad (Q/E) por la relación de las demandas máximas térmica y eléctrica, promedio y con dicho parámetro se identifican los esquemas de cogeneración cuya relación adimensional de producción de calor y electricidad se ajuste a la existente en la planta. Esta relación se puede calcular como:

$$\frac{Q}{E} = \frac{\text{Consumo anual de energía térmica (kj)}}{\text{Consumo de energía eléctrica anual (kWh)*3600kj/kWh}} \quad (4.1)$$

o en función de las demandas como:

$$\frac{Q}{E} = \frac{\text{Demanda máxima térmica a cubrir con el sistema en kW}}{\text{Demanda máxima eléctrica a cubrir con el sistema en kW}} \quad (4.2)$$

Es conveniente analizar de qué manera será su comportamiento para satisfacer las necesidades térmicas y eléctricas de dicha empresa bajo diferentes condiciones de operación.

4.4.1. Significado del mapa energético

Con base a la figura 40, donde se tiene representado la situación del centro consumidor en un punto en el cual se informa de la necesidad de energía eléctrica y de calor útil para el proceso productivo.

no llega a producir la energía térmica requerida, con lo que se precisa obtener la diferencia mediante un sistema auxiliar.

Los sistemas auxiliares más comunes son:

Realizar un consumo extra de combustible aprovechando el contenido de oxígeno de los gases procedentes de la combustión, para así elevar la temperatura de éstos y poder tener un potencial energético mayor, para la producción de calor útil.

O bien, producir la energía necesaria mediante un sistema convencional de producción como puede ser una caldera.

- Punto B: importación de electricidad. Situación de la planta de cogeneración en la que se satisface la demanda térmica del centro pero se necesita comprar electricidad de la red, ya que el sistema implementado no produce la suficiente.
- Punto C: desperdicio de energía térmica. Es el caso más indeseable ya que, aunque la demanda eléctrica está completa, se produce mayor calor útil que lo que el centro consumidor demanda, por lo que resulta que, si no se vende esta energía térmica (situación actualmente inviable), resulta una pérdida de energía.
- Punto D: exportación de electricidad. Este es el caso en que se obtiene el calor útil o energía térmica necesaria para el centro consumidor, pero se produce una cantidad de electricidad mayor a la demandada, con lo que se puede vender electricidad a la red.

El análisis de estos cuatro puntos permite conocer la información que nos proporciona el mapa energético ya que, por ejemplo, se podría tener un esquema cogenerativo en la recta de relación E/C (relación Calor-energía eléctrica) mayor que la del centro representado en la figura 40, siendo el punto de funcionamiento un punto entre A y D perteneciente a dicha recta. Resultaría que se satisface la demanda eléctrica, habiendo un exceso de producción que se puede verter a la red, pero en cambio no se produciría el suficiente calor útil, con lo que sería necesario un sistema auxiliar que lo proporcionase.

En este punto de la explicación ya se tiene uno de los criterios de dimensionamiento de la configuración o sistema de la tecnología de cogeneración elegida: se dimensionará teniendo en cuenta de no elegir un punto de funcionamiento en el que se sobrepase la demanda de calor útil por parte del centro consumidor. Siendo este criterio la base para el dimensionamiento según cada uno de los dos criterios que se presentan.

De todos los casos excepto el C, son viables pudiendo obtenerse puntos de funcionamiento del sistema de cogeneración de la zona izquierda del valor de demanda de calor útil del centro.

4.4.2. Relación Q/E baja

Para una relación Q/E baja, el ciclo superior debe tener mayor énfasis en la eficiencia de conversión de potencia. Aquí, un motor reciprocante o un motor grande de turbina de gas debe ser indicado como motor primario.

Esta razón puede ser usada en instalaciones donde la recuperación de calor de desperdicio se usa totalmente para una máxima generación de vapor, con quemadores suplementarios para el balance de vapor requerido.

Los motores grandes *diesel* se han vuelto populares recientemente para la generación de potencia en varias industrias, y presentan oportunidades atractivas para cogeneración a través del uso del proceso de vapor a baja presión. Los motores de gasolina, disponibles en tamaños más pequeños, pueden optimizar las conversiones de energía en aplicaciones comerciales ya sea en carga térmica para una cocina o lavandería o carga de enfriamiento con equipos de absorción para aire acondicionado.

También se pueden tomar ventajas de esta relación Q/E baja, del motor recíprocante, utilizando la potencia de la flecha para operar enfriadores centrífugos y usar el calor de desperdicio para los enfriadores de absorción y lograr una eficiencia de conversión de energía muy grande para los requerimientos de las grandes centrales de aire acondicionado.

4.4.3. Relación Q/E media

Para esta razón, las pequeñas turbinas de gas con quemadores suplementarios, son usadas como motores primarios con la recuperación del calor de desperdicio de los calentadores para la producción de vapor. Sin embargo, estas turbinas son motores de baja eficiencia (las turbinas más pequeñas normalmente sólo tienen entre 18 y 25 por ciento de eficiencia), por lo que existe un calor de desperdicio considerable disponible en la corriente de salida.

Las turbinas de gas, con configuración del calentador de calor directo o de recuperación de calor, encuentran requerimientos de calor en cantidades adecuadas para muchos procesos en el sector industrial. En climas más cálidos, pueden proveer el balance correcto de calor para sistemas de aire acondicionado mediano y grande, especialmente para los hospitales, hoteles y

aeropuertos, donde el servicio se requiere las 24 horas básicamente durante todo el año.

4.4.4. Relación Q/E alta

Para cargas de calor muy grandes en relación con los requerimientos de potencia, o una relación Q/E alta, una turbina de vapor alimentada con vapor a baja, media o alta presión de los calentadores y uso de extracción a contrapresión o turbinas de extracción/condensación proveen las relaciones más flexibles. Esto es porque las condiciones de la entrada de vapor y la eficiencia de la turbina pueden variar para obtener la combinación más económica para la carga de vapor deseada.

Tabla XVIII. **Clasificación de los sistemas de cogeneración según relación Q/E**

Tipo	Calor disponible a proceso	Razón Térmica-eléctrica	Combustibles comunes
Turbina de vapor	120 °C a 400 °C	2 a 30	Destilados, gaseosos, residuales, residuos de madera
Turbina de gas	120 °C a 500 °C	1.2 a 4	Residuales, gaseosos y destilados
Motor recíprocante	80 °C a 120 °C	0.8 a 2	Residuales, gaseosos y destilados

Fuente: Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía. México.

4.5. Análisis técnico

En esta etapa, se evalúa teóricamente el sistema de cogeneración seleccionado y se determinan los siguientes parámetros:

a. De acuerdo a las condiciones de operación de la planta (Q/E), las condiciones ambientales del sitio (temperatura ambiente, presión atmosférica), y tipo de equipo seleccionado (turbina de gas, motor, turbina de vapor) se determina:

- La potencia generada P_{Gen} (kW eléctricos).
- La producción de energía térmica por el sistema de cogeneración (generación de vapor de la caldera, a las condiciones de presión y temperatura requeridas por el proceso). En caso de turbina de gas o motor de combustión se determina el flujo de vapor generado por los gases de combustión a través del recuperador de calor.
- Consumo de combustible con el sistema de cogeneración

b. Posteriormente se calcula la energía eléctrica generada anualmente por el sistema de cogeneración.

$$E_{\text{anual}} \left(\frac{\text{kwh}}{\text{año}} \right) = P_{\text{generada}}(\text{kw}) * \text{Operación} \left(\frac{\text{horas}}{\text{año}} \right) * \text{factor de disponibilidad} \quad (4.3)$$

c. El siguiente punto, es determinar la variación en el consumo de combustible entre los requerimientos actuales y con el sistema de cogeneración.

$$\text{Variación de combustible} = \text{consumo actual} - \text{consumo con cogeneración} \quad (4.4)$$

d. Determinar el ahorro económico anual.

En esta sección se comparan los costos de energía térmica (térmica y eléctrica), para el caso actual y con el sistema de cogeneración.

4.5.1. Energía eléctrica

El ahorro económico se determina considerando los siguientes parámetros y expresiones:

La tarifa de la empresa:

- Costo por demanda (\$/kW)
- Costo por consumo (\$/kWh)
- Energía generada (kWh/año)

El ahorro económico por demanda y energía se determinan mediante las siguientes expresiones:

$$\text{Ahorro económico por demanda} = P_{\text{Generada}}(\text{kW}) \times (\$/\text{kW}) \quad (4.5)$$

$$\text{Ahorro económico por consumo} = E_{\text{generada}}(\text{kWh}_{\text{anuales}}) \times (\$/\text{kWh}) \quad (4.6)$$

Para tarifas horarias debe considerarse el costo para cada período de consumo: horas base, horas intermedia y horas punta.

El ahorro económico por energía eléctrica es la suma del ahorro por demanda y el obtenido por consumo, tal como se indica a continuación:

$$\text{Ahorro económico Energía eléctrica} = \text{ahorro por demanda} + \text{ahorro por consumo} \quad (4.7)$$

4.5.2. Energía térmica

Con respecto al consumo de combustible no siempre se tienen ahorros, ya que en la mayoría de los casos se consume mayor cantidad de combustible con el sistema de cogeneración.

El ahorro neto se determina con la suma de las dos expresiones:

$$\text{Ahorro económico por combustible} = \text{variación de combustible} \times \left(\frac{\$}{\text{medida de consumo}} \right) \quad (4.8)$$

En caso de que la expresión anterior fuera negativa, significa un costo adicional de combustible por el sistema de cogeneración.

El ahorro neto se determina con la suma de las dos expresiones:

$$\begin{aligned} \text{Ahorro económico total} = \\ \text{ahorro económico por energía eléctrica} + \text{ahorro económico por combustible} \end{aligned} \quad (4.9)$$

4.5.3. Eficiencia energética de cogeneración

La eficiencia de cogeneración es un factor muy importante para la comparación entre estos sistemas, este se define como el consumo específico de combustible por unidad de generación eléctrica, también conocido como *Incremental Heat Rate (IHR)*:

$$IHR = \frac{(Q_S - \frac{Q_{\text{útil}}}{\eta_c})}{\text{Pot generada}} = \frac{\text{kW}_{\text{t\u00e9rmicos}}}{\text{kW}_{\text{el\u00e9ctricos}}} \quad (4.10)$$

Donde:

Q_S , es el calor suministrado por el combustible y se determina como:

$$Q_S = m_{\text{combustible}} \times \text{PCI combustible} \quad (4.11)$$

$Q_{\text{útil}}$, es el calor \u00fasil a proceso y se determina como:

$$Q_{\text{útil}} = m_{\text{vapor}} \times \Delta h_{\text{vapor}} \quad (4.12)$$

η_c , es la eficiencia de la caldera o calentador donde se genera o generaría el calor \u00fasil a proceso.

El inverso de este \u00edndice, es la eficiencia de cogeneraci\u00f3n, es decir,

$$\eta_{\text{cogeneraci\u00f3n}}(\%) = \frac{1}{IHR} \times 100 \quad (4.13)$$

Los valores de *IHR* y la eficiencia de los sistemas de cogeneraci\u00f3n se comparan y se eligen las opciones o esquemas m\u00e1s eficientes, para luego proceder con un an\u00e1lisis econ\u00f3mico.

4.5.4. C\u00e1lculo de electricidad de cogeneraci\u00f3n basados en la Directiva 2004/8/CE del Parlamento Europeo

Los valores utilizados para calcular la electricidad de cogeneraci\u00f3n se determinarán sobre la base del funcionamiento previsto o real de la unidad en condiciones normales de utilizaci\u00f3n.

- a) La producción de electricidad mediante la cogeneración se considerara igual a la producción total anual de electricidad de la unidad medida en el punto de conexión de los generadores principales.
- Si ésta es del tipo b), d), e), f), g) y h) mencionado en el capítulo 2, pág. 57, con una eficiencia global anual establecida por los estados miembros a un nivel al menos igual al 75 %.
 - Si ésta es del tipo a) y c) mencionado en el capítulo 2, pág. 57, con una eficiencia global anual establecida por los estados miembros a un nivel al menos igual al 80 %.
- b) En lo que se refiere a las unidades de cogeneración cuya eficiencia global anual sea inferior al valor a que se refiere el inciso i) de la letra a) [unidades de los tipos b), d), e), f), g) y h) mencionados en el capítulo 2, pág. 57], o inferior al valor a que se refiere el inciso ii) de la letra a) [unidades de los tipos a) y c) mencionados en el capítulo 2, pág. 57] la cogeneración se calculará aplicando la fórmula siguiente:

$$E_{\text{CHP}} = H_{\text{CHP}} \cdot C \quad (4.14)$$

Donde:

E_{CHP} : es la cantidad de electricidad producida mediante cogeneración.

C : es la relación entre electricidad y calor.

H_{CHP} : es la cantidad de calor útil procedente de la cogeneración (calculada a este respecto como la producción total de calor menos cualquier cantidad de calor producida en calderas separadas o mediante extracción bajo tensión del vapor procedente del generador de vapor antes de su paso por la turbina).

El cálculo de la electricidad procedente de la cogeneración deberá basarse en la relación real entre electricidad y calor. Si la relación real entre electricidad y calor en la unidad de cogeneración de que se trate no se conoce, podrán utilizarse, en particular para fines estadísticos, los valores por defecto siguientes para las unidades de los tipos a), b), c), d) y e), mencionados en el capítulo 2, pág. 57, siempre y cuando la electricidad producida mediante cogeneración calculada sea inferior o igual a la producción eléctrica total de la unidad de que se trate:

Tabla XIX. Valores por defecto para las diferentes unidades de cogeneración

Tipo de unidad	Valor por defecto para la relación entre electricidad y calor
Turbina de gas de ciclo combinado con recuperación del calor	0.95
Turbina de contrapresión sin condensado	0.45
Turbina con extracción de vapor de condensación	0.45
Turbina de gas con recuperación del calor	0.55
Motor de combustión interna	0.75

Fuente: Directiva 2004/8/CE del Parlamento Europeo y del Consejo de 11 de febrero 2004.

Si los estados miembros establecen valores por defecto para la relación entre electricidad y calor de las unidades de los tipos f), g), h), i), j) y k) mencionados en el capítulo 2, pág. 57, deberán publicarlos y notificarlos a la Comisión Europea.

- c) En caso de que una parte del contenido energético del combustible utilizado en el proceso de cogeneración se recupere en productos químicos y se recicle, dicha parte podrá restarse del combustible consumido antes de calcular la eficiencia global utilizada en las letras a) y b).
- d) Los estados miembros podrán establecer la relación entre electricidad y calor como una relación entre la electricidad y el calor útil cuando se opere en modo de cogeneración a baja potencia utilizando datos operativos de la unidad específica.
- e) A la hora de realizar los cálculos según las letras a) y b) los estados miembros podrán considerar períodos de referencia distintos del período de un año indicado.

4.6. Evaluación económica

Es la utilización de herramientas analíticas que permiten valorar si cada una de las etapas del ciclo del proyecto justifica su realización. La evaluación de proyectos consiste en comparar los costos con los beneficios que se generan durante el horizonte de evaluación, para así decidir sobre la conveniencia de llevar a cabo las inversiones.

4.6.1. Evaluación del valor presente neto para vidas diferentes

Para realizar una comparación utilizando el valor presente neto se debe considerar que las variables de tasa de interés y vida útil deben ser las mismas. En los casos en que las opciones tienen vida útil diferente uno de los métodos utilizados para poder realizar la comparación es encontrar un mínimo

común múltiplo de las vidas que permite igualar las vidas de las opciones a evaluar. Adicionalmente se deben considerar los siguientes supuestos:

- Al finalizar la vida útil de cada opción se asume que la inversión inicial realizada al inicio del proyecto se vuelva a efectuar lo que hace que la vida útil se amplíe, de la misma manera los ingresos que el proyecto produzca así como los costos de operación y mantenimiento.

4.6.2. Valor actual neto con financiamiento parcial externo

Normalmente el capital necesario para poder realizar una inversión considerable y necesita la participación de las entidades financieras mediante créditos, por lo que es necesario realizar la evaluación tanto desde el punto de vista de proyecto que incluye el capital propio y el ajeno, así como desde el punto de vista del inversionista.

La tasa de interés asociada al flujo del proyecto debe tomar en cuenta la proporción de la deuda así como la proporción de capital propio, dicha tasa se conoce como tasa de costo ponderado y se calcula de la siguiente forma:

$$i_p = \frac{i_d D}{I} + \frac{i_o CP}{I} \quad (4.15)$$

Donde:

i_p : Tasa de costo ponderado o tasa del proyecto

i_d : Tasa de interés de la deuda (tasa de interés activa)

i_o : Tasa de oportunidad del inversionista (TMAR)

D: Monto de la deuda

CP: Monto de capital propio

I: Monto total de la inversión

La tasa de oportunidad del inversionista, conocida como tasa mínima atractiva de rendimiento (TMAR), se calcula de la siguiente manera:

$$i_o = i + f + i \times f \quad (4.16)$$

donde:

i_o : Tasa de oportunidad del inversionista

i : Premio al riesgo, el rendimiento que el inversionista desea obtener, normalmente se utiliza la tasa de interés pasiva, que es la tasa mínima que podría ganar por su dinero.

f : Tasa de inflación (la cual se obtiene de la información que proporciona el INE o Banco de Guatemala).

Para calcular el flujo del inversionista debe aplicarse la siguiente relación:

Flujo del proyecto	(i_p)
Financiamiento	(i_d)
<hr/>	<hr/>
Flujo del inversionista	(i_o)

4.6.3. Tasa Interna de Retorno

La tasa interna de rentabilidad presupone que los beneficios liberados por un proyecto son reinvertidos a la misma tasa de rentabilidad, lo que no es cierto ya que el dinero que libera cada alternativa del proyecto podrá reinvertirse pero a otra tasa de interés que generalmente es la tasa de oportunidad. La TIR es el criterio preferido para distribuir recursos limitados proporcionalmente a proyectos prioritarios y para comparar con la tasa de oportunidad y ver si el rendimiento de la inversión es suficiente alto para justificar el proyecto.

4.6.4. Relación Beneficio-Costo

Implica el mismo principio de actualización del VPN pero en vez de hacer una diferencia entre beneficio y costo calcula el cociente que puede hacer diferir lo que se refiere a la comparación de proyectos alternativos, con los resultados obtenidos empleando el Valor Actual Neto. Cabe mencionar que la relación simple B/C si produce un resultado correcto cuando se trata de determinar la conveniencia de un proyecto analizándolo en forma individual, es decir, para establecer que un proyecto es bueno, pero no precisamente mejor que otro.

- a) Si la relación beneficio costo es mayor o igual a 1.0 considere que el proyecto debe ser financiado

- b) Si la relación beneficio costo es menor que 1.0 no se deberá financiar el proyecto

5. APLICACIONES

5.1. Perfiles de consumo energético

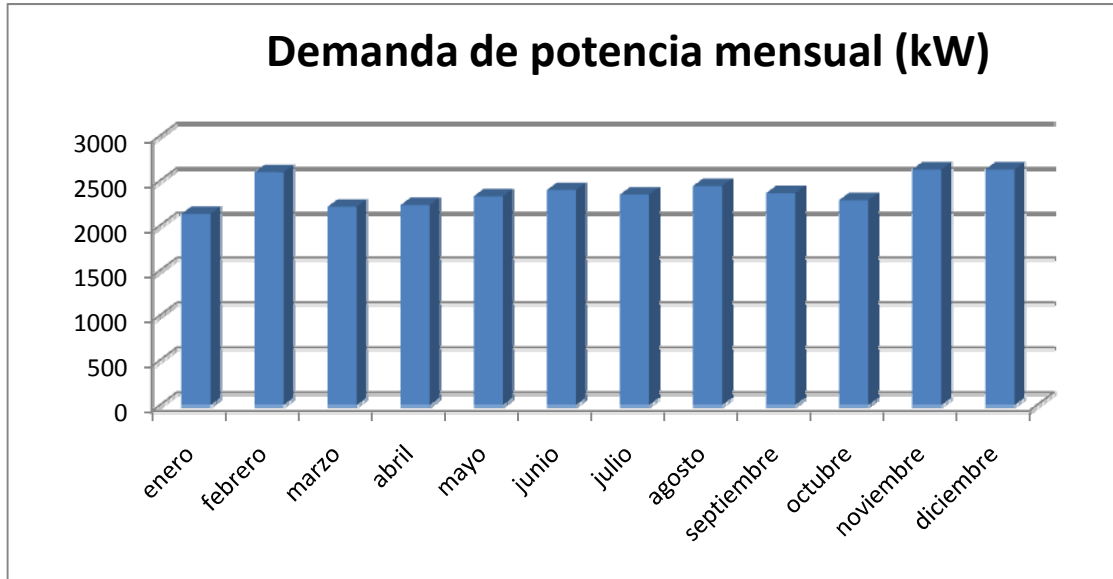
Antes de realizar el presente estudio, se necesita recopilar los perfiles de consumo energético actual de la empresa, los pasos a seguir son los siguientes parámetros:

- Demanda máxima de potencia
- Consumo de energía eléctrica
- Consumo de vapor y otros fluidos térmicos
- Consumo de combustible

Estos perfiles se pueden realizar de manera mensual, diaria y horaria, es decir, que lo más importante es contar con la suficiente información para cubrir las condiciones de operación típicas de la instalación y los consumos externos de la empresa (máximos y mínimos).

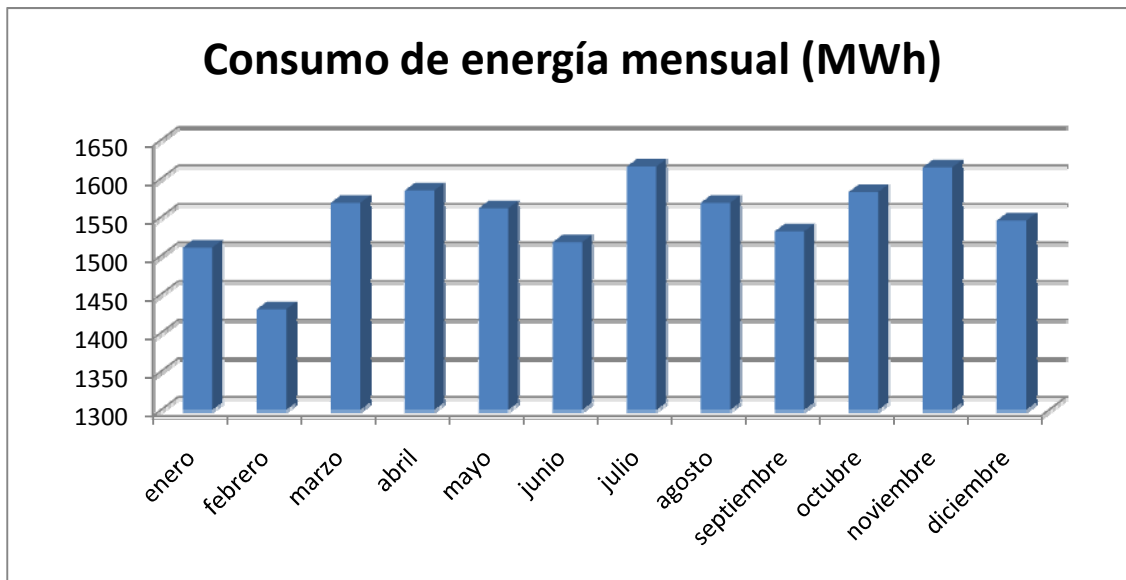
A continuación se presentan los perfiles de consumo (potencia, energía eléctrica, combustibles y vapor) de una fábrica de papel; por políticas de la empresa se omiten algunos datos en los cálculos a realizar.

Figura 43. Demanda de potencia mensual



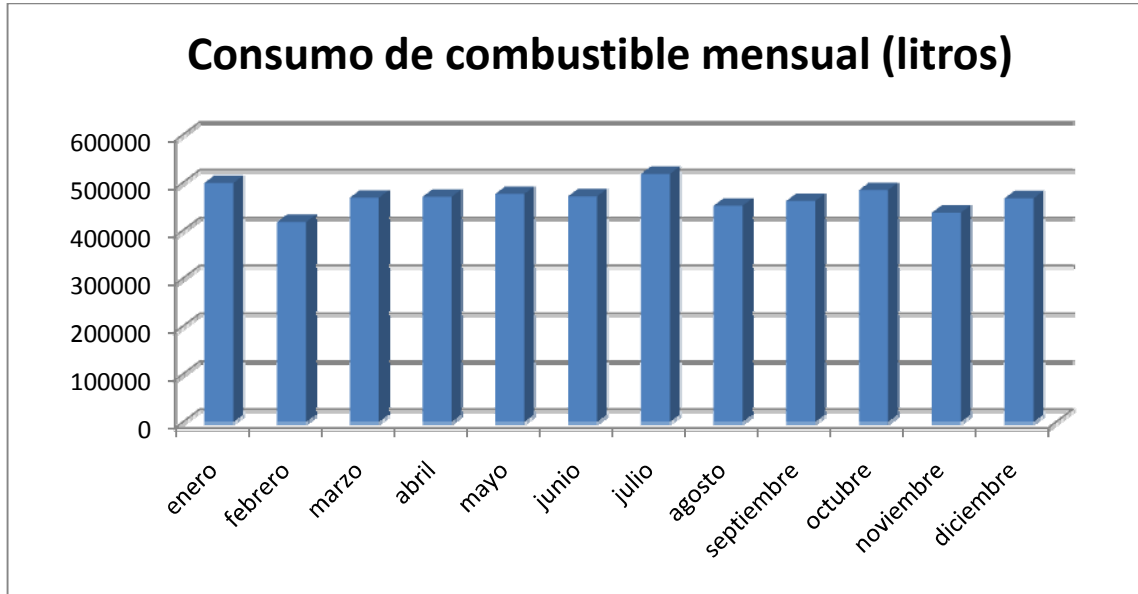
Fuente: elaboración propia.

Figura 44. Consumo de energía mensual



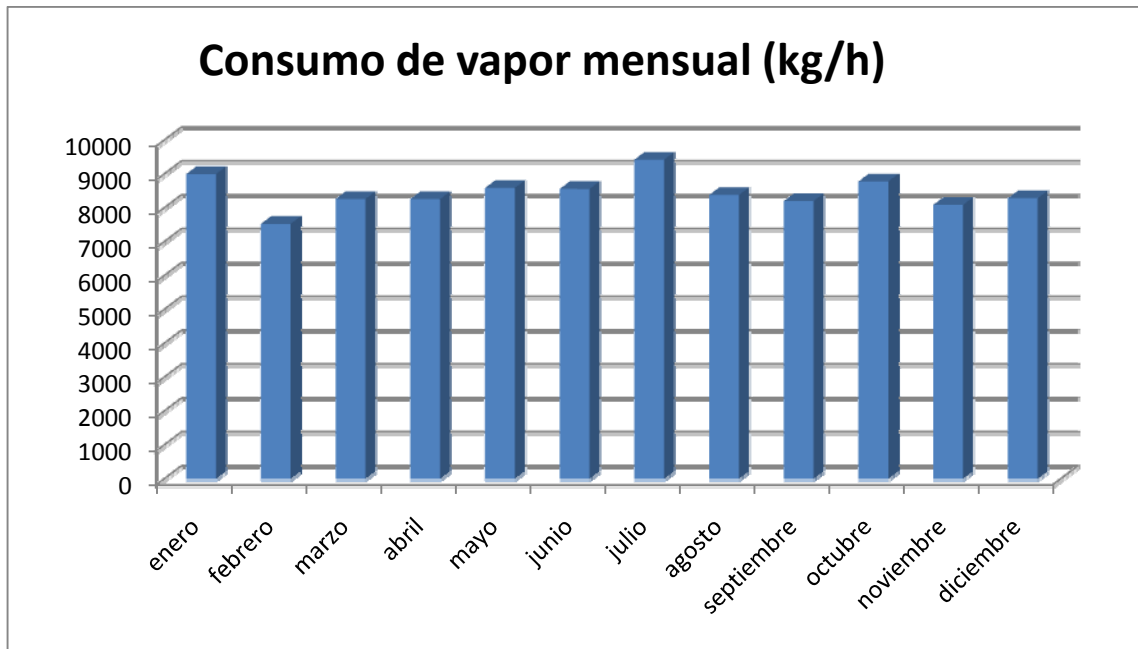
Fuente: elaboración propia.

Figura 45. Consumo de combustible mensual, bunker



Fuente: elaboración propia.

Figura 46. Consumo de vapor mensual



Fuente: elaboración propia.

Es importante determinar los valores máximos, mínimos y promedio de los consumos de energía (térmica y eléctrica), tal como se resume en la siguiente tabla.

Tabla XX. **Resumen de consumos de energía en un período de doce meses**

Concepto	Promedio 12 meses	Máximo	Mínimo
Demanda máxima (kW)	2 383	2 627 (diciembre)	2 133 (enero)
Consumo de energía eléctrica (MWh/mes)	1 553	1 616 (julio)	1 431 (febrero)
Consumo de combustible, bunker (litros/mes)	469 408	518 800 (julio)	418 500 (febrero)
Consumo de vapor promedio (kg/h)	8 457	9 436 (julio)	7 539 (febrero)

Fuente: elaboración propia.

A partir de la anterior tabla se puede determinar la relación Q/E de la empresa para las condiciones promedio de la siguiente manera:

Q/E= Carga térmica promedio/Carga eléctrica promedio

$$\text{carga térmica promedio} = m_{\text{vapor promedio}} (h_2 - h_1) \quad (5.1)$$

$$h_2 = 2\,784 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_1 = 360 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$m_{\text{vapor promedio}} = 8\,457 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$\begin{aligned} \text{Carga térmica promedio} &= 8\,457 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \times \left(2\,784 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}} - 360 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}} \right) = 20\,499\,768 \frac{\text{Kj}}{\text{h}} \\ &= 20\,499\,768 \frac{\text{Kj}}{\text{h}} \times \frac{1 \text{ h}}{3\,600 \text{ s}} = 5\,694 \text{ kW}_{\text{térmicos}} \end{aligned}$$

Carga eléctrica promedio = 2 383 kW_{eléctricos}

Por tanto,

$$\frac{Q}{E} = \frac{5\,694 \text{ kW}_{\text{térmicos}}}{2\,383 \text{ kW}_{\text{eléctricos}}} = 2,39$$

5.2. Condiciones actuales del sitio

Una planta de papel se encuentra a 1 458 metros sobre el nivel del mar. La temperatura ambiente promedio es de 20°C.

5.3. Situación actual en consumos de energéticos y producción

Actualmente la planta compra la energía eléctrica a la red pública. La demanda de potencia promedio es de 2 610 kW. La generación de vapor se realiza mediante una caldera convencional, la cual consume bunker. Este vapor es producido en su totalidad a una presión de 10,5 kg/cm² y una temperatura de 187°C. La planta trabaja 8 736 horas al año, teniendo un consumo de energía eléctrica y térmica prácticamente sin variaciones en todos los meses del año.

5.4. Condiciones de operación

- a. Tiempo de operación
 - Turnos de 12 horas
 - Tiempo de operación: 8 736 h/año

b. Producción nominal

- 1 326 ton/mes promedio
- 15 907 toneladas de papel al año

c. Producción máxima de vapor en calderas

- Cantidad de combustible suministrado, bunker: $644,79 \frac{\text{lt}}{\text{h}}$
- Flujo de vapor: $8\,457 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \times \frac{1 \text{ h}}{3\,600 \text{ s}} = 2,35 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
- Presión: $10,5 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$
- Temperatura de vapor: 187°C
- Temperatura del agua de alimentación: 86°C

d. Electricidad comprada

La energía eléctrica comprada en un año alcanzó los 22 800 MWh teniendo una demanda promedio de 2 610 kW.

e. Relación (Q/E) de energía térmica útil/eléctrica, calor útil:

$$Q_{\text{útil}} = mv \times (h_2 - h_1) \quad (5.2)$$

donde

$Q_{\text{útil}}$, es la energía útil a proceso, h_1 y h_2 son las entalpías de entrada y salida del vapor en la caldera.

$$h_1 = 360 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \text{ y } h_2 = 2\,784 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{\text{útil}} = \left(2,35 \frac{\text{kg}}{\text{seg}}\right) \times \left(2\,784 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 360 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) = 5\,696,4 \text{ kW}_{\text{térmicos}}$$

la relación de consumo de energía térmica/eléctrica es:

$$\frac{Q}{E} = \frac{5\,696,4_{\text{térmicos}}}{2\,610 \text{ kW}_{\text{eléctricos}}} = 2,18$$

5.5. Eficiencia de la caldera actual

La eficiencia global de la caldera definiéndola como la energía aprovechada por el agua caliente entre la energía suministrada por el combustible:

$$n_c = \frac{[mv \times (h_2 - h_1)]}{(m_{\text{comb}} \times \text{PCI}_{\text{comb}})} \quad (5.3)$$

Donde

mv: es el gasto másico de vapor = 8 457 kg/hr

h_1 y h_2 : las entalpías de entrada y salida de la caldera = 360 kJ/kg y 2 784 kJ/kg.

m_{comb} : gasto másico de combustible suministrado a la caldera = 644,79 lt/h

PCI: poder calorífico inferior del combustible (bunker) = 39 399,90 kJ/lt.

$$n_c = \frac{\left[8\,457 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \left(2\,784 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 360 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \right]}{\left(644,79 \frac{\text{lt}}{\text{h}} \times 39\,399,90 \frac{\text{kJ}}{\text{lt}} \right)} = 80\%$$

$n_c = 80\%$ Que corresponde a la eficiencia de la caldera actual

5.6. Considerando las condiciones de operación futuras

La planta sufrirá un incremento en la producción, y por tal razón se propone un esquema posible de expansión con diferente consumo de energía; este esquema no considera un proyecto de cogeneración, por lo que el total de combustible se utiliza para generar vapor. Para este caso se asume una caldera convencional con eficiencia similar a la ya instalada en la planta.

Esquema de expansión:

- Potencia requerida: 3 200 kW_{eléctricos}
- Cantidad de combustible suministrado, bunker: 1 038 lt/h
- Flujo de vapor: 13 500 kg/h
- Presión: 10,5 kg/cm²
- Temperatura: 187°C
- Calor útil: 9 090 kW_{térmicos},
- Relación Q/E = 2,84

A continuación se presenta el análisis de 2 alternativas de cogeneración para cumplir con los requisitos de expansión.

5.7. Alternativa 1, análisis técnico del esquema de expansión

Esta alternativa tiene por objeto producir la energía eléctrica de manera de satisfacer las necesidades de energía térmica. La generación eléctrica será mediante una turbina de gas que en el sitio generara 3 500 kW eléctricos. Los gases de escape de la turbina de gas se alimentarán a una caldera de recuperación de calor con postcombustión, la cual producirá 13 500 kg/h de vapor para proceso.

Las condiciones normales de operación (15°C y al nivel del mar) de la turbina de gas son 4 540 kW.

La energía eléctrica anual generada será:

$$E_{\text{anual}} = P_{\text{gen}} \times T_t \times F_C \quad (5.4)$$

donde:

E_{anual} : es la energía anualizada.

P_{gen} : es la potencia generada = 3,5 MW

T_t : las horas trabajadas por año = 8 736 h

F_C : el factor de disponibilidad del equipo = 0,91

$$E_{\text{anual}} = 3\,500 \text{ kW} \times 8\,736 \text{ h} \times 0,91 = 27\,824 \frac{\text{MWh}}{\text{año}}$$

Variación en el combustible

Consumo de bunker de la alternativa 1:

Turbina de gas: $1\,095 \frac{\text{lt}}{\text{h}}$

HIRSG postcombustión: $372 \frac{\text{lt}}{\text{h}}$

Total bunker: $1\,467 \frac{\text{lt}}{\text{h}}$

Consumo de combustible actual:

bunker: $1\,038 \frac{\text{lt}}{\text{h}}$

Variación en consumo de combustible:

bunker: $429 \frac{\text{lt}}{\text{h}}$

Ahorros anuales

Potencia eléctrica:

$$\begin{aligned} A_{P_{dem}} &= P_{dem} \times \text{Costo demanda} = 3\,200\text{kW} \times 8,9 \frac{\$}{\text{kW}} = 28\,480 \frac{\$}{\text{Mes}} \\ &= 31\,150 \frac{\$}{\text{Mes}} \times 12\text{meses} = 341\,760 \frac{\$}{\text{Año}} \end{aligned}$$

Energía eléctrica:

$$AE = P_{gen} \times \text{Horas operacion} \times \text{Costo Mwh} \times Fc \quad (5.5)$$

$$= 3,5 \text{ MW} \times 8\,736 \text{ h} \times 130,6833 \frac{\$}{\text{Kwh}} \times 0,91$$

$$= 3\,636\,153 \frac{\$}{\text{Año}}$$

$$A_{total} = \$341\,760 + 3\,636\,153 = 3\,977\,913 \text{ \$/Año}$$

Combustible:

Antes es necesario convertir los litros a galones, ya que el precio internacional de combustibles está medido en galones.

$$429 \frac{\text{lt}}{\text{h}} \times \frac{1 \text{ gal}}{3,78541 \text{ lt}} = 113,33 \frac{\text{gal}}{\text{h}}$$

$$A_{comb} = -113,33 \frac{\text{gal}}{\text{h}} \times 8\,736 \frac{\text{h}}{\text{año}} \times 1,63214 \frac{\$}{\text{gal}} = -1\,901\,069 \frac{\$}{\text{año}}$$

No existen ahorros por combustible dado que se consume más bunker con el nuevo sistema de energía.

$$A_{anula} = A_{total} + A_{comb} = \$3\,776\,405 - \$1\,901\,069$$

$$A_{anual} = \$1\,875\,336 \text{ ahorro anual neto}$$

5.7.1. Eficiencia energética de generación para la alternativa 1

La eficiencia de generación es un factor importante, caracterizado por el consumo específico de calor por unidad de generación eléctrica (*Incremental Heat Rate*), y definido como:

$$IHR = \frac{(Q_s - \frac{Q_{util}}{\eta_c})}{Pot\ generada} = \frac{kW_{t\acute{e}rminos}}{kW_{el\acute{e}ctricos}} \quad (5.6)$$

η_c : es la eficiencia de la caldera que fue calculada en la página 133.

Eficiencia de generación:

$$n_{gen} = \frac{1}{IHR} \quad (5.7)$$

Suministro de energía por bunker:

$$Q_{S(bunker)} = m_{bunker} \times PCI_{bunker} \quad (5.8)$$

$$Q_{S(bunker)} = 0.4075 \frac{lt}{seg} \times 39\,399,90 \frac{kJ}{Nm^3}$$

$$Q_{S(bunker)} = 16\,055 \text{ kW}_{t\acute{e}rminos}$$

Calor útil del vapor generado:

$$Q_{util} = \sum m v_i \times \Delta h_i = 9\,090 \text{ kW}_{t\acute{e}rminos}$$

Con esta opción se generarían 3 500kW de potencia eléctrica en el sitio, esto conduce a:

$$IHR = \frac{\left(16\,055 \text{ kW}_{t\acute{e}rminos} - \frac{9\,090 \text{ kW}_{t\acute{e}rminos}}{0,8}\right)}{3\,500 \text{ kW}_{el\acute{e}ctricos}} = 1,34 \frac{\text{ kW}_{t\acute{e}rminos}}{\text{ kW}_{el\acute{e}ctricos}}$$

y la eficiencia de cogeneración:

$$\eta_{\text{cogeneración}} = \frac{1}{1,34} \times 100 = 74\% \text{ (eficiencia del sistema de cogeneración)}$$

Dado que la eficiencia encontrada corresponde al sistema de cogeneración de la alternativa 1, no puede ser comparada con el sistema de energía actual porque no maneja el concepto de cogeneración, pero si puede ser comparada con la eficiencia de la alternativa 2, de la cual se analizará a continuación.

5.8. Alternativa 2

Esta alternativa contempla la instalación de un motor reciprocante que consume bunker y generará 3 219 kW. El vapor requerido por el proceso se generará con una caldera de recuperación de calor, y con ayuda de la caldera que se tiene actualmente en la empresa, en total se generará 13 500 kg/h.

La energía eléctrica anual generada será:

$$E_{\text{anual}} = 3\,219 \times 8\,736 \times 0,97 = 27\,277 \frac{\text{MWh}}{\text{año}}$$

E_{anual} , es la energía anualizada

P_{gen} , es la potencia generada = 3,2 MW

T_t , las horas trabajadas por año = 8 736 h

F, el factor de disponibilidad del equipo = 0,97

Variación en consumo de combustible

Consumo de bunker de la alternativa 2:

Motor reciprocante: 745 lt/h

Postcombustión: 0,0 lt/h

Calderas actuales: 842 lt/h

Total bunker: 1 587 lt/h

Consumo de combustible actual:

bunker: 1 038 lt/h

Variación en consumo de combustible:

bunker: 549 lt/h

Ahorros anuales

Potencia eléctrica

$$A_{P_{dem}} = P_{dem} \times \text{Costo demanda} = 3\,200\text{kW} \times 8,9 \frac{\$}{\text{kW}} = 28\,480 \frac{\$}{\text{mes}}$$

$$A_{P_{dem}} = 28\,480 \frac{\$}{\text{mes}} \times \frac{12 \text{ meses}}{1 \text{ año}} = 341\,760 \frac{\$}{\text{año}}$$

Energía eléctrica

$$AE = P_{gen} \times \text{horas operación} \times \text{Valor Mwh} \times F_C \quad (5.9)$$

$$AE = 3,219 \text{ MW} \times 8\,736 \text{ h} \times 130,6833 \frac{\$^{17}}{\text{Kwh}} \times 0,97$$

$$AE = 3\,564\,720 \frac{\$}{\text{año}}$$

$$A_{total} = A_{P_{dem}} + AE = \$341\,760 \frac{\$}{\text{año}} + \$3\,564\,720 \frac{\$}{\text{año}} = 4\,248\,240 \frac{\$}{\text{Año}}$$

Combustible:

$$549 \frac{\text{lt}}{\text{h}} \times \frac{1 \text{ gal}}{3,78541 \text{ lt}} = 145 \frac{\text{gal}}{\text{h}}$$

$$A_{comb} = -145 \frac{\text{gal}}{\text{h}} \times 8\,736 \frac{\text{h}}{\text{año}} \times 1,63214 \frac{\$}{\text{gal}} = 2\,067\,464 \text{ \$/año}$$

No existen ahorros por combustible dado que el consumo es mayor con el sistema de cogeneración.

$$A_{\text{anual}} = A_{\text{total}} + A_{\text{Comb}} = \$ 3\,708\,742 - \$ 2\,067\,464$$

$$A_{\text{anual}} = \$ 1\,641\,278 \text{ ahorro anual neto}$$

5.8.1. Eficiencia energética de generación para la alternativa 2

Suministro de energía por bunker:

$$Q_S(\text{bunker}) = m_{\text{bunker}} \times \text{PCI}_{\text{bunker}} \quad (5.10)$$

$$Q_S(\text{bunker}) = 0,44 \frac{\text{lt}}{\text{seg}} \times 39\,399,90 \frac{\text{kJ}}{\text{lt}}$$

$$Q_S(\text{bunker}) = 17,336 \text{ KW térmicos}$$

Calor útil del vapor generado:

$$Q_{\text{útil}} = \sum m_{vi} \times \Delta h_i$$

$$Q_{\text{útil}} = 9\,090 \text{ KW térmicos}$$

Con esta opción se generarían 3 219 kW de potencia eléctrica, en el sitio con un *IHR* que será de:

$$\text{IHR} = \frac{17\,336 \text{ kW}_{\text{térmicos}} - \frac{9\,090 \text{ kW}_{\text{térmicos}}}{0,8}}{3\,219 \text{ kW}_{\text{eléctricos}}} = 1,85 \frac{\text{ kW}_{\text{térmicos}}}{\text{ kW}_{\text{eléctricos}}}$$

Y la eficiencia de generación:

$$\eta_{\text{cogeneración}} = \frac{1}{1,85} \times 100 = 54\% \text{ (eficiencia de la alternativa 2)}$$

Aquí puede realizarse una pequeña conclusión ya que este sistema es menos eficiente que el de la alternativa 1, las tres razones principales son, primero: no todo el calor suministrado se aprovecha como calor útil, segundo: el suministro de energía es mucho mayor que el de la alternativa 1 y tercero: la generación de energía eléctrica es mayor para la alternativa 1.

Si, como ejemplo se tiene que el calor útil del vapor generado fuera de 10 000 kW_{térmicos} en lugar de 9 090 kW_{térmicos} utilizando la fórmula del IHR se obtiene un valor de: 1,50 kW_{térmicos}/kW_{eléctricos} y la eficiencia de cogeneración del sistema sería de: 66%.

5.9. Análisis económico de las dos alternativas

El objetivo ahora es explorar con algún detalle las condiciones financieras que harían posible la rentabilidad del proyecto. Para este estudio se considera que del 100%, el 30% será aportado por la empresa y el otro 70% se realizará un préstamo con las tasas de interés actuales con un plazo de 10 años para cancelar el préstamo.

5.9.1. Análisis económico de la alternativa 1

Para esta alternativa se ha supuesto una vida útil promedio de 13 años del proyecto, la potencia total generada es de 3 500 kW; los precios que a continuación se toman como base de los cálculos son considerando una estimación de costos previa de los equipos y los diferentes aspectos que son necesarios para la instalación del equipo considerados como un estudio de pre viabilidad.

Tabla XXI. Costo del sistema instalado, alternativa 1

Generación eléctrica a partir de una turbina de gas	
Capacidad:	3 500kW
Horas de trabajo:	8 736 hrs
Inversión inicial de los equipos	
Motor primario	\$645,00
Generador eléctrico	\$150,00
Sistema de recuperación	\$200,00
Instalación	\$150,00
Total	\$1 145,00
Inversión inicial	\$4 007 500,00
Costos anuales	
Combustible	\$1 901 069,00
OP/mantenimiento	\$519 792,00
Depreciación	\$801 500,00
Total gastos anuales	\$3 222 361,00

Fuente: elaboración propia.

notas importantes:

- Para realizar los cálculos económicos se utilizó la tasa de interés activa promedio y la tasa de interés pasiva promedio de los últimos 2 años, considerando el plazo del préstamo de 10 años.
- Para el petróleo la base son los datos publicados por la *Energy information administration* en referencia a las proyecciones del precio del barril de petróleo publicado en: *Figure 16. Average annual world oil prices in three cases, 1980-2035*. Todos estos datos se encuentran en los anexos.

- En la tabla de flujo económico se consideró la depreciación anual al 20% del costo inicial del proyecto, según Decreto 26-92 Ley de Impuesto sobre la Renta y lo indicado en el Artículo 19.
- Por simplicidad de los cálculos se utilizó una hoja de cálculo en Excel 2007 para construir una tabla de flujo de caja que se presenta en las siguientes hojas.

En este punto sólo se realizará la demostración del cálculo de la tasa de costo ponderado o tasa del proyecto (i_p) y la tasa de oportunidad del inversionista (i_o).

Cálculo de i_o :

Datos:

$$i = 5,47\%$$

$$f = 3\%$$

$$i_o = i + f + i * f = 5,47 + 3,00 + 5,47 * 3,00 = 8,63\%$$

Cálculo de i_p :

Datos:

$$i_o = 8,63\%$$

$$i_d = 13,56\%$$

$$i_p = \frac{0,1356 * 2\,805\,250}{4\,007\,500} + \frac{0,0863 * 1\,202\,250}{4\,007\,500} = 12,08\%$$

5.9.1.1. Resumen económico de la alternativa 1

Para la alternativa 1 tenemos lo siguientes parámetros:

VPN: de acuerdo al flujo de caja, se ha obtenido un valor de: \$ 282,960.01 que es favorable para el inversionista. Si se considera que sólo se han analizado 10 años de su tiempo de vida, el proyecto puede ser considerado para aplicarlo.

TIR: el dato obtenido que corresponde a 20%, es mayor que el 13.56% de la tasa activa actual, lo que nos indica que el proyecto puede ser rentable.

Relación beneficio costo: el resultado obtenido corresponde a 1,08 superior a la unidad lo que nos puede indicar que el proyecto es recomendable para ser aplicado.

Para este proyecto en particular se ha estimado un tiempo de 10 años para el análisis económico, el tiempo de vida real del proyecto son 13 años. Para el flujo de caja se asumieron los precios del MWh que producían la rentabilidad deseada del 20%, para los precios del combustible se consideraron los precios publicados por la *EIA*.

Los cálculos del flujo de caja se dieron de la siguiente manera tomada según la tabla:

- Flujo del inversionista: $(\text{Ingresos} - \text{costos}) + \text{Pago del financiamiento}$
- Flujo neto – Depreciación: $\text{Flujo del inversionista} - \text{Depreciación}$
- ISR 31% : $(\text{Flujo neto} - \text{Depreciación}) * 0,31$
- (Flujo neto – Impuestos): $\text{ISR}31\% - (\text{flujo neto} - \text{Depreciación})$
- Flujo neto+ Depreciación: $(\text{flujo neto} - \text{impuestos}) + \text{Depreciación}$.
- VPN: $\text{VPN de } (\text{flujo neto} + \text{Depreciación})$

Tabla XXII. Análisis económico, alternativa 1

años	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Motor Primario	\$645,00										
Generador Eléctrico	\$150,00										
Sistema de Recuperación	\$200,00										
Instalación	\$150,00										
TOTAL COSTO INSTALACIÓN	\$4.007.500,00										
COSTOS DE OPERACIÓN		1,000	1,244	1,294	1,344	1,385	1,429	1,457			
Combustible		\$1.901.069,00	\$2.066.300,15	\$2.231.010,90	\$2.365.537,68	\$2.459.983,29	\$2.555.036,74	\$2.632.980,57	\$2.716.627,60	\$2.769.857,53	
OP/mantenimiento		\$519.792,00	\$540.791,60	\$551.607,43	\$562.639,58	\$573.892,37	\$585.370,22	\$597.077,62	\$609.019,17	\$621.199,56	
TOTAL COSTOS OP.		\$2.420.861,00	\$2.431.256,84	\$2.607.091,75	\$2.782.618,32	\$2.928.177,26	\$3.033.875,65	\$3.140.406,95	\$3.230.058,19	\$3.323.646,77	\$3.391.057,09
PRECIO (\$/MWH)		105,3	107,3	109,3	111,3	113,3	115,3	117,3	119,3	121,3	123,3
INGRESOS		\$2.929.884,01	\$2.985.532,33	\$3.041.180,65	\$3.096.828,97	\$3.152.477,29	\$3.208.125,61	\$3.263.773,92	\$3.319.422,24	\$3.375.070,56	\$3.430.718,88
Potencia		\$341.760,00	\$348.595,20	\$355.567,10	\$362.678,45	\$369.932,02	\$377.330,66	\$384.877,27	\$392.574,81	\$400.426,31	\$408.434,84
INGRESOS - COSTOS		\$850.783,01	\$902.870,69	\$789.656,00	\$676.889,09	\$594.232,05	\$551.580,61	\$508.244,24	\$481.938,87	\$449.850,10	\$448.096,63
FINANCIAMIENTO		\$2.805.250,00									
PAGO FINANCIAMIENTO											
		-\$595.827,50	-\$595.827,50	-\$595.827,50	-\$595.827,50	-\$595.827,50	-\$595.827,50	-\$595.827,50	-\$595.827,50	-\$595.827,50	-\$595.827,50
FLUJO DEL INVERSIONISTA	-\$1.202.250,00	\$254.955,51	\$307.043,19	\$193.828,50	\$81.061,59	-\$1.595,46	-\$44.246,90	-\$87.583,26	-\$113.888,63	\$449.850,10	\$448.096,63
Depreciación		\$801.500,00	\$801.500,00	\$801.500,00	\$801.500,00	\$801.500,00	\$801.500,00	\$801.500,00	\$801.500,00	\$801.500,00	\$801.500,00
FLUJO NETO - DEPRECIACIÓN		-\$546.544,49	-\$494.456,81	-\$607.671,50	-\$720.438,41	-\$803.095,46	-\$44.246,90	-\$87.583,26	-\$113.888,63	\$449.850,10	\$448.096,63
ISR 31%		-\$169.428,79	-\$153.281,61	-\$188.378,17	-\$223.335,91	-\$248.959,59	-\$13.716,54	-\$27.150,81	-\$35.305,48	\$139.453,53	\$138.909,96
FLUJO NETO - IMPUESTOS	-\$1.202.250,00	-\$377.115,70	-\$341.175,20	-\$419.293,34	-\$497.102,51	-\$554.135,87	-\$30.530,36	-\$60.432,45	-\$78.583,15	\$310.396,57	\$309.186,67
FLUJO NETO + DEPRE.	-\$1.202.250,00	\$424.384,30	\$460.324,80	\$382.206,66	\$304.397,49	\$247.364,13	-\$30.530,36	-\$60.432,45	-\$78.583,15	\$310.396,57	\$309.186,67
VPN(traslado de cada valor puntual al año cero)		\$378.644,09	\$366.444,43	\$271.465,03	\$192.898,38	\$139.860,84	-\$15.401,51	-\$27.200,28	-\$31.557,64	\$111.215,11	\$98.841,55
VPN		\$282.960,01									
TIR		20%									
BENEFICIO COSTO	-\$4.007.500,00	\$850.783,01	\$902.870,69	\$789.656,00	\$676.889,09	\$594.232,05	\$551.580,61	\$508.244,24	\$481.938,87	\$449.850,10	\$448.096,63
Trasladando cada valor puntual al año cero		\$783.193,42	\$765.113,73	\$616.011,19	\$486.091,91	\$392.832,28	\$335.668,29	\$284.723,96	\$248.538,53	\$213.559,95	\$195.827,59
COSTO	BENEFICIO	B/C									
			\$1,08								

Fuente: elaboración propia.

5.9.2. Análisis económico de la alternativa 2

Para esta alternativa se considera una vida útil promedio de 25 años del proyecto, la potencia total generada es de 3 200 kW; los precios que a continuación se toman como base de los cálculos al igual que para la alternativa 1 son considerando una estimación de costos previa de los equipos y los diferentes aspectos que son necesarios para la instalación del equipo considerados como un estudio de pre viabilidad.

Tabla XXIII. Costo del sistema instalado, alternativa 2

Generación a partir de un motor reciprocante	
Capacidad:	3 200 kW
Horas de trabajo:	8 736 hrs
inversión inicial en los equipos	
Motor Primario	\$650,00
Generador Eléctrico	\$150,00
Sistema de Recuperación	\$700,00
Instalación	\$110,00
	\$1 610,00
Inversión inicial	\$5 152 000,00
Costos anuales	
Combustible	\$2 067 464,00
OP/mantenimiento	\$391 372,80
Depreciación	\$1 030 400,00
Total gastos anuales	\$3 489 236,80

Fuente: elaboración propia.

notas importantes:

- Al igual que para la alternativa 1 para realizar los cálculos económicos se utilizó la tasa de interés activa promedio y la tasa de interés pasiva promedio de los últimos 2 años.
- Para el combustible la base son los datos publicados por la *Energy information administration* en referencia a las proyecciones del precio del barril de petróleo publicado en: *Figure 16. Average annual world oil prices in three cases, 1980-2035*. Todos estos datos se encuentran en los anexos.
- En la tabla de flujo económico se consideró la depreciación anual al 20% del costo inicial del proyecto, según Decreto 26-92 Ley de Impuesto sobre la Renta y lo indicado en el Artículo 19.
- Por simplicidad de los cálculos se utilizó una hoja de cálculo en Excel 2007 para construir una tabla de flujo que se presenta en las siguientes hojas.

En este punto sólo se realizará la demostración del cálculo de la tasa de costo ponderado o tasa del proyecto (i_p) y la tasa de oportunidad del inversionista (i_o).

Cálculo de i_o :

Datos:

$i = 5,47\%$

$f = 3\%$

$$i_o = i + f + i * f = 5,47 + 3,00 + 5,47 * 3,00 = 8,63\%$$

cálculo de i_p :

Datos:

$$i_o = 8,63\%$$

$$i_d = 13,56\%$$

$$i_p = \frac{0,1356 * 2\,805\,250}{4\,007\,500} + \frac{0,0863 * 1\,202\,250}{4\,007\,500} = 12,08\%$$

5.9.2.1. Resumen económico de la alternativa 2

Para la alternativa 2 tenemos lo siguientes datos:

VPN: según los datos del flujo de caja se ha obtenido un valor igual a: US\$ 418 744 valor que se considera bastante aceptable y puede ayudar a decidir si se realiza el financiamiento del proyecto.

TIR: Indicado en el flujo de caja igual a 20%, que es superior al 13,56%, correspondiente a la tasa de interés activa e indica que el proyecto es rentable.

Relación Beneficio Costo: el dato obtenido es igual a 1,43, que es superior a la unidad, valor que indica que es recomendable realizar el proyecto.

Los precios del MWh propuestos en el flujo de caja se asumen para obtener una rentabilidad deseada del 20%, los precios del combustible fueron tomados de los datos publicados por la *EIA* sobre el precio del barril de petróleo.

Los cálculos se dieron de la siguiente manera tomada según la tabla XXIV:

- Flujo del inversionista: $(\text{Ingresos} - \text{costos}) + \text{Pago del financiamiento}$
- Flujo neto – Depreciación: $\text{Flujo del inversionista} - \text{Depreciación}$
- ISR 31% : $(\text{Flujo neto} - \text{Depreciación}) * 0.31$
- (Flujo neto – Impuestos): $\text{ISR}31\% - (\text{flujo neto} - \text{Depreciación})$
- Flujo neto+ Depreciación: $(\text{flujo neto} - \text{impuestos}) + \text{Depreciación}$.
- Vpn: VPN de $(\text{flujo neto} + \text{Depreciación})$

CONCLUSIONES

1. Debe considerarse que un sistema de cogeneración presenta beneficios; pero, los proyectos de cogeneración deben enfocarse a aquellas empresas donde el consumo de vapor en sus procesos industriales tienen una relación definida importante y así aprovechar la energía de escape o de desecho para generar energía eléctrica.
2. Existen diferentes tipos de sistemas de cogeneración partiendo desde la cogeneración con turbina de vapor, turbina de gas, motor reciprocante y otros. Su utilización depende de muchos factores que van desde el espacio físico con que se cuenta, el tipo de combustible y las necesidades tanto de potencia eléctrica como de potencia térmica.
3. Partiendo del análisis técnico de las dos alternativas, se puede notar una ventaja considerable de la eficiencia de cogenerar con turbina de gas siendo la eficiencia de la misma de 74% comparada con el 54% de eficiencia cogenerando a partir del motor reciprocante.
4. La diferencia notable de cogenerar con turbina de gas, se debe como se dijo con anterioridad a que al cogenerar con motor reciprocante existe demasiado suministro de combustible.
5. Al cogenerar con motor reciprocante, no todo el calor suministrado se aprovecha como calor útil al proceso industrial.

6. La generación de energía eléctrica es menor al cogenerar con motor reciprocante respecto a cogenerar con turbina de gas, de tal manera que éste es un punto que se debe considerar al momento de tomar la decisión sobre qué sistema utilizar.
7. Según los parámetros económicos analizados del VPN, TIR y relación beneficio/costo, se puede apreciar que, al cogenerar con motor reciprocante se presentan ventajas sobre cogenerar con turbina de gas y la diferencia notable a favor de cogenerar con turbina de gas se encuentra en la eficiencia energética del sistema, que interpretándola, indica que con menores costos operativos se alcanzan los resultados esperados.
8. Por los comentarios vertidos con anterioridad en el resumen económico de las alternativas, se puede notar que la rentabilidad de ambos proyectos está directamente relacionada con los precios del combustible y de la venta de energía.
9. Se debe elegir cogenerar con turbina de gas, ya que es el que mejor eficiencia energética posee.
10. Al cogenerar con turbina de gas, los precios del Mwh presentan mayor flexibilidad, porque son menores, que si se cogenera con motor reciprocante, esto permite que se corra menor riesgo si a futuro se debe incrementar el precio de venta del MWh.

RECOMENDACIONES

1. Crear programas de capacitación a nivel medio y profesional que busquen la especialización en los temas de cogeneración de energía y en la mejora de la eficiencia energética en las plantas de producción industrial.
2. Se debe realizar un estudio específico sobre la situación actual del uso de vapor para los diferentes procesos de producción y manufactura, que actualmente lo utilizan como fuente de energía principal, para determinar el potencial actual en Guatemala y su posible mejora en eficiencia energética.
3. Se debe crear una entidad que promueva, asesore e impulse el uso de los sistemas de cogeneración como una herramienta de apoyo a las empresas que desean implementar este tipo de sistema de generación de energía.
4. Se debe crear políticas que beneficien a las empresas que implementan los sistemas de cogeneración, para incentivar a que mejoren la eficiencia energética de las plantas de producción actual
5. En la actualidad los ingenios de azúcar utilizan la cogeneración, pero aun existen muchas oportunidades de mejora y aplicación en otras áreas.

6. La tendencia de los precios del petróleo da como resultado una recta con pendiente positiva e indica que los precios van al alza, con esto se puede suponer que no debe realizarse el proyecto de cogeneración, pero, si aumenta el precio del MWh el proyecto puede ser rentable.

BIBLIOGRAFÍA

1. CENGEL A, Yunus y BOLES A, Michael. *Termodinámica*. 4a ed. México: McGraw-Hill, 2003. 829 p. ISBN: 970-10-3966-1.
2. CONUEE. *Cogeneración* [en línea]. México: Alejandro Estrada, 25 de octubre de 2010, [ref. 16 de abril de 2010]. Disponible en Web: http://www.conuee.gob.mx/wb/CONAE/CONA_25_cogeneracion.
3. EIA. *Average annual World oil prices in three cases* [en línea]. Reporte [ref. 11 de mayo 2010]. Disponible en Web: http://www.eia.doe.gov/oiaf/aeo/graphic_data.html.
4. FINK G, Donald y BEATY H, Wayne. *Manual de Ingeniería Eléctrica*. Vol. 1. 13a ed. México: McGraw-Hill, 1996. 1267 p. ISBN: 970-10-0871-5.
5. GUERRERO SPÍNOLA DE LÓPEZ, Alba Maritza. *Formulación y Evaluación de Proyectos*. Guatemala: Facultad de Ingeniería, Universidad de San Carlos, 2005. 110 p.
6. PARLAMENTO EUROPEO. *Directiva 2004/8/CE*. Unión Europea: Diario Oficial, 2004.
7. SAMUELS, Sydney Alexander. *Preparación y Evaluación de Proyectos de Infraestructura*. Guatemala: Facultad de Ingeniería, Universidad de San Carlos, 2000. 146 p.

8. VILLARES MARTÍN, Mario. *Cogeneración*. 2a ed. Madrid: Fundación Confemetal, 2003. 293 p. ISBN: 84-95428-91-1.

ANEXOS

Inversión de los equipos del sistema de cogeneración considerándolo como un estudio de pre viabilidad.

Precio de los equipos de cogeneración

Estimación de inversión de los equipos		
Motor Primario	Equipos	Costo \$/kW
	Turbina de Gas	645-175
	Turbina de vapor	450-115
	Motor <i>diesel</i> o Gas	650-300
Generador Eléctrico		
	Generador, bancada y demás elementos	120-150
Sistemas de recuperación de calor		
	A partir de motor <i>diesel</i> o gas	700-600
	Caldera de alta presión, turbina de contrapresión	400-200
	Caldera de recuperación de gases de escape	200-100
	Agua caliente	140-175
Otros costos		
	Instalación	110-150
Costos operativos		
	Mantenimiento	0,004 - 0,007
	Operación	0,007 - 0,01

Fuente: Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía México (CONUEE).

Parámetros económicos importantes

Tasa de interés activa

Tasa de interés activa			
	2008	2009	2010
Enero	12,74	13,91	13,52
Febrero	12,78	13,95	13,50
Marzo	13,07	13,83	13,48
Abril	13,23	13,85	13,42
Mayo	13,33	13,88	13,36
Junio	13,40	13,82	
Julio	13,48	13,89	
Agosto	13,57	13,95	
Septiembre	13,67	13,98	
Octubre	13,76	13,93	
Noviembre	13,79	13,68	
Diciembre	13,84	13,57	
promedio	13,38	13,85	13,45
	Promedio general		13,56

Fuente: Banco de Guatemala.

Tasa de interés pasiva

Tasa de interés pasiva			
	2008	2009	2010
Enero	4,94	5,50	5,62
Febrero	4,94	5,55	5,62
Marzo	4,98	5,60	5,62
Abril	5,00	5,64	5,58
Mayo	5,05	5,69	5,53
Junio	5,13	5,73	
Julio	5,22	5,68	
Agosto	5,28	5,66	
Septiembre	5,34	5,66	
Octubre	5,42	5,66	
Noviembre	5,45	5,65	
Diciembre	5,47	5,61	
promedio	5,18	5,63	5,59
	Promedio general		5,47

Fuente: Banco de Guatemala.

Ritmo inflacionario a partir del 2005

Ritmo inflacionario						
	2005	2006	2007	2008	2009	2010
Enero	9,04	8,08	6,22	8,39	7,88	1,43
Febrero	9,04	7,26	6,62	8,76	6,50	2,48
Marzo	8,77	7,28	7,02	9,10	5,00	3,93
Abril	8,88	7,48	6,04	10,37	3,62	3,75
Mayo	8,52	7,62	5,47	12,24	2,29	3,51
Junio	8,80	7,55	5,31	13,56	0,62	4,07
Julio	9,30	7,04	5,59	14,16	-0,30	
Agosto	9,37	7,00	6,21	13,69	-0,73	
Septiembre	9,45	5,70	7,33	12,75	0,03	
Octubre	10,29	3,85	7,72	7,72	-0,65	
Noviembre	9,25	4,40	9,13	10,85	-0,61	
Diciembre	8,57	5,79	8,75	9,40	-0,28	
Promedio	9,11	6,58	6,81	10,91	1,94	3,19
				promedio años:	6,43	

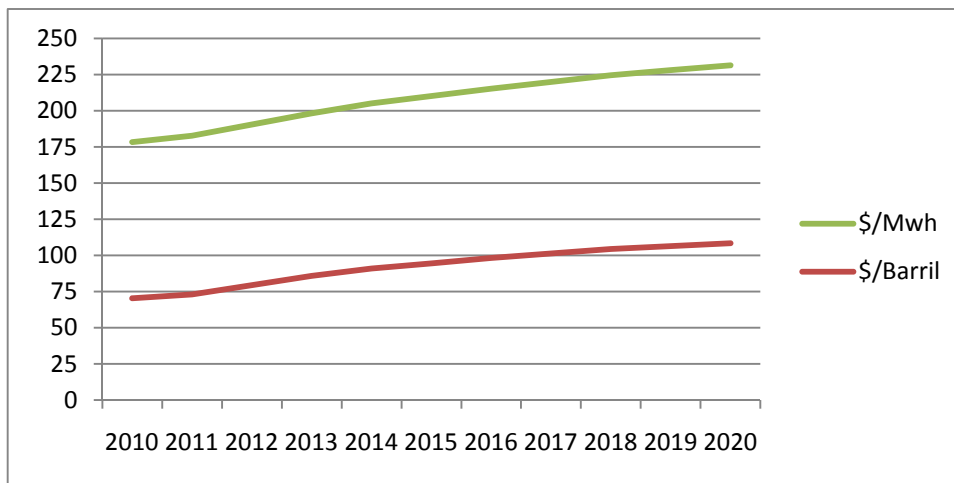
Fuente: Instituto Nacional de Estadística.

Perspectivas precio del petróleo y MWh al 2,020

año	\$/barril	\$/Mwh
2010	70,30	108,00
2011	73,06	109.50
2012	79,41	111,00
2013	85,74	112.50
2014	90,91	114,00
2015	94,52	115.50
2016	98,23	117,00
2017	101,23	118.50
2018	104,41	120,00
2019	106,47	121.50
2020	108,28	123,00

Fuente: http://www.eia.doe.gov/oiaf/aeo/graphic_data.html.

Comportamiento del precio del barril de petróleo y MWh



Fuente: http://www.eia.doe.gov/oiaf/aeo/graphic_data.html.