
FACULTAD DE INGENIERÍA

U.N.A.M.

**Análisis para Repotenciar una Planta
Generadora de Potencia Eléctrica.**

T E S I S

PARA OBTENER EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO

PRESENTAN:

ANGELES ROSAS FRANCISCO

MADRID AYALA RAFAEL

MORENO QUINTANAR GUADALUPE

DIRECTOR: M. I. VICENTE G. LÓPEZ FERNÁNDEZ

México, D. F.

2007





Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

Agradecemos

A la UNAM nuestra máxima casa de estudios por su valiosa formación

Al Laboratorio de Máquinas Térmicas por la experiencia profesional que nos ha otorgado dentro y fuera de sus instalaciones con un excelente equipo de trabajo.

Al M.I. Vicente López Fernández por su apoyo y las oportunidades que nos ha ofrecido para desarrollarnos profesionalmente, además de la confianza que nos ha brindado.

Al Ingeniero José Alberto, Ingeniero Humberto Sandoval, M.I. Ricardo Riquelme, Ingeniera Sonia López por sus comentarios asesorías y su apoyo.

Y a todas las personas que nos apoyaron en la realización de éste trabajo.

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN.....	2
CAPÍTULO I	5
ANTECEDENTES	5
1.1 Ciclos De Potencia De Vapor.....	5
1.2 Ciclos De Potencia De Gas	8
1.3 Plantas Generadoras De Electricidad	12
1.3.1 Rendimiento Nacional De Energía Primaria En Termoeléctricas 14	
1.4 Repotenciación	16
1.4.1 Repotenciación De Plantas De Vapor	16
1.4.2 Repotenciación De Plantas De Vapor Con Turbinas De Gas	17
1.5 Protocolo De Kyoto.....	21
1.5.1 Entrada En Vigor	22
1.6 Gasificación.....	23
1.6.1 Definición.....	23
1.6.2 Gasificación De Carbón.....	24
1.6.3 Gasificación Integrada A Ciclo Combinado	25
1.6.4 Gasificación Por Plasma	29
1.7 Análisis Económico	32
1.7.1 Costos Y Beneficios.....	32
1.7.2 Análisis Económico De Primer Nivel	33
1.7.3 Análisis Económico De Segundo Nivel	33
1.7.4 Metodología Del Análisis Económico	35
1.7.5 Indicadores De Merito Económico	35
CAPÍTULO 2.	38
SITUACIÓN ACTUAL DE LA PLANTA DE GENERACIÓN DE POTENCIA ELÉCTRICA	38
2.1 Descripción Del Sistema Actual De Generación ...	38
2.2 Índices De Consumo Energético.....	42

2.3 Estimación De La Eficiencia En La Actuales Condiciones De Operación.....	47
2.3.1 <i>Datos Para La Estimación De La Eficiencia</i>	47
2.3.2 <i>Cálculo Del Poder Calorífico Del Gas Natural</i>	51
2.3.3 <i>Cálculo De La Temperatura Del Agua De Alimentación</i>	53
2.3.4 <i>Balance Térmico En Generador De Vapor</i>	56
2.3.5 <i>Cálculo De La Eficiencia De Las Turbinas En La Situación Actual De La Planta</i>	65
2.3.6 <i>Cálculo De La Eficiencia Actual Del La Planta</i>	72
CAPÍTULO 3	75
ALTERNATIVAS PARA LA REPOTENCIACIÓN DE LA PLANTA DE GENERACIÓN DE ELECTRICIDAD EN LA SITUACIÓN ACTUAL.....	75
3.1 Alternativa I. Operación De Las Turbinas A Plena Carga	75
3.1.1 <i>Eficiencia Del Ciclo</i>	78
3.2 Alternativa II. Operación De Las Turbinas De Vapor A La Máxima Potencia Garantizada.....	79
3.3 Alternativa III. Repotenciación Mediante Turbina De Gas.....	84
3.3.1 <i>Repotenciación Mediante Turbina De Gas Produciendo Vapor Paralelamente A La Caldera Y Precalentando El Retorno De Condensado</i>	84
3.3.2 <i>Repotenciamiento Mediante Turbina De Gas Con Caldera De Recuperación Y Economizador Para Generar Vapor Al Deaerador Y Precalentamiento De Agua A Caldera</i>	97
3.3.3 <i>Repotenciación Con Caldera De Recuperación</i>	107
3.4 Análisis Económico De La Repotenciación Con Caldera De Recuperación	117
CAPÍTULO 4	128
PROPUESTAS PARA EL EMPLEO DE GAS DE SÍNTESIS (SYNGAS)	128
4.1 La Generación Con Gas De Síntesis (Syngas)	128

4.2 Poder Calorífico Del Syngas.....	129
4.3 Recomendación I. Quemar El Gas De Síntesis En Los Generadores De Vapor Instalados	130
4.3.1 <i>Determinación De La Capacidad De Las Calderas Para Quemar Gas De Síntesis (Syngas).</i>	130
4.3.2 <i>Quemadores</i>	134
4.3.3 <i>Análisis Económico</i>	135
4.4 Recomendación II. Ciclo Combinado Usando Gas De Síntesis Como Combustible.....	143
4.4.1 <i>Cálculo Del Calor Específico De Los Gases De Combustión En El Recuperador De Calor</i>	145
4.4.2 <i>Cálculo En El Recuperador De Calor</i>	146
4.4.3 <i>Análisis Económico</i>	149
CAPÍTULO 5	160
CONCLUSIONES.....	160
ANEXO	167
ANÁLISIS ECONÓMICO ALTERNATIVA 1.3.1	167
ANÁLISIS ECONÓMICO ALTERNATIVA 1.3.2	173
BIBLIOGRAFÍA.....	180
MESOGRAFÍA	181

INTRODUCCIÓN

INTRODUCCIÓN

En la situación actual del país existen plantas de generación de potencia eléctrica operando con ciclos termodinámicos Rankine instalados desde los años 60 que buscan cambiar a condiciones de mayor aprovechamiento de la energía primaria, principalmente con adaptaciones de ciclos combinados, el incremento de ciclos combinados ha aumentado considerablemente en los últimos años, de un 9.21% en el 2000 al 31.22% de potencia instalada en el 2006, reduciendo las plantas de vapor (Rankine) del 46.63% en el 2000 al 30.37% en el 2006.

Con la inminente escasez de hidrocarburos se debe considerar el empleo de combustibles alternativos. Una opción de combustible alternativo puede ser el obtenido mediante tecnologías de gasificación, usando como materia prima residuos sólidos urbanos, coque de petróleo entre otras fuentes de carbono para obtener gases combustibles, naftas, metanol, entre otros productos de industrias petroquímicas. El acoplamiento de un sistema de gasificación con un ciclo combinado es conocido como ciclo combinado con gasificación integrada (IGCC).

Para el caso de una planta generadora de potencia que busca ampliar su capacidad integrada existen varias opciones y si además está buscando el uso de un combustible alternativo existe una gran factibilidad de instalar un ciclo combinado con gasificación integrada.

El objeto de estudio es un caso de una planta real de generación de potencia eléctrica con ciclo de vapor Rankine en una situación donde se buscan cubrir una demanda mayor a la actual. La administración de la planta busca como opción emplear sus equipos actuales y también esta interesada en usar como combustible gas de síntesis.

Para el desarrollo de este trabajo se comienza con teoría de ciclos de potencia de vapor comentando los puntos relevantes en los equipos que conjuntan el ciclo termodinámico. Teniendo en cuenta que se pretende repotenciar con miras a las mejores condiciones de rendimiento, los ciclos combinados tomados como modelos de referencia requieren de un balance entre ciclo Brayton y ciclo Rankine, es entonces que se da una breve explicación del ciclo Brayton para comentar los puntos relevantes de los equipos a seleccionar como ciclo superior. Dados los puntos necesarios para hablar de los ciclos de potencia utilizados en generación de potencia a gran escala, se comentan los criterios utilizados en la repotenciación de plantas de vapor y los factores a considerar para acotar las opciones. También se presentan los métodos de análisis económicos de primer nivel y de segundo nivel usados de manera que permita conocer la rentabilidad para dar un criterio de factibilidad.

Los antecedentes antes descritos dan el panorama necesario para tomar la situación particular de una planta de generación de potencia eléctrica, sobre la cual se parte, y realizar un análisis de rendimiento térmico, con lo que se realiza

el ejercicio de plantear alternativas que permiten eficientar la generación de potencia eléctrica en las condiciones actuales.

Posteriormente se generan propuestas para un repotenciación y se considera el empleo de gas de síntesis como combustible alternativo con las posibles capacidades y adecuaciones de los equipos existentes para el manejo de dicho combustible.

Se concluye mencionando las alternativas y propuestas consideradas como las mejores soluciones desde el punto de vista térmico y económico mencionando las ventajas e inconvenientes operacionales y cómo repercute la utilización del gas de síntesis en comparación del gas natural.

CAPÍTULO 1

CAPÍTULO I

ANTECEDENTES

1.1 Ciclos De Potencia De Vapor

En los ciclos de potencia de vapor, éste último es el fluido de trabajo, y es producido por la liberación de calor en la combustión de combustibles fósiles o biomasa en un generador de vapor. Este vapor transfiere su energía térmica a una turbina para transformarla en energía mecánica, que a su vez se transforma en energía eléctrica por medio de un generador eléctrico. Estas plantas de generación pueden generar desde 25 MW hasta 1250 MW, en diferentes configuraciones.

En el *Ciclo de Carnot* para vapor se tienen 4 elementos de conversión de energía:

- Un generador de vapor
- Una turbina o motor de vapor
- Un cambiador de calor (condensador)
- Una bomba

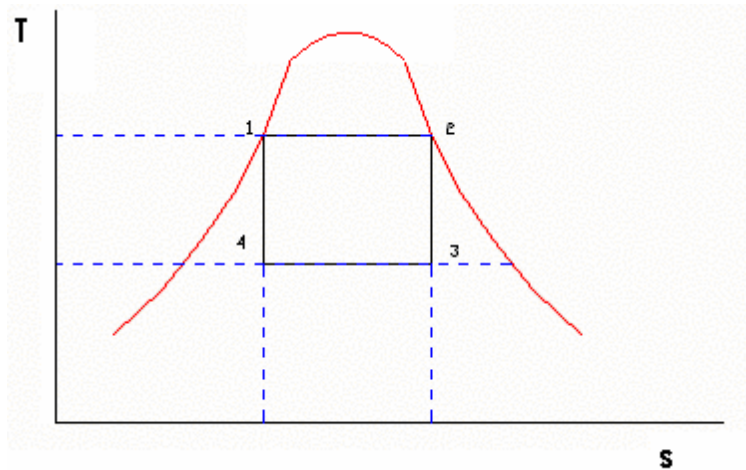


Figura 1.1 Grafica T-s ciclo de Carnot

Carnot describe su ciclo con eficiencias del 100 % en cada proceso, consistente en 4 procesos reversibles, 2 isotérmicos y 2 adiabáticos. Carnot considera que el agua se evapora a presión constante (1-2) con calor añadido $Q_{12}=h_1-h_2$.

El vapor se expande isentrópicamente (2-3), produciendo trabajo en la turbina $W_{23}=h_3-h_2$.

El vapor de salida de la turbina se condensa parcialmente a presión constante (3-4), siendo el calor rechazado $Q_{34}=h_4-h_3$.

Para cerrar el ciclo se requeriría que el vapor húmedo se comprimiera en un compresor a entropía constante, hasta llevarlo a la presión de admisión a la caldera, siendo el trabajo de compresión $W_{41}=h_1-h_4$.

Por lo tanto:
 Trabajo neto = $W_{23} - W_{41}$
 Eficiencia del ciclo = $(T_1 - T_3) / T_2$

De la relación anterior se desprende que mientras mayor sea la diferencia de temperaturas entre la admisión y la condensación, mayor será la eficiencia.

El Ciclo de Carnot podría trabajar en el punto 4 como líquido saturado, en este caso la temperatura máxima del punto 1 podría llegar a 600-650°C que es la máxima en ciclos supercríticos reales, pero por ser un proceso isentrópico esto significaría incrementar la presión a niveles imposibles de más de 7000 bar. La otra alternativa sería tener el punto 4 en la región húmeda, en este caso la temperatura máxima del punto 1 sería la del punto crítico 221.2 bar y 374.5 °C.

El Ciclo Teórico de Carnot no es aplicable para ciclos de vapor por varias razones, principalmente por la muy baja eficiencia que tendría la compresión del flujo, lo que afectaría la eficiencia de conversión, que sería tan baja que tomaría casi el total de trabajo producido por la turbina.

El ciclo Principal de potencia de vapor es *el ciclo Rankine Simple*. Este ciclo está conformado por 4 procesos principales:

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

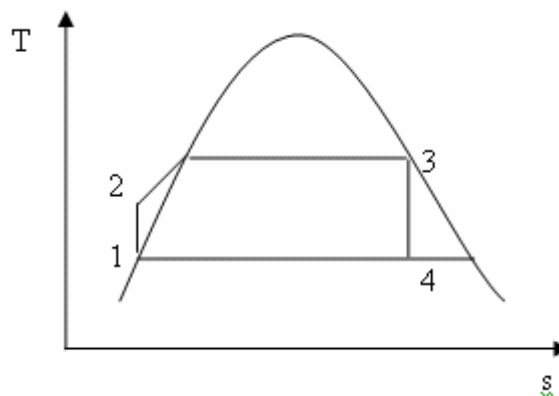


Figura 1.2 Diagrama Ts del Ciclo Rankine Simple

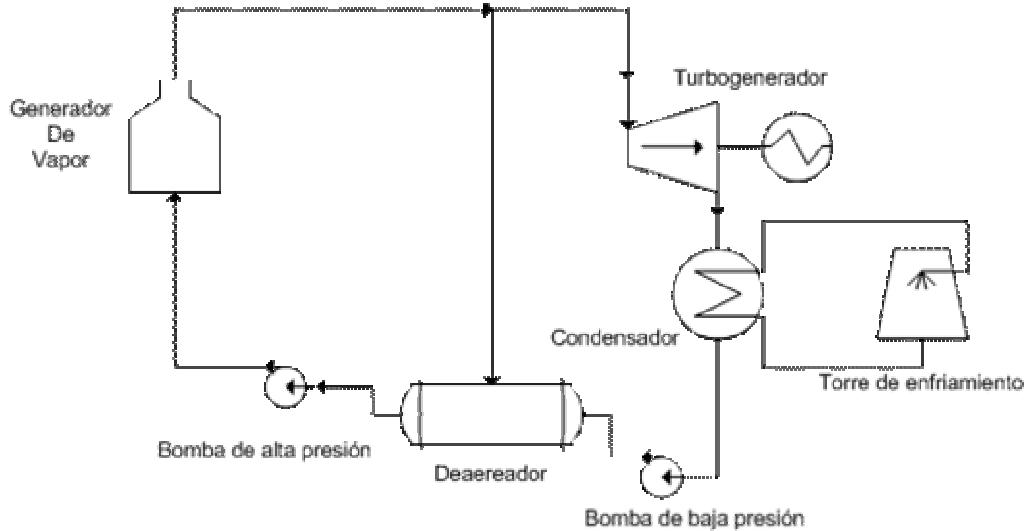


Figura 1.3 Diagrama del Ciclo Rankine Simple

En el generador de vapor el agua, a la presión de descarga de la bomba, se calienta hasta vapor saturado (o sobrecalentado) y es conducido a la turbina en donde se transforma teóricamente toda la energía térmica a trabajo. De la salida de la turbina se efectúa el enfriamiento de vapor en un condensador hasta llevarlo a líquido saturado y reiniciar el ciclo.

En la Figura 1.3 se puede observar en el proceso de 3 a 2 un elemento llamado Deaerador. Este equipo sirve como tanque de oscilación y además para liberar el gases antes de ser bombeada el agua de alimentación a la caldera.

Esta configuración es la más simple, pero existen otras que hacen al ciclo Rankine más eficiente.

El *Ciclo Rankine con Recalentamiento* es un ciclo en el cual se incluye en el generador de vapor un elemento adicional llamado recalentador, que tiene como función recibir el vapor expandido en una turbina de alta presión, y al transferir calor, lo lleva a una temperatura igual o muy cercana a la que se produjo en el vapor sobrecalentado.

Los incrementos de eficiencia con el recalentamiento son muy pequeños, pero pueden ser muy importantes si el costo del combustible es alto. La decisión de tener o no un ciclo con recalentamiento dependerá de un análisis beneficio costo.

Para poder incrementar la eficiencia del Ciclo Rankine, se puede incrementar la temperatura del agua de alimentación a la caldera mediante transmisión de calor con vapor de extracciones de la turbina al condensado de retorno, en uno o varios intercambiadores de calor, que pueden ser de mezcla o de flujos separados. Esto es a lo que se llama el *Ciclo Regenerativo*.

El intercambiador de mezcla es normalmente el Deaerador-Tanque de oscilación y los demás intercambiadores son de flujos separados.

1.2 Ciclos De Potencia De Gas

Los ciclos de potencia de gas son aquellos en los que el fluido de trabajo permanece en estado gaseoso durante todo el ciclo. El fluido de trabajo en los ciclos reales de potencia de gas es esencialmente aire más los productos de la combustión tales como el bióxido de carbono y el vapor de agua.

Dado que el gas es fundamentalmente aire se deben analizar los ciclos de potencia de gas en función del ciclo de aire estándar.

Un *ciclo de aire estándar* es un ciclo idealizado basado en las siguientes aproximaciones:

- El fluido de trabajo en todo el ciclo es aire y se modela como gas ideal.
- El proceso de combustión se sustituye por la transferencia de calor desde una fuente externa.
- El proceso de transferencia de calor hacia el entorno se utiliza para llevar al fluido a su estado inicial.

El *Ciclo de Carnot con Aire Estándar* es un ciclo ideal donde el motor térmico realiza un ciclo compuesto por dos procesos isotermos reversibles y dos adiabáticos reversibles (Figura 1.4)

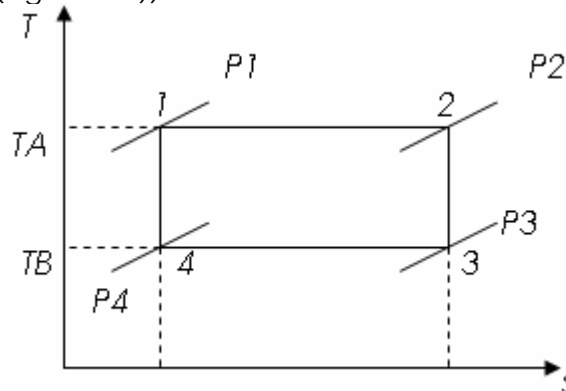


Figura 1.4 Diagrama Temperatura-entropía de un motor térmico de Carnot

Este ciclo puede tener lugar en un sistema cerrado, como es un dispositivo alternativo de cilindro-émbolo, o en un dispositivo en régimen estacionario.

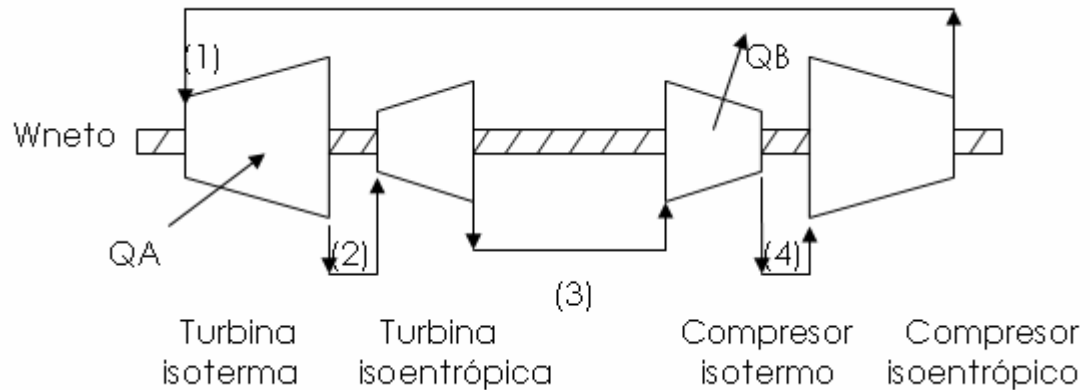


Figura 1.5 Motor térmico de Carnot en régimen estacionario

En la Figura 1.5 se muestra el equipo necesario para un ciclo de Carnot en régimen estacionario que utilice aire como fluido de trabajo. El suministro de calor \$Q_A\$ hacia el fluido tiene lugar en la turbina isoterma, mientras que la cesión de calor del aire \$Q_B\$ tiene lugar en el compresor isoterma.

Para aproximarse a la eficiencia de Carnot:

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_B}{T_A}$$

Un motor real debe estar libre de efectos disipativos, tales como la fricción. Además la temperatura del fluido debe permanecer constante durante los procesos de suministro y cesión de calor. En la práctica estas restricciones son imposibles de cumplir, por lo tanto la construcción de un motor térmico que se aproxime al de Carnot no es viable. Por esto, el rendimiento de un motor real es siempre considerablemente menor que uno de Carnot funcionando entre las mismas temperaturas, máxima y mínima.

No obstante, el comportamiento de un motor de Carnot que funcione con un ciclo de aire estándar es un modelo importante con el que comparar los motores reales.

El *Ciclo Otto con Aire Estándar* es un ciclo de potencia de gas que juega un papel muy importante en la generación de potencias pequeñas, aplicables en su mayoría en el transporte. El Ciclo se llama así por el ingeniero alemán Nicholas Otto, quien en 1876 fabricó con éxito un motor de cuatro tiempos.

Este ciclo se compone de cuatro procesos internamente reversibles, además de una parte del ciclo para la admisión y el escape.

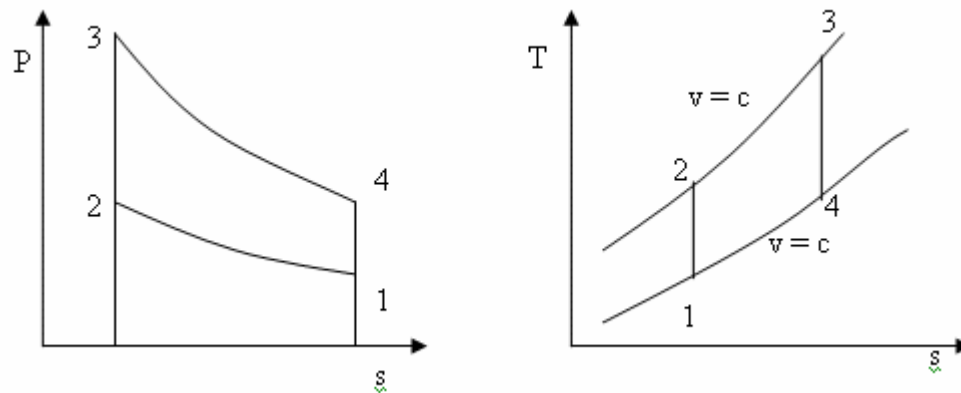


Figura 1.6 Diagrama T-s y P-v para un Ciclo Otto de aire estándar

En la Figura 1.6 se muestra el ciclo Otto teórico. Para esto, se considera un dispositivo cilindro-émbolo que contiene aire y con el émbolo en el punto muerto inferior (esta posición es justo antes de la compresión), posición 1. Mientras el émbolo se mueve al punto muerto superior, el aire se comprime adiabáticamente hasta la posición 2. Después se transfiere calor al aire instantáneamente, de modo que la presión y la temperatura aumentan sus valores a volumen constante (2-3), mientras el émbolo se desplaza al punto muerto inferior, se realiza la expansión reversible se realiza adiabáticamente hasta el estado 4. Con el émbolo en el punto muerto inferior, el aire cede calor a volumen constante hasta que alcanza su estado inicial.

En la realidad, se necesita una carrera de escape, de 4 a 1 y una admisión de aire de 1 a 2. En el ciclo con aire estándar no es necesaria esta recarga del cilindro ya que es el mismo fluido el que experimenta continuamente las variaciones del ciclo.

El ciclo se resume en los siguientes procesos:

- 1-2 Compresión adiabática
- 2-3 Suministro de calor a volumen constante
- 3-4 Expansión adiabática
- 4-1 Cesión de calor a volumen constante

En los procesos adiabáticos de compresión y expansión, el principio de conservación de la energía queda:

$$w = \Delta u \quad \text{con} \quad q = 0$$

En los procesos a volumen constante de suministro y cesión de calor:

$$q = \Delta u \quad \text{con} \quad w = 0$$

La eficiencia del Ciclo Otto de aire estándar en función de la relación de compresión es:

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}}$$

Donde la relación de compresión r se define de la siguiente forma:

$$r = \frac{V_1}{V_2} = \frac{v_1}{v_2}$$

El *Ciclo Diesel de Aire Estándar* se le conoce así por Rudolf Diesel, que en la década de 1890 obtuvo la patente sobre un motor de encendido por compresión.

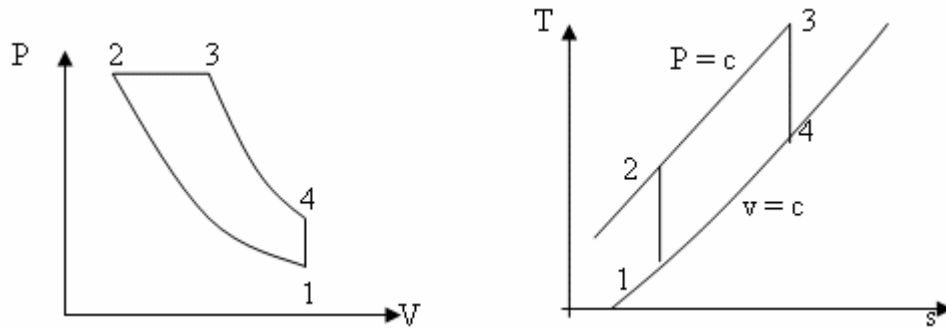


Figura 1.7 Diagrama T-s para un Ciclo Diesel de aire estándar

En la Figura 1.7 se muestra el ciclo diesel de un motor alternativo. Este ciclo se compone de 4 procesos internamente reversibles. La diferencia con el ciclo Otto es que en este caso la combustión se realiza a presión constante.

La eficiencia del Ciclo Diesel esta dada por la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{q_{sum} - q_{ced}}{q_{sum}} = \frac{c_p(T_3 - T_2) - c_v(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{\gamma(T_3 - T_2)}$$

La relación de corte se define como $r_c = \frac{V_3}{V_2} = \frac{v_3}{v_2}$, y reordenando la ecuación de la eficiencia queda:

$$\eta_{Diesel} = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \left[\frac{r_c^\gamma - 1}{\gamma(r_c - 1)} \right]$$

De todos los Ciclos de Potencia de Gas, el *Ciclo Brayton de Aire estándar* es el que puede generar mayor energía eléctrica debido a la gran cantidad de flujo de aire que puede manejar, por esto este es el ciclo de potencia de gas más usado en las plantas termoeléctricas.

En este ciclo, el aire se comprime adiabáticamente en un compresor axial en la mayoría de los casos. Después el aire entra a una cámara de combustión donde se inyecta y quema el combustible a una presión constante. Posteriormente los productos de la combustión se expansionan en una turbina de gas.

Los ciclos reales se componen de estos tres procesos lo cual hace que se le llamen ciclos Brayton abiertos, ya que el aire que se inyecta continuamente es nuevo.

El Ciclo Brayton cerrado de aire estándar se compone de cuatro procesos:

- Compresión adiabática
- Suministro de calor a presión constante
- Expansión adiabática
- Cesión de calor a presión constante

El uso de aire como fluido de trabajo en el ciclo es un modelo razonablemente bueno en la práctica real debido a que las relaciones aire-combustible son de 50 a 1 en la mayoría de los casos.

1.3 Plantas Generadoras De Electricidad

Una planta generadora de electricidad es el conjunto de instalaciones y equipos que crean las condiciones necesarias para generar electricidad y aprovechar al máximo la energía residual. La energía eléctrica es obtenida mediante la aplicación de principios físicos que permiten el aprovechamiento de energía de diferentes fuentes, como la caída de grandes volúmenes de agua, la fuerza del viento o la energía química de los combustibles.

Las plantas que generan electricidad a través de ciclos termodinámicos, y que aprovechan la energía térmica de combustibles fósiles o biomasa se llaman plantas termoeléctricas. Estas plantas representan el 75% del total en todo el país de la capacidad instalada, contando los productores independientes de electricidad.

Las plantas generadoras de electricidad o de potencia se clasifican según la fuente de donde toman la energía, y son:

- Plantas Termoeléctricas
- Plantas Geotermoeléctricas
- Plantas Nucleoeléctricas
- Plantas Hidroeléctricas
- Plantas Carboeléctricas
- Plantas Eoloeléctricas

La capacidad instalada de generación en México es de 48,259.59* Megawatts (MW), contando a los productores independientes de electricidad, según el tipo de planta se dividen en los siguientes porcentajes:

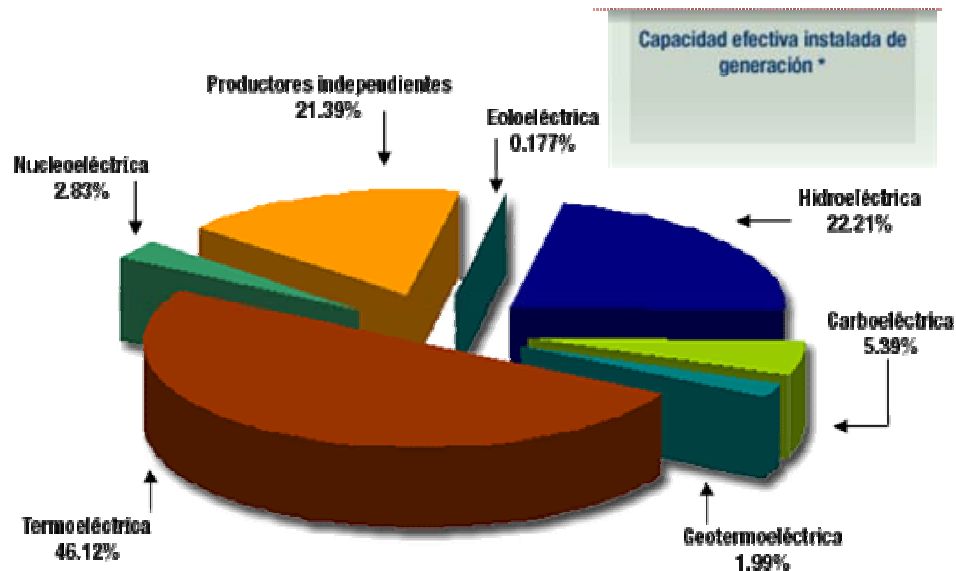


Figura 1.8 Proporción por tipo de fuente de energía en capacidad instalada [CFE]

En la situación actual del país existen plantas de generación de potencia eléctrica operando con ciclos termodinámicos Rankine que buscan cambiar a condiciones de mayor aprovechamiento de la energía primaria, principalmente con adaptaciones de ciclos combinados, como se puede apreciar en la siguiente gráfica el incremento de ciclos combinados ha aumentado considerablemente en los últimos años, de un 9.21% en el 2000 al 31.22% de potencia instalada en el 2006 reduciendo las plantas de vapor (Rankine) del 46.63% en el 2000 al 30.37% en el 2006.

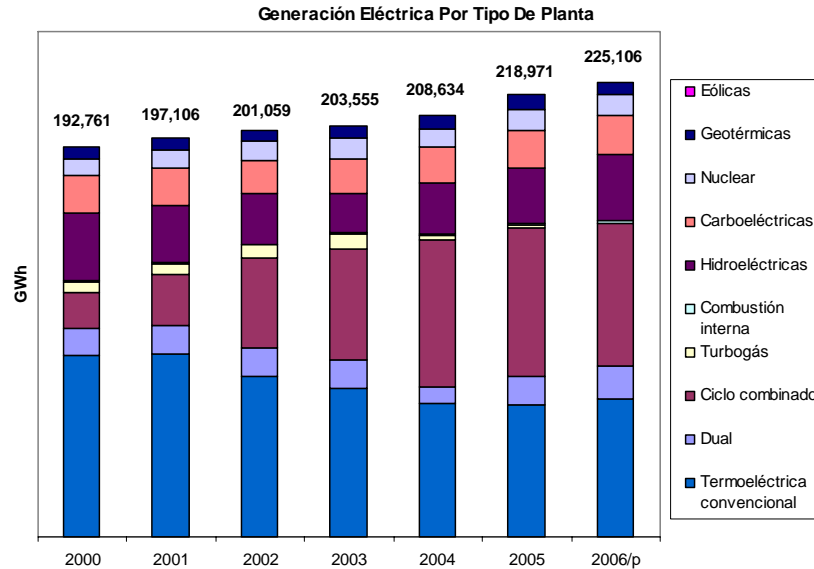


Figura 1.9 Capacidad instalada de generación en México [CFE]

1.3.1 Rendimiento Nacional De Energía Primaria En Termoeléctricas

El Balance Nacional de Energía reporta un consumo energético, en el 2005 para termoeléctricas, de 933.031 petajoules en hidrocarburos (combustóleo, diesel y gas natural) y 327.454 petajoules en carbón de los cuales se obtuvieron respectivamente 116.82 y 336.352 petajoules en generación de electricidad por Comisión Federal de Electricidad (CFE) y Luz y Fuerza del Centro (LFC) para servicio público, de lo cuál se puede calcular la eficiencia de plantas termoeléctricas que es del 35.95% para el uso de combustibles, con los que se pueden obtener mayores eficiencias mediante ciclos combinados y/o cogeneración. Considerando que resulta más eficiente generar simultáneamente electricidad y calor para un proceso industrial o calor para un ciclo térmico inferior.

Esto muestra que existe un gran potencial energético sin aprovechar, del cual CONAE determina un potencial específico de cogeneración enfocado a los sectores industrial, comercial y a la industria petrolera en su sector de petroquímica, considerando satisfacer la demanda térmica mediante un sistema de cogeneración como meta principal sin importar un exceso de generación eléctrica que puede ser vendido al sector eléctrico nacional o se comprará a este en caso de resultar insuficiente.

El "Potencial Nacional De Cogeneración" es realizado con dos metodologías, la primera toma como base la cantidad de energía primaria utilizada para suministrar el calor al proceso de cada sector, esta energía alimenta un sistema de generación eléctrica del que se aprovecha el calor de

rechazo para el proceso industrial suministrando el combustible adicional que sea necesario para cubrir la diferencia de calor requerido en dicho proceso. La segunda metodología considera un sistema de generación eléctrica que rechaza la cantidad de calor necesaria para cubrir las necesidades del proceso industrial con lo que se suministra una mayor cantidad de combustible en comparación de la primera metodología y se genera más potencia eléctrica el Potencial Nacional De Cogeneración del 2006 se muestra en el 0. Cabe señalar que la segunda metodología suele ser la de mayor eficiencia, dependiendo de las demandas, pero con mayor capacidad de los equipos de generación eléctrica y por consiguiente un costo elevado.

DESARROLLO ESTIMADO DE LA COGENERACIÓN EN MÉXICO AL AÑO 2006				
Sector	Capacidad Instalada de Cogeneración MW_e		Ahorro de Combustible Millones de bep/año	
	mínimo	máximo	mínimo	máximo
Industrial	2,404	4,507	9.2	36.1
Pemex Petroquímica	746	1,399	5.9	11.2
Comercial	357	672	2.9	5.4
Total	3,507	6,578	28.0	52.7

Tabla 1.1 El Potencial Nacional De Cogeneración (Fuente: CONAE)

Comparando la capacidad instalada total en el 2006, de 47,857 MW_e, con las capacidades de cogeneración mínima y máxima respectivamente, el aumento porcentual es de 7.33% y 13.75%.

Las plantas analizadas tienen la posibilidad de modificarse con el modelo de cogeneración a diferencia de las hidroeléctricas, eololéctricas, nucleoléctricas y geotérmicas que se limitan a las condiciones de diseño o las condiciones geofísicas de sitio.

1.4 Repotenciación

La repotenciación de una planta generadora de electricidad es un recurso que consiste en la modificación del equipo existente en la planta o la instalación de equipo nuevo, con el objeto de aumentar la energía eléctrica generada y así cubrir con el aumento de la demanda provocado por expansiones y nuevas necesidades, haciendo que al mismo tiempo se extienda la vida útil de la planta.

1.4.1 Repotenciación De Plantas De Vapor

El incremento en la demanda de energía eléctrica, la necesidad de disminuir las emisiones de las plantas y los cambios en la disponibilidad de los combustibles son algunos factores que acentúan la importancia de mejorar tanto técnica como económicamente el desempeño de plantas de vapor relativamente viejas. Para esto se define si conviene reemplazar el equipo viejo de la planta con equipo con nueva tecnología o repotenciar el equipo existente.

Para tomar esta decisión se evalúan diversos factores como los límites de las emisiones permitidas en el lugar, el incremento del costo de los combustibles, si existen opciones viables para mejorar los equipos existentes, entre otros. Esto se debe hacer de modo que se pueda tener un panorama global de sensibilidad ante los posibles cambios a mediano y largo plazo.

La repotenciación es una alternativa para poder alcanzar grandes e importantes mejoras en las plantas de vapor de generación de potencia, entre las que se destacan la reducción del costo de generación, la reducción de las emisiones al ambiente y el incremento en la potencia y eficiencia de la planta.

En la repotenciación de una planta de vapor se establece una metodología la cual plantea los objetivos y alcances del proyecto para poder elegir la opción técnica y económicamente más viable. La siguiente metodología la utiliza el software SOAPP-REPO:

Se determinan las metas principales; la potencia adicional, las reducciones en las emisiones, la disponibilidad y los costos del combustible, los requerimientos para la transmisión de la electricidad y sus limitaciones, entre otras metas.

Después se establecen las restricciones del sitio en el cual se encuentra la planta, como el espacio disponible y las emisiones permitidas en el lugar.

Se seleccionan las opciones para la repotenciación, y se hace un análisis preliminar para escoger de éstas las opciones más competitivas.

Se hace el análisis técnico y el análisis de los costos de las opciones más competitivas.

Se selecciona la mejor opción basada en los resultados de los análisis.

1.4.2 Repotenciación De Plantas De Vapor Con Turbinas De Gas

Existen tres conceptos principales para la repotenciación de plantas de vapor con turbinas de gas.

Repotenciación con caldera de recuperación

El primer concepto se refiere a repotenciar mediante la instalación de una caldera de recuperación. Los proyectos de este tipo de repotenciación se deben desarrollar con el fin de utilizar la gran mayoría de las instalaciones y equipos instalados en la planta de vapor existente. La caldera de recuperación debe ser seleccionada según el desempeño y características de la turbina de gas a instalar, además de que debe cubrir la demanda parcial o total de vapor de la planta. La turbina de vapor y el condensador pueden seguir siendo utilizados con mínimas modificaciones si la caldera de recuperación es diseñada adecuadamente.

Una repotenciación óptima normalmente aplicada es la instalación de una turbina de gas del doble de potencia que la turbina de vapor.

Cuando las plantas de vapor a repotenciar tengan recalentamiento, se puede utilizar un recuperador de calor de dos presiones, en donde el vapor de menor presión sustituye al que se producía con el recalentamiento. Esta repotenciación puede utilizarse cuando se tiene incertidumbre en la vida útil del rotor de la turbina de media o de baja presión, ya que el recuperador puede entregar vapor a menor temperatura que la recalentador, eliminando así el exceso de fatiga en el rotor. Este cambio elimina totalmente la tubería del vapor de recalentamiento.

La repotenciación de plantas de vapor de gran tamaño requiere en la mayoría de los casos la instalación de más de una turbina de gas. Así una planta con una turbina de vapor con recalentamiento de 300 MW requiere alrededor de 600 MW de capacidad en turbina de gas o cuatro turbinas de gas de 150 MW, cada una con su propio recuperador de calor. La configuración de la instalación puede llegar a tener gran flexibilidad ya que permite que la turbina de vapor pueda estar en operación con cualquier número de turbinas de gas.

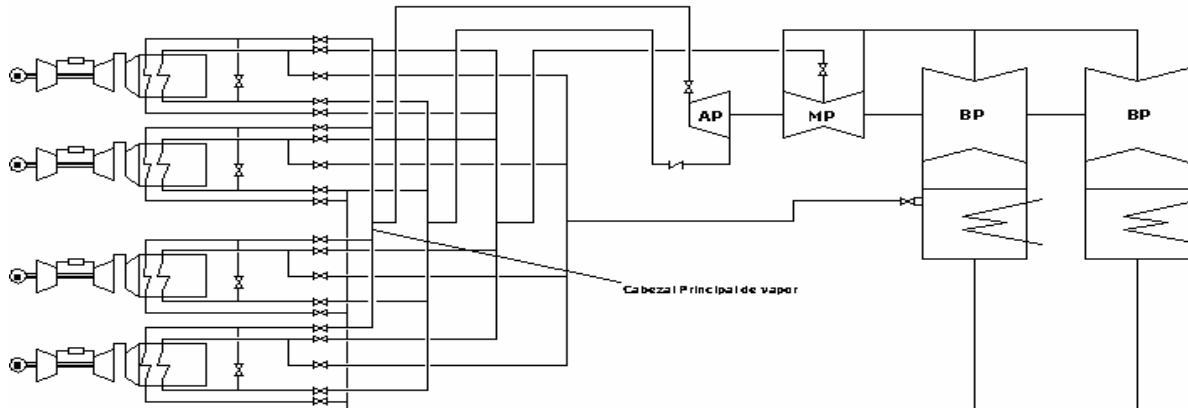


Figura 1.10 Repotenciación de una turbina de vapor de 300MW con cuatro turbinas de gas de 150 MW.

La repotenciación con calderas de recuperación permite también seguir generando vapor en las calderas ya existentes. Esto hace que se puedan utilizar combustibles diferentes para la generación de vapor en las calderas y en los recuperadores de calor, dándole más flexibilidad a la planta.

Repotenciación con gases de combustión

Esta repotenciación se lleva a cabo mediante la utilización de los gases de combustión de la turbina de gas como el aire necesario para la combustión en la caldera. Este tipo de repotenciación es el de mayor complejidad técnica ya que se deben hacer varias modificaciones para poder manejar el flujo de los gases y su elevada temperatura. Los ductos de aire así como los quemadores deben ser modificados o reemplazados para poder manejar el nuevo flujo de gases de combustión con mayor volumen específico. En muchos de los casos el precalentador de aire puede ser eliminado, dejando aprovechable el calor de los gases de combustión de la caldera para otros fines. El hogar de la caldera también se debe modificar ya que la cantidad de oxígeno en los gases de combustión es menor, lo cual provoca un cambio en el perfil de liberación de calor en el hogar.

En general con este tipo de repotenciación se incrementa la generación de vapor y se incrementa la eficiencia. Sus desventajas radican en el alto costo de las modificaciones y además que en la actualidad las turbinas de gas no se ajustan a este tipo de repotenciación por su bajo contenido de oxígeno en sus gases producto de la combustión.

Repotenciación por calentamiento del agua de alimentación y repotenciación en paralelo.

La repotenciación por calentamiento del agua de alimentación utiliza los gases de combustión de la turbina de gas para precalentar el agua de alimentación a la caldera existente, permitiendo que se genere una potencia adicional en la turbina de vapor al eliminar las extracciones que van a los calentadores de agua de alimentación de baja y de alta presión.

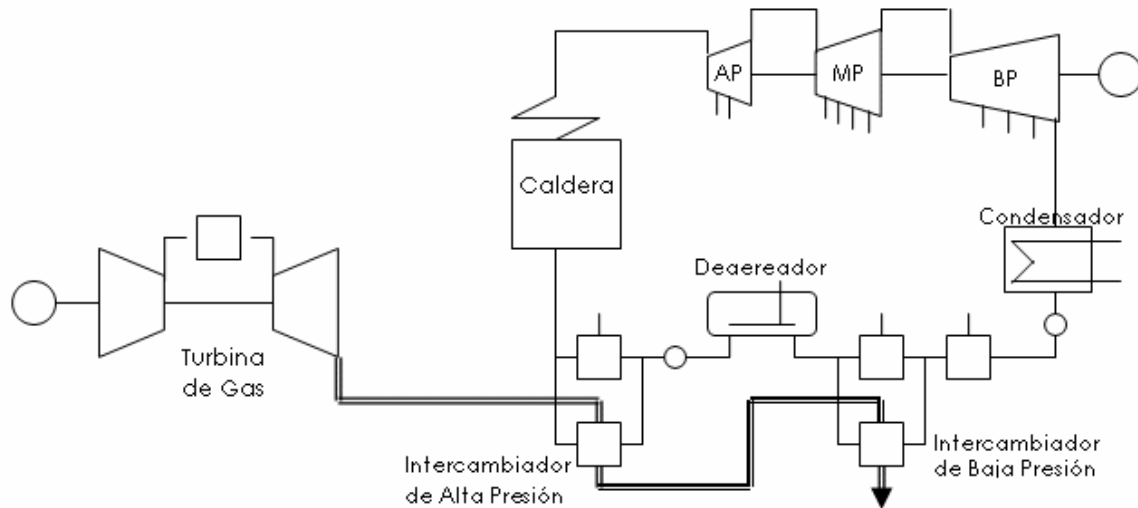


Figura 1.11 Configuración de la repotenciación por calentamiento del agua de alimentación

Se puede modificar esta repotenciación para aplicar la repotenciación en paralelo ya que en la mayoría de los casos la energía de los gases de combustión es suficiente para producir vapor, además de precalentar el agua de alimentación, paralelamente a la caldera. La repotenciación en paralelo tiene mejores resultados en cuanto a la mejora de la eficiencia, pero se tiene que tomar en cuenta que se debe instalar una caldera de recuperación.

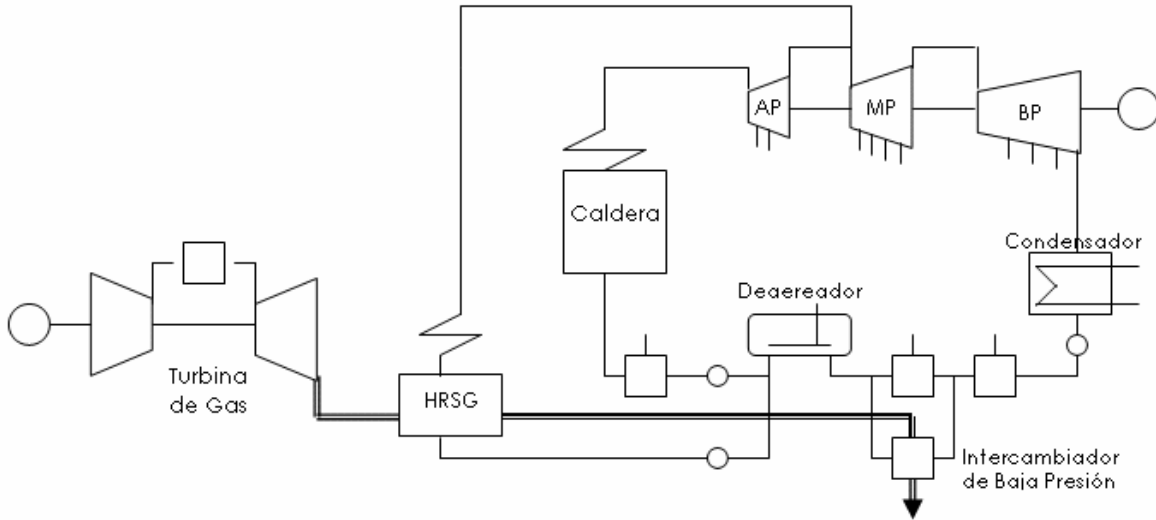


Figura 1.12 Configuración de la repotenciación en paralelo

En la Figura 1.13 se comparan estos dos tipos de repotenciación. La planta de vapor tiene recalentamiento con un rango de eficiencias antes de la repotenciación de 38.9% a un 42.3%.

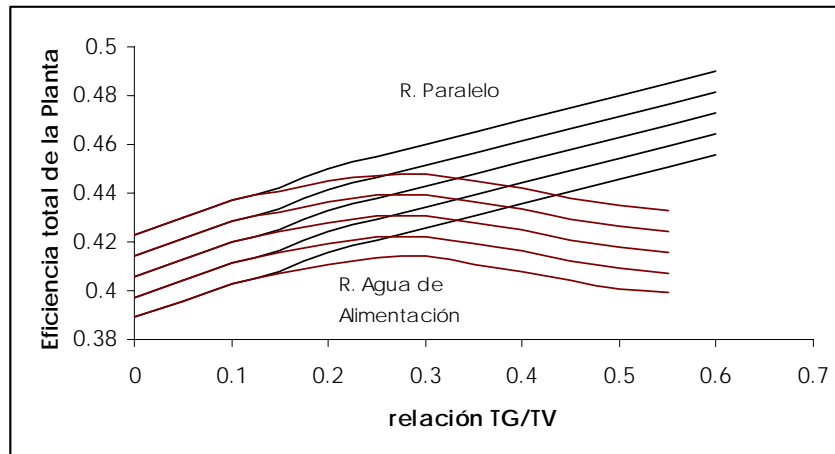


Figura 1.13 Curva de eficiencia Vs. relación de turbina de gas a turbina de vapor. [Heinz, 2001]

La repotenciación se efectúa con una turbina de gas de 70 MW que puede alcanzar una eficiencia de 36.5%. Lo que se observa en la gráfica es que con los dos tipos de repotenciación se puede alcanzar una misma eficiencia con una relación de entrega de potencia de la turbina de gas entre la turbina de vapor de 0.15 o 15 %. A medida que esta relación se va haciendo más grande, la repotenciación por calentamiento del agua de alimentación no brinda una mejora significativa a la planta, y por el contrario llega a caer la eficiencia después de una relación de la turbina de gas entre la turbina de vapor de 0.3 o

30%. Con la repotenciación en paralelo se observa un comportamiento ascendente de la eficiencia por encima de la relación de 60%.

Para la repotenciación con caldera de recuperación se recomendaba una relación de 2 a 1 de la turbina de gas entre la turbina de vapor, y esto resultaba en un incremento en la potencia de aproximadamente 200%. Sin embargo en los casos en que el incremento de la potencia de salida no requiera ser tan grande, la repotenciación en paralelo se puede aplicar para incrementos en la potencia desde 50 hasta 100%.

La repotenciación en paralelo y la repotenciación por calentamiento del agua de alimentación tienen la ventaja de ofrecer flexibilidad en cuanto al uso de combustible. En una planta con alguna de éstas repotenciaciones se puede utilizar el combustible original como combustóleo, gas o carbón en la caldera y otro combustible como el gas natural u otro como gas de síntesis en la turbina de gas.

1.5 Protocolo De Kyoto

El Protocolo de Kyoto sobre el cambio climático es un instrumento internacional el cual basado en la cooperación de los países del mundo tiene por objeto reducir las emisiones de seis gases provocadores del calentamiento global (dióxido de carbono (CO₂), metano (CH₄), óxido nitroso (N₂O), hidrofluorocarbonos (HFC), perfluorocarbonos (PFC) y hexafluoruro de azufre (SF₆)), en un porcentaje aproximado de un 5%, en comparación a las emisiones al año 1990, dentro del periodo que va desde el año 2008 al 2012.

Es preciso señalar que esto no significa que cada país deba reducir sus emisiones de gases regulados en un 5%, sino que este es un porcentaje a nivel global y, por el contrario, cada país obligado por Kyoto tiene sus propios porcentajes de emisión que debe disminuir.

Este instrumento se encuentra dentro del marco de la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático (CMNUCC), suscrita en 1992 dentro de lo que se conoció como la Cumbre de la Tierra de Río de Janeiro. El 11 de diciembre de 1997 los países industrializados se comprometieron, en la ciudad de Kyoto, a ejecutar un conjunto de medidas para reducir los gases de efecto invernadero. Los gobiernos signatarios pactaron reducir en un 5,2% de las emisiones contaminantes entre 2008 y 2012, tomando como referencia los niveles de 1990. El acuerdo entró en vigor el 16 de febrero de 2005, después de la ratificación por parte de Rusia el 18 de noviembre de 2004.

El objetivo principal es disminuir el cambio climático de origen antropogénico cuya base es el efecto invernadero. Según las cifras de la ONU, se prevé que la temperatura media de la superficie del planeta aumente entre 1,4 y 5,8 °C de aquí a 2100, a pesar que los inviernos son más fríos y violentos. Esto se conoce como Calentamiento global, el cual provocara cambios que

repercutirán gravemente en el ecosistema, en nuestra forma de vivir y en nuestra economía.

1.5.1 Entrada En Vigor

Se estableció que el compromiso sería de obligatorio cumplimiento cuando lo ratificasen los países industrializados que se encuentran en el anexo "B" del protocolo de Kyoto y que son responsables de, al menos, un 55% de las emisiones de CO₂.

Con la ratificación de Rusia en Noviembre de 2004, después de conseguir grandes beneficios procedentes de la unión europea, el protocolo ha entrado en vigor.

Además del cumplimiento que estos países hicieron en cuanto a la emisión de gases de efecto invernadero se promovió también la generación de un desarrollo sostenible, de tal forma que se utilice también energías no convencionales y así disminuya el calentamiento global que tanto afecta al mundo estos días.

Para poder cumplir con la reducción de gases provocadores del calentamiento global se implementaron los siguientes mecanismos que permitan cubrir excedentes de emisión de gases de las naciones industrializadas: Mecanismo para el "Comercio de Emisiones" (posibilidad de comprar excedentes de CO₂ a otros países que hayan reducido sus emisiones), un "Mecanismo para un Desarrollo Limpio" (proyectos en países en desarrollo por parte de países industrializados), "la implementación conjunta" (puesta en práctica conjunta entre países industrializados) y los sumideros (dependencia de los bosques y la vegetación para absorber CO₂).

México firmo el protocolo de Kyoto en 1998 ratificándolo el 21 de septiembre del 2000 y aunque no esta obligado jurídicamente con el protocolo de Kyoto tiene que reportar sus emisiones de gases y como país en vías de desarrollo en la siguiente etapa del Protocolo de Kyoto después del 2012, tal vez ya tenga que cumplir con un porcentaje específico de reducción de gases provocadores del calentamiento global, lo cual obliga a México a realizar esfuerzos a favor de un ahorro de energía en especial de energía eléctrica ya que del total que genera el 54.12% proviene de la quema de algún combustible fósil.

Opciones para reducir las emisiones de CO₂.

Ahorro energético

Incremento de energía renovable (hidráulica, eólica, biomasa, solar etc.)

Uso de combustibles con menor contenido en carbono (gas natural frente a carbón) o nulo contenido en carbono (nuclear).

Separación y almacenamiento del CO₂

Altos rendimientos de conversión energética.

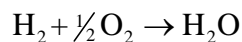
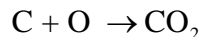
1.6 Gasificación

Entre los principales atractivos de la gasificación se encuentra que el gas de síntesis se puede emplear como combustible o materia prima en otros procesos industriales, a partir de residuos o materiales de escaso valor comercial. Además si se le combina con un arco de plasma se podrán estabilizar los contaminantes más severos como furanos, dioxinas, ácido clorhídrico entre otros. La alta temperatura en el gasificador convierte los materiales inorgánicos del combustible (cenizas y metales) en materiales vitrificados en forma de arenas de diferentes tamaños. Con algunos combustibles, es posible efectuar una concentración y recuperación de metales para su reúso. El material vitrificado, generalmente denominado escoria o "slag", es inerte y tiene una variedad de usos en la industria de la construcción. A diferencia de la incineración, la cual produce productos secundarios no comerciables

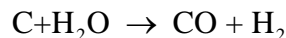
1.6.1 Definición

La gasificación es una reacción de un material con contenido de carbono, vapor y oxígeno que produce una mezcla de monóxido de carbono, hidrógeno, dióxido de carbono, metano, vapor y un poco de alquitrán.

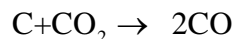
En el proceso de gasificación se producen en secuencia cuatro reacciones básicas. La principal reacción productora de calor es la oxidación, que se produce cuando el oxígeno reacciona con el combustible para formar dióxido de carbono y agua (vapor):



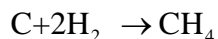
La reacción de gasificación es la que más calor absorbe; esta reacción se produce cuando el carbono no quemado en el combustible reacciona con el vapor y el dióxido de carbono, para formar hidrógeno y monóxido de carbono:



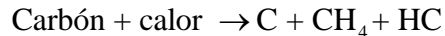
ó



Una tercera reacción, la de hidrogasificación, se produce cuando el hidrógeno reacciona con el carbono del combustible para formar metano:



Esta reacción es moderadamente exotérmica; es decir, si libera algún calor. Y, finalmente, el combustible experimenta la devolatilización:



En donde C es el carbón y el HC está formado por hidrocarburos superiores y alquitranes. Esta reacción puede ser térmicamente neutral o puede liberar calor, dependiendo del tipo de carbón y de la condición del proceso.

En general, en el proceso de gasificación estas cuatro reacciones básicas pueden producirse simultáneamente en un reactor, o cada reacción puede quedar localizada en cada región del reactor o en un recipiente separado para la reacción.

La composición del gas combustible producido por el proceso de gasificación depende de la naturaleza del combustible y de la temperatura, así como de la presión y la composición del gas en las regiones en las que se producen la gasificación, la hidrogasificación y la devolatilización.

Los procesos de gasificación tienen dos propósitos principales. El primero es la producción de gas de síntesis o monóxido de carbono como materia prima para la sintetización de hidrocarburos y productos químicos orgánicos de uso en las industrias químicas, de plásticos y farmacéuticas. Además de éste, también a partir del CO se puede incorporar un proceso de hidrogenación para la obtención de combustibles de mediano y bajo poder calorífico, a un bajo costo debido a la materia prima de la que son obtenidos.

El segundo de ellos, es la obtención de una fuente de energía calorífica mediante la cual se puede producir gas para uso en procesos de generación de energía eléctrica a partir de una alimentación barata.

1.6.2 Gasificación De Carbón

En los procesos de gasificación de carbón se tiene, como material de partida, carbón pulverizado, que combinado con una corriente de oxígeno puro o de aire, es transferido a un reactor, o mejor dicho a un horno de combustión donde, a través del calentamiento a fuego directo, son quemados para producir CO y CO₂, bajo un estricto control de temperatura y presión con el objeto de asegurar la oxidación parcial del carbón y así obtener, como producto mayoritario, el CO.

Este proceso es muy popular en Europa y sobre todo en Alemania donde, debido a la escasez de petróleo y la abundancia de minas de carbón, se ha desarrollado la petroquímica a partir del acetileno, productos de fácil sintetización a partir de CO.

Un proceso de etapas múltiples para la gasificación del carbón propuesto por la Westinghouse Electric Corporation consiste en tres unidades procesadoras: una secadora, una devolatilizadora/desulfuradora y una gasificadora/quemadora como se ve en la Figura 1.14.

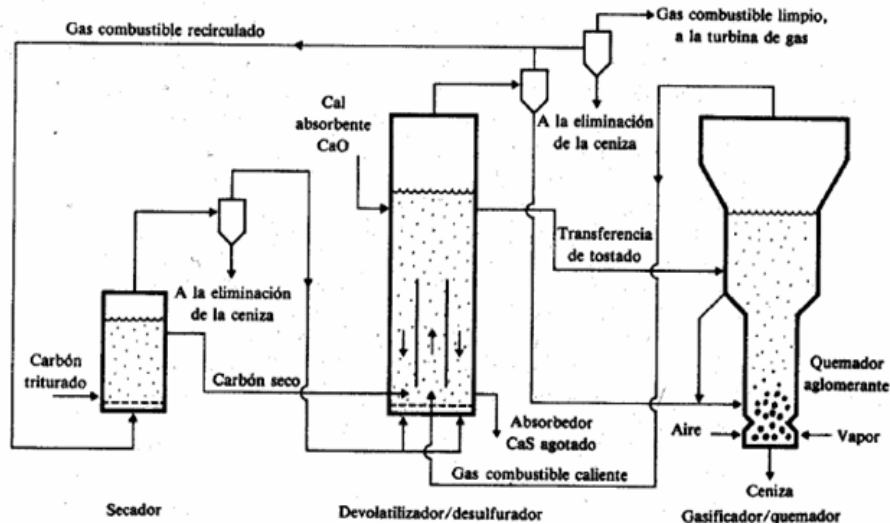


Figura 1.14 Flujo de gasificación del carbón para la producción de energía eléctrica [Van Den Berg, 1989]

1.6.3 Gasificación Integrada A Ciclo Combinado

Los procesos tecnológicos de gasificación son tres: el de flujo o corriente por arrastre, el de lecho fluidizado y el de cama fija o lecho denso. De los tres, el más desarrollado y el que está listo para usarse a nivel industrial es el de flujo por arrastre, por lo que se le conoce como de primera generación. Algunas diferencias del proceso de corriente por arrastre sobre los otros dos son:

a) Requiere de oxígeno como agente gasificante, lo que implica que las dimensiones de los equipos (reactor, compresores, equipos de limpieza, etc.) sean menores respecto a aquéllos en los que se utiliza directamente aire para gasificar. A cambio, usa una planta criogénica para obtener el O₂ del aire.

b) No requiere de elementos mecánicos para evitar la aglomeración de las cargas como sucede en los equipos que operan bajo el esquema de lecho denso.

c) Las temperaturas a las que se lleva a cabo el proceso permiten que se forme menor cantidad de escoria. Esto evita que se procesen posteriormente los desechos del reactor, tal como sucede en los gasificadores de lecho fluidizado.

Aquellas instalaciones que incluyen un gasificador y que se integran a un ciclo combinado requieren, además del reactor y del sistema de enfriamiento

para el gas crudo, de una unidad para separación de aire (cuando el agente gasificante es oxígeno), de un sistema para limpieza de gases, del sistema para manejo y preparación de los combustibles, así como de los sistemas para el manejo de los desechos producidos en forma de escoria y cenizas. La electricidad se produce quemando el gas de síntesis limpio en la turbina de combustión, y en la turbina de vapor de un ciclo combinado utilizando parte o todo el vapor generado en el enfriador del gas de síntesis, así como en el recuperador de calor de los gases de combustión conectado a la descarga de la turbina de gas. El vapor a proceso se obtiene del enfriador del reactor y/o del ciclo de vapor. En el caso de que el reactor y sus auxiliares estén totalmente integrados al ciclo combinado, se designa a la instalación como Gasificación Integrada a Ciclo Combinado o IGCC, siglas en inglés de Integrated Gasification Combined Cycle (Figura 1.15). En una instalación donde el ciclo combinado no está integrado térmicamente a la unidad de gasificación, lo único que se alimenta es el gas de síntesis para ser quemado en la cámara de combustión de la turbina de gas. La unidad de separación de aire cuenta con sus propios equipos para proveerse del aire para obtener el oxígeno necesario para la gasificación.

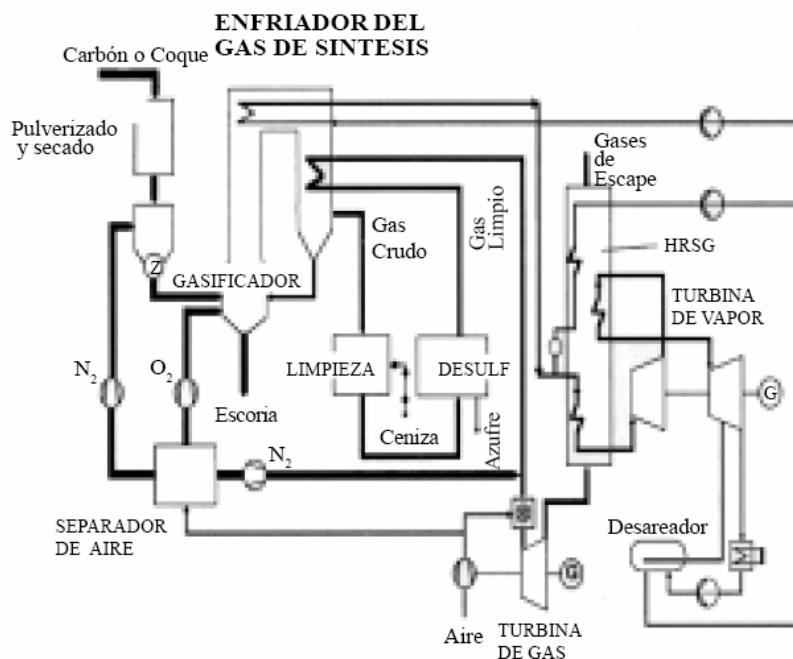


Figura 1.15 Gasificación integrada a ciclo combinado [Fernández,2001]

Proceso de gasificación Texaco

El proceso de gasificación Texaco es un proceso de oxidación parcial en el cual materiales que contienen carbón reaccionan con un oxidante gaseoso, como el oxígeno, a temperaturas altas en una cámara forrada de ladrillo refractario llamada gasificador. Este no es un proceso catalítico. La Figura 1.16

muestra una cámara de gasificación típica, que sirve para procesar todo tipo de insumos, desde gas natural hasta coque de petróleo. El gasificador opera a presiones altas y no contiene piezas móviles, por lo cual se minimizan sus necesidades de mantenimiento.

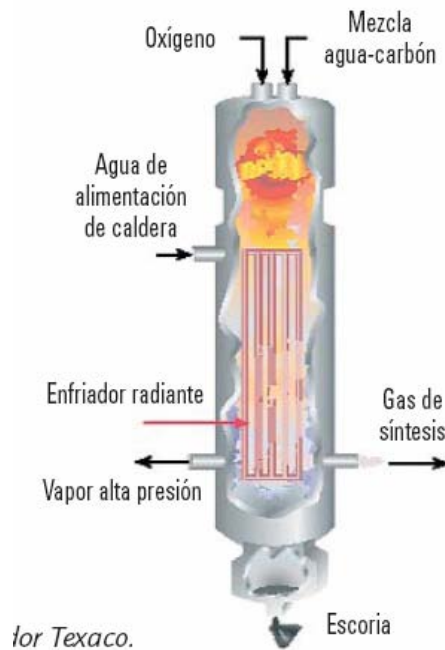


Figura 1.16 Gasificador Texaco [Treviño]

Los combustibles y oxígeno de alta pureza son inyectados al gasificador por medio de un inyector diseñado especialmente para este proceso. El inyector se localiza en la parte superior del gasificador. Cuando el combustible es coque de petróleo o carbón, los sólidos son molidos y mezclados con agua a fin de convertirlos en una suspensión o mezcla acuosa, antes de ser inyectados al gasificador.

El gasificador provee un ambiente de gases bien mezclados a alta temperatura, donde las reacciones de gasificación se llevan a cabo. A las altas temperaturas (entre 1200 °C y 1500 °C) y presiones (entre 2800 kPa - 8300 kPa) en que se llevan a cabo estas reacciones, no se producen hidrocarburos complejos, alquitranes o fenoles, sustancias comunes en otros procesos de gasificación que presentan grandes dificultades en el procesamiento del gas.

Debido al ambiente reductor del gasificador, no se producen óxidos de azufre o de nitrógeno. Además, como las reacciones de gasificación son exotérmicas, no hay necesidad de instalar hornos, por lo cuál se eliminan las emisiones provenientes de las chimeneas.

El gas de síntesis que sale del gasificador se enfría súbitamente por contacto directo con agua en la cámara de enfriamiento. Esta se ubica directamente debajo del gasificador. Las partículas sólidas se remueven del agua

a través de procesos de sedimentación y de filtración. Una vez enfriado, el gas de síntesis se pone en contacto con una corriente de agua en una torre de lavado para eliminar completamente las partículas residuales.

Una cantidad pequeña de un sólido vidrioso llamado escoria se forma en el gasificador. Este es removido periódicamente por medio de una tolva de candado situada debajo de la cámara de enfriamiento. La escoria está compuesta principalmente de carbón, pero también es rica en vanadio y níquel, los cuales se pueden recuperar y comercializar.

El gas de síntesis que se produce en el gasificador contiene esencialmente todo el azufre inicialmente presente en los insumos del gasificador en forma de sulfuro de hidrógeno, el cual es eliminado fácilmente por métodos comerciales de absorción. El método de absorción puede ser diseñado para remover únicamente el sulfuro de hidrógeno o bien para remover el sulfuro de hidrógeno y el dióxido de carbono, dependiendo del uso final del gas de síntesis.

El gas ácido que contiene el sulfuro de hidrógeno es enviado a una unidad de recuperación de azufre, donde se convierte en azufre, el cual es un subproducto de alto valor.

El gas de síntesis también se puede utilizar para producir hidrógeno de alta pureza a presión alta. Para este fin, es necesario convertir el monóxido de carbono a hidrógeno por medio de una reacción catalítica de desplazamiento de gas con agua. Acto seguido, el hidrógeno es separado de los otros gases por diversos métodos conocidos comercialmente. Por lo regular, la pureza del hidrógeno producido está por arriba del 95%. La habilidad de producir hidrógeno y generar electricidad simultáneamente, es una ventaja significativa del proceso de gasificación Texaco.

Con carbón como materia prima, la tecnología Texaco se utiliza actualmente en la Central GICC de Polk (Florida, USA) perteneciente a Tampa Electric Company (TEC). Esta planta opera desde Septiembre de 1996, y tiene una potencia neta de 250 MW. En diseño, procesa 2.200 t/día de carbón, aunque actualmente también se emplea coque de petróleo. En la Figura 1.17 se muestra el Diagrama de Bloques del proceso. Junto con la gasificación (Texaco), la Central cuenta con una planta de Fraccionamiento de Aire de alta presión de Air Products y un ciclo combinado basado en la turbina de gas 7F de General Electric, con múltiples quemadores en disposición anular. El aire utilizado por la planta ASU no es suministrado por el compresor de la turbina de gas, pero el nitrógeno residual producido sí es inyectado en la cámara de combustión de la turbina para reducir las emisiones de NOx [Treviño,]

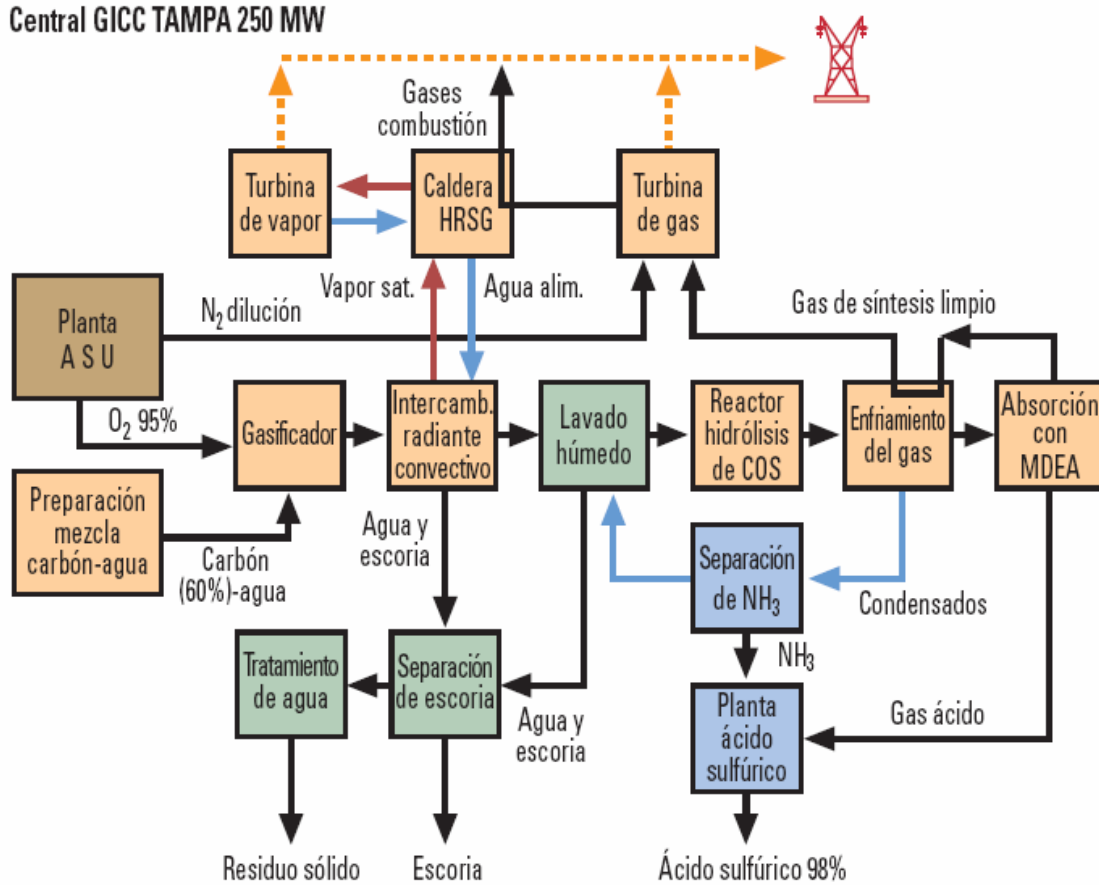


Figura 1.17 Diagrama de bloques de IGCC de Tampa [Treviño,]

1.6.4 Gasificación Por Plasma

La gasificación por plasma ha sido usada comercialmente por 20 años para procesar residuos, originalmente desarrollada por la industria del acero para fundir hierro. Ha sido usada para procesar residuos peligrosos, residuos médicos, residuos radioactivos, incinerar cenizas y otros residuos difíciles. Los sistemas de gasificación por plasma usan a un recurso externo de energía para incrementar la temperatura de gasificación. Debido a que las temperaturas altas logran una mejor destrucción de los residuos, con bajas emisiones y un proceso limpio.

La Gasificación convencional al trabajar a temperaturas que no superan los 1.700 °C es incompleta y puede dar lugar a subproductos residuales (alquitranes, escorias y cenizas). Con la gasificación a alta temperatura se consigue la disociación molecular completa y consecuentemente se evita la presencia de compuestos orgánicos semivolátiles, y la formación de dioxinas y furanos.

La alta temperatura necesaria para una Gasificación de este tipo se consigue mediante antorchas de Plasma.

Una antorcha de plasma es un equipo industrial que permite producir un gas ionizado (generalmente aire) a altísimas temperaturas mediante la generación controlada de un arco voltaico. La característica principal de un gas ionizado es facilitar la transferencia de calor con un flujo másico bajo y generar temperaturas extremas de hasta 14 000 °C.

Existen ciertas características que diferencian al proceso de gasificación por plasma a la gasificación tradicional, que se mencionan a continuación:

Las altas temperaturas permiten una disociación de las estructuras moleculares en sus compuestos básicos transformándolos en un GAS de Síntesis.

DISOCIACIÓN Las altas temperaturas del plasma provocan que en un reactor funcionando en condiciones reductoras se produzcan las siguientes reacciones:

Cracking Térmico: Las moléculas complejas son disociadas en moléculas más ligeras formando gases de hidrocarburos e hidrogeno.

Oxidación parcial: Favorecen la formación del monóxido de carbono y de pequeñas cantidades de dióxido de carbono y de agua. Estos dos últimos compuestos resultantes de reacciones de oxidación completa tienen un efecto negativo sobre el valor calorífico del gas de síntesis; por tanto, es indispensable controlar la entrada de oxígeno en el reactor.

Reformación: Ensamblan los elementos primarios en nuevas moléculas. Por ejemplo: La reacción entre carbono y agua dando lugar a monóxido de carbono e hidrogeno o la del dióxido de carbono y el carbono para dar lugar a monóxido de carbono. Estas reacciones favorecen la formación de un gas energético y la presencia en el mismo de elementos oxidados que disminuyen el poder calorífico del gas de síntesis.

DESTRUCCIÓN de compuestos tóxicos, incluso los semivolátiles, evitando la formación de dioxinas, furanos u otros. La zona de disociación molecular empieza partir de 2.700 °C. A temperaturas inferiores pueden existir moléculas no completamente disociadas, una parte de las cuales se encontraran en las cenizas, mientras que la otra parte se volatizará en forma de compuestos orgánicos volátiles y/o semivolátiles. Con el uso del Plasma, todas las moléculas se disocian totalmente.

FUSIÓN de moléculas inorgánicas y transformación en lava de tipo volcánico que al enfriarse forma un vidrio basáltico inerte (dejando atrapadas en la red cristalina los compuestos potencialmente peligrosos). Los ensayos oficiales realizados sobre este material han demostrado su total inocuidad, no toxicidad y no lixiviabilidad. Los más recientes estudios han concluido que además de no ser peligrosos se pueden considerar como materia valorizable y hay un estudio en curso para definir las múltiples aplicaciones.

Por las siguientes razones el proceso de gasificación por plasma permite la conservación máxima de la energía contenida en los residuos.

Se necesita el uso de una fuente de calor externa para garantizar las elevadas temperaturas que será proporcionada por la electricidad que es una fuente de energía limpia que se va a producir en grandes cantidades a partir de la valorización energética del gas de síntesis.

El aprovechamiento máximo de los residuos que se transforman en un gas de síntesis limpio, sustituto válido de los combustibles fósiles.

La aportación estrictamente controlada de oxígeno, evitando así las reacciones de oxidación total de los compuestos orgánicos.

El gas de síntesis obtenido por la gasificación de los compuestos orgánicos esta formado mayoritariamente por monóxido de carbono e hidrogeno: los productos halogenados y con alto contenido de azufre se transforman en HCl, HF y H₂S que son tres productos relativamente fáciles de depurar. Esta depuración es bastante fácil por el reducido flujo másico a tratar.

Una característica importante es la ausencia de subproductos tóxicos o dañinos, debido a que los compuestos inorgánicos son fundidos para formar una lava vítrea de tipo basáltica que se extrae en la parte inferior del gasificador, manteniendo un nivel mínimo para facilitar la colada en continuo. Además de la aportación de una pequeña cantidad de materiales fluidificantes (entre el 0,25% y el 1% del caudal másico de residuos entrantes en el gasificador) con el fin de: mejorar la viscosidad de la lava para facilitar la colada y conseguir que la lava tenga el grado de basicidad requerido para garantizar la no lixiviabilidad de los metales pesados y de sus correspondientes óxidos.

Acciona tiene un sistema patentado con la configuración mostrada en la Figura 1.18.

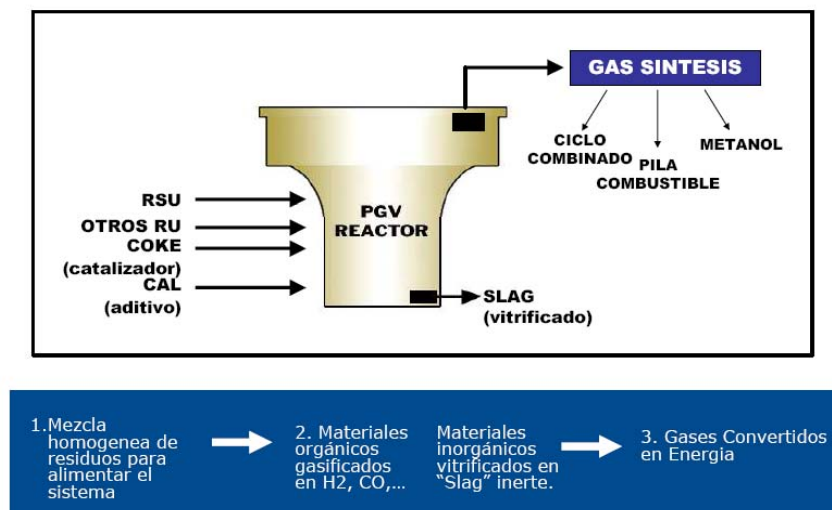


Figura 1.18 Reactor de plasma patentado por Acciona.

Los gasificadores permiten utilizar en forma eficiente y limpia combustibles como el coque de petróleo, residuos líquidos y sólidos provenientes de la refinación del petróleo, combustibles pesados con alto contenido de azufre, desechos sólidos urbanos y de biomasa, entre otros. Esta tecnología representa una verdadera ventaja ambiental si se les compara con los sistemas convencionales de combustión, pues el 99% del azufre contenido en los diversos combustibles es separado antes del proceso de combustión con opción a la captura de CO₂; además los óxidos de nitrógeno (NO_x) son reducidos en 90% y otros contaminantes potenciales no son formados dentro la atmósfera reductiva del gasificador lo que permite tener emisiones de contaminantes por debajo de las normas ambientales más estrictas.

Estos atributos han llevado a la tecnología de gasificación a ser considerada en muchos países como estratégica en el desarrollo de sus políticas energéticas y representa una opción para no depender únicamente del gas natural en los sistemas de ciclo combinado.

1.7 Análisis Económico

El análisis económico determina la factibilidad económica de una inversión incluyendo los costos financieros durante la fabricación e instalación, sin incluir los cargos financieros durante la operación. Es el análisis de la rentabilidad del proyecto.

1.7.1 Costos Y Beneficios

Los costos son la suma de los costos operativos asociados al proyecto y los costos de la inversión física.

Los costos asociados al proyectos son; combustibles, lubricantes, agua, costos del personal en su caso, costo de respaldo de la red y costo de porteo además los costos de operación y mantenimiento en la vida útil del proyecto.

El costo de la inversión física incluye los equipos, los materiales de instalación, los fletes, seguros, aranceles y derechos, la ingeniería, supervisión y dirección, la construcción, instalaciones, pruebas y asesorías legales, fiscales y los permisos y licencias. Se incluyen los cargos financieros de la inversión física durante el período de construcción.

Los beneficios son los asociados al proyecto y pueden ser ahorros operativos o ingresos por el proyecto.

1.7.2 Análisis Económico De Primer Nivel

Este tipo de análisis es comúnmente empleado en los estudios preliminares, comúnmente llamados de Pre-factibilidad. Considera parámetros globales y relaciones simples.

La ventaja de este método es que es fácil de calcular, rápido y de bajo costo. Sus resultados permiten determinar en una primera instancia, si vale la pena continuar o no, con más estudios, por haberse determinado rangos primarios económicos de rentabilidad del negocio.

La desventaja de este método es que el análisis no indica que pasa después del punto de equilibrio y por lo tanto se desconoce el resultado aproximado para el total de la vida útil del proyecto. El análisis no considera el cambio en el valor del dinero en el tiempo. A pesar de esto es una herramienta útil para aquellos proyectos en los que se desconocen sus características primarias para decisión o en aquellos que no se cuente con datos detallados.

Método del periodo simple de recuperación

Este método consiste simplemente en medir el tiempo que tarda un inversionista para recuperar, mediante los ingresos que produce el proyecto, la cantidad invertida inicialmente, sin considerar el costo de oportunidad del dinero en el tiempo.

Se utiliza normalmente cuando solamente se quiere tener en cuenta el flujo de efectivo es decir, el objeto principal es recuperar la inversión lo antes posible. Permite saber si una inversión puede ser recuperada en un tiempo razonable comparando con la vida útil.

$$TR = I/AHA$$

TR es tiempo de recuperación

I es la inversión total a efectuar

AHA es el ahorro y/o beneficio anual

1.7.3 Análisis Económico De Segundo Nivel

La evaluación económica-financiera de proyectos de inversión se sustenta en el concepto del valor del dinero a través del tiempo.

El valor del dinero disponible en el momento actual tiene un valor mayor que el dinero que se reciba en el futuro, debido a que el primero ganará un cierto interés al ser invertido. Cabe destacar que esto es válido aun cuando no existiera inflación.

Un proyecto de inversión puede representarse a través de su flujo de efectivo, que muestra la serie de desembolsos requeridos (inversión inicial, costos de operación y mantenimiento, costo de la energía consumida, etc.) e ingresos generados (beneficios o ahorros) en cada período de su vida útil.

Como los flujos se realizan en puntos del tiempo diferentes, ese requiere manejar los montos de dinero a valor presente, es decir, deflactados por la tasa de descuento que es la tasa real de oportunidad del dinero.

Método del valor presente neto

Este método consiste en transformar a valor presente, con el factor de valor presente (FVP), todos los componentes del flujo de efectivo de un proyecto.

Este método considera el valor del dinero en el tiempo de acuerdo al valor de tasa real de oportunidad escogida para los cálculos. Además de determinar el valor equivalente de cualquier flujo de efectivo en un punto particular para el tiempo actual.

Se evalúa la rentabilidad del proyecto en valor presente neto, deflactando los valores futuros con una tasa de descuento seleccionada, empleando el factor de valor presente.

$$FVP = \frac{1}{(1+i)^n}$$

i es el porcentaje de la tasa de descuento

n es el año que se desee evaluar

La tasa de oportunidad o tasa de rendimiento atractivo es el rendimiento deseable del capital, es la tasa de descuento de los valores corrientes de riesgo de la operación.

Este método compara el resultado neto de operación del proyecto sin financiamiento durante el periodo de operación, el cual se estima como la suma de los beneficios y/o ahorros operativos menos los costos operativos asociados y menos el costo de la inversión física del proyecto.

1.7.4 Metodología Del Análisis Económico

Obtener el tiempo para poder operar, vida útil del equipo o del producto que se va a obtener y las características de desempeño.

Determinar los importes del día de hoy de la inversión, los costos operativos y los beneficios esperados.

Determinar el tiempo y forma esperada de al ocurrencia de los beneficios y costos

Asignar una tasa de descuento deseada

Seleccionar el método y vaciar los datos en una tabla de flujo de efectivo

Calcular los indicadores de mérito económicos

Seleccionar la mejor opción

Medir los resultados de la implantación de la mejora para poder retroalimentar al sistema

1.7.5 Indicadores De Merito Económico

Flujo neto del proyecto

Compara año con año el total de beneficios contra el total de costos del proyecto incluyendo el costo de la inversión física, en pesos corrientes. Por ser valores corrientes, no son sumables y representan el beneficio neto del proyecto en ele año de inicio de operaciones. Estos valores se consideran los mismos en todos los años de la vida útil del proyecto. No se considera inflación.

Resultado neto de operación

Es la diferencia entre los beneficios menos los costos operativos, a valor presente, en la vida útil del proyecto.

$$\text{RNO} = \text{Suma beneficios VP} - \text{Suma de costos operativos VP}$$

Relación Beneficio/ Costo

Es una relación adimensional y se obtiene de la siguiente forma

$$\text{RB/C} = \text{RNO/ Inversión física del proyecto.}$$

Si RB/C es la unidad, el proyecto no gana y no pierde dinero. En ese momento la TIR es igual a la tasa de descuento.

Tasa Interna de Retorno (TIR)

La tasa interna de retorno o tasa interna de rentabilidad de una inversión, está definida como la tasa de interés con la cual el valor actual neto o valor presente neto es igual a cero y representa la tasa de rentabilidad del proyecto. En otras palabras es la tasa de interés para el cual la relación Beneficio-Costo es igual a 1

Tiempo de retorno

Representa el tiempo en años o meses en los que se llega a un valor presente igual a cero, a una TIR igual a la tasa de descuento y una RB/C igual a uno.

CAPÍTULO 2

CAPÍTULO 2.

SITUACIÓN ACTUAL DE LA PLANTA DE GENERACIÓN DE POTENCIA ELÉCTRICA

En este caso en particular se analiza una planta de generación de potencia eléctrica, que trabaja con un ciclo Rankine sobrecalentado. En este capítulo se realiza su caracterización energética, se presentan los datos de diseño e instalación de los equipos de la empresa y la información de operación actual, con el fin de encontrar las principales deficiencias en la generación de electricidad para establecer los potenciales de mejora en el aprovechamiento de la energía.

Toda la información de la planta con que se trabajará se obtuvo de diversas fuentes como:

- Balances de producción y consumo mensuales
- Manuales de equipos
- Planos de diagramas de proceso
- Datos tomados en sitio
- Análisis de masa de gases de escape

2.1 Descripción Del Sistema Actual De Generación

La generación de vapor en la planta tiene lugar en dos generadores de vapor de tipo acuotubulares con capacidad unitaria de 200 ton/hr, y que operan a una presión de $60 \text{ kg/cm}^2_{\text{man}}$ y a una temperatura de $480 \text{ }^\circ\text{C}$. Una gran parte del vapor generado es entregado a dos turbogeneradores marca Mitsubishi con capacidad de 30 MW cada uno.

En la Figura 2.1 se muestra el arreglo físico de la planta donde se aprecia el generador de vapor, el turbogenerador, mostrando la forma como de las turbinas de usos propios se extrae el vapor al deaerador, las líneas discontinuas representan la transmisión de trabajo de flecha hacia las bombas de alimentación al deaerador y la caldera.

La Figura 2.2 representa el diagrama temperatura-entropía correspondiente al ciclo de potencia con los procesos termodinámicos principales, es decir que omite las expansiones de las turbinas de servicios propios y la condensación del vapor de extracción al deaerador.

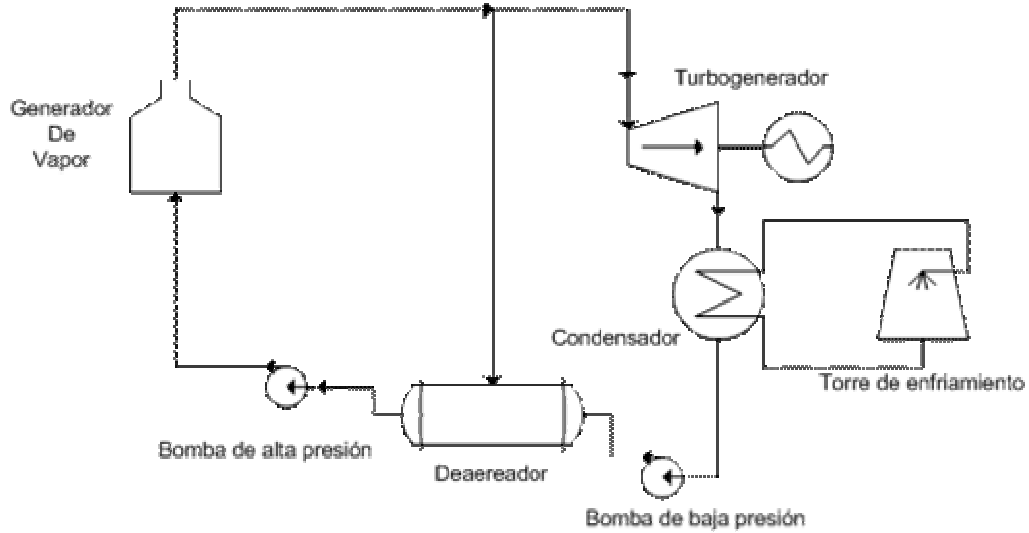


Figura 2.1 Diagrama del ciclo en condiciones actuales

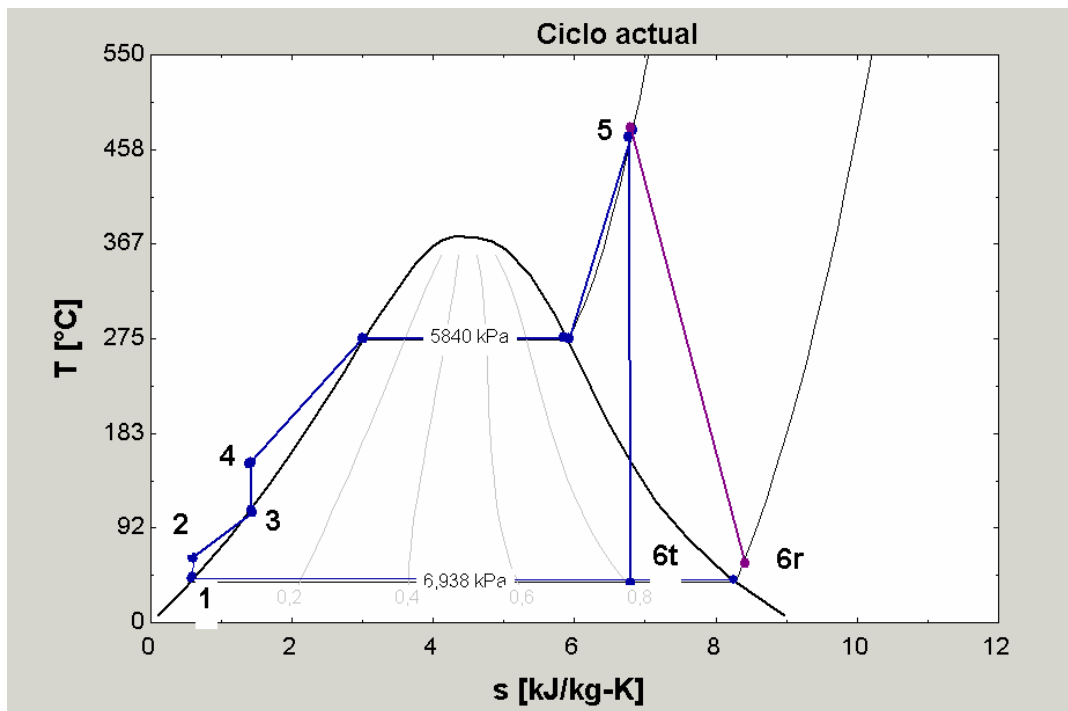


Figura 2.2

Diagrama T-s de la condición actual

Las especificaciones de los equipos principales con los que cuenta la planta para generar potencia térmica en vapor se resume en las siguientes tablas, las cuales se obtuvieron de manuales de los respectivos fabricantes.

GENERADORES DE VAPOR (CALDERAS)		
Dos unidades	Identificación	GV 01/GV 02
Marca	CERREY	
Modelo	VU-60	
Capacidad	200 Ton/h	Dos unidades
Presión de operación	60 kg/cm ²	
Temperatura de Vapor	480 ° C	Vapor sobrecalentado
Tipo de construcción	Hogar integral	
No. De quemadores	6	
Combustible	Combustóleo/gas natural	Quemadores tipo dual
Ventiladores combustión	Tiro forzado	
Pre calentador	Si	
Sopladores de hollín	Si	Sopladores fijos y retráctiles

Tabla 2.1 Generadores de vapor GV 01 y GV 02

TURBOGENERADORES		
Dos unidades	Identificación	TV 01/TV 02
Marca	MITSUBISHI	
Capacidad	30,000 KW c/u	
Modelo	9CL-16	
Tipo	Condensación	
Presión de operación	60 kg/cm ²	
Temp. Máxima	485 ° C	
Flujo vapor máx.	125 Ton/h	

Tabla 2.2 Turbogeneradores

CONDENSADORES DE SUPERFICIE							
Dos unidades		Identificación			CS 01/02		
Condición de operación							
Coraza				Tubos			
	Fluido	Vapor			Fluido	Torre de enfriamiento	
	Carga térmica	54.16×10 ⁶	kcal /hr	Temperatura	Entrada	29.4	°C
	Flujo	Max 125	ton/hr		Salida	37.8	°C
		Des 105	ton/hr	Presión	Entrada	3.5	kg/cm ²
Temperatura	Entrada	42.6	°C				
	Salida	42.6	°C				
Presión	Entrada	0.086	kg/cm ² abs				
Flujo de transferencia de calor		2956	kcal/m ² hr °C	Velocidad	2	m/s	
Especificaciones							
Coraza				Tubos			
Presión de diseño		0.5	kg/cm ² vac	Presión de diseño		4.57	kg/cm ²
Temperatura de diseño		120	°C	Temperatura de diseño		45	°C
Superficie		2270	m ²	No de Tubos		4380	
No de pasos		1		No de pasos		2	

Tabla 2.3 Condensadores

Los datos tomados en una visita a la Planta Generadora, son los siguientes:

TURBOGENERADOR	TV 01	TV 02
m_{vap} [Ton/hr]	84	40
W_e [MW]	20,5	9,5
P_{cond} [mm Hg] vac	496	503
$T_{vap\ sal}$ [°C]	46	44
$T_{pozo\ caliente}$ [°C]	44	42

Tabla 2.4 Datos en sitio del turbogenerador

CONDENSADOR	CS 01	CS 02
$T_{agua\ ent}$ [°C]	24	25
$T_{agua\ sal}$ [°C]	36	36

Tabla 2.5 Datos en sitio del condensador

2.2 Índices De Consumo Energético

Los índices y su variación en el tiempo, permiten identificar la situación energética de la planta en un ámbito sectorial (en el sector de generación de electricidad se puede tomar a CFE como referencia) y presentan además las variaciones de producción estacionales. Por lo tanto se pueden definir metas en el aprovechamiento de la energía.

Los combustibles empleados son gas natural y combustóleo, observándose que se utilizó únicamente gas natural a partir de Mayo por razones de control de emisiones.

En general los datos de generación durante un año se consideran representativos de la operación típica de la empresa, a menos de especificar lo contrario. En la Tabla 2.6 y en la Tabla 2.7 se muestran los promedios mensuales a lo largo de nueve meses, los más representativos por actualizaciones en demanda, la Figura 2.3 muestra de manera gráfica los valores de la misma tabla comparándolos con la generación de vapor y los consumos de combustibles.

MES	VAPOR GENERADO TOTAL	VAPOR A GE (TURBINAS)	VAPOR A USOS PROPIOS	PÉRDIDAS	VAPOR A USOS PROPIOS GE	VAPOR A USOS PROPIOS GV	CONSUMO DE COMBUSTIBLE	
	[Ton/Mes]	[Ton/Mes]	[Ton/Mes]		[Ton/Mes]	[Ton/Mes]	[Ton/Mes]	GAS NATURAL m3
Enero	124,293	76,218	47,366	709	33,548	13,818	5,464,376	4,455,443
Febrero	107,141	66,575	39,970	596	27,405	12,565	6,689,132	1,902,549
Marzo	118,333	81,100	36,760	472	27,391	9,369	8,488,555	1,178,589
Abril	96,719	68,187	28,532	0	23,317	5,215	7,915,641	276,843
Mayo	115,182	86,129	28,404	648	24,400	4,004	10,103,153	0
Junio	108,749	84,553	23,916	280	19,344	4,571	9,518,594	0
Julio	117,198	95,782	21,290	127	18,226	3,063	9,971,995	0
Agosto	119,571	94,280	25,041	251	21,535	3,505	10,392,316	0
Septiembre	114,008	81,978	31,865	165	26,617	5,248	10,079,214	0
MAXIMO	124,293	95,782	47,366	709	33,548	13,818	10,392,316	4,455,443

Tabla 2.6 Descripción de generación y consumo de vapor mensual promedio

MES	VAPOR A TURBINAS [Ton/Mes]		GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA [KW Hr/Mes]		COSUMO ESPECÍFICO [Ton/MW Hr]		POTENCIA ELÉCTRICA [kW]	
	TV 01	TV 02	TV 01	TV 02	TV 01	TV 02	TV 01	TV 02
Enero	0	76,218	0	21,337,283	0.00	3.57	0	28,679
Febrero	0	66,575	0	18,575,414	0.00	3.58	0	27,642
Marzo	0	81,100	0	21,902,848	0.00	3.70	0	29,439
Abril	5,579	62,608	1,325,005	16,340,291	4.21	3.83	1,840	22,695
Mayo	86,129	0	21,320,937	0	4.04	0.00	28,657	0
Junio	84,553	0	20,832,724	0	4.06	0.00	28,934	0
Julio	84,829	10,954	20,980,630	2,721,576	4.04	4.02	28,200	3,658
Agosto	79,027	15,253	19,440,311	4,019,598	4.07	3.79	26,129	5,403
Septiembre	0	81,978	0	21,280,930	0.00	3.85	0	29,557
MAXIMO	86,129	81,978	21,320,937	21,902,848	4.21	4.02	28,934	29,557

Tabla 2.7 Descripción de generación y consumo de vapor mensual promedio por turbina

MES	GENERACIÓN ELÉCTRICA	POTENCIA	CONSUMO USOS PROPIOS	CONSUMO OFICINAS TALLERES ALUMBRADO	ENERGÍA ELÉCTRICA PORTEADA
	[kW Hr/Mes]	[KW]	[kW Hr/Mes]	[kW Hr/Mes]	[kW Hr/Mes]
Enero	21,337,283	28,679	2,468,852	634,610	18,233,821
Febrero	18,575,414	27,642	2,231,808	560,293	15,783,313
Marzo	21,902,848	29,439	2,555,704	609,717	18,737,427
Abril	17,665,296	24,535	2,282,158	588,535	14,794,603
Mayo	21,320,937	28,657	2,498,894	615,122	18,206,921
Junio	20,832,724	28,934	2,587,191	592,846	17,663,236
Julio	23,702,206	31,858	2,399,234	604,864	20,698,108
Agosto	23,459,909	31,532	2,112,995	630,354	20,716,561
Septiembre	21,280,930	29,557	2,158,169	544,388	18,578,373
MAXIMO	23,702,206	31,858	2,587,191	634,610	20,716,561

Tabla 2.8 Descripción de generación y consumo eléctrico mensual promedio

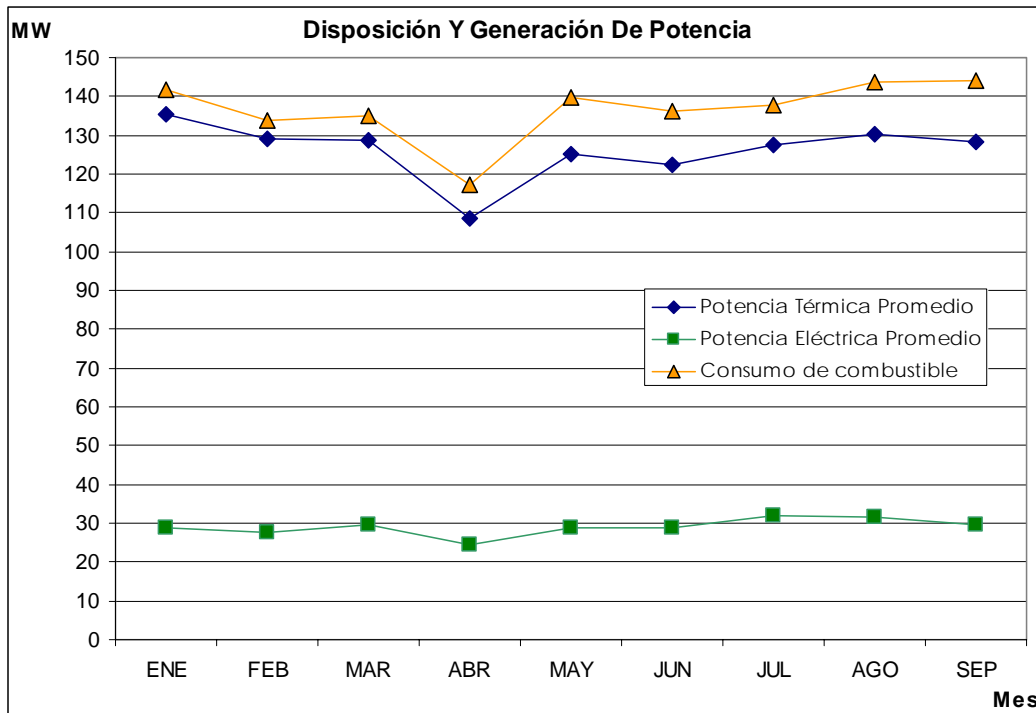


Figura 2.3 Generación de potencia térmica y eléctrica promedio en la condición actual

De lo anterior se puede notar una demanda inferior a la capacidad instalada de la mitad, es decir que el factor de planta es aproximadamente del 50% y para la operación de las turbinas se realiza de manera alterna por periodos de cuatro meses para cada conjunto turbina-generador (turbogenerador), en donde existen periodos cortos que requieren la puesta en marcha de las dos turbinas, para dar un rango en generación de 1.8 a 5.4 MW_e promedio mensual con la turbina que cubre los picos de demanda.

En cuanto a distribución de vapor, los usos propios incluyen el vapor a tiros y bombas que se manda posteriormente al deaerador, se presentan además los detalles de vapor a turbinas, y pérdidas con los que se realizan estimaciones de desempeño para los equipos.

Los reportes con los que se cuenta muestran la energía eléctrica transmitida en kWh por mes y los detalles de la disposición final, sin embargo, para la caracterización de la planta y los equipos se requieren datos puntuales de consumo a determinadas cargas.

El rendimiento mensual de la planta se representa en la Figura 2.4 , en donde se indica para cada mes la potencia promedio. Puede observarse que los mejores rendimientos se obtienen con demandas de 30 MW_e , que coincide con la mitad de demanda instalada, esto es debido a las características de flexibilidad que ofrecen los equipos, al contar con dos turbogeneradores idénticos de 30 MW_e cada uno, se obtienen las mejores eficiencias a 30 y 60 MW_e , que es operando uno o los dos turbogeneradores a carga plena. Sin embargo estas cifras reflejan la operación de la planta mejor que su caracterización.

En la Figura 2.5 para el comportamiento de la planta bajo las condiciones de operación, se realiza una línea de tendencia con el fin de que la planta opera sin un comportamiento lineal como es de esperarse. Se observa que para generar 28.7 MW_e en los meses de Enero y Mayo, se reportan consumos 167 y 155 ton/hr respectivamente. Esta diferencia de 7.3% se debe principalmente a las características de demanda, para cubrir esta demanda se utiliza una turbina en estos meses como lo muestra el Figura 2.5 y comparando con el mes de Julio donde se consumen 157.5 ton/hr promedio para generar 31.9 MW_e , es decir que se genera más potencia con menos vapor. Una demanda que requiera potencias por debajo de los 30 MW_e y que otorga cada una de las turbinas por periodos cortos da como resultado un rendimiento bajo, sin embargo en los meses donde operan los dos turbogeneradores, se reportan los mayores rendimientos.

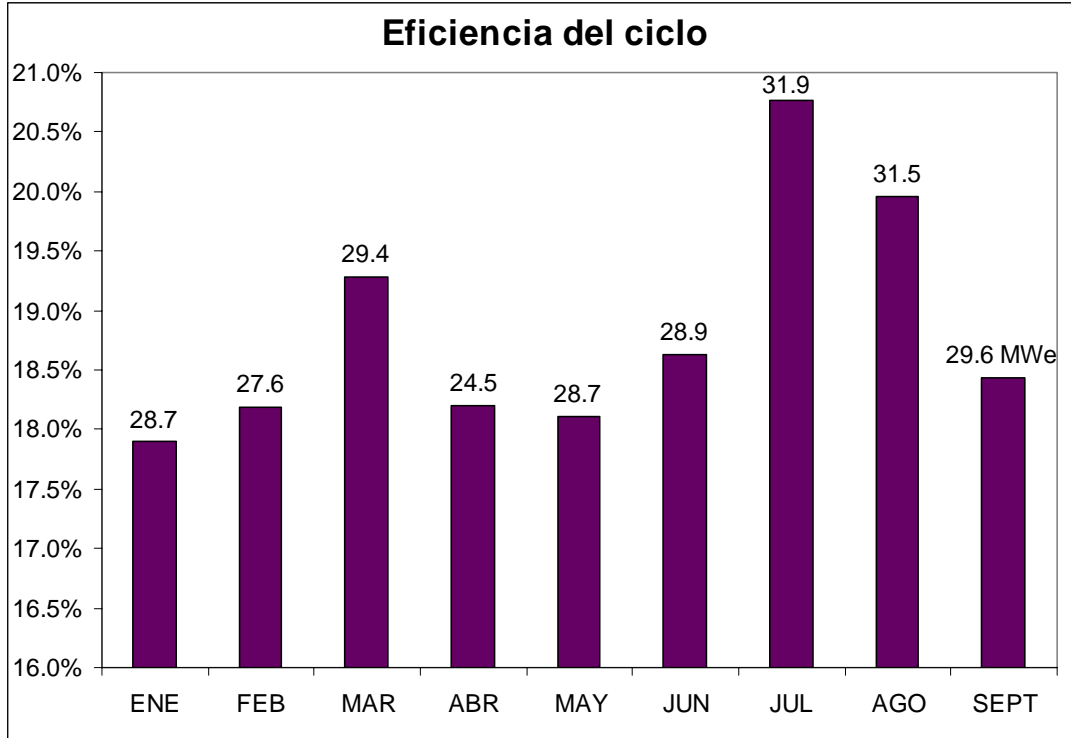


Figura 2.4 Generación de potencia térmica y eléctrica promedio en la condición actual

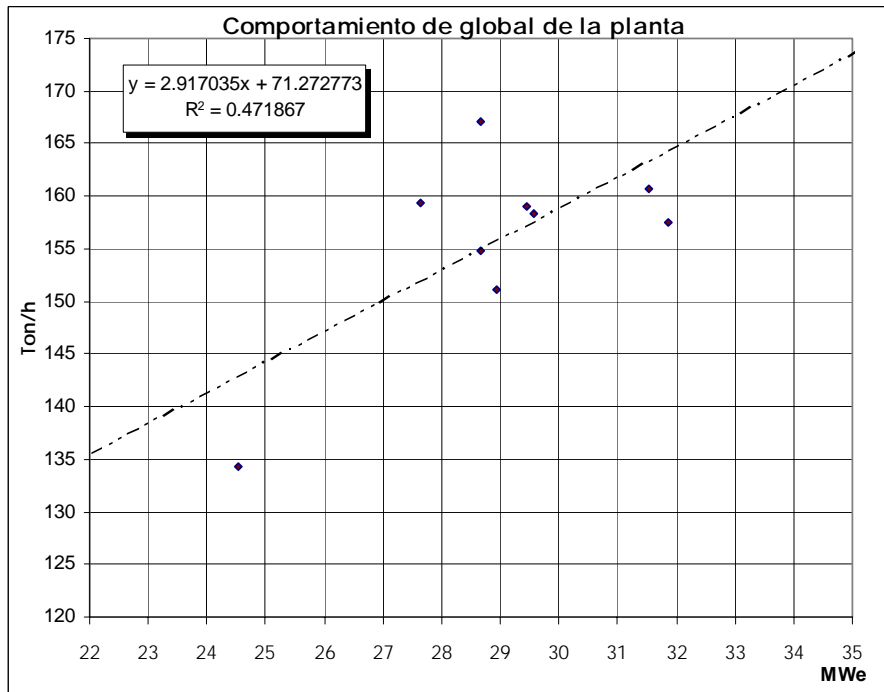


Figura 2.5 Generación de vapor Vs. potencia eléctrica promedio mensual en la condición actual

2.3 Estimación De La Eficiencia En La Actuales Condiciones De Operación

2.3.1 Datos Para La Estimación De La Eficiencia

Para realizar el análisis de la condición actual de la planta se requiere calcular la eficiencia del ciclo, para esto es necesario conocer una serie de datos de operación de cada equipo y las condiciones del sitio. Se elaboró un cuadro resumen con los datos necesarios para estos cálculos, que se muestra por fragmentos en los siguientes párrafos junto con la información de referencia y algunas aclaraciones.

CONDICIONES DEL SITIO		
Altura sobre el nivel del mar	2,350	m
Presión barométrica	0.760713	bar
	76.071	kPa
	572	mmHG
Temperatura ambiente	15	°C
Humedad relativa	60	%
Aceleración gravitacional	9.78	m/s ²

Cuadro 2.1

Condiciones de sitio y datos operativos

La presión barométrica se calcula en función de de la altura sobre el nivel del mar, como el sitio tiene una altura sobre el nivel del mar muy parecida al la de la Cd. De México conservamos el valor de aceleración gravitacional para este sitio. Los datos de temperatura ambiente y humedad son datos promedio del sitio.

Sabemos que la planta opera durante todo el año, esto nos da un total de 8760 hr año.

Combustibles

Los combustibles usados para la generación de vapor son combustóleo y gas natural. El dato del poder calorífico del combustóleo es tomado de PEMEX GAS, mientras el del gas natural se calcula por medio de la composición que fue proporcionada por la planta generadora.

<u>DATOS OPERATIVOS</u>			
Horas de operación anual		8,760	
<u>COMBUSTIBLES</u>			
Combustible	PCS	42,279	kJ/l
	PCI	39,767	kJ/l
Gas Natural	Cp	0.50	kJ/kg K
		%v	%m
METANO		92.24	86.18
ETANO		5.46	9.56
PROPANO		0.29	0.75
BUTANO		0.06	0.20
PENTANO		0.01	0.04
NITRÓGENO		1.84	3.01
CO2		0.10	0.26
		100.00	100.00

Cuadro 2.2

La composición proporcionada esta dada en porcentajes volumétricos, se realizó el cambio a porcentaje másico, se muestran las dos composiciones en el cuadro anterior. Se puede observar que esta compuesto en su mayoría por metano y un poco de etano.

En los cuadros siguientes se presentan los datos de operación utilizados para calcular las eficiencias de los equipos y del ciclo así como una explicación de donde fueron tomados.

Datos de combustible al generador de vapor

Los datos del combustible son del gas natural porque como se mostró anteriormente los generadores de vapor a partir de Abril operaron solo con este combustible; el dato de la densidad es un valor típico. La temperatura de entrada del combustible se maneja como la temperatura ambiente, ya que este combustible no requiere de precalentamiento, la temperatura del aire es de 35 °C debido a el precalentador con el que cuenta el generador de vapor.

Distribución de vapor

Los datos que se dan en esta parte hablan de cómo se distribuye el vapor. La temperatura de retorno de condensados, la temperatura de vapor al deaerador y su presión son tomados de un diagrama de operación de vapor y condensados que dan información de cuando esta en marcha el ciclo. El

porcentaje de vapor a servicios propios es un promedio tomado de los datos de generación y consumo de vapor, por lo tanto el vapor a generación es el complemento de éste. El porcentaje de vapor a deaereador se toma del mes de septiembre porque es el dato que nos da un balance en el deaereador mas adecuado cercano a condiciones de carga plena 98.5%.

En esta planta se utiliza el vapor para generación de potencia eléctrica únicamente es decir no se manda vapor a ningún tipo de proceso por lo cual el porcentaje de retorno de proceso es cero y no hay dato para la temperatura de retorno.

Se presentan los datos del porcentaje de retorno de condensado y el porcentaje de purgas que son valores típicos de operación para una planta generadora de este tipo.

<u>DATOS DEL COMBUSTIBLE AL GENERADOR DE VAPOR</u>		
Tipo	GAS NATURAL	
Densidad	0.70	kg/m ³
Temperatura de entrada del combustible	15.00	°C
Temperatura de entrada del aire	35.00	°C
<u>DISTRIBUCIÓN DE VAPOR</u>		
Temperatura Retorno de Condensado	47.2	°C
Retorno de Condensado	100	%
Vapor al deaereador	9.55	%
Presión Vapor al Deaereador	1.027	bar man.
Temperatura de vapor al deaereador	306.50	°C
Purgas	2.5	%
Retorno de Proceso	0	%
Temperatura de Retorno de Proceso		°C
Vapor a Servicios Propios(con deaereador)	27.74	%
Vapor a Generación Eléctrica	72.26	%

Cuadro 2.3

Datos de placa del generador de vapor

Los cuatro primeros datos son los datos nominales del generador de vapor.

El porcentaje de oxígeno en gases es función del exceso de aire, se verá con más detalle adelante.

La temperatura de gases de salida chimenea es un dato que proporciona la planta.

DATOS DE PLACA DEL GENERADOR DE VAPOR		
Presión Normal de Operación (manométrica)	60.00	kg/cm ²
Temperatura del vapor	482.00	°C
GASTO NOMINAL MÁXIMO CONTINUO	200,000.00	kg/h
Eficiencia nominal	83.00%	
Porcentaje de O ₂ en gases (base seca)	3.020	
Temperatura de gases salida chimenea	170.00	°C

Cuadro 2.4

Condiciones de entrada y salida de la turbina

Las condiciones de entrada a la turbina son las mismas que las condiciones nominales de la salida del generador de vapor, debido a que en el ciclo este es el mismo punto. Las condiciones de salida están divididas en dos, por una parte tenemos las condiciones de diseño y por otro los datos tomados en sitio para las dos turbinas TV 01 y TV 02.

La eficiencia cople-generador es un dato típico, es muy acertado debido a que las pérdidas en la energía eléctrica son mucho menores que las pérdidas en la energía térmica.

El porcentaje de energía eléctrica a usos propios es el promedio obtenido de los balances de operación.

CONDICIONES DE ENTRADA DE LA TURBINA		
CONDICIONES DE ENTRADA		
Temperatura del vapor	482	°C
Presión del vapor man	60.00	kg/cm ²
CONDICIONES DE SALIDA DE LA TURBINA		
Temperatura	42.6	°C
Presión vac	Diseño	2.5 inHg abs
	Operación	
TV 01	Temperatura	46.0 °C
	Presión	10.1 kPa
TV02	Temperatura	44.0 °C
	Presión	9.1 kPa
Eficiencia cople-generador	94	%
Energía eléctrica a usos propios	10.14	%

Cuadro 2.5

2.3.2 Cálculo Del Poder Calorífico Del Gas Natural

Debido a que tenemos información sobre la composición del combustible en este caso gas natural, el poder calorífico puede ser calculado. Este cálculo ayudará a estimar con una mayor exactitud la situación actual del ciclo. Desafortunadamente no contamos con la composición del combustible y para este combustible tendremos que tomar el poder calorífico de los datos presentados anteriormente.

Para realizar el cálculo del poder calorífico del gas natural se necesita la composición en peso del gas natural que es la presentada en el Cuadro 2.2. Con estos datos se procede a calcular el porcentaje en peso por elementos, el gas natural contiene carbono, hidrógeno, dióxido de carbono, y nitrógeno.

Conociendo el porcentaje en peso de los elementos y los valores estequiométricos de oxígeno y aire para cada elemento, se calculan la cantidad de aire que se necesita para realizar la combustión de cada elemento, definiendo la parte correspondiente al oxígeno y al nitrógeno. Con esta información conseguimos el valor de los productos de la combustión en kilogramos de gases de combustión por kilogramo de combustible, estando en los productos dióxido de carbono, agua, nitrógeno. Cabe mencionar que en los cálculos de combustión se considera una combustión completa.

Se tiene que considerar el exceso de aire para la combustión y la humedad del aire. Con la temperatura de bulbo seco y la humedad relativa obtenemos la humedad absoluta y con esta calculamos la cantidad de agua en el aire; al considerarlo conoceremos el total de aire seco y el total de aire húmedo. Con este nuevo cálculo tendremos un cambio en los productos de la combustión.

Con el dato de exceso de aire de 15% se calcula el porcentaje de oxígeno en gases.

Se conocen los datos de poder calorífico por elemento que se muestran en el Tabla 2.9, sabemos que cada elemento tiene su aportación al poder calorífico dependiendo de la cantidad en la que se encuentre dentro del combustible. Por esto se multiplica el porcentaje en peso de cada elemento por su respectivo poder calorífico, de esta manera se calcula tanto el poder calorífico superior como el inferior de aportación de cada elemento.

PODER CALORÍFICO			
	PCS	PCI	
Carbono	8,111.00	8,111.00	kcal/kg
Hidrogeno	33,866.00	28,716.00	kcal/kg
Azufre	2,250.00	2,250.00	kcal/kg

Tabla 2.9 Poder calorífico de diferentes elementos

El poder calorífico superior total es la suma de los poderes caloríficos superiores del cálculo anterior, para el poder calorífico inferior además de la suma de los poderes caloríficos inferiores del cálculo anterior se le añade la energía por la presencia de agua en el aire, los resultados se presentan en el siguiente cuadro

PODER CALORÍFICO DEL GAS NATURAL		
PCS	PCI	
13,933	12,641	kcal/kg
58,325	52,916	kJ/kg
25,076	22,750	BTU/lb

Tabla 2.10 Poder calorífico del gas natural calculado

Recordando las definiciones de poder calorífico: se denomina poder calorífico superior al total de la energía liberada en un proceso de combustión 100% completo, de las reacciones químicas exotérmicas que ocurren al combinarse en condiciones adecuadas de temperatura y tiempo, los elementos combustibles y comburentes.

El poder calorífico inferior es la energía disponible después de restarla al PCS las pérdidas por la energía empleada en la evaporación del agua libre en el combustible y el agua formada del componente H_2 en el combustible.

2.3.3 Cálculo De La Temperatura Del Agua De Alimentación

La temperatura del agua de alimentación a la caldera está determinada por las condiciones de entrada de los flujos de vapor al deaerador, y no es una temperatura que pueda simplemente estimarse sin que se tome en cuenta la entalpía del agua a la salida del deaerador. En el siguiente diagrama de la Figura 2.6 se muestran los flujos de entrada al deaerador y el agua de alimentación a la caldera.

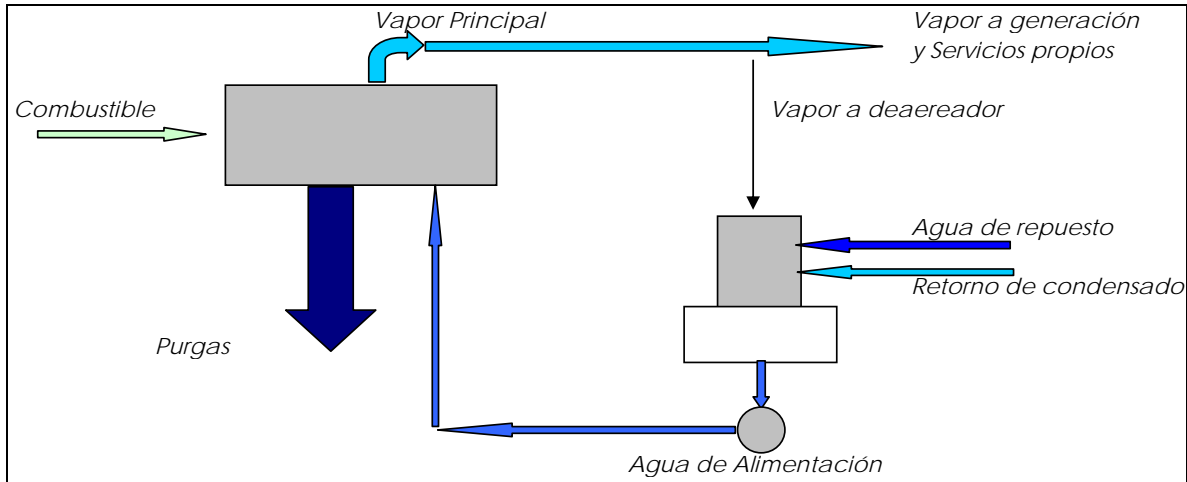


Figura 2.6 Diagrama de flujos para el deaerador y caldera.

Los flujos de entrada al deaerador se calculan en base al vapor principal, el cual tiene el valor de la unidad, y son un porcentaje de éste.

El vapor principal es el flujo vapor generado neto menos el vapor destinado a purgas, y parte se destina a la generación eléctrica, a usos propios de la planta para la generación y el vapor al deaerador.

El flujo de vapor principal será entonces:

Vapor Principal

1.000

Flujo de vapor a generación eléctrica y a usos propios

Estos flujos se calculan mediante los promedios de los resúmenes de operación del flujo que va a los turbogeneradores y el flujo a usos propios entre el vapor principal. El porcentaje de cada uno de estos flujos se muestra a continuación:

Vapor a Servicios Propios(con deaereador)	27.74	%
Vapor a Servicios Propios(sin deaereador)	18.19	%
Vapor a Generación Eléctrica	72.26	%

El flujo de vapor al deaereador.

Este flujo de vapor es extraído del cabezal principal de vapor y una vez que se utiliza su energía para los usos propios de accionamiento, se manda al deaereador a una presión de 1.02 bar manométricos y a una temperatura de 306.5 °C. El porcentaje de vapor que se extrae del vapor principal para llevarlo al deaereador se determina con valores promedios de los resúmenes de operación del vapor al deaereador entre el vapor principal. A continuación se muestran las características principales del flujo de vapor al deaereador.

Vapor al deaereador	9.55	%
Presión Vapor al Deaereador	1.0269	bar man.
	1.788	bara
Temperatura de vapor al deaereador	306.500	°C

Flujo de agua de repuesto

El agua de repuesto es suministrada al deaereador para reponer todo aquel flujo perdido en la generación, en los usos propios y en las purgas de la caldera. En este caso se supone que no hay pérdidas en la generación y usos propios y que solamente se tienen pérdidas en las purgas. Las purgas en este caso se estimaron de:

Porcentaje de Purgas	2.50	%
----------------------	------	---

Por lo tanto el porcentaje de agua de repuesto es igual al porcentaje de purgas. La temperatura del agua de repuesto es la del ambiente considerada de 15°C.

Flujo de retorno de condensado

El retorno de condensado es la suma del vapor a generación eléctrica más el vapor a usos propios. El porcentaje de retorno de condensado se refiere al flujo que regresa del vapor a generación y del vapor de usos propios, siendo 100% el porcentaje para el caso ideal en el que no existe pérdida de vapor. Para la simplificación de cálculos en este caso se considera un 100% de retorno de condensado. La temperatura de entrada del condensado al deaereador es de 47.5°C como se observa a continuación:

Temperatura Retorno de Condensado	47.2	°C
Retorno de Condensado	100	%

En el siguiente cuadro se muestran los diferentes porcentajes de cada uno de los flujos con respecto al flujo de vapor principal.

Vapor Principal	1.000	
Vapor a deaereador	(vapor principal)*%/100 vapor a deaereador	0.096
Vapor a Servicios Propios	(vapor principal)*%/100 vapor a Serv. Propios	0.182
Vapor a GE	(vapor principal)*%/100 vapor a GE	0.7226
Vapor a proceso	(v principal)-(v a deaereador)-(v a generación)-(v serv. Propios)	0.0000
Retorno condensado	%/100 * (v generación + v serv. Propios)	0.905
Retorno de Proceso	%/100*(v a proceso)	0.000
Agua de Repuesto	Vapor a proceso-Retorno de proceso+purgas	0.025
AGUA DE ALIMENTACIÓN	vapor deaereador + retorno + repuesto	1.025

Cuadro 2.6

El agua de alimentación se calcula mediante un balance de masa en el deaereador. El flujo resultante es 2.5% mayor al vapor principal ya que se tiene que compensar el vapor perdido en las purgas. Con el flujo del agua de alimentación resultante se hace un balance de energía en el deaereador mostrado en la **Figura 2.7**.

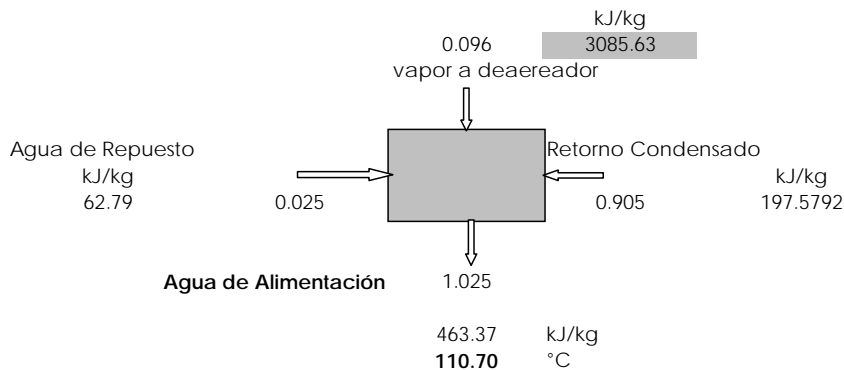


Figura 2.7 Balance de energía en el deaereador

La temperatura del agua de alimentación es de 110.7°C y la presión a la salida del deaereador es de 1.02 bar_{man}. La temperatura de saturación a esta presión es de 116.6°C, por lo tanto se observa que a la salida del deaereador se tiene líquido comprimido, necesario para poderse bombear a la caldera.

2.3.4 Balance Térmico En Generador De Vapor

Para el cálculo de la eficiencia de la caldera se recurrió al Método de Pérdidas o Método Indirecto aprobado por el código ASME.

Este método consiste en la cuantificación de las diferentes pérdidas de energía en el generador de vapor y la obtención de la energía suministrada al generador de vapor.

Las pérdidas que se consideran en este método son:

- Por gases secos
- Por la formación de agua
- Por agua libre
- Por radiación
- Incalculables

La energía suministrada al generador de vapor se compone de los siguientes elementos:

- Por el combustible
- Por aire seco
- Por el humedad en el aire
- Por el calor sensible del combustible

Se elaboraron dos balances en el generador de vapor, uno para el mes de Septiembre, cuando opera la turbina TV 02, y otro para el mes de Junio, cuando opera la turbina TV 01. En estos dos meses solo se usa el gas natural como combustible y esto facilita el cálculo. Los siguientes cuadros mostrarán el desarrollo del cálculo del balance en el generador para el mes de Septiembre.

Los datos utilizados para este balance son los datos operativos, datos del sitio, agua de alimentación, datos de placa del generador de vapor, datos de combustible al generador de vapor, datos de consumo de combustible (dependiendo del mes de operación) y los poderes caloríficos de la Tabla 2.10.

En el cuadro siguiente se muestran los el consumo del combustible para el mes de Septiembre.

COMBUSTIBLE		Gas Natural	Mes
Tipo			
Consumo mensual	m3	10,079,213.6	Septiembre
Densidad	kg/m3	0.70	
Temperatura de entrada del combustible	°C	15.00	
Temperatura de entrada del aire	°C	35.00	

Cuadro 2.7

El dato de consumo mensual de combustible esta en metros cúbicos como se presenta en los balances de operación, con ayuda de la densidad se cambia a kilogramos por hora para manejarlo como un flujo de combustible.

El exceso de aire para este cálculo fue estipulado de 15%, este dato coincide con el reporte de análisis de gases para el mes de septiembre. Debido al que el porcentaje de oxígeno en base seca esta relacionado directamente con el exceso de aire, al estipularlo se define inmediatamente como 3.02 como lo muestra el Cuadro 2.8

GASES ESCAPE		
Temperatura de gases salida chimenea	°C	170.00
Porcentaje de O ₂ en gases (base seca)	%	3.02
Exceso de aire	%	15.00
PERDIDAS INCALCULABLES		
	Estimación %	2.00

Cuadro 2.8

Las pérdidas incalculables son pérdidas que únicamente se pueden estimar, como las debidas a fugas, perdidas por trampas de vapor, por accionamiento de válvulas de alivio, etc. Se estiman con un valor muy conservador del dos por ciento de total de la energía suministrada.

Cuando el agua es evaporada y se forma vapor, los minerales o sólidos disueltos y suspendidos en el agua, permanecen dentro de la caldera. El agua de reposición contiene una carga normal de minerales disueltos, estos hacen que se incrementen los sólidos disueltos totales dentro de la caldera. Después de un periodo de tiempo los sólidos disueltos totales (TDS) alcanzan niveles críticos dentro de la caldera, por esto es necesario conocer el límite máximo de sólidos disueltos, si tenemos una purga del 2.5% del vapor principal.

El límite máximo de sólidos disueltos en el domo esta en función de la presión del generador de vapor, en este caso tenemos una presión de 60 kg/cm², le corresponden 1548.20 ppm como se puede ver en la Figura 2.8.

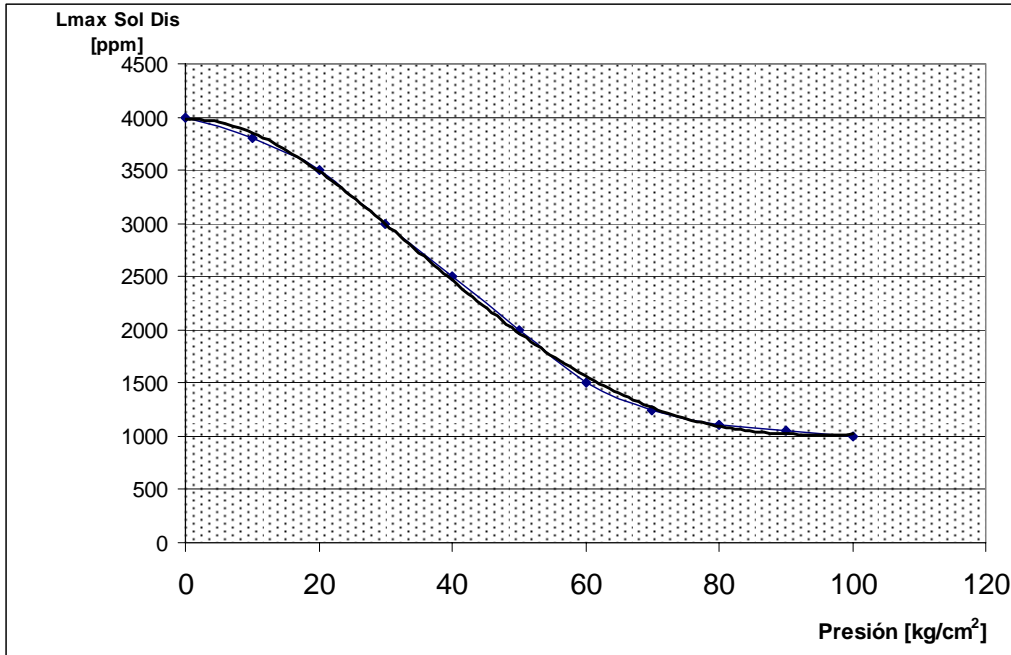


Figura 2.8 Curva de límite máximo de sólidos disueltos permisibles en función de la presión

Ahora con el dato de límite máximo de sólidos disueltos y el dato de 2.5% de purgas calculamos los sólidos disueltos que se permite tener en el agua de alimentación de 37.36 ppm.

Las purgas sirven para que salgan del generador de vapor la mayoría del polvo, lodos y otras sustancias no deseadas, para controlar los niveles máximos permisibles de sólidos disueltos

En el Cuadro 2.9 se presentan los datos relacionados con el aire necesario para la combustión, el primer dato que es el aire teórico surge del análisis de combustión presentado anteriormente con unidades de kilogramo de aire por kilogramo de combustible. Con este dato y el gasto de combustible se calcula el aire seco teórico, el real será el aire con su respectivo exceso de aire. La humedad en el aire es un cálculo relacionado con la humedad absoluta dada por las condiciones del sitio. La entalpía del agua del aire húmedo es la entalpía del líquido a la presión de saturación barométrica es decir a 76.071 kPa.

AIRE		
Aire teórico	kg/kg	16.52
AIRE seco TEÓRICO	kg/hr	159,710.44
Exceso de aire	%	15.00
AIRE SECO REAL	kg/hr	183,667.38
Humedad absoluta aire (cálculo)	kg/kg	0.0064
HUMEDAD en el AIRE	kg/h	1,166.29
Entalpía del agua del aire húmedo	kJ/kg	385.40

Cuadro 2.9

Para realizar el balance es necesario conocer los flujos de gases secos y gases húmedos

La temperatura media de gases es el promedio entre el aire de entrada y la temperatura de gases de salida de la chimenea.

Es necesario conocer toda la información sobre gases para conocer el aporte energético de cada uno en el proceso de combustión.

Los gases secos son la suma del gasto de combustible y el gasto de aire seco que es la del gasto aire incluyendo el porcentaje de exceso de aire.

No hay humedad en el combustible porque en su composición no tiene porcentaje de agua. La humedad del aire se calcula con la humedad absoluta multiplicada por el gasto de aire seco real.

Del cálculo de los productos de la combustión se toma el dato de agua formada en kilogramos de agua por kilogramo de combustible y se multiplica por el gasto de combustible para conocer el agua formada en la combustión.

Por último el flujo de gases húmedos es el resultado de la suma de los flujos de los gases secos, la humedad libre del combustible y el agua formada en la combustión.

GASES	Temperatura media de gases	°C	102.50
	GASES SECOS	kg/h	193,332.38
	HUMEDAD LIBRE DEL COMBUSTIBLE	kg/h	0.00
	HUMEDAD DEL AIRE	kg/h	1,166.29
	AGUA FORMADA EN LA COMBUSTIÓN	kg/h	20,413.00
	GASES HUMEDOS	kg/h	214,911.67

Cuadro 2.10

Para calcular la energía total suministrada, se suman todos los componentes de aportación de energía que se desglosaran a continuación:

La energía total suministrada se refiere a la energía suministrada a los gases de combustión para después transferirla al agua para formar vapor.

La energía bruta de la combustión es la aportada por el combustible, se calcula con el flujo de combustible y el poder calorífico superior, debido a que más adelante se calcularán las pérdidas por agua formada.

La energía suministrada por el aire seco se refiere a la energía que se le da al aire en el precalentador para mejorar la combustión, que será igual a la energía adquirida de la temperatura ambiente a la temperatura de entrada del aire. Esta se calcula con el calor específico a la temperatura de entrada de gases, que es 35 °C.

La energía suministrada por agua en el aire en se debe a la presencia de humedad en el aire, así se calcula por medio del flujo de humedad en el aire multiplicada por la entalpía del agua del aire húmedo.

La energía suministrada por el combustible se refiere a la energía que se le da al combustible en un proceso de precalentamiento, como el combustible en este caso es gas natural no necesita de precalentamiento para que fluya.

ENERGÍA SUMINISTRADA		
Energía BRUTA de la combustión	MJ/h	563,714.32
ENERGÍA SUMINISTRADA POR EL AIRE SECO	MJ/h	3,687.81
ENERGÍA SUMISTRADA POR AGUA ENEL AIRE	MJ/h	449.49
ENERGÍA SUMINISTRADA POR EL COMBUSTIBLE	MJ/h	0.000
TOTAL ENERGÍA SUMINSTRADA	MJ/h	567,851.62
PERDIDAS		
Perdida por gases secos	MJ/h	30,268.97
Perdidas por agua formada	MJ/h	52,279.79
Perdida por agua libre	MJ/h	3,032.97
Suma de perdidas COMBUSTIÓN	MJ/h	85,581.72

Cuadro 2.11

También se deben calcular todas las pérdidas

Las pérdidas por la combustión se deben a pérdidas por gases secos, por agua formada y por agua libre.

La pérdida por gases secos es la energía que toman los gases para subir su temperatura, de la temperatura ambiente a la salida de la chimenea. Se calcula con el flujo de gases secos y el calor específico a la temperatura media de gases que es de 102.5°C.

La perdida por agua formada se calcula con la resta del poder calorífico superior menos el inferior por el gasto de combustible, se puede justificar fácilmente recurriendo a la definición de poder calorífico superior e inferior.

La perdida por agua libre se refiere a la energía que necesita el agua del aire y de combustible para calentarse y evaporarse para formar parte de los gases de combustión.

CÁLCULO de RADIACIÓN		
ENERGÍA LIBERADO NOMINAL	MJ/h	702,695.55
ENERGÍA LIBERADA REAL	MJ/h	563,714.32
Radiación	%	0.55
PERDIDAS por RADIACIÓN	MJ/h	3,100.43
PERDIDAS INCALCULABLES	MJ/h	11,357.03
TOTAL DE PÉRDIDAS	MJ/h	100,039.18

Cuadro 2.12

Es conveniente mencionar el cálculo de pérdida por radiación:

Con los datos de energía liberado nominal (dato de placa del generador de vapor) y la energía liberada real que es la energía bruta de la combustión, se interpola gráficamente en el diagrama presentado en la Figura 2.9, dando el porcentaje de perdidas por radiación referida a la energía bruta de la combustión. Las perdidas incalculables se estiman con el porcentaje indicado anteriormente referido a la energía total suministrada.

Para encontrar el porcentaje de radiación en la gráfica presentada en la Figura 2.9 se busca en eje de las abscisas el punto que le corresponde a la energía liberada nominal, se traza una línea vertical hasta llegar a la curva marcada y se continua en paralelo a las líneas de millones de BTU constantes; mientras tanto se busca en el eje de las abscisas la energía liberada real y se traza otra línea vertical hasta chocar con la trazada anteriormente para la energía liberada real, en el punto donde crucen se traza una línea horizontal hasta llegar al eje de las ordenadas donde se lee el porcentaje de pérdidas por radiación. En la Tabla 2.11 se muestran los datos en las unidades correspondientes para usar el diagrama.

ENERGÍA LIBERADA		
NOMINAL	REAL	
702,695.55	563,714.32	MJ/h
660.03	534.30	millones de BTU/h

Tabla 2.11 Energía liberada total

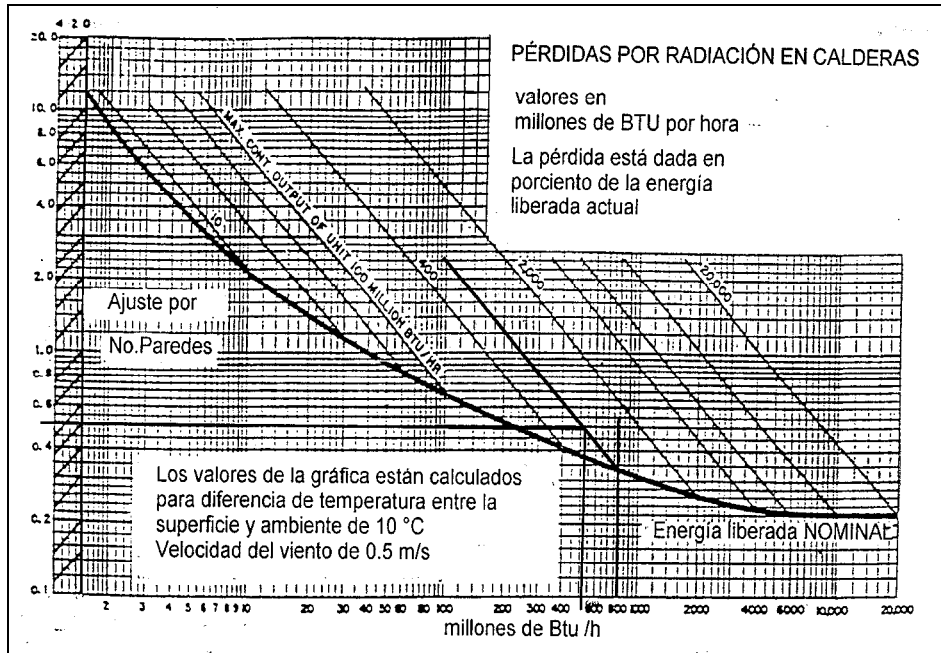


Figura 2.9 Pérdidas por radiación en calderas

El total de las perdidas se refiere a las perdidas por radiación y las perdidas por combustión

Ahora podemos calcular la eficiencia térmica del generador de vapor que será:

$$\eta_{GV} = \left(1 - \frac{EP}{ETS} \right) \times 100$$

Donde η_{GV} – Eficiencia térmica del generador de vapor

EP – Energía total de pérdidas

ETS – Energía total suministrada

La energía transferida al vapor es igual a la energía total suministrada menos el total de pérdidas. Ahora, conociendo la energía que se necesita para llevar el agua de alimentación hasta vapor saturado se calcula la producción neta de vapor y hasta podemos conocer el factor de carga, resultados que se muestran en el Cuadro 2.13.

EFICIENCIA TÉRMICA	%	82.4
ENERGÍA TRANSFERIDAL AL VAPOR	MJ/h	467,812.43
PRODUCCIÓN BRUTA DE VAPOR	kg/h	160,419.24
FACTOR DE CARGA de la CALDERA	%	80.21

Cuadro 2.13

Como se mencionó en el apartado de agua de alimentación el vapor principal representa el 100%, así que el vapor bruto (con el porcentaje de purgas) es el 102.5%, considerando esto se calcula las purgas y la energía perdida debida a esta extracción de vapor.

PURGAS		
Porciento de Purga	%	2.50
PURGAS	kg/h	3,912.66
ENERGÍA PERDIDA POR PURGA	MJ/h	8,488.60

Cuadro 2.14

Con esto conocemos todas las pérdidas y la energía suministrada, así la eficiencia neta global que incluye las pérdidas por combustión, por radiación y por purgas se calcula de la siguiente forma:

$$\eta_{NG} = \frac{EN}{ETS}$$

Donde: η_{NG} – Eficiencia neta global del generador de vapor

EN – Energía Neta

ETS – Energía total suministrada

Con los resultados de generación de vapor útil obtenidos en el desarrollo presentado y los porcentajes de distribución del sistema se calculan los flujos, que nos servirán mas adelante para conocer la eficiencia de las turbinas. Recordando que son dos balances se presentan los flujos en el Cuadro 2.15 y en el Cuadro 2.16.

Los flujos de vapor del mes de Septiembre son:

Flujos del Sistema Principal de Vapor		
		kg/h
Vapor Principal	1.000	156,506.58
Vapor a deaerador	0.096	14,946.38
Vapor a Servicios Propios	0.182	28,468.55
Vapor a TV 02	0.7226	113,091.65
Vapor a proceso	0.0000	0.00
Retorno condensado	0.905	141,560.20
Retorno de Proceso	0.000	0.00
Agua de Repuesto	0.025	3,912.66
AGUA DE ALIMENTACIÓN	1.025	160,419.24

Cuadro 2.15

Los flujos de vapor del mes de Junio son:

Flujos del Sistema Principal de Vapor		
		kg/h
Vapor Principal	1.000	147,801.48
Vapor a deaerador	0.096	14,115.04
Vapor a Servicios Propios	0.182	26,885.09
Vapor a TV 01	0.7226	106,801.35
Vapor a proceso	0.0000	0.00
Retorno condensado	0.905	133,686.43
Retorno de Proceso	0.000	0.00
Agua de Repuesto	0.025	3,695.04
AGUA DE ALIMENTACIÓN	1.025	151,496.51

Cuadro 2.16

2.3.5 Cálculo De La Eficiencia De Las Turbinas En La Situación Actual De La Planta

Para conocer el estado actual de la planta es necesario saber cuánta electricidad se está generando y a qué eficiencia. Según el resumen de operación de la planta, la generación máxima de electricidad en un mes fue de 23, 702, 848 kWh, con la operación de los dos turbogeneradores, donde en el turbogenerador TV 01 se generaron 20, 980, 630 kWh y en el TV 02 solamente 2,721,576 kWh. Así, existen periodos en los cuales solamente se mandó vapor hacia un turbogenerador, como sucede en el mes de Septiembre.

La eficiencia de la planta se puede calcular para la situación en la cual los dos turbogeneradores se encuentran operando o cuando solamente uno se encuentra en operación. En el primer caso, resulta difícil estimar el valor de la potencia de salida de cada uno de los turbogeneradores, siendo más complicado con el que tuvo menor generación en el mes porque su operación seguramente fue intermitente o solamente estuvo en operación por unos días. La generación de electricidad en uno de los turbogeneradores es el caso más representativo del estado actual de operación de la planta, siendo septiembre y junio los meses en los que se presenta esta situación y en donde se generó la máxima potencia eléctrica.

Para la turbina TV 02, en el mes de Septiembre, la potencia eléctrica se calcula tomando el flujo de vapor que se genera en el balance de la caldera con el flujo de combustible del mismo mes y las condiciones de entrada y de salida del vapor de la turbina.

CONDICIONES DE ENTRADA TV 02		
Temperatura del vapor	482	°C
Presión del vapor man	60.00	kg/cm ²
Flujo de vapor	113	ton/vapor
Entalpía de entrada	3,380	kJ/kg

Tabla 2.12 Condiciones de entrada del vapor en la turbina TV 02

CONDICIONES DE SALIDA TV 02		
Temperatura del vapor	44	°C
Presión del vapor man	9.12	kPa (abs)

Tabla 2.13 Condiciones de salida del vapor en la turbina TV 02

La condición de salida del vapor es de saturación, por lo tanto la entalpía de salida real del punto de saturación del vapor es de 2,581 kJ/kg. Con esto la Potencia térmica resultante es:

$$Potenciatérmica = mv (h_E - h_{SR}) = 25,018 \text{ kW}$$

La eficiencia interna calculada con la entalpía de salida teórica de 2,152 kJ/kg resulta de 65%, y tomando una eficiencia mecánica-generador de 94% la potencia eléctrica de salida es de 23, 517 kW.

El consumo específico es una medida práctica del concepto de eficiencia interna, y se define como el flujo de vapor entre la potencia eléctrica o entre la potencia mecánica según sea el caso para turbogeneradores o para equipos accionadores. El consumo específico resultante es de: 4.8 ton/MWh.

Los resultados obtenidos muestran algunos puntos para analizar.

Primero, a la salida de la turbina se considera vapor saturado para poder conocer la entalpía real de salida. Si el vapor saliera sobrecalentado, la eficiencia interna estaría por debajo del valor de 65% y la temperatura sería mayor a los 44°C, como se muestra en la figura con resultados obtenidos con el programa Energy Analyst.

The screenshot shows the 'Calculate Performance' tab of the 'About Steam Turbine...' software. The 'Unit of Measurement' is set to 'SI'. The 'Calculate' button is visible. The 'Inputs' section contains the following data:

Project:		Thermal Efficiency:	65 %
Section:		External Efficiency:	94 %
Run or ID No.:		Steam Flow:	112827.65 kg/hr
Inlet Pressure:	59.44 bar(a)	Exhaust Loss:	0 kJ/kg
Inlet Temperature:	482 °C		
Exit Pressure:	0.0912 bar(a)		

The 'Results' section displays the following data:

Shaft Power:	23,507.66 kW	Shaft Power:	31,524.28 hp
Exit Enthalpy:	2,581.6 kJ/kg	Inlet Enthalpy:	3,379.6 kJ/kg
Exit Superheat:	0.0 °C	Inlet Superheat:	207.0 °C
Exit Temperature:	44.0 °C	Exit Moisture:	0.0 %
Exit Entropy:	8.1827 kJ/kg·K	Theor. Steam Rate:	2.93 kg/kWh
Actual Steam Rate:	4.80 kg/kWh	Exhaust Loss:	0.00 kW

Figura 2.10 Cálculo en Energy Analyst con una eficiencia de 65%

Calculando con una eficiencia interna de 65%, los resultados del programa muestran una temperatura a la salida de la turbina de 44°C y con 0°C de

sobrecalentamiento y sin porcentaje de humedad. La potencia eléctrica de salida es de 23,507 kW, muy similar a la calculada anteriormente.

Como se muestra en la Figura 2.11, con una eficiencia interna de 64.9% el vapor a la salida de la turbina se encuentra 0.5°C por arriba de la temperatura de saturación.

The screenshot shows the 'Calculate Performance' tab of the 'Energy Analyst' software. The 'Unit of Measurement' is set to 'SI'. The 'This section of the turbine is' section has 'Condensing' selected. The 'Calculate' button is visible. The 'Inputs' section contains the following data:

Project:		Thermal Efficiency:	64.9 %
Section:		External Efficiency:	94 %
Run or ID No.:		Steam Flow:	112827.65 kg/hr
Inlet Pressure:	59.44 bar(a)	Exhaust Loss:	0 kJ/kg
Inlet Temperature:	482 °C		
Exit Pressure:	0.0912 bar(a)		

The 'Results' section displays the following data:

Shaft Power:	23,471.49 kW	Shaft Power:	31,475.78 hp
Exit Enthalpy:	2,582.8 kJ/kg	Inlet Enthalpy:	3,379.6 kJ/kg
Exit Superheat:	0.5 °C	Inlet Superheat:	207.0 °C
Exit Temperature:	44.5 °C	Exit Moisture:	0.0 %
Exit Entropy:	8.1865 kJ/kg·K	Theor. Steam Rate:	2.93 kg/kWh
Actual Steam Rate:	4.81 kg/kWh	Exhaust Loss:	0.00 kW

Figura 2.11 Cálculo en Energy Analyst con una eficiencia de 64.9%

El segundo punto analizar es que el vapor, a las condiciones de salida de 44°C y 68.57 mmHGabs, puede encontrarse dentro de la campana de saturación si la eficiencia interna llegara a ser mayor que 65%. En este caso la entalpía real de salida tendría que determinarse con la potencia de salida la cual depende del consumo específico.

Otro punto es que el consumo específico de 4.8 ton/MWh sobrepasa a los consumos específicos que se observaron en los meses que solamente se operó un

turbogenerador, así como a todos los demás consumos estimados. En el mes de septiembre se operó sólo el turbogenerador TV 02 y se observó un consumo específico de 3.85 ton/h. Para la misma turbina en todos los demás meses el consumo varía desde 3.57 a 4.02 ton/MWh. Esta variación se debe a que además de que los valores son promedios de la operación mensual de la turbina, el consumo específico tiende a aumentar cuando la potencia eléctrica disminuye.

La potencia eléctrica con el consumo específico de 4.8 ton/MWh fue de 23,517 kW con un flujo de vapor de 113 ton/h, un resultado muy por debajo de lo registrado en los resúmenes de operación (menos en el mes de Abril que hubo interrupciones de generación por falla). La curva de operación actual de las turbina TV 02 obtenida de los reportes mensuales muestra que para un flujo de 113 ton/h, se generan 30 MW aproximadamente con un consumo específico de 3.76 ton/MWh.

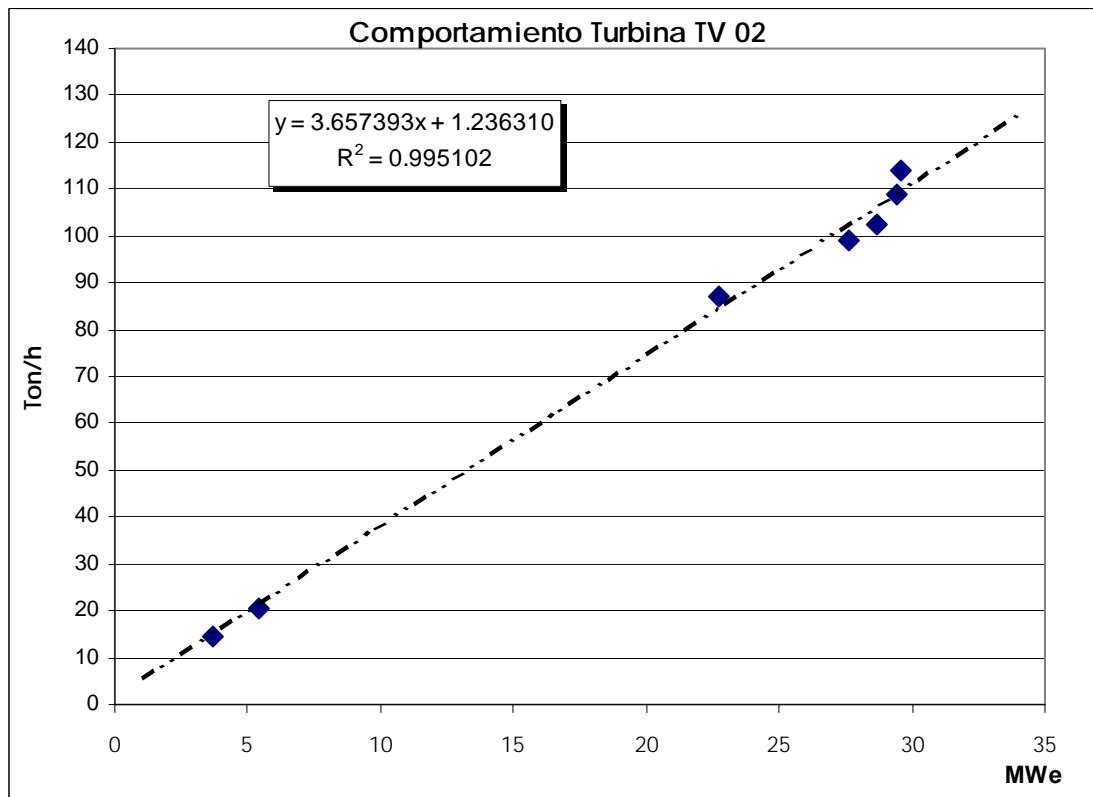


Figura 2.12 Comportamiento de la turbina TV 02

Con todo lo anterior se puede concluir que en realidad el consumo específico es menor de 4.8 ton/MWh y por lo tanto la eficiencia interna se encuentra por arriba de 65%. En el siguiente diagrama T-s se muestra el ciclo de vapor cuando se genera potencia con la turbina TV 02. La línea de proceso que toca el punto de vapor saturado a la presión de 9.12 kPa muestra el proceso real si la eficiencia de la turbina es de 65%.

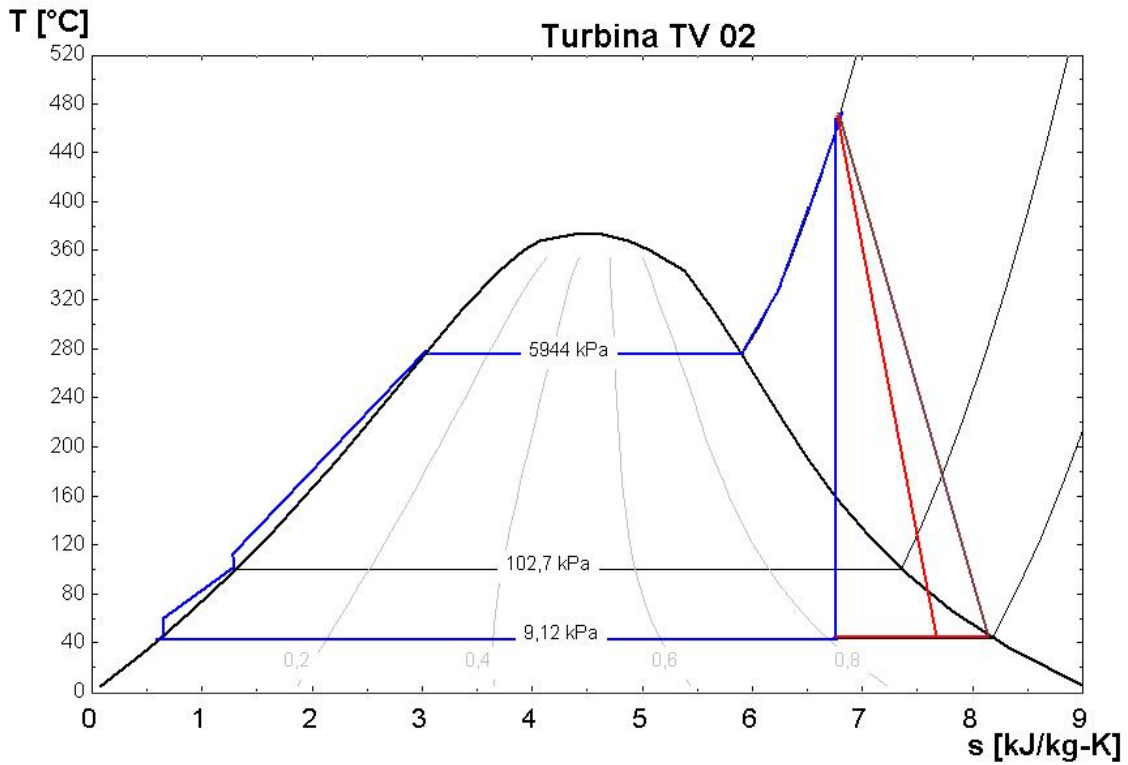


Figura 2.13 Diagrama T-s para la turbina TV 02

Tomando el consumo específico de Septiembre para la turbina TV 02 de 3.85 ton/h y el flujo de vapor calculado anteriormente en el balance de la caldera de 113 ton/h, la potencia eléctrica resulta de 29,289 kW y la térmica 31,158 kW. La entalpía real obtenida es de 2385 kJ/kg y la eficiencia interna resultante es de 80.9%. En el diagrama T-s de arriba también se muestra el caso en que el vapor a la salida de la turbina cae dentro de la campana de saturación, cuando la eficiencia de la turbina es de 80.9%.

Para la turbina TV 01 las condiciones de entrada son las mismas para la turbina TV 02, pero como se muestra en la siguiente tabla las condiciones de salida son un poco diferentes.

CONDICIONES DE SALIDA TV 01		
Temperatura del vapor	46	°C
Presión del vapor man	10.1	kPa abs

Tabla 2.14 Condiciones de salida TV 01

En el diagrama T-s de la Figura 2.14 se observa el ciclo de vapor con la turbina TV 01, donde la presión a la salida de la turbina está por arriba de la presión de la salida de la turbina TV 02.

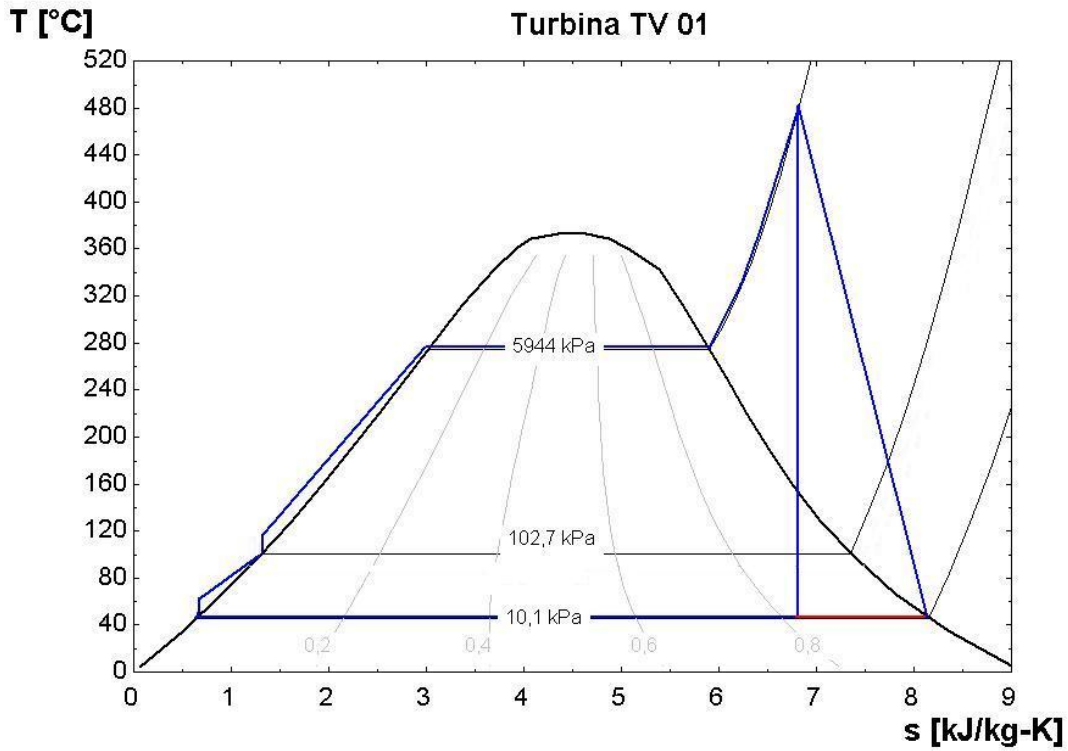


Figura 2.14 Diagrama T-s para la turbina TV 01

Tomando el consumo específico de Junio de 4.06 ton/MWh, que es cuando solamente la turbina TV 01 está en operación, la potencia eléctrica es de 26,972 kW y la térmica 28,693 kW. La eficiencia interna obtenida para esta turbina es de 77.6%.

En la siguiente tabla se resumen los resultados en el cálculo de las eficiencias de las turbinas.

Eficiencias de las Turbinas TV 01 y TV02		
Turbina	TV 01	TV 02
Eficiencia (%)	77.6	80.9
Consumo específico (ton/MWh)	4.06	3.85

Tabla 2.15 Eficiencia de las turbinas

Estimación de la eficiencia de las turbinas con datos obtenidos en sitio

Las eficiencias de las dos turbinas se pueden estimar con los datos que se tomaron en el sitio Tabla 2.4. Los dos turbogeneradores se encontraban en operación en el momento que se tomaron los datos.

Para la turbina TV 01 el flujo de vapor de entrada era de 84 ton/h generando 20.5 MWe. Por lo tanto el consumo específico resulta de 4.1 ton/MWh. Si este consumo específico se compara con el de Junio de 4.06 ton/MWh, que es cuando solamente la turbina TV 01 estuvo en operación, se observa que son muy similares. La curva de operación actual de la turbina TV 01 se ilustra en la siguiente figura. En él se observa que para generar los 20.5 MW se requieren aproximadamente las 84 ton/h de vapor. La eficiencia interna se obtiene calculando la entalpía real con la ecuación de la potencia térmica, y da como resultado un 77%.

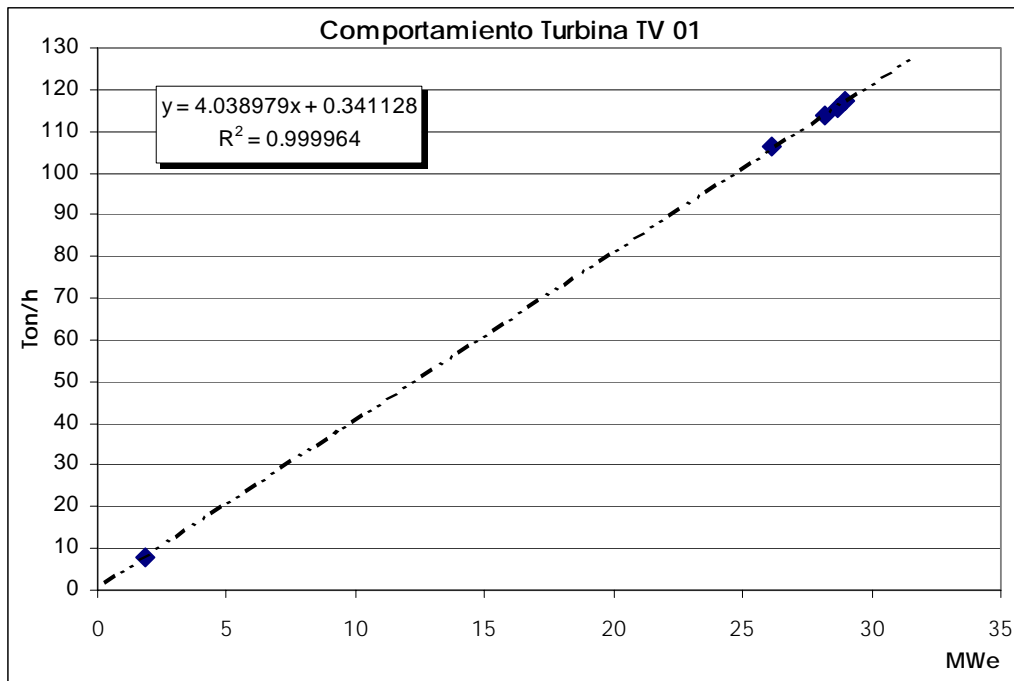


Figura 2.15 Comportamiento de la turbina TV 01

En la turbina TV 02 la potencia eléctrica era de 9.5 MWe con un flujo de vapor de 40 ton/h. El consumo específico bajo estas condiciones de generación es de 4.21 ton/MWh; comparando este consumo con el de septiembre de 3.8 ton/MWh y más aún con el de la curva de comportamiento de la turbina TV 02 de la Figura 2.12 de aproximadamente 3.7 ton/MWh., se observa una diferencia considerable. Esto se debe a que en la generación de poca potencia eléctrica tiende a aumentar el consumo de vapor, provocando que la eficiencia interna disminuya. Con la potencia térmica y la entalpía del punto real de salida, se calcula la eficiencia interna dando como resultado 74%.

2.3.6 Cálculo De La Eficiencia Actual Del La Planta

La eficiencia total de una planta de potencia está grandemente afectada por su ciclo térmico. El ciclo térmico ideal de Carnot no puede representar el desempeño de una planta de vapor real, sin embargo determina la eficiencia del ciclo térmico ideal para una diferencia de temperaturas dada.

$$\text{Eficiencia de Carnot} = 58.3 \%$$

El cálculo de la eficiencia de la planta en las condiciones actuales se llevó a cabo a partir de los resultados obtenidos de los balances de los equipos del ciclo en dos diferentes situaciones. La primera, cuando solamente el turbogenerador TV 01 se encuentra en operación. La segunda, cuando solamente estuvo en funcionamiento el turbogenerador TV 02, como sucedió en el mes de septiembre.

Para poder obtener la eficiencia de la planta, cuando solamente el turbogenerador TV 01 se encontraba operando, se calculó la eficiencia del generador de vapor con el respectivo consumo de combustible del mes de junio, y luego la potencia eléctrica de salida en el turbogenerador TV 01. La eficiencia de la planta se calculó dividiendo la energía eléctrica neta entre la energía liberada por el combustible. La energía eléctrica neta es el resultado de restar la energía eléctrica a usos propios de la energía total generada. En el siguiente cuadro se muestra el resultado del balance de energía de la caldera, la generación de electricidad y la eficiencia obtenida del ciclo cuando solamente se opera la turbina TV 01.

EFICIENCIA DE LA PLANTA DE GENERACIÓN DE ELECTRICIDAD (TV 01)

			%
Calor transferido bruto	441,792	MJ/h	82.38
Energía Liberada combustible	536,267	MJ/h	100.00
Calor transferido Útil	433,776	MJ/h	80.89
Calor de Purgas	8,016	MJ/h	1.49
Energía térmica Útil	0	MJ/h	0.00
Energía eléctrica neta	94,731	MJ/h	17.66
Energía eléctrica a usos propios	9,607	MJ/h	
	10.14 % de ee neta		
EFICIENCIA DE CARNOT	58%		
EFICIENCIA ELÉCTRICA NETA DEL CICLO (ETU+EE)/EL	15.87		%

Cuadro 2.17

Donde:

El Calor transferido bruto es la energía que se transfiere al agua de alimentación para producir vapor.

La energía liberada por el combustible es la energía bruta de la combustión, mas la energía suministrada por el aire seco, mas la energía suministrada por la humedad del aire.

El calor transferido útil es el calor transferido al vapor bruto menos el calor transferido al vapor de purgas.

El calor de purgas es el calor transferido al vapor destinado a purgas.

La energía térmica útil es la energía térmica que se aprovecha para cogeneración.

La energía eléctrica neta es la energía eléctrica bruta en los bornes del generador menos la energía eléctrica destinada a los usos propios de la planta.

La eficiencia obtenida del ciclo cuando solamente se opera la turbina TV 01 es de 15.87%.

En el siguiente cuadro se muestran los resultados obtenidos para el caso en donde se opera solamente el turbogenerador TV 02.

EFICIENCIA DE LA PLANTA DE GENERACIÓN DE ELECTRICIDAD TV 02			
			%
Calor transferido bruto	467,812	MJ/h	82.38
Energía Liberada combustible	567,852	MJ/h	100.00
Calor transferido Útil	459,324	MJ/h	80.89
Calor de Purgas	8,489	MJ/h	1.49
Energía térmica Útil	0	MJ/h	0.00
Energía eléctrica neta	105,688	MJ/h	18.61
Energía eléctrica a usos propios	10,718	MJ/h	
	10.14 % de ee neta		
EFICIENCIA DE CARNOT	58%		
EFICIENCIA ELÉCTRICA NETA DEL CICLO (ETU+EE)/EL	16.72		%

Cuadro 2.18

La eficiencia obtenida, para el caso en donde se opera solamente el turbogenerador TV 02, resultó de 16.72%.

CAPÍTULO 3

CAPÍTULO 3

ALTERNATIVAS PARA LA REPOTENCIACIÓN DE LA PLANTA DE GENERACIÓN DE ELECTRICIDAD EN LA SITUACIÓN ACTUAL

Las siguientes alternativas corresponden a las posibles mejoras de la eficiencia en la generación de energía eléctrica, en las condiciones actuales de operación de la planta de generación de potencia eléctrica. Las tres alternativas propuestas son las siguientes:

- I. Operación de las turbinas a plena carga.
- II. Operación de de las turbinas de vapor a la máxima potencia garantizada.
- III. Repotenciación mediante la instalación de turbina de gas

Existen varias alternativas aplicables a eficientar e incrementar la generación eléctrica. Las medidas que se proponen para mejorar el estado actual se desarrollan a continuación.

3.1 Alternativa I. Operación De Las Turbinas A Plena Carga

De acuerdo con la curva característica proporcionada por Mitsubishi los turbogeneradores tienen una potencia de régimen de 30 MW, consumiendo 105 Ton /hr de vapor sobrecalentado a $P = 59.76 \text{ kg /cm}^2_{\text{man}}$ y $T = 482.22 \text{ }^\circ\text{C}$, con una presión de salida de 2.5 pulgadas de Hg absoluta (63.5 mm de Hg absoluta) Figura 3.1.

Con los datos anteriores se puede conocer la eficiencia interna de la turbina de vapor, con la cual está generando los 30 MW. Para esto primero se debe calcular la entalpía real de salida del vapor. Despejando esta entalpía de la fórmula de la potencia térmica queda:

$$h_{2R} = h_1 - \frac{P.Térmica}{m_v}$$

La potencia térmica está por arriba de lo potencia eléctrica de 30MW y para determinarla se tiene que estimar una eficiencia mecánica y una eficiencia en el generador eléctrico. Con la entalpía real y con la teórica se puede calcular la eficiencia interna de la turbina. El Cuadro 3.1 muestra los valores de estos cálculos.

Flujo de vapor	105.00	ton/h
entalpia de entrada a la turbina	3,379.6	
Generación eléctrica	30	MW
Eficiencia mec/gen	94	%
entalpia real	2285.3	kJ/kg
entalpia teórica	2142.5	kJ/kg
Calidad	87.78	%
Eficiencia interna de la turbina	88.45	%

Cuadro 3.1

La eficiencia interna bajo estas condiciones de flujo, generación y de propiedades a la entrada y a la salida resulta de 88.45%.

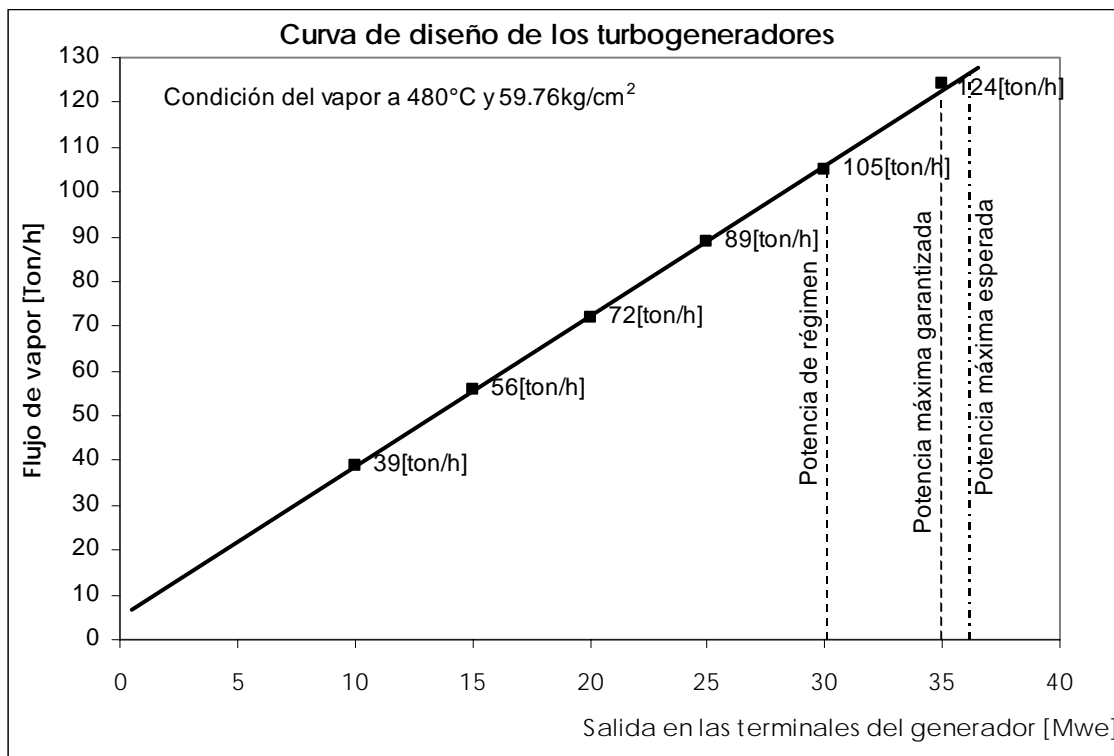


Figura 3.1 Curva Característica de los turbogeneradores Mitsubishi

Para corroborar los resultados anteriores se utiliza el programa Energy Analyst. Primero se estima la eficiencia interna de la turbina de vapor con las condiciones de entrada, de salida y de flujo de vapor (Figura 3.2). Después esta eficiencia se sustituye en la primera ventana del programa así como los demás parámetros (Figura 3.3).

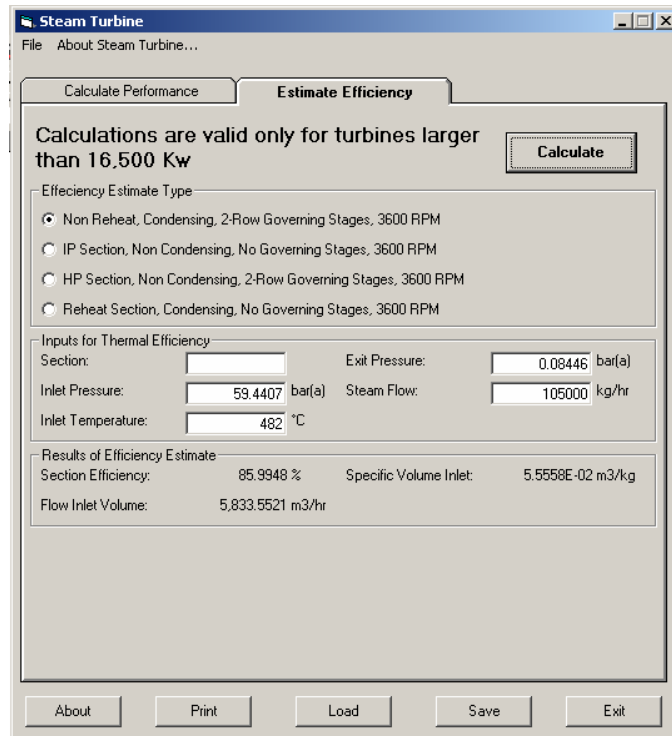


Figura 3.2 Estimación de la eficiencia interna con el programa Energy Analyst

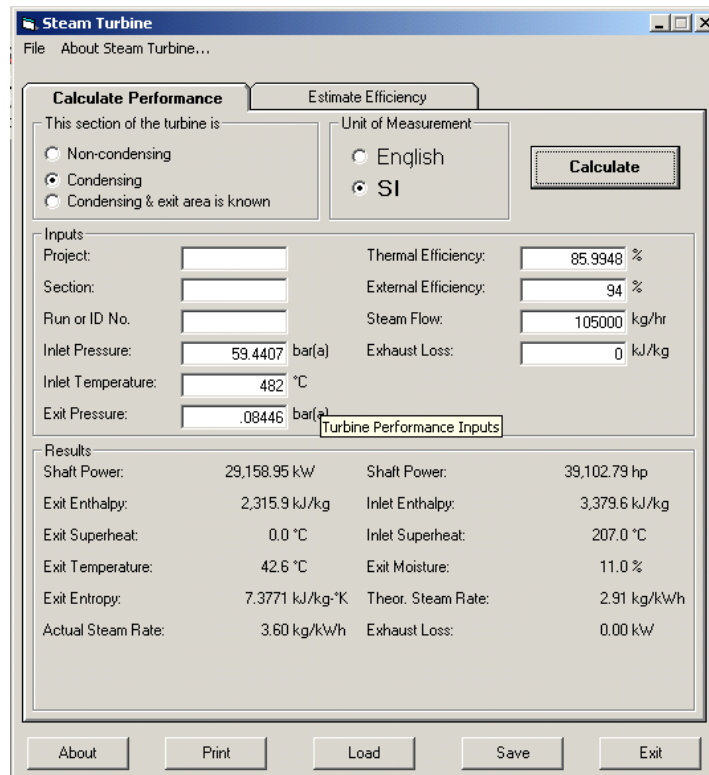


Figura 3.3 Cálculo de la potencia de salida con el programa Energy Analyst

Los resultados obtenidos en el programa son muy similares a los calculados anteriormente.

Es importante mencionar que para poder generar 30 MW en cada una de las turbinas, es necesario cumplir con la presión en el condensador de 2.5 in de Hg absoluta. En el estado actual de la planta esta presión en el condensador está por arriba de la necesaria, siendo imprescindible una mejora en el vacío.

3.1.1 Eficiencia Del Ciclo

Operando conjuntamente los turbogeneradores pueden generar 60 MW con un consumo de vapor de 210 Ton/hr más 80.6 Ton/hr de vapor para usos propios, que corresponde al 27.7% del vapor total (290.62 Ton/hr, calculado a partir de promedios de consumos de vapor para generación eléctrica y consumos a usos propios, en los reportes mensuales de Enero-Septiembre 2006). (Cuadro 3.2)

Consumo específico TV 02	3.50	ton/MWh
Consumo específico TV 01	3.50	ton/MWh
Flujo de vapor para generar 60 MW		
Flujo vapor TV 02	105.0	ton/h
Flujo vapor TV 01	105.0	ton/h
Total a generación eléctrica	210.0	ton/h
Vapor a servicios propios	52.86	ton/h
Vapor a Deaerador	27.75	ton/h
Vapor Principal	290.62	ton/h

Cuadro 3.2

El vapor principal, necesario para la generación de 60 MW en los turbogeneradores, se puede producir en los dos generadores de vapor instalados actualmente en la planta. De esta forma se generarían 149 ton/h de vapor en cada uno con todo y purgas.

La eficiencia de la planta con un consumo específico de 3.5 ton/MWh en las turbinas de vapor, como se puede ver en el siguiente cuadro, es de 18.4%.

En Generador de Vapor		
Generación de vapor bruta	149.03	ton/h
Purgas	3.726	ton/h
Generación de vapor neto	145.31	ton/h
Eficiencia térmica del generador de vapor (con purgas)	82.38	%
Calor transferido bruto	120,743.86	kW
Energía liberada del combustible	146,569.38	kW
Energía liberada por el combustible total	293,138.77	kW
Turbinas de vapor		
Energía generada bruta	60,000	kW
Usos propios de generación	10.14	%
Energía generada neta	53,916	kW
Eficiencia del ciclo	18.39	%

Cuadro 3.3

3.2 Alternativa II. Operación De Las Turbinas De Vapor A La Máxima Potencia Garantizada

Conforme a lo proyectado por la curva característica de las turbinas de vapor, se puede apreciar que tienen una potencia máxima garantizada de 35MW y una potencia máxima esperada de 36MW. Sin embargo para lograr la potencia máxima garantizada se debe cumplir con las condiciones del flujo de vapor a la turbina y la presión de vacío en el condensador.

En general un condensador debe sobrepasar las necesidades de flujo máximo que requiere una turbina de vapor por el orden del 10%, en el caso particular de las turbinas de vapor instaladas en la planta evaluada, se tienen condensadores que cumplen perfectamente las necesidades de las turbinas para generar 30MW que es la potencia de régimen y cumplen justamente con la capacidad de flujo para la potencia máxima esperada, que es de 36MW con 125ton/h de vapor.

Operando bajo estas condiciones se espera cumplir con demandas hasta de 35MW continuamente con un turbogenerador y la ventaja de un menor consumo específico de planta y realizando las adecuaciones en ambos condensadores se incrementa la capacidad instalada de 60 a 70MW, lo que representa un 17% de incremento en capacidad instalada con la inversión que implican dos condensadores con capacidad de 137.5ton/h de flujo cada uno.

En el diagrama de flujo de vapor que se muestra en la siguiente figura, se observa una generación de 171.6ton/h de vapor por turbogenerador para la generación máxima garantizada.

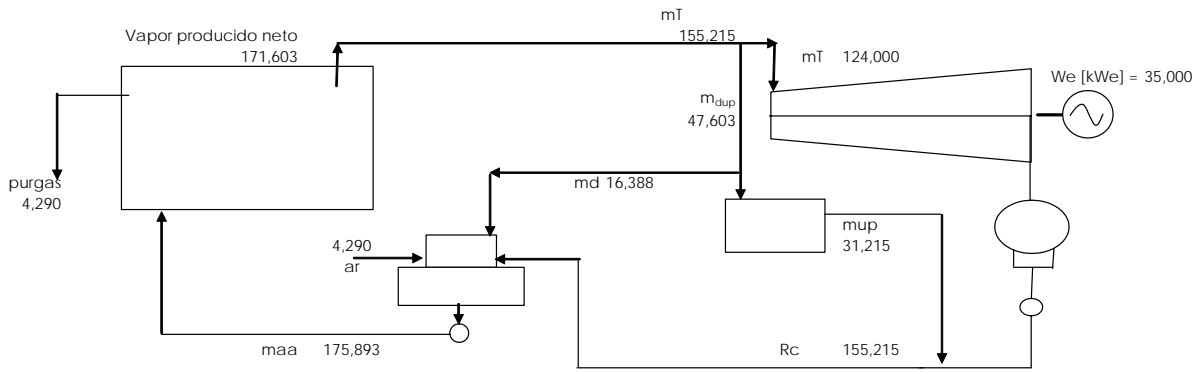


Figura 3.4 Diagrama de flujo para vapor de alta presión por turbogenerador

Del diagrama de flujo para el vapor necesario en la generación de 35MW con los flujos en kg/h, se genera el balance de energía en la caldera mostrado en el siguiente cuadro.

Calor transferido bruto	$Q_t = m_{vp} \cdot (h_v - h_{aa})$	512,936	MJ/h	82.38
Energía Liberada combustible	$EL = Q_t / \text{efic}\%$	622,624	MJ/h	100.00
Calor transferido Útil	$Q_t \text{ útil} = m_1 \cdot (h_v - h_{aa})$	459,324	MJ/h	73.77
Calor de Purgas	$Q_p = Q_{tb} - Q_t \text{ útil}$	53,612	MJ/h	8.61
Energía térmica Útil	$ETU = v_p \cdot (h - h_{frp})$	0	MJ/h	0.00
Energía eléctrica neta	EEN	126,000	MJ/h	20.24
Energía eléctrica a usos propios	10.14 % de ee bruta	12,778	MJ/h	

Cuadro 3.4

Se realiza un primer cálculo para estimar la eficiencia en la turbina de vapor en el programa Energy Analyst con los datos de diseño de la turbina.

Steam Turbine

File About Steam Turbine...

Calculate Performance **Estimate Efficiency**

Calculations are valid only for turbines larger than 16,500 Kw Calculate

Efficiency Estimate Type

- Non Reheat, Condensing, 2-Row Governing Stages, 3600 RPM
- IP Section, Non Condensing, No Governing Stages, 3600 RPM
- HP Section, Non Condensing, 2-Row Governing Stages, 3600 RPM
- Reheat Section, Condensing, No Governing Stages, 3600 RPM

Inputs for Thermal Efficiency

Section: Exit Pressure: bar(a)

Inlet Pressure: bar(a) Steam Flow: kg/hr

Inlet Temperature: °C

Results of Efficiency Estimate

Section Efficiency:	86.3097 %	Specific Volume Inlet:	5.5558E-02 m3/kg
Flow Inlet Volume:	6,889.1472 m3/hr		

About Print Load Save Exit

Figura 3.5 Presentación de datos y resultados de estimación de eficiencia en Energy

Analyst

Con la eficiencia obtenida se determina la potencia de salida en el eje de la turbina y los consumos específicos teórico y actual.

The screenshot shows the 'Steam Turbine' software window with two tabs: 'Calculate Performance' (active) and 'Estimate Efficiency'. The interface is divided into several sections:

- Unit of Measurement:** Radio buttons for 'English' and 'SI' (selected).
- Calculate:** A button to perform the calculation.
- Inputs:** A grid of input fields for various parameters.

Parameter	Value	Units
Project		
Section		
Run or ID No.		
Inlet Pressure	59.4407	bar(a)
Inlet Temperature	482	°C
Exit Pressure	.08446	bar(a)
Thermal Efficiency	86.3097	%
External Efficiency	94	%
Steam Flow	124000	kg/hr
Exhaust Loss	20	kJ/kg
- Results:** A grid of output fields showing calculated values.

Parameter	Value	Units
Shaft Power	33,872.59	kW
Exit Enthalpy	2,312.0	kJ/kg
Exit Superheat	0.0	°C
Exit Temperature	42.6	°C
Exit Entropy	7.3648	kJ/kg·K
Actual Steam Rate	3.59	kg/kWh
Shaft Power	45,423.88	hp
Inlet Enthalpy	3,379.6	kJ/kg
Inlet Superheat	207.0	°C
Exit Moisture	11.1	%
Theor. Steam Rate	2.91	kg/kWh
Exhaust Loss	688.84	kW

At the bottom of the window are buttons for 'About', 'Print', 'Load', 'Save', and 'Exit'.

Figura 3.6 Presentación de datos y resultados en Energy Analyst

Con los parámetros de diseño se determina la eficiencia interna a partir de estimar que la eficiencia mecánica-eléctrica es de 94%.

Flujo de vapor	124.00	ton/h
Entalpía de vapor de entrada a la turbina	3,379.6	kJ/kg
Generación eléctrica	35	kW
Eficiencia mec-gen	94	%
Consumo específico	3.54	ton/MWh
Entalpía real	2,298.6	kJ/kg
Entalpía teórica	2,142.6	kJ/kg
Calidad	88.33	%
Eficiencia interna de la turbina	87.39	%

Cuadro 3.5

Comparando los resultados obtenidos por los dos métodos se observa una diferencia de 1.25% de diferencia en la eficiencia y 1.33% en el consumo específico con respecto al balance realizado en la hoja de cálculo.

Con los parámetros que se obtienen en los equipos principales de la planta se calcula eficiencia global de generación y la eficiencia de Carnot para el ciclo con la configuración descrita.

EFICIENCIA DE CARNOT		58.01	%
EFICIENCIA ELÉCTRICA NETA DEL CICLO	(ETU+EE)/EL	18.18	%

3.3 Alternativa III. Repotenciación Mediante Turbina De Gas

Considerando la implementación de turbinas de gas como un ciclo alterno, superior o paralelo, como recurso en la repotenciación, una planta cuenta con diversas características que le otorgan puntos de aprovechamiento en una configuración de repotenciación con turbina de gas. Para seleccionar la turbina de gas más adecuada, se analizan las configuraciones descritas por Heinz , de tal manera que se adecuan al caso particular y se destacan las ventajas y desventajas [HEINZ TERMUEHLEN, 2001]. Para lo cual se realizan balances y se estiman las eficiencias de planta. Se concluye el capítulo con un análisis económico para la opción considerada la más adecuada.

3.3.1 Repotenciación Mediante Turbina De Gas Produciendo Vapor Paralelamente A La Caldera Y Precalentando El Retorno De Condensado.

Esta repotenciación, como se vio en el capítulo uno, se emplea cuando se tiene suficiente energía disponible en los gases de combustión de la turbina de gas para producir vapor en una caldera de recuperación, paralelamente a las calderas, a las condiciones de entrada de las turbinas. Además de esto se puede aprovechar la energía de los gases de combustión para precalentar el retorno de condensado antes de entrar al deaerador.

Las calderas instaladas actualmente en la planta generadora de potencia eléctrica tienen la capacidad de producir más vapor del necesario para generar los 60 MW instalados en la planta. De esta forma se genera energía eléctrica a muy baja eficiencia ya que las calderas trabajan con un factor de planta bajo y las pérdidas de radiación son mayores. Debido a que una sola caldera puede producir el vapor suficiente para generar 30 MW en una de las turbinas, además del vapor de usos propios de la planta, la repotenciación en paralelo se aplica para generar los 30 MW restantes de la otra turbina con el vapor generado en el recuperador de calor.

El esquema de la repotenciación en paralelo se muestra en la siguiente figura:

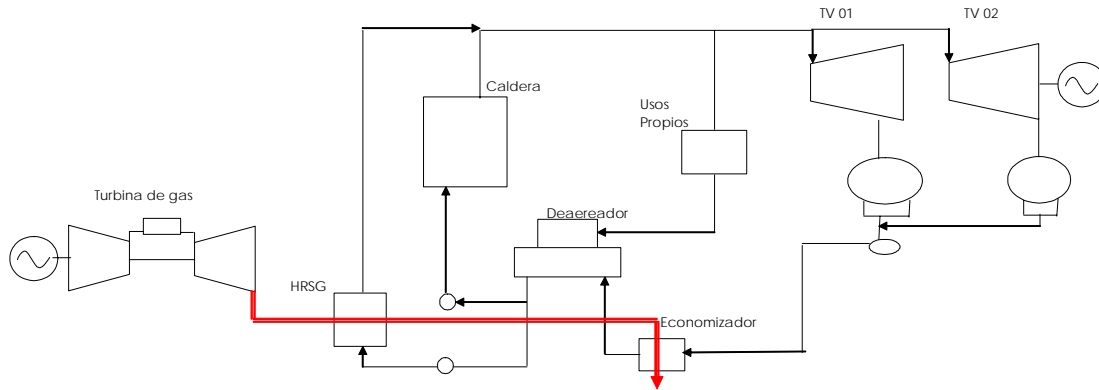


Figura 3.7 Esquema de repotenciación en paralelo (RP)

La cantidad de vapor que se necesita para generar 30 MW en cada una de las turbinas está dado por sus consumos específicos. Además del vapor a generación eléctrica, se tiene que producir el vapor necesario para usos propios de la generación eléctrica y el vapor a deaerador.

La suma de los tres flujos de vapor anteriores es el flujo vapor principal producido simultáneamente entre la caldera de recuperación y en uno de los generadores de vapor. La obtención del flujo principal se muestra a continuación:

Consumo específico TV 02	3.50	ton/MWh
Consumo específico TV 01	3.50	ton/MWh
Flujo de vapor para generar 60 MW		
Flujo vapor TV 02	105.0	ton/h
Flujo vapor TV 01	105.0	ton/h
Total a generación eléctrica	210.0	ton/h
Vapor a usos propios sin restar gv	52.9	ton/h
Vapor de usos propios a GE	79.7	%
Vapor de usos propios a GV	20.3	%
Vapor a usos propios total con un GV	47.5	ton/h
Vapor a deaerador	5.00	%
	14.5	ton/h
Vapor principal	272.0	ton/h
Porcentaje a generación eléctrica	77.20	%
Porcentaje a servicios propios	17.46	%
Porcentaje a deaerador	5.34	%

Cuadro 3.6

El vapor producido neto entre la caldera de recuperación y el generador de vapor debe ser 272 ton/h.

Cálculo y selección de turbina de gas

Después de saber la cantidad de vapor total necesario para generar 60 MW, se debe seleccionar una turbina de gas que con sus gases de combustión pueda producir el vapor suficiente en la caldera de recuperación.

Las condiciones operativas de la turbina de gas son las siguientes:

CONDICIONES OPERATIVAS		
ASNM	2,350	m
TEMPERATURA BULBO SECO	15	°C
HUMEDAD RELATIVA AMBIENTE	60	%
HUMEDAD ABSOLUTA	0.006353	kg agua/kg aire seco
CAPACIDAD NETA REQUERIDA	106,019	kW
FACTOR DE CARGA	80	%
DEMANDA MEDIA ANUAL	84,815	kW

Cuadro 3.7

La capacidad neta requerida es la potencia que se requiere para cubrir la demanda máxima. Este valor se analizará más adelante.

El factor de carga es la relación que existe entre la demanda media y la demanda máxima en un periodo determinado de tiempo. Un factor de carga alto demuestra que la demanda media está muy cercana a la demanda máxima de electricidad y que la curva del tiempo contra la potencia tiende a ser más plana. El factor de carga tiende a disminuir cuando existen grandes picos en la demanda. Un factor de carga del 80% resulta más predecible que el mejor del 100%.

La selección de la turbina de gas se lleva a cabo con la ayuda de un catálogo de turbinas referido a las condiciones ISO (15°C, nivel del mar y 60% de humedad relativa). Las variaciones con respecto a las condiciones ISO provocan cambios en el funcionamiento del compresor y la turbina. La planta de generación de electricidad se encuentra en un sitio con temperatura ambiente de 15°C y con 60% de humedad relativa aproximadamente. Esto hace que la altura sobre el nivel del mar del sitio sea el factor determinante de la disminución de capacidad y del flujo de gases de combustión, como se muestra en el siguiente cuadro.

FACTORES	PRESIÓN BAROMÉTRICA		760.71	mbar	
			0.75077		
TEMPERATURA AIRE A COMPRESOR	T °C	CAPACIDAD	HEAT RATE	TEMP GASES	GASTO GASES
	10	102.82	99.35	98.23	102.23
	15	100.00	100.00	100.00	100.00
	20	95.89	101.10	100.61	97.80
HUMEDAD ABSOLUTA	0.005000	1.000250	0.999000	1.000000	1.000000
	0.006353	1.000047	0.999541	1.000000	1.000000
	0.010000	0.999500	1.001000	1.000000	1.000000
FACTORES	ASNM	TEMP	HUMEDAD	TOTAL	
CAPACIDAD	0.751	1.000	1.0000	0.750801	
HEAT RATE	1.000	1.000	0.9995	1.000	
T GASES	1.000	1.000	1.0000	1.000	
MGASES	0.751	1.000	1.0000	0.751	
CAPACIDAD NETA REQUERIDA ISO			141,208	kW	
USOS PROPIOS			2	%	
CAPACIDAD BRUTA REQUERIDA ISO			144,090	kW	

Cuadro 3.8

Se puede observar en el cuadro Cuadro 3.8 que la capacidad neta requerida ISO de la turbina de gas a instalar tiene que ser de 141.2 MW para poder cubrir la demanda requerida en sitio de 106 MW, debido al factor de corrección de 0.7508 por la altura sobre el nivel del mar que afecta directamente a la capacidad de la turbina. Estimando los usos propios en un 2%, la capacidad bruta requerida ISO resulta de 144.1 MW y en base a esta capacidad máxima se selecciona la turbina de gas más apropiada.

La turbina seleccionada es la MITSUBISHI HI M701 de 144 019 kW en condiciones ISO. En el Cuadro 3.9 se muestran las características de la turbina bajo las condiciones ISO y las de sitio a 100% de carga.

SELECCIÓN DE EQUIPO		Numero TG	101		
MITSUBISHI HI		M701			
		ISO	factor	IO 100% carga	
CAPACIDAD BRUTA		144,090	0.751	108,183	kW brutos
menos usos propios		2,882		2,164	kW
CAPACIDAD NETA		141,208		106,019	kW netos
HEAT RATE LHV	BTU/kWh	9,810	1.000	9,805	
	kJ/kWh	10,348		10,344	
	kcal/kWh	2,472		2,471	
EFICIENCIA		34.79		34.80	
GASES ESCAPE	°C	542	1.000	542	
	lb/seg	972.0	0.751	729.74	
	kg/h	1,587,202		1,191,617	

Cuadro 3.9

La turbina a 100% de carga en condiciones de sitio genera 106 MW que es la potencia máxima neta que se requiere.

El régimen de operación de la turbina de gas está sujeto a la demanda que se requiera cubrir. Si la turbina se opera bajo una carga parcial, el rendimiento disminuye junto con la temperatura y el flujo másico de los gases de combustión. Así el factor de planta, que indica el grado en que la capacidad del equipo fue utilizada durante un periodo de tiempo, será menor al 100%. El factor de planta se calcula dividiendo la demanda media anual entre la capacidad neta de la turbina a 100% de carga.

El factor de planta resultante afecta directamente a la capacidad de la turbina como se puede ver en el siguiente cuadro:

AJUSTES PARA FACTOR DE PLANTA MEDIO OPERATIVO				
FACTOR DE PLANTA		0.800	DEMANDA MEDIA ANUAL NETA / Capacidad neta sitio 100% ca	
USOS PROPIOS		2	%	GAS NATURAL PCI kcal/m ³ 8,849
AJUSTES		100% de carga	interpolación	FACTOR
			80	70
				80.00
				SITIO con FP medio
CAPACIDAD BRUTA		108,183		0.80000
menos usos propios		2,164		0.80000
CAPACIDAD NETA		106,019		0.80000
HEAT RATE	BTU/kWh	9,805	1.0574	1.1030
	kcal/kWh	2,471		1.0574008
EFICIENCIA ELÉCTRICA	%	34.80		1.0574008
GAS NATURAL	m ³ /h	29,606		
	MJ/h	1,096,629		
	m ³ /kWh	0.279		
GASES	°C	542	0.9543	0.9383
	lb/seg	729.74	0.9185	0.8709
	kg/h	1,191,617		0.95430
				517.23
				670.27
				1,094,499

Cuadro 3.10

El factor de planta debe ser menor o igual al factor de carga. Si es mayor al factor de carga quiere decir que el equipo produce más energía de la que se está demandando y que muy posiblemente está sobrado. La potencia eléctrica generada neta en la turbina de gas a condiciones sitio y con un factor de planta del 80% es de 84.8 MW.

Cálculo de recuperador de calor

Con la información del flujo y la temperatura de los gases de escape de la turbina de gas se procede a calcular el vapor que puede generarse en la caldera de recuperación.

Las condiciones de entrada del flujo de gases de combustión a la caldera de recuperación se presentan en el cuadro siguiente:

CONDICIONES DEL SITIO	Gasto Masa	1,094,499	kg/h
	Temperatura Gases	517	°C
	Altura SNM	2,350	mts
	Presión Atmosférica	0.76071	bara
	Temperatura ambiente	15	°C
	Gasto masa requerido	92.04	ton/h
	Presión manométrica deseada	58.68	bar
	Presión absoluta	59.44071	bara
	Temperatura deseada del vapor	482.00	°C
	Temperatura del agua de alimentación	109.86	°C

Cuadro 3.11

El gasto de masa requerido es una estimación solamente y es la resta del flujo principal de 272 ton/h menos 180 ton/h de vapor producido en uno de los generadores de vapor. El flujo de 180 ton/h se estima sobre la base de que el vapor que puede producirse en el generador de vapor a plena carga es de 200 ton/h. La presión y la temperatura del vapor deseadas son las mismas que las condiciones a la entrada de las turbinas.

El recuperador de calor se encuentra dividido en un economizador, un evaporador y un sobrecalentador. Su diseño se basa en el punto de pliegue que se fija para la temperatura de los gases a la salida del evaporador de un 10 a 15°C o mayor que la temperatura de saturación del vapor.

También se debe tomar en cuenta el acercamiento, que es la diferencia que existe entre la temperatura del agua a la salida del economizador y la temperatura de saturación del vapor. Normalmente el acercamiento es de 5 a 10°C. En el Cuadro 3.12 se muestran estas consideraciones junto con las consideraciones de pérdidas en la caldera de recuperación. También se muestran las entalpías del agua de alimentación, del vapor a la salida del recuperador y la del punto de acercamiento. La temperatura de los gases en el punto de pliegue está diez grados por arriba de la temperatura de saturación y la del punto de acercamiento está cinco grados por debajo de la saturación.

PUNTO DE PLIEGUE (PINCH POINT)		10.00	°C		
DELTA T DE ACERCAMIENTO		5.00	°C		
PÉRDIDAS	Radiación	5.00	%		
	Purgas	2.00	%		
Temp. Saturación	275	°C	h del AA	460	kJ/kg
hf	1,210	kJ/kg	Temperatura Punto Acercamiento	270	°C
hg	2,785	kJ/kg	h punto de acercamiento	1,130	kJ/kg
h vapor salida	3,380	kJ/kg	T2gases (pinch)	285	°C

Cuadro 3.12

La energía cedida de los gases de combustión en el sobrecalentador y en el evaporador se obtiene con el flujo de gases de combustión, el CP de los gases y la diferencia de temperaturas de los gases a la entrada del sobrecalentador y a

la salida del evaporador. Esta última temperatura es la temperatura del punto de pliegue o "pinch point". Las pérdidas por radiación del 2% se restan a la energía cedida de los gases para obtener la energía transferida al vapor. En el Cuadro 3.13 se muestra lo anterior además del flujo de vapor producido bruto, el flujo de vapor a purgas y el flujo de vapor producido neto.

ENERGÍA GASES EVAPORADOR Y SOBRECALENTADOR	T media gases (T1+T2)/2	401	°C
	CP gases	1.062	kJ/kg°C
	Delta T gases (T1-T2)	232	°C
	Energía cedida gases	269,946,489	kJ/h
	Pérdidas por radiación	13,497,324	kJ/h
GASTO MASA VAPOR	Energía Transferida	256,449,165	kJ/h
	Delta h VAPOR	2,249	kJ/kg
	GASTO MASA VAPOR producido	114.009	ton/h
	menos purgas	2.280	ton/h
	GASTO MASA NETO	111.729	ton/h
	Energía transferida al EVAPORADOR	188,648,174	kJ/h

Cuadro 3.13

En el análisis del economizador se presenta el cálculo de la temperatura de los gases de combustión a la salida del recuperador de calor. La temperatura de salida de los gases de combustión está condicionada por la temperatura del agua de alimentación, que debe estar por arriba de ésta por lo menos 10°C, y por la temperatura a la cual se forman condensados y ácidos en las partes finales de la caldera, ductos y chimeneas, que normalmente ocurre por debajo de los 80°C.

La energía cedida por los gases en el economizador es la suma de las pérdidas de radiación y la energía absorbida por el agua de alimentación. Con esta energía y el calor específico de los gases de combustión, se puede determinar la diferencia de temperaturas desde la entrada de los gases hasta su salida del economizador. La temperatura de salida de los gases de combustión se despeja de esta diferencia, sabiendo de antemano que la temperatura de entrada es la del punto de pliegue.

CÁLCULO DE T3	Temperatura MÍNIMA requerida	120	°C
	Delta h ECONOMIZADOR	670	kJ/kg
	E. Transferida al ECONOMIZADOR	76,420,527	kJ/h
	Tt. Media de Gases	249.40	°C
	CP gases	1.033	kJ/kg°C
	Pérdidas por radiación	4,022,133	
	Energía cedida gases	80,442,660	
	Delta T gases ECONOMIZADOR	71.178	°C
	T. salida GAS chimenea T3	214	°C

Cuadro 3.14

En el cuadro de arriba se observa que la temperatura de los gases a la salida del recuperador es de 214°C.

Se puede hacer un análisis similar para obtener la temperatura de salida de los gases del sobrecalentador partiendo desde la energía que absorbe el vapor

en esta etapa. Con esto y las pérdidas por radiación se estima la energía cedida por los gases, y con el calor específico y el flujo se obtiene la diferencia de temperaturas (Cuadro 3.15).

SOBRECALENTADOR	Energía transferida al SOBRECALENTADOR	66,444,971	kJ/h
	Pérdidas por radiación	3,497,104	
	Energía cedida gases	69,942,074	
	T media gases	487.69	°C
	CP gases	1.081	kJ/kg°C
	Delta T gases SOBRECALENTADOR	59	°C
	Tgases salida del SC	458	°C

Cuadro 3.15

Como se muestra en el cuadro, la temperatura de los gases que se obtiene es de 458°C a la salida del sobrecalentador.

Con los resultados anteriores se puede resumir la distribución de temperaturas en el recuperador de calor en la figura siguiente:

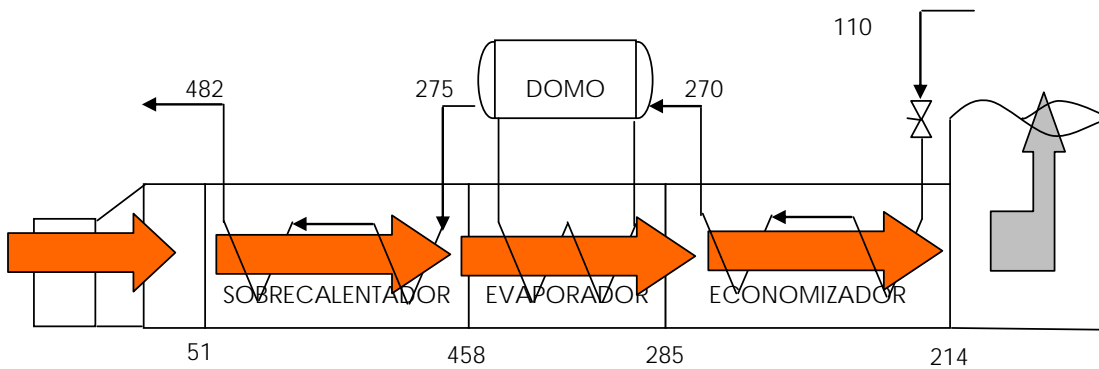


Figura 3.8 Diagrama de flujo de vapor y agua de alimentación en caldera de recuperación.

En la gráfica de la Figura 3.9 se muestra el mismo arreglo de temperaturas en cada uno de los componentes del recuperador de calor.

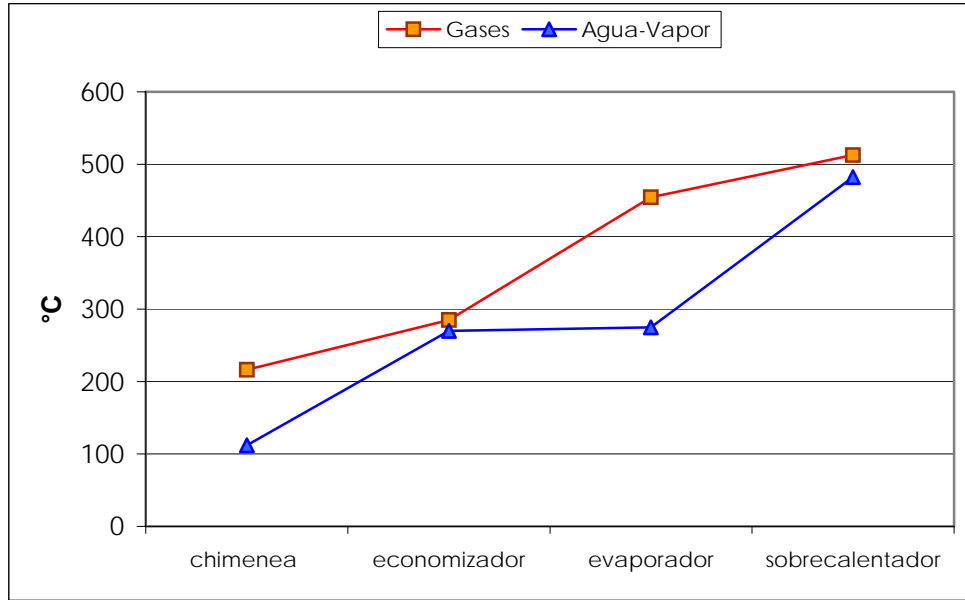


Figura 3.9 Gráfica de temperaturas en la caldera de recuperación.

Como se muestra en el Cuadro 3.16, el flujo de vapor generado neto en la caldera de recuperación es de 111.7 ton/h. Si el flujo de vapor principal para generar 60 MW en las turbinas de vapor es de 272 ton/h (Cuadro 3.3), entonces la resta de estos dos flujos, 160 ton/h es el vapor neto que debe producir el generador de vapor.

En el siguiente cuadro se observan los flujos de netos y brutos de cada uno de los equipos en la generación paralela de vapor.

Generación de vapor principal	
Caldera de recuperación	111.729 ton/h
Purgas	2.28 ton/h
Caldera	160.3 ton/h
Purgas	3.21 ton/h
Generación de vapor bruto	
Caldera de recuperación	114.0 ton/h
Caldera	163.5 ton/h
FC	81.76 %
Generación Total de vapor	277.52 ton/h

Cuadro 3.16

Balance de masa y energía en el intercambiador de calor

Los gases de combustión a la salida del recuperador de calor poseen energía suficiente para precalentar el retorno de condensado antes de entrar al deaerador. Esto se puede realizar mediante un intercambiador de calor. El flujo de retorno de condensado es la suma del flujo a generación eléctrica más el flujo a usos propios de la planta.

ENTRADA	GASES DE COMBUSTIÓN	RETORNO DE CONDENSADO
Flujo (ton/h)	1,094	258
Temperatura de entrada (°C)	214	47.2

Tabla 3.1 Flujos y temperaturas de entrada en el intercambiador

La temperatura de salida de los gases de combustión del intercambiador se establece de 182.5 °C. Con este dato se determina la energía cedida por los gases de combustión en el intercambiador. Restando las pérdidas por radiación se obtiene la energía que absorbe el flujo de retorno de condensado, y despejando la entalpía de salida del retorno se determina la temperatura a la cual éste sale del intercambiador de calor. En la Figura 3.10 se muestra el balance de energía en el intercambiador.

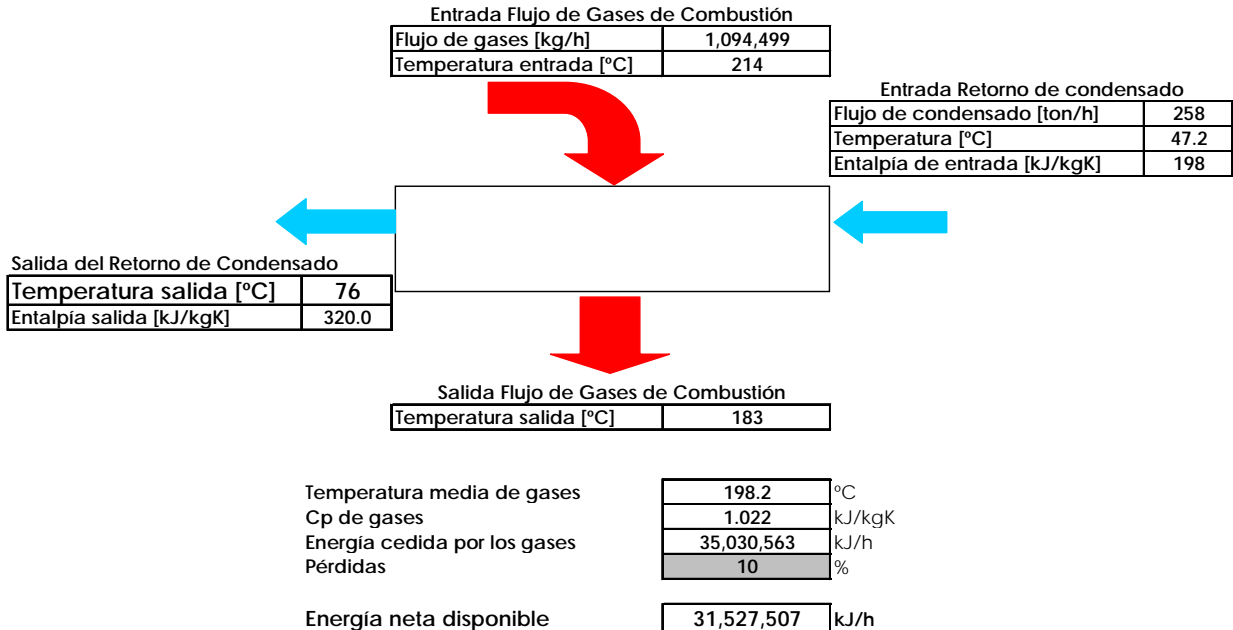


Figura 3.10 Balance de energía en el intercambiador

La temperatura del retorno de condensado a la entrada del deaerador es de 76°C, 29 grados más que el flujo de retorno sin haber aprovechado la energía de los gases.

Balance de masa y energía en el deaerador.

Tomando al vapor principal como la suma de la generación neta de vapor en la caldera y en el recuperador de calor y con el valor de la unidad, se establecen los porcentajes de vapor a usos propios, a generación eléctrica, a deaerador, de agua de repuesto y de retorno de condensado (Cuadro 3.17).

Vapor Principal		1.000
Vapor a deaerador	(vapor principal)*%/100 vapor a deaerador	0.053
Vapor a Servicios Propios	(vapor principal)*%/100 vapor a Serv. Propios	0.175
Vapor a GE	(vapor principal)*%/100 vapor a GE	0.772
Vapor a proceso	(v principal)-(v a deaerador)-(v a generación)-(v serv. Prop)	0.000
Retorno condensado	%/100 * (v generación + v serv. Propios)	0.947
Retorno de Proceso	%/100*(v a proceso)	0.000
Agua de Repuesto	Vapor a proceso-Retorno de proceso+purgas	0.020
AGUA DE ALIMENTACIÓN	vapor deaerador + retorno + repuesto	1.020

Cuadro 3.17

Haciendo el balance de masa y energía en el deaerador se obtiene la temperatura del agua de alimentación de 109.86°C a la caldera y al recuperador de calor (Figura 3.11).

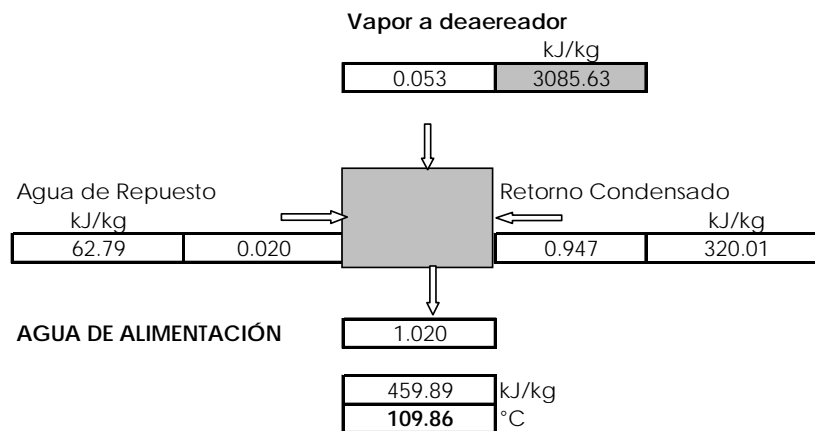


Figura 3.11 Balance de masa y energía en el deaerador

Cálculo de la eficiencia total del ciclo

La energía suministrada al ciclo es la suma de la energía liberada por el combustible en el generador de vapor y en la turbina de gas.

La eficiencia térmica del generador de vapor es de 82.38% y la energía liberada por el combustible es el calor transferido al vapor entre la eficiencia térmica del generador, dando como resultado 161 MW.

La energía liberada por el combustible en la turbina de gas se obtiene del Heat Rate, y es de 258 MW.

La energía generada neta es la suma de la energía generada neta en la turbina de gas más la energía generada neta en las turbinas de vapor.

La eficiencia total del ciclo es el cociente de la energía generada neta entre la energía suministrada total. La eficiencia total del ciclo con repotenciación con turbina de gas y generación paralela de vapor es de 33.14%.

Resultados

A continuación se presentan los resultados de la repotenciación de la planta con una turbina de gas, generando vapor en paralelo y precalentando el retorno de condensado.

Eficiencia Total del ciclo		
<u>En Generador de Vapor</u>		
Generación de vapor bruta	163.5	ton/h
Purgas	3.2	ton/h
Generación de vapor neto	160.3	ton/h
Eficiencia térmica del generador de vapor (con purgas)	82.38	%
Calor transferido bruto	132,632.78	kW
Energía liberada del combustible	161,001.19	kW
<u>En Caldera de Recuperación</u>		
Vapor generado útil	111.7	ton/h
Calor transferido útil	90,614	kW
Energía cedida total de gases	97,330	kW
Eficiencia de la caldera de recuperación	93.10	%
Vapor Generado en Paralelo Total Neto	272.0	ton/h
<u>En Turbina de gas</u>		
Energía liberada del combustible	257,683	kW
Energía generada neta	84,815	kW
Eficiencia de la turbina de gas	32.9	%
<u>Turbinas de vapor</u>		
Energía generada bruta	60,000	kW
Usos propios de generación	10.14	%
Energía generada neta	53,916	kW
<u>Eficiencia del Ciclo</u>		
Energía liberada del combustible total	418,684	kW
Energía Eléctrica generada neta	138,731.2	kW
Eficiencia total del ciclo	33.14	%
Relación TG/TV	1.41	

Cuadro 3.18

3.3.2 Repotenciamiento Mediante Turbina De Gas Con Caldera De Recuperación Y Economizador Para Generar Vapor Al Deaereador Y Precalentamiento De Agua A Caldera.

Esta alternativa utiliza una parte del calor de los gases de escape de una turbina de gas, para generar vapor en una caldera de recuperación, el cual se envía al deaereador. El resto del calor se encarga de precalentar el agua de alimentación a la caldera mediante un economizador. Para describirlo se compara a la condición actual presentada en la situación actual con la configuración de la Figura 3.12 El flujo para generar 30MW se obtiene de un consumo específico de 3.5 ton/MWh que corresponde al de diseño y se logra al adecuar la presión del condensador como la de diseño y el flujo de usos propios y purgas se obtiene con la misma proporción que en la descrita en la situación actual (capítulo 2).

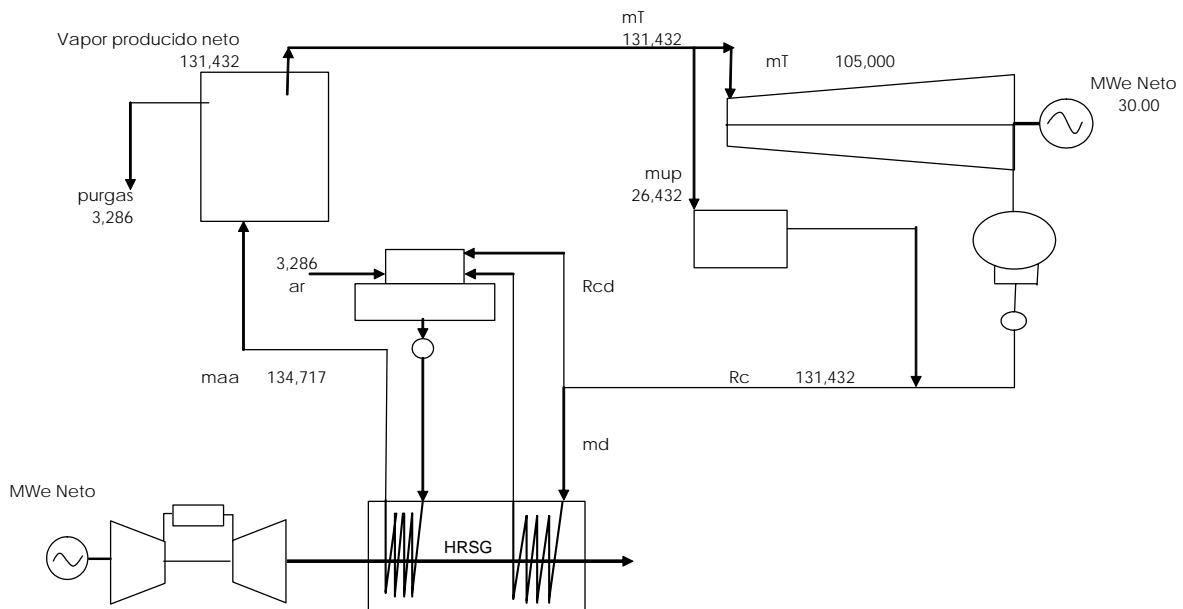


Figura 3.12 Esquema del ciclo repotenciamiento con turbina de gas y caldera de recuperación

Es entonces que la selección de la turbina de gas depende del calor necesario para generar vapor en condiciones de entrada al deaereador y precalentar el agua de alimentación a la caldera, para mostrar los cálculos de los flujos de vapor recurrimos a los balances en agua de alimentación a la caldera y vapor al deaereador (ver Capítulo 2), de los cuales se toman las condiciones en las que se requiere el vapor de entrada al deaereador y la temperatura del condensado que sale del mismo.

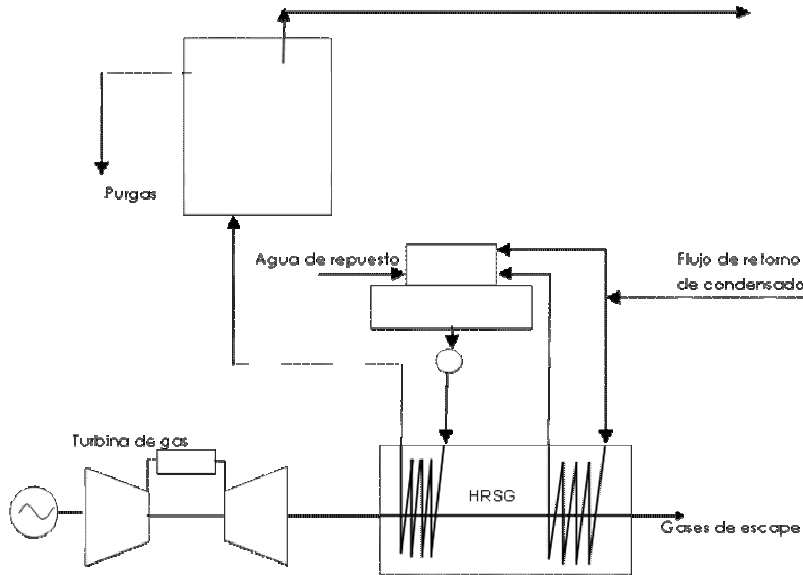


Figura 3.13 Diagrama de flujo para el deaerador y caldera con repotenciación

Con las diferencias mostradas entre la Figura 3.13 y el diagrama de flujo para el deaerador y caldera (Capítulo 2, Figura 2.6), se toman las debidas consideraciones para realizar el cálculo en la cantidad de calor que provee la turbina de gas a seleccionar, estas consideraciones se detallan a continuación:

- La instalación de la turbina de gas cubrirá los requisitos de vapor a deaerador de una de las dos turbinas de vapor instaladas. La temperatura de agua de alimentación a la caldera debe ser como máximo la temperatura de saturación a la presión de la caldera, para evitar la evaporación del agua de alimentación en la tubería anterior al domo en algún periodo transitorio de carga, por lo que se fija una diferencia de 5°C por debajo de la saturación a la presión correspondiente.
- La capacidad de la turbina de gas más la turbina de vapor deberá cubrir los picos de demanda sin la necesidad de poner en operación las dos turbinas de vapor.
- Los cálculos de rendimiento parten con los datos presentados en las condiciones actuales de generación de la turbina TV 02 por tener el mejor consumo específico y en búsqueda de lograr el mejor rendimiento de la planta.
- Con el consecuente ahorro en el vapor total generado en las calderas actuales, por la disminución de flujo de vapor al deaerador que ahora se pretende generar en la caldera de recuperación, se realiza un balance de masa y energía en el deaerador para conocer el flujo de vapor que se tomará del flujo de condensado.

- El flujo de vapor al turbogenerador y a usos propios para generación eléctrica se conserva. A su vez, la caldera requiere de un flujo de purgas del 2.5%, tal como se muestra en el Cuadro 2.14
- La caldera de recuperación tiene como principal tarea generar el vapor en condiciones adecuadas para el deaereador, quedando en segundo término el precalentamiento del agua de alimentación a la caldera, y se establece un porcentaje de purgas de 2.5% y una eficiencia del 95%.

Cálculo de vapor a deaereador

Con los puntos relevantes establecidos para comenzar los cálculos de la turbina a seleccionar, se presenta en el siguiente cuadro las propiedades del vapor a deaereador, donde se debe resaltar que el único cambio para generar el vapor es un flujo menor con respecto a la condición actual para operar la turbina TV 02 a carga plena.

Vapor al deaereador	
Temperatura a la entrada al generador de vapor	47.2 °C
Entalpia de agua de entrada al generador de vapor	197.64 kJ/kg
Temperatura a la salida del generador de vapor	306.5 °C
Temperatura de saturación	116.69 °C
Entalpia de vapor de salida al generador de vapor	3,085.63 kJ/kg
Presión de línea de vapor al deaereador	1.788 bara
Gasto de vapor al deaereador	12,552 kg/h
Calor neto suministrado	10.069 MW

Cuadro 3.19

Se presenta el respectivo balance en el deaereador, tomando en cuenta que cambian los flujos de vapor a deaereador y retorno de condensado al deaereador como se aprecia en la Figura 3.14, la suma de éstos dos flujos es igual al retorno de condensado en la condición actual para la turbina TV 02. El flujo de retorno de condensado, el flujo de vapor a condensado y el flujo de purgas disminuyen un 7.57%, con el proporcional ahorro del 7.57% de calor neto suministrado al deaereador con respecto a la situación actual.

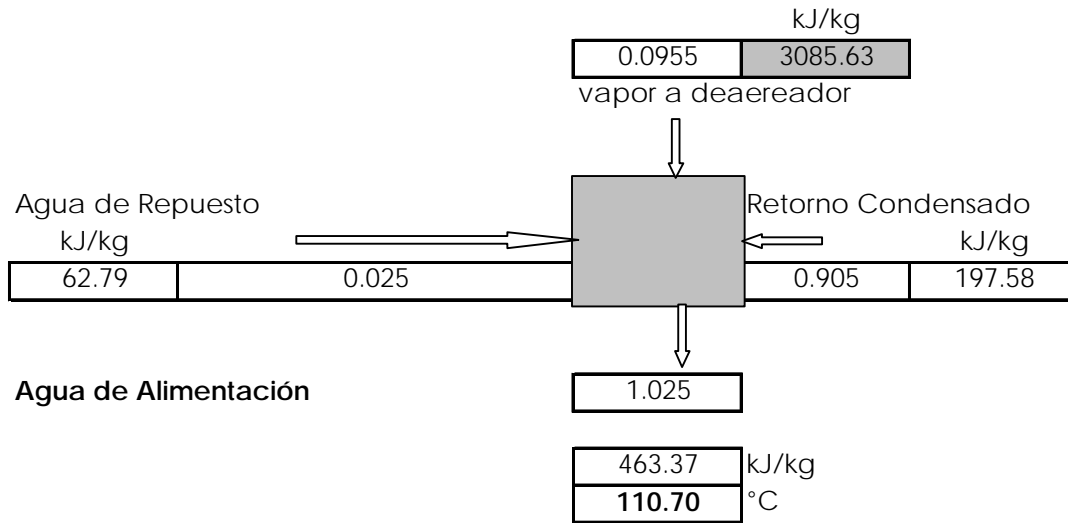


Figura 3.14 Balance de masa y energía en el deaerador

Cálculo y selección de turbina de gas

De acuerdo a la premisa de seleccionar una turbina de gas que cumpla con los requisitos establecidos y otorgue la mejor eficiencia posible del ciclo, se realizó el cálculo de la eficiencia global de planta para esta configuración con un amplio rango de 22 turbinas, no mostrado, y así se seleccionó la más eficiente que cumpliera con los requisitos de esta configuración.

La descripción operativa de la turbina seleccionada considera la operación de la turbina de vapor TV 02 a carga plena, y la operación de la turbina de gas seleccionada a 80% y 100% de carga.

En el siguiente cuadro se muestran las condiciones ambientales que afectan el comportamiento en sitio de la turbina seleccionada y su demanda media con 80% de carga.

CONDICIONES OPERATIVAS	
ASNM	2,350 m
TEMPERATURA BULBO SECO	15 °C
HUMEDAD RELATIVA AMBIENTE	60.00%
HUMEDAD ABSOLUTA	0.006353 kg agua/ kg aire seco
CAPACIDAD NETA REQUERIDA	33,110.3 kW
FACTOR DE CARGA	80.00%
DEMANDA MEDIA ANUAL	26,488.3 kW

Cuadro 3.20

Con las condiciones ambientales y de demanda se determinan los factores que afectan el desempeño, con la temperatura se recurre a tablas de factores donde se interpola para determinar un factor de ajuste por temperatura y humedad absoluta.

Estimando un porcentaje de usos propios del 2% se obtiene una capacidad neta ISO con la cual se determina la capacidad neta ISO para aplicar los consecuentes factores de ajustes, los valores correspondientes de tablas se muestran en el siguiente cuadro.

FACTORES	PRESIÓN BAROMÉTRICA		760.71 mbar		
			0.7508		
		CAPACIDAD	HEAT RATE	TEMP GASES	GASTO GASES
TEMPERATURA AIRE A COMPRESOR	15	100	100	100	100
	15	100	100	100	100
	20	95.89	101.1	100.61	97.8
HUMEDAD ABSOLUTA	0.0050	1.0003	0.9990	1.0000	1.0000
	0.00635	1.00005	0.99954	1.00000	1.00000
	0.0100	0.9995	1.0010	1.0000	1.0000
		ASNM	TEMP	HUMEDAD	TOTAL
CAPACIDAD	0.751	1.000	1.00005	0.750801	
HEAT RATE	1.000	1.000	0.99954	0.999541	
T gases	1.000	1.000	1.00000	1.000000	
m gases	0.751	1.000	1.00000	0.750765	
CAPACIDAD neta REQUERIDA ISO			44,100		kW
USOS PROPIOS			2%		
CAPACIDAD BRUTA REQUERIDA ISO			44,982		kW

Cuadro 3.21

Las características de la turbina seleccionada en condiciones ISO se pueden comparar con respecto a las condiciones de SITIO en al siguiente cuadro con los parámetros que se obtienen del catálogo.

SELECCIÓN de EQUIPO		Número TG		Modelo	
		81 SIEMES POWER GENERATION		SGT -800	
		ISO	factor	SITIO 100% carga	
CAPACIDAD BRUTA		45,000	0.751	33,786	kW brutos
menos usos propios		900		676	kW
CAPACIDAD NETA		44,100		33,110	kW netos
HEAT RATE	BTU/kWh	9,215	1.000	9,211	
	kJ/kWh	9,722		9,717	
	kcal/kWh	2,322		2,321	
EFICIENCIA		37.03%		37.05%	
GASES ESC	°C	538	1.000	538.0	
	LBS/SEG	287	0.751	215.47	
	kg/h	468,649		351,846	

Cuadro 3.22

De los anteriores valores para considerar en los sucesivos cálculos de la turbina a carga plena se ajustan para predecir el comportamiento de la turbina a 80% de carga en el siguiente cuadro.

AJUSTES PARA FACTOR DE PLANTA MEDIO OPERATIVO					
FACTOR DE PLANTA		80.00%			
USOS PROPIOS		2%	GAS NATURAL PCI kcal/m ³	8,849	
AJUSTES					
		SITIO 100% de carga	interpolación	FACTOR	
			80	70	
				80.00	
				SITIO con Fpmedio	
CAPACIDAD BRUTA	kW brutos	33,786		0.80	27,029
menos usos propios	kW	676			541
CAPACIDAD NETA	kW netos	33,110			26,488
HEAT RATE	BTU/kWh	9,211	1.0574	1.03	1.05740
	kJ/kWh	9,717			10,275
	kcal/kWh	2,321			2,454
EFICIENCIA TÉRMICA		37.03%			35.04%
GAS NATURAL	m3/h	8,685			6,948
	MJ/h	321,706			272,171
	m3/kWh	0.262			0.277
GASES	°C	538.00	0.9543	0.9383	0.95430
	LB/SEG	215.47	0.9185	0.8709	0.91850
	kg/h	351,846			323,170

Cuadro 3.23

Del anterior cuadro podemos ver la capacidad máxima en sitio de 33.11MW, lo que representa un aumento del 10% con respecto a la capacidad instalada actual cuando opera a plena carga.

Cálculo de recuperador de calor

Para el cálculo de la temperatura de salida de los gases de escape, se considera una caldera de recuperación con 95% de eficiencia y 2% de purgas. El punto de pliegue se toma con respecto a la temperatura de saturación del agua de alimentación del generador de vapor actualmente utilizado. Sin embargo la diferencia de temperatura para acercamiento corresponde al vapor al deaerador.

PÉRDIDAS	Radiación	5.00	%
	Purgas	2.00	%
RESULTADOS			
PUNTO DE PLIEGUE (PINCH POINT)		284.42	
DELTA T DE ACERCAMIENTO		5.00	
VAPOR ÚTIL (VAPOR NETO PRODUCIDO)		12.55	ton/h
TEMPERATURA SALIDA DE GASES T3		209.26	°C
DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURAS			
	GASES	AGUA-VAPOR	AGUA-ALIMENTACIÓN
Chimenea	209.26	47.2	110.70
Economizador	401.11	111.69	243.8
Evaporador	488.03	116.69	
Sobrecalentador	513	306.5	
			DELTA T
			162.06
			289.42
			371.34
			206.91

Cuadro 3.24

De las consideraciones de la caldera de recuperación y el calor que cede la turbina seleccionada en sus gases de escape se calculan los calores cedidos y sus distribuciones. Estas distribuciones se muestran en el siguiente cuadro.

TEMPERATURA T1 PARA CÁLCULO	Temperatura gases T1	513.41	°C
ENERGÍA GASES EVAPORACIÓN Y SOBREALENTADOR	T media gases (T1+T2)/2	457.26	°C
	CP gases	1.081	kJ/kg°C
	Delta T gases (T1-T2)	112.30	°C
	Energía cedida gases	39,248,694	kJ/h
	Pérdidas por radiación	1,962,435	kJ/h
GASTO MASA VAPOR	Energía Transferida	37,286,259	kJ/h
	Delta h VAPOR	2,911.09	kJ/kg
	GASTO MASA VAPOR producido	12.808	ton/h
	menos purgas	0.256	ton/h
	GASTO MASA NETO	12.552	ton/h
	Energía transferida al EVAPORADOR	28,601,814	kJ/h

Cuadro 3.25

Algo que cabe destacar es que las purgas solo se efectúan en la línea de generación de vapor y no así para el economizador de agua de alimentación al generador de vapor actual, que es donde se da el flujo de purgas para esa línea.

Con el procedimiento empleado para el cálculo de la caldera de recuperación obtiene primero el calor transferido neto y después estima la temperatura de gases en el cambio del evaporador al sobrecalentador, lo que en este caso se refiere al calor cedido al vapor a deaerador.

CÁLCULO DE T3	Temperatura MÍNIMA requerida	120.696002	°C
	Delta h ECONOMIZADOR	932.6	kJ/kg
	E. Transferida al ECONOMIZADOR	114,362,848	kJ/h
	Tt. Media de Gases	384.34	°C
	CP gases	1.064	kJ/kg°C
	Pérdidas por radiación	6,019,097	
	Energía cedida gases	120,381,945	
	Delta T gases ECONOMIZADOR	350.15	°C
	T. salida GAS chimenea T3	209.26	°C
SOBREALENTADOR	Energía transferida al SOBREALENTADOR	8,510,757	kJ/h
	Pérdidas por radiación	447,935	kJ/h
	Energía cedida gases	8,958,691	kJ/h
	T media gases	500.72	°C
	CP gases	1.0919	kJ/kg°C
	Delta T gases SOBREALENTADOR	25.39	°C
	Tgases salida del SC	488.03	°C

Cuadro 3.26

Detallando la cantidad de energía neta que se transfiere de los gases de escape, el 3.03% se transfiere al vapor al deaerador y el 96.97% se transfiere al agua de alimentación. Esto nos da una idea de las magnitudes de tubería en la caldera de recuperación.

Vapor a Deaerador	3,467,370	kJ/h
Agua de Alimentación	110,895,477	kJ/h
E. Transferida al ECONOMIZADOR	114,362,848	kJ/h

Cuadro 3.27

La caldera de recuperación analizada en esta opción contiene el economizador del agua de alimentación a la caldera, que puede alojarse entre el economizador y el evaporador de la línea de vapor al deaerador o con el economizador del vapor a deaerador como se muestra en la Figura 3.15, donde las cifras sobre la caldera corresponden a las temperaturas del vapor y agua, y las cifras debajo de la caldera son las temperaturas de los gases de la combustión.

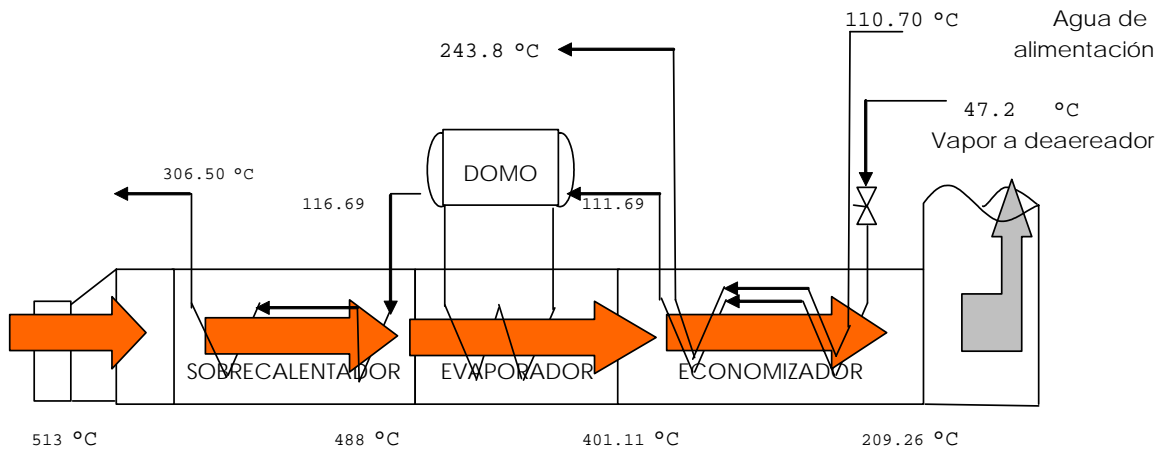


Figura 3.15 Diagrama de flujo de vapor y agua de alimentación en caldera de recuperación.

Los gradientes de temperatura con respecto al paso por los distintos pasos de la caldera de recuperación se presentan en la Figura 3.16. Como se mencionó la línea de agua de alimentación se puede alojar entre el economizador y el evaporador, la diferencia principal estriba en la caída de temperatura de los gases que ceden más calor donde se encuentre la línea de agua de alimentación por el flujo mayor y por tener un calor específico mayor al de vapor.

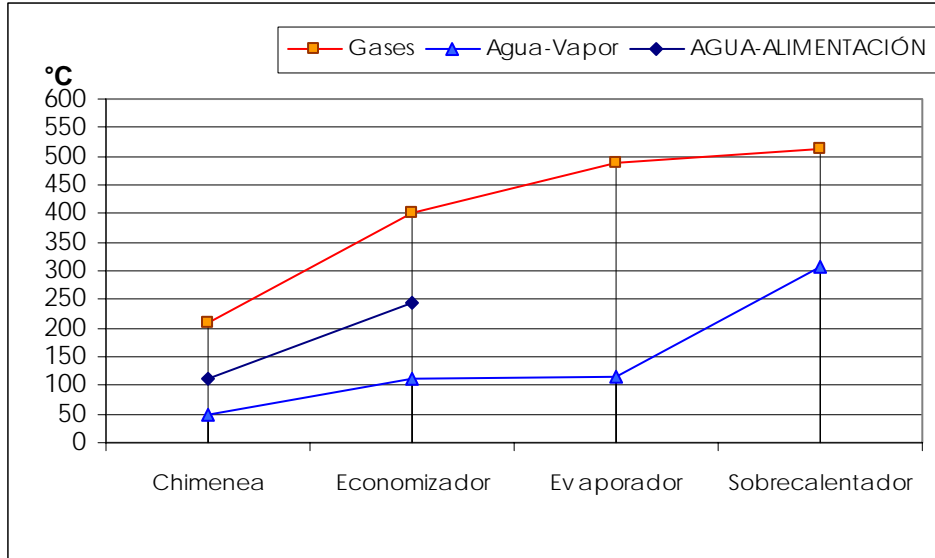


Figura 3.16 Gráfica de temperaturas en la caldera de recuperación.

Cálculo de la eficiencia total del ciclo

Para obtener la eficiencia global del ciclo se recurre al método directo, la energía suministrada es la suma del combustible al generador de calor actual y el combustible a la turbina, lo que divide a la salida eléctrica neta.

Los datos para el ciclo a carga plena y la eficiencia global para una turbina de vapor (TV 02) y la turbina de gas seleccionada, se presentan en el siguiente cuadro:

Energía suministrada al generador de vapor	106.23	MJ/s
Energía suministrada a la turbina de gas	89.37	MJ/s
Energía Suministrada Total	195.60	MJ/s
Energía eléctrica en la turbina de gas	33.11	MJ/s
Energía eléctrica en la turbina de vapor	30.00	MJ/s
Energía Eléctrica Total	63.11	MJ/s
Eficiencia total del ciclo	32.27%	

Cuadro 3.28

Los datos para el ciclo con 80% de carga y la eficiencia global para una turbina de vapor (TV 02) y la turbina de gas seleccionada, se presentan en el siguiente cuadro:

Energía suministrada al generador de vapor	110.36	MJ/s
Energía suministrada a la turbina de gas	71.66	MJ/s
Energía Suministrada Total	182.02	MJ/s
Energía eléctrica en la turbina de gas	26.49	MJ/s
Energía eléctrica en la turbina de vapor	30.00	MJ/s
Energía Eléctrica Total	56.49	MJ/s
Eficiencia total del ciclo	31.03%	

Cuadro 3.29

La Figura 3.17 muestra los flujos de vapor en kg/h para el análisis de esta opción a carga plena.

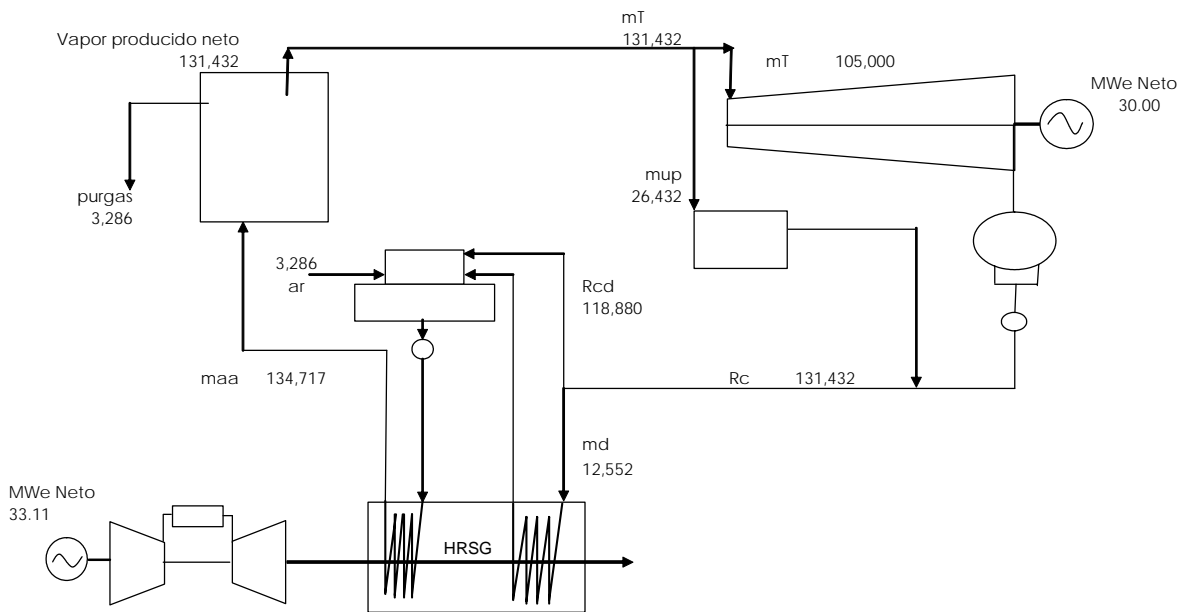


Figura 3.17 Esquema del ciclo repotenciado con turbina de gas y caldera de recuperación con gastos en kg/h.

En conclusión para esta opción, se puede notar que la capacidad instalada aumenta más del 50%, con lo que se puede cubrir la demanda actual utilizando únicamente la turbina de gas seleccionada, mejorando significativamente la eficiencia de un 16.72% a un 32.27%. En caso de requerirse una generación de 60MW como se tiene la disposición actual, la eficiencia de la planta cambia del 16.72% a un 32.27%, con una diferencia que bien vale la pena considerar como opción de repotenciación si se toma en cuenta la confiabilidad de ser una opción probada en cuanto a operación y flexibilidad.

3.3.3 Repotenciación Con Caldera De Recuperación

Esta repotenciación consiste en la instalación de una caldera de recuperación y una o dos turbinas de gas para cubrir la demanda de vapor de una turbina de vapor de las ya instaladas.

Como se mostró en el capítulo tres, al operar el condensador con la presión de vacío de diseño se puede mejorar la eficiencia de la turbina teniendo un consumo específico de 3.5 ton/MWh

En la Figura 3.18 se puede ver el esquema de la repotenciación, que es un ciclo combinado.

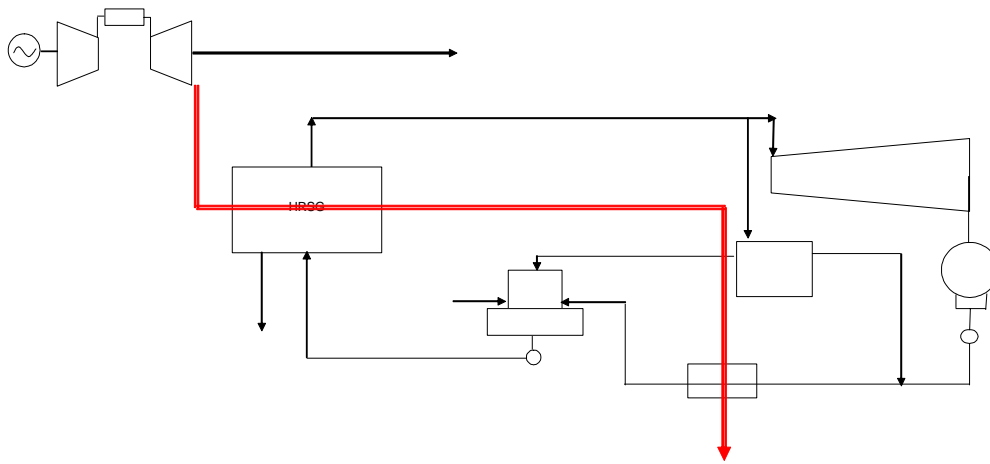


Figura 3.18 Esquema de repotenciación, ciclo combinado.

El esquema muestra como los gases de salida de la caldera de recuperación se introducen a un intercambiador de calor para aprovechar el calor residual que portan, presenta generación de potencia a través de una turbina de gas aprovechando sus gases de escape en una caldera de recuperación, aunque este sistema puede estar conformado por más de una turbina con su respectiva caldera de recuperación.

La idea general es generar con los gases de escape la cantidad de vapor que se necesita para generar 30 MW en cada turbina, además del vapor que se necesita para los usos propios de la generación eléctrica y vapor al deaerador. Esta suma es el flujo de vapor principal. Cuando se usan los generadores de vapor instalados actualmente se necesita de un porcentaje de vapor para sus usos propios, con la instalación de la caldera de recuperación no se usará más estos equipos por lo tanto este porcentaje se elimina de la generación de vapor. En el sig. Cuadro se muestra el flujo que se necesita para generar 30 MW en la turbina TV02.

Consumo específico TV 02	3.50	ton/MWh
Flujo de vapor para generar 30 MW		
Flujo vapor TV 02	105.0	
Total a generación eléctrica	105.0	ton/h
Vapor a usos propios sin restar gv	26.4	ton/h
Vapor de usos propios a GE	79.73%	
Vapor de usos propios a GV	20.27%	
Vapor a usos propios total	21.1	ton/h
Vapor a deaereador	5.00%	
	7.3	ton/h
Vapor principal	133.3	ton/h
Porcentaje a generación eléctrica	78.75	%
Porcentaje a servicios propios	15.80	%
Porcentaje a deaereador	5.45	%

Cuadro 3.30

El vapor producido neto en la caldera de recuperación debe ser de 133.3 ton/h.

Cálculo y selección de la turbina de gas

El procedimiento para la selección de turbina de gas es el mismo que se mostró para la repotenciación en paralelo, así es que se mostraran únicamente los pasos que difieren y algunos puntos importantes.

Los factores para calcular las variaciones del rendimiento de la turbina por efecto de los cambios de condiciones con respecto a las condiciones ISO, son los mismos factores utilizados en las configuraciones anteriores dados que las condiciones operativas son las mismas.

Las condiciones operativas de la turbina son las siguientes:

CONDICIONES OPERATIVAS	
ASNМ	2,350 m
TEMPERATURA BULBO SECO	15 °C
HUMEDAD RELATIVA AMBIENTE	60.00%
HUMEDAD ABSOLUTA	0.006353 kg agua/ kg aire seco
FACTOR DE CARGA	80.00%

Cuadro 3.31

Para la selección de la turbina de gas el requerimiento es la generación de 30MW en la turbina de vapor, por esto la capacidad neta de la turbina fue un

parámetro que se varió hasta encontrar el adecuado. Después de evaluar varias turbinas la mejor selección para esta configuración es con dos turbinas de gas por cada turbina de vapor, donde la mejor opción esta definida por la mejor eficiencia del ciclo.

La configuración la conforman dos turbinas GE Energy Heavy Duty modelo PG6111FA, de 77 060 kW de capacidad ISO. Las características bajo condiciones ISO y condiciones en sitio a 100% de carga se muestran en el siguiente cuadro:

SELECCIÓN de EQUIPO				
		Número TG	92	
		92 GE ENERGY HEAVY DUTY	PG 6111 FA	
		ISO	Factor	SITIO 100% carga
CAPACIDAD BRUTA		77,060	0.751	57,857 kW brutos
menos usos propios		1,541		1,157 kW
CAPACIDAD NETA		75,519		56,700 kW netos
HEAT RATE	BTU/kWh	9,620	1.000	9,616
	KJ/kWh	10,149		10,144
	kcal/kWh	2,424		2,423
EFICIENCIA		35.47%		35.49%
GASES ESC	°C	598	1.000	598.0
	LBS/SEG	466	0.751	349.86
	kg/h	760,943		571,289

Cuadro 3.32

El siguiente paso es una corrección en el rendimiento de la turbina debido al factor de planta con la que se opera. Si la planta opera con un factor de 76.97% tendrá la generación exacta del flujo de vapor necesario para generar 30MW en la turbina de vapor, si este factor aumenta se tendrá un excedente de vapor y si disminuye faltará vapor.

AJUSTES PARA FACTOR DE PLANTA MEDIO OPERATIVO				
FACTOR DE PLANTA		76.97%		
USOS PROPIOS		2%	GAS NATURAL PCI	kcal/m ³ 8,849
AJUSTES		SITIO 100% de carga	interpolación	FACTOR
			80 70	76.97
CAPACIDAD BRUTA	kW	57,857		76.97%
menos usos propios	kW	1,157		891
CAPACIDAD NETA	kW	56,700		43,640
HEAT RATE	BTU/kWh	9,616	1.0574	1.03
	KJ/kWh	10,144		1.04909
	kcal/kWh	2,423		10,642
EFICIENCIA TÉRMICA		0		2,542
GAS NATURAL	m3/h	15,526		33.83%
	MJ/h	575,116		11,950
	m3/kWh	0		464,436
GASES	°C	598	0.9543	0.9383
	LB/SEG	350	0.9185	0.8709
	kg/h	571,289		0.94945
				0.90406
				567.77
				316.29
				516.482

Cuadro 3.33

Cálculo del recuperador de calor

Con la información del flujo, la temperatura de los gases de escape de las turbinas de gas y las propiedades termodinámicas del vapor requerido se procede a calcular la cantidad de vapor que puede generarse en la caldera de recuperación.

Las condiciones de entrada del flujo de gases de combustión a la caldera de recuperación dependen de la turbina seleccionada, esta información se obtienen de las características de rendimiento.

En el siguiente cuadro se presentan las condiciones de entrada del flujo de gases de combustión, condiciones de sitio, así como el flujo y las propiedades termodinámicas del vapor requerido. También se presta la temperatura de agua de alimentación que fue calculada en el balance anterior.

CONDICIONES del SITIO	Gasto Masa	516,482 kg/h
	Temperatura gases	567.77 °C
	Altura SNM	2350 mts
	Presión Atmosférica	0.76071 bara
	Temperatura ambiente	15 °C
VAPOR REQUERIDO	Gasto masa requerido	133.34 ton/h
	Presión manométrica deseada	58.68 bar
	Presión absoluta	59.44071 bara
	Temperatura deseada del vapor	482.00 °C
	Temperatura del agua de alimentación	109.08 °C

Cuadro 3.34

La presión y temperatura del vapor están definidas por las condiciones de entrada a las turbinas de vapor.

PERDIDAS	radiación	5.00%	
	purgas	2.00%	
PUNTO de PLIEGUE (PINCH POINT)		10.0 °C	
DELTA T de ACERCAMIENTO		5.0 °C	
Temp saturación	274.99 °C	h del AA	457 kJ/kg
hf	1210.04 KJ/kg	Temperatura punto acercamiento	270 °C
hg	2784.86 KJ/kg	h punto de acercamiento	1,189 kJ/kg
h vapor salida	3379.56 KJ/kg	T2 gases (pinch)	285 °C

Cuadro 3.35

En el siguiente cuadro se muestran los parámetros de diseño del recuperador de calor, como el punto de pliegue y el de acercamiento, las consideraciones por pérdidas y purgas. En la primer columna están las propiedades del vapor a la presión de operación de la caldera, tanto los estados saturados como el de entrada a la turbina., en la segunda columna se tiene la

entalpía de agua de alimentación y la temperatura de los diferentes puntos en la caldera de recuperación.

En el siguiente cuadro se van detallando la información de la caldera de recuperación en sus diferentes etapas.

ENERGIA GASES EVAPORACION Y SOBREALENTADOR	T media gases (T1+T2)/2	426.3797444 °C
	CP gases	1.074 kJ/kg °C
	Delta T gases (T1-T2)	283
	Energía cedida por gases	156,861,768.97 KJ/h
	Perdidas por radiación	7,843,088.45 KJ/h
GASTO MASA VAPOR	Energía transferida	149,018,680.52 KJ/h
	Delta h vapor	2,190 kJ/kg
	GASTO MASA VAPOR producido	68,031.08 kg/h
	menos purgas	1,360.62 kg/h
	GASTO MASA NETO	66,670.46 kg/h
	Energía transferida al evaporador	108,560,596.88 KJ/h
CÁLCULO DE T3 TEMPERATURA DE SALIDA DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN A LA SALIDA DEL RECUPERADOR	Temperatura MINIMA requerida	119 °C
	Delta h del Economizador	733 kJ/kg
	Energía transferida la economizador	49,834,253.89 KJ/h
	T media de gases	239.2845 °C
	Cp gases	1.03221 kJ/kg °C
	Perdidas por radiación	2,491,712.69 kJ/h
	Energía cedida por los gases	52,325,966.59 KJ/h
	Delta T gases de economizador	98
	T salida Gas chimenea T3	186.839 °C
TEMPERATUA DE SALIDA DE LOS GASES EN EL SOBREALENTADOR	Energía transferida al sobrecalentador	39,648,921.97 KJ/h
	Perdidas por radiación	1,982,446.10 KJ/h
	Energía cedida gases	41,631,368.06 KJ/h
	T media de gases	537.00 °C
	CP gases	1.10 kJ/kg °C
	Delta T gases sobrecalentador	73.26
	T gases salida del SC	494.51 °C
	Energía transferida total	
	Evaporación y sobrecalentador	156,861,768.97 KJ/h
	Economizador	49,834,253.89 KJ/h
		206,696,022.86 KJ/h

Cuadro 3.36

Con los resultados anteriores se puede resumir la distribución de temperaturas en el recuperador de calor en la figura siguiente:

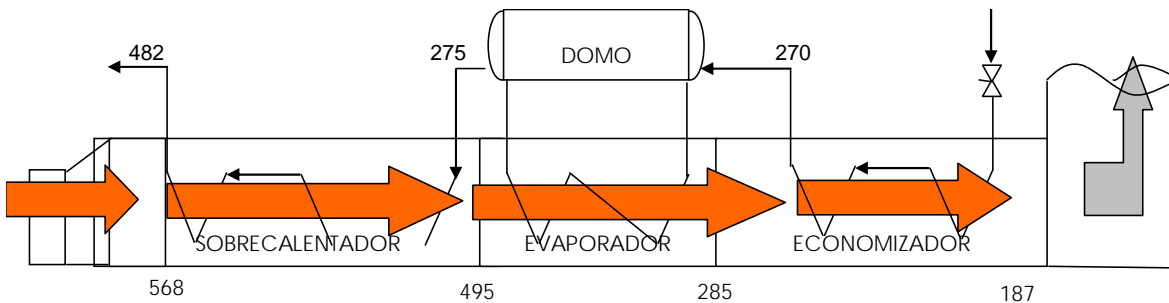


Figura 3.19 Diagrama de flujo de vapor y agua de alimentación en caldera de recuperación

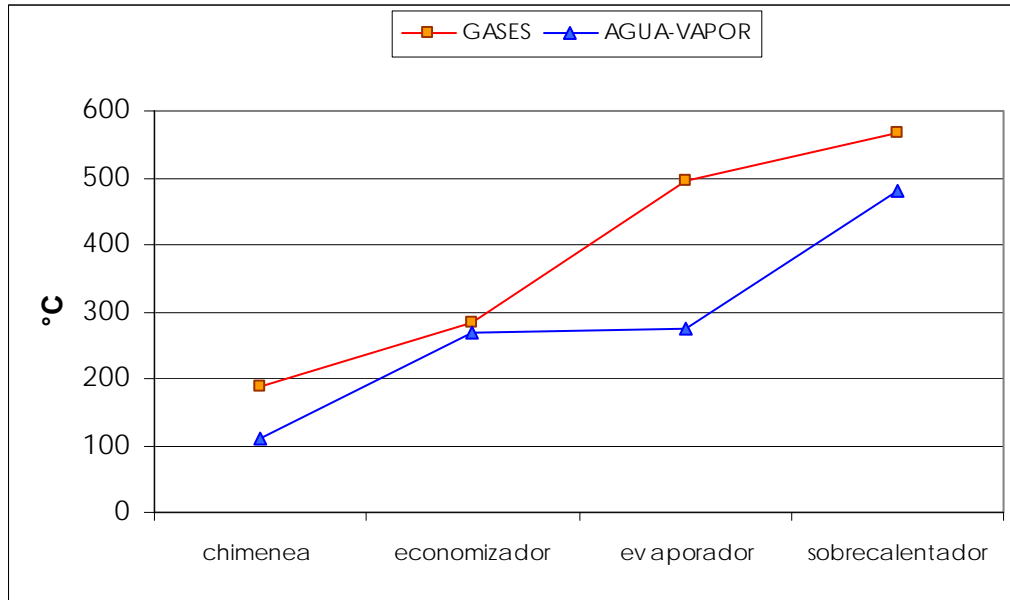


Figura 3.20 Gráfica de temperaturas en la caldera de recuperación

Balance de masa y energía en el intercambiador de calor

Los gases de combustión a la salida del recuperador de calor poseen energía suficiente para precalentar el retorno de condensado antes de entrar al deaerador. Esto se puede realizar con un intercambiador de calor con la finalidad de reducir el flujo de vapor en el deaerador, recordando que antes era del 9% y con este intercambiador se redujo al 5%. La Tabla 3.2 muestra las condiciones de entrada de los dos flujos al intercambiador de calor.

ENTRADA	GASES DE COMBUSTIÓN	RETORNO DE CONDENSADO
Flujo (ton/h)	516.48	126.67
Temperatura °C	187	198

Tabla 3.2 Condiciones de entrada al intercambiador

La temperatura de salida del retorno de condensado se fija en 78 °C, dado que con esta temperatura se tendrá las condiciones óptimas para la mejor eficiencia, se explicará con mayor detalle .mas adelante. En el siguiente cuadro se muestra el balance de masa y energía del intercambiador.

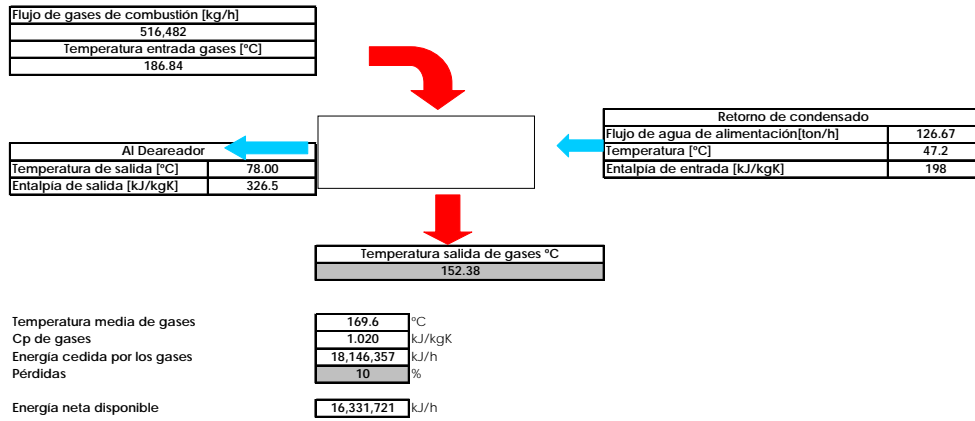


Figura 3.21

Se establecen los porcentajes de vapor a usos propios, a generación eléctrica, agua de repuesto y de retorno de condensado en base al vapor principal.

Vapor Principal		1.000
Vapor a deaerador	(vapor principal)*%/100 vapor a deaerador	0.050
Vapor a Servicios Propios	(vapor principal)*%/100 vapor a Serv. Propios	0.163
Vapor a GE	(vapor principal)*%/100 vapor a GE	0.79
Vapor a proceso	(v principal)-(v a deaerador)-(v a generación)-(v serv. Propios)	0.0000
Retorno condensado	%/100 * (v generación + v serv. Propios)	0.950
Retorno de Proceso	%/100*(v a proceso)	0.000
Agua de Repuesto	Vapor a proceso-Retorno de proceso+purgas	0.020
AGUA DE ALIMENTACIÓN	vapor deaerador + retorno + repuesto	1.020

Cuadro 3.37

El balance de masa y energía en el deaerador da información sobre la temperatura de agua de alimentación. Por medio de iteraciones en el balance en la cadera se definió que el valor de 109.08 °C de temperatura en el agua de alimentación es el ideal para tener una eficiencia mayor en el ciclo. El valor de esta temperatura esta relacionado con el valor de la temperatura en la salida del intercambiador, y este a su vez del comportamiento de la caldera de recuperación, es notoria la una relación circular de este cálculo.

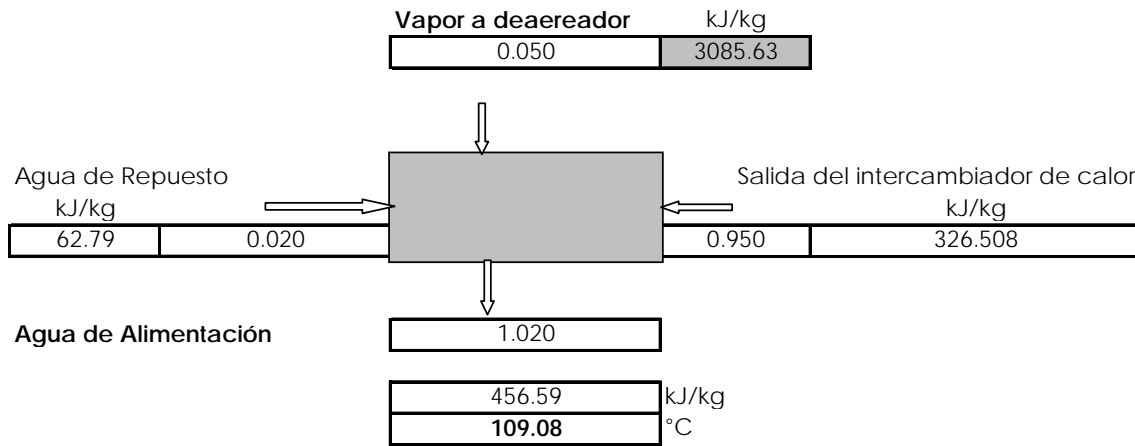


Figura 3.22 Diagrama de masa y energía en el deaerador

Cálculo de la eficiencia total del ciclo.

La energía subintrada al ciclo es la energía liberada por el combustible en la turbina de gas, que se obtiene del Heat Rate.

La energía generada neta es la suma de la energía generada neta en las turbinas de gas (recordando que son dos) más la energía generada neta en las turbinas de vapor.

La eficiencia total del ciclo es el cociente de la energía generada neta entre al energía suministrada total.

Se muestra la eficiencia del ciclo con dos turbinas de gas y una de vapor.

Eficiencia del ciclo generando 30MW en turbina de vapor	
Energía liberada del combustible total	258,020 kW
Energía Eléctrica generada neta	114,238 kW
Eficiencia total del ciclo	44.27 %

Cuadro 3.38

Si se implementa el sistema para las dos turbina de vapor, entonces se tendrían cuatro de gas, la eficiencia del ciclo es la misma la diferencia radiara en que la energía suministrada se duplicara junto con la energía eléctrica, como se muestra en el siguiente cuadro.

Eficiencia del ciclo generando 60 MW en dos turbinas de vapor		
Energía liberada del combustible total	516,040	kW
Energía Eléctrica generada neta	228,476	kW
Eficiencia total del ciclo	44.27	%

Cuadro 3.39

Resultados

A continuación se presentan los resultados de la repotenciación de la planta con la implementación de un ciclo combinado, precalentado el retorno de condensado.

Generando 30MW en una turbina de vapor

Eficiencia Total del ciclo

En Caldera de Recuperación

Vapor generado útil	133.34	ton/h
Calor transferido útil	108,264	kW
Energía cedida total de gases	114,831	kW
Eficiencia de la caldera de recuperación	94.28	%

En Turbina de gas

Energía liberada del combustible	258,020	kW
Energía generada neta	87,280	kW
Eficiencia de la turbina de gas	33.8	%

En Turbina de vapor

Energía Eléctrica generada neta	30,000	kW
Usos propios de generación	10.14	%
Energía generada neto	26,958	kW

Energía liberada del combustible total	258,020	kW
Energía Eléctrica generada neta	114,238	kW

Eficiencia total del ciclo	44.27	%
-----------------------------------	--------------	----------

Cuadro 3.40

Generando 60MW en dos turbinas de vapor

Eficiencia Total del cicloEn Caldera de Recuperación

Vapor generado útil	266.68	ton/h
Calor transferido útil	216,529	kW
Energía cedida total de gases	229,662	kW
Eficiencia de la caldera de recuperación	94.28	%

En Turbina de gas

Energía liberada del combustible	516,040	kW
Energía generada neta	174,560	kW
Eficiencia de la turbina de gas	33.8	%

En Turbina de vapor

Energía Eléctrica generada neta	60,000	kW
Usos propios de generación	10.14	%
Energía generada neto	53,916	kW

Energía liberada del combustible total	516,040	kW
Energía Eléctrica generada neta	228,476	kW

Eficiencia total del ciclo	44.27	%
----------------------------	-------	---

Cuadro 3.41

3.4 Análisis Económico De La Repotenciación Con Caldera De Recuperación

Ya se conoce la viabilidad técnica de la implantación de un sistema de repotenciación escogiendo como la mejor opción la que obtuvo mejor eficiencia dentro del ciclo, la cual es el ciclo de la repotenciación con caldera de recuperación en ambas versiones para generar 30 MW en una turbina de vapor o 60 MW en dos turbinas de vapor. Con el fin de conocer la viabilidad económica del proyecto se realiza un análisis económico de primer y segundo nivel. Para esto se calculan los costos de operación actuales y los futuros, que aunque los beneficios de cada una no se pueden comparar debido a la diferencia en la generación de potencia, el costo unitario de operación es un buen factor de comparación.

El análisis económico se realizó para las dos versiones. Todos los datos que se presentan en este desarrollo corresponderán a la implementación del sistema con cuatro turbinas de gas con caldera de recuperación cada una para generar 60 MW en dos turbinas de vapor, al final se compararan los indicadores de merito económico de las dos versiones.

A continuación se presentan resúmenes del costo actual y del costo futuro.

RESUMEN DE COSTO OPERATIVO ACTUAL	
IMPORTES ANUALES	<i>CIFRAS EN PESOS POR AÑO</i>
ENERGIA ELECTRICA RED	0.000
COMBUSTIBLE generacion	232,444,529
COMBUSTIBLE proceso	0.000
AGUA CRUDA Y TRATADA	572,326
REFACCIONES COGENERACION	0.000
REFACCIONES CALDERAS	6,807,966
PERSONAL	916,378
RESPALDO o Costo RED en "falla" y MTO programado	8,811,190
COSTOS POR CORTES RED	0.000
COSTO EVITADO REPOSICION EQUIPO	0.000
TOTAL ANUAL	249,552,389
COSTO NETO de energia electrica	249,552,389
COSTOS UNITARIOS de OPERACION	
COSTO NETO de ENERGIA ELECTRICA	1.096 peso/kWh
IMPORTES ANUALES	<i>CIFRAS EN USD POR AÑO</i>
ENERGIA ELECTRICA RED	0.000
COMBUSTIBLE generacion	20,940,949
COMBUSTIBLE proceso	0.000
AGUA CRUDA Y TRATADA	51,561
REFACCIONES COGENERACION	0.0000
REFACCIONES CALDERAS	613,330.2703
PERSONAL	82,557
RESPALDO o Costo RED en "falla" y MTO programado	793,801
COSTOS POR CORTES RED	0.0000
COSTO EVITADO REPOSICION EQUIPO	0.0000
TOTAL ANUAL	22,482,197
COSTO NETO de energia electrica	22,482,197
COSTOS UNITARIOS de OPERACION	
COSTO NETO de ENERGIA ELECTRICA	98.721 USD /MWh

En la situación actual de la planta el precio del gas natural es relativamente bajo; es seguro de suponerse que, a lo largo de la vida útil de la planta, estará variando debido a diversas causas entre las que se destacan:

- El gas natural, al ser un recurso energético, es finito y en la medida que se utiliza, su precio aumenta, aun cuando las demás condiciones permanezcan constantes.
- Al explotarlo de manera racional, primero son extraídas las reservas de costo mínimo y posteriormente las de mayor costo. Esto repercute en incrementos del precio en el futuro
- Los avances tecnológicos tienden a disminuir el costo de explotación del gas natural.
- Los conflictos internacionales tienden a aumentar el precio del gas natural.

Tomando en cuenta los factores anteriores se puede recurrir a un escenario medio, del cual se obtiene el costo nivelado del gas natural.

PRECIOS NIVELADO DE LOS ESCENARIOS DOMÉSTICO DE LOS COMBUSTIBLES	
Periodo (años)	Gas natural (100 ft ³)
5	7.79
10	7.35
15	7.24
20	7.22
25	7.22
30	7.22

Tabla 3.3 Precios Nivelados del escenario medio de los Combustibles en dólares 2006

(Copar 2006)

La vida útil de la planta se estima de 25 años, tomando el valor de la tabla anterior para este periodo se usará el costo nivelado de 7.22 USD por 1000 ft³.

RESUMEN DE COSTO OPERATIVO FUTURO

IMPORTES ANUALES	CIFRAS EN PESOS POR AÑO
ENERGIA ELECTRICA RED	0
COMBUSTIBLE generacion	1,231,152,732
COMBUSTIBLE proceso	0
AGUA CRUDA Y TRATADA	1,144,653
REFACCIONES COGENERACION	21,423,545
REFACCIONES CALDERAS	0
PERSONAL	2,199,308
RESPALDO o Costo RED en "falla" y MTO programado	41,161,203
COSTOS POR CORTES RED	na
COSTO EVITADO REPOSICION EQUIPO	na
TOTAL ANUAL	1,297,081,441
COSTO NETO de energia electrica	1,297,081,441
COSTOS UNITARIOS de OPERACION	
COSTO NETO de ENERGIA ELECTRICA	0.655 peso/KWH
IMPORTES ANUALES	CIFRAS EN USD POR AÑO
ENERGIA ELECTRICA RED	0
COMBUSTIBLE generacion	110,914,661
COMBUSTIBLE proceso	0
AGUA CRUDA Y TRATADA	103,122
REFACCIONES COGENERACION	1,930,049
REFACCIONES CALDERAS	0
PERSONAL	198,136
RESPALDO o Costo RED en "falla" y MTO programado	3,708,217
COSTOS POR CORTES RED	na
COSTO EVITADO REPOSICION EQUIPO	na
TOTAL ANUAL	116,854,184
COSTO NETO de energia electrica	116,854,184
COSTOS UNITARIOS de OPERACION	
COSTO NETO de ENERGIA ELECTRICA	58.97 USD /MWh

El costo unitario de operación en la situación actual es de 1.096 peso/kWh, comparándolo con el de la situación futura de 0.655 peso/kWh, esto muestra el incremento de eficiencia en la situación futura y la disminución del costo por el aumento de generación, ya que los costos fijos se reparten entre una generación mayor.

Para el cálculo del beneficio se requiere del precio de venta de la energía eléctrica, el precio de venta actual es un valor fijo, el precio de venta futuro es un valor que resulta de la iteración de una serie de cálculos con el objetivo de que sea rentable el proyecto, esto se mencionará mas adelante.

RESUMEN COSTO-BENEFICIO OPERATIVO COMPARATIVO

IMPORTES ANUALES	CIFRAS EN USD POR AÑO		Precio venta actual \$/kWh
	ACTUAL	FUTURO	Precio venta futuro \$/kWh
			1.118
			0.823
Ingresos			
VENTA DE ENERGÍA ELECTRICA	22,937,621	146,911,309	
Costos			
ENERGIA ELECTRICA RED	0	0	
COMBUSTIBLE generacion	20,940,949	110,914,661	
COMBUSTIBLE proceso	0	0	
AGUA CRUDA Y TRATADA	51,561	103,122	
REFACCIONES COGENERACION	0	1,930,049	
REFACCIONES CALDERAS	613,330	0	
PERSONAL	82,557	198,136	
RESPALDO	793,801	3,708,217	
COSTOS POR CORTES RED	0	0	
COSTO EVITADO REPOSICION EQUIPO	0	0	
Total Costos	22,482,197	116,854,184	
Beneficios: Ingresos menos costos	455,424	30,057,126	

Conociendo la inversión y los beneficios del proyecto se puede calcular el tiempo de recuperación de la inversión, a través del método del periodo simple. Hasta este momento no conocemos la inversión, pero sabemos que de acuerdo a la vida útil del proyecto un tiempo de recuperación de 6.5 años es adecuado. Al fijar el valor del tiempo de recuperación se puede conocer el valor máximo permitido para la inversión, el cual se muestra en el Cuadro 3.42.

Tiempo de recuperación	6.5	<i>años</i>
Inversión máxima	195,371	<i>miles de USD</i>

Cuadro 3.42

Para el análisis de segundo nivel se necesita un estimado de pre-inversión, en este estimado se incluye los costos de:

- Inversión física
- Instalación
- Fletes, seguros, aranceles y derechos
- Obra civil
- Pruebas de construcción y puesta en servicio
- Ingeniería, supervisión y dirección.
- Construcción y asesorías legales, fiscales, financiera y los permisos y licencias.

Las inversiones varían directamente con la capacidad máxima requerida.

Para los análisis preliminares es suficiente contar con estimados globales tomando los valores típicos de inversión en dólares por kW instalado. Este podrá tener un rango de error de un 20 a 25%, que deberá considerarse con la inclusión de una partida de imprevistos.

El estimado de preinversión para 4 turbinas de vapor de 77, 060 kW con su respectiva caldera de recuperación es el siguiente:

ESTIMADOS PRELIMINARES DE VALOR DE INVERSIÓN						
DATOS PARA EL CÁLCULO				CONFIGURACIÓN		
				TG + CALDERA		
CAPACIDAD ELÉCTRICA ISO		kWe		308,240		
CAPACIDAD MECÁNICA ISO		kWm				
VAPOR GENERADO		ton/h		266.68		
Miles de USD						
				mínimo	máximo	
EQUIPO DE GENERACIÓN		USD/Kw ISO	95%	233	105%	257
	A1	IMPORTE		71,743		79,295
CALDERA	A2	USD / TON/h	18.00	4,800	25.00	6,667
SUMA EQUIPO PRINCIPAL	A	A1+A2		76,543		85,962
AUXILIARES CALDERA y SIST VAPOR	B1	% de A2	8.00	384	10.00	667
EQ. MECANICO COMPLEMENTARIO	B2	% de A	2.00	1,531	5.00	4,298
ELECTRICO	B3	% de A1	6.00	4,305	8.00	6,344
CONTROL E INSTRUMENTACION	B4	% de A1	2.00	1,435	4.00	3,172
SUMA EQUIPO Y MATERIALES	B	A+B1+B2+B3+B4		84,197		100,442
INGENIERIA DIRECCION Y SUPERVISION	C1	% de B	4.00	3,368	6.00	6,027
CONSTRUCCION E INSTALACION	C2	% de B	8.00	6,736	10.00	10,044
FLETES Y SEGUROS	C3	% de B	2.00	1,684	3.00	3,013
ARANCELES Y DERECHOS	C4	% de A	3.00	2,296	5.00	4,298
SUBTOTAL	C	B+C1+C2+C3+C4		98,281		123,824
IMPREVISTOS	D	% de C	10.00	9,828	5.00	6,191
TOTAL ESTIMADO DE INVERSION		C+D		108,109		130,015
VALORES MEDIOS		MIL USD				119,062
USD POR KW ISO		TOTAL/Kw iso		351		422
VALORES MEDIOS		TOTAL/Kw iso				386

Ahora se presentaran las tablas de valores corrientes y la tabla de valores presentes calculado con los datos reportados en la siguiente tabla, donde el valor de la inversión es el calculado en el estimado de preinversión.

TABLA DE VALORES CORRIENTES					
	Ingresos	Costos			CAMBIO
año	EE+vapor	Combustible	Otros	INVERSIÓN	NETO
0	0	0	0	119,062	-119,062
1	146,911	110,915	5,940	0	30,057
2	146,911	110,915	5,940	0	30,057
3	146,911	110,915	5,940	0	30,057
4	146,911	110,915	5,940	0	30,057
5	146,911	110,915	5,940	0	30,057
6	146,911	110,915	5,940	0	30,057
7	146,911	110,915	5,940	0	30,057
8	146,911	110,915	5,940	0	30,057
9	146,911	110,915	5,940	0	30,057
10	146,911	110,915	5,940	0	30,057
11	146,911	110,915	5,940	0	30,057
12	146,911	110,915	5,940	0	30,057
13	146,911	110,915	5,940	0	30,057
14	146,911	110,915	5,940	0	30,057
15	146,911	110,915	5,940	0	30,057
16	146,911	110,915	5,940	0	30,057
17	146,911	110,915	5,940	0	30,057
18	146,911	110,915	5,940	0	30,057
19	146,911	110,915	5,940	0	30,057
20	146,911	110,915	5,940	0	30,057
21	146,911	110,915	5,940	0	30,057
22	146,911	110,915	5,940	0	30,057
23	146,911	110,915	5,940	0	30,057
24	146,911	110,915	5,940	0	30,057
25	146,911	110,915	5,940	0	30,057
SUMAS	3,672,783	2,772,867	148,488	119,062	632,366

Tabla 3.4 Valores corrientes

En la parte de ingresos y costos se puede ver la coincidencia con los datos reportados en el cuadro de beneficios.

TABLA DE VALORES PRESENTES								
año	deflactor	VPN de los INGRESOS	VPN de los COSTOS	VPN de la INVERSIÓN	VPN NETO Anual	VPN acumulado	TIR %	T retorno años
0	1.000	0	0	119,062	-119,062	-119,062		
1	0.870	127,749	101,612	0	26,137	-92,926		5.09
2	0.756	111,086	88,359	0	22,728	-70,198	-35.57	5.55
3	0.658	96,597	76,834	0	19,763	-50,435	-12.71	5.93
4	0.572	83,997	66,812	0	17,185	-33,250	0.39	6.23
5	0.497	73,041	58,097	0	14,944	-18,306	8.30	6.41
6	0.432	63,514	50,519	0	12,995	-5,312	13.33	6.47
7	0.376	55,229	43,930	0	11,300	5,988	16.66	6.39
8	0.327	48,026	38,200	0	9,826	15,814	18.94	6.15
9	0.284	41,761	33,217	0	8,544	24,358	20.55	5.72
10	0.247	36,314	28,885	0	7,430	31,788	21.70	5.08
11	0.215	31,578	25,117	0	6,461	38,248	22.55	4.19
12	0.187	27,459	21,841	0	5,618	43,866	23.18	3.02
13	0.163	23,877	18,992	0	4,885	48,751	23.65	1.52
14	0.141	20,763	16,515	0	4,248	52,999	24.00	-0.35
15	0.123	18,055	14,361	0	3,694	56,693	24.28	-2.65
16	0.107	15,700	12,488	0	3,212	59,905	24.49	-5.45
17	0.093	13,652	10,859	0	2,793	62,698	24.65	-8.81
18	0.081	11,871	9,442	0	2,429	65,127	24.78	-12.84
19	0.070	10,323	8,211	0	2,112	67,239	24.87	-17.61
20	0.061	8,976	7,140	0	1,836	69,075	24.95	-23.25
21	0.053	7,805	6,209	0	1,597	70,672	25.01	-29.89
22	0.046	6,787	5,399	0	1,389	72,061	25.06	-37.68
23	0.040	5,902	4,695	0	1,208	73,268	25.10	-46.78
24	0.035	5,132	4,082	0	1,050	74,318	25.13	-57.39
25	0.030	4,463	3,550	0	913	75,231	25.15	0.00
	VPN	949,657	755,363	119,062	75,231			

Tabla 3.5 Valores presentes

La Tabla 3.5 es la que nos indica el valor del dinero a través del tiempo, el tiempo donde el valor presente neto acumulado es cero es el tiempo donde se recupera la inversión o cuando la TIR es igual a la tasa de descuento indica que se ha llegado el punto de equilibrio. Entonces el punto de equilibrio depende directamente de los beneficios es decir de los ingresos menos los costos.

Los costos y los ingresos anuales se muestran en la Tabla 3.4, los costos se mantienen fijos ya que no cambiara el costo por combustible a lo largo del tiempo, por esto el punto de equilibrio solo depende de los ingresos que a su vez dependen del precio de venta de la energía eléctrica, si se varia el precio de venta se modifica el punto de equilibrio. Como anteriormente se mencionó el tiempo de recuperación se fija en 6.5 años, con este valor lo único que resta es calcular beneficios, la tabla de valores corrientes y tabla de valores presente con diferentes valores de precio de venta de energía eléctrica hasta encontrar el precio de venta que da un tiempo de retorno de 6.5 años. Para encontrar el valor reportado en los cuadros y tablas anteriores se requirieron de varias iteraciones con diferentes precios de venta, considerando que cuando el precio de venta es inversamente proporcional al tiempo de retorno.

Las siguiente gráficas muestran el comportamiento a través de los años de la tasa interna de retorno y el valor presente neto, en las dos se muestra el punto de equilibrio, el años donde se recupera la inversión.

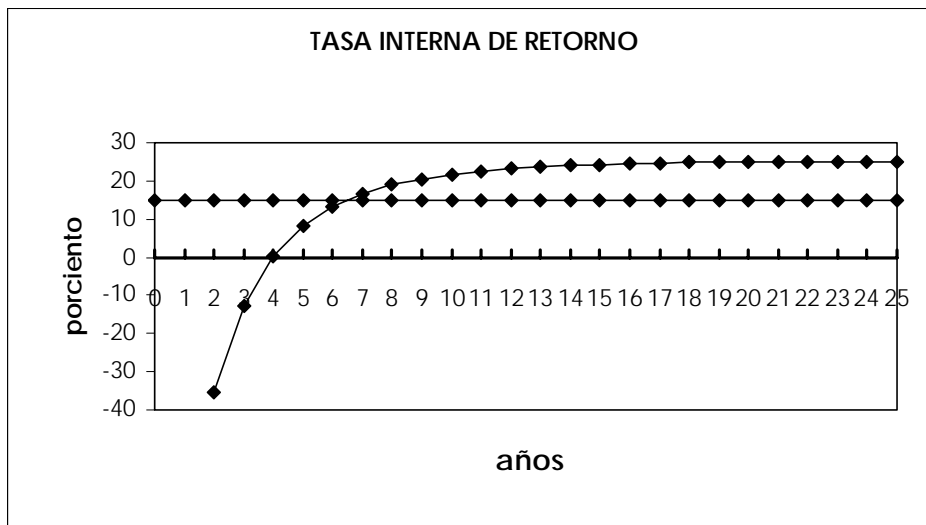


Figura 3.23 Tasa interna de Retorno

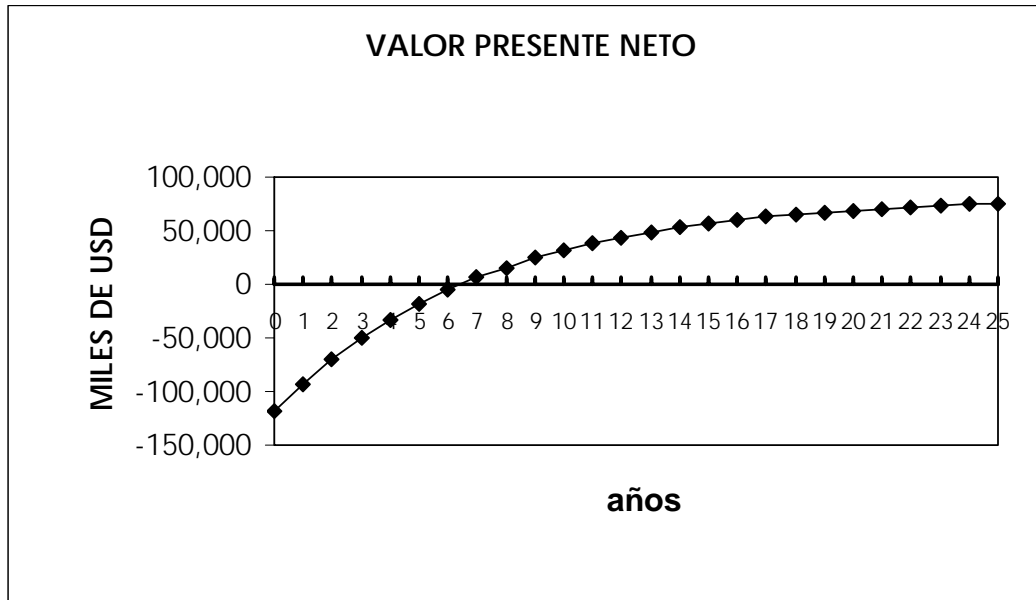


Figura 3.24 Valor presente neto

Y para finalizar el análisis económico se presenta la siguiente tabla comparativa con los indicadores de mérito económico y un resumen de los datos de las dos versiones de repotenciación con caldera de recuperación con el fin de escoger la mejor opción.

REPOTENCIACIÓN CON CALDERA DE RECUPERACIÓN	A	B
	Generación en turbina de vapor [MW]	30
Generación neta [MW]	114	228
Precio venta Energía Eléctrica [\$/kW]	0.825	0.823
Beneficios [mil USD]	14,964	30,057
Inversión [mil USD]	59,531	119,062

Tabla 3.6 Comparación de parámetros de las dos repotenciones con caldera de recuperación

INDICADORES DE MÉRITO ECONÓMICO	A	B
Resultado neto de operación (RNO)	96,731.713	194,293.74
Relación B/C	1.625	1.63
Valor presente neto	37,200.590	75,231.50
Tasa interna de retorno (TIR)	25.043	25.15
Tiempo de retorno (VPN)	6.515	6.470

Tabla 3.7 Comparación de los indicadores de merito económico

De las tablas comparativas se concluye que la mejor opción es la B, dado que las dos opciones tienen similar beneficio costo, pero con la opción B el precio de venta es menor y el tiempo de retorno también es ligeramente menor que la opción A. El RNO indica que será mayor la ganancia con la opción B aunque también implica una mayor inversión.

CAPÍTULO 4

CAPÍTULO 4

PROPUESTAS PARA EL EMPLEO DE GAS DE SÍNTESIS (SYNGAS)

4.1 La Generación Con Gas De Síntesis (Syngas)

El diseño de turbinas de gas que utilizan syngas a partir de la síntesis de residuos de crudo, basura y materia orgánica ha sido desarrollado desde hace treinta años por General Electric y otros constructores posteriormente. Estas turbinas trabajan con combustibles de bajo poder calorífico, contando con sistemas recontrol en emisiones que permiten cumplir estándares de control ecológicas.

General Electric reporta la operación reciente de una refinería en Sardinia que utiliza esta tecnología. También en Sicilia, Italia se localiza la segunda planta más grande de Europa que emplea SYNGAS para generar energía eléctrica en turbinas de gas y generar vapor en calderas de recuperación, con un proceso desarrollado por Texaco [Power-technology]

Las principales directrices para la tecnología del desarrollo de IGCC (Integrated Gasification Combustión Cycle) son los bajos costos del combustible, las bajas emisiones y alta eficiencia en plantas de avanzada. Sin embargo, los bajos precios, la disponibilidad y abundancia en carbón, combustóleo y residuos de petróleo, basura, ayudan a compensar la desventaja del costo por energía generada y la vida útil que es considerada en los costos. La viabilidad económica de la planta puede mejorar posteriormente por coproducción de hidrógeno, metanol, azufre, amoníaco, etc.

El desarrollo de nuevas tecnologías, como la gasificación por plasma, para gasificar materia con un alto contenido de carbono y obtener un gas que se compone principalmente de hidrógeno y monóxido de carbono requiere de una inversión fuerte por los materiales resistentes a las altas temperaturas en el reactor y la antorcha de plasma (entre 5000 y 7000°C). En el caso particular del sistema que generará el gas de síntesis a partir de residuos sólidos se dispondrá de dos flujos de energía, uno proveniente del calor de rechazo de los reactores de plasma susceptible de aprovecharse en el precalentamiento del agua de alimentación a la caldera y otro asociado al poder calorífico del combustible producido, sin embargo en el análisis de rendimiento de la planta con la utilización de gas de síntesis se considera únicamente la energía asociada al poder calorífico.

4.2 Poder Calorífico Del Syngas

La principal diferencia entre el gas natura y el syngas, es el valor del poder calorífico. Para analizar las posibilidades que tiene este combustible de ser usado como en generación de potencia se necesita conocer su poder calorífico.

De la misma forma como se calculo en el capítulo dos el poder calorífico del gas natural a través de su composición, se calcula el poder calorífico del syngas, la composición usada es una composición típica del syngas obtenida por un proceso de gasificación por plasma, tomando un escenario medio. Esta composición se muestra en la siguiente tabla.

COMPOSICIÓN DEL SYNGAS	
	%V
Hidrógeno	30.07
Oxígeno	0
Monóxido de carbono	32.56
Propileno	2.06
Vapor de agua	25.8
Metano	0
Etano	0
Propano	0
Butano	0
Pentano	0
Nitrógeno	1.6
CO ₂	7.8
Sulfato de hidrógeno	0.11

Tabla 4.1 Composición de syngas

Los datos calculados del poder calorífico del syngas se ven en la Tabla 4.2, se nota que el syngas tiene un poder mucho mas bajo que el gas natural, es por esto que se requiere un mayor gasto de syngas con relación a un gasto de gas natural para aportar la misma energía.

PODER CALORÍFICO DEL SYNGAS		
PCS	PCI	
3,261	2,900	kcal/kg
13,649	12,141	kJ/kg
5,868	5,220	BTU/lb

Tabla 4.2 Poder calorífico del syngas

Con los datos de composición volumétrica y la masa molecular de cada uno de sus componentes, podemos conocer R , la constante del gas; al aplicar la ley de gases ideal podemos conocer la densidad del gas de síntesis, mostrada en la siguiente tabla.

PROPIEDADES DEL SYNGAS		
R	0.434269358	kJ/kg K
Presión	76.071	kPa
Densidad	0.608	kg/m ³

4.3 Recomendación I. Quemar El Gas De Síntesis En Los Generadores De Vapor Instalados

Esta recomendación consiste en el uso del equipo que ya se tiene instalado con modificaciones mínimas, no requerirá de equipo extra para la generación de potencia. Las calderas en el estado actual pueden quemar gas natural y combustóleo, están diseñada para trabajar con estos combustibles, como el syngas es un gas de bajo poder calorífico y necesita una relación de aire diferente el primer paso es asegurar que la caldera tiene la capacidad volumétrica para quemar este combustible.

4.3.1 Determinación De La Capacidad De Las Calderas Para Quemar Gas De Síntesis (Syngas).

A partir de un análisis de los gases de combustión se determina la capacidad volumétrica de los generadores de vapor para la combustión de syngas, los siguientes datos son el resultado de dicho análisis.

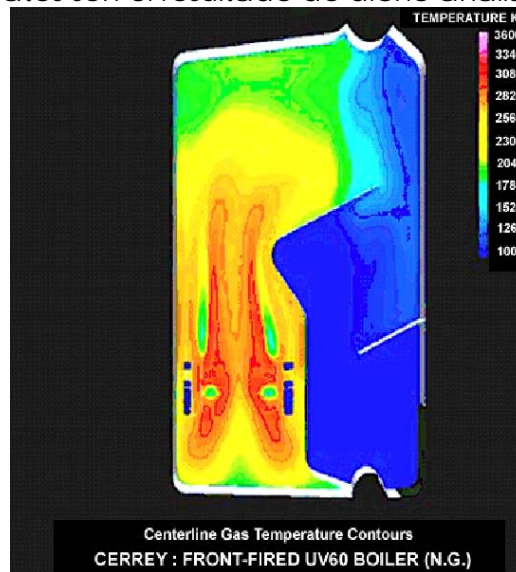


Figura 4.1 Simulación del gradiente de temperatura para los gases de combustión en un generador de vapor VU-60 CERREY

En la Figura 4.1 se muestra la simulación del gradiente de temperatura para los gases de combustión correspondiente al modelo VU-60 de CERREY con gas natural (N.G.), como se puede apreciar la temperatura de los gases en la sección del sobrecalentador no sobrepasa los 2000 °F (1093°C).

Para fines prácticos en el diseño de las calderas tienen como parámetro 2000 °F para cálculo en el volumen de los gases de combustión.

La composición que se establece para el análisis volumétrico de comparación en los gases de combustión son las siguientes:

GAS NATURAL	%V
Metano	92.24
Etano	5.46
Propano	0.29
N-butano	0.06
I-butano	0
Pentano	0.01
Nitrógeno	1.84
Agua	0
Hidrógeno	0
Oxígeno	0
Dióxido de carbono	0.1
Monóxido de carbono	0

Tabla 4.3 Composición volumétrica del gas natural

Como se puede ver en la Tabla 4.4, la relación aire combustible del gas natural es mucho mayor que la relación para el syngas. Esto es de gran importancia debido a que el poder calorífico del syngas es menor que el de gas natural, es decir se necesita una cantidad mayor de syngas para producir la misma energía que con gas natural, pero el syngas requiere de menor cantidad de aire para realizar una buena combustión.

RELACIÓN AIRE /COMBUSTIBLE	Kg aire/ kg comb
Syngas	3.36
Gas Natural	18.95

Tabla 4.4 Relación de aire/combustible para syngas y gas natural.

Conociendo los balances estequiométricos se puede determinar el volumen de los productos de la combustión. Esto va directamente relacionado con el tipo de combustible, ya que el exceso de aire influye proporcionalmente con la relación aire combustible, los datos señalados anteriormente corresponden a un exceso de aire del 15%.

Se calcula el volumen específico de cada uno de los productos de la combustión, de esta forma se conoce el volumen de la mezcla por superposición (Ley de Dalton). Posteriormente se calcula el volumen total de gases de combustión para generar el vapor necesario para generar una potencia de 30MW_e en un turbogenerador, 149 ton/h que cubren los usos propios de generación.

GAS NATURAL				
Para generar 149 Ton/hr de vapor				
G.N.		9.06	Ton/hr	
Aire		171.58	Ton/hr	
Flujo de gases de combustión	180.63	Ton/hr	50.17	kg/s
Densidad		0.1863	kg/m ³	
Flujo de gases de combustión		269.349	m ³ /s	

Tabla 4.5 Resultados del cálculo de flujo de gases de combustión generando 149 ton/ h de vapor con gas natural

SYNGAS					
Para generar 149 ton/hr de vapor					
G.N.	9.06	Ton/hr	Syngas	27.09	Ton/hr
Aire	51.47	Ton/hr	Aire	91.03	Ton/hr
Flujo de gases de combustión	172.30	Ton/hr	47.86	kg/s	
Densidad		0.1895	kg/m ³		
Flujo de gases de combustión		252.54	m ³ /s		

Tabla 4.6 Resultados del cálculo de flujo de gases de combustión generando 149 ton/hr de vapor con syngas

La diferencia porcentual de volumen de gases
de combustión

6.24%

Tabla 4.7 Comparación volumétrica de los gases de combustión.

Se puede observar en Tabla 4.6 que para la generación de vapor utilizando syngas se considera un flujo de gas natural, esto es conforme a especificaciones de fabricantes de quemadores de syngas, señalan que el flujo de syngas debe aportar el 70% del calor y el 30% restante debe ser provisto por gas natural.

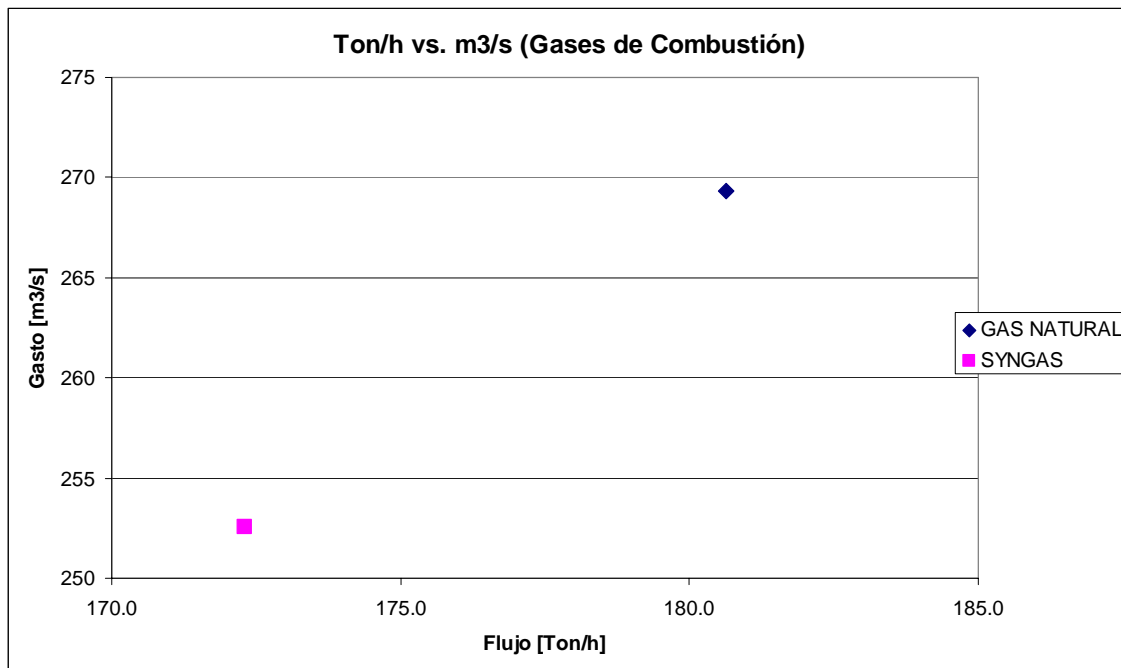


Figura 4.2 Flujo de gases de combustión en la caldera quemando gas natural y syngas, para generar 149 ton/h de vapor.

Esta gráfica expone el flujo de gases de combustión por generar 149 ton/h de vapor a partir de gas natural comparándolo con el flujo de gases de combustión.

El valor de referencia es el del volumen de los gases de combustión para gas natural, ya que se sabe que el generador de vapor está diseñado para quemar este combustible. Como el valor del volumen para generar 149 ton/h de vapor con syngas es menor, se concluye que el generador de vapor tiene la capacidad volumétrica para quemar syngas suministrando vapor suficiente para generar 30 MW_e en cada turbogenerador.

En virtud de lo anterior expuesto se concluye que las calderas tienen la capacidad convectiva para el aprovechamiento del calor aportado por el syngas.

4.3.2 Quemadores

Esta propuesta se llevaría acabo utilizando quemadores con tecnología apropiada para quemar gas de síntesis, instalándolos en los generadores de vapor con los que cuenta actualmente la planta en la configuración de ciclo Rankine.

Estos quemadores pueden quemar hasta un 70 % de su capacidad energética total con syngas y el 30% restante con gas natural que proporciona la flama de soporte.

Esta recomendación implica la instalación de seis nuevos quemadores por caldera y la adecuación de partes de la caldera que impliquen la instalación de los quemadores, por ejemplo las tuberías y soportes.

La energía liberada en los quemadores proporcionará la energía necesaria para generar un máximo de 149 ton/h por generador de vapor implica una generación de syngas que debe cumplir con la demanda.

Dentro de esta recomendación se debe generar vapor con la cantidad exacta del gas de síntesis, con la composición establecida se realiza el correspondiente balance en el generador de vapor para que no exista un sobrante del mismo, el cual se muestra en el siguiente diagrama para generar 30MW_e.

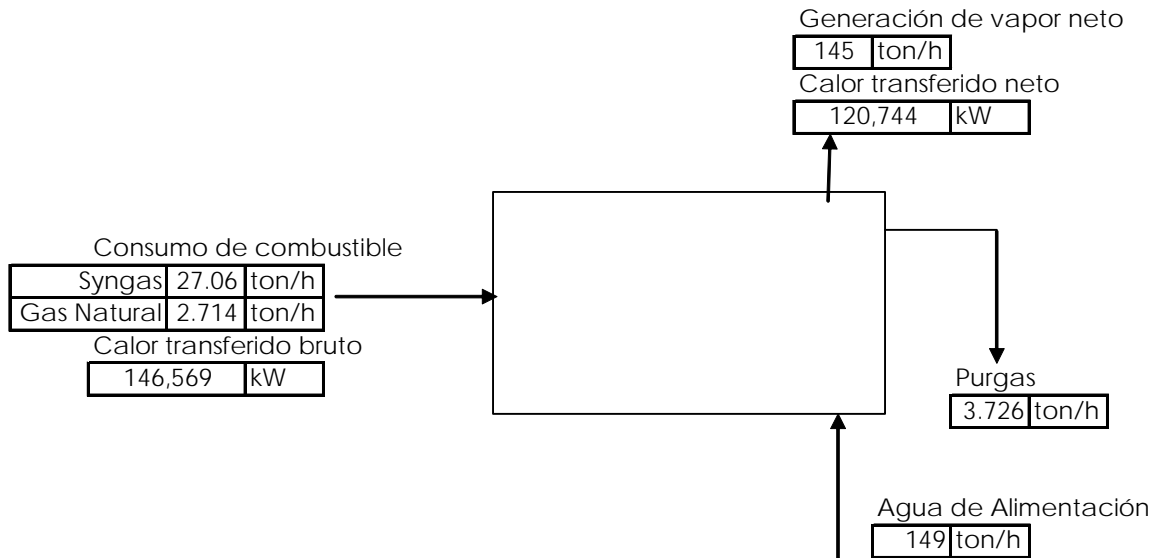
Balance en la caldera sin sobrante de SYNGAS


Figura 4.3 Diagrama de flujo de combustible y vapor en la caldera.

El ciclo de generación de potencia eléctrica es el mismo que se describe en la Alternativa 1 del Capítulo 2, considerando que la eficiencia del generador de vapor no cambia se estima que la eficiencia calculada es de 18.39%.

4.3.3 Análisis Económico

El Gas de Síntesis, como se demostró anteriormente con el análisis técnico, puede utilizarse en las dos calderas que actualmente están instaladas en la planta de generación de energía eléctrica. Ahora es necesario determinar la factibilidad económica de esta recomendación.

El costo anual total de la planta de generación de energía eléctrica en la situación actual se compone de la suma de los siguientes costos:

Costo anual actual de:

- Combustible
- Agua
- Refacciones
- Personal
- Respaldo

En el Cuadro 4.1 se presentan estos costos en pesos y en dólares por año.

	PESOS POR AÑO	USD POR AÑO
COMBUSTIBLE generacion	232,445,707	20,941,055
AGUA CRUDA Y TRATADA	572,326	51,561
REFACCIONES CALDERAS	6,807,966	613,330.2703
PERSONAL	916,378	82,557
RESPALDO o Costo RED en "falla" y MTO programado	8,811,190	793,801
TOTAL ANUAL	249,553,567	22,482,303
TASA PESO / USD		11

Cuadro 4.1

La planta actualmente compra el gas natural a un costo de 4.5 dólares por millón de BTU. Genera 30 MW aproximadamente a un costo neto de Energía Eléctrica de 1.096 pesos por KWh. La energía eléctrica generada se puede vender a un precio mayor que éste último dato pero con la limitante que debe ser competitivo con las tarifas de la Comisión Federal de Electricidad.

Para una demanda igual a la energía generada en la planta actualmente, las tarifas de CFE son las siguientes:

TARIFAS APLICABLES DE CFE PARA SEPTIMBRE DE 2006						
Región			sur	"Sept-06"		
				\$/kWh		
	FRI	FRB	\$/kW	Punta	Intermedia	Base
HM	0.30	0.15	134.86	2.4958	0.7791	0.6478
HS	0.20	0.10	90.66	2.8982	0.7545	0.6567
HSL	0.20	0.10	135.94	2.0404	0.6487	0.6567
HT	0.10	0.05	78.98	2.8342	0.6895	0.6379
HTL	0.10	0.05	118.49	1.9939	0.6748	0.6379

Tabla 4.8 Tarifas de CFE para septiembre 2006

	TOTALES	COSTO INTEGRADO
	\$/mes	\$/kWh
HM	20,808,942	1.118
HS	19,861,396	1.068
HSL	18,755,760	1.008
HT	18,572,457	0.998
HTL	18,282,508	0.983

Cuadro 4.2

En el Cuadro 4.2 anterior se puede observar que el precio de la Tarifa Horaria HM está por encima del costo neto de Energía Eléctrica de 1.096 pesos por KWh actual de la planta de generación. Si se vendiera la electricidad a este precio el resultado de operación anual es:

<i>SITUACIÓN ACTUAL</i>	
<i>USD POR AÑO</i>	
VENTA DE ENERGÍA ELECTRICA	22,937,621
Costos	
COMBUSTIBLE generacion	20,941,055
AGUA CRUDA Y TRATADA	51,561
REFACCIONES CALDERAS	613,330
PERSONAL	82,557
RESPALDO	793,801
TOTAL ANUAL	455,318

Cuadro 4.3

El Total Anual es la ganancia actual en dólares por año de la planta de generación de energía eléctrica, siendo 5,054, 028 pesos por año.

Los costos actuales de la planta se verían modificados a partir de la implementación de un sistema de generación de vapor utilizando gas de síntesis como combustible principal y gas natural como combustible de soporte.

Los costos futuros del Agua Cruda y Tratada, Refacciones y Respaldo son mayores por el aumento de la potencia generada en la planta. El costo de Personal es el mismo que en la situación actual de la planta considerando que no habrá nuevas contrataciones. El costo de Combustible depende del costo del gas natural y el costo del gas de síntesis. El costo de gas natural en la situación actual es de 4.5 dólares por millón de BTU y en el futuro este costo podría aumentar. El costo del gas de síntesis depende del costo al cual se esté generando, por lo tanto puede ir desde un escenario optimista hasta uno pesimista.

El análisis de factibilidad económica se realiza tomando el costo nivelado del escenario medio del gas natural de 7.22 dólares por 1000 pies cúbicos. Esto equivale a 6.59 dólares por millón de BTU. El precio de gas de síntesis se varía desde 0.5 dólares/mmBTU hasta un precio en el cual sea rentable la recomendación.

La inversión a realizar en esta recomendación equivale al costo de los 12 quemadores, retiro de los viejos e instalación de los nuevos, puesta en operación e instalación de tuberías de gas de síntesis. En la tabla siguiente se muestran estos costos.

COSTOS DE ADECUACIÓN DE QUEMADORES EN CALDERAS ACTUALES			
Descripción	Cantidad	Precio Unitario USD	Total USD
Quemadores de gas de síntesis	12	\$ 66,667	\$ 800,000

Retiro e instalación	2	\$ 75,000	\$ 150,000
Arranque y puesta en operación	2	\$ 30,000	\$ 60,000
Tuberías de gas de síntesis		\$ 390,000	\$ 390,000
TOTAL		\$1,400,000	

Los ingresos de la planta de generación de energía eléctrica son iguales a la generación neta total por el precio de venta de la energía eléctrica. Con la implementación de la recomendación, estos ingresos aumentan directamente con el aumento de la generación de energía eléctrica.

El Resultado de la Operación Anual o Cambio Neto en el análisis económico de primer nivel es la resta de los ingresos futuros, generados por la implementación de los nuevos quemadores y la generación de 60 MW, menos los costos futuros de la planta. Este resultado será precisamente los que pagará la inversión del proyecto, y sirve para determinar de primera instancia la inversión máxima para que el tiempo de recuperación de la inversión sea de 6.5 años (payback simple).

Utilizando el análisis económico de segundo nivel se obtienen cinco indicadores económicos: Resultado neto de operación, Relación Beneficio/Costo, Valor Presente Neto, Tasa Interna de Retorno y Tiempo de Retorno de la Inversión. Para cada precio de gas de síntesis y precio de venta de Energía eléctrica se tendrán estos 5 indicadores.

La siguiente gráfica muestra el resultado del análisis económico de segundo nivel en donde se indica a qué precio se debe vender la energía eléctrica dependiendo del costo de gas de síntesis para que el tiempo de retorno de la inversión sea de 6.5 años.

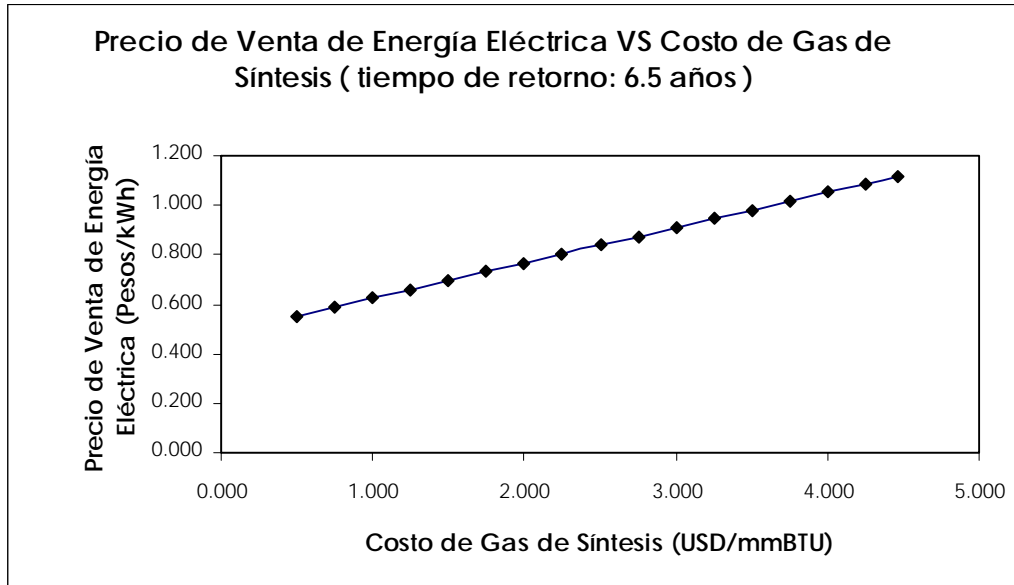


Figura 4.4 Precio de venta de Energía Eléctrica VS Costo de Gas de Síntesis con tiempo de retorno de 6.5 años

El máximo costo de gas de síntesis para que la recomendación sea rentable es de 4.46 dólares por millón de BTU, ya que bajo este costo del gas de síntesis se debería vender la electricidad a un precio de 1.118 pesos/kWh, que es la tarifa más cara a la cual CFE vende su electricidad por un consumo de energía igual a la energía generada neta de la planta por mes.

Las siguientes gráficas son resultado de aplicar el análisis económico de segundo nivel bajo a 4 diferentes precios de venta de la energía eléctrica y variando el costo del gas de síntesis.

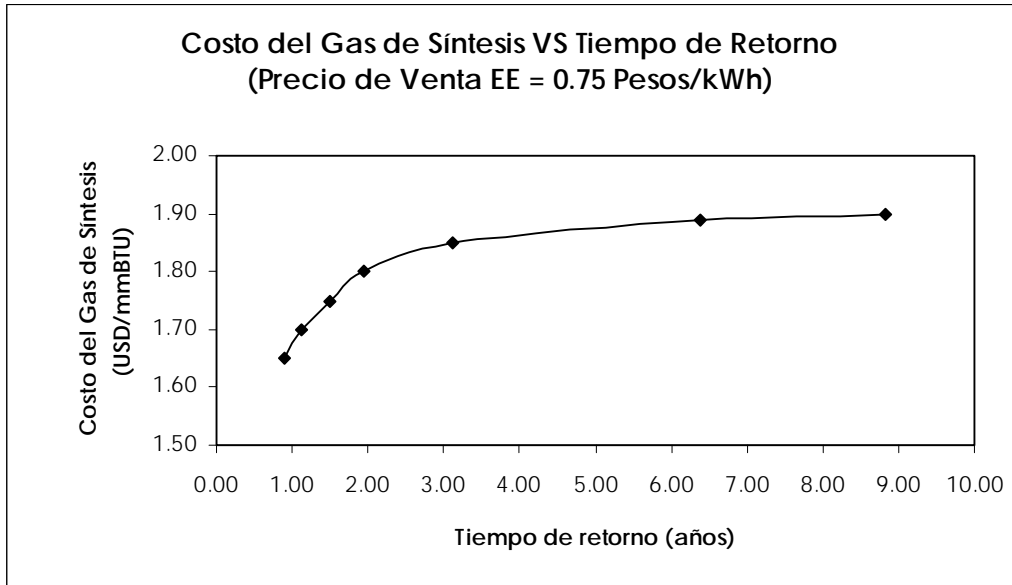


Figura 4.5 Tiempo de retorno según la variación del Costo del Gas de Síntesis con un Precio de Venta de EE = 0.75 Pesos/kWh

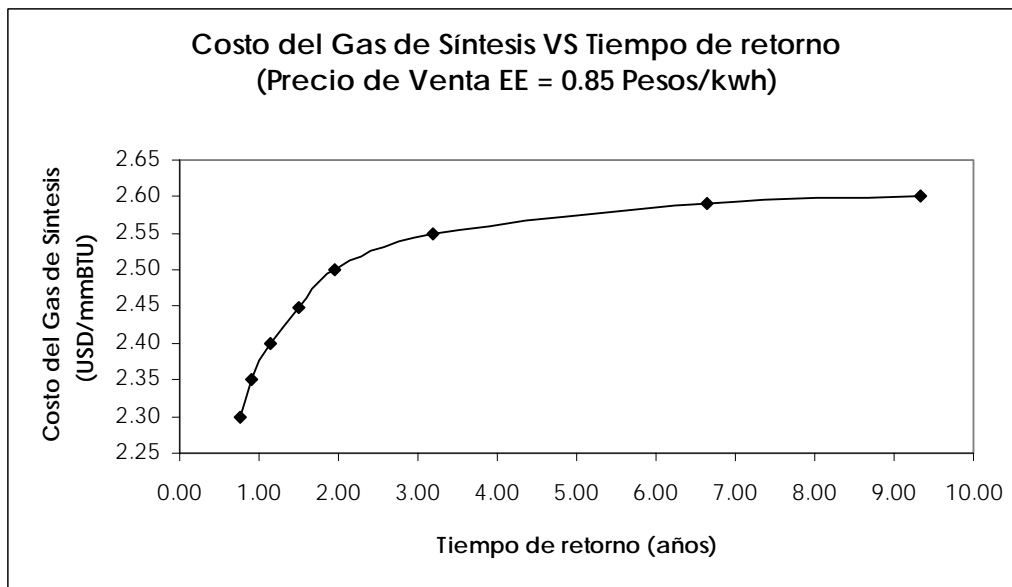


Figura 4.6 Tiempo de retorno según la variación del Costo del Gas de Síntesis con un Precio de Venta de EE = 0.85 Pesos/kWh

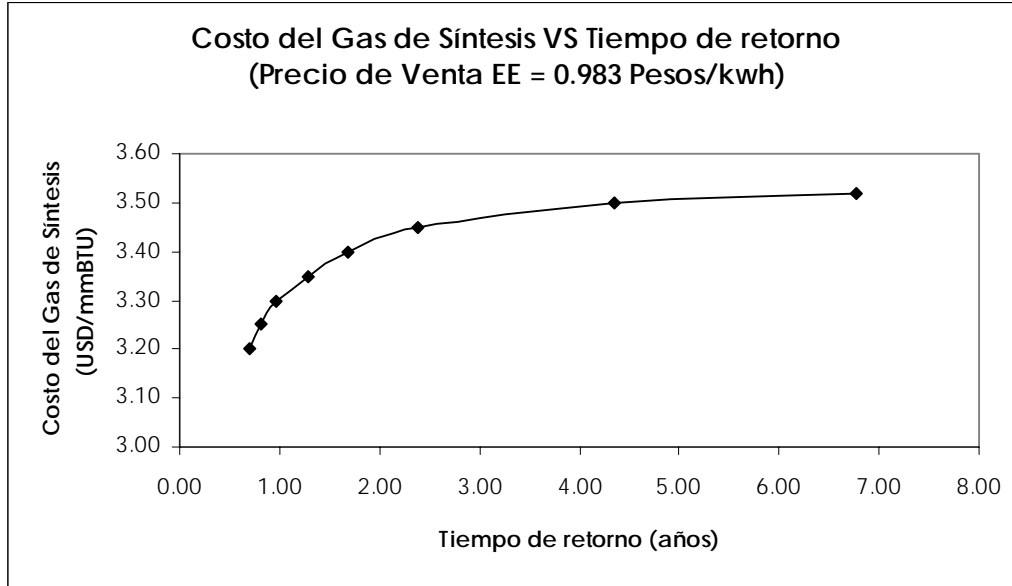


Figura 4.7 Tiempo de retorno según la variación del Costo del Gas de Síntesis con un Precio de Venta de EE = 0.983 Pesos/kWh

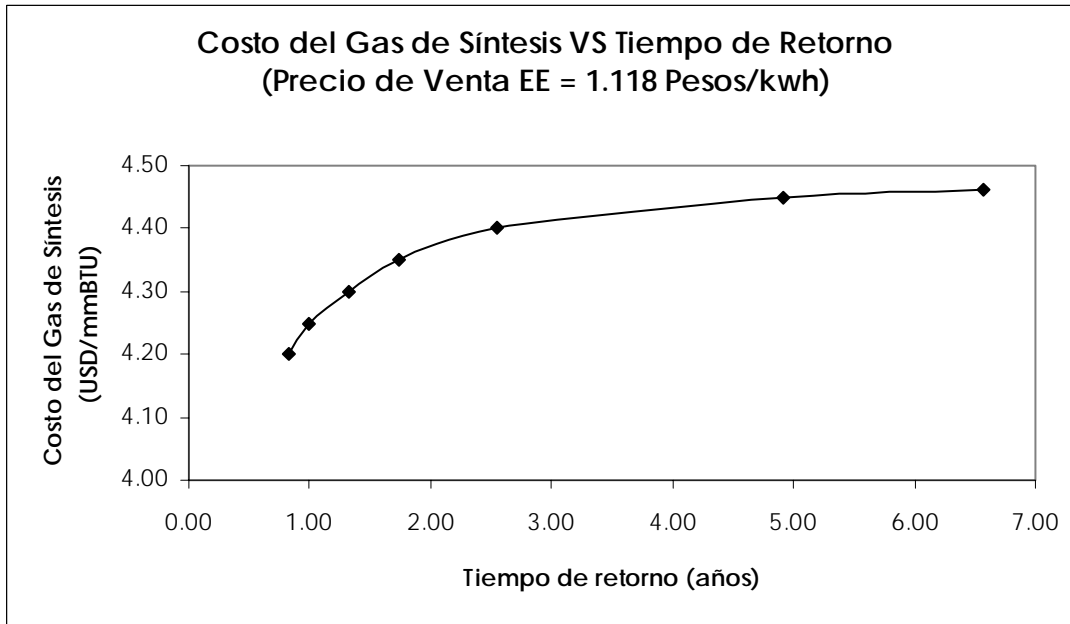


Figura 4.8 Tiempo de retorno según la variación del Costo del Gas de Síntesis con un Precio de Venta de EE = 1.118 Pesos/kWh

Los resultados obtenidos para los cuatro casos anteriores se presentan a continuación en el siguiente cuadro de resultados.

PRECIO DE VENTA DE ENERGÍA ELÉCTRICA (pesos/kWh)	1.118	0.983	0.850	0.750
COSTO DEL GAS DE SÍNTESIS (USD/mmBTU)	4.462	3.519	2.589	1.891
RESULTADO NETO DE OPERACIÓN (RNO) (mil USD)	2,270	2,264	2,295	2,270
RELACIÓN B/C	1.6216	1.6168	1.6391	1.6212
VALOR PRESENTE NETO (mil USD)	870	864	895	870
TASA INTERNA DE RETORNO (TIR)	25.0	24.9	25.3	25.0
TIEMPO DE RETORNO (VPN) años	6.5	6.6	6.4	6.5

Cuadro 4.4

Los resultados obtenidos son iguales para los cuatro casos, y es precisamente lo que se esperaba al dejar fijo el tiempo de retorno en 6.5 años. Esto habla de que a un costo de gas de síntesis determinado, se puede tener el mismo Valor Presente Neto si se aumenta el precio de Venta de la Electricidad generada.

Tanto el Resultado neto de Operación, Relación B/C, el Valor Presente Neto y la Tasa Interna de Retorno pueden aumentar si el precio de venta de la Energía aumenta y si el costo del gas de síntesis es bajo. Lo primero es viable siempre y cuando no se rebasen las tarifas de CFE, ya que los compradores esperarán pagar menos por la electricidad que consuman. El costo de gas de síntesis depende del costo de la inversión, materia prima, operación y mantenimiento de la planta de gasificación, lo que provoca que se estudien los diferentes escenarios para un precio de gas de síntesis variable.

La planta de generación de energía eléctrica en sus condiciones actuales, tendría una pérdida de alrededor de 9 millones de dólares por año si es que el costo del gas natural aumenta al valor de su costo nivelado de 6.59 dólares por millón de BTU. (Cuadro 4.5)

	<i>SITUACIÓN ACTUAL</i> <i>USD POR AÑO</i>
VENTA DE ENERGÍA ELECTRICA	22,937,621
COSTOS	
COMBUSTIBLE generacion	30,661,866
AGUA CRUDA Y TRATADA	51,561
REFACCIONES CALDERAS	613,330
PERSONAL	82,557
RESPALDO	793,801
TOTAL ANUAL COSTOS	32,203,114
TOTAL ANUAL	-9,265,493

Cuadro 4.5

Con la recomendación de quemar gas de síntesis en las calderas actuales, este problema del aumento del costo del gas natural no afecta tanto al total anual o ganancia anual ya que buena parte del gas natural es sustituido por el gas de síntesis.

Esta recomendación resulta rentable siempre y cuando el precio de gas de síntesis no rebase los 4.46 dólares por millón de BTU. A pesar de que esta recomendación es rentable, el gas de síntesis al provenir procesos tecnológicos complejos, puede ser mejor aprovechado en una transformación de energía más eficiente en vez de utilizarlo en un ciclo con una eficiencia de apenas el 18%.

4.4 Recomendación II. Ciclo Combinado Usando Gas De Síntesis Como Combustible.

Para generar potencia con el gas de síntesis obtenido de un proceso de gasificación lo más recomendable es un ciclo combinado. En la alternativa tres del capítulo pasado se mostró la repotenciación con un ciclo combinado.

Los ciclos combinados con gasificación integrada han sido probados a lo largo del mundo teniendo instaladas varias plantas con esta tecnología. Las empresas dedicadas al diseño y producción de turbinas se han dado a la tarea de modificar turbinas de gas convencionales para que puedan utilizar gases de bajo poder calorífico, entre estas empresas destacan Siemens y General Electric, que ya tienen turbinas con un gran número de horas de operación.

En la repotenciación con caldera de recuperación de la alternativa tres del capítulo anterior se presentan dos ciclos combinados, el cálculo de estos presentan la misma metodología que el que se realiza para esta recomendación. Por esto no se hablará de él con tanto detalle.

En el siguiente cuadro se muestra el flujo que se necesita para generar 60 MW en las turbinas TV01 y TV 02.

Consumo específico TV 02	3.50	ton/MWh
Flujo de vapor para generar 60 MW		
Flujo vapor TV 02	210.0	
Total a generación eléctrica	210.0	ton/h
Vapor a usos propios sin restar gv	52.9	ton/h
Vapor de usos propios a GE	79.73%	
Vapor de usos propios a GV	20.27%	
Vapor a usos propios total	42.1	ton/h
Vapor a deaerador	5.00%	
	14.5	ton/h
Vapor principal	266.7	ton/h
Porcentaje a generación eléctrica	78.75	%
Porcentaje a servicios propios	15.80	%
Porcentaje a deaerador	5.45	%

Cuadro 4.6

Flujo de Syngas	1.282	m ³ /kWh
Flujo de Gas Natural	0.287	m ³ /kWh

Tabla 4.9 Comparación de flujos

4.4.1 Cálculo Del Calor Específico De Los Gases De Combustión En El Recuperador De Calor

El cálculo en el recuperador de calor se presenta en un apartado más adelante, para éste se necesitó conocer el calor específico de los gases de combustión, por esto se presenta el análisis a seguir para obtenerlo.

Para calcular el Cp de los gases de combustión productos de la combustión del gas de síntesis, se necesita primero obtener la composición de estos gases.

Mediante el balance real de la reacción del gas de síntesis con aire se pueden obtener los productos de la combustión.

Una turbina típica de gas tiene una relación aire combustible de 40 kg aire/kg de combustible. Para el gas de síntesis esta relación seguramente es menor ya que su relación estequiométrica es de 2.92 kg de aire/kg de combustible, mientras que para el gas natural la relación estequiométrica es de 16.47 kg aire/kg de combustible. Si el incremento en la relación de aire combustible del gas natural fue de 16.47 a 40 kg de aire/kg de combustible, entonces el gas de síntesis se incrementa de 2.92 kg de aire/kg de combustible a 7.1 kg de aire/kg de combustible. Esta nueva relación es la que tendría el gas de síntesis en la turbina de gas.

En el Cuadro 4.9 se muestra el exceso de aire necesario en la turbina de gas, junto con la relación aire combustible en moles y en kilogramos, además de la composición de los gases de combustión.

Exceso de aire (%)	143
Relación aire/comb (mol aire/ mol comb)	99.02
Relación aire/comb (kg aire/kg comb)	7.10

Composición de los gases de combustión (%V)	
% CO ₂	8.602
% H ₂ O	11.490
% O ₂	10.771
% N ₂	69.116
% SO ₂	0.020

Cuadro 4.9

Esta composición en porcentaje en volumen de los gases de combustión es necesario transformarla a una composición en base masa. Para esto se multiplica el porcentaje en volumen del componente por su respectivo peso molecular.

El porcentaje en masa de cada uno de los componentes será la relación entre el resultado de la multiplicación anterior entre la suma total de todos los resultados.

Se calcula el C_p de cada uno de los componentes aplicando la fórmula siguiente:

$$C_p = a + b(T_1 - T_2) + c(T_1 - T_2)^2 + d(T_1 - T_2)^3$$

Donde las constantes del polinomio varían con cada uno de los componentes de los gases de combustión. Los valores de las temperaturas dependen de la etapa entre la cual se encuentran los gases de combustión en el recuperador de calor.

El C_p resultante de cada componente se multiplica por su fracción masa y se divide entre su peso molecular. El C_p total es la suma de los resultados anteriores como se observa a continuación:

$$C_{p_{TOTAL}} = \sum_{i=1}^n \frac{C_{p_i} * f_{m_i}}{M_i}$$

4.4.2 Cálculo En El Recuperador De Calor

Este cálculo se realiza tomando en cuenta una turbina de gas, esta recomendación contempla cuatro turbinas de gas con cuatro recuperadores por esto al multiplicar la generación de vapor nos da el requerimiento reportado anteriormente.

ANALISIS de CALDERA de RECUPERACIÓN CONDICIÓN MEDIA

Turbinas

92 GE ENERGY HEAVY DUTY

PG 6111 FA

CONDICIONES del SITIO	Gasto Masa	516,722 kg/h
	Temperatura gases	567.85 °C
	Altura SNM	2350 mts
	Presión Atmosférica	0.76071 bara
	Temperatura ambiente	15 °C

VAPOR REQUERIDO	Gasto masa requerido	266.68 ton/h
	Presión manométrica deseada	58.68 bar
	Presión absoluta	59.44071 bara
	Temperatura deseada del vapor	482.00 °C
	Temperatura del agua de alimentación	80.39 °C
POSTCOMBUSTIÓN	Si no se desea Post'combustión dar CERO	0
	Temperatura PC	0 °C
	CP gases	1.00
	Energía de la combustión adicional	0 MJ/h

<u>PERDIDAS</u>	radiación	5.00%
	purgas	2.00%

PUNTO de PLIEGUE (PINCH POINT)	10.0 °C
DELTA T de ACERCAMIENTO	5.0 °C

VAPOR ÚTIL (NETO PRODUCIDO)	66.67 TON/H
TEMPERATURA SALIDA DE GASES T3	171 °C

Distribución de temperaturas

	Gases	Agua-Vapor	Delta T
chimenea	171.227	80.39	91
economizador	285	270	15
evaporador	489.56	274.99	215
sobrecalentador	568	482.00	86

CALCULOS

P 5944.071313 kPa

Temp saturación	274.99 °C	h del AA	337 kJ/kg
hf	1210.04 KJ/kg	Temperatura punto acercamiento	270 °C
hg	2784.86 KJ/kg	h punto de acercamiento	1,189 kJ/kg
h vapor salida	3379.56 KJ/kg	T2 gases (pinch)	285 °C

TEMPERATURA T1 PARA CALCULO Temperatura gases T1 568 °C

ENERGIA GASES EVAPORACION Y SOBRECALENTADOR

T media gases (T1+T2)/2	426.4220877 °C
CP gases	1.073 kJ/kg °C
Delta T gases (T1-T2)	283
Energía cedida por gases	156,859,942.23 KJ/h
Perdidas por radiación	7,842,997.11 KJ/h

GASTO MASA VAPOR

Energía transferida	149,016,945.12 KJ/h
Delta h vapor	2,190 kJ/kg
GASTO MASA VAPOR producido	68,030.29 kg/h
menos purgas	1,360.61 kg/h
GASTO MASA NETO	66,669.68 kg/h
Energía transferida al evaporador	108,559,332.64 KJ/h

**CÁLCULO DE T3
TEMPERATURA DE SALIDA DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN A LA SALIDA DEL RECUPERADOR**

Temperatura MINIMA requerida	90 °C
Deltah del Economizador	853 kJ/kg
Energía transferida la economizador	58,002,801.26 kJ/h
T media de gases	228.1085 °C
Cp gases	1.03605 kJ/kg °C
Perdidas por radiación	2,900,140.06 kJ/h
Energía cedida por los gases	60,902,941.32 kJ/h
Delta T gases de economizador	114
T salida Gas chimenea T3	171.227 °C

Ahora se muestra el cálculo de la eficiencia del ciclo.

Eficiencia Total del ciclo

En Caldera de Recuperación

Vapor generado útil	266.68	ton/h
Calor transferido útil	225,422	kW
Energía cedida total de gases	238,736	kW
Eficiencia de la caldera de recuperación	94.42	%

En Turbina de gas

Energía liberada del combustible	516,753	kW
Energía generada neta	174,761	kW
Eficiencia de la turbina de gas	33.8	%

En Turbina de vapor

Energía Eléctrica generada neta	60,000	kW
Usos propios de generación	10.14	%
Energía generada neto	53,916	kW

Energía liberada del combustible total	516,753	kW
Energía Eléctrica generada neta	228,677	kW

Eficiencia total del ciclo 44.25 %

Relación TG/TV 2.91

Se observa que es la misma que la de la alternativa tres repotenciación con caldera de recuperación, la diferencia se verá mas adelante en el análisis económico debido al uso de un combustible diferente.

4.4.3 Análisis Económico

Los costos actuales de la planta de generación de energía eléctrica son los mismos reportados en el capítulo 3. El precio del gas natural en la situación actual es de 4.5 dólares por millón de BTU y genera 30 MW aproximadamente a un costo neto de Energía Eléctrica de 1.096 pesos por kWh. El precio de venta actual de la energía eléctrica es de 1.118 pesos por kWh. En el siguiente cuadro se muestra el Total Anual o ganancia actual en dólares por año

	<i>SITUACIÓN ACTUAL</i>
	<i>USD POR AÑO</i>
VENTA DE ENERGÍA ELECTRICA	22,937,621
Costos	
COMBUSTIBLE generacion	20,941,055
AGUA CRUDA Y TRATADA	51,561
REFACCIONES CALDERAS	613,330
PERSONAL	82,557
RESPALDO	793,801
TOTAL ANUAL	455,318

Cuadro 4.10

Con la implementación de la recomendación, los costos actuales de la planta se incrementan notablemente debido a la repotenciación. Con este incremento también se obtiene un ingreso mayor por la venta de energía eléctrica. El costo del gas de síntesis, como se explicó en el capítulo 3, depende de del costo de la inversión, materia prima, operación y mantenimiento de la planta de gasificación, lo que hace necesario un análisis para diferentes precios posibles de este combustible.

En cualquier caso de costo de gas de síntesis, el Total anual o ganancia anual aumenta considerablemente a un precio de venta de la energía eléctrica por debajo del actual. Esto es una gran ventaja porque se puede ofrecer energía eléctrica a bajo costo. En el cuadro siguiente se observa la ganancia anual o beneficio cuando el precio de gas de síntesis se encuentra a 7.5 dólares por millón de BTU y el precio de venta de la energía eléctrica es de 0.923 pesos por kWh.

	ACTUAL	FUTURO
	<i>USD POR AÑO</i>	<i>USD POR AÑO</i>
Ingresos		
VENTA DE ENERGÍA ELECTRICA	22,937,621	164,906,776
Costos		
COMBUSTIBLE generacion	20,940,949	129,053,760
AGUA CRUDA Y TRATADA	51,561	103,122
REFACCIONES COGENERACION	0	1,931,826
REFACCIONES CALDERAS	613,330	0
PERSONAL	82,557	198,136
RESPALDO	793,801	3,710,763
Total Costos	22,482,197	134,997,607
Beneficios: Ingresos menos costos	455,424	29,909,170

Cuadro 4.11

El Beneficio es la ganancia que permite pagar cada año la inversión a realizar por la implementación de la recomendación. En el siguiente cuadro se muestra la inversión por cada uno de los conceptos incluidos en la repotenciación actual de la planta.

ESTIMADOS PRELIMINARES DE VALOR DE INVERSIÓN

DATOS PARA EL CÁLCULO		CONFIGURACIÓN	
		TG + CALDERA	
CAPACIDAD ELÉCTRICA ISO	kWe	308,240	
CAPACIDAD MECÁNICA ISO	kWm		
VAPOR GENERADO	ton/h	266.68	
Miles de USD			
		mínimo	máximo
EQUIPO DE GENERACIÓN	USD/Kw ISO	95%	105%
A1	IMPORTE	233	257
		71,743	79,295
CALDERA	USD / TON/h	18.00	25.00
A2		4,800	6,667
SUMA EQUIPO PRINCIPAL	A1+A2	76,543	85,962
AUXILIARES CALDERA y SIST VAPOR	B1 % de A2	8.00	10.00
EQ. MECANICO COMPLEMENTARIO	B2 % de A	2.00	5.00
ELECTRICO	B3 % de A1	6.00	8.00
CONTROL E INSTRUMENTACION	B4 % de A1	2.00	4.00
SUMA EQUIPO Y MATERIALES	B A+B1+B2+B3+B4	84,197	100,442
INGENIERIA DIRECCION Y SUPERVISION	C1 % de B	4.00	6.00
CONTRUCCION E INSTALACION	C2 % de B	8.00	10.00
FLETES Y SEGUROS	C3 % de B	2.00	3.00
ARANCELES Y DERECHOS	C4 % de A	3.00	5.00
SUBTOTAL	C B+C1+C2+C3+C4	98,281	123,824
IMPREVISTOS	D % de C	10.00	5.00
		9,828	6,191
TOTAL ESTIMADO DE INVERSION	C+D	108,109	130,015
VALORES MEDIOS	MIL USD		119,062
USD POR KW ISO	TOTAL/Kw iso	351	422
VALORES MEDIOS	TOTAL/Kw iso		386

Para 4 Turbinas de gas

TOTAL ESTIMADO DE INVERSION	119,062
USD POR KW ISO	386.26

En el cuadro anterior se especifica que se invertirá en la compra e instalación de 4 turbinas de gas y cuatro calderas de recuperación. El total estimado de inversión de esta recomendación asciende a 119 millones de dólares.

Bajo un análisis económico de primer nivel, se puede estimar la inversión máxima a realizar para que en 6.5 años se pueda recuperar esta misma inversión. Esto solamente es una estimación rápida para tener noción de la inversión y estar seguros de que se puede continuar con el proyecto.

El análisis económico de segundo nivel toma en cuenta el valor del dinero en el tiempo para calcular cinco indicadores económicos: Resultado neto de

operación, Relación Beneficio/Costo, Valor Presente Neto, Tasa Interna de Retorno y Tiempo de Retorno de la Inversión. Para cada posible costo de gas de síntesis y precio de venta de energía eléctrica se obtendrán estos 5 indicadores.

En el siguiente cuadro se muestran los datos de entrada para el análisis económico de segundo nivel.

DATOS			
ELÉCTRICO	Horas operación por año	8,760	
	CAPACIDAD NETA SITIO	226,800	kW
	MAXIMA	226,798	kW
VAPOR	MEDIA OPERATIVA NETA		kWh /año
	ENERGIA ELÉCTRICA	1,515,595,042	
COSTOS	MEDIA OPERATIVA	264.01	Ton/h
	COSTO ACTUAL del kWh integrado	98.72	USD /MWh
COSTOS FUTUROS	COMBUSTIBLE	129,054	mil USD /año
	RESPALDO	3,711	mil USD /año
	REFACCIONES	1,932	mil USD /año
	OTROS COSTOS	301	mil USD /año
	Venta de Energía ELECTRICA	164,907	mil USD/año
INVERSION - valor BASE		119,062	mil USD
VIDA UTIL		25	años
TIEMPO PARA FABRICAR E INSTALAR EL SISTEMA		1	año
TASA PESO / USD		11.10	
TASA de DESCUENTO factor		15.00	por ciento anual

Cuadro 4.12

La tasa de descuento se toma del 15 % y se estiman 25 años de vida útil de la planta de generación eléctrica con repotenciación mediante turbinas de gas y calderas de recuperación. El cuadro anterior se refiere al caso de un precio de venta de la energía eléctrica de 0.923 pesos por kWh y un costo de combustible de 7.5 dólares por millón de BTU.

Nótese que el precio de venta de la energía eléctrica se encuentra por debajo de las tarifas actuales de CFE, presentadas en este mismo capítulo en la Recomendación 1, aún cuando el precio de gas de síntesis está por encima del precio nivelado del gas natural de 6.59 dólares por millón de BTU.

La tabla de valores corrientes presentada a continuación muestra el beneficio o ganancia anual que finalmente pagará la inversión. Esto sólo es preliminar porque no presenta el valor del dinero en el tiempo.

TABLA DE VALORES CORRIENTES					
	Ingresos	Costos			CAMBIO
año	EE+vapor	Combustible	Otros	INVERSIÓN	NETO
0	0	0	0	119,062	-119,062
1	164,907	129,054	5,944	0	29,909
2	164,907	129,054	5,944	0	29,909
3	164,907	129,054	5,944	0	29,909
4	164,907	129,054	5,944	0	29,909
5	164,907	129,054	5,944	0	29,909
6	164,907	129,054	5,944	0	29,909
7	164,907	129,054	5,944	0	29,909
8	164,907	129,054	5,944	0	29,909
9	164,907	129,054	5,944	0	29,909
10	164,907	129,054	5,944	0	29,909
11	164,907	129,054	5,944	0	29,909
12	164,907	129,054	5,944	0	29,909
13	164,907	129,054	5,944	0	29,909
14	164,907	129,054	5,944	0	29,909
15	164,907	129,054	5,944	0	29,909
16	164,907	129,054	5,944	0	29,909
17	164,907	129,054	5,944	0	29,909
18	164,907	129,054	5,944	0	29,909
19	164,907	129,054	5,944	0	29,909
20	164,907	129,054	5,944	0	29,909
21	164,907	129,054	5,944	0	29,909
22	164,907	129,054	5,944	0	29,909
23	164,907	129,054	5,944	0	29,909
24	164,907	129,054	5,944	0	29,909
25	164,907	129,054	5,944	0	29,909
SUMAS	4,122,669	3,226,344	148,596	119,062	628,667

Tabla 4.10 Valores corrientes

El resultado de operación o cambio neto a los 25 años, según este análisis económico preliminar, es de 628 millones de dólares. En este caso la operación se realiza hasta el último año de vida útil de planta.

En la siguiente tabla se realiza un análisis tomando en cuenta el valor del dinero en el tiempo.

TABLA DE VALORES PRESENTES								
año	defactor	VPN de los INGRESOS	VPN de los COSTOS	VPN de la INVERSIÓN	VPN NETO Anual	VPN acumulado	TIR %	T retorno años
0	1.000	0	0	119,062	-119,062	-119,062		
1	0.870	143,397	117,389	0	26,008	-93,054		5.11
2	0.756	124,693	102,078	0	22,616	-70,439	-35.77	5.58
3	0.658	108,429	88,763	0	19,666	-50,773	-12.91	5.97
4	0.572	94,286	77,185	0	17,101	-33,672	0.19	6.26
5	0.497	81,988	67,118	0	14,870	-18,802	8.11	6.45
6	0.432	71,294	58,363	0	12,931	-5,872	13.15	6.52
7	0.376	61,995	50,751	0	11,244	5,372	16.49	6.45
8	0.327	53,908	44,131	0	9,777	15,150	18.78	6.22
9	0.284	46,877	38,375	0	8,502	23,652	20.39	5.80
10	0.247	40,762	33,369	0	7,393	31,045	21.55	5.17
11	0.215	35,446	29,017	0	6,429	37,474	22.40	4.30
12	0.187	30,822	25,232	0	5,590	43,064	23.03	3.14
13	0.163	26,802	21,941	0	4,861	47,925	23.51	1.66
14	0.141	23,306	19,079	0	4,227	52,152	23.87	-0.19
15	0.123	20,266	16,590	0	3,676	55,828	24.14	-2.47
16	0.107	17,623	14,426	0	3,196	59,024	24.35	-5.24
17	0.093	15,324	12,545	0	2,779	61,803	24.52	-8.57
18	0.081	13,325	10,908	0	2,417	64,220	24.64	-12.56
19	0.070	11,587	9,486	0	2,102	66,322	24.74	-17.29
20	0.061	10,076	8,248	0	1,827	68,149	24.82	-22.89
21	0.053	8,762	7,173	0	1,589	69,738	24.88	-29.47
22	0.046	7,619	6,237	0	1,382	71,120	24.93	-37.19
23	0.040	6,625	5,423	0	1,202	72,322	24.97	-46.22
24	0.035	5,761	4,716	0	1,045	73,366	25.00	-56.75
25	0.030	5,009	4,101	0	909	74,275	25.03	0.00
	VPN	1,065,982	872,645	119,062	74,275			

Tabla 4.11 Valores presentes

El Valor Presente Neto Acumulado indica la ganancia que se tiene por año y llega a ser finalmente el Valor Presente Neto en el año 25.

Las siguientes gráficas indican el tiempo de recuperación cuando la tasa interna de retorno es 15% y cuando el Valor Presente Neto Acumulado es igual a cero.

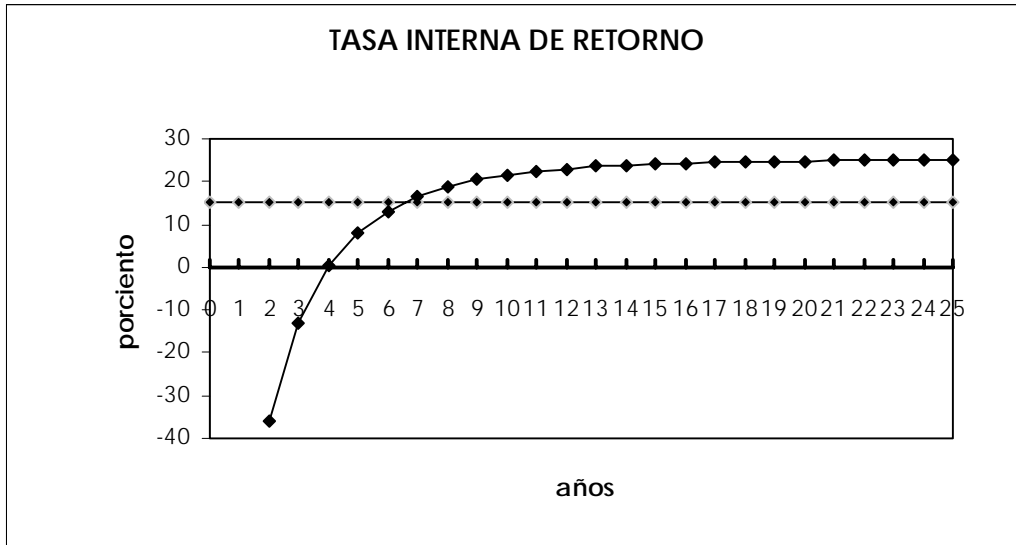


Figura 4.9 Tasa Interna de Retorno

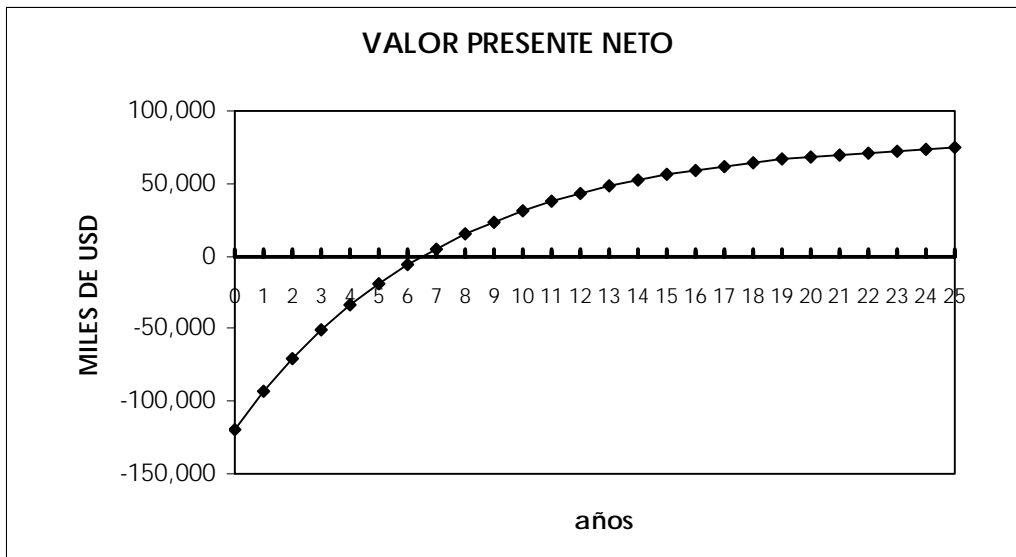


Figura 4.10 Valor Presente Neto

Los resultados que se arrojan de este análisis se presentan a continuación.

Indicadores del mérito económico	
RESULTADO NETO DE OPERACIÓN (RNO)	193,337
RELACIÓN B/C	1.62
VALOR PRESENTE NETO	74,275
TASA INTERNA DE RETORNO (TIR)	25.03
TIEMPO DE RETORNO (VPN)	6.52

Cuadro 4.13

El Tiempo de Recuperación de la inversión es de 6.52 años. El Valor Presente Neto es de 74 millones de dólares y la relación beneficio costo es de 1.62.

Este análisis sólo es para el caso en donde el precio de venta de la energía eléctrica es de 0.923 pesos por kWh y el costo del gas de síntesis es de 7.5 dólares el millón de BTU.

A continuación se presentan curvas con diferentes costos de Gas de Síntesis generadas con el análisis de segundo nivel, con tres precios de venta de energía eléctrica diferentes, todos por debajo del precio de venta actual de energía eléctrica de la planta.

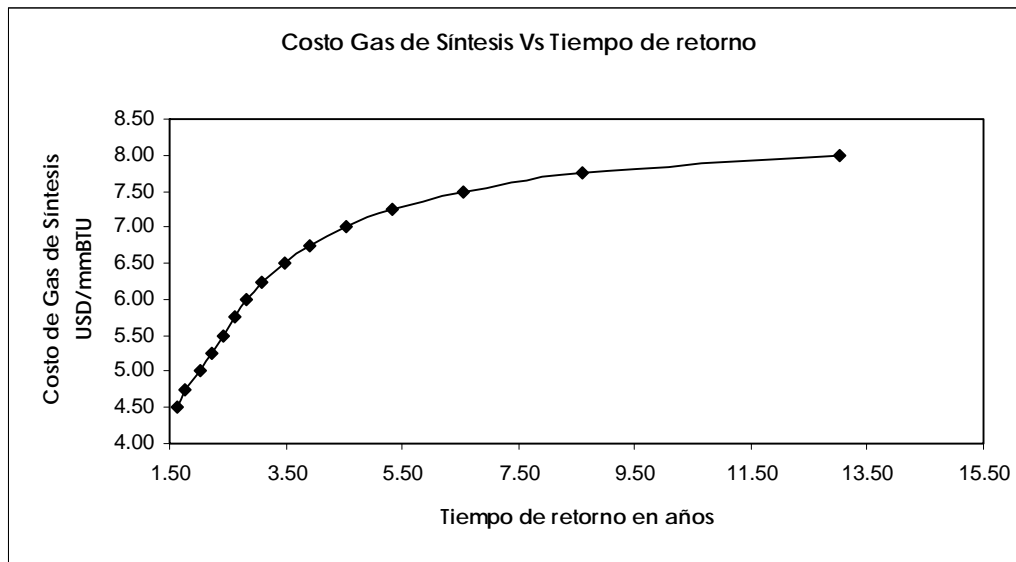


Figura 4.11 Tiempo de retorno según la variación del Costo del Gas de Síntesis con un Precio de Venta de EE = 0.923 Pesos/kWh

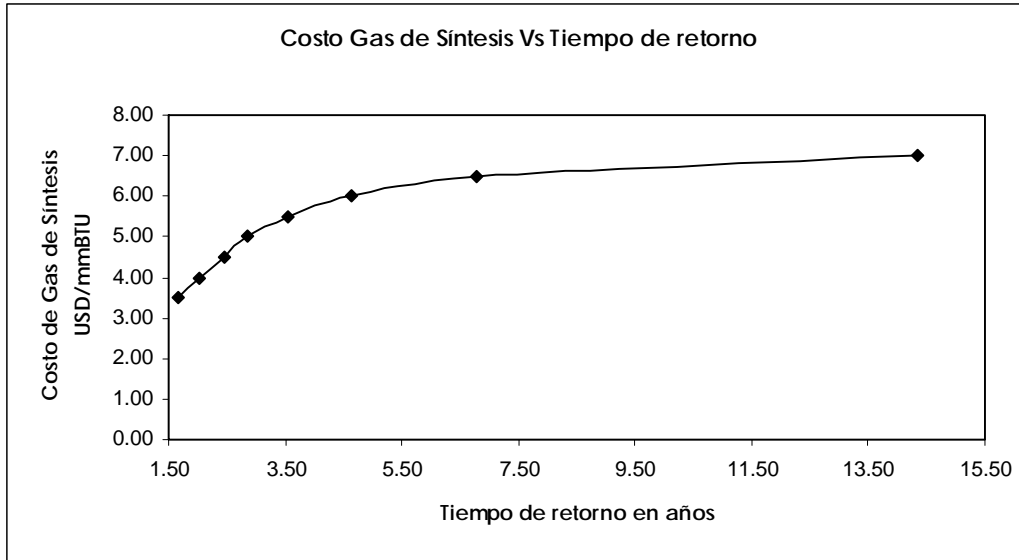


Figura 4.12 Tiempo de retorno según la variación del Costo del Gas de Síntesis con un Precio de Venta de EE = 0.823 Pesos/kWh

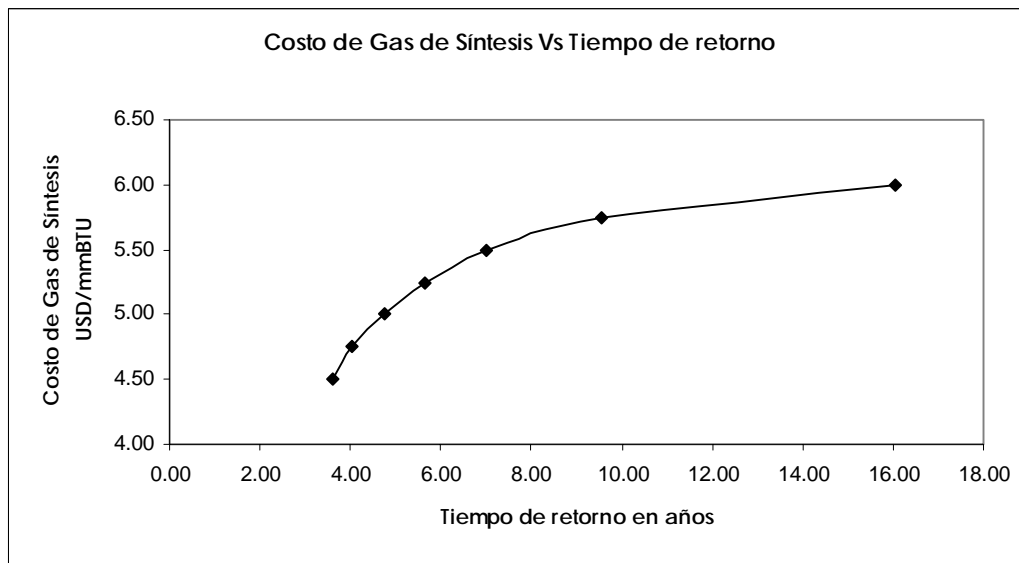


Figura 4.13 Tiempo de retorno según la variación del Costo del Gas de Síntesis con un Precio de Venta de EE = 0.723 Pesos/kWh

El máximo costo de gas de síntesis, en la cual esta recomendación resulta rentable, se obtiene cuando se iguala el precio de venta de la energía eléctrica para tener un tiempo de retorno de 6.5 años, con la máxima tarifa de CFE para la misma demanda de energía eléctrica.

Esto se puede observar mejor en la siguiente gráfica:

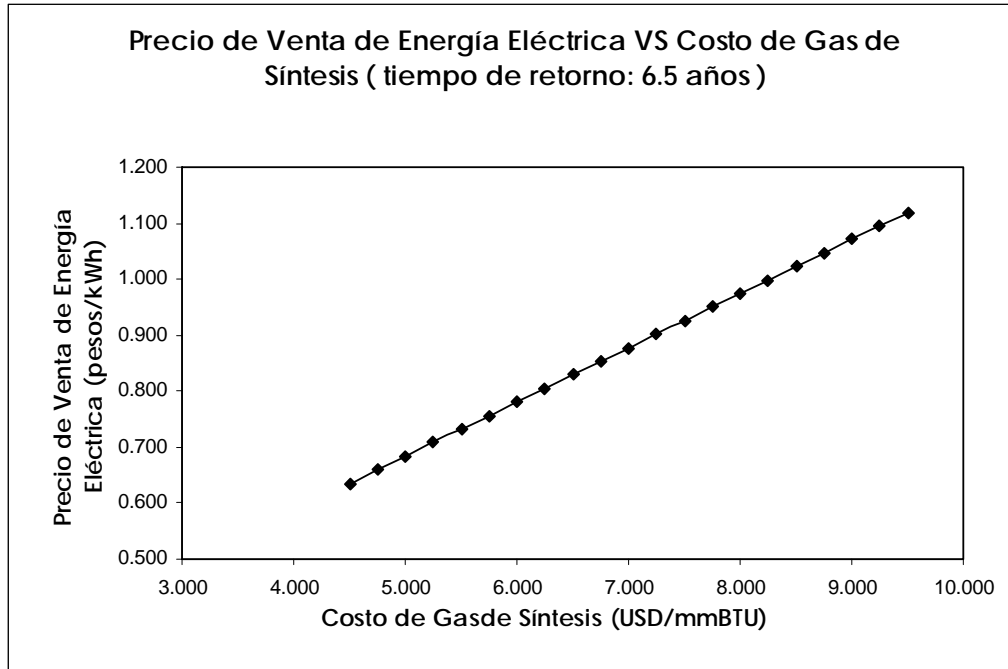


Figura 4.14 Precio de venta de Energía Eléctrica VS Costo de Gas de Síntesis con tiempo de retorno de 6.5 años

En la figura anterior se observa que a un precio de venta de 1.118 pesos por kWh, el costo de Gas de Síntesis es de 9.50 dólares por millón de BTU aproximadamente. Este es el costo máximo que puede alcanzar el gas de síntesis para que la recomendación sea rentable.

La rentabilidad de esta recomendación depende del costo del gas de síntesis. Aún con esto, es muy probable que este costo esté por debajo del costo nivelado del gas natural.

Esta recomendación propone la mejor opción para aprovechar el gas de síntesis, siendo factible tanto técnica como económicamente.

CAPÍTULO 5

CAPÍTULO 5

CONCLUSIONES

Partiendo de la información disponible en publicaciones de CFE, CONAE, PEMEX, y literatura en termodinámica y especializada en el área de termoenergía, se concluye que los recursos técnicos disponibles para el aprovechamiento de los recursos energéticos, han llegado a un desarrollo que comienza a perfilarse hacia el aprovechamiento de combustibles alternativos al petróleo y gas natural, por ejemplo la generación eoloeléctrica, la gasificación de materia combustible por mencionar algunos que se contemplan en el país. Los países que carecen de campos petroleros en abundancia apuntan al aprovechamiento del viento, del sol, de la gasificación de materia combustible y la energía nuclear.

En México se tienen abundantes campos petroleros, sin embargo, se comienza a tomar conciencia de la gran importancia de la energía como un recurso de bienestar, prueba de ello es la contemplación de una norma que regulará los parámetros para el aprovechamiento de energía solar, que permitirán el calentamiento de agua de uso doméstico en las nuevas casas habitación social. Sin embargo y a pesar de ello, existen situaciones industriales con los privilegios suficientes para mantener en operación plantas de generación de potencia eléctrica con bajos rendimientos.

Realizar diagnósticos energéticos sobre reportes mensuales acarrea errores en la caracterización de la planta y los equipos en la medida en que se cuente con varios equipos y éstos trabajen a cargas demasiado irregulares como el caso presentado. Lo recomendable es realizar las estimaciones de rendimientos a partir de reportes horarios o con cargas constantes que puedan considerarse puntuales.

Las horas de operación de la planta son 8760 hr, es decir que no paran por mantenimiento debido a que alternan el uso de sus equipos. Al plantear alternativas donde se genere la capacidad total de la planta, se debe tomar en cuenta el tiempo de mantenimiento necesario, es decir un factor de disponibilidad menor a 100%.

El consumo de energía primaria hasta Abril se conforma de gas natural y combustóleo, a partir de entonces la operación consumió únicamente gas natural por reducción de emisiones contaminantes. Cabe señalarse que la eficiencia de generación de vapor con la mezcla de estos dos combustibles es evidentemente mayor debido al poder calorífico constante estimado para el combustóleo, valor que para cada mes no es un dato proporcionado y el cual debe ser un valor mayor al estimado.

En el capítulo 2, los datos utilizados para generar las estimaciones de planta en ambas turbinas corresponden a periodos donde se utiliza gas natural por conocer de manera más precisa el poder calorífico del combustible, con lo que

se puede comparar de mejor manera el consumo de planta y comportamiento de turbogeneradores simultáneamente.

La comparación de las curvas de diseño de los turbogeneradores con las actuales de operación se muestran en las siguientes figuras.

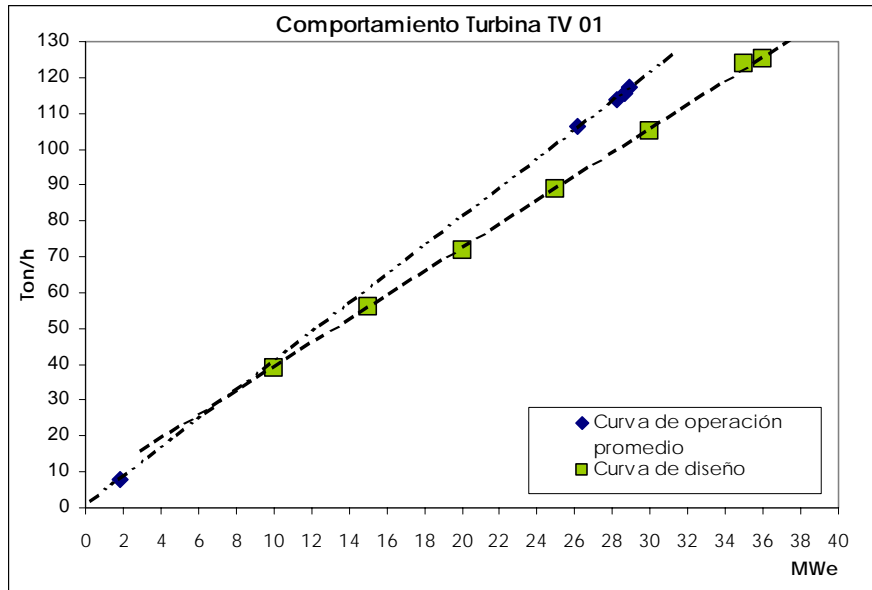


Figura 5.1 Comparación de la curva de operación con la de diseño para el turbogenerador TV 01

En especial la desviación de la curva de operación con respecto a la de diseño para la turbina TV 01 resulta mayor que la TV 02, por lo que debe hacerse un seguimiento de las diferencias en operación entre ambas turbinas para dictaminar deficiencias imputables.

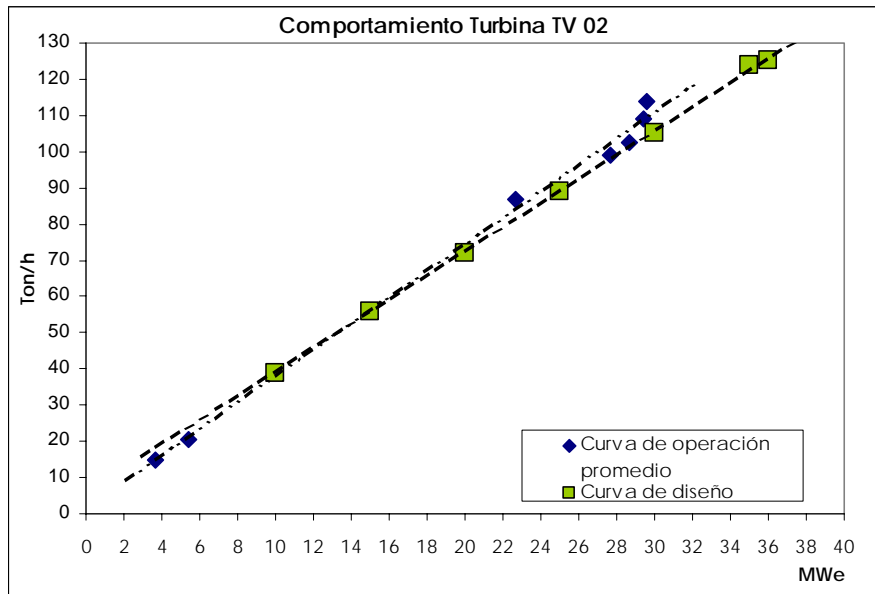


Figura 5.2 Comparación de la curva de operación con la de diseño para el turbogenerador TV 02

Sin embargo estas desviaciones no son representativas, como se mencionó en el capítulo 2 las gráficas se deben generar a partir de datos puntuales, es necesario realizar una prueba de vacío en los condensadores para garantizar una presión adecuada y una prueba de alta presión para verificar que el recipiente no tiene fugas.

Las eficiencias internas de las turbinas de vapor, en las condiciones actuales, se determinaron por medio de los datos de entrada y salida del vapor, además de los consumos específicos del último mes en que cada una de ellas estuvieran operando por separado. Esto último se utilizó como recurso porque la condición de salida de las turbinas es de saturación. Las eficiencias internas obtenidas de 77 y 80% están por debajo de la eficiencia interna que muestra la curva de diseño de los turbogeneradores de 88%. Para una estimación más exacta sobre las eficiencias de las turbinas, es necesario realizar un balance con mediciones de flujo de agua de circulación, con medidores ultrasónicos por ejemplo, y calibrando la instrumentación existente en planta.

La eficiencia total de la planta es baja debido principalmente a la gran cantidad de vapor que se utiliza en usos propios para generación de vapor y usos propios para la generación de energía eléctrica, esto se puede reducir empleando motores eléctricos para servicios propios en la mayor medida posible. Considerando que la alimentación de vapor a los servicios propios actuales requieren presiones medias y bajas que se obtienen con vapor de una alta presión que es estrangulado en válvulas, dando como resultado un desperdicio

de potencial exergético en este vapor, independientemente de las posibles fugas que existan en las tuberías.

Las Alternativas propuestas en el capítulo 3 dependen del grado de repotenciación que se necesite para cubrir la demanda en la planta de generación de energía eléctrica, siendo primordial el generar lo justo para que el factor de planta sea lo más parecido al factor de demanda de la planta. Por esto, las demandas de energía eléctrica en cada una de las alternativas son diferentes y estarán definidas por la cantidad de energía que se convenga entregar y el tipo de permiso de generación de energía eléctrica, siendo el autoabastecimiento y la producción independiente los mejores para el caso de la planta en estudio.

La primera alternativa aumenta la eficiencia en la planta de 16.72% a 18.39% con un consumo específico de 3.5 ton/MWh. Esto implica solamente la mejora en el vacío en los condensadores y con el consumo actual de vapor a servicios propios.

La repotenciación mediante turbina de gas produciendo vapor paralelamente a la caldera se aplica para generar 60 MW_e en los turbogeneradores. La relación de potencias entre la turbina de gas y los turbogeneradores es de 1.41, valor suficiente para aplicar este tipo de repotenciación según la figura 1.13 del Capítulo 1. La eficiencia obtenida con esta repotenciación es de 33.14% generando en total 139 MW_e. La rentabilidad de esta alternativa se basa en un precio de venta de la energía eléctrica de 0.939 pesos/kWh, para una recuperación de la inversión en 6.5 años.

La repotenciación mediante turbina de gas con precalentamiento del agua de alimentación y generación de vapor para el deaerador es una opción viable cuando se necesita una generación menor. La energía eléctrica generada total en esta opción es de 63.11 MW_e o 126.22 MW_e, generando 30 o 60 MW_e en los turbogeneradores actuales respectivamente y en ambos casos a una eficiencia de 32.27% a carga plena.

La repotenciación mediante turbina de gas y caldera de recuperación, como un ciclo combinado, resulta la opción más conveniente de las alternativas por su flexibilidad y disponibilidad, además de que es la opción con mayor rentabilidad. El precio de venta de la energía eléctrica necesario para un tiempo de recuperación de la inversión de 6.5 años es de 0.823 pesos/kWh, con una generación de energía eléctrica de 228 MW_e.

Las propuestas para el empleo del gas de síntesis son técnica y económicamente factibles. Como se mostró en el análisis, es técnicamente posible utilizar el gas de síntesis como combustible principal en los generadores de vapor instalados actualmente en la planta, ya que los volúmenes de los gases productos de la combustión tanto de la mezcla de gas de síntesis con gas natural y el del gas natural difieren solamente en un 6.24%, a condiciones de temperatura y presión iguales. También es técnicamente posible utilizar el gas de síntesis como

combustible en una turbina de gas y aprovechar los gases de combustión para producir vapor en una caldera de recuperación, todo esto comprobado por las horas de operación de turbinas de gas quemando syngas alrededor del mundo. La diferencia con uso del gas natural radica en que se requiere un flujo mayor de gas de síntesis debido a su menor poder calorífico.

Dentro del análisis de factibilidad económica el factor más importante que puede decidir si las propuestas son económicamente factibles es el costo de gas de síntesis, por realizar un análisis que se mantiene al margen del proceso de generación de dicho combustible y sus costos. La primera propuesta de uso del gas de síntesis en las calderas es rentable hasta un costo de combustible de 4.46 dólares por millón de BTU. La propuesta del ciclo combinado es rentable dentro de un mayor rango de variación de este costo, siendo 9.5 dólares por millón de BTU el máximo.

La capacidad de la planta para la utilización de un combustible alternativo en los generadores de vapor actuales, es una opción que debe considerarse como respaldo para la generación de vapor en caso de un paro de turbinas de gas por mantenimiento programado.

En resumen se puede establecer que:

- El estado actual de la planta de generación de energía eléctrica es sólo posible por el alto precio de venta de energía eléctrica y el costo preferencial de gas natural.
- La mejor opción de repotenciación es con turbina de gas y caldera de recuperación por su mayor eficiencia y menor costo neto de energía eléctrica generada.
- Es técnica y económicamente factible utilizar el gas de síntesis en los generadores de vapor instalados actualmente en la planta, solamente si el costo del gas de síntesis no rebasa los 4.46 dólares por millón de BTU, pero a una eficiencia total del ciclo de 18.39% no es recomendable.
- La mejor propuesta para el empleo del gas de síntesis es un ciclo combinado ya que se genera electricidad a una eficiencia de 44.25% y 60 MW_e en los turbogeneradores y es económicamente factible hasta un precio de 9.5 dólares por millón de BTU.

BIBLIOGRAFÍA

Bibliografía

"Costos Y Parámetros De Referencia Para La Formulación De Proyectos De Inversión En El Sector Eléctrico" (COPAR). Generación 2006, 26ª Edición, CFE.

"Diseño De Sistemas De Cogeneración", Comisión Nacional para el Ahorro de Energía (CONAE). Secretaría de Energía, México, 1995.

"Esquemas De Cogeneración", Comisión Nacional para el Ahorro de Energía (CONAE). Secretaría de Energía, México. 1995.

"Project Handbook Cogeneration", 1ª ed., Pequot Publishing, 1992.

"Radial Flow Surface Condensers Price List 1312 Westinhouse", Abril 1961.

"Turbines as Prime Movers", New York, Asme Press, 2001.

Acciona Solena, "El Proceso De Gasificación Y Vitrificación De Residuos Por Plasma Con Optimización De La Producción Eléctrica, Transformando Los Residuos En Energía"

Basu Prabir, "Boilers and Burners", 3ª ed., Springer, 1999.

Boyce Meher, "Handbook For Cogeneration And Combined Cycle Power Plants", 1ª ed., Asme Press, 2002.

Bungay Henry R., "Energy, The Biomass Options", Rensselaer Polytechnic Institute, Troy, New York, John Wiley & Sons, 1981.

Chattopadhyay, "Boiler Operation Engineering", 2ª ed., Mc Graw Hill, 1994.

Fernández M. Manuel F. y Alcaraz C. Agustín M., "Gasificación Integrada A Ciclos Combinados", IIE, 2001

Gunn David, Horton Robert, "Industrial boilers", Longman Scientific & Technical; J. Wiley, New York, 1989.

Heinz Termuehlen. "100 Years Of Power Plant Development Focus On Steam And Gas Turbines As Prime Movers", New York, Asme Press, 2001.

Hortoy, "Industrial Boilers", 2ª ed., UK, Longman Group, 1989.

Ortiz Ramírez, J.A. Hidalgo, "Evaluación Tecnológica Para El Tratamiento De Crudos Pesados Y Su Integración Con Los Procesos De Gasificación", Programa Universitario de Energía, Coordinación de la investigación científica, UNAM, 1994.

Puntman Richard E., "Industrial Energy Systems Analysis, Optimization And Control", 1a ed., ASME Press, 2004.

Rodarte Alma, "Tecnología De Gasificación: ¿Hay Posibilidades De Aplicación En México?", Texaco Globo Gas & Power.

Treviño Coca Manuel, "Tecnología De Gasificación Integrada De Ciclo Combinado: Gicc", ELCOGAS S.A., Club Español de la Energía, España.

Van Den Berg, Godfried J., Van Doorm Piet J.J., "La Gasificación Como Base Para La Producción De Energía Por Ciclo Combinado", en Tendencias de las tecnologías energéticas, Tomo 6, México, Publicaciones Marcombo, S.A., 1989.

Mesografía

www.cfe.gob.mx

www.conae.gob.mx

www.pemex.gob.mx

ANEXO

1ANEXO

ANÁLISIS ECONÓMICO ALTERNATIVA 1.3.1

Costos de Operativos Futuros con un costo nivelado de gas natural de 6.59 dólares por millón de BTU y un precio de venta de energía eléctrica de 0.939 pesos por kWh

RESUMEN DE COSTO OPERATIVO FUTURO

IMPORTES ANUALES

CIFRAS EN PESOS POR AÑO

ENERGIA ELECTRICA RED	0
COMBUSTIBLE generacion	969,233,206
COMBUSTIBLE proceso	0
AGUA CRUDA Y TRATADA	1,144,653
REFACCIONES COGENERACION	16,328,241
REFACCIONES CALDERAS	7,090,280
PERSONAL	1,282,929
RESPALDO o Costo RED en "falla" y MTO programado	23,906,061
COSTOS POR CORTES RED	na
COSTO EVITADO REPOSICION EQUIPO	na
TOTAL ANUAL	1,018,985,370

COSTO NETO de energia electrica

1,018,985,370

COSTOS UNITARIOS de OPERACION

COSTO NETO de ENERGIA ELECTRICA

0.847

peso/KWH

IMPORTES ANUALES

CIFRAS EN USD POR AÑO

ENERGIA ELECTRICA RED	0
COMBUSTIBLE generacion	87,318,307
COMBUSTIBLE proceso	0
AGUA CRUDA Y TRATADA	103,122
REFACCIONES COGENERACION	1,471,013
REFACCIONES CALDERAS	638,764
PERSONAL	115,579
RESPALDO o Costo RED en "falla" y MTO programado	2,153,699
COSTOS POR CORTES RED	na
COSTO EVITADO REPOSICION EQUIPO	na
TOTAL ANUAL	91,800,484

COSTO NETO de energia electrica

91,800,484

COSTOS UNITARIOS de OPERACION

COSTO NETO de ENERGIA ELECTRICA

76.30

USD /MWh

Resumen Costo-Beneficio con un costo nivelado de gas natural de 6.59 dólares por millón de BTU

RESUMEN COSTO-BENEFICIO OPERATIVO COMPARATIVO

IMPORTE ANUALES	CIFRAS EN USD POR AÑO		Precio de venta actual	1.118	pesos/kWh
	ACTUAL	FUTURO	Precio venta kWh	0.939	pesos/kWh
VENTA DE ENERGÍA ELECTRICA	22,937,621	101,778,638			
Costos					
ENERGIA ELECTRICA RED	0	0			
COMBUSTIBLE generacion	20,941,055	87,318,307			
COMBUSTIBLE proceso	0	0			
AGUA CRUDA Y TRATADA	51,561	103,122			
REFACCIONES COGENERACION	0	1,471,013			
REFACCIONES CALDERAS	613,330	638,764			
PERSONAL	82,557	115,579			
RESPALDO	793,801	2,153,699			
TOTAL COSTOS	22,482,303	91,800,484			
Beneficios: Ingresos menos costos	455,318	9,978,154			

Estimados Preliminares de Inversión con un costo nivelado de gas natural de 6.59 dólares por millón de BTU

ESTIMADOS PRELIMINARES DE VALOR DE INVERSIÓN

DATOS PARA EL CÁLCULO		CONFIGURACIÓN	
		TG + CALDERA	
CAPACIDAD ELÉCTRICA ISO	kWe	144,090	
CAPACIDAD MECÁNICA ISO	kWm		
VAPOR GENERADO	ton/h	114.01	
		170	
Miles de USD			
		95%	105%
		mínimo	máximo
EQUIPO DE GENERACIÓN	USD/Kw ISO		
A1	IMPORTE	162	179
		23,270	25,720
CALDERA	USD / TON/h		
A2		2,052	2,850
SUMA EQUIPO PRINCIPAL	A A1+A2	25,323	28,570
AUXILIARES CALDERA y SIST VAPOR	B1 % de A2	164	285
EQ. MECANICO COMPLEMENTARIO	B2 % de A	506	1,429
ELECTRICO	B3 % de A1	1,396	2,058
CONTROL E INSTRUMENTACION	B4 % de A1	465	1,029
SUMA EQUIPO Y MATERIALES	B A+B1+B2+B3+B4	27,855	33,370
INGENIERIA DIRECCION Y SUPERVISION	C1 % de B	1,114	2,002
CONTRUCCION E INSTALACION	C2 % de B	2,228	3,337
FLETES Y SEGUROS	C3 % de B	557	1,001
ARANCELES Y DERECHOS	C4 % de A	760	1,429
SUBTOTAL	C B+C1+C2+C3+C4	32,514	41,139
IMPREVISTOS	D % de C	3,251	2,057
TOTAL ESTIMADO DE INVERSION	C+D	35,766	43,196
VALORES MEDIOS	MIL USD		39,481
USD POR KW ISO	TOTAL/Kw iso	248	300
VALORES MEDIOS	TOTAL/Kw iso		274

Tabla de Valores corrientes con un costo nivelado de gas natural de 6.59 dólares por millón de BTU

TABLA DE VALORES CORRIENTES					
	ingresos (Ahorros)	Costos			CAMBIO
año	EE+vapor	Combustible	Otros	INVERSIÓN	NETO
0	0	0	0	39,481	-39,481
1	101,779	87,318	4,482	0	9,978
2	101,779	87,318	4,482	0	9,978
3	101,779	87,318	4,482	0	9,978
4	101,779	87,318	4,482	0	9,978
5	101,779	87,318	4,482	0	9,978
6	101,779	87,318	4,482	0	9,978
7	101,779	87,318	4,482	0	9,978
8	101,779	87,318	4,482	0	9,978
9	101,779	87,318	4,482	0	9,978
10	101,779	87,318	4,482	0	9,978
11	101,779	87,318	4,482	0	9,978
12	101,779	87,318	4,482	0	9,978
13	101,779	87,318	4,482	0	9,978
14	101,779	87,318	4,482	0	9,978
15	101,779	87,318	4,482	0	9,978
16	101,779	87,318	4,482	0	9,978
17	101,779	87,318	4,482	0	9,978
18	101,779	87,318	4,482	0	9,978
19	101,779	87,318	4,482	0	9,978
20	101,779	87,318	4,482	0	9,978
21	101,779	87,318	4,482	0	9,978
22	101,779	87,318	4,482	0	9,978
23	101,779	87,318	4,482	0	9,978
24	101,779	87,318	4,482	0	9,978
25	101,779	87,318	4,482	0	9,978
SUMAS	2,544,466	2,182,958	112,054	39,481	209,973

T

Tabla de Valores Presentes con un costo nivelado de gas natural de 6.59 dólares por millón de BTU

TABLA DE VALORES PRESENTES								
	deflactor	VPN de los	VPN de los	VPN de la	VPN NETO	VPN	TIR %	T retorno
año		INGRESOS	COSTOS	INVERSIÓN	Anual	acumulado		años
0	1.000	0	0	39,481	-39,481	-39,481		
1	0.870	88,503	79,827	0	8,677	-30,804	#¡NUM!	5.08
2	0.756	76,959	69,414	0	7,545	-23,259	-35.53	5.55
3	0.658	66,921	60,360	0	6,561	-16,698	-12.66	5.93
4	0.572	58,192	52,487	0	5,705	-10,993	0.44	6.22
5	0.497	50,602	45,641	0	4,961	-6,033	8.34	6.40
6	0.432	44,002	39,688	0	4,314	-1,719	13.37	6.46
7	0.376	38,262	34,511	0	3,751	2,032	16.70	6.38
8	0.327	33,272	30,010	0	3,262	5,294	18.98	6.13
9	0.284	28,932	26,095	0	2,836	8,131	20.59	5.70
10	0.247	25,158	22,692	0	2,466	10,597	21.74	5.06
11	0.215	21,877	19,732	0	2,145	12,742	22.58	4.17
12	0.187	19,023	17,158	0	1,865	14,607	23.21	2.99
13	0.163	16,542	14,920	0	1,622	16,229	23.68	1.49
14	0.141	14,384	12,974	0	1,410	17,639	24.03	-0.38
15	0.123	12,508	11,282	0	1,226	18,865	24.31	-2.69
16	0.107	10,877	9,810	0	1,066	19,931	24.52	-5.50
17	0.093	9,458	8,531	0	927	20,859	24.68	-8.87
18	0.081	8,224	7,418	0	806	21,665	24.81	-12.90
19	0.070	7,152	6,450	0	701	22,366	24.90	-17.69
20	0.061	6,219	5,609	0	610	22,976	24.98	-23.34
21	0.053	5,408	4,877	0	530	23,506	25.04	-29.99
22	0.046	4,702	4,241	0	461	23,967	25.09	-37.79
23	0.040	4,089	3,688	0	401	24,368	25.13	-46.91
24	0.035	3,556	3,207	0	349	24,716	25.16	-57.54
25	0.030	3,092	2,789	0	303	25,019	25.18	0.00
	VPN	657,912	593,412	39,481	25,019			

Resultados

RESULTADO NETO DE OPERACIÓN (RNO)	64,500
RELACIÓN B/C	1.63
VALOR PRESENTE NETO	25,019
TASA INTERNA DE RETORNO (TIR)	25
TIEMPO DE RETORNO (VPN)	6.46

ANÁLISIS ECONÓMICO ALTERNATIVA 1.3.2

Costos de Operativos Futuros con un costo nivelado de gas natural de 6.59 dólares por millón de BTU y un precio de venta de energía eléctrica de 1.171 pesos por kWh

RESUMEN DE COSTO OPERATIVO FUTURO

IMPORTES ANUALES

ENERGIA ELECTRICA RED
COMBUSTIBLE generacion
COMBUSTIBLE proceso
AGUA CRUDA Y TRATADA
REFACCIONES COGENERACION
REFACCIONES CALDERAS
PERSONAL
RESPALDO o Costo RED en "falla" y MTO programado
COSTOS POR CORTES RED
COSTO EVITADO REPOSICION EQUIPO
TOTAL ANUAL

CIFRAS EN PESOS POR AÑO

0
944,815,763
0
1,144,653
10,198,787
11,683,234
1,282,929
14,938,660
na
na
984,064,026

COSTO NETO de energía eléctrica

984,064,026

COSTOS UNITARIOS de OPERACION

COSTO NETO de ENERGIA ELECTRICA
COSTO DEL VAPOR

1.062

peso/KWH

0

pesos/TON

IMPORTES ANUALES

ENERGIA ELECTRICA RED
COMBUSTIBLE generacion
COMBUSTIBLE proceso
AGUA CRUDA Y TRATADA
REFACCIONES COGENERACION
REFACCIONES CALDERAS
PERSONAL
RESPALDO o Costo RED en "falla" y MTO programado
COSTOS POR CORTES RED
COSTO EVITADO REPOSICION EQUIPO
TOTAL ANUAL

CIFRAS EN USD POR AÑO

0
85,118,537
0
103,122
918,810
1,052,544
115,579
1,345,825
na
na
88,654,417

COSTO DEL VAPOR ACTUAL

0

COSTO NETO de energía eléctrica

88,654,417

COSTOS UNITARIOS de OPERACION

COSTO NETO de ENERGIA ELECTRICA

95.63

USD /MWh

Resumen Costo-Beneficio con un costo nivelado de gas natural de 6.59 dólares por millón de BTU

RESUMEN COSTO-BENEFICIO OPERATIVO COMPARATIVO

IMPORTES ANUALES	CIFRAS EN USD POR AÑO		Precio de venta actual	1.118	pesos/kWh
	ACTUAL	FUTURO	Precio venta kWh	1.171	pesos
VENTA DE ENERGÍA ELECTRICA	22,937,960	97,795,860			
Costos					
ENERGIA ELECTRICA RED	0	0			
COMBUSTIBLE generacion	20,941,055	85,118,537			
COMBUSTIBLE proceso	0	0			
AGUA CRUDA Y TRATADA	51,561	103,122			
REFACCIONES COGENERACION	0	918,810			
REFACCIONES CALDERAS	613,330	1,052,544			
PERSONAL	82,557	115,579			
RESPALDO	793,801	1,345,825			
COSTOS POR CORTES RED	0	0			
COSTO EVITADO REPOSICION EQUIPO	0	0			
TOTAL COSTOS	22,482,303	88,654,417			
Beneficios: Ingresos menos costos	455,657	9,141,443			

Estimados Preliminares de Inversión con un costo nivelado de gas natural de 6.59 dólares por millón de BTU

ESTIMADOS PRELIMINARES DE VALOR DE INVERSIÓN

DATOS PARA EL CÁLCULO		CONFIGURACIÓN
		TG + CALDERA
CAPACIDAD ELÉCTRICA ISO	kWe	90,000
CAPACIDAD MECÁNICA ISO	kWm	
VAPOR GENERADO	ton/h	25.10
		270 USD/Kw ISO

			mínimo	máximo
EQUIPO DE GENERACIÓN		USD/Kw ISO	95%	105%
A1	IMPORTE		23,085	25,515
CALDERA	A2	USD / TON/h	18.00	25.00
SUMA EQUIPO PRINCIPAL	A	A1+A2	23,537	26,143
AUXILIARES CALDERA y SIST VAPOR	B1	% de A2	8.00	10.00
EQ. MECANICO COMPLEMENTARIO	B2	% de A	2.00	5.00
ELECTRICO	B3	% de A1	6.00	8.00
CONTROL E INSTRUMENTACION	B4	% de A1	2.00	4.00
SUMA EQUIPO Y MATERIALES	B	A+B1+B2+B3+B4	25,891	30,574
INGENIERIA DIRECCION Y SUPERVISION	C1	% de B	4.00	6.00
CONSTRUCCION E INSTALACION	C2	% de B	8.00	10.00
FLETES Y SEGUROS	C3	% de B	2.00	3.00
ARANCELES Y DERECHOS	C4	% de A	3.00	5.00
SUBTOTAL	C	B+C1+C2+C3+C4	30,221	37,691
IMPREVISTOS	D	% de C	10.00	5.00
TOTAL ESTIMADO DE INVERSION		C+D	33,243	39,575
VALORES MEDIOS		MIL USD		36,409
USD POR KW ISO		TOTAL/Kw iso	369	440
VALORES MEDIOS		TOTAL/Kw iso		405

Tabla de Valores corrientes con un costo nivelado de gas natural de 6.59 dólares por millón de BTU

TABLA DE VALORES CORRIENTES					
	ingresos (Ahorros)	Costos			CAMBIO
año	EE+vapor	Combustible	Otros	INVERSIÓN	NETO
0	0	0	0	36,409	-36,409
1	97,796	85,119	3,536	0	9,141
2	97,796	85,119	3,536	0	9,141
3	97,796	85,119	3,536	0	9,141
4	97,796	85,119	3,536	0	9,141
5	97,796	85,119	3,536	0	9,141
6	97,796	85,119	3,536	0	9,141
7	97,796	85,119	3,536	0	9,141
8	97,796	85,119	3,536	0	9,141
9	97,796	85,119	3,536	0	9,141
10	97,796	85,119	3,536	0	9,141
11	97,796	85,119	3,536	0	9,141
12	97,796	85,119	3,536	0	9,141
13	97,796	85,119	3,536	0	9,141
14	97,796	85,119	3,536	0	9,141
15	97,796	85,119	3,536	0	9,141
16	97,796	85,119	3,536	0	9,141
17	97,796	85,119	3,536	0	9,141
18	97,796	85,119	3,536	0	9,141
19	97,796	85,119	3,536	0	9,141
20	97,796	85,119	3,536	0	9,141
21	97,796	85,119	3,536	0	9,141
22	97,796	85,119	3,536	0	9,141
23	97,796	85,119	3,536	0	9,141
24	97,796	85,119	3,536	0	9,141
25	97,796	85,119	3,536	0	9,141
SUMAS	2,444,897	2,127,963	88,397	36,409	192,127

Tabla de Valores Presentes con un costo nivelado de gas natural de 6.59 dólares por millón de BTU

TABLA DE VALORES PRESENTES								
año	deflactor	VPN de los INGRESOS	VPN de los COSTOS	VPN de la INVERSIÓN	VPN NETO Anual	VPN acumulado	TIR %	T retorno años
0	1.000	0	0	36,409	-36,409	-36,409		
1	0.870	85,040	77,091	0	7,949	-28,460		0.00
2	0.756	73,948	67,035	0	6,912	-21,548	-35.79	5.58
3	0.658	64,302	58,292	0	6,011	-15,537	-12.93	5.97
4	0.572	55,915	50,688	0	5,227	-10,311	0.17	6.27
5	0.497	48,622	44,077	0	4,545	-5,766	8.09	6.46
6	0.432	42,280	38,328	0	3,952	-1,814	13.13	6.53
7	0.376	36,765	33,328	0	3,437	1,623	16.47	6.46
8	0.327	31,970	28,981	0	2,988	4,611	18.76	6.23
9	0.284	27,800	25,201	0	2,599	7,210	20.38	5.81
10	0.247	24,174	21,914	0	2,260	9,470	21.54	5.18
11	0.215	21,021	19,056	0	1,965	11,434	22.39	4.31
12	0.187	18,279	16,570	0	1,709	13,143	23.02	3.15
13	0.163	15,895	14,409	0	1,486	14,629	23.49	1.68
14	0.141	13,821	12,529	0	1,292	15,921	23.85	-0.17
15	0.123	12,019	10,895	0	1,123	17,044	24.13	-2.45
16	0.107	10,451	9,474	0	977	18,021	24.34	-5.21
17	0.093	9,088	8,238	0	849	18,871	24.50	-8.55
18	0.081	7,902	7,164	0	739	19,609	24.63	-12.53
19	0.070	6,872	6,229	0	642	20,252	24.73	-17.26
20	0.061	5,975	5,417	0	559	20,810	24.81	-22.85
21	0.053	5,196	4,710	0	486	21,296	24.87	-29.42
22	0.046	4,518	4,096	0	422	21,718	24.92	-37.14
23	0.040	3,929	3,562	0	367	22,085	24.96	-46.16
24	0.035	3,416	3,097	0	319	22,405	24.99	-56.68
25	0.030	2,971	2,693	0	278	22,682	25.01	0.00
	VPN	632,167	573,075	36,409	22,682			

Resultados

RESULTADO NETO DE OPERACIÓN (RNO)	59,092
RELACIÓN B/C	1.62
VALOR PRESENTE NETO	22,682
TASA INTERNA DE RETORNO (TIR)	25
TIEMPO DE RETORNO (VPN)	6.53