UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA

FACULTAD DE INGENIERÍA

"OPTIMIZACIÓN DE LA PLANTA DE CICLO COMBINADO TULA: SUSTITUCIÓN DE LAS CALDERAS DE RECUPERACIÓN DE CALOR"

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:

MAESTRO EN INGENIERÍA

ENERGÍA-PROCESOS Y USO EFICIENTE DE ENERGÍA

P R E S E N T A :

ANDRÉS AARÓN OLGUÍN MEJÍA

TUTOR:
DR. GABRIEL LEÓN DE LOS SANTOS

2010

Universidad Nacional Autónoma de México
UNAM
Biblioteca Central
Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

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.

JURADO ASIGNADO:

Presidente:	Dr. Vicente y Rodríguez William
Secretario:	Dr. León de los Santos Gabriel
Vocal:	Dr. Rincón Gómez Rodrigo Alberto
1er. Suplente:	Ing. Sánchez Cifuentes Augusto
2do. Suplente:	Ing. Buendía Domínguez Eduardo H.

Lugar o lugares donde se realizó la tesis:

México, D.F.

TUTOR DE TESIS:

Dr. León de los Santos Gabriel

_____

FIRMA

AGRADECIMIENTOS

A Dios:

Por permitirme seguir adelante y conseguir las metas que me he propuesto

A mis padres:

Por su apoyo incondicional, y la fe que siempre han puesto en mí

A mi hermano:

Por estar siempre a mi lado, sobre todo en los momentos difíciles

A mis amigos, *por realmente demostrarme lo que significa la palabra "amistad" y lo más importante; aceptarme como soy*

A la UNAM, *a la Facultad de Ingeniería y a mis profesores por brindarme la oportunidad de adquirir nuevos conocimientos*

Al CONACYT, *por haberme otorgado una beca de maestría*

Andrés Aarón Olguín Mejía

ÍNDICE

ÍNDICE DE FIGURAS **3**

ÍNDICE DE TABLAS **6**

NOMENCLATURA **9**

RESUMEN **10**

OBJETIVO GENERAL **11**

OBJETIVOS ESPECÍFICOS: **11**

INTRODUCCIÓN **12**

CAPÍTULO I: PLANTAS DE GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA **14**
INTRODUCCIÓN **14**
I.1 SISTEMAS ELÉCTRICOS **15**
I.2 SISTEMAS DE GENERACIÓN **22**
I.3 CICLO BRAYTON **31**
I.4 CICLO RANKINE **35**
I.5 CICLO COMBINADO **39**
CONCLUSIONES **42**

CAPÍTULO II: PROCESOS Y USO EFICIENTE DE LA ENERGÍA EN PLANTAS DE GENERACIÓN **44**
INTRODUCCIÓN **44**
II.1 MEDIDAS DE AHORRO **45**
II.1.1 Combustión 45
II.1.2 Recuperación de calor desperdicio 48
II.1.3 Generación y distribución de vapor 54
II.2 PROGRAMAS DE AHORRO **62**
II.3 COSTOS ENERGÉTICOS **72**
II.4 REPOTENCIACIÓN DE PLANTAS **76**
II.5 EMISIONES **83**
CONCLUSIONES **87**

CAPÍTULO III: CALDERAS DE RECUPERACIÓN DE CALOR 89
INTRODUCCIÓN **89**
III.1 ASPECTOS DE DISEÑO **90**
III.1.1 Esquema de flujo de gases 97
III.1.2 Otros aspectos y consideraciones de diseño 109
III.2 CALDERAS DE RECUPERACIÓN DE CALOR COMERCIALES[3] **111**
III.2.1 Capacidad y características principales 114
III.2.2 Materiales 117
CONCLUSIONES **119**

CAPÍTULO IV: ANÁLISIS DE LA PLANTA ACTUAL 121
INTRODUCCIÓN **121**
IV.1 ESQUEMAS DE PLANTA Y EQUIPOS **122**
IV.2 SITUACIÓN ACTUAL **128**
IV.2.1 Parámetros de desempeño de la planta. 133
IV.2.2 Costos de generación de la planta. 135
CONCLUSIONES **137**

CAPÍTULO V: PROPUESTA DE MEJORA: SUSTITUCIÓN DE HRSG 139
INTRODUCCIÓN **139**
V.1 DESCRIPCIÓN DE LA MEJORA **139**
IV.2 MODELADO Y EVALUACIÓN DE LA MEJORA **148**
V.3 ANÁLISIS DE RESULTADOS DE LA PLANTA DE CICLO COMBINADO TULA: SIN PROYECTO Y CON PROYECTO **158**
CONCLUSIONES **180**

CONCLUSIONES GENERALES 181

BIBLIOGRAFÍA 184

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 (a) y (b). Esquema unificar básico de una central de ciclo combinado. posiciones básicas de generación (a) y de salida (b).....17

Figura 1.2 (a) y (b). (a) Barra doble con dos interruptores – diagrama simplificado. (b) barra doble con interruptor y medio – diagrama simplificado - 18

Figura 1.3 Esquema de una central termoeléctrica 23

Figura 1.4 Turbina de gas operando según el ciclo brayton. 25

Figura 1.5 Esquema de una central de ciclo combinado 27

Figura 1.6 Ciclo brayton de ciclo abierto.....32

Figura 1.7 Ciclo brayton de ciclo cerrado.....32

Figura 1.8 Diagramas de temperatura-entrópia, presión-volumen del ciclo brayton 33

Figura 1.9 El ciclo de potencia básico rankine 35

Figura 1.10 Ciclo rankine ideal 36

Figura 1.11 Ciclo rankine real.....38

figura 1.12 Ciclo combinado con su diagrama t-s 42

Figura 2.1 Flujos de energía de desperdicio 49

Figura 2.2 Los tres costos de inversión (directo, directo más directo, y actualizado al inicio de operación) de cada tipo de planta. 74

Figura 2.3 Curva lambda para diferentes tecnologías, plantas y unidades.....78

Figura 2.4 Repotenciación con ciclo combinado.....80

Figura 2.5 Repotenciación hot windbox 81

Figura 2.6 Arreglo para los reductores selectivos catalíticos 86

calderas de recuperación de calor.....89

Figura 3.1 hrsg tipo tubos de fuego.....91

Figura 3.2 hrsg tipo tubos de agua 92

Figura 3.3 Evaporador tipo d-frame 93

Figura 3.4 Evaporador tipo o-frame 94

Figura 3.5 Evaporador tipo a-frame.....94

Figura 3.6 Evaporador tipo i-frame.....95

Figura 3.7 Evaporador tipo horizontal 95

Figura 3.8 Caldera de recuperación de calor con quemador complementario 96

Figura 3.9 Curva de flujo de gases y agua en el hrsg.....98

Figura 3.10 Curva de cascada de un hrsg para un nivel de presión 99

Figura 3.11 Dos niveles de presión con vapor saturado de baja presión.....99

Figura 3.12 Dos niveles de presión con vapor sobrecalentado de baja presión 100

Figura 3.13 Doble presión con deareador 100

Figura 3.14 Triple presión con vapor saturado de baja e intermedia presión.....101

Figura 3.15 Triple presión con deareador y sobrecalentador de presión intermedia...101

Figura 3.16 Perfil de enfriamiento de gases y calentamiento del vapor en un hrsg de un nivel de presión 104

Figura 3.17 Ciclo combinado 1x1 con un domo en el hrsg (un nivel de presión).....106

Figura 3.18 Ciclo combinado 1x1 con dos domos en el hrsg (dos niveles de presión) 107

Figura 3.19 Ciclo combinado 1x1 con tres domos en el hrsg (tres niveles de presión) 108

Figura 3.20 Caldera de recuperación de calor con geometría horizontal.....112

Figura 3.21 Caldera de recuperación de calor con geometría vertical 112

Figura 4.1 Esquema general para el caso base 129

Figura 4.2 Simulación de la planta de ciclo combinado tula (realizada en thermoflex)132

Figura 5.1 Influencia del vapor de baja presión en la potencia de la turbina y en la superficie de la caldera de recuperación de calor. 141

Figura 5.2 Ciclo agua-vapor de alta presión. 145

Figura 5.3 Ciclo agua-vapor de media presión con recalentamiento. 146

Figura 5.4 Ciclo agua-vapor de baja presión. 147

Figura 5.5 Ciclo combinado gas-vapor con tres niveles de presión y recalentamiento 148

Figura 5.6 Simulación de la propuesta de mejora de la planta de ciclo combinado tula con tres niveles de presión y recalentamiento (realizada en thermoflex) 154

Figura 5.7 Esquema de flujo de un hrsg con un nivel de presión (calderas de recuperación sin proyecto) 159

Figura 5.8 Esquema de flujo de un hrsg con tres niveles de presión con deareador integrado (calderas de recuperación con proyecto) 159

Figura 5.9 Comparación del régimen térmico con y sin proyecto 162

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Descripción de las subestaciones empleadas en las centrales de ciclo combinado.....19

Tabla 2.1 Tipos de intercambiadores de calor y sus usos típicos 53

Tabla 2.2 Perdidas por radiación en calderas 54

Tabla 2.3 Recomendaciones de exceso de aire para diversos combustibles.....56

Tabla 2.4 Temperatura del aire para combustión y su efecto en el exceso de aire 56

Tabla 2.5a Guía de medidas de ahorro en la generación y distribución de vapor.....59

Tabla 2.5b Guía de medidas de ahorro en la generación y distribución de vapor.....60

Tabla 2.5c Guía de medidas de ahorro en la generación y distribución de vapor.....61

Tabla 2.5d Guía de medidas de ahorro en la generación y distribución de vapor.....62

Tabla 2.6 Costos indirectos para diferentes tecnologías.....73

Tabla 4.1 Características de las turbinas de gas 123

Tabla 4.2 Características de los compresores 123

Tabla 4.3 Características de la cámara de combustión.....124

Tabla 4.4 Características de la turbina de vapor.....124

Tabla 4.5 Características de la caldera de recuperación de calor.....125

Tabla 4.5 Continuación.....125

Tabla 4.5 Continuación.....126

Tabla 4.5 Continuación.....126

Tabla 4.5 Continuación.....127

Tabla 4.5 Continuación.....127

Tabla 4.5 Continuación.....127

Tabla 4.6 Flujos por equipos 130

Tabla 4.6 Continuación.....131

Tabla 4.7 Desempeño actual de la planta de ciclo combinado "tula".....134

Tabla 4.8 Resumen de resultados planta ciclo combinado tula 137

Tabla 4.9 Comparación de flujo de combustible reportados en el prontuario de cfe y calculados con thermoflex.....138

Tabla 5.1 Flujos por equipos 149

Tabla 5.1 Continuación.....150

Tabla 5.1 Continuación.....151

Tabla 5.1 Continuación.....152

Tabla 5.2 Desempeño de la propuesta de la planta de ciclo combinado "tula" de tres niveles de presión.....155

Tabla 5.3 Resumen de resultados planta ciclo combinado tula con proyecto.....157

Tabla 5.4 Resumen de resultados planta ciclo combinado tula: sin proyecto y con proyecto.....158

Tabla 5.5 Variación del régimen térmico 161

Tabla 5.6 Decremento del factor de planta 163

Tabla 5.7 Variación de la generación bruta a través de la vida útil del proyecto.....164

Tabla 5.8 Variación de la generación neta a través de la vida útil del proyecto 165

Tabla 5.9 Supuestos económicos para el análisis del proyecto 170

tabla 5.10 parámetros económicos de la planta sin la propuesta de mejora a través de la vida útil del proyecto 172

Tabla 5.11 Parámetros económicos de la planta con la propuesta de mejora a través de la vida útil del proyecto 173

Tabla 5.12 Flujos de ingresos de la planta de tula con proyecto 175

Tabla 5.13 Parámetros financieros del proyecto 176

Tabla 5.13 Continuación.....177

Tabla 5.14 Flujos de ingresos con financiamiento de la planta de tula con proyecto..178

Tabla 5.15 Resultados finales del análisis económico-financiero de la propuesta de mejora de la planta 179

Tabla 5.16 Resultados finales del análisis económico-financiero de la propuesta de mejora de la planta con un incremento de 9.1% en la inversión 179

NOMENCLATURA

CTU	Consumo Térmico Unitario
HRSG	Caldera de recuperación de calor
IGCC	Gasificación Integrada en Ciclos Combinados
PCS	Poder Calorífico Superior
PCI	Poder Calorífico Inferior
GIS	Gas Insulated Switchgear
COM	Costo de Operación y Mantenimiento
$\eta_{Brayton}$	Eficiencia ciclo Brayton
r_p	Relación de presiones
η_c	Eficiencia del compresor
η_t	Eficiencia de la turbina de vapor
$\eta_{Rankine}$	Eficiencia ciclo Rankine
η_{TG}	Eficiencia turbina de gas
η_{TV}	Eficiencia turbina de vapor
η_{CR}	Eficiencia caldera de recuperación
η_{CC}	Eficiencia ciclo combinado
ASME	American Society of Mechanical Engineers
CONUEE	Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía
MICARE	Minera Carbonífera Río Escondido
CFBC	Lecho Fluidizado Circulante
PFBC	Lecho Fluidizado a Presión
η_{PN}	Eficiencia neta de la planta
TIRM	Tasa Interna de Retorno Modificada
VPN	Valor Presente Neto
TIR	Tasa Interna de Retorno
TREMA	Tasa de Rendimiento Mínima Atractiva

RESUMEN

En este trabajo se hace un estudio de una planta de ciclo combinado de tecnología poco eficiente, pero que aun se mantiene en operación dentro de las plantas de la Comisión Federal de Electricidad (CFE), El estudio busca plantear y evaluar algunas alternativas de optimización o mejora de las condiciones de operación del ciclo, vía el cambio de condiciones de operación y sustitución de equipos, que permitan incrementar la eficiencia de la planta, así como el nivel de generación, vía el incremento de la potencia de las unidades y de la mejora del factor de planta. Para poder lograr esto, se plantea hacer un análisis térmico de la situación actual de la planta de ciclo combinado "Tula", para posteriormente proponer una medida de optimización, la cual consiste en la sustitución de las calderas de recuperación por unas de tres niveles de presión tipo horizontal con postcombustión.

La evaluación económica se realizará estableciendo parámetros de operación y desempeño de la planta con proyecto y sin proyecto, esto es, se evalúa la forma actual de operación, para luego incorporar las mejoras y evaluar los cambios en el desempeño.

Una vez establecidos estos cambios se evalúa el aumento en la generación de energía eléctrica (de 1,678.55 [GWh] a 1,746.15 [GWh]) y una disminución del régimen térmico (de 9064 [KJ/Kwh] a 8729 [KJ/Kwh]), lo que repercute en un aumento de la eficiencia (de 39.72% a 41.24% referidos al poder calorífico superior del combustible) estableciendo el nivel de ahorros en la explotación de la planta o incremento en los ingresos de la planta. Estos ingresos permitirán evaluar económicamente el proyecto, vía el establecimiento de los costos de inversión y el nivel de recuperación de la inversión vía los ingresos adicionales; logrando establecer los parámetros de evaluación de proyectos que permiten la toma de decisiones para la autorización o no de la ejecución del proyecto, como lo son: tasa interna de retorno, periodo de recuperación, valor presente neto, entre otros.

Objetivo General

- Hacer un análisis térmico de la situación actual de la planta de ciclo combinado “Tula”, para posteriormente proponer medidas de optimización.

Objetivos Específicos:

- Conocer las plantas de generación y su funcionamiento, así como sentar las bases de la teoría de los ciclos combinados.

- Establecer a detalle los procesos y medidas de ahorro de las plantas de generación.

- Analizar el estado actual de la planta de ciclo combinado “Tula”, estableciendo sus parámetros técnicos.

- Proponer medidas de optimización para la planta, que sean viables tanto técnica como económicamente. Caso: HRSG, tres domos con postcombustión.

INTRODUCCIÓN

La generación de energía mecánica es uno de los objetivos de la ingeniería termodinámica. Sería fácil argumentar que el mundo ha realizado un largo camino al pensar en las máquinas de vapor y en las máquinas reciprocantes durante la revolución industrial. También resultaría fácil argüir que los mayores adelantos tecnológicos en la generación de energía desencadenaron, cada uno, nuevas formas de observar la ingeniería termodinámica. Pero todos estos adelantos no se hubiesen logrado si no existieran las bases teóricas para poder lograr dichos avances.

Los últimos años del pasado siglo xx han sido testigos de un profundo cambio estructural de las condiciones y fundamentos que regían la generación de energía eléctrica tradicional en el mundo. Tres han sido las causas que permiten explicar estos cambios: por un lado, 1) la creciente liberación de los mercados eléctricos y por el otro, 2) el cambio climático y 3) la creciente preocupación con respecto al medio ambiente.

La liberación del mercado eléctrico, con el progresivo abandono de los esquemas regulatorios tradicionales, han hecho voltear a ver a los sistemas con menores costos de explotación como factor que permite incrementar la competitividad entre las empresas. El otro gran impulsor de esta transformación, ha sido la preocupación existente por el cambio climático y el concepto de desarrollo sustentable, plasmado en iniciativas como la cumbre de Río de Janeiro (1992), el protocolo de Kyoto con su entrada en vigor en 2004 y desarrollos subsiguientes. A estos factores se han adicionado otros, como, el alto costo de los hidrocarburos, y el concepto de seguridad energética, que es el que puede explicar el creciente interés en la generación de energía eléctrica con fuentes renovables.

En estos últimos años se ha visto la consolidación de alternativas de generación con combustibles fósiles caracterizadas por una elevada eficiencia energética y fuertes restricciones en la emisión de gases contaminantes y de efecto invernadero; la generación con ciclos combinados tiene especial relevancia como medio de cubrir una parte sustancial de la creciente demanda de energía eléctrica; sin embargo, se prevé que los combustibles

fósiles sigan siendo la principal fuente de energía utilizada para la producción de electricidad cuando menos hasta el año 2050, dado que Estados Unidos, China y Australia tienen las mayores reservas de carbón en el mundo y están trabajando en perfeccionar la tecnología de IGCC (gasificación integrada en ciclos combinados), aunado a las aun grandes reservas de gas natural en Rusia.

En lo que se refiere a eficiencia y costos de inversión para plantas de generación basadas en combustibles fósiles, las plantas de ciclo combinado son la mejor opción ya que, requieren de una inversión de aproximadamente 500 €/kw (costos referidos a 2006) y alcanzan eficiencias cercanas al 59% a plena carga, por el contrario, una planta térmica de carbón-incluso las dotadas con calderas supercríticas de última generación y sistemas de depuración de gases de combustión- tiene una eficiencia del orden del 45% con costos de inversión de alrededor de 1000 €/kw (costos referidos a 2006). Esto último no quiere decir que las tecnologías basadas en el uso del carbón vayan a abandonarse, sino al contrario, se están buscando alternativas como lo es la “gasificación”, y que éste se acreciente en el caso de que se desarrollen tecnologías económicamente viables de captura, confinamiento y valoración del CO_2.

En la generación de energía eléctrica se denomina ciclo combinado a la unión de dos ciclos termodinámicos en un mismo sistema, uno cuyo fluido de trabajo es vapor de agua (ciclo Rankine) y otro cuyo fluido de trabajo son gases de combustión (ciclo Brayton). También es posible utilizar otros fluidos de trabajo, por ejemplo un proceso de vapor de mercurio o reemplazar el agua con fluidos orgánicos o amoníaco. Sin embargo el proceso de vapor de mercurio no es de interés hoy en día debido a que las plantas de vapor alcanzan mayores eficiencias. Los fluidos orgánicos o amoniaco tienen ciertas ventajas sobre el agua en el rango de bajas temperaturas, ya que se reduce el flujo volumétrico y no hay humedad, pero están restringidos a pequeñas instalaciones. Sin embargo tiene otras desventajas como pueden ser: costos de desarrollo, impacto ambiental mayor, entre otras, estas razones son más que suficientes para evitar el reemplazo del sistema de vapor en una planta de ciclo combinado.

A continuación, se presenta el desarrollo de este trabajo, titulado “Optimización de la planta de ciclo combinado Tula: Sustitución de las calderas de recuperación de calor”.

CAPÍTULO I

PLANTAS DE GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA

Introducción

Podemos considerar en esencia tres tipos principales de generación, según la fuente de energía primaria utilizada: hidráulica, nuclear y combustible fósil.

La energía hidráulica es previsible que tenga una expansión relativamente escasa, al menos en Europa y Estados Unidos, zonas donde se ha llegado casi al límite de explotación <<sostenible>>. El agotamiento de emplazamientos posibles y la controversia social a la construcción de nuevos embalses o desvíos de caudal en ríos hace que, a pesar de sus evidentes ventajas en lo que se refiere a costo de generación y emisiones contaminantes; no se prevén incrementos importantes en la capacidad hidráulica a instalar en estos países.

En lo que se refiere a la energía nuclear, a pesar de la ventaja que presenta frente a los combustibles fósiles por sus bajos costos variables y por la reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero que su empleo supone, no tiene buenas perspectivas de constituirse en alternativa con incrementos significativos en el mix de generación de energía eléctrica a corto plazo. Para que surja un escenario favorable para la energía nuclear, se debería de dar un amplio debate en la sociedad y dedicar recursos suficientes para avanzar en la solución de la eliminación, transformación o almacenamiento seguro de los residuos nucleares.

Ahora bien, tratándose de los combustibles fósiles se prevé que sigan siendo la principal fuente de energía utilizada para la producción de electricidad, aunque con respecto a escenarios anteriores parece consolidarse en escenarios futuros una pérdida de peso del carbón a favor del gas natural. Influye en este cambio un dato objetivo como puede ser la menor emisión específica de CO_2 por KWh producido para tecnologías basadas en el gas,

pero sobre todo, y máxime en una situación de mercado liberado, por las ventajas que presenta el gas natural frente al carbón en los costos de inversión, eficiencia energética, flexibilidad de operación y aceptación social. Esto convierte a la generación de energía eléctrica con ciclos combinados en una opción de carácter masivo y a la vez distribuido, al ser posible la instalación de plantas de este tipo próximas a los centros de consumo.

Por último, en este capítulo se mencionan las principales características de las principales plantas de generación de energía eléctrica, así como su funcionamiento; haciendo énfasis en las plantas de ciclo combinado.

I.1 Sistemas eléctricos

Los sistemas de potencia actuales son una compleja interconexión de subsistemas, estos subsistemas se pueden clasificar en cuatro apartados importantes:

- Generación
- Transmisión y Subtransmisión
- Distribución
- Consumo

Generación

Uno de los componentes esenciales de los sistemas de potencia son los generadores síncronos maquinas rotatorias que realizan la conversión de energía mecánica a eléctrica. El generador síncrono tiene dos campos girando sincrónicamente, un campo es producido por un rotor impulsado a velocidad síncrona y excitado por corriente directa, el segundo es producido en los devanados en el estator por las corrientes trifásicas que circulan por el. En las unidades antiguas el sistema de excitación de corriente directa era montado en el mismo eje, proveían alimentación al devanado del rotor por medio de anillos deslizantes. Hoy en día la alimentación del excitador es provista por generadores de corriente alterna con rectificadores rotatorios o semiconductores. El sistema de excitación del generador mantiene el nivel de voltaje y controla el flujo de potencia reactiva. Una ventaja de este tipo de generadores es la carencia de conmutadores lo que permite generar altos niveles de

potencia a alto voltaje, típicamente 30 KV.

La fuente de potencia mecánica, pueden ser turbinas hidráulicas instaladas en caídas de agua, turbinas de vapor que utilizan diversos combustibles como carbón, gas, o nucleares, turbinas de gas, u ocasionalmente motores de combustión interna.

Las turbinas de vapor trabajan a altas velocidades y los generadores cuentan con pocos pares de polos, mientras que las turbinas hidráulicas trabajan a relativa baja velocidad, sobre todo las que trabajan con bajas presiones y sus generadores acoplados cuentan con un numero mayor de pares de polos, esto con el fin de mantener una frecuencia normalizada de 60 Hz.

En general las centrales generadoras trabajan con varias unidades operando paralelamente o conectadas a un punto común o bus, y así proveer toda la potencia necesaria.

Con el énfasis actual a las consideraciones ambientales y conservación de los combustibles fósiles, algunas otras fuentes alternas han sido consideradas para explotar los recursos del sol, el mar o la tierra: Algunos de estas fuentes alternas que han sido empleadas son las solares, geotérmicas, eólicas, mareomotrices y biomasa, aunque la aspiración general es la generación de potencia por fusión nuclear.

Subestación eléctrica

Una subestación es una parte de la red eléctrica que incluye principalmente los extremos de líneas de transporte o de distribución, juegos de barras, seccionadores, interruptores automáticos, etc., edificios y transformadores.

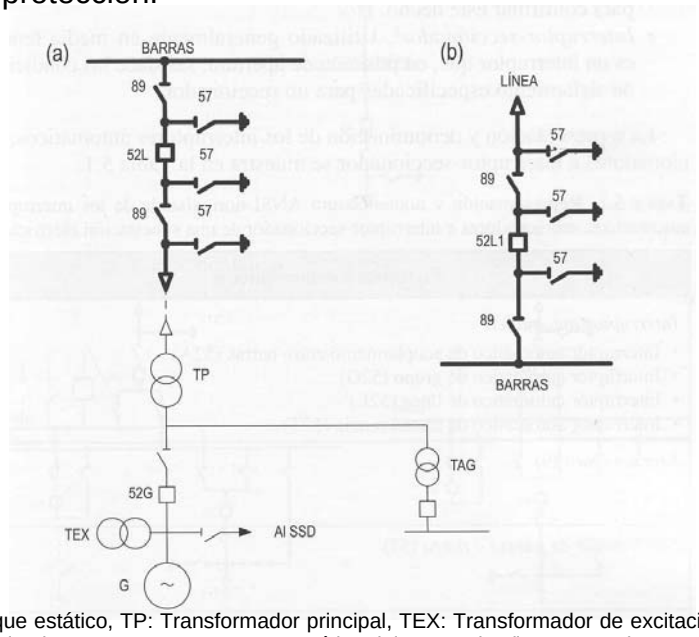
Las subestaciones eléctricas tienen un componente común: el juego o los juegos de barras-también llamados embarrados-, que son circuitos trifásicos a los cuales pueden ser conectados máquinas, generadores, transformadores y las líneas de igual tensión que llegan o salen de ella. El conjunto de elementos que realizan la conexión y desconexión de una máquina o de una línea al juego de barras, junto con los elementos de mando, medida,

protección y regulación adecuados, se denominan habitualmente *posición*[1] de una subestación, existiendo así, posiciones de generador, de transformador, de líneas, de acoplamiento de barras (cuando hay más de un juego de barras), etc.

Los componentes principales de una posición son los siguientes:

1. Aparatos de conexión
    - Interruptores automáticos, para la conexión y desconexión de la salida a la barra o barras y la desconexión automática por actuación de las protecciones.
    - Seccionadores, para el aislamiento total entre la salida y el interruptor automático y entre éste y la barra o barras.

2. Transformadores de medida y de protección
    - Transformadores de intensidad, para la alimentación de aparatos de medida y de relés de protección.
    - Transformadores de tensión, para la alimentación de aparatos de medida y de relés de protección.



G: Generador, sistema de arranque estático, TP: Transformador principal, TEX: Transformador de excitación, 57: Seccionadores de puesta a tierra, 89: Seccionadores de aislamiento, 52G: Interruptor automático del generador (interruptor de grupo), 52L: Interruptor automático del acoplamiento del generador, lado de alta tensión, 52L1: Interruptor automático de línea.

Figura 1.1 (a) y (b). Esquema unificar básico de una central de ciclo combinado. Posiciones básicas de generación (a) y de salida (b)

[1]Según el vocabulario Electrotécnico Internacional, parte 605, también puede denominarse módulo o celda

Los interruptores automáticos[2], son los encargados de cortar la intensidad de corriente normal de servicio y las sobrecorrientes provocadas por defectos externos –cortocircuitos- . Para asegurar su apertura, en caso de que las protecciones actúen, es habitual que el interruptor automático incorpore dos bobinas de disparo independientes.

Los seccionadores[3] son elementos de protección adicional que aíslan a los interruptores y conectan barras o líneas a tierra. Además de estar señalizado su estado – abierto o cerrado- en el panel de control, y localmente en las subestaciones blindadas, los contactos deben ser visibles para confirmar este hecho.

El *interruptor-seccionador*[4] *es utilizado* generalmente en media tensión, es un interruptor que, en posición de apertura, satisface las condiciones de aislamiento especificadas para un seccionador. *El embarrado*[5] es un conjunto de tres barras de baja impedancia que sirve de soporte de llegada y de la salida de líneas, conexión de seccionadores e interruptores.

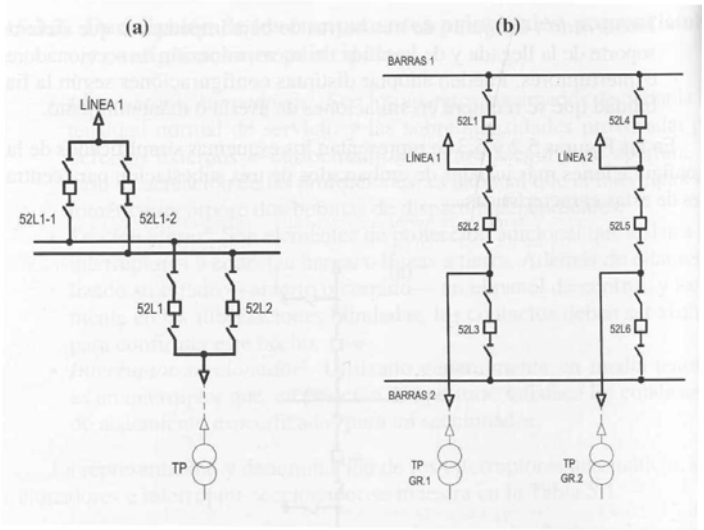


Figura 1.2 (a) y (b). (a) Barra doble con dos interruptores – diagrama simplificado. (b) Barra doble con interruptor y medio – diagrama simplificado - .

[2] Véase el vocabulario Electrotécnico Internacional 444-14-20

[3] Véase el vocabulario Electrotécnico Internacional 441-14-05

[4] Véase el vocabulario Electrotécnico Internacional 441-14-12

[5]Véase el vocabulario Electrotécnico Internacional 605-02-02

En función del espacio disponible, de las condiciones medioambientales, así como de posibles instalaciones existentes en el emplazamiento, pueden montarse dos tipos básicos de subestación: convencional y GIS (gas Insulated Switchgear). Una descripción básica, junto con las ventajas principales se muestra en la siguiente tabla.

Subestación	Disposición	Ventajas e Inconvenientes
Convencional	Ejecución de intemperie, embarrados aéreos y desnudos, seccionamiento convencional (corte al aire) e interruptores en función de la tecnología (corte al aceite, vacío).	• Amplitud de espacio para mantenimiento. • Maniobras de fácil visibilidad. • Necesidades de espacio elevadas (distancias mínimas s/tensión nominal de salida). • Costos de mantenimiento y montaje más elevados (materiales, estructuras, red de tierras).
GIS	Ejecución a intemperie o en el interior de un edificio con embarrados y aparellaje blindados bajo envolvente rellena de gas aislante.	• Necesidades de espacio reducido (solución muy compacta).

TABLA 1.1 Descripción de las subestaciones empleadas en las centrales de ciclo combinado.

Transformadores

Cuando una corriente alterna pasa por una bobina de alambre, el campo magnético alrededor de la bobina se intensifica, se anula, se vuelve a intensificar con sentido opuesto y se vuelve a anular. Si se sitúa otra bobina en el campo magnético de la primera bobina, sin estar directamente conectada a ella, el movimiento del campo magnético induce una corriente alterna en la segunda bobina. Si esta segunda bobina tiene un número de espiras mayor que la primera, la tensión inducida en ella será mayor que la tensión de la primera, ya que el campo actúa sobre un número mayor de conductores individuales.

Al contrario, si el número de espiras de la segunda bobina es menor, la tensión será más baja que la de la primera.

La acción de un transformador hace posible la transmisión rentable de energía eléctrica a lo largo de grandes distancias. Usando transformadores elevadores con relación de transformación, reducirá la corriente en el lado secundario en una razón de 1/a. Este es el efecto que reduce las pérdidas en las líneas. Los requerimientos de aislamiento así como otros problemas prácticos de diseño, generalmente limitan al voltaje generado usualmente a 30 kV.

Transmisión y Subtransmisión

El propósito de la red de transmisión, es el de transferir energía eléctrica desde las unidades de generación distribuidas en varias locaciones al sistema de distribución, el cual proveerá finalmente la energía necesaria para satisfacer la carga demandada. Las líneas de transmisión también sirven para interconectar empresas generadoras vecinas o sistemas en general, permitiendo con esto el despacho económico de potencia entre sistemas durante condiciones normales de operación, pero también el transferir potencia entre sistemas durante contingencias de emergencia.

La línea de transmisión esta delimitada en sus extremos por subestaciones de alto voltaje, al final de la línea la subestación se encarga de reducir el nivel de tensión y a través de líneas de subtransmisión se envía la energía a subestaciones de distribución normalmente a niveles de tensión de 69 kV a 138 kV.

Distribución

El sistema de distribución, es aquel que interconecta las subestaciones de distribución a los centros de consumo. Las líneas de distribución primaria están usualmente en niveles de los 4 a 34.5 kV y suministran la energía a áreas bien definidas geográficamente.

La red de distribución secundaria reduce los niveles de voltaje para su uso comercial o residencial. Estas líneas no exceden de unos cuantos cientos de metros de longitud, con un

nivel de voltaje al usuario final 240/120 [V], trifásico a cuatro hilos o 480/277 [V] trifásico a cuatro hilos. Adicionalmente los sistemas de distribución secundarios pueden ser subterráneos o aéreos, donde los subterráneos han tenido un gran crecimiento en los últimos años.

Consumo

El consumo de energía en el sistema eléctrico se puede dividir en tres categorías principales:

- Industrial
- Comercial
- Residencial

Las cargas industriales de muy gran tamaño son alimentadas directamente por los sistemas de transmisión y las cargas industriales de gran tamaño, son alimentadas directamente por los sistemas de subtransmisión, finalmente las cargas industriales pequeñas son alimentadas por la red primaria de distribución. Las cargas industriales están compuestas principalmente por cargas compuestas, siendo los motores de inducción una gran proporción de esta carga.

Estas cargas compuestas dependen de los niveles de voltaje y frecuencia y forman una gran parte de la carga total del Sistema Eléctrico. Las cargas comercial y residencial están formadas principalmente por iluminación refrigeración y calefacción, estas cargas son independientes de los niveles de tensión y frecuencia y consumen bajas cantidades de potencia reactiva.

La carga comúnmente se expresa en términos de potencia real o Kilowatts o Megawatts, además la magnitud de la carga no es constante al paso del tiempo, varia con el transcurso del día, sin embargo la potencia necesaria por el consumidor debe estar siempre disponible cuando él la requiera.

I.2 Sistemas de generación

La mayoría de las centrales térmicas producen electricidad a partir de la energía calorífica desprendida por la combustión de diferentes comburentes, tales como: diesel, carbón, gas natural, combustóleo y demás combustibles fósiles.

En este sentido, el combustible es quemado y el calor producido por la combustión se utiliza para producir vapor que pasa a las turbinas e impulsa sus álabes haciéndolos girar. Dicho movimiento que es transmitido al generador, ocasiona el fenómeno de electromagnetismo que convierte la energía cinética producida por el vapor en electricidad.

Las centrales de generación se pueden clasificar en:

Centrales Convencionales:

- Termoeléctricas a vapor
- Motores de Combustión Interna
- Turbogas
- Ciclos Combinados
- Carboeléctricas
- Nucleoeléctricas
- Hidroeléctricas

Centrales no Convencionales:

- Geotermoeléctricas
- Micro-hidroeléctricas
- Solar
- Eólicas
- Biomasa
- Mareomotriz

- Gradiente de temperatura de los océanos
- Celdas de combustible

Central Termoeléctrica

Este tipo de centrales tienen como principio el ciclo Rankine, su análisis se detallará más adelante. En la figura 1.3 se muestra en forma esquemática el funcionamiento de una central termoeléctrica. Se puede observar que el generador de vapor transforma el poder calorífico del combustible en energía térmica, la cual es aprovechada para llevar el agua de la forma líquida a la fase de vapor. Éste ya sobrecalentado, es conducido a la turbina donde su energía cinética se convierte en mecánica, misma que se transmite al generador para producir electricidad.

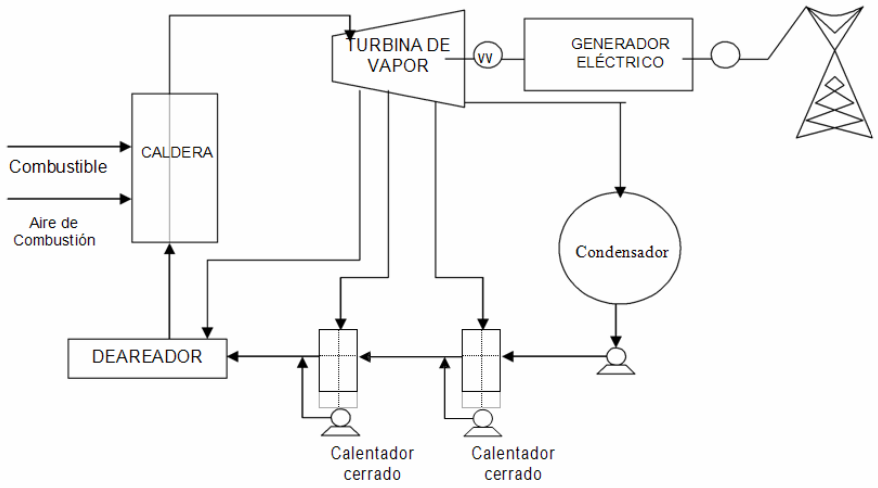


Figura 1.3 Esquema de una central termoeléctrica

En México este tipo de centrales representan el 40%[6] de la generación total actual, tienen una eficiencia de generación eléctrica promedio de 34.5%[6] y los principales combustibles que se utilizan son el combustóleo y el gas y en menor medida el diesel (en principio este combustible se utiliza para el arranque de las plantas). El factor de planta de estas centrales es del 65%[6] y se consideran como plantas base para el suministro eléctrico del país.

[6]Notas del Ing. Eduardo Buendía Domínguez (Facultad de Ingeniería, Análisis de plantas Termoeléctricas)

Central de Combustión Interna

Los motores de combustión interna se clasifican, según la manera de como producen la inflamación del combustible, en:

a) Encendido por chispa o motor de explosión
b) Encendido por compresión o motor de combustión progresiva

El primero opera bajo el ciclo Otto, en él la mezcla de aire y combustible es comprimida en el cilindro para después ser incendiada por medio de una chispa eléctrica. La combustión produce incremento de presión que se utiliza para realizar trabajo sobre el pistón al expandirse los gases. Los combustibles mas ampliamente usados son el gas natural, el butano, el gas LP y la gasolina. El motor encendido por compresión opera bajo el ciclo Diesel; en estos motores se comprime aire por la acción del pistón y el combustible es inyectado posteriormente a presión, causando la ignición únicamente debido a la alta presión. Los rangos de potencia para los cuales se fabrican estas máquinas van desde ½ HP hasta 60,000 HP[6]. Las eficiencias que alcanzan en la generación de energía eléctrica, son comparativamente mayores que las logradas con turbinas de gas y van desde aproximadamente 33%[6] para motores de alta velocidad (900 a 1,800 r.p.m.)[6] hasta aproximadamente 50%[6] en motores de 300 r.p.m.[6] Además, estas no son tan dependientes de la capacidad del motor, ni tan sensibles a la contrapresión causada por equipos de recuperación logrando buena operación a cargas parciales.

El factor de planta de estas centrales es del 65%[6] y se consideran como plantas base para el suministro eléctrico del país en zonas alejadas de la red eléctrica, principalmente en las Penínsulas de Baja California y de Yucatán. Los tamaños nominales principales para este tipo de esta planta son: 32.5, 17, 12, 9, 0.25 MW[6].

Central Turbogás

Este tipo de centrales emplea gas natural o diesel, y en los modelos avanzados puede quemar además combustóleo o petróleo crudo mediante una máquina acondicionada para ello; el cambio de combustibles puede realizarse en forma automática en cualquier momento. El nombre de turbina de gas que se da a este equipo, no se debe al tipo de combustible que se emplea, sino mas bien al fluido que se expande a través de sus alabes, ya que, aun cuando regularmente se quema gas natural, es posible utilizar una gran variedad de combustibles tanto líquidos como gaseosos.

El principio de operación de las turbinas de gas se basa en el ciclo Brayton, el cual puede encontrarse en dos modalidades: abierto o de combustión interna y cerrado o de combustión externa.

En un ciclo abierto el aire se comprime en un compresor. Al final de este proceso, el aire entra en una cámara de combustión donde se inyecta y quema combustible a presión esencialmente constante. Los productos de la combustión se expanden luego a través de una turbina hasta alcanzar la presión ambiente de los alrededores.

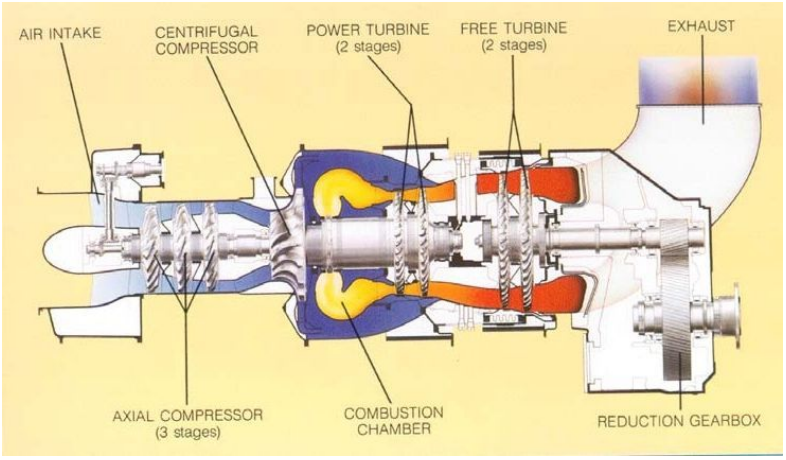


Figura 1.4 Turbina de gas operando según el ciclo Brayton.

Es recomendable que siempre operen a plena carga, pues las cargas parciales afectan su eficiencia. El rango de potencias en el cual se fabrican comercialmente estos equipos, va desde 500 kW hasta 200 MW[6].

De acuerdo al tipo de compresor que utilizan para el manejo de aire, las turbinas de gas se clasifican en:

a. De flujo centrífugo: Cuando el aire se comprime en línea perpendicular al eje la turbina.
b. De flujo axial: Cuando el aire se comprime en línea paralela al eje de la turbina; es el más comercial

Este tipo de centrales tienen una eficiencia de generación eléctrica promedio de 24% y los principales combustibles que se utilizan son el diesel y gas. El factor de planta de estas centrales es del 12.5%[6], esta baja eficiencia y bajo factor de planta se debe a que estas turbinas se utilizan para satisfacer las necesidades pico del país. Los tamaños nominales principales para este tipo de esta planta son: 150, 42, 32, 13, y 12 MW[6].

Central de Ciclo Combinado

Está integrada por dos tipos de unidades generadoras diferentes: turbogás y turbina de vapor. Cabe mencionar que una vez terminado el ciclo de generación de las unidades de turbogás, los gases producidos, se utilizan para calentar agua y producir vapor, de manera semejante a las termoeléctricas convencionales.

Un ciclo de potencia combinado es aquél que se basa en el acoplamiento de dos ciclos de potencia diferentes de tal manera que el calor de desperdicio de uno de los ciclos se usa parcial o totalmente como la fuente de calor para el otro ciclo.

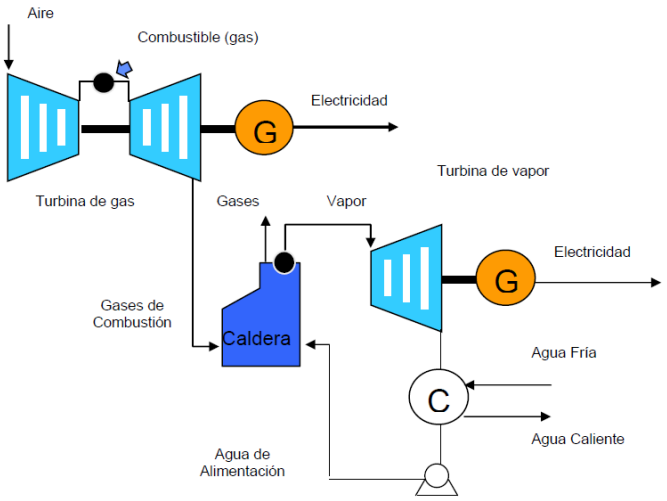


Figura 1.5 Esquema de una Central de ciclo combinado

Este tipo de centrales tienen una eficiencia de generación eléctrica promedio de 47% y los principales combustibles que se utilizan son el diesel y gas. El factor de planta de estas centrales es del 60%[6], y se utilizan para satisfacer la demanda eléctrica base que requiere el país. Los tamaños nominales principales para este tipo de esta planta son: 450, 250, 100, 80, 60, y 50 MW[6].

Estas plantas están consideradas que tienen una vida útil de 25 años (por sus arranques y paros continuos) y el costo de kW instalado aproximado esta entre los 600 y 750 dólares[6].

Central Carboeléctrica

Este tipo de centrales como su nombre lo dice, utiliza como energético primario el carbón de bajo contenido de azufre. En el sentido práctico, el carbón y sus residuos de combustión, requieren de una alta tecnología para su buen manejo y de instalaciones especiales para abatir la contaminación.

En principio la central carboeléctrica, mantiene el mismo esquema que una central

termoeléctrica a vapor, con la diferencia de que se utiliza como combustible el carbón. En este sentido, requiere de equipos adicionales para manejar este tipo de combustible como es un sistema de manejo del carbón, un sistema de pulverización, y de un sistema de limpieza de polvos, antes de que estos salgan a la atmósfera. En este último caso se utilizan precipitadores electroestáticos para eliminar los polvos en los gases de combustión de escape a la chimenea.

Este tipo de centrales tienen una eficiencia de generación eléctrica promedio de 36%[6] y el combustible que se utiliza es el carbón. El factor de planta de estas centrales es del 65%[6], y se utilizan para satisfacer la demanda eléctrica base que requiere el país. Los tamaños nominales principales para este tipo de esta planta son: 350 y 300 MW[6]. El desarrollo carboeléctrico se encuentra localizado en el estado de Coahuila y corresponde a las centrales de J. L. Portillo (Río Escondido) con 1,200 MW[6] y Carbón II con 1,400 MW[6] en operación.

Estas plantas están consideradas que tienen una vida útil de 30 años (por sus arranques y paros continuos) y el costo de kW instalado aproximado esta entre los 1600 y 1750 dólares[6].

Central térmica Dual

Esta clase de central utiliza como fuente energética primaria dos combustibles: combustóleo o carbón, lo que le da la particularidad de ser "dual". Actualmente, en México, funciona con combustóleo, aunque ya se está moderando la infraestructura necesaria para que trabaje también con carbón mineral de bajo contenido de azufre.

Una central carboeléctrica con flexibilidad para quemar combustóleo y/o carbón es la Presidente P. Elías Calles (Petacalco), localizada en el estado de Guerrero, aproximadamente 25 km al noroeste de la ciudad Lázaro Cárdenas, Mich., con 2,100 MW de capacidad.

Central Nucleoeléctrica

Este tipo de centrales poseen cierta semejanza con las termoeléctricas convencionales, ya que también utilizan vapor a presión para mover las turbinas o turbogeneradores. En este sentido, se aprovecha el calor que se obtiene al fisionar los átomos de un isótopo de uranio en el interior de un reactor, para producir el vapor que activa a las turbinas.

Este tipo de generación es utilizado en países como los Estados Unidos de América, Francia y Japón, entre otros.

La única central nucleoeléctrica instalada en México se denomina Laguna Verde, la cual se localiza en el municipio de Alto Lucero, Ver. La primera unidad, de 654.5 MW, entró en operación en septiembre de 1990; la segunda unidad, también de 654.5 MW, inició su operación comercial en abril de 1995.

Centrales Hidroeléctricas

La energía hidráulica es el aprovechamiento de la energía potencial contenida en una masa de agua almacenada en un embalse la cual es convertida mediante una canalización a energía cinética, que a su vez es transformada a energía mecánica por medio de turbinas. Existen además instalaciones, (por lo regular de pequeño tamaño) que aprovechan directamente la energía cinética de los afluentes de los ríos, y por lo cual no requieren embalse para almacenar agua. La energía mecánica se utiliza para accionar ya sea equipos de fuerza mecánica o generadores de energía eléctrica, siendo las instalaciones de este tipo las más comunes.

Las instalaciones para el aprovechamiento de energía hidráulica comprenden, esencialmente, las siguientes partes:

a) Volumen de agua existente o establecido en cota adecuada.
b) Obras de derivación y conducción del agua.
c) Casa de máquinas, con una o más turbinas.
d) Canal de desfogue.
e) Instalaciones eléctricas.

El agua que se aprovecha en este proceso proviene de los ríos, a los que se interrumpe su curso, para almacenar un gran volumen mediante una presa levantada perpendicularmente al cauce del río. De esta forma se impide el flujo natural y se la obliga a represarse, conservando su nivel sin variación apreciable; creando con esto un vaso de almacenamiento que cuente con las reservas para poder generar una potencia constante a lo largo de un periodo determinado de tiempo.

Normalmente las presas cuentan con vertedores, cuya función sustantiva es la de prevención. Las aguas excedentes que no se aprovechan para la generación, son derramadas al cauce del río, aguas abajo de la presa para evitar riesgos a las instalaciones.

El proceso de generación de energía hidroeléctrica se inicia en la obra de toma, lugar en donde se encuentran instaladas las rejillas que evitan el paso de materiales y objetos que podrían ocasionar daños a las turbinas. Después aparecen las compuertas que son los equipos que se utilizan como órganos de control del agua y como órganos de seguridad, para cerrarse en tiempos muy rápidos (10-12 seg.) en caso de emergencia.

Al abrir las compuertas de la obra de toma, se permite el llenado de la turbina, quedando todo preparado para iniciar el arranque de la Unidad, cuando esto sea requerido.

Al dar la orden de arranque, la energía cinética (de velocidad) del agua impulsa el rodete de la turbina hasta llevarle a la velocidad nominal (150 r.p.m.); directamente acoplado mediante una flecha, el rodete de la turbina transmite un par mecánico al rotor del generador eléctrico a fin de producir la conversión de energía mecánica en eléctrica.

Microcentrales Hidráulicas

Se ha adoptado la convención de que el término "minicentrales" se refiere a aquellas cuya potencia instalada es de 1 a 5 MW[6], sin embargo también se reportaron aprovechamientos de menor capacidad. Este rango de potencia instalada es el más atractivo para los fines que se persiguen en México, en cuanto a promover la intervención de particulares en la rehabilitación y/o construcción de nuevas centrales vistas desde las perspectiva del ahorro de energía o desplazamiento de combustible fósil. Los rangos de inversión requeridos, así como su operación permiten pensar en esquemas confiables de autoabastecimiento de energía eléctrica al amparo de la nueva ley del servicio público en esta materia.

Las pequeñas centrales hidroeléctricas interconectadas a la red operan desde los inicios de los sistemas eléctricos, y de hecho fueron la tecnología que les dio origen. Estas plantas, que se fueron abandonando a medida que se alcanzaban capacidades de planta cada vez mayores ofreciendo una mejor economía de escala, se han venido rescatando por miles en otros países y operan de manera automatizada, interconectadas a la red eléctrica en los sitios donde se da el pequeño aprovechamiento hidráulico.

En los últimos años se han instalado en el país seis o siete pequeñas centrales hidroeléctricas de 30 a 100 Kilowatts[6], las que suministran el servicio eléctrico a comunidades rurales y a algunas actividades productivas, a través de una red local de distribución.

I.3 Ciclo Brayton

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

Las turbinas de gas generalmente operan en ciclo abierto. Aire fresco en condiciones ambiente se introduce dentro del compresor donde su temperatura y presión se elevan. El aire de alta presión sigue hacia la cámara de combustión donde el combustible se quema a presión constante. Luego los gases de alta temperatura se expanden en una turbina hasta la presión atmosférica, los gases de escape de la turbina se expulsan fuera del ciclo, por lo que se considera un ciclo abierto.

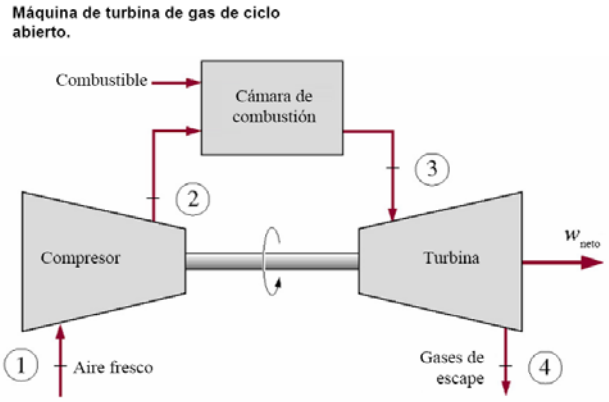


Figura 1.6 Ciclo Brayton de ciclo abierto

El ciclo brayton puede modelarse como un ciclo cerrado, y bajo las suposiciones de aire estándar.

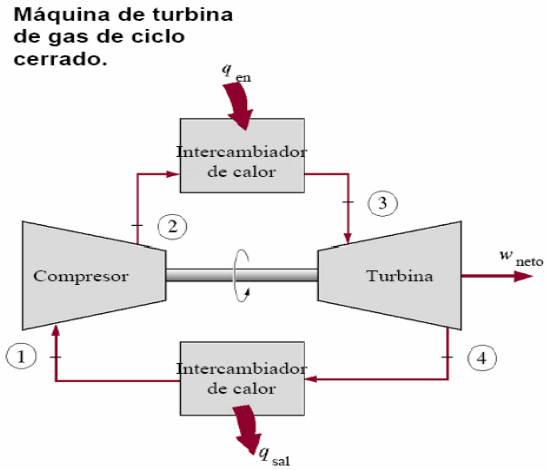


Figura 1.7 Ciclo Brayton de ciclo cerrado

Sustituyendo la combustión por un proceso de adición de calor a presión constante de una fuente externa y el proceso de escape se reemplaza por uno de rechazo de calor, en este caso los pasos del ciclo son los siguientes:

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

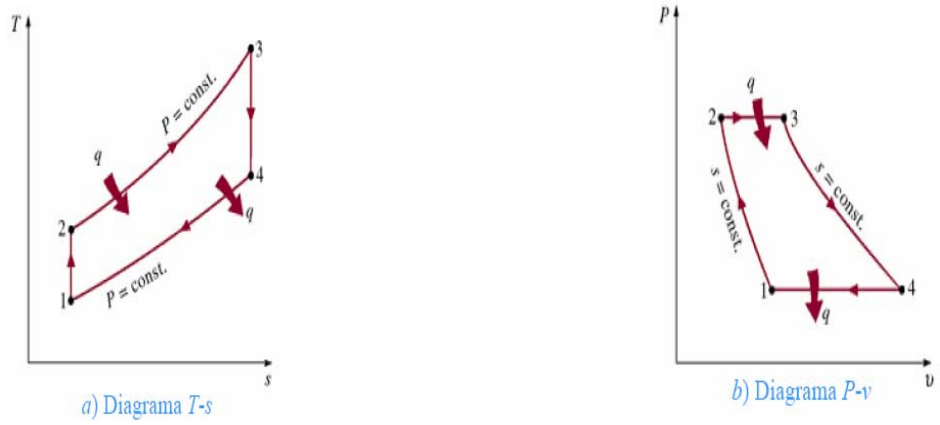


Figura 1.8 Diagramas de Temperatura-entrópia, Presión-volumen del ciclo brayton

Cuando los cambios de energía cinética y potencial se desprecian, la transferencia de calor hacia y del fluido de trabajo se puede expresar como:

$$q_{entrada} = \mathrm{h}_3 - h_2 = C_p\left(T_3 - T_2\right) \tag{1.1a}$$

$$q_{entrada} = \mathrm{h}_4 - h_1 = C_p\left(T_4 - T_1\right) \tag{1.1b}$$

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

$$\eta_{t,Brayton} = \frac{w_{neto}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{q_{salida}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{C_P\left(T_4 - T_1\right)}{C_P\left(T_3 - T_2\right)} = 1 - \frac{T_1\left(\left(\frac{T_4}{T_1}\right) - 1\right)}{T_2\left(\left(\frac{T_3}{T_2}\right) - 1\right)} \tag{1.2}$$

Los procesos 1-2 y 3-4 son isentrópicos, por lo que $P_2=P_3$ y $P_4=P_1$. Por lo tanto:

$$\frac{T_2}{T_1}=\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k}=\left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{(k-1)/k}=\frac{T_3}{T_4} \tag{1.3}$$

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

$$\eta_{t,brayton}=1-\frac{1}{r_P^{(k-1)/k}} \tag{1.4}$$

donde:

$$r_P=\frac{P_2}{P_1} \tag{1.5}$$

"r_p" es la relación de presiones y "k" la relación de calores específicos. Bajo la suposición de aire estándar y la eficiencia del ciclo Brayton ideal depende de la relación de presiones de la turbina de gas y la relación de calores específicos del fluido de trabajo.

Ciclo real brayton

Las desviaciones del ciclo real en el compresor y la turbina pueden explicarse con precisión si se utilizan las eficiencias isentrópicas de la turbina y del compresor, definidas como.

$$\eta_c=\frac{w_s}{w_a}\cong\frac{h_{2s}-h_1}{h_{2a}-h_1} \tag{1.6}$$

$$\eta_t=\frac{w_a}{w_s}\cong\frac{h_3-h_{4a}}{h_3-h_{4s}} \tag{1.7}$$

Donde los estados 2a y 4a son los estados de salida reales del compresor y la turbina, respectivamente, 2s y 4s son los estados correspondientes para el caso isentrópico.

I.4 Ciclo Rankine

El ciclo Rankine ideal no contiene irreversibilidades internas, y se encuentra dispuesto de la siguiente manera:

Una bomba se conecta a una caldera que a su vez se encuentra conectada a una turbina y a un condensador, el cual regresa a la bomba como se muestra en la figura 1.9

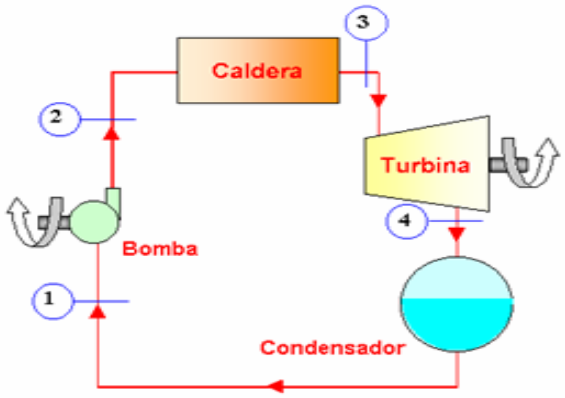


Figura 1.9 El ciclo de potencia básico Rankine

El agua entra en la bomba como líquido saturado y se le aplica una compresión isentrópica (adición de trabajo) hasta llevarla a la presión en que trabaja la caldera. La temperatura se incrementa un poco durante la compresión debido a una disminución en el volumen específico del agua.

El agua entra en la caldera como líquido comprimido y se eleva su temperatura hasta vapor sobrecalentado, este vapor entra a la turbina donde se expande de manera isentrópica y produce trabajo al hacer girar un eje conectado a un generador eléctrico.

Durante la expansión del vapor en la turbina, la temperatura y presión disminuyen considerablemente hasta los valores en los que trabaja el condensador. Finalmente, el vapor se condensa por completo hasta líquido saturado y se manda de nuevo a la bomba, en donde comienza el ciclo de nuevo.

En resumen:

1-2 Compresión isentrópica en una bomba

2-3 Adición de calor a presión constante en una caldera

3-4 Expansión isentrópica en una turbina

4-1 Rechazo de calor a presión constante en un condensador.

El ciclo lo representamos por medio de un diagrama T-S como se observa en la siguiente figura 1.10

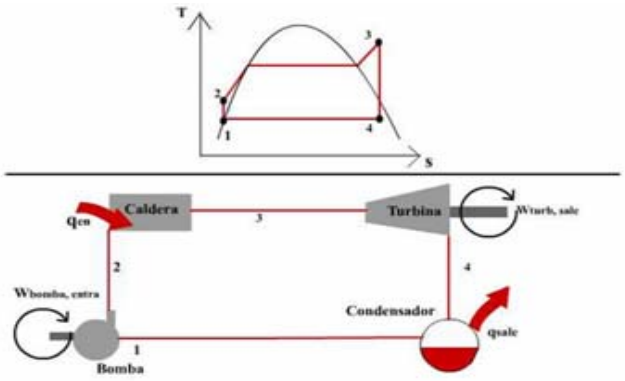


Figura 1.10 Ciclo Rankine ideal

Los componentes asociados al ciclo Rankine (bomba, caldera, turbina y condensador), son dispositivos de flujo estable. Cualquier cambio en energía cinética y potencial del vapor suelen ser insignificantes respecto a los términos de trabajo y transferencia de calor, por lo tanto siempre se ignoran.

Bomba: el trabajo de la bomba queda dado por la diferencia de entalpías en los puntos 1 y 2, el valor de h_2 se puede obtener de una interpolación en las tablas de agua de líquido comprimido. Un método alternativo es calcular directamente el trabajo de la bomba por medio de la ecuación de trabajo en régimen estacionario.

$$W_{est} = \int v \cdot dP \tag{1.8}$$

En este caso debido a las condiciones en las que se encuentra el agua y la forma de operar de la bomba, la variación de volumen específico es del 1%, así que consideramos al fluido como incompresible, por lo que el trabajo se obtiene de la relación:

$$W_{B,ent} = v_{f,1}(P_2 - P_1) \qquad s_1 = s_2 \tag{1.9}$$

En donde $v_{f,1}$ es el volumen específico del líquido saturado en el estado 1.

El calor suministrado en la caldera por unidad de masa es:

$$q_{sum} = q_{23} = h_3 - h_2 \qquad P_3 = P_2 \tag{1.10}$$

Y el trabajo isentrópico de la turbina es:

$$W_{T,sal} = h_3 - h_4 \qquad s_3 = s_4 \tag{1.11}$$

Y el calor cedido en el condensador es:

$$q_{cond,ced} = h_4 - h_1 \qquad P_4 = P_1 \tag{1.12}$$

Las relaciones del calor y el trabajo pueden expresarse también referidas a la unidad de tiempo.

Por lo tanto la eficiencia térmica puede escribirse entonces como:

$$\eta_{t,Rankine} = \frac{W_{T,sal} - W_{B,ent}}{q_{sum}} = \frac{h_3 - h_4 - v_{f,1}(P_2 - P_1)}{h_3 - h_2} \tag{1.13}$$

o bien como:

$$\eta_{t,Rankine} = 1 - \frac{q_{ced}}{q_{sum}} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} \tag{1.14}$$

Esta última ecuación se basa en el hecho de que el trabajo neto de salida es igual al calor neto suministrado al ciclo.

El balance de energía aplicado al volumen de control situado alrededor del condensador se reduce a:

$$\dot{m}(h_1 - h_4) + \dot{m}_{WT}(h_{sal} - h_{ent})_{WT} = 0 \qquad (1.15)$$

Ciclo Rankine real

El ciclo real de potencia de vapor difiere de los ciclos Rankine ideal como se muestra en la figura 1.11, debido a las irreversibilidades en los diversos componentes, en donde la fricción del fluido y las pérdidas de calor indeseable son las más comunes.

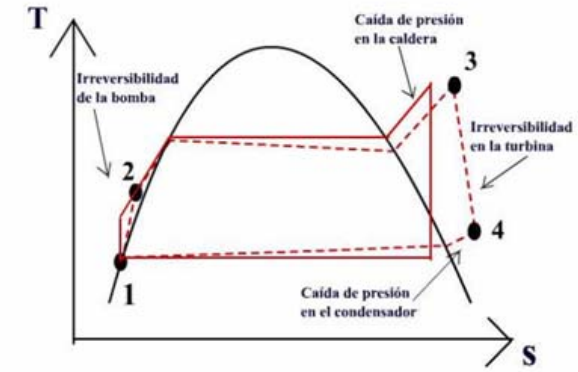


Figura 1.11 Ciclo Rankine real

La desviación de éstas en comparación con las isentrópicas, se compensa empleando eficiencias isentrópicas:

$$\eta_P = \frac{W_s}{W_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \qquad (1.16)$$

$$\eta_T = \frac{W_s}{W_a} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \qquad (1.17)$$

En donde los estados “a” son reales y los “s” corresponden al estado isentrópico.

El ciclo Rankine real actúa de la misma forma que el ideal, pero con las irreversibilidades mencionadas anteriormente, las cuales deben tomarse en cuenta para los cálculos.

Para incrementar la eficiencia en un ciclo Rankine se debe aumentar la temperatura promedio a la que el calor se transfiere al fluido de trabajo en la caldera, o bien, disminuir a temperatura promedio a la que el calor se rechaza del fluido de trabajo en el condensador. Es decir, la temperatura promedio del fluido debe ser lo más alta durante la adición de calor y lo más baja durante el rechazo de éste.

I.5 Ciclo Combinado

El término ciclo combinado se reserva de forma casi universal a la conjunción en una única central de dos ciclos termodinámicos, Brayton y Rankine, que trabajan con fluidos diferentes: gas y agua-vapor. El ciclo que trabaja con aire-gases de combustión (Brayton) opera a mayor temperatura que el ciclo cuyo fluido es agua-vapor (Rankine) y ambos están acoplados por el intercambiador de calor gases/agua-vapor, comúnmente llamada *calderas de recuperación de calor*. La unión termodinámica de estos ciclos conduce generalmente a la obtención de un rendimiento global superior a los rendimientos de los ciclos termodinámicos individuales que lo componen.

Para un ciclo combinado la energía suministrada se realizará solo en la turbina de gas, aunque por lo general existen quemadores adicionales en la caldera de recuperación con lo cual incrementará la energía suministrada en el ciclo con la combustión suplementaria. El quemado adicional mejora la eficiencia en el ciclo combinado siempre y cuando la eficiencia del ciclo de vapor se incremente.

Ahora si consideramos a ambos ciclos (Brayton y Rankine) por separado, las eficiencias particulares se obtendrán de la siguiente manera:

Para el proceso del ciclo de gas (Brayton):

$$\eta_{TG} = \frac{W_{TG}}{Q_{TG}} \tag{1.18}$$

Para el proceso del ciclo de vapor (Rankine):

$$\eta_{TV} = \frac{W_{TV}}{Q_{TV}} \tag{1.19}$$

Para la caldera de recuperación de calor:

$$\eta_{CR} = \frac{Q_{TV}}{Q_{RTG}} = \frac{Q_{RTG} - Q_{CH}}{Q_{RTG}} = 1 - \frac{Q_{CH}}{Q_{RTG}} \tag{1.20}$$

donde:

Q_{TG} : Calor aportado en forma de combustible en el ciclo de turbina de gas
Q_{RTG} : Calor residual del ciclo de turbina de gas
Q_{TV} : Calor aportado al ciclo de turbina de vapor
Q_{CH} : Calor perdido en el acoplamiento térmico de los dos ciclos, caldera de recuperación
W_{TG} : Trabajo neto del ciclo de turbina de gas (Brayton)
W_{TV} : Trabajo neto del ciclo de turbina de vapor (Rankine)
η_{TG} : Eficiencia del ciclo de turbina de gas
η_{TV} : Eficiencia del ciclo de turbina de vapor
η_{CR} : Eficiencia de la caldera de recuperación de calor

Por lo tanto la eficiencia del ciclo combinado vendrá dado por las siguientes relaciones:

$$\eta_{CC} = \frac{W_{TG} + W_{TV}}{Q_{TG}} = \eta_{TG} + \frac{W_{TV}}{Q_{TG}} = \eta_{TG} + \left(\frac{W_{TV}}{Q_{TV}}\right)\left(\frac{Q_{TV}}{Q_{TG}}\right) = \eta_{TG} + \left[(\eta_{TV})(\eta_{CR})\left(\frac{Q_{RTG}}{Q_{TG}}\right)\right] \tag{1.21}$$

ó

$$\eta_{CC} = \eta_{TG} + (\eta_{TV})(\eta_{CR})\left(\frac{(Q_{TG} - W_{TG})}{Q_{TG}}\right) = \eta_{TG} + [(\eta_{TV})(\eta_{CR})(1 - \eta_{TG})] \tag{1.22}$$

En el caso de que existan quemadores adicionales en la caldera de recuperación, la fórmula mostrada sería la siguiente:

$$\eta_{CC} = \frac{W_{TG} + W_{TV}}{Q_{TG} + Q_{CS}}$$

(1.23)

Donde Q_{CS} es el calor aportado a la caldera de recuperación en los quemadores de combustión suplementaria.

La postcombustión en un ciclo combinado gas-vapor desde un punto de vista económico puede estar justificada en los casos en que se necesite dar picos de potencia bien retribuida de forma rápida. Asimismo, la postcombustión puede ser un recurso útil cuando el ciclo combinado funciona como un sistema de cogeneración suministrando cantidades de vapor variable a procesos industriales.

En el caso de un ciclo combinado se puede comprobar que la eficiencia, en general, puede mejorar aumentando las temperaturas medias de los focos calientes y reduciendo las temperaturas medias de los focos fríos, es decir, aumentando la temperatura de trabajo en las turbinas y reduciendo la temperatura y presión a la cual se produce la cesión de calor (humos y vacío del condensador). También puede aumentarse la eficiencia optimizando el proceso para reducir las pérdidas asociadas a las distintas máquinas que componen el ciclo y disminuyendo los saltos de temperatura existentes entre los gases de salida de la turbina de gas y el ciclo agua-vapor en la caldera de recuperación. Esto último se consigue aumentando el número de niveles de presión en la caldera, recalentando el vapor, e introduciendo un nivel de presión supercrítico en el ciclo Rankine, medidas que dan lugar además a una mayor temperatura media del foco caliente en el ciclo de vapor, y por consiguiente, una mejora en la eficiencia.

En la figura 1.12 se muestra el esquema de los elementos constitutivos principales de un ciclo combinado, en su configuración más básica, así como, la representación del diagrama T-s de los parámetros principales de los fluidos que evolucionan en los ciclos de Rankine y Brayton.

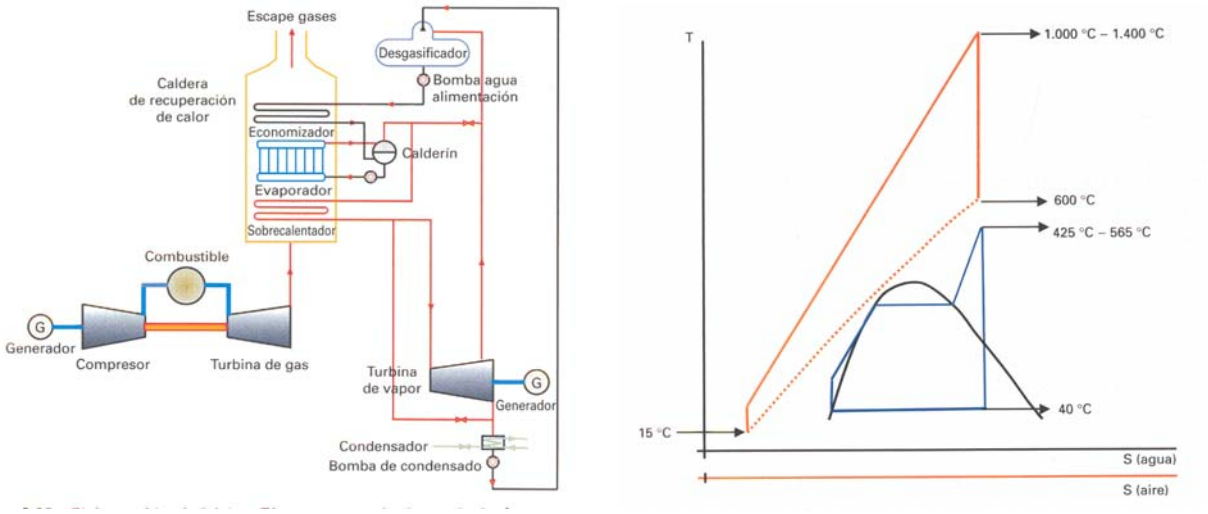


Figura 1.12 Ciclo combinado con su diagrama T-s

Conclusiones

Lo que se puede concluir es que todas las plantas de generación tienen ventajas y desventajas pero sobresale entre ellas las de ciclo combinado, ya que comparadas con las otras que utilizan combustible fósil, tienen una alta eficiencia, utilizan menos cantidad de agua/KW, su período de construcción es relativamente corto, se puede instalar por partes (1° Turbina de gas, 2° Turbina de vapor), su costo por KW es bajo y además puede operar como un sistema de cogeneración. Aunque hay que tomar en consideración que una desventaja importante es que la condición de sitio le afecta de sobremanera (Temperatura y Altitud), la disponibilidad y el costo tan volátil del gas natural, pero si las comparamos con las demás plantas de combustible fósil, el ciclo combinado es la mejor opción por costo y eficiencia.

Mención aparte merecen las plantas de generación llamadas “no convencionales” donde se encuentran las que utilizan energías renovables, este tipo de plantas en un futuro son una gran alternativa, pero ahora mismo su tecnología no esta lo suficientemente desarrollada para cumplir con la demanda mundial de energía, por lo que se seguirán usando las plantas con combustible fósil, aunque últimamente se está desarrollando tecnología para mitigar las emisiones arrojadas por éstas; como lo son la gasificación y el secuestro de carbono.

Todo lo anterior nos lleva de la mano al próximo capítulo; el cual trata sobre los procesos y el uso eficiente de la energía en plantas de generación; donde se da una amplia explicación de que métodos de ahorro de energía existen actualmente y como se pueden llevar a cabo en este tipo de plantas o centrales de generación.

CAPÍTULO II

PROCESOS Y USO EFICIENTE DE LA ENERGÍA EN PLANTAS DE GENERACIÓN

Introducción

No es ningún secreto que las plantas de generación y las industrias son responsables en gran parte de las emisiones contaminantes y del deterioro ambiental; es por ello que se han estado haciendo esfuerzos para solucionar este grave problema; uno de ellos es el quemar menos combustibles fósiles y en especial, combustibles ricos en carbono como el carbón y el petróleo. Estos combustibles también tienen un alto contenido de azufre, que junto con nitrógeno dan lugar a emisiones de carácter ácido y causan la lluvia ácida. De ello se desprende que la protección del medio ambiente es hoy el mayor incentivo para el ahorro de energía. A largo plazo, también es importante poner atención en el agotamiento de los recursos de combustibles fósiles, no renovables. Al ritmo de consumo actual se calcula según el Consejo Mundial de Energía que las reservas de petróleo y gas natural durarán unos cincuenta años y las de carbón unos doscientos años. La demanda creciente de combustibles fósiles y los daños por la contaminación derivados de su utilización han motivado llamadas de atención para ir avanzando hacia un desarrollo sustentable, un concepto que apoyan políticos de muchos países. La enorme dificultad para conseguir esta meta ha sido menospreciada a menudo. El Consejo Mundial de Energía estima que las fuentes de energías renovables sólo podrán aportar un 30% de la demanda mundial en el año 2020 (aunque la cifra podría llegar a un 60% para el año 2100).

Por esta razón, las naciones han llevado a cabo numerosas iniciativas para estimular el ahorro de energía. El Consejo Mundial de Energía ha aconsejado una reducción de la intensidad de la energía para el futuro en distintas zonas, teniendo en cuenta la cantidad de energía necesaria para producir una unidad del producto interno bruto (PIB). En un informe de 1993, el Consejo Mundial de la Energía publicó sus estimaciones para un uso eficaz de la energía, situándolo en un 3 o 3.5% para los países medios, un 4 - 5% para Europa occidental y Japón, y sólo un 2% para Estados Unidos.

En este capítulo se presentan algunas medidas de ahorro y optimización, las cuales se pueden aplicar tanto para la industria como para las grandes plantas de generación. También se mencionan distintas opciones de ahorro de energía en los diferentes procesos de generación.

II.1 Medidas de ahorro

A continuación se mostrará algunas alternativas de ahorro de energía que se utilizan o se manejan en las diferentes plantas de generación de energía, enfatizando en el ahorro de combustible y en la disminución de emisiones contaminantes.

II.1.1 Combustión

La combustión es un conjunto de reacciones químicas exotérmicas que ocurren al combinarse en condiciones adecuadas de temperatura y tiempo, los elementos combustibles carbono, hidrógeno, azufre y el comburente oxígeno.

Los combustibles pueden clasificarse a través del estado en que estos se encuentran, es decir:

- Sólidos: Madera, Turba, Carbón, etc.
- Líquidos: Querosenos, gasolinas, diesel, combustóleo, etc.
- Gaseosos: Gas natural, Gas LP, butano, gas de coque, etc.

Una propiedad importante en los combustibles es su poder calorífico los cuales pueden ser a presión constante (líquidos) y a volumen constante (gaseosos), así también como superior e inferior, el que se usa para los cálculos de consumos energéticos es el inferior, ya que considera la perdida de energía para vaporizar la humedad que pueda contener el combustible y la formada durante la combustión.

Para eficientar la energía de combustión se puede abordar por dos caminos a seguir, como son: Los parámetros de operación y las características de diseño del equipo.

Parámetros de operación

Si existe un equipo con sus condiciones fijas, y si se quiere optimizar la combustión de este, los factores operacionales a trabajar son:

1. Exceso de aire, Tipo de Combustible, Tipo y condiciones de atomización y Tipo de chimenea.
2. Limpieza del Intercambiador (deshollinado), tratamiento del agua, Recolección de condensados, Cambio de Quemador.
3. Cambio de combustible, Cambio de Refractarios, (Aislantes).
4. Cambio del área de transferencia de calor. (Que es prácticamente cambio del equipo.)

Parámetros de diseño

La optimización a tener en cuenta esta en las siguientes condiciones:

1. Condiciones del ventilador: Presión, Caudal.
2. Condiciones de atomización: Cambio de boquillas, Cambio de bomba, Instalación de precalentador.
3. Condiciones de tiro de chimenea: Aumento del diámetro de chimenea, aumento de la altura de chimenea, Disminución de pérdidas.

En lo descrito como parámetros de operación y de diseño se encuentran opciones para mejorar la combustión, finalmente es un análisis de costo/beneficio lo que da la decisión.

Posibilidades de ahorro de energía en la combustión

A continuación se describen medidas particulares de ahorro de energía en combustión:

- *Mantener el ajuste apropiado de los quemadores*. Tener información del fabricante de los quemadores para adecuar los ajustes en forma periódica. La llama se debe comprobar con frecuencia y siempre después de un cambio significativo en condiciones de funcionamiento que puedan afectar la combustión.

- *Comprobar el exceso de aire con mediciones en los gases*. Un analizador continuo de la combustión es la mejor alternativa. Si no se tiene, se requieren pruebas de muestreo con un Fyrite[1], Orsat[2] o por otros medios químicos.
- *Mantener las superficies del intercambiador de calor limpias*. Esto es requerido para combustibles líquidos. La limpieza con vapor en accesorios como “sopladores de hollín” se recomienda.
- *Comprobar la presión del hogar regularmente*. La entrada de aire puede ser controlada manteniendo una presión positiva.
- *Instalar la instrumentación de supervisión adecuada*. El requisito mínimo es tener la instrumentación adecuada para poder para poder identificar los problemas y efectuar las acciones correctivas.
- *Medidor de la temperatura de gases y del contenido en oxígeno* que puedan utilizar para indicar la pérdida en los gases de escape.
- *Sustituir o reparar el aislamiento dañado.* La radiación térmica con el aislamiento inadecuado se puede detectar fácilmente midiendo las temperaturas externas.
- *Instalar un cambiador de calor gases*-aire. Al incrementar la temperatura del aire, se reduce el consumo de combustible. Se debe consultar con el fabricante para determinar el máximo de temperatura permitido de la unidad, ya que puede afectar refractarios y/o superficies metálicas.
- *Instalar un cambiador de calor gases-agua.* Al incrementar la temperatura del agua de alimentación, se reduce el consumo de combustible.
- *Instalar una caldera de recuperación (de gases calientes-vapor).* Esto permitirá producir vapor sin usar combustible.
- No se debe permitir diferencias de temperaturas entre salida de humos y temperaturas de proceso mayores de 100 y 150 ºC.
- Controlar los aumentos progresivos de temperatura de humos y programar deshollinar periódicamente.
- Para quemar los sólidos, clasificarlos por tamaño homogéneo, para que el lecho de quema tenga combustión uniforme en el tiempo.

[1]Analizador de gases que emplea el método "ORSAT" de medida volumétrica efectuando la absorción de la muestra de gas por medio de una solución química que actúa como indicadora de la concentración del gas analizado.

[2]Se basa en el cambio de volumen que sufren ciertos compuestos al absorber el CO, CO_2 y O_2 contenido en los gases de combustión.

- Para los líquidos atomizarlos a la presión recomendada o con ayuda de fluidos(vapor, aire) para evitar el hollín.
- Vigilar el tamaño, forma y color de la llama.

De igual forma para los quemadores se pueden seguir las siguientes recomendaciones:

- Revisar y limpiar boquillas de quemadores y/o parrillas, periódicamente.
- Utilizar la temperatura y presión de atomización según la viscosidad del combustible liquido. (según fabricante).
- Sobrepasar la temperatura de atomización produce mayor consumo energético.
- Tener en cuenta que vapor aumenta el punto de rocío lo que genera corrosión.
- En los quemadores a gas mantener el rango de presión del combustible en los valores dados por el fabricante.
- En los quemadores de combustibles líquidos usar precalentador de combustible, esto mejora la presión de atomización logrando ahorros en combustible entre 2-3%.
- Drenar periódicamente el agua sedimentada en los tanques de combustible.

II.1.2 Recuperación de calor desperdicio

El calor desperdicio ha sido definido *como el calor rechazado de un proceso a una temperatura superior a la del ambiente, con un margen suficiente que permita al ingeniero aprovechar parte de ese calor*[3]. Las fuentes de energía de desperdicio se pueden definir según su temperatura, en tres rangos, el de alta, media y baja temperatura. El calor desperdicio a temperaturas altas y medias se puede usar para producir vapor de proceso. En el rango de baja temperatura se puede utilizar energía de desperdicio (que de otra manera se perdería) aplicándola por ejemplo a trabajo mecánico por medio de un de una bomba de calor; una aplicación interesante de de ésta se observa en la destilación de petróleo, en donde el fluido de trabajo de la bomba de calor puede ser líquido que se está destilando (esta aplicación fue desarrollada por la British Petroleum Co.).

[3]Handbook: Energy Conservation Program

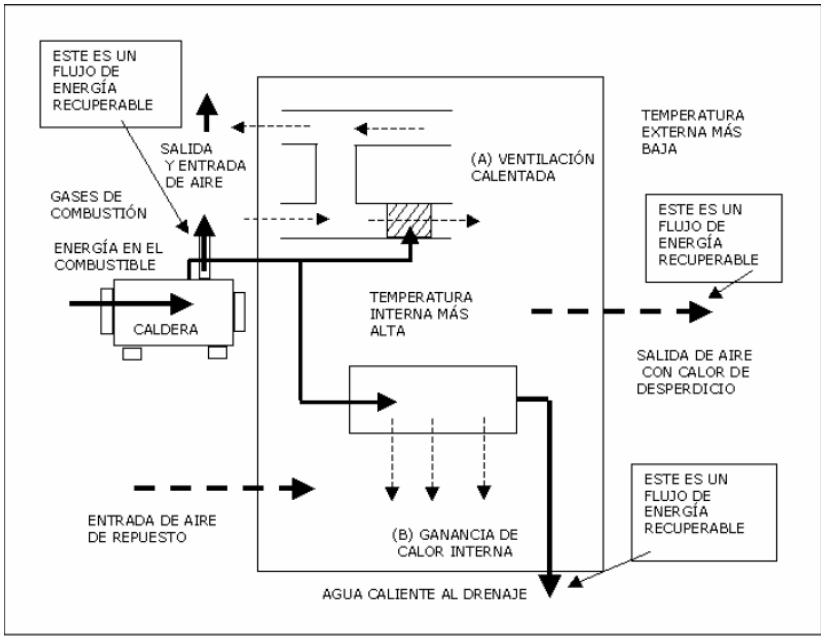


Figura 2.1 Flujos de energía de desperdicio

La Figura 2.1 muestra un diagrama de flujo en una planta con flujos salientes de energía. Éstos se denominan energía (o calor) de desperdicio, ya que no son necesarios para los procesos que los descargan. Sin embargo, pueden ser utilizados por otros procesos o sistemas que utilizan energía. La existencia de una corriente de calor de desperdicio saliente de un sistema o proceso, puede ser una oportunidad para utilizar esta energía en otro proceso. Esta fuente de energía sólo podrá ser útil al proceso en tanto que su temperatura sea más alta que la del "vertedero" que está alimentando, aunque llegará un punto en el que la fuente de calor dejará de ser útil para esa tarea y el calor se desecha.

Recuperación directa de calor

La recuperación directa de calor es la transferencia de energía de una corriente de proceso a otra, sin la adición de trabajo o alguna otra forma de energía por una fuente externa. Como la energía se degradará, ya que el calor fluirá solamente desde una fuente "caliente" hacia un vertedero más "frío", por lo tanto, dependiendo del diseño del vertedero de calor, la diferencia entre estas dos temperaturas puede ser de tan sólo algunos grados.

En lo que se refiere a *la transferencia de calor entre gases*, esta requiere de una diferencia de temperaturas >10° C entre la fuente y el vertedero para obtener buenos resultados. Para evitar el uso de ventiladores de extracción, la caída de presión a través del intercambiador de calor debe de ser muy baja, lo que deriva en superficies de intercambio y componentes muy grandes. Los materiales con que se construyen dependen de la temperatura, presión y propiedades de los gases que se manejarán. En la mayoría de los casos se utilizan materiales de alta conductividad térmica, como el aluminio y el cobre. El costo de estos intercambiadores de calor depende principalmente de su capacidad, los materiales con que están construidos y la complejidad técnica de su diseño y construcción.

En lo que respecta a *intercambiadores de calor de líquido a líquido* por su gran cantidad de aplicaciones, este es el tipo más común de intercambiadores de calor; algunos de éstos han sido diseñados para diferenciales de temperatura tan bajos como 3° C. Las pérdidas de presión interna son normalmente bajas (< 0.07 kg/cm^2), incluso con velocidades altas de corriente, permitiendo una buena transferencia de calor en diseños compactos.

Las presiones y las temperaturas de los sistemas son mayores a las de las unidades gas-gas y los equipos se diseñan frecuentemente según las normas para recipientes a presión ASME[4]. La transferencia de calor entre una corriente de gas y un líquido es una de las formas más comunes de transferir energía en una planta industrial. Este proceso se mejora mediante el uso de aletas del lado del gas o mediante el diseño en forma de espiral de los tubos que van dentro del conducto de gas. Algunos ejemplos de equipos donde se utilizan intercambiadores de calor son:

- Calderas de recuperación.- Los gases calientes producto de la combustión se utilizan para generar vapor. Normalmente son de diseño vertical, de tubos de humo y en algunos casos se necesita el apoyo de un quemador de combustible convencional.
- Enfriamiento evaporativo.- Es la forma más común para intercambiar calor entre gas y líquido, la más compacta y barata. Las gotas de líquido descienden por gravedad y están en contacto físico con la corriente de gas ascendente. Este tipo de sistema puede usarse para enfriar el gas o la corriente de líquido.

[4]American Society of Mechanical Engineers

- Enfriamiento con aire.- Su tamaño varía desde los radiadores de automóvil hasta unidades condensadoras muy grandes. Requieren de potencia extra para mover radiadores y/o bombas.

Recuperación indirecta de calor

La recuperación indirecta de calor implica la transferencia y conversión de una forma de energía a otra, a través de la adición de energía externa. Se considera usualmente una alternativa secundaria a la recuperación directa, debido a que se obtiene una energía de menor grado y que se requiere el uso de energía adicional de alto grado, como la electricidad o un combustible.

Algunos ejemplos en donde se usa la recuperación indirecta de calor se presentan a continuación:

- Bomba de calor.- La bomba de calor es en esencia un circuito de refrigeración. La energía se recupera de una fuente con calor de baja calidad transfiriéndola a un refrigerante con baja temperatura de vaporización. El refrigerante vaporizado es comprimido para aumentar su temperatura por arriba de la del vertedero de calor. En el siguiente paso, se deja condensar al refrigerante, que se licua y enfría. Una vez en estado líquido, se expande reduciendo aún más su temperatura antes de ser enviado de nuevo a la fuente de calor. Al aplicar este principio a un proceso, se puede recuperar energía de una corriente de un gas o líquido a baja temperatura y suministrarla a otra corriente de mayor temperatura[5]
- Enfriadores por absorción.- De la misma forma que las bombas de calor, un enfriador por absorción puede extraer calor de una fuente de baja temperatura y enviarlo a un vertedero a una temperatura mayor. En estos sistemas el refrigerante es una solución de bromuro de litio y agua, la cual absorbe agua con una ganancia de energía considerable. Al añadir calor de una fuente como vapor de baja presión, la concentración de la solución se aumenta. Ésta es luego transferida a otro lugar dónde se diluye para extraer calor de los alrededores.

[5]Recuperación de calor de proceso (Comisión Nacional para el uso Eficiente de la Energía)

Tanto los enfriadores por absorción como las bombas de calor pueden usarse para transferir calor de una fuente de energía que se puede beneficiar al enfriarse, hacia otra que puede ser calentada (calefacción, precalentamiento de aire, precalentamiento de agua de alimentación a calderas, etc).

- Tanque flash.- Una corriente de líquido a temperatura media, pero con alta presión, puede ser reutilizada si se reduce rápidamente su presión. A una presión menor, una parte del líquido se convierte en vapor y puede ser utilizado en algún lugar del proceso. Aunque no es un proceso muy eficiente, resulta un buen método para obtener vapor limpio partiendo de agua contaminada.
- Recompresión mecánica de vapor.- El vapor de baja presión puede ser mejorado mediante su compresión mecánica. Este procedimiento es común dónde se requieren grandes cantidades de vapor a baja presión, por ejemplo, para la evaporación de solución de azúcar, producción de sal, destilerías, etc. Debido a la compresibilidad del vapor de agua a baja presión, el proceso es intensivo en uso de energía y mucha de ésta se transforma en sobrecalentamiento del vapor recomprimido.
- Combustión de gases de desecho.- Algunos procesos (como la combustión anaeróbica) producen gases que contienen componentes combustibles. Estos gases pueden ser introducidos como combustibles complementarios al utilizado en un proceso de combustión y reducir el suministro de gas o derivados del petróleo.

Otro método de recuperación indirecta de calor es el de "*térmica a mecánica o eléctrica"*, este es el método de recuperación o reuso de energía más complejo, menos eficiente y más costoso. Se necesita una fuente de energía de alta calidad (alta temperatura y presión). Cada operación deriva en una degradación de la fuente de energía y puede ser considerada como una fuente en sí misma con oportunidad de recuperación de calor.

Tipo	Régimen	Intercambiador de calor	Usos
Recuperación directa de calor	Gas - Gas	Flujo cruzado Rotativo Regenerativo	Recuperación de calor de gases de combustión Escape de calor en alta temperatura y bajo volumen Calentamiento de aire en comercios
	Líquido - Líquido	Coraza y tubos Espiral Placas Heliflow	Agua para proceso Enfriadores de aceite Enfriado a alta presión Agua para lecherías, cremerías
	Gas - Líquido	Caldera de recuperación Enfriamiento evaporativo de aire	Escape de hornos y motores Enfriamiento de agua, Humidificación, Lavadoras de gases Enfriamiento de aceite Calefacción de edificios
Recuperación indirecta de calor	Térmica - Térmica	Bomba de calor Enfriador por absorción Tanque flash Recompresión mecánica de vapor Combustión de gases de desecho	Calefacción de edificios Producción de agua caliente Enfriado de agua Purgas de caldera Cervecerías Ingenios azucareros Tratamiento de aguas Fundiciones
	Térmica – Mecánica / Eléctrica	Turbina de expansión Ciclos Rankine	Plantas químicas Gases de desperdicio a alta temperatura

TABLA 2.1 Tipos de intercambiadores de calor y sus usos típicos

II.1.3 Generación y distribución de vapor

El vapor de agua es un recurso muy utilizado en la industria y en la generación de energía eléctrica, el cual también; se utiliza para proporcionar energía térmica a los procesos de transformación de materiales a productos, por lo que la eficiencia del sistema para generarlo, la distribución adecuada y el control de su consumo, tendrán un gran impacto en la eficiencia total de la planta. Esta situación se refleja en los costos de producción del vapor y, en consecuencia, en la competitividad y sustentabilidad de la central generadora o industria.

La generación de vapor es producida por equipos llamados calderas (en industrias) o generadores de vapor (en plantas generadoras), los cuales como su nombre lo indica son los encargados de generar el vapor que se requiere, ya sea para la generación de energía eléctrica o para el uso industrial.

Es inevitable que una parte del calor de la combustión, escape a través de las paredes del generador de vapor sin que sea absorbido por el agua. Sin embargo, estas pérdidas de calor por radiación pueden ser controladas, por lo que se recomienda: aislar adecuadamente las paredes del hogar y del generador en general, dar un adecuado mantenimiento a las capas del aislamiento. Una caldera aislada adecuadamente tendrá, a plena carga, pérdidas de calor que no superan el 3%[6]. El uso de sistemas automáticos permiten mejorar la combustión y la mezcla aire-combustible en diferentes situaciones de carga del sistema de vapor, entre estos sistemas se incluyen sistema de control de: combustión, llama, nivel del agua, combustible.

Tamaño de la caldera (Kg_{vapor}/hora)	**Perdidas por radiación (%)**
900000	0.5
45500	0.7
23000	0.9
9000	1.0
< 9000	1.1-3.0

Fuente CONUEE, “Guía de vapor para la industria”

Tabla 2.2 Perdidas por radiación en calderas

[6]Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía (CONUEE), “Guía de vapor para la industria”

Hay que tener una programación adecuada de la purgas, ya que los sólidos disueltos en el agua tienden a acumularse, por lo que es necesario realizar purgas (extracción de agua) cuando estos sólidos alcanzan cierto valor, para evitar la formación de espuma en la caldera.

Algunas recomendaciones para reducir en lo posible las perdidas de energía en el generador de vapor se mencionan a continuación:

- Mantener buena limpieza en las superficies de los tubos, interna y externamente; así como realizar una observación periódica a estos.
- Regular el tiro del hogar a un nivel bajo que garantice la evacuación de los gases, que apenas contrarreste las caídas de presión a través del generador de vapor y que de la mejor residencia del calor en la superficie de intercambio.
- Mantener siempre el buen estado de boquillas pulverizadoras, parrillas, etc, así como su calibración.
- Mantener un sello correcto en el generador de vapor para evitar infiltraciones de aire, que aumenten el exceso de éste.
- Hacer un buen tratamiento del agua de alimentación, un control frecuente del agua y purgas regulares, ya que con los arrastres e incrustaciones se presentan perdidas de calor.
- Recuperar condensados para retornarlos al generador de vapor; de esta manera se ahorra calor y químicos para el tratamiento de agua.
- Remplazar los controles on/off del quemador por controles modulados.

Si la alimentación de combustible es a gas se debe de verificar la operación correcta de la válvula que modula el gas, para asegurar que responda a las señales provenientes de los controles; así como comprobar que la presión del gas en la boquilla (tobera) sea la correcta; esto se verifica a través de la medición de presión en los manómetros indicadores locales.

Ahora si la alimentación de combustible es líquido que generalmente es combustóleo; es necesario vigilar la variación de la forma de la flama y mantener la temperatura adecuada.

Se debe cuidar el exceso de aire, ya que un nivel excesivo de aire significa pérdidas adicionales de energía, aumento de la temperatura de los gases de chimenea y reducción de la eficiencia del generador de vapor. La tabla 2.3 contiene las recomendaciones para ajustar los niveles de exceso de aire, según los diferentes tipos de combustibles líquido o gas.

Combustible	Exceso de aire Recomendado (%)
Gas Natural	5-10
Propano	5-10
Gas de coque	5-10
Combustóleo	10-15

Fuente CONUEE, “Guía de vapor para la industria”

Tabla 2.3 Recomendaciones de exceso de aire para diversos combustibles

En innumerables pruebas e investigaciones, se ha comprobado que los niveles excesivos de aire provocan incrementos considerables en el suministro de energía a la caldera y la temperatura de los gases que salen de la chimenea, así como la reducción significativa de la eficiencia de la caldera. En el caso contrario, un bajo nivel del exceso de aire provoca que la combustión sea incompleta y se produzca hollín y productos no quemados. Esta situación ha conducido a que en los diseños de nuevos quemadores se manejen niveles máximos del 15% de exceso de aire; éstos varían de acuerdo con el diseño de la caldera y tipo de combustible utilizado (líquido o gas). En la tabla 2.4 se muestra el efecto de los cambios de temperatura del aire para la combustión sobre los niveles de exceso de aire.

Temperatura del aire para la combustión (ºC)	Exceso de aire resultante (%)
4.5	25.5
10	20.2
26.7	15.0 Ajuste inicial
37.8	9.6
48.8	1.1

Fuente CONUEE, “Guía de vapor para la industria”

Tabla 2.4 Temperatura del aire para combustión y su efecto en el exceso de aire

El sistema de distribución de vapor permite llevar el vapor en la cantidad y calidad requerida por el proceso o para la generación de energía eléctrica. En este sistema, es importante contar con buenos procedimientos de operación, manipular adecuadamente las trampas de vapor, mantener aisladas las tuberías, equipos y dispositivos; evitar en lo posible las fugas de vapor y mantener una presión de vapor adecuada.

Con lo que respecta a las trampas de vapor su función es eliminar el condensado, aire, y otros gases no condensables de las redes principales y de los equipos que trabajan con vapor, tan rápido como sea posible. Las trampas deben de tener perdidas de vapor mínimas, tener resistencia a la corrosión y un funcionamiento a contrapresión. Algunas soluciones para la reducción de perdidas de energía en las redes de vapor se presentan a continuación[7]:

En el sistema de distribución de vapor:

- Las redes de distribución deben estar correctamente dimensionadas, instaladas, purgadas, aisladas y mantenidas.
- Reparar las fugas en bridas uniones y válvulas.
- Verificar el funcionamiento de los reguladores de presión.
- Se debe eliminar oportunamente el aire y los condensados.
- Se deben de corregir las líneas con mal aislamiento.

En la red de distribución:

- Garantizar un diseño adecuado de todos los tipos de trampas.
- Un correcto dimensionamiento de la red colectora de condensados.
- Tener buenos aislamientos.
- Tener en cuenta la utilización de tanques presurizados para recuperar el vapor flash.
- Diseño adecuado del tanque de retorno de condensados.
- Prevenir problemas de vacío cuando se suspende el suministro de vapor.
- Instalar juntas de dilatación.

[7]Ahorro y uso racional de la energía en la industria dirigido a las “MIPYMES” “Jornada Tecnológica”

En Trampas de Vapor:

- Se debe diferenciar entre el vapor vivo y el re-vaporizado.
- Existen detectores de fugas en trampas y redes de vapor, su operación en general se efectúa por el sonido y un equipo indicador electrónico.

En el Sistema de Condensado:

- Es muy importante recuperar la energía del vapor flash (Secundario) o re-vaporizado.
- Utilización de la energía en el condensado, como fuente de calor para calentamiento de agua o como retorno a la caldera.
- Aislamiento de las tuberías de condensado.
- Prevención de corrosión y golpes de ariete en la red de condensado.

La oportunidad de recuperar la energía en el denominado vapor flash o re-vaporizado, es mediante la compresión del vapor por compresores tipo Root o por eyectores. Adicionalmente, se puede recuperar el re-vaporizado utilizando un condensador de contacto directo entre el re-vaporizado y el agua de alimentación de la caldera.

Hay cinco reglas generales para conseguir una máxima eficiencia en el sistema de vapor[8], las cuales se mencionan a continuación:

1. Producir el vapor a la máxima temperatura y presión posible.
2. Cuando se use vapor a proceso, siempre aplicarlo a las presiones y temperaturas mínimas posibles.
3. En calderas a fuego directo solamente producir vapor para usos finales como vapor de proceso.
4. Expandir el vapor desde la presión más alta posible hasta la presión mínima posible.
5. Producir el máximo vapor posible usando sistemas de recuperación de calor desperdicio.

[8]CIBO ENERGY EFFICIENCY HANDBOOK

Las medidas de ahorro están divididas en tres categorías básicas o niveles de implantación: aquellas cuya implantación requiera de una inversión nula o baja (nivel 1) y las medidas que requieran de una inversión mayor para poder ser adoptadas (nivel 2). En el caso de que sea necesaria la aplicación de un estudio posterior al diagnóstico para determinar la posible aplicación de una medida, o definir otras, éste quedará fuera del alcance del diagnóstico y se considerará como nivel 3.

Áreas potenciales de ahorro	Medidas de ahorro	Nivel
Calor perdido en líneas aisladas y no aisladas.	• Colocar aislamiento térmico en tuberías. • Cambio del aislamiento térmico en tuberías.	2 2
Calor perdido en tanques y depósitos cilíndricos.	• Colocar aislamiento térmico en tanques o depósitos cilíndricos. • Cambio de aislamiento térmico en tanques o depósitos cilíndricos.	2 2
Calor perdido en tanques y depósitos de paredes planas.	• Colocar aislamiento térmico en tanques o depósitos de paredes planas. • Cambio de aislamiento térmico en tanques o depósitos de paredes planas.	2 2
Calor perdido en purgas y fugas.	• Automatización de purgas. • Sustitución de purgadores. • Reparación y eliminación de fugas. • Recuperación de purgas.	2 2 1 2
Calor perdido en trampas de vapor.	• Instalación de trampas para vapor en líneas y equipos. • Reparación de las trampas de vapor. • Cambio de las trampas de vapor. • Instalación de mirillas de flujo o válvulas de 3 vías en las líneas de condensado.	2 2 2 2
Calor perdido por purgas en calderas.	• Reducción del calor perdido en la purga contínua. • Evaluar la calidad del agua de repuesto. • Analizar los sistemas de tratamiento de agua, para poder reducir la purga continua. • Recuperar el calor de la purga continua. • Incrementar el retorno de condensados.	1 1 2 2 2

Fuente: Eficiencia energética en sistemas de generación y distribución de vapor “CONUEE”

Tabla 2.5a Guía de medidas de ahorro en la generación y distribución de vapor

Áreas potenciales de ahorro	Medidas de ahorro	Nivel
Pérdidas en el generador de vapor.	• Optimización de la combustión. • Reducir el porcentaje de exceso de aire. • Precalentamiento del combustible. • Sustitución por quemadores de bajo exceso de aire. • Instalación de equipos de recuperación de calor: Economizador o precalentador de aire. • Sustitución de generador de vapor.	2 2 2 3 3 3 3
Combustible	• Sustitución o complementación. • Control de la recepción, manejo, almacenamiento y seguridad. • Aditivos, Secado, Calentado y Atomizado.	2 3 2
Gases de combustión	• Precalentamiento de agua y aire. • Revisar tiros forzados o inducidos. • Revisar transferencia de calor a tubos de agua. • Verificar espesor de fluxes.	2 1 1 2
Agua de alimentación y condensados.	• Instalar turbo-bombas para el agua de alimentación. • Evaluar el retorno de condensados: contaminación, porcentaje y temperatura. • Inyectar directamente a la caldera los condensados de muy alta temperatura. • Evaluar la presión de bombas de agua de alimentación.	3 2 2 2
Aislamiento y fugas	• Eliminación de grietas en mamparas, paredes y válvulas. • Mejorar el aislamiento.	2 2

Tabla 2.5b Guía de medidas de ahorro en la generación y distribución de vapor

Áreas potenciales de ahorro	Medidas de ahorro	Nivel
Instrumentación y control	• Calibración o modernización de los instrumentos. • Automatización del sistema de control (control distribuido o control remoto). • Control de velocidad en bombas y ventiladores. • Dotar con analizadores de gases y otros instrumentos. • Corrección por Oxígeno. • Corrección por CO.	2 3 3 2 2 2
Planeación de la operación	• Repartir la carga según puntos de mayor eficiencia.	1
Selección de combustible y aditivos	• Seleccione los combustibles más rentables. • Utilice aditivos para combustibles líquidos.	1 2
Planeación de la operación	• Repartir la carga eficientemente entre generadores de vapor y en el tiempo. • Administración de la carga de la caldera.	1 1
Capacitación	• Capacitación de personal.	2
Mantenimiento	• Mantenimiento y pruebas.	2

Tabla 2.5c Guía de medidas de ahorro en la generación y distribución de vapor

Áreas potenciales de ahorro	Medidas de ahorro	Nivel
Equipos auxiliares o periféricos.	• Compuertas y capuchones para viento en chimenea. • Deflector de viento en ventilas del cuarto de calderas. • Quemadores de bajo exceso de aire. • Sustituir los quemadores atmosféricos por quemadores de alta presión. • Quemadores con retención de flama. • Instalación de quemadores a atomización con vapor o aire. • Instalación de quemadores duales. • Instalación de turbuladores en quemador. • Instalación de sopladores de hollín. • Mejorar las condiciones del retorno de condensado.	2 1 3 3 3 3 3 3 3 2
Tuberías	• Revisar dimensionamiento y disposición de tuberías. • Agregar cabezal común para varios generadores de vapor.	2 2
Contabilidad energética	• Establecer los costos de producción de vapor. • Determinar el consumo específico de combustible. • Determinar eficiencia de operación.	1 1 1

Tabla 2.5d Guía de medidas de ahorro en la generación y distribución de vapor

II.2 Programas de Ahorro

Un programa de uso eficiente y ahorro de energía, es el cambio de cultura en la empresa o planta generadora dentro del concepto de desarrollo sustentable, protección al medio ambiente, productividad y ambiente de relación humana adecuada.

Es el proceso de administrar los recursos energéticos y consisten en la aplicación de técnicas que permitan alcanzar la máxima eficiencia en el uso de los energéticos utilizados en una planta de generación, industrial, comercial o de servicios.

Un programa de uso eficiente y ahorro de energía, mejora la competitividad, amplia el horizonte energético y libera recursos económicos para destinarlos a otras actividades productivas.

Hay tres maneras básicas de reducir los costos energéticos que se aplican a toda producción y servicios[9]:

1. Reducir la carga y/o las horas de funcionamiento del equipo consumidor de energía.
2. Aumentar la eficiencia de conversión en los equipos y procesos consumidores de energía.
3. Modificar el tipo de energía utilizada, que implique menor costo.

Para ello, es preciso conocer claramente el tipo y la cantidad de energía que se utiliza en cada uno de los procesos que conforman la operación y determinan las acciones necesarias e implementarlas para reducir los costos de energía, sin afectar la producción ni la calidad de los productos o servicios.

Un programa de uso eficiente y ahorro de energía, implica un compromiso y una organización permanente a largo plazo, que se integra a la administración diaria de la planta y que sienta bases y desarrolla un plan de acción para el uso eficiente de la energía.

Elementos de un programa de uso eficiente y ahorro de energía

Un programa institucional para la gestión y administración para el uso eficiente de la energía se integra como casi todo proceso de administración por resultados, con las acciones fundamentales que se indican a continuación:

Planeación:

Marco de referencia actual.- Es necesario recopilar toda la documentación completa en el equipo existente y las instalaciones. Todos los planos, esquemas, catálogos de equipos y sistemas del edificio. Los criterios originales del diseño y las especificaciones deben ser incluidos.

[9]Notas del Ing. Luis E. Noriega Giral (Facultad de Ingeniería, Uso eficiente y ahorro de la energía)

En algunas organizaciones se cuenta con información general de sus consumos de energía primaria y las relaciones de ésta con la producción. Exista o no información de la organización, se requiere crear o adecuar una base de datos que contenga los principales datos históricos en base mensual (ya que la facturación energética así se presenta), que servirán para determinar la situación energética de la organización.

El análisis histórico-estadístico del consumo energético y los indicadores de su relación con la producción, debería ser parte importante del análisis de productividad de cada organización. Normalmente se podrá obtener información histórica global de energía primaria (electricidad y combustibles), pero en la mayoría de los casos no se tendrá información de la energía transformada. Por lo anterior se requerirá que en el diagnóstico energético se obtengan estos datos y se instalen en su caso equipos de medición y monitoreo para poder establecer estos indicadores.

En la base de datos se capturarán también, datos de costos unitarios y costos mensuales de la energía eléctrica y de cada uno de los combustibles, para determinar la elasticidad de la energía (relación del costo de la energía al producto terminado), así como las cargas y consumos que se deriva del funcionamiento de servicios (iluminación, calefacción, aire comprimido, bombeo de agua, uso de equipo eléctrico de oficina, ventilación, aire acondicionado, etc.)

Si las relaciones anteriores presentan variaciones importantes en algún período se debe indicar la o las causas de lo anterior, que puede ser por períodos de mantenimiento, vacaciones o festivos, mal funcionamiento de los equipos, calidad de la materia prima, fallas en el suministro eléctrico, huelgas, etc.

- Determinación de objetivos.- Con la información anterior, el departamento técnico presentará un estudio de los resultados históricos actuales, contra niveles deseables, pudiendo en algunos casos, obtener indicadores internacionales o de nacionales de otras empresas similares.

El estudio indicará una primera aproximación de los potenciales de ahorro de energía y de los objetivos deseados y en que sistemas y procesos se requiere profundizar, para obtener información más completa.

Diagnóstico Energético.- El programa de uso eficiente y ahorro de energía no puede llevarse a cabo si no se conoce a detalle, dónde y cómo sé esta utilizando la energía, para lograr la eficiencia en su consumo.

En la mayoría de los casos, como actividad inicial se requiere de una inspección, obtención de datos y un análisis energético detallado de los consumos y pérdidas de energía. El diagnóstico energético es la herramienta técnica-económica utilizada en la evaluación del uso de la energía y de las oportunidades de ahorro. De manera general un diagnóstico energético debe determinar: Como se usa la energía primaria y como se transforma, que oportunidad hay para reducir su consumo sin afectar la producción, cual es la factibilidad técnica y económica de esas oportunidades.

De los resultados del diagnóstico, primeramente se determinan las acciones inmediatas simples (prácticas de buen juicio de operación y mantenimiento), que permitan ahorro en el corto plazo. Estas acciones se caracterizan por cero emisiones y se pueden implementar inmediatamente, pero requieren de convencimiento y aceptación del personal de operación y mantenimiento, ya que afectará su modo de trabajo, es decir sus hábitos. Estos cambios pueden incluir: la reducción de horario de operación de sistemas y equipos no prioritarios, la mejora del mantenimiento preventivo, la reducción de temperaturas y presiones en donde sea posible, reducción de los niveles de iluminación, corrección de fugas, etc.

El diagnóstico energético debe igualmente determinar las oportunidades de acciones de corto y mediano plazo. Estas acciones requieren tiempo para implementarse y el contar con personal capacitado y recursos financieros.

- Determinación de prioridades y metas a alcanzar.- En los estudios previos y en el diagnóstico energético se obtiene *una lista de oportunidades*.

La *lista de oportunidades* deberá contener, además de una descripción y análisis de los sistemas, las propuestas de las modificaciones específicas a realizar en la etapa de

implantación, los requerimientos de personal y otros costos durante la etapa de operación, la cuantificación de las inversiones a realizar y los ahorros o beneficios esperados durante la vida útil del proyecto. De todas ellas no todas las oportunidades podrán ser factibles, ya sea por bajas tasas de retorno de la inversión o dificultad técnica, o posible afectación a la producción.

Por lo anterior y con el fin de optimizar recursos económicos y asignación de personal, se deben establecer prioridades. La priorización de los programas de acciones a corto y mediano plazo que impliquen inversión importante, se efectúa evaluando la influencia de las acciones en: Resultado esperado de ahorros energéticos, factibilidad para realizarse, disponibilidad de tecnología y/o equipos, beneficio económico operacional en la vida útil de cada proyecto, inversión, requerimientos de inversión, requerimientos adicionales operacionales (personal, capacitación, mantenimiento, etc.), requerimientos de sistemas de monitoreo y/o control, afectación a la calidad del proceso.

Para cada una de las acciones seleccionadas se determinan las metas de equipamiento, costos de inversión, costos operativos, personal a asignarse, responsable, metas de ahorro y uso eficiente de la energía.

Programa de tiempos y erogaciones:

Con todas las acciones seleccionadas y considerando los tiempos y fechas predeterminadas, se realiza una agrupación para crear una red maestra de acciones para el uso eficiente de la energía que incluya además de fechas y tiempos, a los responsables de cada acción.

Los programas de tiempo se desarrollan en “rutas críticas”, a partir de una “red maestra” general (de máximo 50 a 60 actividades principales) y las sub-redes requeridas. Los programas de erogaciones se obtienen del presupuesto base y de las rutas criticas, se calendarizan en períodos semanales, a valor de “pesos corrientes”, con tasas de inflación previstas, tasa de cambio peso/USD y valor del dinero que puedan variar para diferentes alternativas y escenarios. Considerando los impuestos de inversión obtenidos de los diferentes proyectos seleccionados del diagnóstico energético se establecerán los requerimientos financieros y se realizará un programa de flujo efectivo para todo el programa.

Contra ellas, se controlará el desarrollo del programa, determinándose desviaciones y tendencias, evaluando alternativas y recomendaciones para decisiones preventivas y/o correctivas, en todas las etapas de los programas.

Implementación:

- Determinar requerimientos de personal.- Con la información del plan y cronología anterior se producirá una tabla de requerimientos de personal, tanto para la etapa de instalación como las de operación y mantenimiento, incluyendo personal obrero, de supervisión y de administración.

- Determinación de contratos externos de ingeniería, construcción e instalaciones.- Igualmente con la información del Plan y cronología anterior se producirá una tabla de requerimientos de contratos, tanto para la etapa de ingeniería como la de construcción e instalaciones. Se determinará los requerimientos de personal propio de supervisión y de administración.

- Definición de indicadores y metodologías para medición y para evaluación de resultados y reportes.- En esta etapa se establecerán indicadores y los procedimientos para efectuar las mediciones, el monitoreo y captura de datos, las evaluaciones y reportes de los resultados.

Se establecerá para cada acción seleccionada a los responsables de las mediciones, tipos, instrumentos fijos o portátiles a emplear, tipos de mediciones, periodicidad de las mismas y grado de automatización del monitoreo. Los procedimientos para las mediciones serán los indicados por los fabricantes para cada instrumento.

Los proyectos viables deben ser evaluados de acuerdo con las normas y técnicas financieras de la compañía. Se establecerá para cada acción, como debe realizarse la evaluación y como se compararán los resultados obtenidos contra las metas establecidas. Se debe

desarrollar un programa de cómputo para la evaluación y contabilidad de la energía, que proporcione los datos de los ahorros obtenidos de energía, los costos evitados y las mejoras de producción y calidad.

Existirá un reporte global, resumen de todo el programa que se producirá en forma periódica (de preferencia mensualmente) en que se indiquen los principales indicadores energéticos de la organización, comparativos con el mes anterior y el año anterior. Este reporte indicará los ahorros de energía primaria, el grado de aprovechamiento de las energías secundarias (transformadas), el grado de energía degradada aprovechada, las inversiones, los costos directos e indirectos de todos los programas y los beneficios económicos obtenidos.

- Asignación de personal, motivación y capacitación.- La producción requiere entre otros de tres elementos principales: tecnología, equipamiento, y personal. El personal es el activo más importante con que se cuenta y de el depende finalmente la producción y la productividad.

El uso eficiente de la energía se logra con la participación de los trabajadores y empleados. Este cambio de cultura se exporta a las familias de trabajadores y empleados.

Para poder asignar el personal determinado para el diagnóstico se requiere estructurar un grupo “Comité de energía” de personas responsables de la ejecución del programa de ahorro de energía, definir sus funciones y actividades y delegar la autoridad necesaria a los responsables del programa y de los proyectos, especificando su cobertura de dirección, atribuciones y responsabilidades.

El éxito a largo plazo de una nueva filosofía de manejo de la energía depende del entrenamiento apropiado y la motivación del personal asignado para poner el programa en ejecución.

Ejecución:

La ejecución de los proyectos que integran el programa incluyen desde la compra de los equipos y accesorios, hasta la terminación de la instalación de los mismos, sus pruebas y puesta en operación. Los suministros comprenden la compra, expeditación e inspección.

- La compra inicia con la emisión de una solicitud que haya sido realizada por un responsable del proyecto, continúa con la solicitud de cotizaciones a proveedores, elaboración de una tabla comparativa, selección del proveedor y la edición de un pedido.
- La expeditación es la actividad de seguimiento con el proveedor, los embarques y fletes, para asegurar que lo requerido se entregue en la fecha requerida.
- La inspección es la actividad de seguimiento con el proveedor, los embarques y fletes, para asegurar que lo requerido con la calidad y especificaciones requeridas. Se deberá asegurar que se incluya la documentación de manuales de operación, mantenimiento y garantías de los equipos.

Todo tipo de cambio y/o modificación que pueda afectar la calidad, el costo y/o el tiempo, antes de ser aceptado por el responsable de cada proyecto se debe documentar justificadamente en una forma de solicitud de cambio. Estas solicitudes, deben de ser estudiadas por la gerencia del programa quien a su conveniencia, las autoriza o no. Todo cambio autorizado se clasifica en su código correspondiente y se adiciona en un control independiente, para en su caso poder establecer responsabilidades sobre el sobre-costo o retrasos o fallas en calidad que resultasen.

Al recibir los suministros, ya sean de nuevos equipos de producción o de servicios y partes y otros componentes, estos se instalarán de conformidad con lo indicado en cada ficha de proyecto siguiendo las indicaciones del fabricante. Se deberá asegurar que en la fecha prevista en la red maestra, se efectúe la instalación y en su caso a esa fecha deberán ya estar terminadas obras civiles y otras instalaciones para asegurar que no existan interferencias ni retrasos.

Antes de que los nuevos equipos o accesorios se operen en forma regular, se deberán efectuar pruebas de funcionamiento y pruebas de desempeño. Se deberá asegurar que tanto el personal de operación y el de mantenimiento se hayan familiarizado con la nueva instalación.

Mediciones y reportes:

- Mediciones.- Las mediciones ya sean automáticas o manuales se introducirán a la base de datos del programa de cómputo (software) desarrollado para la evaluación y contabilidad de la energía, para que proporcione los datos de los ahorros obtenidos de energía, los costos evitados y las mejoras de producción y calidad.
- Informe por proyecto.- Los informes deben elaborarse en formatos preestablecidos, fácilmente capturables en programas de cómputo de modo que se generen (dentro de lo posible) los reportes adecuados para cada nivel de la gerencia y personal de operación y mantenimiento. En los informes se debe indicar (en su caso), los problemas encontrados en la ejecución del programa.

Existirá un reporte global que se producirá en forma periódica (de preferencia mensualmente) en que se indiquen los principales indicadores energéticos de la organización comparativos con el mes anterior y el año anterior. Este reporte indicará los ahorros de energía primaria, el grado de aprovechamiento de las energías secundarias (transformadas), el grado de energía degradada aprovechada, las inversiones, los costos directos e indirectos de todos los programas y los beneficios económicos obtenidos.

- Evaluación.- La evaluación debe realizarse comparativamente contra las metas establecidas en cada proyecto (fichas) y se deben generar los informes adecuados para cada nivel de la dirección, gerencias y personal involucrado en la operación y el mantenimiento. Los proyectos realizados deben de ser evaluados de acuerdo con las normas y técnicas financieras de la empresa.
- Retroalimentación.- De los datos en los programas de cómputo de “control presupuestal”, la “red maestra de tiempos” y en el programa de “flujo de efectivo” y de la compilación de los resultados obtenidos, estos se evaluarán y se compararán contra la metas previstas, produciendo los documentos de recomendaciones preventivas o correctivas.

Con los programas de cómputo antes indicados se producirán gráficas *avance-tiempo*, curvas de *costo-avance*, tanto de datos históricos como de proyecciones, con las tendencias actuales y con las tendencias recomendables. Cada gerencia o responsable de cada proyecto, deberá dar seguimiento a los resultados y efectuará recomendaciones de los reportes, para modificar, reforzar o cancelar proyectos y eliminar obstáculos.

Aseguramiento de la calidad del programa

La calidad del programa y sus proyectos, se considera esencial en todas sus etapas. La calidad de todos los servicios, materiales, equipos, obras e instalaciones, se asegura mediante los siguientes procedimientos:

- La calidad de los servicios.- Se determina y define desde los documentos iniciales, incluyendo las especificaciones técnicas relativas, los criterios y procedimientos de cálculo y normas aplicables y su aseguramiento, esto se efectúa en forma periódica mediante la verificación de calidad en cada junta de revisión y en cada entrega que hagan los consultores y/o las firmas de ingeniería.
- La calidad de los equipos y materiales.- Se determina y define inicialmente en los periodos, contratos y ordenes de compra, incluyendo en ellos, las especificaciones técnicas, normas aplicables, procedimientos de manufactura y tolerancias permitidas; esto se asegura al verificar lo anterior en forma periódica en las visitas de inspección, en las pruebas de aceptación para embarque, y en los muestreos y análisis de laboratorios de materiales.
- La calidad de la construcción e instalaciones.- Esta se establece inicialmente en los contratos y pedidos, en los que se incluye las especificaciones, las normas, procedimientos de construcción y pruebas. El aseguramiento de calidad, se efectúa en forma periódica durante la construcción, mediante muestreos para análisis de laboratorio, visitas de revisión de normas, procedimientos, tolerancias y autorizaciones para ejecución de actividades críticas. La calidad final se verifica mediante las pruebas de construcción y las pruebas de operación inicial.

II.3 Costos Energéticos

El costo total de generación está compuesto por la suma de los costos de inversión, combustible, operación y mantenimiento. El cargo por combustible es un costo nivelado, el cual depende del escenario de evolución de precio del energético en cuestión, del precio interno de referencia y de la tasa de descuento utilizada.

Costos de inversión

Por lo general se utilizan tres tipos de costos[10]:

- Costo directo.- Es la suma, en moneda constante, de las erogaciones correspondientes de una central (no incluye el costo de la subestación eléctrica), dividida entre la capacidad bruta de la misma, lo cual es equivalente a que todos los costos de inversión de la obra fueran erogados instantáneamente (conocido en inglés como overnight cost).

- Costo directo más indirecto.- Es el resultado de añadir al costo directo los correspondientes de ingeniería, administración y control de la obra, y los incurridos en las oficinas centrales de la CFE.

- Costo actualizado al inicio de la operación.- A partir del "costo directo más indirecto" y mediante el uso de una tasa real de descuento de 12% anual, se calcula el valor de la inversión actualizada al inicio de la puesta en operación de la central. Esta tasa de descuento incluye el costo de los intereses devengados durante el proceso de construcción.

[10]COPAR 2008 (CFE)

Tipo de Planta	Porcentaje de Indirectos[1]
Termoeléctrica	9.9
Ciclo combinado	5.3
Turbogás	2.5
Diesel	5.3
Carboeléctrica	12.5
Nucleoeléctrica	5.3
Geotermoeléctrica	25.5
Hidroeléctricas	12.4

Fuente: COPAR 2008

[1]Relación de costo indirecto a costo directo más indirecto

Tabla 2.6 Costos Indirectos para diferentes tecnologías

El Costo Actualizado al Inicio de la Operación, resulta de asignar un valor al dinero en el tiempo mediante una tasa de descuento[11], es decir, se toman en cuenta el plazo de construcción y el cronograma de inversiones. Este concepto incorpora el costo de los intereses devengados durante la construcción de la obra.

Los programas de inversión se estiman a partir de los cronogramas de construcción y de pago de equipos de cada tecnología. El perfil en porcentaje para cada año es la suma de los cocientes de la erogación mensual entre la suma total de erogaciones. Debe notarse que todos los montos están en moneda constante. Los años asociados al periodo de construcción se denominan con números negativos con objeto de llamar cero al primer año de operación de la central; esta convención es únicamente de notación y no implica diferencias conceptuales con cualquier otra. En la figura 2.2 se presentan los tres costos de inversión para cada tipo de planta generadora.

En el caso de los proyectos hidroeléctricos ya terminados, los perfiles de inversión consignados corresponden al desarrollo que hubiera tenido el proyecto en condiciones ideales, es decir, sin restricciones presupuestales ni de otro tipo.

[11]Los costos empleados, están denominados en moneda constante, en consecuencia es excluido el efecto inflacionario, por lo que las tasas de actualización o de descuentos son tasas reales

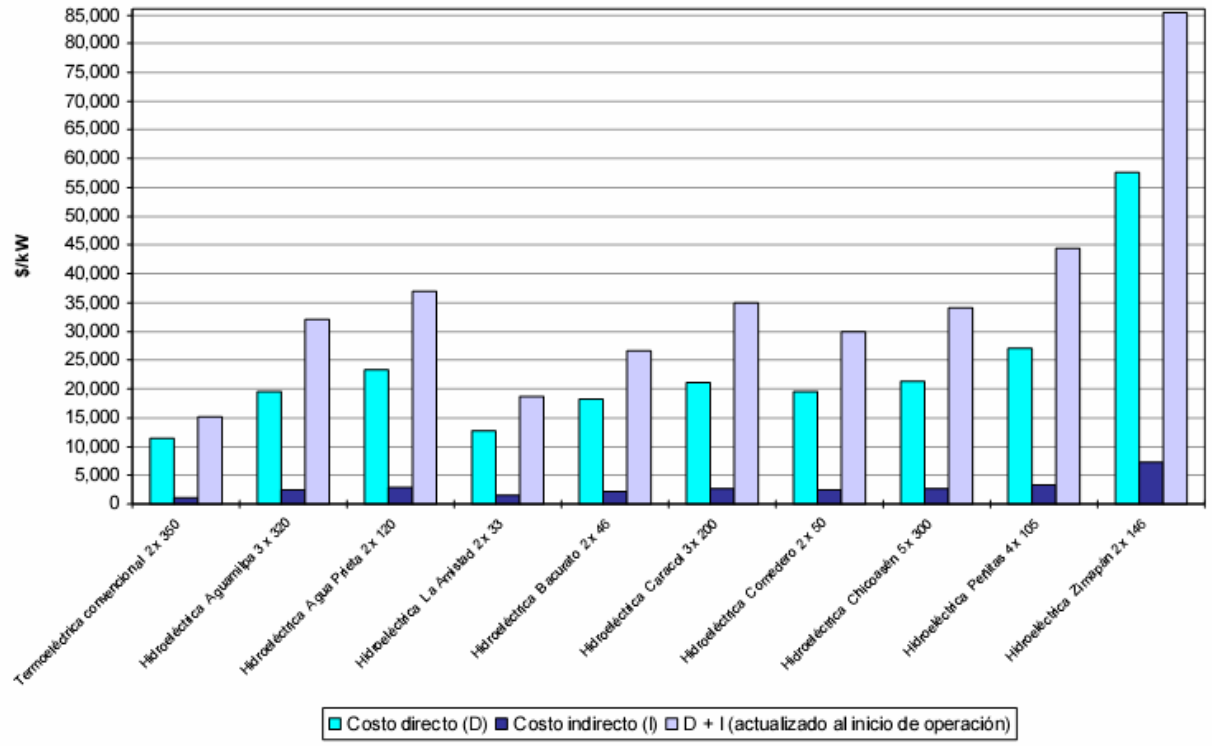


Figura 2.2 Los tres costos de inversión (Directo, Directo más directo, y Actualizado al inicio de operación) de cada tipo de planta.

Características y precios de combustibles

El costo del combustible refleja el valor imputado a los recursos energéticos necesarios para obtener, por medio de las diversas tecnologías, un MWh neto generado. En el cálculo de estos costos son utilizados precios internos de referencia, corregidos con el escenario de evolución de los mismos.

El precio de referencia es una aproximación al precio de cuenta[12] de combustibles. Su uso elimina posibles distorsiones de los precios internos de los energéticos en México y permite comparar los costos económicos de los distintos medios de generación. El costo de generación por concepto de combustible es un costo nivelado, el cual depende del escenario medio de evolución de los precios de los combustibles, excepto en las centrales geotermoeléctricas e hidroeléctricas.

[12]Es el valor de consumo de un bien o servicio, una vez eliminados las distorsiones de la economía (subsidios, aranceles, etc.)

Los precios de los diferentes combustibles están dados en términos de las unidades de volumen o de peso que los caracterizan. Son utilizados los precios de los energéticos (domésticos) puestos en planta de CFE.

Combustóleo

El precio de referencia utilizado, corresponde al precio de venta promedio entregado en plantas de CFE.

Gas

Para este combustible, el precio de referencia es obtenido a partir del precio promedio entregado en plantas de CFE.

Carbón

En este trabajo se consideran tres tipos de carbones: el doméstico, el empleado en la central carboeléctrica subcrítica y el importado, con 1.0% y 2.0% de contenido de azufre, combustible utilizado por las centrales carboeléctricas supercríticas. El precio del carbón doméstico corresponde al entregado por MICARE[13] a CFE en la zona de Río Escondido, el cual incluye el costo por manejo de cenizas[14] (el contenido de ceniza considerado por tonelada de carbón es de 37.64%). El costo del carbón importado está referenciado al precio promedio puesto en la planta Pdte. Plutarco Elías Calles (Petacalco), para contenidos de azufre de 1.0% y 2.0% y un costo por manejo de cenizas suponiendo un contenido promedio de la misma de 10.0% por tonelada de carbón.

Combustible nuclear

El precio de referencia (externo) del combustible nuclear toma en cuenta el ciclo completo del mismo, es decir, desde la compra del uranio natural hasta el manejo y almacenamiento definitivo de los desechos radioactivos.

[13]Minera Carbonífera Río Escondido

[14]12.99 $/Ton

Vapor geotérmico

El costo del vapor geotérmico considera un cargo inicial que comprende las instalaciones superficiales en el campo, la exploración y perforación de pozos productores e inyectores necesarios para iniciar la operación comercial. Además, durante la vida de la planta, son originados costos debido a los reemplazos de pozos e instalaciones superficiales, reparación y limpieza de pozos (acidificación), así como a la operación y mantenimiento del campo geotérmico. El costo inicial, el de reemplazo de pozos, y reparación y limpieza de los mismos, en su caso, habrá que convertirlos en un costo nivelado, el cual sumado al unitario de operación y mantenimiento del campo, da lugar al costo total por MWh del vapor geotérmico.

Agua

Para las plantas hidroeléctricas el costo de combustible considera la cuota por derechos del agua turbinada que establece la Ley Federal de Derechos en materia de agua. Actualmente esta cuota es similar para cualquier lugar de la república y se mide por m^3 turbinado.

II.4 Repotenciación de plantas

La repotenciación consiste en el alargamiento de la vida útil de centrales existentes mediante la utilización de un ciclo de gas o de un ciclo combinado de cabecera. Se puede repotenciar una turbina de gas operando en ciclo abierto para cerrar el ciclo con la adición de un ciclo Ranking, también se puede repotenciar una central nuclear, incrementando la potencia en el reactor, al llevarlo a sus parámetros de diseño, en relación con el cumplimiento de los estándares de seguridad, hay que destacar que la manera o los métodos son diferentes en función del estado de la central a repotenciar.

La elección de repotenciar plantas de generación es una importante alternativa para lograr más generación y los mejoramientos al sistema pueden ser algunos o todos los siguientes:

- Reducción del combustible usado y/o sus costos.
- Reducción de los costos de Operación y Mantenimiento.
- Reducción de emisiones y otras descargas.

- Mejor opción de costo para incrementar la capacidad de generación.
- Minimización de los costos de capital.

Metodología para la evaluación de repotenciación

Un análisis de repotenciación usualmente sigue los siguientes pasos[15]:

- Determinación de los objetivos de generación del sistema; por ejemplo, la cantidad y valor de las necesidades adicionales de generación, reducción de emisiones, disponibilidad de combustible y sus costos, requerimientos de transmisión y limitaciones del despacho o pronósticos, pronósticos de carga de generación y horarios, etapas del precio de mercado de la electricidad, y otros requerimientos y objetivos.
- Identificación de las plantas existentes que pueden ser repotenciadas, para obtener los objetivos de generación por medio de identificar las restricciones importantes de sitio, condiciones físicas de los equipos existentes, y otras informaciones importantes.
- Identificación de las posibles tecnologías de repotenciación (Ciclo combinado, Hot Windbox, turbina de gas con complemento de caldera, turbina de gas con calentamiento de agua de alimentación, IGCC, CFBC, PFBC); Se requiere de un análisis preliminar del desempeño de las opciones para reducirlas a las más competitivas.
- Desarrollo del diseño, parámetros de operación, costos de capital, consideración de los tiempos y economías para la aplicación de la repotenciación y opción de una planta nueva.
- Selección de la mejor opción u opciones en base a factores económicos y otros. Se debe empezar con la determinación de la generación y objetivos del negocio, en este paso son lo más importantes a identificar; esto llevará al proyecto de repotenciación a las oportunidades más competitivas.

[15]Notas del Dr. Gabriel León de los Santos (Facultad de Ingeniería, Plantas y Sistemas avanzados de generación de potencia)

Para definir los objetivos del negocio o proyecto de repotenciación, hay dos relaciones importantes para establecerlos al inicio de la evaluación. Estas relaciones son únicas para cada sistema de generación, cada sistema eléctrico local o nacional y en función de estas relaciones se determina el despacho de cada planta y unidad.

Una de estas relaciones se refiere frecuentemente como la " curva lambda ", que representa el costo marginal a corto plazo (comúnmente calculado sobre una base horaria) versus el porcentaje de las horas totales disponibles de generación. El valor de lambda es el costo variable incremental de generación para el próximo incremento de carga en el sistema eléctrico, en base a una unidad ya en carga, para una unidad por arrancar. La curva lambda (Fig.2.6) puede usarse para estimar las horas anuales esperadas de operación que el sistema le despachará a una planta o unidad.

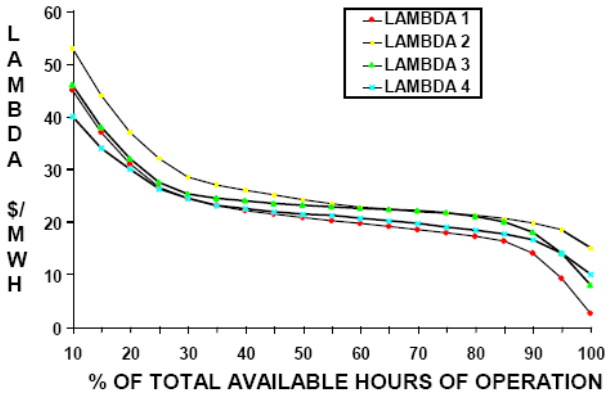


Figura 2.3 Curva lambda para diferentes tecnologías, plantas y unidades.

Las opciones usualmente usadas para repotenciación con turbina de gas son las siguientes[16]:

- Repotenciación del sitio en base a CCGT, (turbina de gas (GT) caldera de recuperación (HRSG), turbina de vapor (ST)).
- Sustitución de caldera con unidad de ciclo combinado (GT/HRSG).
- Repotenciación con Hot windbox de la caldera (HWBR).
- Repotenciación del sistema de precalentamiento del agua de alimentación (FWHR)

[16]Notas del Dr. Gabriel León de los Santos (Facultad de Ingeniería, Plantas y Sistemas avanzados de generación de potencia)

Las alternativas que generalmente son utilizadas para la repotenciación con combustibles sólidos son las siguientes:

- Sustitución de caldera y/o modificación para implementar combustión con lecho fluidizado atmosférico (AFBCR).
- Sustitución de caldera con lecho fluidizado presurizado (PFBCR) y adición de turbina de gas.
- Sustitución de caldera y adición de gasificación integrada al ciclo combinado (IGCC).

Repotenciación del sitio

Descripción de opciones con turbina de gas:

La repotenciación del sitio incluye la demolición de las unidades existentes, excepto del sistema de enfriamiento de agua del condensador y modificando el terreno para construir un ciclo combinado u otro tipo de planta. La repotenciación del sitio tiene la ventaja de poder ser utilizable por la tecnología del ciclo combinado sin tener que hacer compromisos con la parte vieja de los componentes existentes o sistemas. Cuando se compara la construcción de una nueva unidad o un Nuevo sitio puede haber ahorros en los procesos, líneas de transmisión, accesos, y en las consideraciones socio económicas para el área que pueden hacer que esta opción sea preferida para una nueva inversión.

Repotenciación con ciclo combinado

Es el más común implementado en los EEUU, las calderas son sustituidas por turbinas de gas y un HRSG. Este esquema incrementa la capacidad de las unidades en 150-200%, reducen el consumo de calor en 30-40% y las emisiones de NOx; las unidades a consideran son viejas y de menos de 250 MW con presiones de vapor de hasta 12.4 Mpa. El proyecto incluye la optimización de las turbina de vapor existente con los nuevos componentes del ciclo combinado o instalando una nueva turbina de vapor. La optimización de la turbina de vapor existente incluye decidir entre mantener los actuales calentadores de agua de alimentación y como maximizar la potencia de salida de la turbina de vapor.

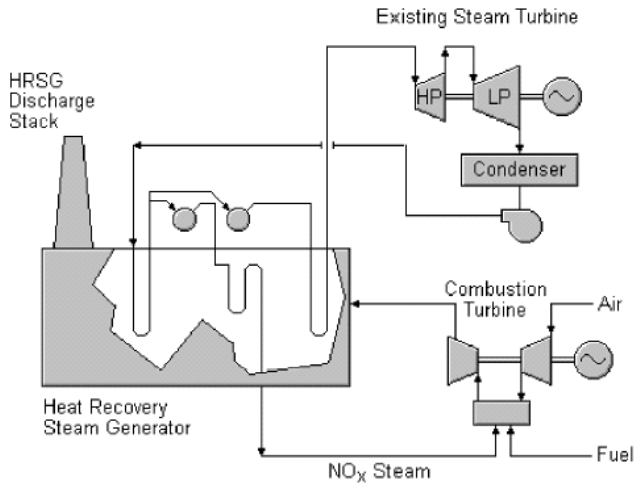


Figura 2.4 Repotenciación con ciclo combinado

Optimizar el desempeño de las partes viejas de la planta es importante para la repotenciación de la unidad para que pueda ser competitiva frente a una unidad nueva, siempre y cuando eso sea a bajo costo.

Repotenciación Hot Windbox (HWBR, siglas en ingles)

La repotenciación del hogar de la caldera (sección radiante) consiste en instalar una o varias descargas de gas de la turbina de gas dentro del hogar de la caldera existente. La tecnología HWBR puede incrementar de 0 a 25% la capacidad de la unidad, implicando mejoras en la eficiencia de 10 a 20%, además reduce las emisiones de NOx. Este tipo de tecnología es competitiva en grandes capacidades, y sistemas recientes de combustión para oil/gas.

La HWBR tiene el más alto grado de complicación o sofisticación técnica de todas las opciones de repotenciación con turbina de gas. Esta modificación se ubica para que los gases de escape de la turbina de gas se dirijan hacia el hogar de la caldera o en el ducto de aire primario un una parte en donde estaba el flujo de aire original proveniente de los ventiladores o tiro.

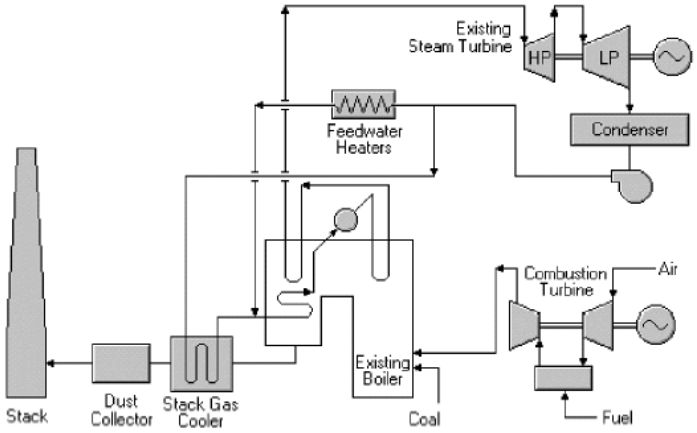


Figura 2.5 Repotenciación Hot Windbox

Los precalentadores de aire pueden necesitar ser modificados para recibir el aire y flujos de gases, y el ducto debe ser adaptado, modernizado para soportar las altas temperaturas y gran volumen de aire. Los quemadores deben ser modificados o remplazados debido al bajo nivel de oxigeno en el flujo de gases provenientes de la turbina. Otras modificaciones necesarias pueden incluir un by pass en los ductos de admisión para admitir cantidades variables de flujos de gases de la turbina de gas, los flujos pueden ser enviados a la chimenea o al economizador; un precalentador de aire con vapor que permita una operación independiente de la caldera existente cuando la turbina de gas no este disponible, un ventilador de tiro inducido para reducir la contra presión de la descarga de la turbina de gas, y el by pass a la chimenea de la turbina de gas para operación en ciclo abierto.

Elección del tipo de repotenciación

Evidentemente cada unidad y planta es diferente y, por tanto, las modificaciones pertinentes junto con las mejoras conseguidas no son extrapolables completamente.

Sin embargo, se pueden dar una serie de pautas para dirigir el cómo debe estudiarse la conveniencia de distintos “repowering” planteados con respecto a la mejora de prestaciones en cuanto a eficiencias y emisiones.

En primer lugar se debe tenerse claro cuál es el objetivo por el que se plantea la repotenciación de una planta determinada. Mayor eficiencia, disminución de emisiones, uso de algún combustible alterno, que se traducirá en esos puntos, más incremento de capacidad con reutilización parcial o total de la infraestructura ya instalada.

El "repowering" completo, es la instalación de un ciclo combinado, sería una solución más eficiente, aunque con plazos de modificación más largos.

Para la repotenciación parcial, puede haber diferentes opciones en función de la planta y sus condicione de diseño y funcionamiento, pero dos muy usuales son:

El "repowering" parcial de caja de vientos (Repowering warm Windbox and Hot Windbox), es una solución más cara que las demás opciones, dado que necesita de modificaciones importantes en el hogar de la caldera y en el sistema aire / gases (una aplicación muy usual es aplicable a calderas paquete para convertirlas en HRSG).

El "repowering" parcial de agua de alimentación y paralelo permite la continuidad en el uso del combustible y el grado de modificación es pequeño, lo que implica menor costo de inversión y corto intervalo de tiempo para su implementación.

La nueva potencia de la planta repotenciada es una de las variables a tener en cuenta. Los objetivos del proyecto pueden ser aumentar la potencia por unidad, reducir al máximo las emisiones de CO2 sin reducir la potencia instalada. Para ello, es necesario seleccionar la turbina de gas que mejor se adapte a la nueva configuración, tendiendo en cuenta potencia, flujo másico, eficiencia y temperatura de salida del gas en la turbina.

En el "repowering" de agua de alimentación es aconsejable, siempre que sea posible, reducir al máximo las extracciones de la parte de alta presión de la turbina de vapor. La energía sobrante se puede aprovechar en reducir las extracciones de la parte de baja presión. En el repowering paralelo, la energía del gas de la turbina debe ser destinada, mayormente, a la formación de vapor, cediendo el excedente en la parte de baja presión.

II.5 Emisiones

Toda tecnología usada para generar electricidad tiene sus impactos ambientales asociados. Por ejemplo, las centrales carboeléctricas requieren la extracción, transporte y almacenamiento de cantidades masivas de carbón. Estas centrales liberan SO_2, NOx, mercurio y otros contaminantes a la atmósfera cuando se quema el carbón. Las cenizas de fondo, las cenizas volantes y otros residuos sólidos se acumulan en la central, lo que requiere su manejo y desecho. Las plantas hidroeléctricas grandes pueden requerir la construcción de presas e inundación de grandes extensiones de tierra, lo que ocasiona el desplazamiento de comunidades enteras, la destrucción del curso de ríos naturales, la irrupción del hábitat de la vida silvestre y la liberación de metales tóxicos como el mercurio del suelo inundado. Las turbinas eólicas pueden generar algo de ruido y, si no están bien ubicadas, pueden ser peligrosas para aves en vuelo y tener un impacto visual en el paisaje. Éstas son sólo algunas de las preocupaciones ambientales derivadas de la generación de electricidad.

Dióxido de azufre.- Las emisiones de SO_2 de las centrales eléctricas reaccionan con otras sustancias químicas en la atmósfera para formar partículas de sulfato, las cuales contribuyen de manera importante a la mezcla de partículas finas que circulan en el aire que respiramos.

Las emisiones de SO_2 también contribuyen de manera importante a la deposición ácida, conocida comúnmente como “lluvia ácida”, que puede ocasionar daños a peces y otras formas de vida acuática, bosques, cosechas, edificios, y monumentos.

Tanto el carbón como el petróleo contienen concentraciones diversas de azufre, lo que puede dar como resultado que las centrales eléctricas produzcan SO_2 cuando queman estos combustibles. El gas natural es una fuente relativamente menor de SO_2 durante la combustión.

Óxidos de nitrógeno.- Como el SO_2, los NOx contribuyen a la formación de partículas finas (en particular en épocas de frío) y lluvia ácida.

La deposición atmosférica de nitrógeno derivado de los NOx y otros compuestos que contienen nitrógeno contribuyen a la eutrofización de vías fluviales y estuarios costeros. La eutroficación es el resultado de un aumento en la acumulación de nutrientes en un cuerpo de agua. Esto produce la proliferación de algas, lo que puede reducir o eliminar el oxígeno disponible para otras plantas y animales acuáticos. Las emisiones de NOx se forman como un subproducto de la quema de combustibles a altas temperaturas y se producen durante la quema de todos los combustibles fósiles.

Dióxido de carbono.- El CO_2 es el gas de invernadero más abundante emitido por actividades humanas. También hay gases de invernadero que no son CO_2 emitidos directamente por actividades humanas, entre ellos, el metano (CH_4), el óxido nitroso (N_2O) y un grupo de gases industriales que incluye los perfluorocarbonos (PFC), los hidrofluorocarbonos (HFC) y el hexafluoruro de azufre (SF_6).

Las centrales eléctricas que usan combustibles fósiles en Canadá, Estados Unidos y México[17] son responsables de 23%, 39% y 30% de sus respectivas emisiones nacionales de CO_2 por lo que contribuyen significativamente a las emisiones de gases de invernadero.

Las técnicas para el control de contaminantes atmosféricos se pueden clasificar en tres categorías[18]: sustitución de combustibles, modificación a la combustión y control después de la combustión.

La sustitución de combustibles reduce los óxidos de azufre o de nitrógeno al quemar combustibles con menores contenidos de azufre o nitrógeno, respectivamente; las partículas sólidas también se reducen cuando energéticos más limpios son utilizados.

La modificación de la combustión incluye cualquier cambio físico u operacional en la caldera y es aplicado principalmente para el control de los óxidos de nitrógeno. El control después de la combustión del combustible se utiliza para el control de emisiones de partículas sólidas y para los óxidos de azufre y de nitrógeno.

[17]Emisiones atmosféricas de las centrales eléctricas en América del Norte

[18]COPAR 2008

Equipos para control de emisiones de bióxido de azufre

A la fecha, la tecnología más desarrollada para reducir las emisiones de bióxido de azufre es la desulfuración de los gases producto de la combustión.

El proceso "Chiyoda Thoroughbred 121" se puede utilizar en plantas nuevas y existentes. Consiste en un proceso húmedo de desulfuración de segunda generación que pone en contacto al gas efluente con una solución de carbonato de calcio y con oxígeno en un reactor de burbujeo, para oxidar los óxidos de azufre y obtener sulfatos de calcio (yeso). Este subproducto puede ser utilizado en la industria de la construcción. Tal proceso tiene costos de inversión y de operación inferiores al proceso de oxidación forzada con piedra caliza.

Equipos para control de emisiones de óxidos de nitrógeno

Las tecnologías para el control de los óxidos de nitrógeno (NOx) pueden clasificarse en dos categorías:

- Tecnologías para el control de la combustión que incluyen la recirculación de gases, los quemadores de bajo NOx y la combustión en dos etapas.

- Tecnologías para el tratamiento de los gases de combustión que comprenden la reducción selectiva catalítica y la no catalítica.

La figura 2.6 muestra al reductor selectivo catalítico: en el interior de la caldera se inyecta amoníaco para formar una mezcla con los gases de combustión que luego pasan a través de un lecho catalizador (RSC) colocado en la zona de baja temperatura del generador de vapor.

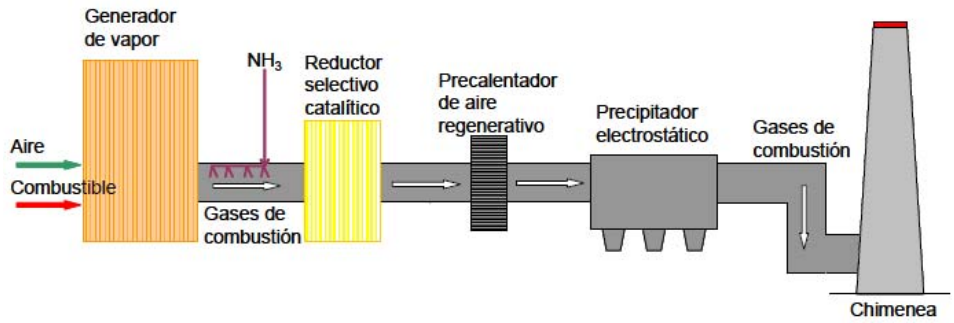


Figura 2.6 Arreglo para los reductores selectivos catalíticos

El principal elemento de los costos de operación y mantenimiento de los reductores selectivos catalíticos es reemplazar el catalizador, cuyo cambio debe ser más frecuente cuando se usan combustibles con alto contenido de azufre.

Equipos para control de emisiones de partículas sólidas

Las tecnologías más usuales son: los colectores de bolsas y los precipitadores electrostáticos. En los costos de inversión de plantas carboeléctricas y duales nuevas ya están considerados el costo de los precipitadores electrostáticos.

Los precipitadores electrostáticos son dispositivos formados por placas y electrodos donde se forma un campo eléctrico.

El gas efluente se hace pasar por ese campo para que las partículas suspendidas adquieran una carga negativa y sean separadas hacia las placas colectoras conectadas a tierra. Las partículas se depositan en el fondo del precipitador por medio de un sacudido mecánico de las placas.

Conclusiones

El ahorro de energía mediante el aumento de la eficacia se puede lograr, en lo que respecta a la parte del suministro, a través de avances tecnológicos en la producción de electricidad, mejora de los procesos en las refinerías y otros. Ahora bien, se ha visto que el rendimiento de las calderas y hornos se puede mejorar en gran medida mediante un ajuste y control cuidadoso de los niveles de combustión y del exceso de aire. La recuperación del calor desechado (calor desperdicio) a través de intercambiadores, bombas de calor y circuitos térmicos, es un buen método para mejorar el ahorro energético. Las innovaciones en los sistemas de vapor y condensación pueden aportar también un ahorro sustancial.

Aunque, para que se cumpla un ahorro de energía realmente efectivo, sólo se puede conseguir si se introduce un plan de gestión de la energía con un seguimiento riguroso y metas de progreso. La motivación de la mano de obra es esencial y sólo es posible si existe un compromiso abierto al más alto nivel. La mejora en la conservación de la energía es un problema tanto de actitud como técnico y financiero.

Con lo que respecta a la generación de energía eléctrica se ha visto que al incrementar la temperatura de entrada en las turbinas de gas mediante la introducción de nuevos materiales y técnicas de diseño, el rendimiento de las turbinas se ha incrementado en un 42%. Si el gas caliente de salida se usa para generar vapor a fin de alimentar una turbina de vapor, se forma un ciclo combinado, con un rendimiento teórico generalizado de la conversión del calor en electricidad de cerca del 60%. Las plantas de ciclo combinado que funcionan con gas están sustituyendo con rapidez a las de carbón y petróleo en todo el mundo. Un incentivo para su construcción es el menor impacto ambiental y la reducción de la emisión de dióxido de carbono debido al combustible utilizado, gas natural. Otra manera más eficaz de utilizar la energía de combustibles fósiles primarios es la construcción de sistemas de Cogeneración o de Energía y Calor Combinados (ECC). En este caso, el calor de salida de la turbina de gas o vapor e incluso de los motores diesel se emplea para alimentar los generadores de electricidad y suministrar vapor y calor a los distintos procesos industriales que lo pudieran necesitar.

Ahora bien; después de haber hecho mención de las plantas de generación en los dos capítulos anteriores y ya teniendo una idea más amplia de los elementos de que constan, como funcionan y como se puede ahorrar energía en ellas; pasamos al siguiente capítulo en el cuál se describe a detalle las calderas de recuperación de calor, dando parámetros de diseño y características generales de las mismas.

CAPÍTULO III

CALDERAS DE RECUPERACIÓN DE CALOR

Introducción

Un generador de vapor esta integrado por varios componentes básicos y auxiliares, los básicos generan vapor a presión y temperatura de operación, los auxiliares ayudan a realizar el proceso con mayor eficiencia. El proceso de generación implica un cambio en las propiedades físicas del agua por medio de una transferencia de calor por radiación, convección, y conducción. La forma más común de generar el calor es por medio de la oxidación de un combustible con el oxígeno de la atmósfera en un proceso de combustión.

El calor es transferido al agua por medio de una superficie, llamada superficie de calefacción; este proceso se realiza a presión constante. El agua líquida se inyecta con una bomba a la presión de operación, después que el calor ha evaporado el agua, el vapor queda listo para ser usado directamente como vapor saturado o para ser sobrecalentado.

Técnicamente se llama caldera a la sección del generador de vapor donde se realiza la generación de vapor o se calienta el agua.

La caldera puede ser de combustión interna, si el hogar esta dentro del cuerpo de ella. De combustión externa si el hogar esta fuera de ella. Regenerativa si la transferencia de calor es por medio de un flujo de masa caliente, como en el caso de una planta de ciclo combinado.

Muchos procesos industriales y sistemas de generación de energía desechan flujos de gases a altas temperaturas, lo cual representa una oportunidad para recuperar parte de esta energía. Las calderas de recuperación de calor (HRSG por sus siglas en ingles, heat recovery steam generator) son empleadas en un gran número de aplicaciones. Las unidades

más grandes se usan en plantas de ciclo combinado; mientras las unidades industriales se con motores diesel, pequeñas turbinas de gas y en diversos procesos industriales.
Las turbinas de gas industriales usan esencialmente el mismo HRSG que en las plantas de ciclo combinado, mientras que los motores de combustión interna usan HRSG para recuperar calor, calentar agua o generar vapor de baja presión; para ser utilizado en algún proceso industrial.

En este capítulo se hace una descripción general de las calderas de recuperación de calor; así como de sus parámetros de diseño, configuraciones, y diferentes arreglos que puede haber en este tipo de dispositivos.

III.1 Aspectos de Diseño[1]

La caldera de recuperación de calor o HRSG en un ciclo combinado es el elemento encargado de aprovechar la energía residual de los gases de escape de la turbina de gas para producir vapor; posteriormente ese vapor se introduce a una turbina; la cual transforma la energía del vapor en energía mecánica, que a su vez la transforma en energía eléctrica.

Los HRSG tienen una gran variedad de formas de diseño, configuraciones, arreglos, etc; sin embargo, todas constan de cuatro elementos básicos para su funcionamiento; los cuales son:

- Economizador.- Este elemento es el último que se sitúa en el sentido de avance de los gases de escape, se usa para acercar la temperatura del agua a la temperatura de saturación, antes de entrar al domo del evaporador. Es la superficie de intercambio de calor con menor temperatura y se calcula de forma que la temperatura de salida del agua sea inferior a la de saturación, de forma que no se produzca vapor.
- Evaporador.- Es el intercambiador de calor que precede al economizador, en este intercambiador de calor, el flujo de agua se calienta hasta la temperatura de ebullición a la presión de trabajo. Puede haber en un HRSG uno o dos o tres evaporadores para

[1] Diplomado ciclos combinados, DEC UNAM, Modulo VIII

diferentes niveles de presión de trabajo requerida, esto implica tres domos independientes.

- Domo.- Es el elemento donde se realiza la separación entre el vapor y el agua. Los domos son unos depósitos cilíndricos horizontales que disponen en su interior de separadores de humedad y de secadores de vapor, se encuentran en la parte superior de la caldera, al igual que en las calderas convencionales. Su función es separar el vapor saturado de la mezcla de agua líquido - vapor, descargada por los tubos de la caldera de evaporación.
- Sobrecalentador.- Es un intercambiador de calor situado al comienzo de la caldera, en esta sección entra el vapor saturado proveniente del evaporador para sobrecalentarse y quitarle la humedad que pudiera traer el vapor.

Así mismo este tipo de calderas se pueden clasificarse en tubos de fuego y tubos de agua. Los de tipo tubos de agua; el fluido caliente (gases de combustión) circulan por afuera de los tubos, mientras que el agua lo hace en su interior; los productos de la combustión están normalmente cerca de la presión atmosférica, por lo tanto, el lado del envolvente del HRSG generalmente no se considera como un recipiente de presión. Los de tubo de fuego es lo contrario de los tubos de agua, es decir, los gases de combustión atraviesan la caldera en el interior de los tubos que se encuentran circundados por el agua, cediendo calor a la misma.

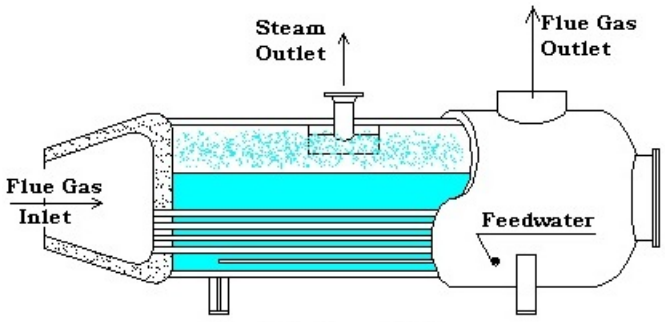


Figura 3.1 HRSG tipo tubos de fuego

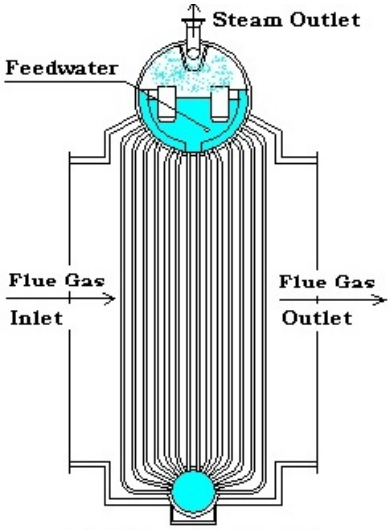


Figura 3.2 HRSG tipo tubos de agua

Los intercambiadores de calor del HRSG frecuentemente usan aletas para mejorar la transferencia de calor entre los gases calientes y el vapor o agua en los tubos. Estas aletas son comúnmente delgadas y envuelven al tubo en forma helicoidal. Algunas tipos de aletas se mencionan a continuación:

- Aletas segmentadas.- No son usadas tan frecuentemente, se selecciona normalmente por delgada, dado que permite una alta densidad de aletas, y se aplica para recuperar grandes cantidades de calor. La mayoría de HRSG usan aletas de menos de 0.049 pulgadas de grosor. Las Aletas segmentadas, también están presentes en lugares donde la corrosión puede ocurrir si los gases son húmedos.

- Aletas Sólidas.- Son las aletas que más se utilizan para los modernos HRSG.

- Aletas Perno.- Se usan generalmente cuando el combustible es oil No. 6 o combustóleo.

Configuraciones de evaporadores

El evaporador es el elemento medular de un HRSG y generalmente define la configuración total del mismo. Aunque hay muchos tipos de configuraciones para los HRSG, solo se ilustraran los más usuales.

- D-Frame horizontal.- Esta configuración es muy usual para HRSG que recuperan calor de pequeñas turbinas de gas y motores diesel. Es un diseño muy compacto y puede embarcarse totalmente armado.

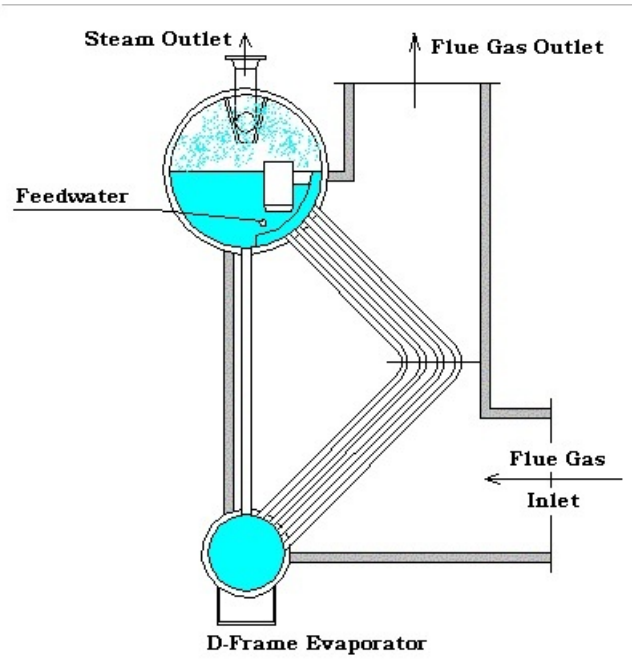


Figura 3.3 Evaporador tipo D-Frame

- O-Frame horizontal.- Esta configuración se ha usado mucho más que las otras, la ventaja de esta configuración es que permite la conexión de varios evaporadores en línea.

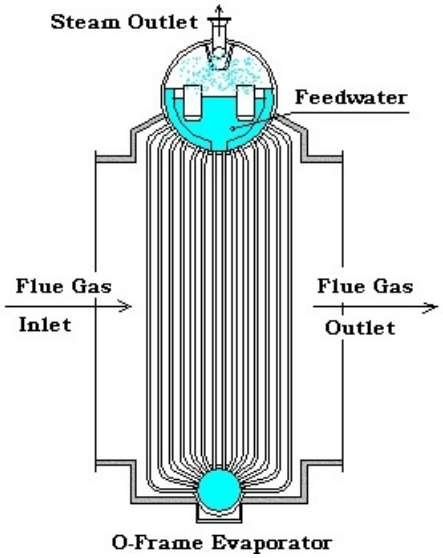


Figura 3.4 Evaporador tipo O-Frame

- A-Frame horizontal.- Esta configuración es una variación del evaporador con flujo horizontal, y es usualmente usado cuando se tienen flujos de gases con un contenido grande de ceniza, el área inferior a los domos puede configurarse en forma de tolva para capturar y retirar partículas sólidas.

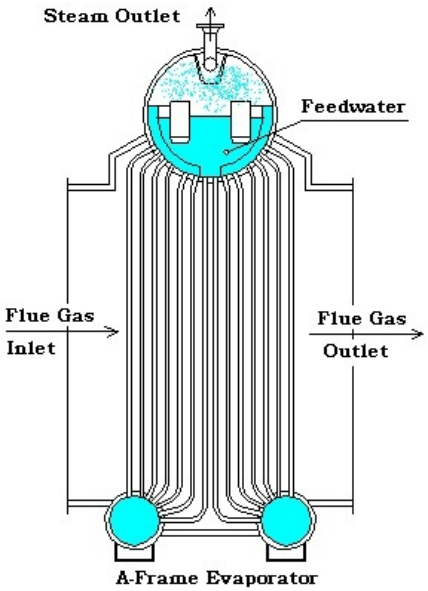


Figura 3.5 Evaporador tipo A-Frame

- I-Frame vertical.- En esta configuración pueden colocarse varios evaporadores en línea y acepta cualquier corriente de gases. Hay numerosas variaciones de este diseño donde el haz de tubos pueden contener uno, dos, o tres filas de tubos en el domo. También es más económica su fabricación, su embarque y su montaje en campo.

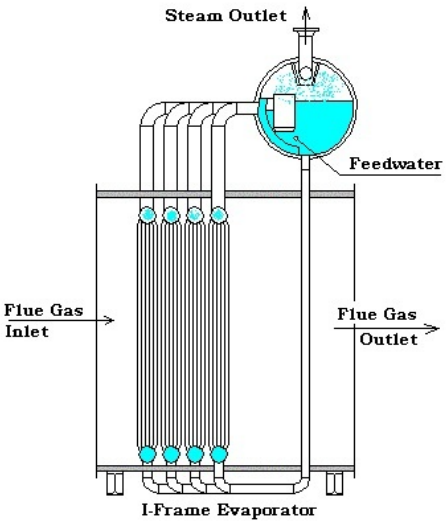


Figura 3.6 Evaporador tipo I-Frame

- Tipo horizontal.- El evaporador de tubo horizontal se usa no solamente para la recuperación de calor desde la descarga de una turbina de gas, sino también desde los gases de descarga en Refinerías y hornos. Tiene limitaciones para su embarque debido a su tamaño. Es generalmente menos caro en su construcción que las otras configuraciones. Se diseña para circulación natural y con tubos de diámetro grande.

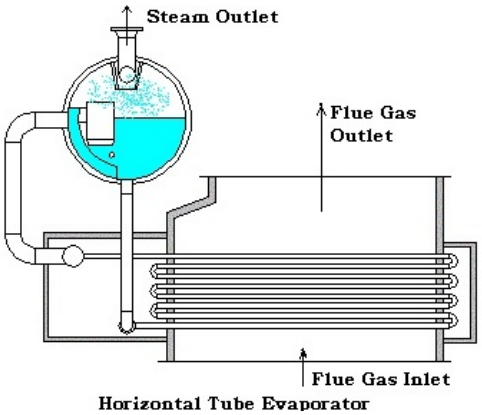


Figura 3.7 Evaporador tipo horizontal

Radiación Indirecta

La mayoría de los materiales sólidos que se encuentran en la práctica absorben la mayoría de la radiación en su superficie, la cual es menor de 0.05 pulgadas[2] de profundidad. La radiación es importante a medida que se incrementa la temperatura de un objeto y en el caso contrario su efecto es despreciable.

La radicación indirecta en un HRSG es importante a considerar cuando los gases están por arriba de 538°C[1], lo cual ocurre en la sección de quemadores adicionales. En esta sección también puede estar presente una radiación directa si los quemadores están enfrente del sobrecalentador.

Existen algunos diseños donde se ubica un evaporador tipo escudo entre el sobrecalentador y los quemadores, ahí comúnmente no hay ningún problema con la temperatura de pared de tubo debido a la radiación indirecta. Pero si no se coloca esta sección se debe tener cuidado de que la temperatura en la pared de los tubos del sobrecalentador no exceda la temperatura máxima permisible. En los otros diseños el sobrecalentador se expone directamente a la llama y a los gases calientes.

En la figura 3.8 se muestra la posición de la cámara de combustión justo a la salida de los gases de la turbina de gas y justo antes del sobrecalentador, donde se puede observar que hay espacio suficiente para acomodar una hilera de quemadores para utilizarlos como postcombustión.

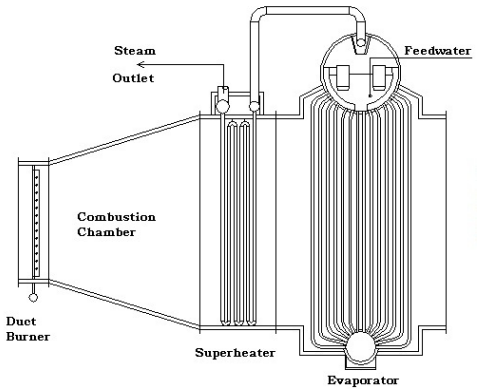


Figura 3.8 Caldera de recuperación de calor con quemador complementario

[2]http://www.hrsgdesign.com/design0.htm

El HRSG absorbe calor de los gases de escape de la turbina de gas mediante el mecanismo de convención. El coeficiente de transferencia de calor por convección es realmente una función complicada del flujo de la sustancia, de las propiedades térmicas del medio, de la sustancia y de la geometría del sistema. Su valor numérico o magnitud, en general, no es uniforme sobre una superficie y depende del lugar donde se mide la temperatura del fluido.

Un análisis conducirá a una evaluación cuantitativa del coeficiente por transferencia de calor por convección, este debe iniciarse, con un estudio de la dinámica del flujo de la sustancia, por tanto se requiere analizar la influencia de las condiciones del flujo, las propiedades del fluido, de las formas geométricas y de las fronteras sobre el coeficiente.

Para calcular los coeficientes convectivos se necesita saber la conductividad térmica de los materiales en los tubos y aletas, así como las condiciones de flujo y las propiedades hidrodinámicas del mismo como son: viscosidad, velocidad, número de Reynols, número de Nusselt, caída de presión, etc.

III.1.1 Esquema de flujo de gases[3]

Después de determinar el tipo de evaporador a utilizar, el siguiente paso en el diseño de un HRSG es decidir el arreglo de los demás equipos de intercambio de calor. Si solo se requiere de un evaporador, el diseño se simplifica mucho, pero en la mayoría de los casos hay más de un intercambiador, entonces se necesita considerar su posición respecto al flujo de gases.

El mejor lugar para colocar el sobrecalentador que requiere la más alta temperatura, será la parte más caliente del flujo de gases, lo cual implica la menor cantidad de superficie de calefacción, y permite una recuperación progresiva de calor y temperatura.

[3]Diplomado ciclos combinados, DEC UNAM, Modulo VIII

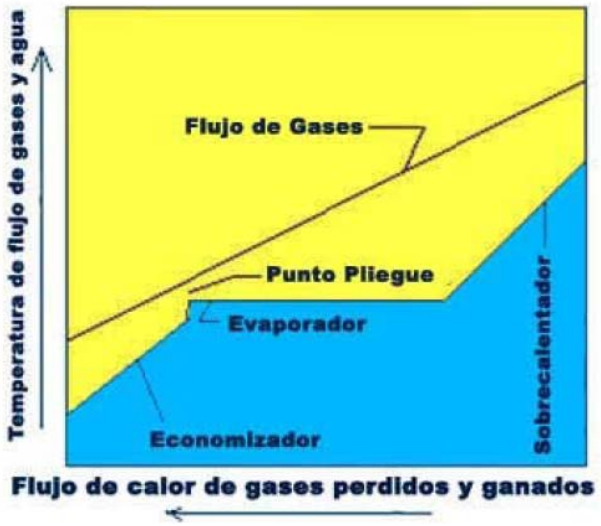


Figura 3.9 Curva de flujo de gases y agua en el HRSG

La figura 3.9 muestra la relación entre las temperaturas de trabajo y la posición de los equipos dentro del HRSG, esta referido a la mínima temperatura de acercamiento (Pinch Point). Lo cual ocurre a la entrada del evaporador, esta temperatura será la temperatura de saturación a la presión de trabajo del evaporador, que será la misma presión de operación del sobrecalentador y la de trabajo del HRSG y de la turbina de vapor si se emplea para alimentar una turbina de vapor.

Los HRSG modernos no son siempre como este diseño simple. Los arreglos más modernos o eficientes tienen configuraciones más complejas y más componentes para lograr los mejores resultados en la práctica. La gama de arreglos de intercambiadores de calor que pueden colocarse sólo esta limitada por la imaginación de los fabricantes y usuarios, y limitada por las temperaturas y la metalúrgia de los materiales.

A continuación se muestran algunos ejemplos usuales de estos arreglos, vistos en una curva de enfriamiento o cascada.

- Arreglo de presión única (un solo domo)

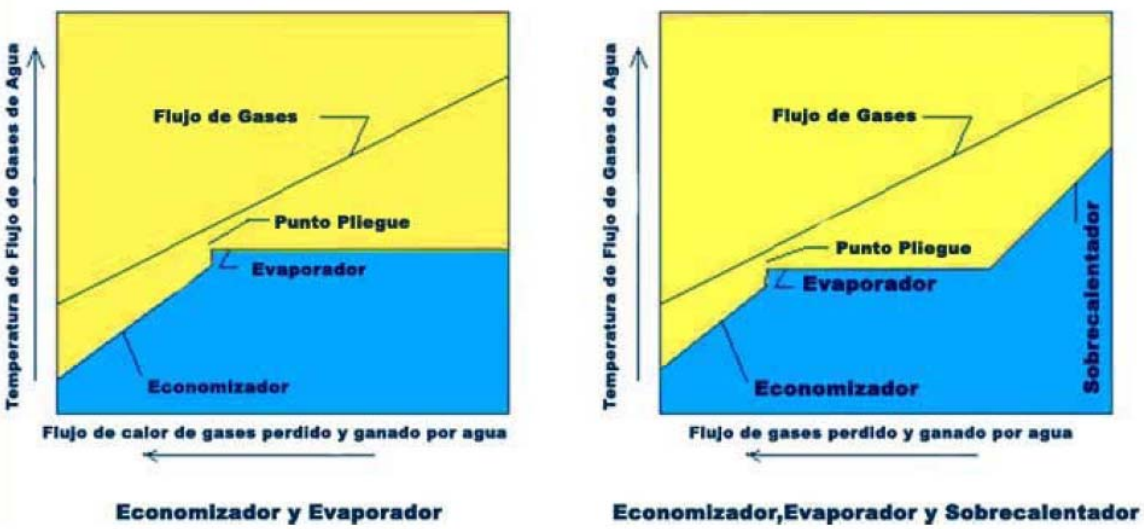


Figura 3.10 Curva de cascada de un HRSG para un nivel de presión

La unidad opera con un solo nivel de presión, o sea que sólo puede proveer un único valor de presión a la salida, si se requiere otro valor de presión se debe usar una estación reductora de presión.

- Arreglo de presión dual (dos domos)

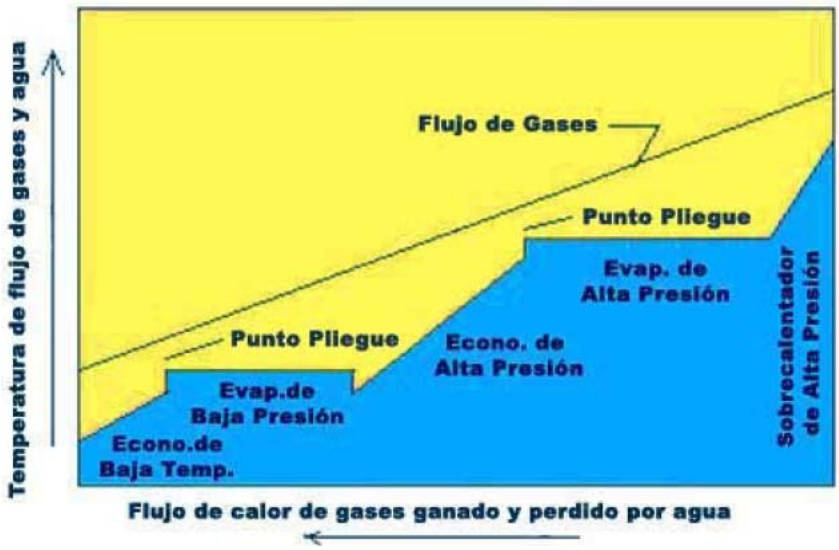


Figura 3.11 Dos niveles de presión con vapor saturado de baja presión

En la figura 3.11 se muestra que hay Baja presión y vapor seco en el primer domo, alta presión y vapor sobrecalentado segundo domo.

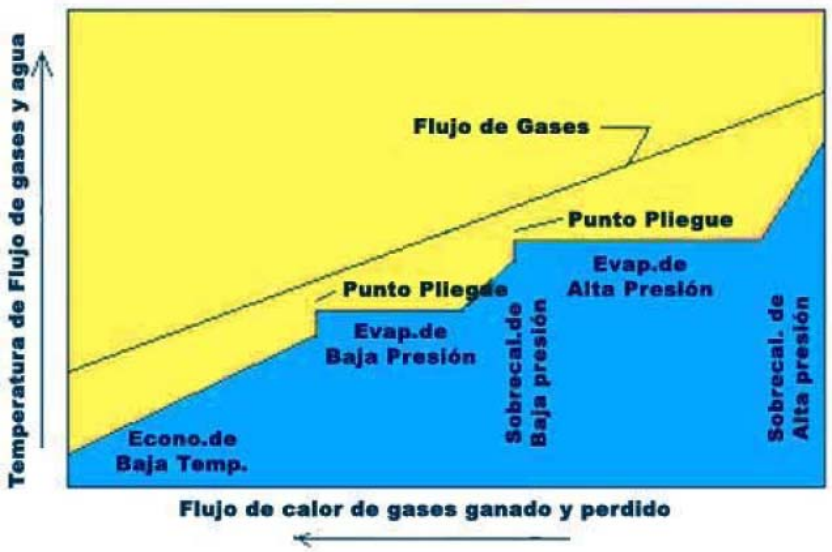


Figura 3.12 Dos niveles de presión con vapor sobrecalentado de baja presión

En la figura 3.12 se muestra baja presión y vapor sobrecalentado en el primer domo, alta presión y vapor sobrecalentado en el segundo domo.

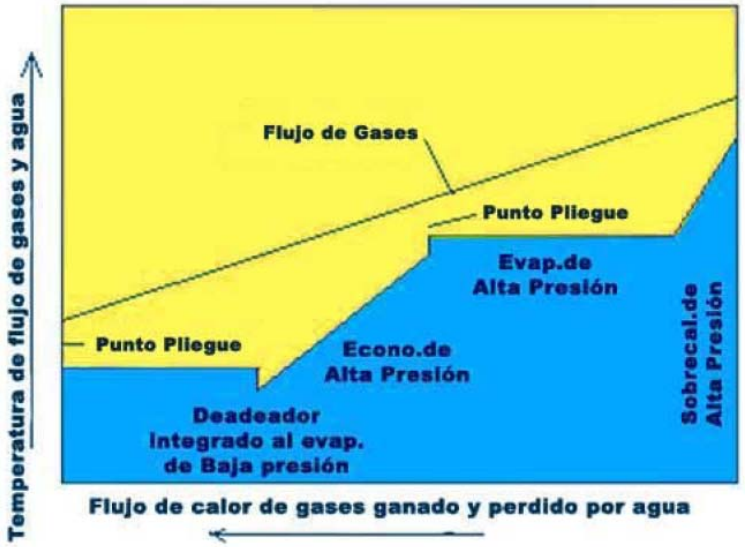


Figura 3.13 Doble presión con deareador

En la figura 3.13 se muestra baja presión y vapor seco sin economizador en el primer domo, alta presión y vapor sobrecalentado en el segundo domo

- Arreglos típicos de presión triple (tres domos)

Figura 3.14 Triple presión con vapor saturado de baja e intermedia presión

En la figura 3.14 se muestra baja presión y vapor seco en el primer domo, presión intermedia y vapor seco sin economizador en el segundo domo, alta presión y vapor sobrecalentado tercer domo.

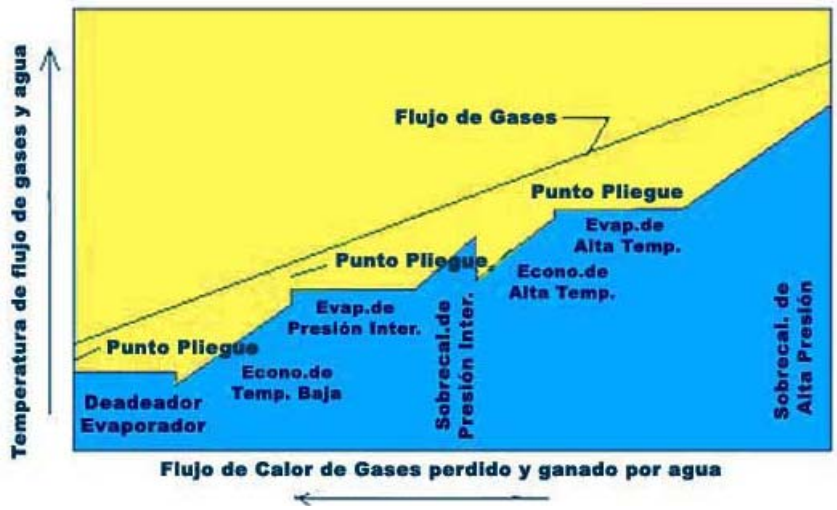


Figura 3.15 Triple presión con deareador y sobrecalentador de presión intermedia

En la figura 3.15 se muestra baja presión y vapor seco en el primer domo, presión intermedia y vapor sobrecalentado sin economizador en el segundo domo, alta presión y vapor sobrecalentado tercer domo.

Con una presión dual, se asegura que se obtenga el máximo de recuperación de calor. La eficiencia puede ser mejorada agregando otra presión (tres domos), pero el costo extra de inversión se debe ponderar, en la práctica no se usan más de tres niveles de presión.

El vapor, que ya paso por la sección de alta presión en la turbina de vapor, puede ser recalentado, mejorando el desempeño de turbina de vapor. La eficiencia total del ciclo con presión triple y con recalentamiento típicamente es de 3%[1] más grande que la de un ciclo con presión única.

Como la descarga de la turbina de gas contiene suficiente el oxígeno para poder realizar una combustión, es factible usar quemadores adicionales.

Para las calderas de recuperación no es posible realizar el balance térmico considerando únicamente las condiciones de entrada y salida de los fluidos, debido a que el comportamiento térmico de estos a través de las tres secciones del recuperador de calor ocurre como se ilustra en la figura 3.16; por lo que un análisis de este tipo podría dar origen a un cruce de temperaturas, es decir, que en determinado momento la temperatura del fluido portador de calor fuera menor a la del fluido receptor, lo cual va en contra de las leyes de la termodinámica.

Para evitar situaciones de este tipo, se deben considerar dos parámetros importantes como son el pinch point y el punto de aproximación. El pinch point determina el tamaño de la caldera, mientras que el punto de aproximación prevé posibles evaporaciones instantáneas y cruces de temperatura. Se ha visto que para alcanzar un equilibrio entre la mejora de la potencia y el aumento de superficie en la caldera de recuperación de calor, los valores óptimos de pinch point y el punto de aproximación son de aproximadamente 5 y 10 °C[4] respectivamente.

[4]Centrales térmicas de ciclo combinado: teoría y proyecto, Santiago Sabugal García, Florentino Gómez Moñux

Ahora bien, basándonos en la figura 3.16 el balance de energía entre el evaporador y el sobrecalentador sería:

$$Q_v = Q_{GAS} \tag{3.1}$$

Entonces:

$$\dot{m}_V\left(h_4 - h_2\right) = \dot{m}_{gas}\left(C_P\right)\left(TG_3 - TG_1\right) \tag{3.2}$$

En el economizador:

$$\dot{m}_{AA}\left(h_2 - h_{AA}\right) = \dot{m}_{gas}\left(C_P\right)\left(TG_3 - TG_4\right) \tag{3.3}$$

Pero como:

$$\dot{m}_{AA} = \dot{m}_V \tag{3.4}$$

Entonces:

$$TG_4 = TG_3 - \frac{\dot{m}_V\left(h_2 - h_{AA}\right)}{\dot{m}_{gas}\left(C_P\right)} \tag{3.5}$$

En el sobrecalentador:

$$\dot{m}_V\left(h_{AA} - h_3\right) = \dot{m}_{gas}\left(C_P\right)\left(TG_1 - TG_2\right) \tag{3.6}$$

Por lo que:

$$TG_2 = TG_1 - \frac{\dot{m}_V (h_4 - h_3)}{\dot{m}_{gas}(C_P)} \tag{3.7}$$

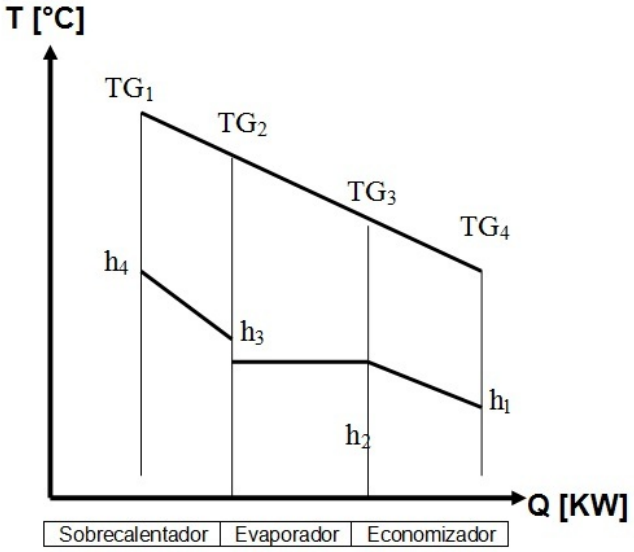


Figura 3.16 Perfil de enfriamiento de gases y calentamiento del vapor en un HRSG de un nivel de presión

donde:

Q_V: Flujo de energía del vapor [KW]

Q_{gas}: Flujo de energía de los gases de escape [KW]

m_{gas}: Flujo másico de los gases de escape de la turbina de gas [kg/s]

m_v: Flujo másico de vapor [kg/s]

m_{AA}: Flujo másico del agua de alimentación [kg/s]

h_{AA}: Entalpía de agua de alimentación [KJ/kg]

h_2: Entalpía de salida del economizador [KJ/kg]

h_3: Entalpía de salida del evaporador [KJ/kg]

h_4: Entalpía de salida del sobrecalentador [KJ/kg]

C_P: Calor específico de los gases de escape a presión constante [KJ/kg K]

TG_1: Temperatura de los gases de escape a la salida del sobrecalentador [K]

TG_2: Temperatura de los gases de escape a la salida del evaporador [K]

TG_3: Temperatura de los gases de escape a la salida del economizador [K]

TG_4: Temperatura de los gases de escape a la entrada del economizador [K]

Este balance de energía se puede aplicar a recuperadores de calor de uno, dos o hasta tres niveles de presión, solo que hay que recordar que por cada nivel de presión que se requiera se tendrán igual número de evaporadores. Así mismo, si se requiere calcular la eficiencia de un recuperador de calor, se utiliza la siguiente expresión:

$$\eta_{HRSG} = \frac{E_{Obtenida}}{E_{Su\,\min istrada}} = \frac{(\dot{m}_v)\cdot(h_v)}{(m_g)\cdot(h_g)} \tag{3.8}$$

Con postcombustión sería:

$$\eta_{HRSG} = \frac{(\dot{m}_v)\cdot(h_v)}{(m_g)\cdot(h_g)+Q_{CS}} \tag{3.9}$$

Donde Q_{CS} es el calor aportado a la caldera de recuperación en los quemadores de combustión suplementaria.

Para una mayor comprensión de la diferencia de una caldera de recuperación de calor de uno, dos o tres niveles de presión se muestran a continuación unos ejemplos evaluados con thermoflow:

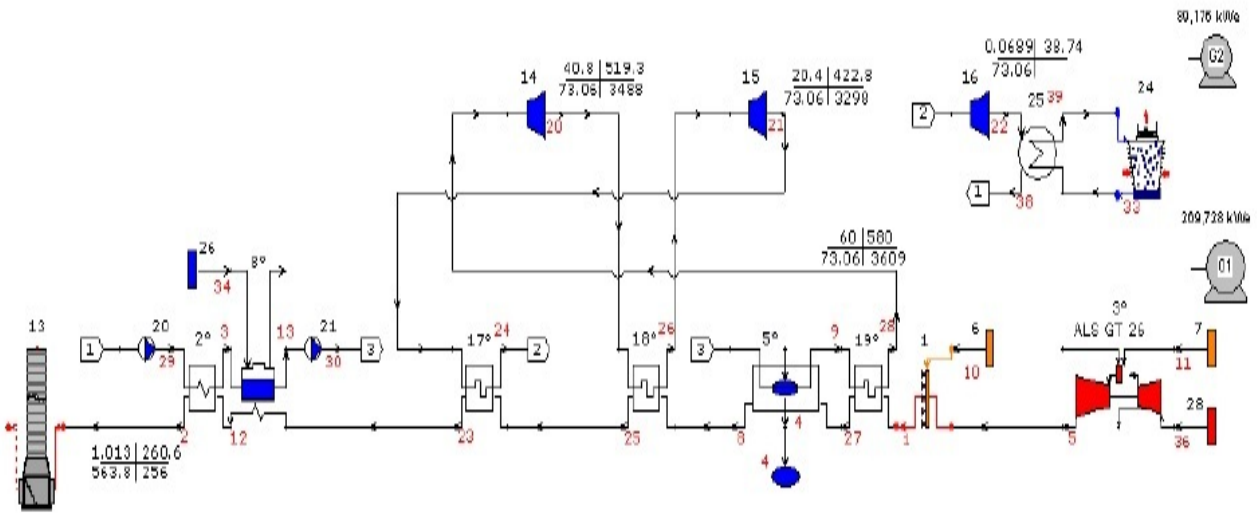


Figura 3.17 Ciclo combinado 1x1 con un domo en el HRSG (un nivel de presión)

La figura 3.17 representa una configuración para un recuperador de calor con un domo o presión de generación de vapor única. El desempeño térmico de este esquema de ciclo combinado con un HRSG de un domo muestra una eficiencia de 50.52%, el primotor es una turbina de gas ALSTON.

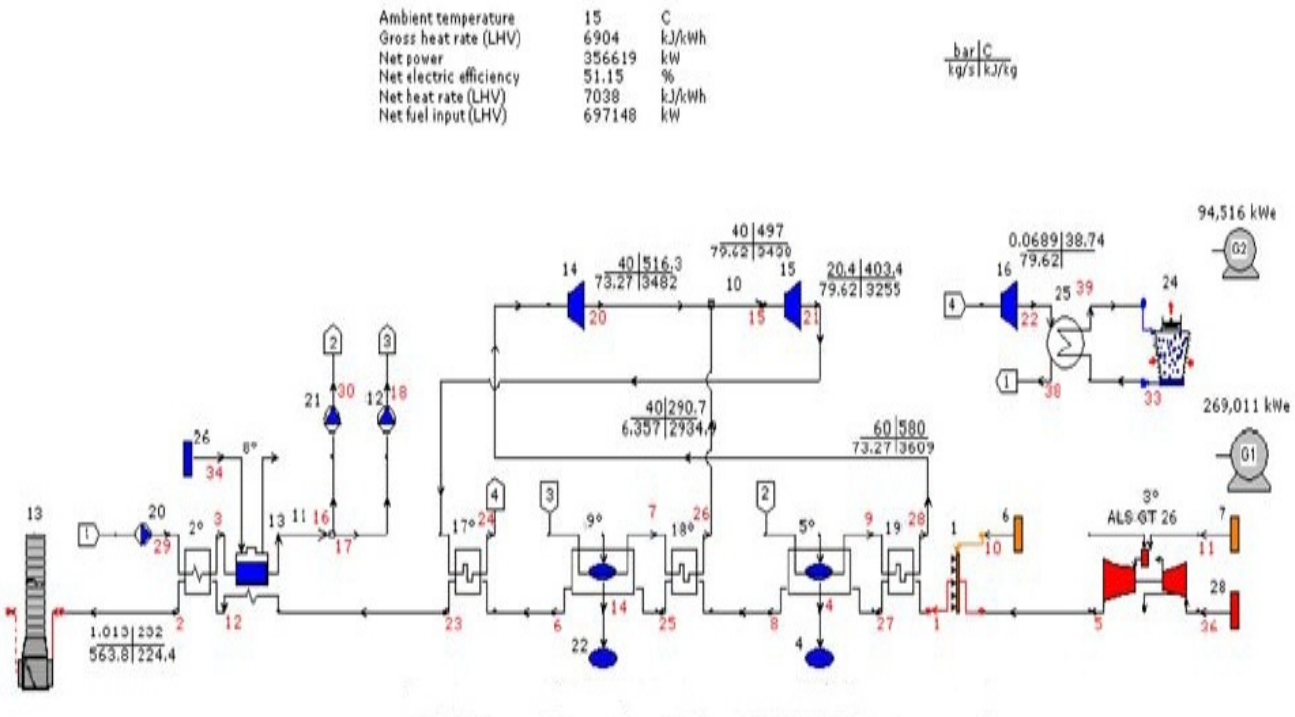


Figura 3.18 Ciclo combinado 1x1 con dos domos en el HRSG (dos niveles de presión)

La figura 3.18 muestra para la misma turbina un esquema de HRSG con dos domos, siendo en este caso el desempeño térmico de 51.15%, esta mejora se debe a la inclusión de un segundo evaporador con su respectivo sobrecalentador, además de mezclar el flujo de vapor saliendo de la turbina de alta presión con el vapor generado en el segundo domo.

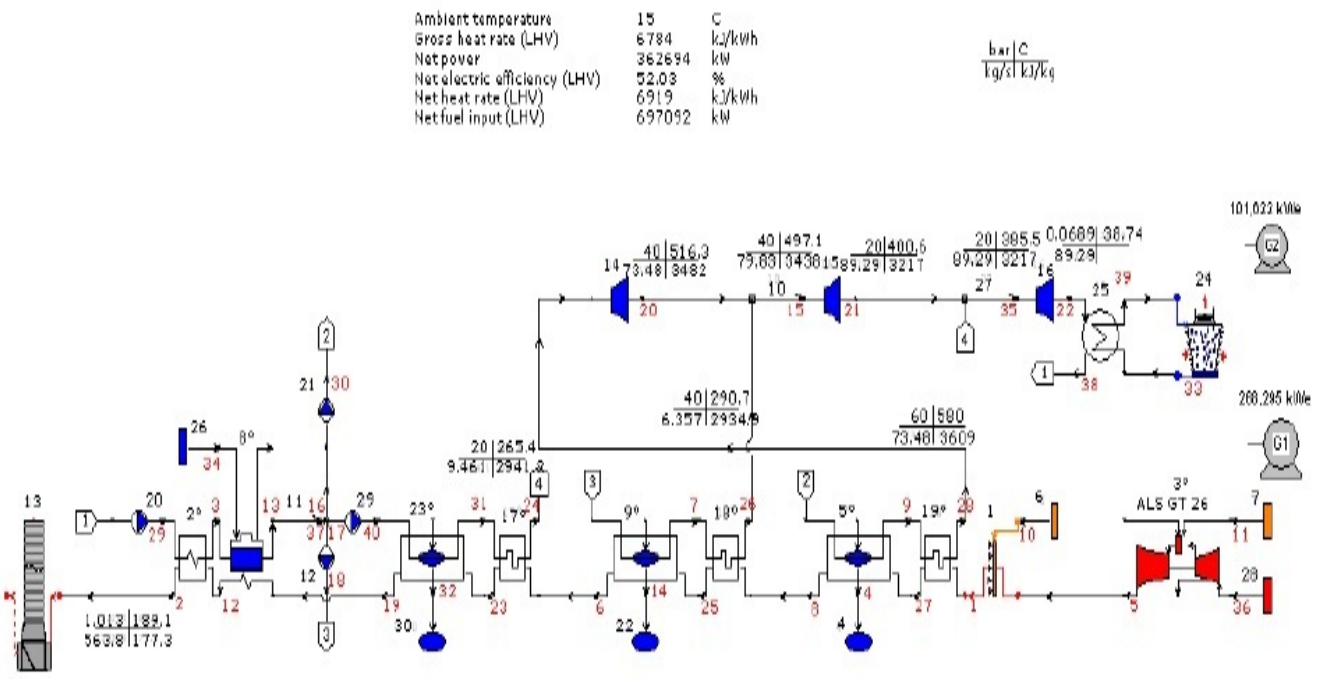


Figura 3.19 Ciclo combinado 1x1 con tres domos en el HRSG (tres niveles de presión)

En la figura 3.19 muestra para la misma turbina un esquema de HRSG con tres domos, siendo en este caso el desempeño térmico de 52.03%, esta mejora se debe a la inclusión de un tercer evaporador con su respectivo sobrecalentador, además de mezclar el flujo de vapor saliendo de la turbina de media presión con el vapor generado en el tercer domo.

III.1.2 Otros aspectos y consideraciones de diseño

Diseño del Pinch Point en el evaporador

El pinch point en el evaporador o temperatura de pliegue, es el qué limita la cantidad de calor que puede recuperarse en la mayoría de los diseños de HRSG. Para muchos propósitos generales de los HRSG´s y en aplicaciones en refinerías y plantas químicas, un pinch point de 10 °C[1] provee un diseño económico con un costo adecuado.

Considerar temperaturas de acercamiento mas bajas, ocasionaría que los resultados de generación de vapor fueran menos confiables, es decir, sería fácil calcular el vapor generado en una unidad con 5 °C de Pinch, pero la probabilidad de lograr este resultado con el equipo real sería casi nula.

El economizador acerca la temperatura del agua a la temperatura de ebullición en el evaporador, por lo cual los límites de temperaturas con los cuales opera el economizador son muy importantes.

Si se establece el Pinch muy cerca de la temperatura de ebullición, la vaporización puede darse en el economizador, ocasionando perturbaciones serias en el HRSG.

Un atemperador es la mejor manera para controlar la temperatura de salida del sobrecalentador. El vapor es by-paseado alrededor de todo o una parte del sobrecalentador y después mezclado con el vapor que sale del sobrecalentador para controlar la temperatura.

Requerimientos de purga

El requerimiento de purga de la caldera esta dado por la condición del agua de alimentación, primeramente se usa para controlar los sólidos disueltos en el agua de la caldera y cuya concentración se acumula conforme se evapora el agua.

Normalmente la purga de la caldera es del orden del 2%[1] a 5%[1], dependiendo de la tasa de purga determinada para las condiciones del agua usada, presión de operación y retorno de condensado.

Selección del tubo y su material

Para la selección del tamaño y material de tubo para usar en un HRSG se requiere de mucha experiencia; dado que cuando se trabaja con diferentes HRSG´s para diferentes servicios, se desarrolla un conocimiento de qué se necesita antes de empezar con el diseño. Pero pueden usarse unas reglas generales para iniciar la selección.

Para propósitos generales en un HRSG y usando tubería estándar, el tubo de 2"[1] es el tamaño más económico. El costo irá generalmente incrementándose con el tamaño del tubo. La mayoría de las unidades HRSG recuperan calor de gases con temperaturas relativamente bajas, es decir, menos de 537 °C. Por supuesto, muchos de los modernos HRSG´s usan quemadores suplementarios para lograr eficiencias mayores.

A excepción del sobrecalentador, se puede asumir que los tubos del evaporador y el economizador trabajaran con temperaturas por debajo de 315 °C[1] y se pueden considerar tubos de acero al carbón (SA-178-A), y si las temperaturas son mayores entonces pensar en usar SA-213-T11.

En general primero se estima la temperatura del metal y la presión de trabajo y de ahí se selecciona el tipo de material y su especificación. El análisis final puede mostrar que con una aleación más alta y una pared más delgada se puede tener una mayor economía, verificar eso con varios materiales es lo más recomendable.

III.2 Calderas de recuperación de calor comerciales[3]

Los HRSG pueden ser horizontales o verticales. En el primer caso, el gas de la turbina (GT) es descargado en un conducto horizontalmente al HRSG y circula en forma natural y horizontal dentro del recuperador antes de descargarlo en forma vertical por la chimenea.

En el vertical se puede tener circulación natural o forzada. Los dos diseños tienen sus desventajas y ventajas propias, pero ambos compiten exitosamente en los mismos mercados. Ambos tienen características similares de confiabilidad y de vida útil, no hay una diferencia grande entre el costo de uno y otro.

Los HRSG de circulación natural tienes las siguientes características:

- Disposición horizontal
- Haz tubular vertical
- Circulación en tubos por densidad
- Sin bombas de recirculación
- Ocupan más espacio de recirculación
- Alta postcombustión

Ahora bien si hablamos de los HRSG de circulación forzada, sus características serían las siguientes:

- Disposición vertical u horizontal
- Haz tubular horizontal
- Circulación por bombas
- Mayor mantenimiento
- Mayos costo energético
- Más rápidas ante variaciones de carga

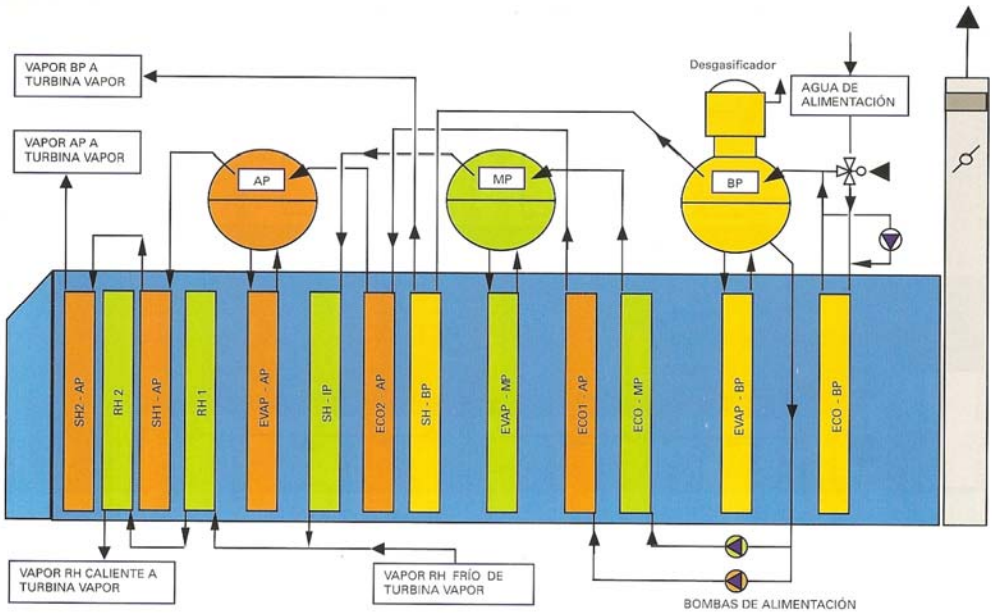


Figura 3.20 Caldera de recuperación de calor con geometría horizontal

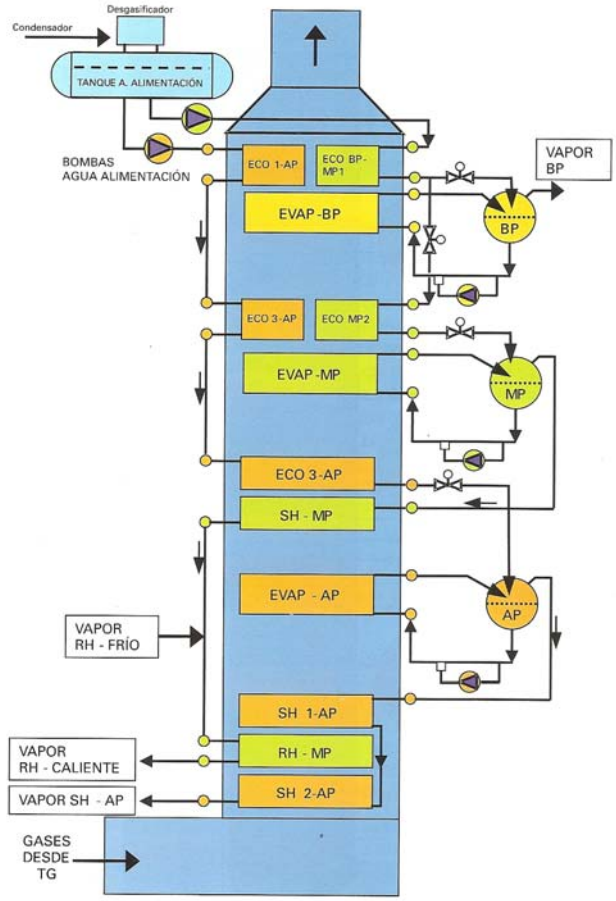


Figura 3.21 Caldera de recuperación de calor con geometría vertical

HRSG´s para generación de potencia[3]

Una unidad HRSG esencialmente es un intercambiador de calor en contra flujo, incluyendo una serie de equipos, como un sobrecalentador, un evaporador, un economizador, y secciones que conducen los flujos de gases, para lograr aumentar al máximo la recuperación de calor de los gases.

En un HRSG, este valor de aprovechamiento del calor es inferior que en una caldera convencional debido a la humedad, temperaturas más reducidas de los gases y al menor efecto de radiación. A fin del aumentar el calor aprovechado se utiliza una mayor área de superficie de calefacción.
Para aumentar al máximo la recuperación de calor, los gases al final deben de tener la temperatura más baja posible, pero permaneciendo arriba del punto de rocío.

Para elevar al máximo la eficiencia de la turbina de vapor, la temperatura y presión de vapor debe ser lo mas alto posible.

La temperatura en el evaporador es la temperatura del vapor a la presión de saturación, y aumenta con la presión; por lo tanto al aumentar la presión también aumenta la temperatura a la cual trabaja el evaporador, esto limita la cantidad de calor recuperado. Una forma de evitar esto es mediante un sistema de multi – presión, o de varios domos.

Las temperaturas en los HRSG puede llegar a ser de hasta alrededor de 1100°C , con el uso de revestimientos refractarios de mucho mayor calidad. Para temperaturas mayores se requieren de paredes enfriadas por agua.

Un aumento en la temperatura de descarga a 815°C[2] aproximadamente puede representar un aumento en la producción de vapor de aproximadamente 50%[2].

Además los quemadores adicionales permiten continuar generando electricidad en la turbina de vapor, mientras la turbina de gas esta sujeta a mantenimiento.

HRSG´s industrial[3]

Una amplia variedad de condiciones y aplicaciones han resultado en una gran diversificación de diseños especializados para equipos de uso en la industria. Por ejemplo, en algunas aplicaciones de proceso, los gases pueden contener un alto contenido de polvo, este puede influir en el diseño de construcción, tanto en la forma química como en la mecánica, si el polvo se deposita en los diversos componentes y secciones deberá preverse una limpieza mas exhaustiva de las superficies para evitar taponeamientos y disminución de la superficie de calefacción. Los materiales de construcción deben ser apropiados para soportar la composición química de los gases.

En algunas aplicaciones la descarga de gases calientes, puede requerir del uso de quemadores adicionales para compensar demandas súbitas de vapor, o un valor de presión o temperatura diferente al que se puede obtener, si esta temperatura es demasiado alta puede requerirse del uso de revestimientos refractarios o de paredes de agua, como ya se había indicado.

Muchos domos de agua en los HRSG´s industriales son muy similares en diseño a los utilizados en las plantas generadoras. Solo que requieren de una sola presión y sin recalentamiento. Estos pueden tener aplicaciones en cogeneración.

III.2.1 Capacidad y características principales

La superficie de calefacción, es la superficie del metal que esta en contacto con los gases calientes, con el agua y el vapor, es decir toda la superficie de la caldera que transfiere calor al agua. Se mide del lado de los gases en m^2 o ft^2.

La potencia de una caldera la define la ASME (American Society of Mechanics Engineers) como el caballo caldera (CC) y representa la evaporación de 15.65 kg/hr de agua a 100 °C para producir vapor a 100 °C, esta definición de caballo caldera engloba solo al calor latente de evaporación.

Cuando esta cantidad de vapor se produce por cada m^2 de superficie de calefacción, se dice que la caldera esta trabajando con 100% de carga.

1 CC = 15.65 kg/hr = 1 m^2 = 10.76 ft^2 en términos de la superficie de calefacción

Ahora bien, la capacidad real de una caldera se define como:

$$W_r = \frac{Q_r}{Q_n} \tag{3.10}$$

donde:

Qr: calor real transmitido al agua
Qn: Calor nominal transmitido al agua
Wr: Capacidad real de la caldera

$$Q_r = m_{vapor}\left(h_{final} - h_{inicial}\right) \tag{3.11}$$

donde:

m_{vapor}: flujo másico de vapor [Kg/s]
h_{final}: entalpía a presión y temperatura de salida del generador
$h_{inicial}$: entalpía a temperatura de entrada al generador

$$Q_n = m_{vapor}\left(h_f - h_g\right) \tag{3.12}$$

donde:

h_f: entalpia del liquido a 100 °C
h_g: entalpía del vapor a 100 °C Y 1 ATM.

Se define a la relación $(h_{final} - h_{inicial}) / (hf - hg)$ como el factor de evaporación (FE), el cual expresa la relación entre la evaporación equivalente y la evaporación real, bajo cualquier condición de operación. FE también es la relación entre la entalpía ganada por el agua real y la nominal.

Por lo tanto, la capacidad real de un generador de vapor es:

$$W_r = \frac{W_n}{FE} \tag{3.13}$$

Por lo tanto para optimizar el valor de Wr se requiere que éste sea lo más grande posible y su valor tienda al valor de Wn.

Wr esta en función de las condiciones de operación fijadas para operar, como temperatura de agua de alimentación, presión de generación y temperatura de sobrecalentamiento.

Por el lado de la eficiencia térmica, esta es función de la eficiencia de combustión, de la efectividad en la transmisión del calor. Este proceso es realizado por los tubos y domos en los sobrecalentadores, economizadores, evaporadores, etc. Y controlada su ganancia de calor por los atemperadores, más la reducción de fugas[4] de calor por las paredes diatérmicas del generador de vapor.

Este tipo de HRSG tienen las siguientes características:

- Diseño modular
- Arranque y para rápido 20-30 minutos
- Operación flexible
- Aceptación de todo tipo de gases de escape de turbina
- Confiabilidad en la operación

[4]Diferentes fabricantes de generadores de vapor reportan pérdidas normales de calor por las paredes de entre 1.3 - 1.8 %. Industrial Combustion, Monroe, Wisconsin. Y Mitsui Babcock Energy Ltd. UK. Y pérdidas de eficiencia de 1% por cada 40 °F de incremento en la temperatura de los gases de escape. Bacharach, PA. bulletin # 4097 (05-1995)

En términos de operación y mantenimiento sus características son las siguientes:

- Funcionamiento con presiones deslizantes
- Admite arranque directo de la turbina
- Posibilidad de cambos rápidos de carga

- Acceso fácil a partes a presión
- Erosión y corrosión reducidas
- Bajas velocidades en bombas de circulación

III.2.2 Materiales

El objetivo de las investigación sobre aleaciones avanzadas, es le de poder proveer criterios de diseño y bases de datos que ayuden a seleccionar aleaciones óptimas para la construcción de componentes de los procesos de recuperación de calor.

Tubos

Los componentes típicos incluyen tubos del evaporador y sobrecalentador. Para las temperaturas criticas (600 a 815°C)[2], para los tubos de los evaporadores avanzados (650 a 870°C)[2], materiales para recuperadores con turbinas avanzadas (700 a 750°C)[2], para las tuberías con el uso de postcombustión (650 a 950°C)[2], y tubos para paredes de agua (850 a 1000°C)[2]. Asimismo, es conveniente considerar aceros avanzados para aplicaciones a 900° C[2] en ambientes muy oxidantes, y ligeramente sulfurizados.

Acero al carbón

Los tubos más utilizados cumplen con las especificaciones A-106 y A-S3 de la ASTM (American Society of Testing Materials). Las composiciones químicas de estos dos materiales son idénticas, ambos se sujetan a la prueba física, pero para A-106 son más rigurosos. A-106 se fabrica en grado A y B. Grado B tiene características más altas de fuerza pero es menos dúctil que el grado A. El acero al carbón se puede emplear para temperaturas de trabajo por debajo de 427 °C. Estos estudios permitirán ir armando la tercera generación de sistemas avanzados de aceros ferriticos para el servicio de 650 a 1000°C en ambientes agresivos por corrosión debido al oxigeno y a los sulfuros.

Acero al carbón molly

En los tubos se usa este tipo de acero, es un tipo de acero aleado con molibdeno según A-204 (EFW), A-335 (Seamless, A-309) etc. fue desarrollado cuando la temperatura del vapor se acercaba a los 538 °C. Se ha encontrado que su aplicación es la más adecuada y económica entre temperaturas de 427 y 538 °C.

En diámetros pequeños, el material está generalmente disponible bajo las siguientes características:

- Temperatura de hasta 510 °C, el 1/2 molly, A-335 en grado P-2.
- Temperatura de 510 a 538 °C, 1 Cr, 1/2 molly, A-335 en grado p-12.
- Temperatura de 538 a 560 °C, 1 1/4Cr, 1/2 molly, A-335 en grado P-11.
- Temperatura de 560 a 590 °C, 2 1/4 Cr, 1 molly, A-335 en grado P-22 .

Acero inoxidable

Está disponible en una gran variedad de composiciones, las más populares son ASTM A-213, en grado Td-321. (6% Cr, 8% Ni) estabilizado con titanio y ASTM-A-213 el grado Td-347 (8% Cr, 8% Ni) estabilizado con columbium. Cualquiera de estos dos puede ser usado hasta una temperatura de 640 °C.

Refractarios y Aislamientos

Nuevos refractarios y aislamientos de alta temperatura son críticos en muchos procesos industriales y pueden incidir directamente en la eficiencia energética del proceso industrial.

En la industria del acero, por ejemplo, los refractarios deben resistir la más alta temperatura, y mejorar sus propiedades mecánicas y térmicas, como por ejemplo, para aplicaciones tales como cucharones, alto horno, y protectores de las cubiertas

Además, los materiales con baja conductividad térmica tienen beneficios importantes. Estos materiales incluyen fibras, materiales porosos, compuestos y aleaciones metálicas. Los límites de temperatura de aleaciones actuales van más allá de 1200 °C, y ambientes corrosivos, principalmente por sulfuros.

Adelantos en cerámicas, compuestos, y revestimientos pueden mejora significativamente las eficiencias térmicas de muchos procesos. Con respecto a operaciones de transferencia de calor, se busca introducir materiales cerámicos y compuestos en los tubos que permitan un menor deterioro.

Conclusiones

Una caldera de recuperación puede trabajar en un sistema multi-presiones, es decir puede tener más de una presión de operación, cada sistema de presión trabaja independiente del otro.

Debido al número de presiones en que un HRSG trabaja podemos clasificarlas como:

1. Presión Sencilla.- Trabaja sólo una presión, es muy común utilizarla en plantas de cogeneración en donde el vapor generado va a proceso y no para la producción eléctrica.
2. Presión Dual.- Normalmente manejan alta presión y baja presión, son utilizadas en cogeneración y en ciclos combinados. Incrementa la eficiencia del ciclo cerca de 4% más comparado con un HRSG de presión única.
3. Presión Triple.- Se tienen tres sistemas de presión, alta, intermedia y baja. El sistema de presión intermedia normalmente cuenta con vapor recalentado a la misma temperatura que el vapor de alta presión. Esta caldera sería la de más alta eficiencia térmica de las tres mencionadas y se debe a que al tener tres sistemas, se tienen entalpías bajas en todos los sistemas y por eso es posible aprovechar al máximo el calor de los gases. Incrementa la eficiencia del ciclo cerca de 1% más comparado con un HRSG de presión dual.

Una de las ventajas de un recuperador de calor de tres niveles de presión es que se mejora la eficiencia del HRSG al recuperar más energía de los gases de escape de la turbina de gas; esto repercute en una ligera ganancia de potencia con respecto al ciclo combinado de

dos niveles de presión, ya que el incremento de energía disponible en el nivel de presión intermedia compensa la disminución en alta y baja presión.

Obviamente el HRSG más caro es el de tres presiones con recalentado, por tal motivo habría que ponderar si es factible económicamente; para lo cual se realizará un estudio de aplicación para ese tipo de Recuperador de calor.

Ahora bien, ya habiendo mencionado las características principales de las calderas de recuperación de calor, pasamos al siguiente capítulo en el cual se analiza a detalle la planta de ciclo combinado “Tula”.

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS DE LA PLANTA ACTUAL

Introducción

La central Ciclo Combinado Tula entró en operación comercial en la década de los ochenta, en un principio nació por la necesidad de que la Comisión Federal de Electricidad contara con unidades generadoras de respuesta rápida, que pudieran ser utilizadas exclusivamente en las horas de mayor demanda. Esta condición operativa solo fue en un principio, cuando por razones de puesta en servicio las primeras unidades en estar listas para su operación fueron las turbinas de gas, incorporándose posteriormente al proceso de generación de energía las turbinas de vapor.

En este capítulo se describe la situación actual de la planta de ciclo combinado “Tula”, se mencionan los equipos de que consta la planta y su descripción en general. Se hace un análisis técnico de la planta, obteniendo sus parámetros de desempeño principales, tales como: régimen térmico, eficiencia, consumo de combustible, factor de planta, capacidad de la central, entre otros.

Por último se evalúan los costos de generación de la planta, teniendo en cuenta el costo de operación, mantenimiento, combustible y el ingreso por KWh generado, obteniendo el flujo bruto de la planta en millones de dólares.

IV.1 Esquemas de planta y equipos

Como caso base se considerará a la central de ciclo combinado Tula, la cual se encuentra ubicada en el Valle del Mezquital a 83 Kilómetros al noreste de la Ciudad de México, sobre la carretera Federal Jorobas-Tula, a 8 kilómetros al sur de la Ciudad de Tula, Hidalgo, sobre una superficie de 70.7 hectáreas a una altura de 2100 m sobre el nivel del mar.

La Central esta integrada por dos paquetes de ciclo combinado con capacidad de 238 MW (paquete sur) y 244 MW (paquete norte), dando un total de 482 MW.

Cada unidad turbina de Gas U1, U2, U4 y U5 tienen como equipo principal un turbogenerador y un recuperador de calor (HRSG), los cuales se complementan con las turbinas de vapor U3 y U6, así como con una serie de equipos y sistemas auxiliares requeridos para la realización del proceso de generación de energía eléctrica.

Como caso base a estudiar se selecciono el paquete sur, el cual esta constituido por dos turbinas de gas (U4, U5) marca Westinghouse (con sus respectivas calderas de recuperación marca Foster Wheeler) con una capacidad de 69 MW cada una y una turbina de vapor (U6) marca Hitachi con capacidad de 100 MW.

Características del Equipo Principal

Turbina de gas

Es el equipo encargado de llevar a cabo la transformación de la energía termodinámica de un gas en trabajo útil en un eje (movimiento rotatorio).

La turbina de gas esta integrada por un compresor axial, una cámara de combustión y la turbina misma. Esta se encuentra acoplada directamente al generador eléctrico.

		U1-U2	U4-U5
Fabricante		**Westinghouse**	**Westinghouse**
No. de serie		W 501 D24	W 501 D5
Tipo		Reacción	Reacción
Capacidad de carga	[MW]	94	99
Capacidad efectiva	[MW]	69	72
Velocidad	[Rpm]	3600	3600
No. de pasos		4	4
Flujo de gases a la salida	[kg/h]	1004351	1004351

FUENTE: Prontuario Central Ciclo Combinado Tula (CFE)

TABLA 4.1 Características de las turbinas de gas

Compresor axial

Dispositivo mecánico que tiene la función de introducir aire atmosférico a la cámara de combustión, con un incremento en su energía, la cual se manifiesta en un aumento de presión.

		U1-U2	U4-U5
Fabricante		**Westinghouse**	**Westinghouse**
No. de pasos		19	19
Tipo		Flujo Axial	Flujo Axial
Fluido		Aire atmosférico	Aire atmosférico
Relación de compresión		17 : 1	14 : 1

FUENTE: Prontuario Central Ciclo Combinado Tula (CFE)

TABLA 4.2 Características de los compresores

Cámara de combustión

Cavidad diseñada para que en ella se realice la combustión, sirve de generador de gases, cuya energía termodinámica se convierte en trabajo mecánico en la turbina. En dicha cámara se combina el aire procedente del compresor axial y el combustible que va a quemarse (gas natural).

El número de cámaras de combustión varia dependiendo de la unidad, y cada una de ellas esta integrada por: Tobera de combustible, Conducto de transición, Tubo de cruce de flama, Bujía de encendido y detectores de flama.

		U1-U2	U4-U5
Fabricante		**Westinghouse**	**Westinghouse**
Combustores para gas natural y diesel		16	14
Arreglo		Concéntrico al eje	Concéntrico al eje
Tipo de bujía de encendido		Retráctil	Retráctil
Tipo de detectores de flama		Ultra violeta	Ultra violeta
No. de detectores de flama		4	4

FUENTE: Prontuario Central Ciclo Combinado Tula (CFE)

TABLA 4.3 Características de la cámara de combustión

Turbina de Vapor

La turbina de vapor es una turbomáquina capaz de convertir la energía termodinámica del vapor en energía mecánica. El vapor que se le suministra en condiciones normales proviene de un cabezal común a dos recuperadores de calor.

		U3	U6
Marca		**Westinghouse**	**Hitachi**
Potencia	[Mw]	107	111.3
Tipo		Acción - reacción	Impulso
Pasos de acción		10	- - - - - - - - -
Pasos de reacción		3	- - - - - - - - -
No. de válvulas de admisión		2	2
No. de extracciones		1	1
Flujo de vapor máxima capacidad	[kg/h]	404546	377086
Presión de vapor de entrada	[Kg/cm^2]	80.5	84.9
Temperatura vapor entrada	[^0C]	507	507.8
Presión vapor de escape	[mmhg]	635	696.5
Velocidad	[Rpm]	3600	3600
No. de cuerpos		1	1

FUENTE: Prontuario Central Ciclo Combinado Tula (CFE)

TABLA 4.4 Características de la Turbina de vapor

Caldera de recuperación de calor (HRSG)

Los gases que ya pasaron por la turbina de gas aún contienen un alto contenido de energía calorífica, éstos son conducidos al recuperador de calor. En este ceden su energía al ciclo de vapor, por tanto, el recuperador es sólo un Intercambiador de calor de los gases con el agua. En condiciones normales se incrementa el calor disponible en el recuperador con el quemado de combustible adicional (8 quemadores). Los elementos principales que lo integran son: Domo de alta presión, Sobrecalentador, evaporador de alta y baja presión y quemadores posteriores.

		U1-U2	U4-U5
Fabricante		**Foster Wheeler**	**Foster Wheeler**
Flujo vapor	[kg/h]	202,273	202,273
Presión vapor	[kg/cm^2]	90.2	90.2
Temperatura vapor	[^{0}C]	510	510
Temp. agua de alimentación	[^{0}C]	304.4	304.4
Flujo máximo de gases	[kg/h]	1004351	1004351
Tem. De entrada de gases	[^{0}C]	685	685
Temp. salida de gases	[^{0}C]	146.1	146.1

FUENTE: Prontuario Central Ciclo Combinado Tula (CFE)

TABLA 4.5 Características de la caldera de recuperación de calor

Domo de alta presión

		U1-U2	U4-U5
Material		SA 516 GR 70	SA 516 GR 70
Presión de diseño	[kg/cm^2]	102.1	102.1
Longitud	[m]	11.6	11.6
Diámetro	[K]	1.7	1.7
Capacidad	[kg/h]	202378	202378
Superficie calefacción	[m^2]	66.49	66.49
Temperatura diseño	[^{0}C]	343.3	343.3
Prueba hidrostática	[Kg/cm^2]	153.1	153.1

FUENTE: Prontuario Central Ciclo Combinado Tula (CFE)

TABLA 4.5 Continuación

Sobrecalentador

		U1-U2	U4-U5
Fabricante		**Foster Wheeler**	**Foster Wheeler**
Presión de diseño	[Kg/cm^2]	102.1	102.1
Temperatura de diseño	[^{0}C]	537.7	537.7
Presión hidrostática	[Kg/cm^2]	153.1	153.1
No. de pasos		2	2
No. de tubos		348	348
Longitud efectiva tubos	[m]	192 de 12.6 192 de 11.9	192 de 12.6 192 de 11.9
Superficie de calentamiento	[m^2]	6014	6014
Tubería diámetro exterior	[mm]	50.8 (aletado)	50.8 (aletado)
Material tubos		SA 213 T22	SA 213 T22
Cabezal entrada	[mm]	355 cédula 160	355 cédula 160
Cabezal salida	[mm]	355 cédula 160	355 cédula 160

FUENTE: Prontuario Central Ciclo Combinado Tula (CFE)

TABLA 4.5 Continuación

Evaporador de alta presión

		U1-U2	U4-U5
Fabricante		**Foster Wheeler**	**Foster Wheeler**
Presión de diseño	[Kg/cm^2]	105.6	105.6
Temperatura de diseño	[^{0}C]	371.1	371.1
Presión hidrostática	[Kg/cm^2]	158.4	158.4
No. de pasos		1	1
No. de tubos		1008	1008
Longitudes efectivas de tubos	[m]	720 (de 11.91) 288 (de 12.02)	720 (de 11.91) 288 (de 12.02)
Superficie de calentamiento	[m^2]	21,500	21,500
Tubería (diámetro exterior)	[mm]	50.8 (aletado)	50.8 (aletado)
Materiales tubos		SA-178 A	SA-178 A
Cabezal entrada	[mm]	406 cédula 140	406 cédula 140
Cabezal salida	[mm]	406 cédula 140	406 cédula 140

FUENTE: Prontuario Central Ciclo Combinado Tula (CFE)

TABLA 4.5 Continuación

Economizador

		U1-U2	U4-U5
Fabricante		**Foster Wheeler**	**Foster Wheeler**
Presión de diseño	[Kg/cm^2]	133.8	133.8
Temperatura de diseño	[^0C]	371.1	371.1
Presión hidrostática	[Kg/cm^2]	200.7	200.7
No. de pasos		1	1
No. de tubos		1584	1584
Longitudes efectivas de tubos	[m]	1392 (de 11.91) 192 (de 12)	1392 (de 11.91) 192 (de 12)
Superficie de calentamiento	[m^2]	33804	33804
Tubería (diámetro exterior)	[mm]	50.8 (aletado)	50.8 (aletado)
Materiales tubos		SA-178 A	SA-178 A
Cabezal entrada	[mm]	152.4 cédula 160	152.4 cédula 160
Cabezal salida	[mm]	152.4 cédula 160	152.4 cédula 160

FUENTE: Prontuario Central Ciclo Combinado Tula (CFE)

TABLA 4.5 Continuación

Evaporador de baja presión

		U1-U2	U4-U5
Fabricante		**Foster Wheeler**	**Foster Wheeler**
Presión de diseño	[Kg/cm^2]	12.3	12.3
Temperatura de diseño	[^0C]	371.1	371.1
Presión hidrostática	[Kg/cm^2]	35.2	35.2
No. de pasos		1	1
No. de tubos		288	288
Longitudes efectivas de tubos	[m]	12.2	12.2
Superficie de calentamiento	[m^2]	6157	6157
Tubería (diámetro exterior)	[mm]	50.8 (aletado)	50.8 (aletado)
Materiales tubos		SA-178 A	SA-178 A
Cabezal entrada diámetro	[mm]	914.4	914.4
Cabezal salida diámetro	[mm]	914.4	914.4

FUENTE: Prontuario Central Ciclo Combinado Tula (CFE)

TABLA 4.5 Continuación

Quemadores posteriores

		U1-U2	U4-U5
Fabricante		**Coen Company Inc.**	**Coen Company Inc.**
Tipo		Rejilla	Rejilla
Numero de quemadores		8	8
Flujo de gas (consumo)	[m^3/h]	5834.395	5834.395
Capacidad	[Kcal/h]	57.96×10^5	57.96×10^5
Combustible		Gas natural	Gas natural
Material		Acero al carbón	Acero al carbón
Elementos		21 por quemador	21 por quemador
No. barrenos		5 de 5/8"	5 de 5/8"

FUENTE: Prontuario Central Ciclo Combinado Tula (CFE)

TABLA 4.5 Continuación

IV.2 Situación actual

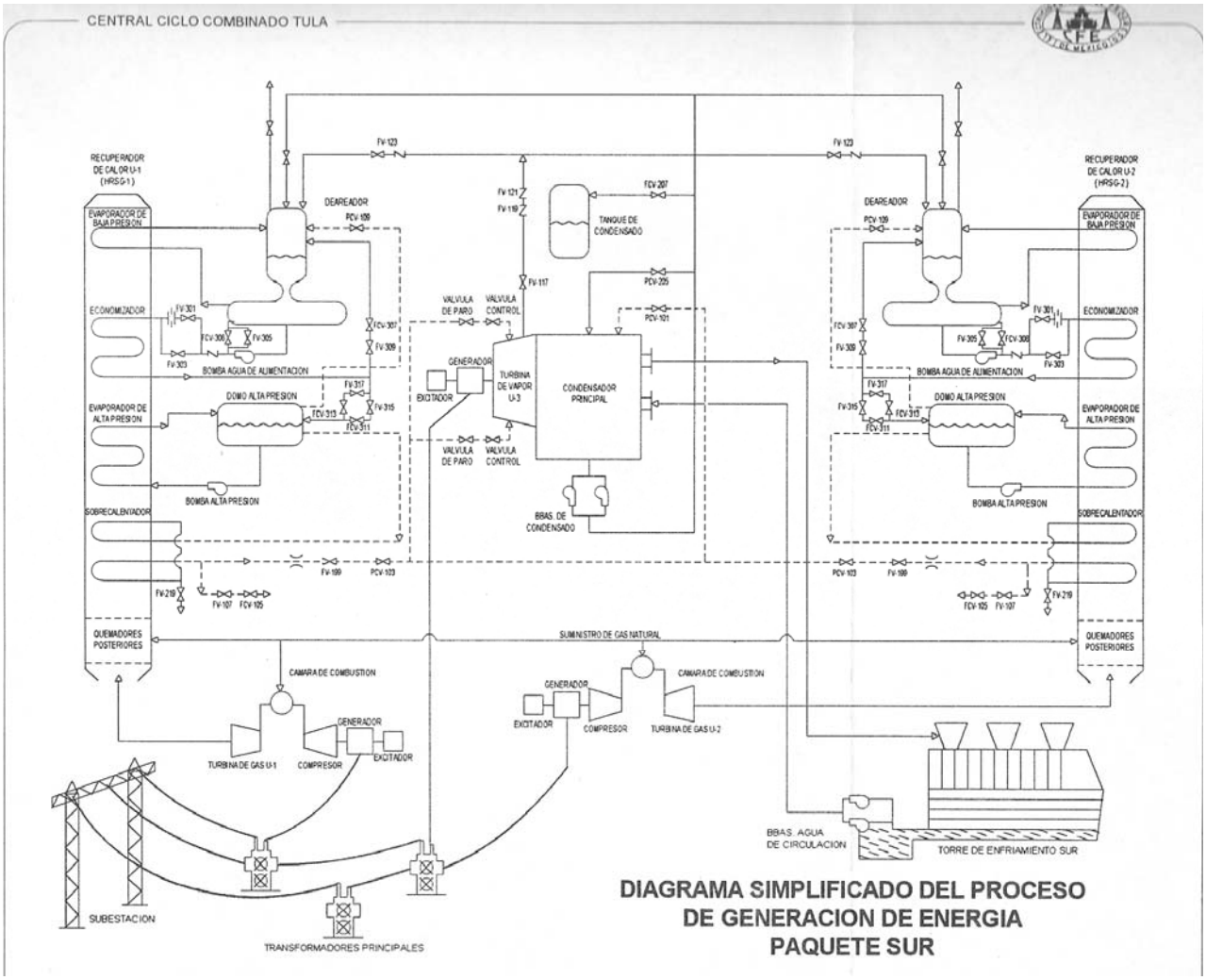
La planta de ciclo combinado Tula entró en operación comercial en la década de los ochentas, actualmente trabaja las 24 horas del día los 365 días del año, a plena carga, cuando el suministro de gas lo permite, debido a restricciones en su disponibilidad.

En este apartado se analizó la planta del paquete sur, este análisis se realizó con la ayuda del software Thermoflex y tomando en cuenta los datos de presión, temperatura y flujo proporcionados por una prueba realizada por LAPEM[1].

Cabe destacar que en junio de 2007 se llevo a cabo un proyecto de rehabilitación y modernización de la planta de Tula, el cual consistió en poner unos “enfriadores de aire” los cuales como su nombre lo dice, tienen la función de enfriar el aire ambiente que entra al compresor de la turbina de gas inyectando agua al flujo de aire, por tal motivo se reduce el trabajo hecho por el compresor por consiguiente se aumenta la potencia de salida de la turbina de gas.

[1]Laboratorio de pruebas de Equipos y Materiales (CFE)

El diagrama general para el caso base se muestra a continuación.



FUENTE: Prontuario Central Ciclo Combinado Tula (CFE)

Figura 4.1 Esquema general para el caso base

Equipos y flujos

A continuación se presentan los flujos obtenidos del análisis a la planta, se muestran por equipo y por entrada y salida.

Equipo	P	T	m	h
	[bar]	[C]	[kg/s]	[kJ/kg]
Torre de enfriamiento				
Entrada	0.7849	31.75	4268.754	133.15
Salida	0.7849	21.75	4268.754	91.29
Deareador 1				
Entrada	2.438	34.64	43.247	145.28
Salida	2.438	105.76	49.3	443.54
Deareador 2				
Entrada	2.438	34.64	43.247	145.28
Salida	2.438	105.76	49.3	443.54
Quemador 1				
Gases entrada	0.798	535.17	286.113	559.48
Gases salida	0.7974	611.27	286.693	651.05
Combustible	20.68	25	0.58	46285.57
Quemador 2				
Gases entrada	0.798	535.09	286.156	559.54
Gases salida	0.7974	611.15	286.736	651.09
Combustible	20.68	25	0.58	46285.57
HRSG 1				
Economizador				
Entrada	51.21	106.77	50.235	451.4
Salida	50.21	259.17	50.235	1131.47
Gases entrada	0.7899	266.95	286.693	258.79
Gases salida	0.7874	155.89	286.693	138.73
Evaporador				
Entrada	50.21	259.17	50.235	1131.47
Salida	50.21	264.17	49.25	2793.85
Gases entrada	0.7949	522.9	286.693	547.33
Gases salida	0.7899	266.95	286.693	258.79
Sobrecalentador				
Entrada	50.21	264.17	49.25	2793.85
Salida	49.23	478.9	49.25	3385.55
Gases entrada	0.7974	611.27	286.693	651.05
Gases salida	0.7949	522.9	286.693	547.33
Condensador				
Entrada	0.055	34.6	86.494	2211.07
Salida	0.055	34.6	86.494	144.9

Fuente: Creación propia

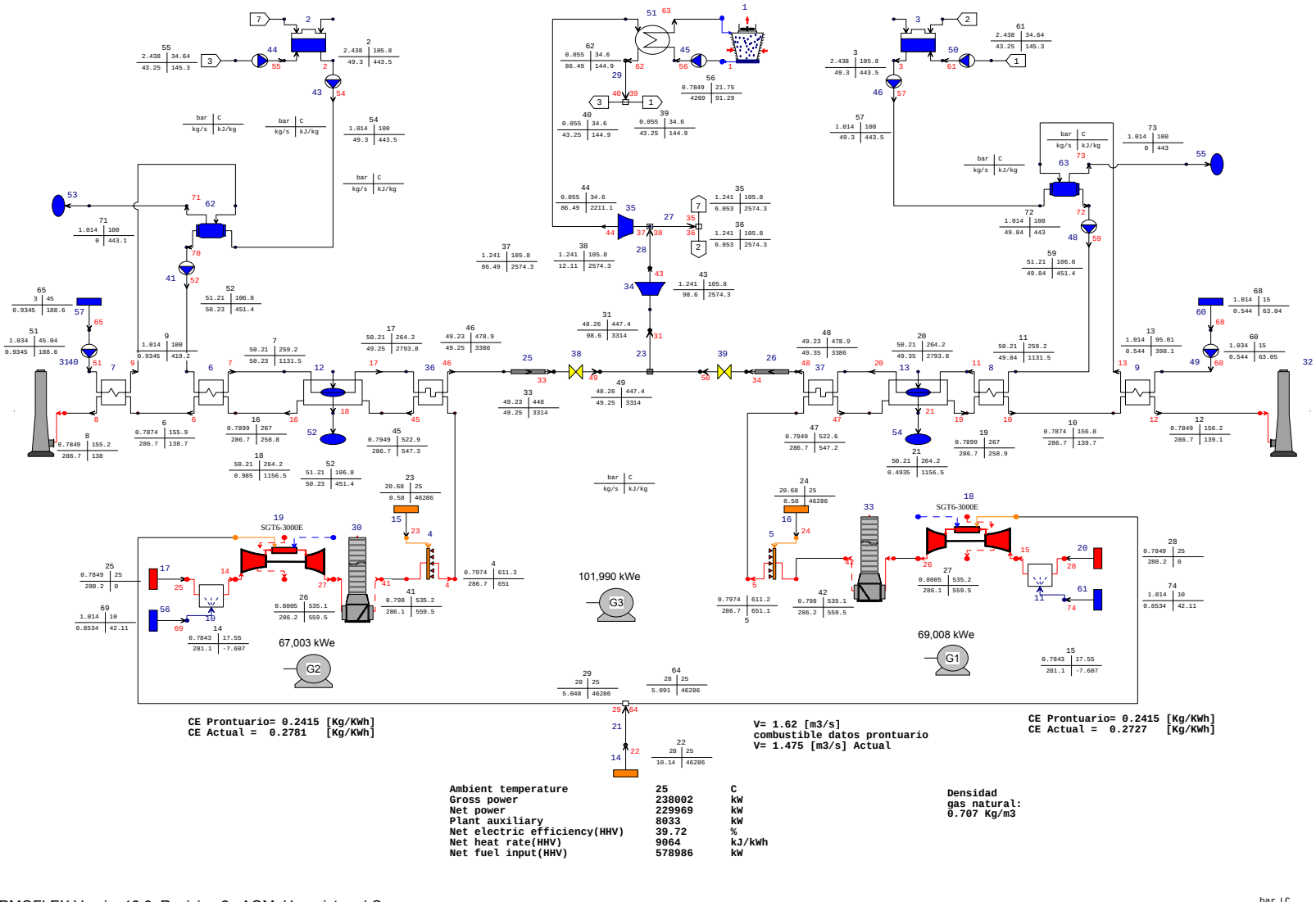
TABLA 4.6 Flujos por Equipos

Equipo	P	T	m	h
	[bar]	[C]	[kg/s]	[kJ/kg]
HRSG 2				
Economizador				
Entrada	51.21	106.76	49.844	451.36
Salida	50.21	259.17	49.844	1131.47
Gases entrada	0.7899	266.95	286.736	258.86
Gases salida	0.7874	156.8	286.736	139.74
Evaporador				
Entrada	50.21	259.17	49.844	1131.47
Salida	50.21	264.17	49.351	2793.85
Gases entrada	0.7949	522.64	286.736	547.18
Gases salida	0.7899	266.95	286.736	258.86
Sobrecalentador				
Entrada	50.21	264.17	49.351	2793.85
Salida	49.23	478.9	49.351	3385.55
Gases entrada	0.7974	611.15	286.736	651.09
Gases salida	0.7949	522.64	286.736	547.18
Turbina Vapor				
Entrada	48.26	447.37	98.601	3313.55
Salida	0.055	34.6	86.494	2211.07
Turbina Gas 1				
Entrada	0.7843	17.55	281.065	
Salida	0.8005	535.17	286.113	559.48
Combustible	28	25	5.048	46285.57
Turbina Gas 2				
Entrada	0.7843	17.55	281.065	
Salida	0.8005	535.09	286.156	559.54
Combustible	28	25	5.091	46285.57
Enfriador de aire 1				
Entrada Aire	0.7849	25	280.212	
Entrada Agua	1.014	10	0.853	42.11
Salida Aire	0.7843	17.55	281.065	
Enfriador de aire 2				
Entrada Aire	0.7849	25	280.212	
Entrada Agua	1.014	10	0.853	42.11
Salida Aire	0.7843	17.55	281.065	

Fuente: Creación propia

TABLA 4.6 Continuación

La siguiente figura muestra la simulación de la planta de ciclo combinado Tula en condiciones actuales (paquete sur), en el cual se obtuvieron los parámetros que la planta reporta como características de desempeño y eficiencia.



Fuente: Creación propia

Figura 4.2 Simulación de la planta de ciclo combinado Tula (Realizada en Thermoflex)

IV.2.1 Parámetros de desempeño de la planta.

Factor de Planta (FP),Eficiencia y Régimen térmico

En general, el factor de planta se define como el grado en que fue utilizada la capacidad (potencia máxima a la cual puede suministrar energía eléctrica una unidad) de las unidades generadoras; por lo tanto es un dato estadístico y proyectado al interior de la planta, en base a datos históricos reales, sin embargo, se puede calcular de la siguiente forma:

$$FP = \frac{\text{Energía realmente generada}}{\text{Energía que podría generarse si trabaja las 24 horas del día los 365 días del año}} \quad (4.1)$$

$$FP = \frac{Generación\,Bruta\left[\frac{\text{MWh}}{\text{año}}\right]}{Capacidad\ de\ la\ \text{central}\left[MW\right]\cdot\left(8760\left[\frac{\text{h}}{\text{año}}\right]\right)} \quad (4.2)$$

La central proporcionó datos de factor de planta de cada unidad generadora (U4 78.52%, U5 78.52%, U6 84.49%), por lo que se saco un promedio y se obtuvo un “FP” de la central de 80.51%.

Régimen Térmico

El régimen térmico es la cantidad de energía requerida para producir un kilowatt-hora de energía eléctrica. Se puede calcular con la siguiente expresión:

$$RT = \frac{\left(\dot{m}_c\left[\frac{Kg}{h}\right]\right)\cdot\left(PCS\left[\frac{KJ}{Kg}\right]\right)}{Potencia\ neta\left[KW\right]} \quad (4.3)$$

Donde:

m_c : Flujo de combustible

PCS : Poder calorífico superior

ó también de la siguiente manera:

$$RT = \frac{\mathrm{C}\left[\frac{KJ}{KWh}\right]}{\eta_{p_N}} \tag{4.4}$$

Donde:

C : Consumo específico de calor 3600 [KJ/KWh] (equivalente energético 1KWh=3600 KJ)

η_{p_N} : Eficiencia neta de la planta

El régimen térmico calculado de la planta es de 9064 [KJ/KWh]

Eficiencia

La eficiencia de la planta calculada es de 39.72 %, la cuál esta referida al poder calorífico superior del combustible (gas natural), el cuál es 51243 [KJ/Kg].

Temperatura Ambiente	25°C
Potencia Bruta	238,002 [KW]
Potencia Bruta U4	67,003 [KW]
Potencia Bruta U5	69,008 [KW]
Potencia Bruta U6	101,990 [KW]
Factor de planta	80.51%
Eficiencia (PCS)	39.72%
Auxiliares	8,033 [KW] 3.37%
CTU (PCS)	9,064 [KJ/KWh]
Consumo de combustible	578,986 [KW]
Poder calorífico superior	51,243 [KJ/Kg]

Fuente: Creación propia

TABLA 4.7 Desempeño actual de la planta de ciclo combinado "Tula"

IV.2.2 Costos de generación de la planta.

El costo total de generación está compuesto por la suma de los costos de inversión, combustible, operación y mantenimiento. En nuestro caso como estamos analizando la situación actual de la planta no se tomará en cuenta el costo de inversión.

El flujo bruto de la planta; es el valor de la diferencia de la generación (ingresos) menos el valor de los costos de generación (costo de operación, mantenimiento y combustible).

Flujo bruto = ingresos - costo del combustible - costo de operación y mantenimiento

Los ingresos están definidos por la cantidad de generación y su precio de venta, este último definido como 80.47 dólares por MWh.[2]

La generación bruta esperada tomando en cuenta el factor de planta reportado por la planta y la ecuación 3.2 es de 1678.55 GWh.

El costo del combustible se obtiene de la siguiente formula:

$$\$_{combustible} = \left(CTU\left[\frac{KJ}{KWh}\right]\right) \cdot \left(Generación\ bruta\left[KWh\right]\right) \cdot \left(\Pr ecio\ gas\ natural\left[\frac{doll}{KJ}\right]\right) \qquad (4.5)$$

Por lo tanto:

$$\$_{combustible_{Tula}} = \frac{\left(9064\left[\frac{KJ}{KWh}\right]\right) \cdot \left(1{,}678{,}550{,}993\left[KWh\right]\right) \cdot \left(6.59\mathrm{E}-06\left[\frac{doll}{KJ}\right]\right)}{1000000} = 100.26\ \text{mdd}^{3}$$

$\$_{combustible}$= 100.26 mdd

[2]Proyecto RM CCC Tula junio 2007 (CFE)

[3]Millones de dólares

El costo de operación y mantenimiento del MWh generado considera dos componentes, uno fijo y otro variable. Los fijos están presentes independientemente de la operación de la planta y por lo tanto no se hallan directamente relacionados con la energía generada. Este renglón incluye los siguientes conceptos de costos[4]:

- Salarios
- Prestaciones
- Seguro social
- Servicios terceros
- Gastos generales
- Materiales (excepto del área de operación)

Los costos variables son los que guardan una relación directa con la generación de energía eléctrica. En este renglón sólo se consideran los de materiales del área de operación.

Para nuestro caso base los costos variable y fijo son[5]:

Costo variable= 3.25 [$/MWh]

Costo fijo= 363712.5 [$/MW]

Utilizando estos parámetros se calcula el costo de operación y mantenimiento de la siguiente forma:

$$COM = \left[\left(\cos to\ \text{var}\, iable\left[\frac{\$}{MWh}\right]\right)\cdot\left(Generación\ bruta\left[MWh\right]\right)\right] + \left[\left(\cos to\ \ fijo\left[\frac{\$}{MW}\right]\right)\cdot\left(Capacidad\left[MW\right]\right)\right] \quad (4.6)$$

COM= $92, 019,593.15

COM= 7.36 mdd

[4]COPAR 2008

[5]Proyecto RM CCC Tula junio 2007 (CFE)

El ingreso de la planta tomando como referencia el precio de venta de generación es:

$$Ingreso = \left(Generación\ neta\left[MWh\right]\right)\cdot\left(\Pr ecio\ de\ venta\ de\ generación\left[\frac{doll}{MWh}\right]\right) = 130.51\,mdd$$

Teniendo el costo de operación, mantenimiento, combustible y el ingreso por precio de venta de generación, se calcula el flujo bruto de la planta:

$$Flujo\ bruto_{Planta\ Tula} = 130.51\,mdd - 100.26\,mdd - 7.36\,mdd = 22.89\,mdd$$

Parámetros Técnicos		Costos de operación	
Temperatura Ambiente	25°C	Ingreso	130.51 [mdd]
Potencia Bruta	238,002 [KW]	Costo combustible	100.26 [mdd]
Potencia Bruta U4	67,003 [KW]	Costo Oper y Mant	7.36 [mdd]
Potencia Bruta U5	69,008 [KW]	Flujo bruto	22.89 [mdd]
Auxiliares	8033 [KW] (3.37%)		
CTU (PCS)	9064 [KJ/KWh]		
Consumo de combustible	578,986 [KW]		
Poder calorífico superior	51243 [KJ/Kg]		

Fuente: Creación propia

TABLA 4.8 Resumen de resultados Planta ciclo combinado Tula

Conclusiones

Analizando la situación actual de la planta, se observa que su eficiencia es muy baja comparada con plantas de su tipo. Esto debido a la antigüedad de la misma y a las condiciones de sitio que la afectan de sobremanera. Ahora bien, la potencia calculada de la central (paquete sur) coincide con lo reportado en el prontuario que es de 238 MW brutos, no así las unidades generadoras por separado, ya que las turbinas de gas unidad 4 y 5 generan 67.003 [MW] y 69.008 [MW] brutos respectivamente y la turbina de vapor genera 101.990

[MW] brutos, que comparados con lo que reporta el prontuario no coinciden, debido a que los datos del prontuario son cuando recién entro en operación la planta.

Parecería incongruente que la potencia bruta de la planta (paquete sur) si coincida con el prontuario, pero las unidades generadoras por separado no, esto tiene una explicación; debido a que por el paso del tiempo los equipos van disminuyendo su rendimiento se tuvo que aumentar el consumo de combustible para lograr los 238 [MW]. El consumo de combustible reportado por el prontuario es de 520,231.7 [KW] y el calculado fue de 522,985.5 [KW], lo que explica lo anteriormente expuesto. En la siguiente tabla se muestra esta comparación.

PRONTUARIO			**Parámetros calculados**		
Unidad	**flujo combustible**		**Unidad**	**flujo combustible**	
Turbina 1 (U4)	4.7	[kg/s]	Turbina 1 (U4)	5.048	[kg/s]
Turbina 1 (U5)	4.71	[kg/s]	Turbina 1 (U5)	5.091	[kg/s]
Postcombustión	1.2621	[kg/s]	Postcombustión	1.16	[kg/s]
Flujo total	10.6721	[kg/s]	Flujo total	11.299	[kg/s]
Flujo total	520,231.7	[KW]	Flujo total	522,985.5	[KW]
PCI	48,746.9	[KJ/kg]	PCI	46,286	[KJ/kg]
$\rho_{gas\ natural}$	0.7788	[kg/m^3]	$\rho_{gas\ natural}$	0.7252	[kg/m^3]

Fuente: Creación propia

TABLA 4.9 Comparación de flujo de combustible reportados en el prontuario de CFE y calculados con thermoflex

Cabe destacar que para el calculo del flujo bruto, los datos del precio del combustible, factor de planta, costo variable, costo fijo y el precio de venta de generación fueron tomados del “Proyecto RM CCC Tula junio 2007”, realizado por la CFE donde se hizo una modernización a la planta.

De lo anterior; y ya habiendo analizado la situación actual de la planta en estudio, se puede pasar al siguiente capítulo en dónde se realiza la propuesta de optimización; la cual consta del cambio de los recuperadores de calor; por unos de tres niveles de presión; dando una justificación tanto técnica como económicamente del proyecto.

CAPÍTULO V

PROPUESTA DE MEJORA: SUSTITUCIÓN DE HRSG

Introducción

En este apartado se describe a detalle la mejora que se propone a la planta, la cual trata sobre la sustitución de las calderas de recuperación de calor, por unas tipo horizontal con tres niveles de presión (tres domos). También se hace un modelado y evaluación técnica de la mejora, obteniendo los principales parámetros de desempeño, de igual manera, se realiza un análisis económico-financiero para verificar si el proyecto de mejora es viable, tanto técnica como económicamente.

La caldera de recuperación de calor o HRSG[1] por sus siglas en ingles en un ciclo combinado es el elemento que aprovecha la energía residual de los gases de escape de la turbina de gas para generar vapor a una o varias presiones. Posteriormente ese vapor puede utilizarse para generar energía eléctrica por medio de una turbina de vapor o ser utilizado directamente (en todo o en parte) en procesos industriales o bien emplearse en la producción de calor en sistemas de calefacción centralizados. Estas calderas pueden clasificarse con y sin postcombustión, es decir, las de postcombustión trabajan con quemadores que utilizan combustible adicional para generar más vapor y, a su vez, también se clasifican debido a su geometría, en calderas horizontales o verticales.

V.1 Descripción de la mejora

Como se menciono anteriormente la mejora u optimización que se propone a la planta de Tula, consiste en la sustitución de sus calderas de recuperación de calor por unas de tres niveles de presión.

[1]Heat Recovery Steam Generator

A continuación se describirá de manera general los parámetros característicos de un ciclo combinado de tres niveles de presión:

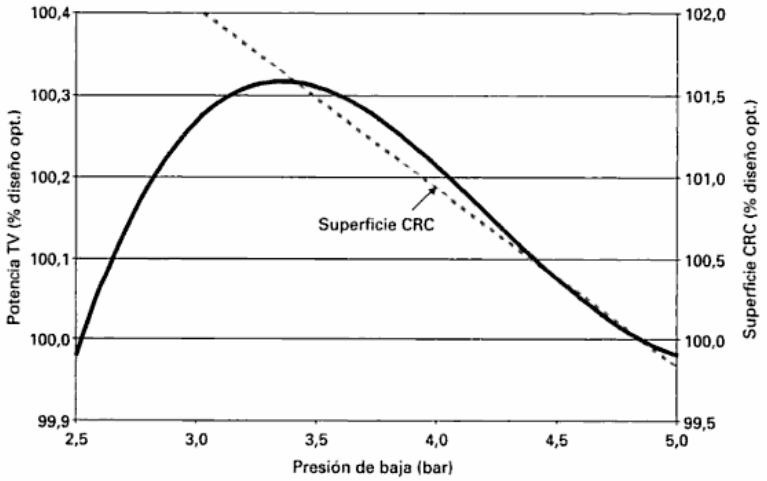
Presión de vapor

Al agregar tres niveles de presión se logra una ganancia en la eficiencia del ciclo, al recuperar más energía de los gases de escape de la turbina de gas, ya que el incremento de energía disponible en el nivel de presión intermedia, compensa la disminución en alta y baja presión. En turbinas de gas con elevada temperatura de escape, la mayor parte del trabajo obtenido en la turbina de vapor es atribuible al vapor generado en el nivel de alta presión.

Con tres niveles de presión, y para determinados valores en alta y presión intermedia, la influencia de la presión del vapor de baja presión en la potencia de la turbina de vapor se muestra en la figura 5.1. Se observa que a presiones por debajo de aproximadamente 3.4 bar[2] disminuye la potencia, al ser mayor el efecto negativo de disminución de energía (salto entálpico) en el vapor y al aumento de las pérdidas internas, que el aspecto positivo debido al incremento en el flujo de vapor. Con presiones crecientes y para vapor saturado aumenta la temperatura de saturación, disminuye la producción de vapor, y con ello la eficiencia de la caldera. No obstante, debido a la pequeña influencia que tiene la presión de este vapor en la potencia de la turbina de vapor, el punto de equilibrio entre potencia y costo (reflejado por la superficie de la caldera de recuperación de calor) se alcanza en el entorno de los 5 bar[2].

Fijando la presión de baja en aproximadamente 5 bar se obtiene una buena solución entre potencia obtenida en la turbina de vapor, la presión de alta y la presión intermedia, concluyendo que a medida que se eleva la presión de alta, la presión intermedia que proporciona mejor potencia en la turbina sería de entre 25 y 30 bar[2].

[2]Centrales térmicas de ciclo combinado: teoría y proyecto, Santiago Sabugal García, Florentino Gómez Moñux



Fuente: Centrales térmicas de ciclo combinado: teoría y proyecto, Santiago Sabugal García, Florentino Gómez Moñux

Figura 5.1 Influencia del vapor de baja presión en la potencia de la turbina y en la superficie de la caldera de recuperación de calor.

Temperatura del vapor

Con lo que respecta a la temperatura del vapor, esta tiene un papel predominante en la etapa de alta presión, mejorando la potencia de la turbina a medida que se incrementa la temperatura del vapor de presión intermedia y con poca repercusión en la de baja presión. Cabe resaltar el papel de la etapa de presión intermedia, ya que su sobrecalentamiento a valores próximos al de alta presión contribuye a reducir el grado de humedad en las últimas etapas de la turbina, reduciendo así el riesgo de erosión, además de que mejora ligeramente la potencia de la turbina. No obstante esta ventaja, la mezcla de vapor de presión intermedia con el vapor de alta presión que se está expandiendo en la turbina, puede originar en la zona de mezcla fatiga térmica debido a la diferencia de temperatura de ambos vapores.

Un efecto parecido sobre la humedad final se obtendría si se sobrecalentara el vapor de baja presión, pero la poca ganancia en la eficiencia del ciclo no compensa la mayor complicación y costo del ciclo.

Punto de pliegue (pinch point)

Se define como la diferencia entre la temperatura del vapor a la salida del evaporador y la temperatura de los gases de escape en esa zona. Cuanto menor es el pinch point, mayor es la cantidad de vapor generado, así como también la superficie total de intercambio de calor requerida tanto en el evaporador como en el sobrecalentador, y mayor es, por lo tanto el costo de la caldera.

Punto de acercamiento (Approach point)

Es la diferencia entre la temperatura de saturación en el domo y la del agua a la salida del economizador. Esta diferencia es necesaria para evitar la evaporación en los tubos del economizador en los arranques, subidas de carga y operación a cargas parciales. Un valor pequeño de este parámetro conlleva un mayor aprovechamiento del calor, pero también una mayor superficie de intercambio de calor en el economizador y, tal vez, la necesidad de utilizar materiales aleados en su última etapa, para resistir eventuales sobrecalentamientos del material en caso de producirse vaporizaciones.

La suma de estos dos parámetros determina la producción de vapor una vez fijadas la presión y temperatura del vapor. No obstante, la superficie de la caldera necesaria no es la misma para una misma suma de ambos parámetros, y el óptimo de cada parámetro debe escogerse teniendo en cuenta las condiciones de operación; sin embargo, para los ciclos combinados gas-vapor que trabajan a carga base, las probabilidades de evaporación en el economizador son pequeñas[3] y el approach puede reducirse, lo que implicaría una mayor superficie del economizador.

Se ha visto que para alcanzar un equilibrio entre la mejora de la potencia y el aumento de superficie en la caldera de recuperación de calor, los valores óptimos de pinch point y approach son de aproximadamente 5 −10 °C [3].

[3]Centrales térmicas de ciclo combinado: teoría y proyecto, Santiago Sabugal García, Florentino Gómez Moñux

Ciclo combinado con tres niveles de presión con recalentamiento

En el análisis de los ciclos combinados gas-vapor con uno, dos y tres niveles de presión, se ha comprobado que el contenido en humedad del vapor en la última rueda de la turbina, limitaba la posibilidad de incrementar la presión del vapor, y por tanto de aumentar la potencia obtenida en la turbina de vapor. Asimismo, en el ciclo con tres niveles de presión, se observa un cierto recalentamiento al mezclarse los flujos de vapor de alta presión y presión intermedia, si bien el efecto de recalentamiento es suave debido al poco flujo de vapor de presión intermedia.

El concepto de recalentamiento introduce un cambio significativo en la turbina de vapor con dos cuerpos diferenciados los cuales pueden tener varias configuraciones como:

- Alta presión y presión intermedia en un cuerpo y otro cuerpo de baja presión
- Un cuerpo de alta presión y otro cuerpo para la baja e intermedia presión

El vapor en este ciclo, y para la segunda configuración antes señalada, después de expandirse en el cuerpo de alta presión hasta la presión intermedia vuelve a la caldera y se mezcla con el vapor procedente del sobrecalentador de presión intermedia, para recalentarse conjuntamente a una temperatura próxima a la del vapor de alta presión y expandirse en el cuerpo de presión intermedia-baja presión.

En un ciclo combinado de gas-vapor con tres niveles de presión y recalentamiento no hay mezcla de vapores en la turbina de vapor, evitando así zonas de fatiga térmica por diferencias de temperaturas. También se observa que al incrementar la presión del vapor de alta, se reduce un poco su masa y aumenta ligeramente la del vapor de presión intermedia. Por lo tanto la eficiencia del ciclo mejora, debido al recalentamiento y la humedad en la última rueda de la turbina se reduce debido a que la zona de trabajo del vapor recalentado hasta el nivel de presión en el condensador, proporciona una humedad final más baja.

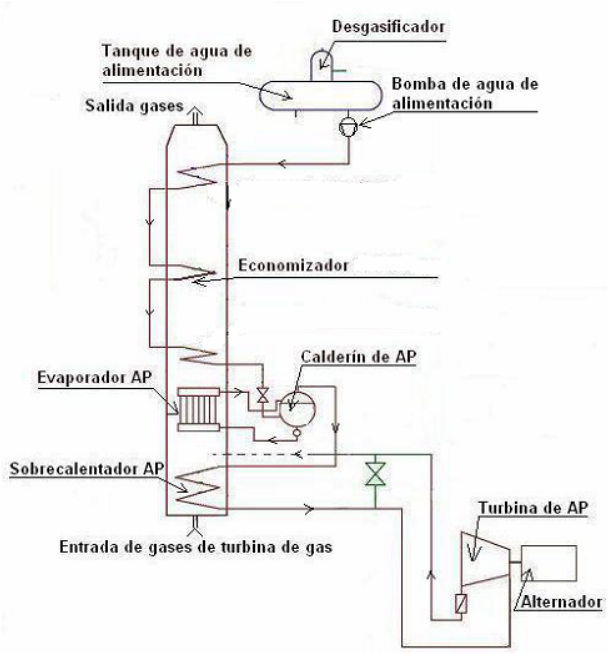
Asimismo se observa un incremento de las pérdidas en chimenea, ya que, al absorber calor para el recalentamiento, hay una menor producción de vapor en el evaporador de alta presión no compensada por el incremento del flujo de vapor en presión intermedia y baja presión. El resultado final es un menor caudal en el condensador y en el conjunto del agua de alimentación que compensa la mayor pérdida de calor sensible en la chimenea.

En lo que respecta específicamente a nuestro proyecto de mejora, los tres niveles de presión "AP" (alta presión), "MP" (media presión), "BP" (baja presión) se inyectan a la turbinas de vapor de AP, MP, BP, que en realidad es una sola turbina dividida por varios cuerpos donde se inyectan las diferentes presiones; cabe destacar que en la presión de media se hace un recalentamiento para obtener un mayor rendimiento. A continuación se hará una breve explicación de cómo ocurre este proceso en la propuesta de mejora que se plantea:

Circuito de agua-vapor de alta presión (AP)

La bomba de agua de alimentación de alta presión alimenta a la caldera a unos 151.1 bar aprox., el agua ya estando en el economizador se calienta a unos 164.5 °C, el agua circula desde el economizador hasta el domo[4] de alta presión el cual alimenta al evaporador de alta presión, donde se produce vapor saturado, este vapor vuelve al domo de AP el cual suministra este vapor al sobrecalentador de AP donde aumenta su temperatura hasta 568.3 °C con lo cual alcanza las condiciones óptimas para entrar en la turbina de vapor en la sección de AP. El vapor de alta presión ha cedido parte de su energía a la turbina de vapor de AP y sale de ella como vapor de MP, que es reconducido al sobrecalentador de media presión o presión intermedia.

[4]depósito cilíndrico horizontal que contiene agua en fase líquida y vapor y sirve para separar el agua del vapor. El domo contiene separadores mecánicos (ciclones y scrubbers) que eliminan el agua del vapor y sólo permiten la salida del vapor (las gotas de agua serían perjudiciales para el sobrecalentador y la turbina).



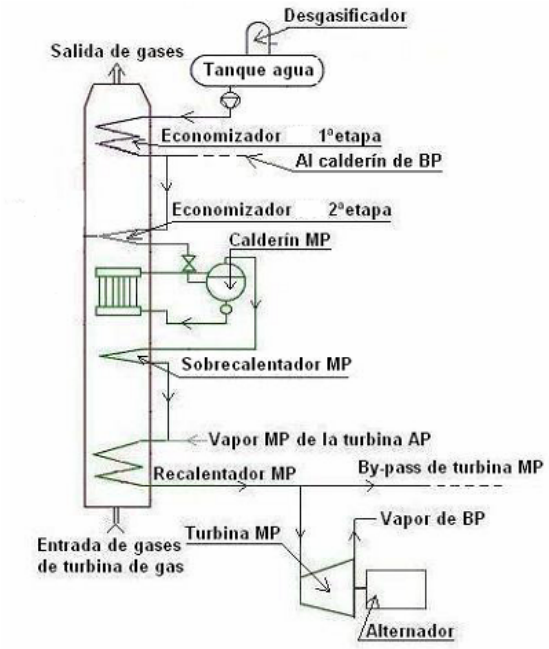
Fuente: creación propia

Figura 5.2 Ciclo agua-vapor de Alta presión.

Circuito agua-vapor de media presión (MP) con recalentamiento

La bomba de agua de alimentación de media presión alimenta a la caldera a unos 25.39 bar aprox., el agua ya estando en el economizador se calienta a unos 224.8 °C, el agua circula desde el economizador hasta el domo de media presión el cual alimenta al evaporador de MP, en este haz tubular se produce el cambio de líquido a vapor húmedo y de aquí vuelve al domo de MP. El vapor húmedo sale del domo como vapor saturado y pasa entonces al sobrecalentador de MP, donde el vapor de MP sufre un aumento de temperatura (352.5°C). A la salida del sobrecalentador, el vapor de MP es mezclado con el vapor de MP del escape de la turbina de vapor de AP, una vez mezclados ambas corrientes de vapor entran en el recalentador donde el vapor sufre un calentamiento adicional y alcanza la temperatura de la presión de alta (568.3°C), teniendo estas características, el vapor de MP entra a la turbina de vapor en la sección de media presión.

El vapor de MP ha cedido parte de su energía a la turbina de vapor de alta y sale de ella como vapor de BP, que va directamente a la turbina de BP. Antes de entrar el vapor de MP en la turbina de MP, existe una línea denominada by-pass de turbina de vapor de MP. Esta línea de by-pass es utilizada principalmente en los arranques y sirve para que el vapor de MP no pase por la turbina de vapor de MP hasta que no tenga las condiciones adecuadas para entrar en la turbina de MP. El by-pass conduce al vapor de MP a la salida de la turbina de vapor de BP, justo antes del condensador.



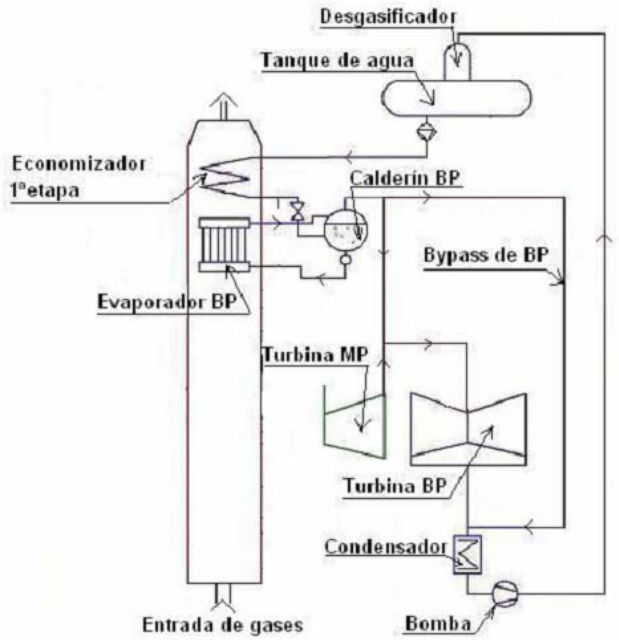
Fuente: creación propia

Figura 5.3 Ciclo agua-vapor de Media presión con recalentamiento.

Circuito agua-vapor baja presión (BP)

La bomba de agua de alimentación de baja presión alimenta a la caldera a unos 6.09 bar aprox., el agua ya estando en el economizador se calienta a unos 159.5 °C, el agua circula desde el economizador hasta el domo de baja presión el cual alimenta al evaporador de BP, en este haz tubular se produce el cambio de fase, de líquido a vapor húmedo. El vapor húmedo sale del domo como vapor saturado y pasa entonces al sobrecalentador de BP, donde el vapor de BP sufre un aumento de temperatura (224.8°C). A la salida del

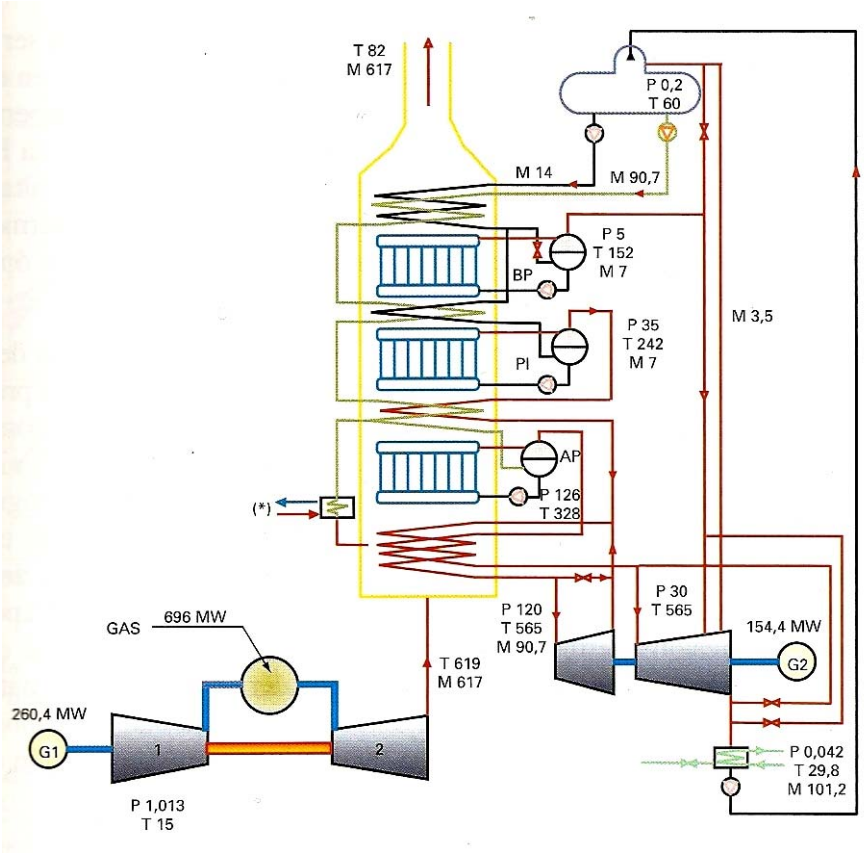
sobrecalentador, el vapor de BP entra a la turbina de vapor en la sección de baja presión. La turbina de vapor de BP tiene dos extracciones de vapor, dirigidas cada una de ellas a su respectivo deareador. Al igual que en MP, existe una línea de by-pass de turbina de vapor de BP, esta línea funciona cuando el vapor de BP aún no ha alcanzado las condiciones óptimas para entrar en la turbina de BP y conecta el colector de vapor de BP con la salida de la turbina de vapor de BP.



Fuente: creación propia

Figura 5.4 Ciclo agua-vapor de baja presión.

El vapor de escape de la turbina de BP es un vapor de muy baja presión y energía que es conducido al condensador. El vapor cede su energía al agua proveniente de la torre de enfriamiento, por tal motivo este se condensa. Esta condensación también se producirá en los vapores que circulan por los by-pass de turbina de MP y BP, si los hubiere. Esta agua condensada es impulsada por la bomba de condensados al deareador, donde se elimina el oxigeno y los gases incondensables que pudiera tener esa agua condensada, donde posteriormente cae de nuevo en el tanque de agua de alimentación. Esta agua ya esta dispuesta otra vez para ser circulada a los economizadores de la caldera e iniciar de nuevo el ciclo agua-vapor.



Fuente: Centrales térmicas de ciclo combinado: teoría y proyecto, Santiago Sabugal García, Florentino Gómez Moñux

Figura 5.5 Ciclo combinado gas-vapor con tres niveles de presión y recalentamiento

IV.2 Modelado y Evaluación de la mejora

Como se menciono anteriormente, la propuesta de mejora consiste en la sustitución de las calderas de recuperación de calor por unas de tres niveles de presión (tres domos). Al hacer este cambio se modelo nuevamente la planta (paquete sur) con ayuda del software Thermoflex obteniendo nuevos parámetros de desempeño que se analizarán posteriormente.

Cabe hacer mención que la mejora es solamente en el circuito de agua-vapor (ciclo Rankine), por lo que en las turbinas de gas, es decir al circuito aire-gases (ciclo Brayton) se deja como esta actualmente.

Equipos y flujos

A continuación se presentan los flujos obtenidos del análisis de la propuesta de mejora a la planta, se muestran por equipo, por entrada y salida.

Equipo	P	T	M	h
	[bar]	[C]	[kg/s]	[kJ/kg]
HRSG 1				
Economizador				
Entrada	7.959	105.86	46.992	444.36
Salida	7.803	164.47	46.992	695.25
Gases entrada	0.7899	169.47	286.693	153.27
Gases salida	0.7874	130.69	286.693	111.84
Evaporador de baja				
Entrada	6.097	159.47	8.204	695.25
Salida	6.097	159.47	8.043	2756.14
Gases entrada	0.7949	223.66	286.693	211.66
Gases salida	0.7899	169.47	286.693	153.27
Evaporador de media				
Entrada	25.39	164.94	16.638	698.34
Salida	25.39	224.78	16.312	2800.89
Gases entrada	0.8024	337.92	286.693	337.03
Gases salida	0.7974	227.56	286.693	215.89
Evaporador de alta				
Entrada	156.06	168.5	22.15	721.33
Salida	156.06	345.32	21.716	2597.15
Gases entrada	0.8098	483.14	286.693	501.33
Gases salida	0.8049	355.32	286.693	356.41
Sobrecalentador baja				
Entrada	6.097	159.47	8.043	2756.14
Salida	5.978	224.78	8.043	2903.78
Gases entrada	0.7974	227.56	286.693	215.89
Gases salida	0.7949	223.66	286.693	211.66
Sobrecalentador media				
Entrada	25.39	224.78	16.312	2800.89
Salida	24.9	352.54	16.312	3134.77
Gases entrada	0.8049	355.32	286.693	356.41
Gases salida	0.8024	337.92	286.693	337.03
Sobrecalentador alta				
Entrada	156.06	345.32	21.716	2597.15
Salida	153	568.33	21.716	3493.57
Gases entrada	0.8123	611.27	286.693	651.04
Gases salida	0.8098	483.14	286.693	501.33

TABLA 5.1 Flujos por Equipos

Equipo	P	T	M	h
	[bar]	[C]	[kg/s]	[kJ/kg]
Recalentamiento				
Entrada	24.9	294.1	37.38	2995.4
Salida	24.41	568.3	37.38	3614
Gases entrada	0.8123	611.27	286.693	651.04
Gases salida	0.8098	483.14	286.693	501.33
Condensador				
Entrada	0.055	34.6	82.143	2343.73
Salida	0.055	34.6	82.143	144.9
HRSG 2				
Economizador				
Entrada	7.959	105.76	47.109	443.96
Salida	7.803	157.25	47.109	663.88
Gases entrada	0.7899	162.25	286.736	145.57
Gases salida	0.7874	128.16	286.736	109.17
Evaporador de baja				
Entrada	6.097	157.27	9.023	663.88
Salida	6.097	159.47	8.933	2756.14
Gases entrada	0.7949	223.23	286.736	211.25
Gases salida	0.7899	162.25	286.736	145.57
Evaporador de media				
Entrada	25.39	157.71	17.461	666.95
Salida	25.39	224.78	17.288	2800.89
Gases entrada	0.8024	345.68	286.736	345.76
Gases salida	0.7974	227.56	286.736	215.94
Evaporador de alta				
Entrada	156.06	161.16	20.626	689.75
Salida	156.06	345.32	20.422	2597.15
Gases entrada	0.8098	486.41	286.736	505.24
Gases salida	0.8049	365.32	286.736	367.69
Sobrecalentador baja				
Entrada	6.097	159.47	8.933	2756.14
Salida	5.978	224.78	8.933	2903.78
Gases entrada	0.7974	227.56	286.736	215.94
Gases salida	0.7949	223.23	286.736	211.25
Sobrecalentador media				
Entrada	25.39	224.78	17.288	2800.89
Salida	24.9	362.54	17.288	3157.45
Gases entrada	0.8049	365.32	286.736	367.69
Gases salida	0.8024	345.68	286.736	345.76

TABLA 5.1 Continuación

Equipo	P	T	m	h
	[bar]	[C]	[kg/s]	[kJ/kg]
Sobrecalentador alta				
Entrada	156.06	345.32	20.422	2597.15
Salida	153	568.33	20.422	3493.57
Gases entrada	0.8123	611.17	286.736	651.11
Gases salida	0.8098	486.41	286.736	505.24
Recalentamiento				
Entrada	24.9	299.6	38.36	3009
Salida	24.41	568.3	38.36	3614
Gases entrada	0.8123	611.17	286.736	651.11
Gases salida	0.8098	486.41	286.736	505.24
Turbina Vapor alta				
Entrada	150	540.34	42.137	3421.57
Salida	24.9	279.76	42.137	2959.51
Turbina Vapor media con recalentamiento				
Entrada	24.41	536.06	75.737	3542.26
Salida	5.86	332.24	75.737	3128.51
Turbina Vapor baja				
Entrada	5.86	305.48	92.714	3074.18
Salida	0.055	34.6	82.143	2343.73
Turbina Gas 1				
Entrada	0.7843	17.55	281.065	
Salida	0.8155	535.17	286.113	559.47
Combustible	28	25	5.048	46285.57
Turbina Gas 2				
Entrada	0.7843	17.55	281.065	
Salida	0.8155	535.1	286.156	559.56
Combustible	28	25	5.091	46285.57
Enfriador de aire 1				
Entrada Aire	0.7849	25	280.212	
Entrada Agua	1.014	10	0.853	42.11
Salida Aire	0.7843	17.55	281.065	
Enfriador de aire 2				
Entrada Aire	0.7849	25	280.212	
Entrada Agua	1.014	10	0.853	42.11
Salida Aire	0.7843	17.55	281.065	

TABLA 5.1 Continuación

Equipo	P	T	M	H
	[bar]	[C]	[kg/s]	[kJ/kg]
Torre de enfriamiento				
Entrada	0.7849	31.75	4314.303	133.15
Salida	0.7849	21.75	4314.303	91.29
Deareador 1				
Entrada	2.438	34.64	41.071	145.28
Salida	2.438	105.76	46.357	443.54
Deareador 2				
Entrada	2.438	34.64	41.071	145.28
Salida	2.438	105.76	46.357	443.54
Quemador 1				
Gases entrada	0.813	535.17	286.113	559.47
Gases salida	0.8123	611.27	286.693	651.04
Combustible	20.68	25	0.58	46285.57
Quemador 2				
Gases entrada	0.813	535.1	286.156	559.56
Gases salida	0.8123	611.17	286.736	651.11
Combustible	20.68	25	0.58	46285.57

TABLA 5.1 Continuación

En la tabla 5.1 se presenta un resumen de los flujos obtenidos en la planta con proyecto; donde se puede observar las condiciones de entrada y salida de dicho fluido de trabajo. Se observa que las condiciones del flujo se comportan de manera semejante en las dos calderas de recuperación; el agua de alimentación entra al economizador a una temperatura aproximada de 105° C y sale a unos 157° C; de ahí entra al evaporador de baja donde ocurre el cambio de fase en el fluido; posteriormente ya como vapor saturado entra al sobrecalentador de baja donde alcanza los 225° C y una presión de 6 bar; con esas condiciones entra a la turbina de vapor en la sección de baja presión.

Con lo que respecta a la sección de media presión el fluido sale de esta sección como vapor saturado (evaporador de media) a unos 224° C y una presión de 25 bar aproximadamente; subsiguientemente esta corriente se mezcla con una extracción de la turbina de alta (24.9 bar y 252° C) dando un valor 24.9 bar y unos 294° C; de ahí se hace pasar a un sobrecalentador donde alcanza la temperatura a la cual esta el fluido de alta presión (24.41 bar y 568° C); entrando así a la sección de media presión en la turbina de vapor.

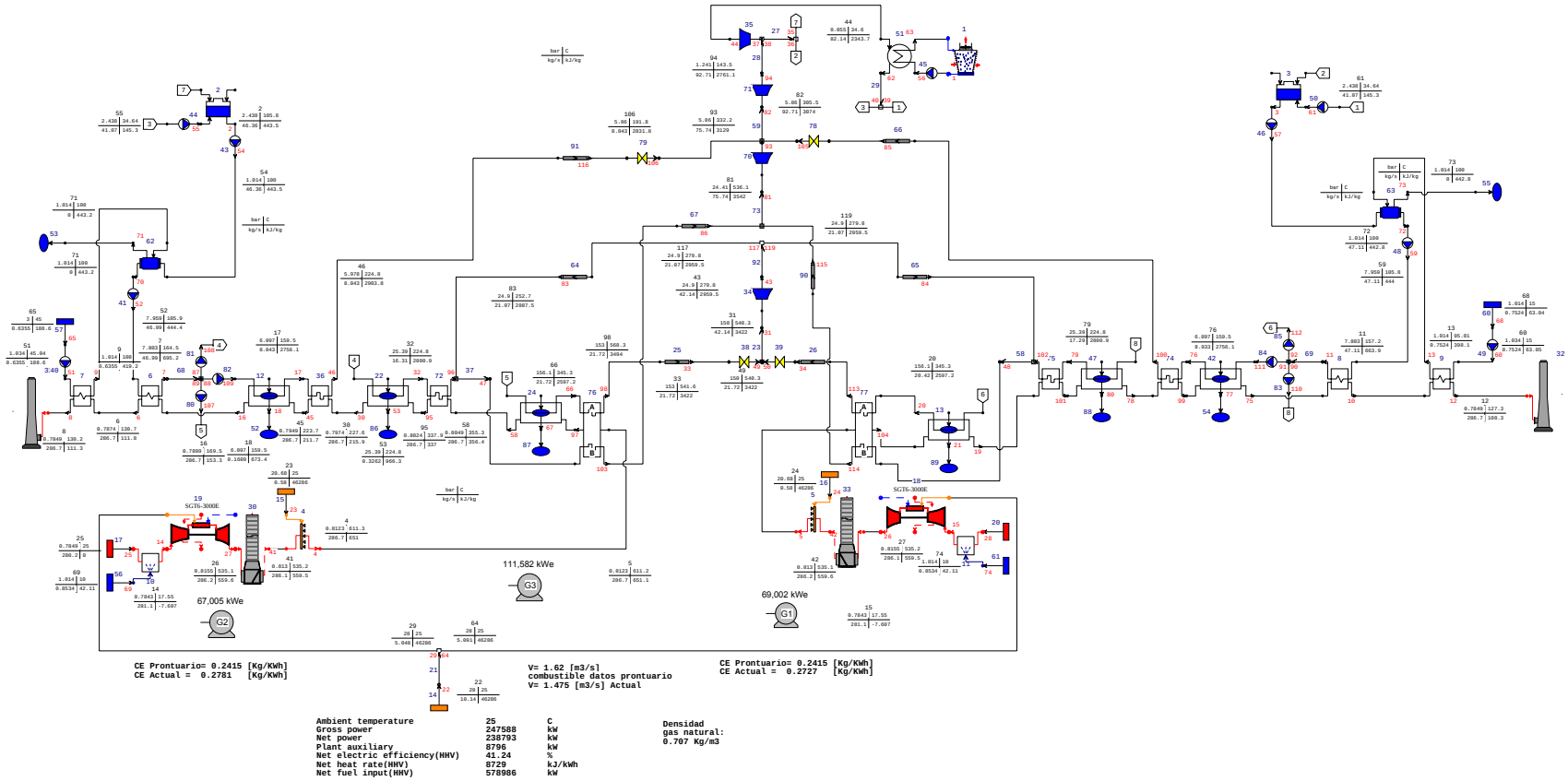
En la sección de alta presión el fluido entra al evaporador a unos 161° C y sale de este a unos 345° C y 155 bar; subsecuentemente entra al sobrecalentador de alta presión donde llega a una temperatura de 568° C aproximadamente; entrando a la turbina de vapor en la sección de alta presión.

Referente al flujo másico; el vapor producido en la sección de baja es de 9 [Kg/s] aproximadamente; en la de media presión se producen 17 [Kg/s] y en la de alta presión se generan 20.4 [Kg/s]. Se produce menos vapor que en la planta sin proyecto pero este vapor tiene mayor energía; es decir; su entalpía es más alta; lo que repercute en un incremento del trabajo realizado en la turbina de vapor y por consiguiente un aumento en la generación de energía eléctrica.

La siguiente figura muestra la simulación de la propuesta de mejora de la planta de ciclo combinado Tula con tres niveles de presión (paquete sur), en el cual se obtuvieron los parámetros, características de desempeño y eficiencia.

Para este propósito el poder calorífico del gas natural utilizado en esta simulación fue de:

Poder calorífico inferior: 46,286 [KJ/kg]
Poder calorífico superior: 51,253 [KJ/kg]



Fuente: Creación propia

Figura 5.6 Simulación de la propuesta de mejora de la planta de ciclo combinado Tula con tres niveles de presión y recalentamiento (realizada en Thermoflex)

Parámetros de desempeño de la propuesta de mejora de la planta.

El factor de planta de la propuesta se mejoró, como era de esperarse; por lo que para nuestra propuesta el nuevo valor de factor de planta es:

$$FP_{\text{con proyecto}} = 83.75\%$$

De la misma forma ocurre con el régimen térmico el cual para nuestra propuesta es de:

$$RT = 8729\left[\frac{\text{KJ}}{\text{KWh}}\right]$$

La eficiencia de la propuesta referida al poder calorífico superior del combustible dio como resultado:

$$\eta_{\text{con proyecto}} = 41.24\%$$

Temperatura Ambiente	25°C
Potencia Bruta	247588 [KW]
Potencia Bruta U4	67,003 [KW]
Potencia Bruta U5	69,008 [KW]
Potencia Bruta U6	111,582 [KW]
Factor de planta	83.75 %
Eficiencia (PCS)	41.24 %
Auxiliares	8796 [KW] 3.55%
CTU (PCS)	8729 [KJ/KWh]
Consumo de combustible	578986 [KW]
Poder calorífico superior	51243 [KJ/Kg]

TABLA 5.2 Desempeño de la propuesta de la planta de ciclo combinado “Tula” de tres niveles de presión.

Costos de generación del proyecto

De manera similar como se hizo para la situación actual de la planta se hará para el proyecto, de tal modo se calculo el flujo bruto del proyecto.

Flujo bruto$_{proyecto}$ = ingresos - costo del combustible - costo de operación y mantenimiento

Los ingresos están definidos por la cantidad de generación y su precio de venta, este último definido como 80.47 dólares por MWh.

La generación bruta tomando en cuenta el factor de planta calculado en el proyecto de la planta es de 1746.15 GWh.

El costo de combustible para el proyecto es:

$$\$_{combustible_{proyectoTula}} = \frac{\left(8729\left[\frac{KJ}{KWh}\right]\right)\cdot(1746157945[KWh])\cdot\left(6.59\text{E}-06\left[\frac{doll}{KJ}\right]\right)}{1000000} = 100.44 \text{ mdd}$$

El costo de operación y mantenimiento se calcula de la misma manera que se hizo con la planta sin proyecto, tomando en cuenta los mismos parámetros de costo fijo y costo variable tomados del COPAR 2008.

$$COM = \left[\left(\text{costo variable}\left[\frac{\$}{MWh}\right]\right)\cdot(\text{Generación bruta}\,[MWh])\right] + \left[\left(\text{costo fijo}\left[\frac{\$}{MW}\right]\right)\cdot(\text{Capacidad}\,[MW])\right] \quad (5.1)$$

$COM_{proyecto}$= \$95, 725,863.77

$COM_{proyecto}$= 7.65 mdd

El ingreso de la planta con proyecto tomando como referencia el precio de venta de generación es:

$$Ingreso = \left(Generación\ neta\left[MWh\right]\right) \cdot \left(\Pr ecio\ de\ venta\ de\ generación\left[\frac{doll}{MWh}\right]\right) = 140.98\ mdd$$

Teniendo el costo de operación, mantenimiento, combustible y el ingreso por precio de venta de generación se calcula el flujo bruto de la planta con proyecto:

$$Flujo\ bruto_{Planta\ Tula} = 140.98\ mdd - 100.44\ mdd - 7.65\ mdd = 32.89\ mdd$$

Parámetros Técnicos		Costos de operación	
Temperatura Ambiente	25°C	Ingreso	140.98 [mdd]
Potencia Bruta	247588 [KW]	Costo combustible	100.44 [mdd]
Potencia Bruta U4	67,003 [KW]	Costo Oper y Mant	7.65 [mdd]
Potencia Bruta U5	69,008 [KW]	Flujo bruto	32.89 [mdd]
Potencia Bruta U6	111,582 [KW]		
Factor de planta	83.75 %		
Eficiencia (PCS)	41.24 %		
Auxiliares	8796 [KW] 3.55%		
CTU (PCS)	8729 [KJ/KWh]		
Consumo de combustible	578,986 [KW]		
Poder calorífico superior	51243 [KJ/Kg]		

TABLA 5.3 Resumen de resultados Planta ciclo combinado Tula con proyecto

V.3 Análisis de resultados de la planta de ciclo combinado Tula: Sin proyecto y con proyecto

En este apartado se hará un análisis técnico-económico de la propuesta de mejora con el cual se justificara el cambio de las calderas de recuperación de calor en la planta. Cabe hacer mención que el análisis se realizó tomando en cuenta la vida útil de la planta la cual para este trabajo se sitúo en 25 años, con lo cual se hace un análisis a través del tiempo.

Análisis Técnico

En lo que se refiere al régimen térmico se mejora en un 3.69% ubicándolo en 8729 [KJ/KWh], la eficiencia del ciclo aumento 3.82% situándola en 41.24%, la potencia bruta se incremento en un 4.02% dando un valor de 247.588 [MW] y por último el factor de planta también se incremento en un 4.024 % dando un FP de 83.75%.

A continuación se presenta una tabla comparativa de los parámetros técnicos de la planta con y sin proyecto.

Parámetros Técnicos		
	Sin proyecto	**Con proyecto**
Temperatura Ambiente	25°C	25°C
Potencia Bruta	238,002 [KW]	247,588 [KW]
Factor de planta	80.51%	83.75%
η_{ciclo} (PCS)	39.72%	41.24%
Auxiliares	8033 [KW] (3.37%)	8796 [KW] (3.55%)
CTU (PCS)	9064 [KJ/KWh]	8729 [KJ/KWh]
Flujo de combustible	578,986 [KW]	578,986 [KW]
PCS	51243 [KJ/Kg]	51243 [KJ/Kg]
Ingreso	130.51 [mdd]	140.98 [mdd]
$ combustible	100.26 [mdd]	100.44 [mdd]
$ Oper y Mant	7.36 [mdd]	7.65 [mdd]
Flujo bruto	22.89 [mdd]	32.89 [mdd]

TABLA 5.4 Resumen de resultados Planta ciclo combinado Tula: sin proyecto y con proyecto

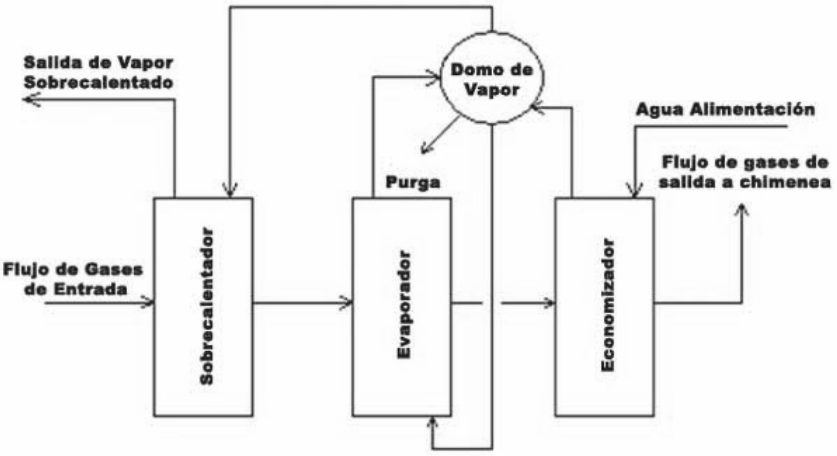


Figura 5.7 Esquema de flujo de un HRSG con un nivel de presión (Calderas de recuperación sin proyecto)

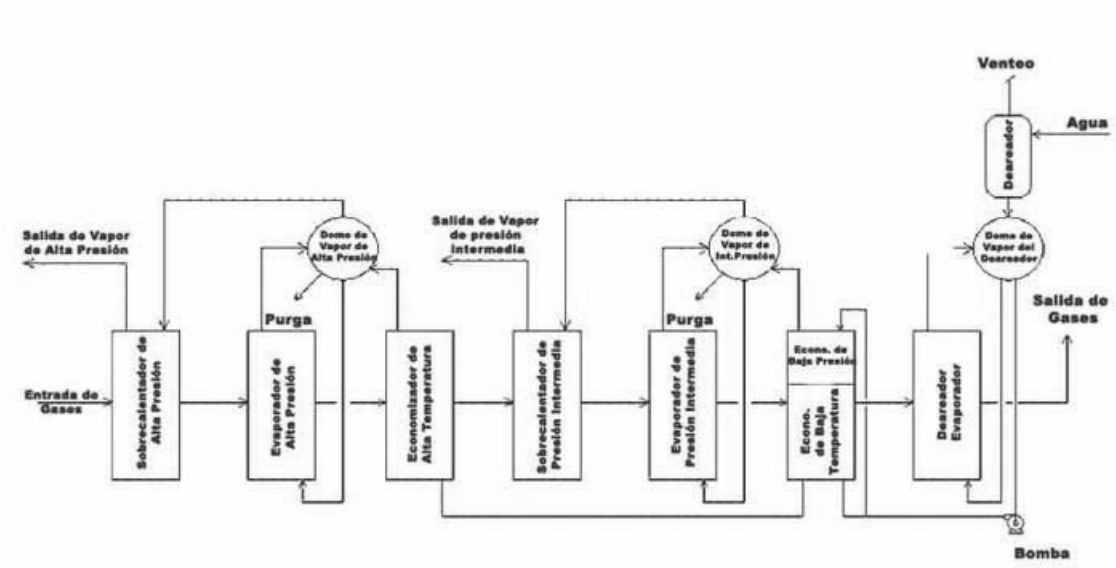


Figura 5.8 Esquema de flujo de un HRSG con tres niveles de presión con deareador integrado (Calderas de recuperación con proyecto)

En las figuras 5.7 y 5.8 se muestra de forma esquemática la principal diferencia que tienen las calderas de recuperación de un nivel de presión (situación actual de la planta) con respecto a las de tres niveles de presión (propuesta de optimización); la cual consiste en integrar dos evaporadores más con sus respectivos sobrecalentadores; es decir; por cada nivel de presión existe un evaporador y sobrecalentador, por lo tanto para tres niveles de

presión se tienen tres evaporadores con sus respectivos sobrecalentadores y para un nivel de presión se tiene un evaporador y un sobrecalentador.

La tabla 5.4 muestra claramente que el desempeño de la planta con proyecto es mucho mejor que el de la planta sin proyecto, pero este análisis es para un año de operación de la planta, ahora bien, para saber si es viable el proyecto, tanto técnica como económicamente, se procederá a hacer un análisis a través de la vida útil del proyecto que es de 25 años.

Para tal propósito se utilizará una proyección del comportamiento del régimen térmico, la cual se basa en:

$$RT_n = \left(RT_{n-1}\right) \cdot \left(1 + DAE\right)^{*} \tag{5.2}$$

donde:

RT_n = Régimen térmico año siguiente
RT_{n-1}= Régimen térmico año anterior
DAE= Decremento anual esperado en la eficiencia

Donde el DAE sin proyecto se fija como 0.0023[5] y con proyecto en 0.0015[5], dato estadístico al interior de la planta, y queda fijo para esta evaluación.

La pérdida de eficiencia para una unidad durante 20 años de tiempo de vida útil es de 4 - 8%, considerando[6] 8% y un programa de mantenimiento normal, se tendría pérdida de eficiencia de 0.8974, la cual equivale a 0.0054 anual. Pero como la naturaleza de la operación de la planta es tener el menor costo de generación para ser más despachable, es correcto suponer una pérdida de eficiencia durante su vida útil de 4.7% (0.0023 anual), para con esto al final de su vida útil no estar demasiado abajo de las otras plantas o unidades generadoras.

[*] Plantas y sistemas avanzados de generación de potencia (Notas del Dr. Gabriel león)

[5] Proyecto RM CCC Tula junio 2007 (CFE)

[6] Considerando 4% se tendría que suponer un programa de mantenimiento muy exhaustivo y con grandes montos de inversión.

Aplicando la fórmula anteriormente mencionada se construyen la tabla 5.5 y la figura 5.9 donde se muestra la variación del régimen térmico a la largo de la vida útil del proyecto.

	$RT_{sin\ proyecto}$ [KJ/KWh]	$RT_{con\ proyecto}$ [KJ/KWh]
2010	9064	8729
2011	9085	8742
2012	9106	8755
2013	9127	8768
2014	9148	8781
2015	9169	8795
2016	9190	8808
2017	9211	8821
2018	9232	8834
2019	9253	8848
2020	9275	8861
2021	9296	8874
2022	9317	8887
2023	9339	8901
2024	9360	8914
2025	9382	8927
2026	9403	8941
2027	9425	8954
2028	9447	8968
2029	9468	8981
2030	9490	8995
2031	9512	9008
2032	9534	9022
2033	9556	9035
2034	9578	9049
2035	9600	9062

TABLA 5.5 Variación del Régimen Térmico

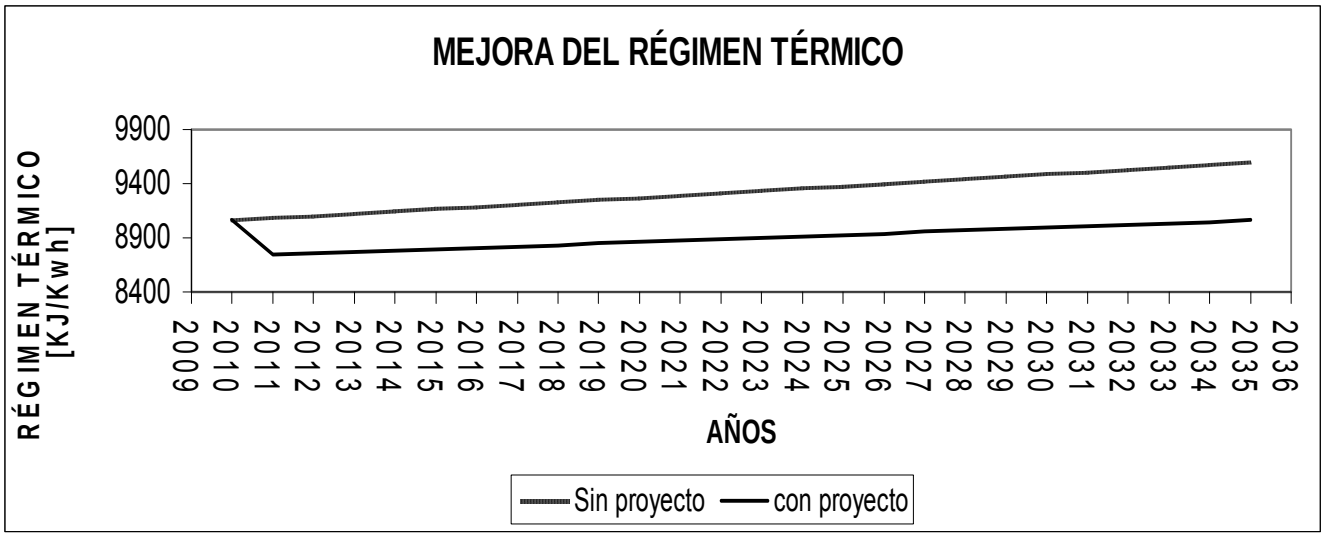


Figura 5.9 Comparación del régimen térmico con y sin proyecto

Para el factor de planta se aplica la misma metodología que para el régimen térmico, el cual como ya se había mencionado es un dato estadístico y proyectado al interior de la planta.

Ahora bien, para la propuesta de mejora se hizo una proyección del factor de planta a través de su vida útil con ayuda de la siguiente expresión:

$$FP_n = \left(FP_{n-1}\right) \cdot \left(1 - DAFP\right)^{*} \tag{5.3}$$

donde:

FP_n = Factor de planta al año siguiente

FP_{n-1} = Factor de planta del año anterior

DAFP= Decremento anual del factor de planta

*Fuente: Plantas y sistemas avanzados de generación de potencia (Notas del Dr. Gabriel león)

Donde el “DAFP” sin proyecto se fija como 0.0128[5] y con proyecto en 0.0050[5], dato estadístico al interior de la planta. Lo que equivale a una pérdida del factor de planta de 27.53% sin proyecto contra 11.78% con proyecto en 25 años de operación. Por lo que el valor si refleja situaciones practicas de comportamiento de la disponibilidad de la planta al restituir sus condiciones de funcionamiento y operación.

	$FP_{sin\ proyecto}$	$FP_{con\ proyecto}$
2010	80.51%	83.75%
2011	79.48%	83.33%
2012	78.46%	82.92%
2013	77.46%	82.50%
2014	76.47%	82.09%
2015	75.49%	81.68%
2016	74.52%	81.27%
2017	73.57%	80.86%
2018	72.63%	80.46%
2019	71.70%	80.06%
2020	70.78%	79.66%
2021	69.87%	79.26%
2022	68.98%	78.86%
2023	68.10%	78.47%
2024	67.22%	78.08%
2025	66.36%	77.69%
2026	65.51%	77.30%
2027	64.68%	76.91%
2028	63.85%	76.53%
2029	63.03%	76.14%
2030	62.22%	75.76%
2031	61.43%	75.38%
2032	60.64%	75.01%
2033	59.86%	74.63%
2034	59.10%	74.26%
2035	58.34%	73.89%

TABLA 5.6 Decremento del Factor de Planta

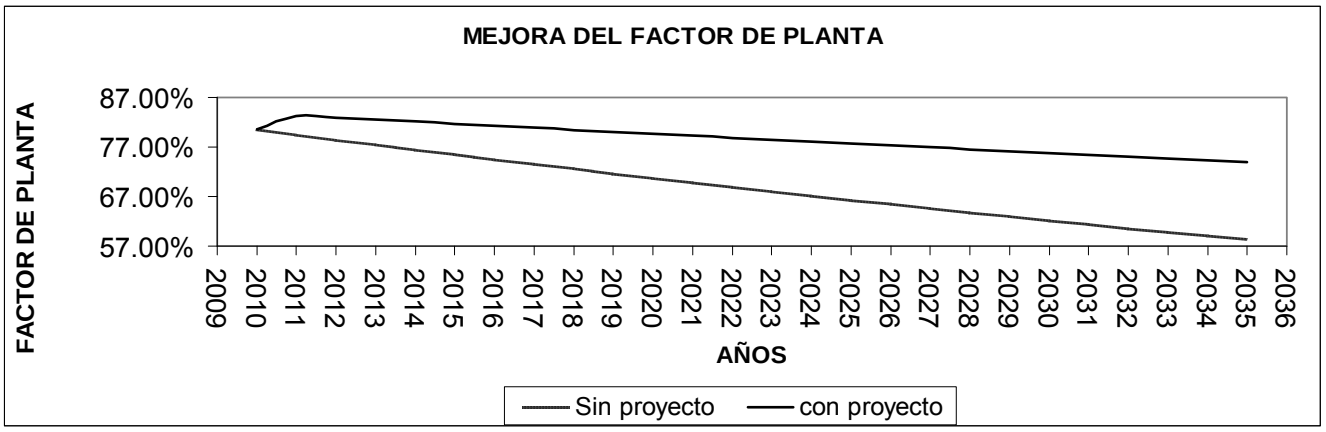


Figura 5.10 Comparación del régimen térmico con y sin proyecto

	Generación bruta$_{sin\ proyecto}$ [GWh]	Generación bruta$_{con\ proyecto}$ [GWh]
2010	1678.55	1746.16
2011	1657.07	1807.41
2012	1635.86	1798.37
2013	1614.92	1789.38
2014	1594.25	1780.43
2015	1573.84	1771.53
2016	1553.69	1762.67
2017	1533.81	1753.86
2018	1514.17	1745.09
2019	1494.79	1736.36
2020	1475.66	1727.68
2021	1456.77	1719.04
2022	1438.12	1710.45
2023	1419.72	1701.89
2024	1401.54	1693.38
2025	1383.60	1684.92
2026	1365.89	1676.49
2027	1348.41	1668.11
2028	1331.15	1659.77
2029	1314.11	1651.47
2030	1297.29	1643.21
2031	1280.69	1635.00
2032	1264.29	1626.82
2033	1248.11	1618.69
2034	1232.13	1610.60
2035	1216.36	1602.54

TABLA 5.7 Variación de la generación bruta a través de la vida útil del proyecto

	Generación neta$_{sin\ proyecto}$ [GWh]	Generación neta$_{con\ proyecto}$ [GWh]
2010	1621.90	1751.96
2011	1601.14	1743.20
2012	1580.64	1734.49
2013	1560.41	1725.81
2014	1540.44	1717.18
2015	1520.72	1708.60
2016	1501.25	1700.06
2017	1482.04	1691.55
2018	1463.07	1683.10
2019	1444.34	1674.68
2020	1425.85	1666.31
2021	1407.60	1657.98
2022	1389.58	1649.69
2023	1371.80	1641.44
2024	1354.24	1633.23
2025	1336.90	1625.06
2026	1319.79	1616.94
2027	1302.90	1608.85
2028	1286.22	1600.81
2029	1269.76	1592.81
2030	1253.51	1584.84
2031	1237.46	1576.92
2032	1221.62	1569.03
2033	1205.98	1561.19
2034	1190.55	1553.38
2035	1175.31	1545.62

TABLA 5.8 Variación de la generación neta a través de la vida útil del proyecto

Con lo antes mencionado y el resumen de parámetros técnicos mostrado anteriormente, se demuestra que el proyecto técnicamente es viable, ya que todos los parámetros de eficiencia, régimen térmico, factor de planta, generación, se mejoran de manera importante.

Análisis económico

Todo proyecto necesita ser económicamente viable, saber si la inversión se recuperara a lo largo de la vida útil del proyecto, etc. el presentado en este trabajo no es la excepción, así que para poder aplicar este análisis es necesario conocer ciertos conceptos que se utilizan en la ingeniería económica, los cuales nos ayudaran a evaluar la propuesta. En todos estos conceptos se toma en cuenta el valor del dinero en el tiempo y es necesario definir la tasa de descuento o actualización apropiada, en forma externa al proyecto, tomando como referencia el uso alternativo que se le puede dar al dinero y el riesgo de realizar la inversión. Es común utilizar indebidamente como tasa de descuento la tasa de interés que se paga por la deuda, en lugar de un mayor valor que tome en cuenta el costo de oportunidad para el inversionista y que se denomina Tasa de Rendimiento Mínima Atractiva (TREMA) o costo de capital.

Esta tasa puede calcularse como la tasa que se ganaría en una inversión sin riesgo (por ejemplo CETES en México), más una prima que defina el nivel de riesgo del proyecto:

TREMA = Tasa pasiva + Prima por riesgo

- *Valor presente Neto (VPN)*

Se basa en el concepto de llevar el flujo de efectivo (costos y beneficios) al valor presente, un resultado con valor positivo indica un proyecto aceptable en el caso de una inversión y se calcula con la siguiente expresión:

$$VPN = \sum_{t=1}^{n} \frac{S_t}{(1+i)^t} + S_o \qquad (5.4)$$

donde:

S_0= Inversión Inicial de Capital
S_t= Flujo de n costos y beneficios
t= Periodos de tiempo
i= Tasa de descuento (TREMA)

El VPN representa en valor presente, la magnitud en que los ingresos del flujo de efectivo (dinero) superan o son superados, por los egresos de dicho flujo.

Este concepto también se puede calcular de la siguiente manera:

$$VPN = VP_{beneficios} - VP_{costos} \tag{5.5}$$

donde:

VP= Valor presente de una serie de pagos

Si se trata de un proyecto de obra financiada como es nuestro caso y que es usualmente utilizado por CFE, se calcularía de la siguiente forma:

$$VPN = VP_{resultados\ netos\ \text{de}\ operación} - VP_{pagos\ \ financieros\ de\ la\ deuda} \tag{5.6}$$

El parámetro más importante es la tasa de descuento utilizada, se recomienda usar la TREMA, porque un resultado positivo indica un proyecto aceptable en el caso de una inversión, para nuestro caso utilizaremos una trema de 12% que es la que utiliza CFE para sus proyectos.

- *Anualidad equivalente (AE)*

En el método de la Anualidad Equivalente (AE), todos los ingresos y gastos que ocurren durante un periodo del proyecto los cuales son convertidos en una anualidad equivalente (uniforme), cuando dicha anualidad es positiva significa que los beneficios son mayores que los costos y, en consecuencia el proyecto analizado es aceptable:

$$AE = VPN\ [A/P]_{i,n} \tag{5.7}$$

donde:

[A/P]= factor de recuperación de capital de una serie de pagos

n = Número de periodos

i = Trema

- *Tasa Interna de Retorno (TIR)*

La Tasa Interna de Retorno (TIR), es aquella tasa de descuento que hace igual el Valor Presente de una serie de beneficios, con el Valor Presente de una serie de gastos, o bien hace esta diferencia igual a cero:

$$VP_{beneficios} - VP_{costos} = 0 \qquad (5.8)$$

A la tasa i* y al tiempo t

Esta diferencia puede ser también la del Valor Presente (VPN) o Futuro (VF) o la de la Anualidad Equivalente.

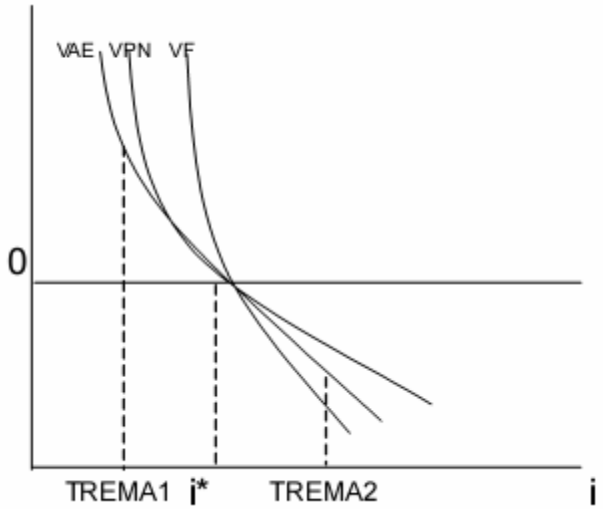


Figura 5.11 Representación Gráfica de la Tasa Interna de Retorno (TIR)

*Tasa interna de retorno

El criterio de decisión de la TIR es:

Si la TIR > TREMA el proyecto es aceptable (TREMA1)
Si la TIR < TREMA el proyecto no es aceptable (TREMA 2)

- *Tasa Interna de Retorno Modificada (TIRM)*

La tasa interna de retorno modificada considera en forma explicita la posibilidad de reinvertir los flujos incrementales de fondos del proyecto a una tasa igual al costo de capital, a diferencia de la TIR, que supone la reinversión de los flujos a la tasa interna de retorno del proyecto.

$$\sum_{t=0,n} R_t(1+r)^{n-t} = \sum_{t=0,n} C_t\left(1+i^*\right)^{n-t} \qquad (5.9)$$

donde :

R_t = Beneficios
C_t = Gastos
n = Vida del proyecto

t = número del periodo desde t=0 hasta n
r = TREMA

- *Relación Beneficio/Costo (RBC)*

Es el cociente entre el VP de los beneficios o ingresos del proyecto, divido entre el VP de los costos o egresos del mismo. Para el cálculo de esta relación, tanto los beneficios como los ingresos llevan el mismo signo.

$$RBC = \frac{VP_{beneficios}}{VP_{costos}} \qquad (5.10)$$

Cabe destacar que para aceptar un proyecto se tiene que cumplir que:

$$TREMA < TIRM < TIR \tag{5.11}$$

Para la inversión inicial se investigo en el COPAR 2008 el costo directo por MW de una planta de ciclo combinado con características semejantes a la del proyecto de mejora, dando un valor de 951,252 [USD/MW], con lo cual considerando que el costo de las calderas de recuperación de calor de una planta de ciclo combinado de esas características es aproximadamente de 40% lo que nos arroja un valor de inversión de 94.207 millones de dólares, considerando el tipo de cambio de 12.5 pesos por dólar. Para nuestro caso base se tomaron las siguientes consideraciones:

Inversión	$1,177,592,901
Tipo de Cambio*	12.5 [$/USD]
Apalancamiento	80%
Tasa Interés anual	6.1998%
Trema (nominal)	12%
Periodos	25 años
Tasa de inflación anual*	3.91%
Tasa real	7.7856%
Tasa de reinversión	12%

* www.banxico.org.mx

Tabla 5.9 Supuestos económicos para el análisis del proyecto

Ahora bien, para nuestro proyecto de mejora se evaluaron todos estos conceptos ocupando para ellos funciones de Excel.

Cabe mencionar que el apalancamiento[8] se propuso de 80%, ya que como es una planta de CFE este valor es el que usualmente utilizan.

Cabe mencionar, que el valor de inversión ya incluye el desmonte, colocación, flete, cambio de tubería para los nuevos niveles de presión y todo lo necesario para la colocación y puesta en marcha de las nuevas calderas de recuperación, así como la modificación necesaria a la carcasa de la turbina de vapor para recibir los tres niveles de presión propuestos.

[8]Endeudamiento para financiar una operación o proyecto

La tasa real se calculo con la ayuda de la formula de Fisher, la cual dice lo siguiente:

$$(1+R)=(1+r)\cdot(1+f) \tag{5.12}$$

donde:

R = Tasa de interés aparente o nominal

r =Tasa de interés real

f = Inflación

Para nuestro caso la tasa aparente o nominal es la Trema que es de 12% y la Tasa de inflación anual es de 3.91%.

A continuación se muestran las tablas 4.10 y 4.11 en las cuales se exponen un resumen de los parámetros económicos con y sin proyecto a través de la vida útil de la propuesta de mejora.

Periodo	Inversión	Generación Eléctrica	Régimen Térmico	Precio del Gas Natural*	Factura del Combustible	Factura O&M	Costo de la planta	Costo de transferencia Energía Eléctrica*	Ingreso de la planta
año	$	[KWh/año]	[BTU/KWh]	[US$/MBTU]	[$/año]	[$/año]	$	[$/KWh]	[$/año]
2010	-1,177,592,901								
2011		1,657,065,541	8,610.77	7.43	1,325,197,563	91,949,765	1,417,147,328	0.928	1,485,054,166
2012		1,635,855,102	8,630.58	6.9	1,217,709,747	91,880,832	1,309,590,579	0.910	1,437,989,077
2013		1,614,916,156	8,650.43	6.59	1,150,755,299	91,812,780	1,242,568,079	0.894	1,395,591,516
2014		1,594,245,230	8,670.32	6.38	1,102,354,107	91,745,599	1,194,099,707	0.884	1,361,168,252
2015		1,573,838,891	8,690.27	6.38	1,090,746,936	91,679,279	1,182,426,215	0.895	1,361,233,566
2016		1,553,693,753	8,710.25	6.49	1,097,869,947	91,613,807	1,189,483,754	0.905	1,359,197,628
2017		1,533,806,473	8,730.29	6.49	1,086,309,991	91,549,173	1,177,859,164	0.906	1,342,540,917
2018		1,514,173,750	8,750.37	6.49	1,074,871,755	91,485,367	1,166,357,122	0.906	1,325,173,510
2019		1,494,792,326	8,770.49	6.53	1,070,108,989	91,422,377	1,161,531,367	0.910	1,314,349,735
2020		1,475,658,984	8,790.66	6.57	1,065,327,352	91,360,194	1,156,687,546	0.913	1,302,338,312
2021		1,456,770,549	8,810.88	6.62	1,062,132,198	91,298,807	1,153,431,005	0.916	1,289,363,337
2022		1,438,123,886	8,831.15	6.66	1,057,298,683	91,238,205	1,148,536,888	0.919	1,276,507,146
2023		1,419,715,900	8,851.46	6.71	1,054,020,019	91,178,379	1,145,198,398	0.910	1,248,336,097
2024		1,401,543,537	8,871.82	6.75	1,049,138,898	91,119,319	1,140,258,217	0.913	1,236,927,951
2025		1,383,603,780	8,892.22	6.8	1,045,781,623	91,061,015	1,136,842,638	0.916	1,224,604,648
2026		1,365,893,651	8,912.68	6.84	1,040,857,012	91,003,457	1,131,860,468	0.919	1,212,394,163
2027		1,348,410,213	8,933.17	6.89	1,037,425,860	90,946,636	1,128,372,495	0.910	1,185,638,015
2028		1,331,150,562	8,953.72	6.93	1,032,461,721	90,890,542	1,123,352,263	0.913	1,174,802,847
2029		1,314,111,835	8,974.31	6.98	1,028,961,260	90,835,166	1,119,796,426	0.916	1,163,098,486
2030		1,297,291,203	8,994.95	7.03	1,025,420,047	90,780,499	1,116,200,546	0.919	1,151,501,276
2031		1,280,685,876	9,015.64	7.07	1,020,396,052	90,726,532	1,111,122,583	0.910	1,126,088,964
2032		1,264,293,097	9,036.38	7.12	1,016,792,248	90,673,255	1,107,465,502	0.913	1,115,797,996
2033		1,248,110,145	9,057.16	7.17	1,013,151,205	90,620,660	1,103,771,866	0.895	1,079,355,823
2034		1,232,134,335	9,077.99	7.22	1,009,474,108	90,568,739	1,100,042,847	0.904	1,075,957,359
2035		1,216,363,016	9,098.87	7.27	1,005,762,120	90,517,482	1,096,279,602	0.911	1,070,999,919

* Proyecto RM CCC Tula junio 2007 (CFE)

TABLA 5.10 Parámetros económicos de la planta sin la propuesta de mejora a través de la vida útil del proyecto

Periodo	Inversión	Generación Eléctrica	Régimen Térmico	Precio del Gas Natural*	Factura del Combustible	Factura O&M	Costo de la planta	Costo de transferencia Energía Eléctrica*	Ingreso de la planta
año	$	[KWh/año]	[BTU/KWh]	[US$/MBTU]	[$/año]	[$/año]	$	[$/KWh]	[$/año]
2010	-1,177,592,901								
2011		1,807,405,461	8,285.90	7.43	1,390,895,021	95,924,918	1,486,819,939	0.928	1,616,819,389
2012		1,798,368,434	8,298.33	6.9	1,287,148,527	95,895,548	1,383,044,074	0.910	1,577,948,175
2013		1,789,376,592	8,310.78	6.59	1,225,008,274	95,866,324	1,320,874,599	0.894	1,543,524,058
2014		1,780,429,709	8,323.25	6.38	1,181,811,796	95,837,247	1,277,649,043	0.884	1,517,346,710
2015		1,771,527,560	8,335.73	6.38	1,177,666,591	95,808,315	1,273,474,907	0.895	1,529,408,854
2016		1,762,669,923	8,348.24	6.49	1,193,769,304	95,779,528	1,289,548,832	0.905	1,539,187,374
2017		1,753,856,573	8,360.76	6.49	1,189,582,158	95,750,884	1,285,333,042	0.906	1,532,337,215
2018		1,745,087,290	8,373.30	6.49	1,185,409,699	95,722,384	1,281,132,083	0.906	1,524,465,142
2019		1,736,361,854	8,385.86	6.53	1,188,532,317	95,694,026	1,284,226,344	0.910	1,523,960,212
2020		1,727,680,044	8,398.44	6.57	1,191,618,447	95,665,811	1,287,284,257	0.913	1,521,964,201
2021		1,719,041,644	8,411.04	6.62	1,196,475,671	95,637,736	1,292,113,406	0.916	1,518,706,569
2022		1,710,446,436	8,423.65	6.66	1,199,483,135	95,609,801	1,295,092,936	0.919	1,515,443,464
2023		1,701,894,204	8,436.29	6.71	1,204,249,491	95,582,007	1,299,831,498	0.910	1,493,708,841
2024		1,693,384,733	8,448.94	6.75	1,207,179,241	95,554,351	1,302,733,592	0.913	1,491,752,452
2025		1,684,917,809	8,461.62	6.8	1,211,855,764	95,526,833	1,307,382,597	0.916	1,488,559,485
2026		1,676,493,220	8,474.31	6.84	1,214,708,739	95,499,453	1,310,208,193	0.919	1,485,361,154
2027		1,668,110,754	8,487.02	6.89	1,219,296,454	95,472,210	1,314,768,664	0.910	1,464,057,975
2028		1,659,770,200	8,499.75	6.93	1,222,073,587	95,445,104	1,317,518,691	0.913	1,462,140,421
2029		1,651,471,349	8,512.50	6.98	1,226,573,507	95,418,132	1,321,991,640	0.916	1,459,010,836
2030		1,643,213,993	8,525.27	7.03	1,231,026,826	95,391,296	1,326,418,122	0.919	1,455,875,994
2031		1,634,997,923	8,538.06	7.07	1,233,688,851	95,364,594	1,329,053,445	0.910	1,434,995,693
2032		1,626,822,933	8,550.86	7.12	1,238,055,900	95,338,025	1,333,393,925	0.913	1,433,116,203
2033		1,618,688,818	8,563.69	7.17	1,242,377,137	95,311,589	1,337,688,726	0.895	1,397,263,782
2034		1,610,595,374	8,576.54	7.22	1,246,652,829	95,285,285	1,341,938,115	0.904	1,403,869,561
2035		1,602,542,397	8,589.40	7.27	1,250,883,243	95,259,113	1,346,142,356	0.911	1,408,442,331

*Proyecto RM CCC Tula junio 2007 (CFE)

TABLA 5.11 Parámetros económicos de la planta con la propuesta de mejora a través de la vida útil del proyecto

En las tablas 5.10 y 5.11 se observa los parámetros de costos e ingresos de la planta a través de la vida útil del proyecto. Se presenta la generación; la cual se calculó utilizando la ecuación 4.2 y el factor de planta antes obtenido, de igual manera el régimen térmico utilizando la ecuación 5.2, la factura por concepto de combustible se obtuvo al multiplicar la generación por el régimen térmico por el precio del gas natural; tomando en cuenta un factor de cambio de 12.5 [$/dólar], el costo de operación y mantenimiento se evalúo utilizando la ecuación 5.1. El costo total de la planta se calculó sumando la factura de combustible y la de costo de operación y mantenimiento. De igual manera se evalúo el ingreso total de la planta; tomando en cuenta la generación en [KWh] y el costo de transferencia en [$/KWh].

Cabe mencionar que los datos de precios de gas natural y el costo de transferencia a través de los 25 años de la vida útil del proyecto se tomaron de un proyecto de modernización que hizo la CFE a esta misma planta en el año de 2007.

Analizando las tablas anteriores se observa claramente que con el proyecto se obtienen más ingresos, debido a que se genera más energía eléctrica, esto nos da una buena pauta para seguir adelante con nuestro análisis.

Periodo	Resultado Ingresos Anual	Resultado neto anual acumulado	
año	$	$	$
2010		-1,177,592,901	-1,177,592,901
2011	131,765,223	-1,045,827,678	131,765,223
2012	139,959,097	-905,868,581	139,959,097
2013	147,932,542	-757,936,039	147,932,542
2014	156,178,458	-601,757,581	156,178,458
2015	168,175,288	-433,582,294	168,175,288
2016	179,989,746	-253,592,547	179,989,746
2017	189,796,298	-63,796,250	189,796,298
2018	199,291,632	135,495,382	199,291,632
2019	209,610,477	345,105,859	209,610,477
2020	219,625,889	564,731,749	219,625,889
2021	229,343,232	794,074,981	229,343,232
2022	238,936,318	1,033,011,299	238,936,318
2023	245,372,744	1,278,384,043	245,372,744
2024	254,824,501	1,533,208,544	254,824,501
2025	263,954,837	1,797,163,381	263,954,837
2026	272,966,991	2,070,130,372	272,966,991
2027	278,419,960	2,348,550,332	278,419,960
2028	287,337,574	2,635,887,906	287,337,574
2029	295,912,350	2,931,800,256	295,912,350
2030	304,374,717	3,236,174,973	304,374,717
2031	308,906,729	3,545,081,702	308,906,729
2032	317,318,207	3,862,399,909	317,318,207
2033	317,907,959	4,180,307,869	317,907,959
2034	327,912,202	4,508,220,071	327,912,202
2035	337,442,412	4,845,662,483	337,442,412
VP $_{ingresos}$=	**1,524,972,303**	**TIR =**	**15.31%**

TABLA 5.12 Flujos de ingresos de la planta de Tula con proyecto

En la tabla 5.12 se obtienen los ingresos anuales que se obtendrían con el proyecto, a los cuales se les saca el valor presente el cual da como resultado: $1, 524, 972,303 y una TIR de 15.31%.

Análisis financiero

Como se menciono anteriormente nuestro proyecto de mejora es para una planta de generación de CFE, por tal motivo se selecciono la opción de un financiamiento para esta mejora, ya que, en la mayoría de proyectos de CFE se recurre a este esquema.

La inversión requerida es de 94.207 mdd, de la cual el apalancamiento o financiamiento es a una tasa de 6.19%; equivalente a proyectos ya financiados en la CFE. Este financiamiento corresponde al 80% (75.37 mdd) y la presupuestada al 20% (18.83 mdd) de la inversión.

Periodo año	Egresos $	Ingresos $	Resultado neto anual $	Apalancamiento 80% Tasa= 6.1998
2010				-942,074,321
2011	1,486,819,939	1,616,819,389	129,999,450	
2012	1,383,044,074	1,577,948,175	194,904,100	
2013	1,320,874,599	1,543,524,058	222,649,459	
2014	1,277,649,043	1,517,346,710	239,697,666	
2015	1,273,474,907	1,529,408,854	255,933,947	
2016	1,289,548,832	1,539,187,374	249,638,543	
2017	1,285,333,042	1,532,337,215	247,004,172	
2018	1,281,132,083	1,524,465,142	243,333,059	
2019	1,284,226,344	1,523,960,212	239,733,869	
2020	1,287,284,257	1,521,964,201	234,679,944	
2021	1,292,113,406	1,518,706,569	226,593,163	
2022	1,295,092,936	1,515,443,464	220,350,527	
2023	1,299,831,498	1,493,708,841	193,877,344	
2024	1,302,733,592	1,491,752,452	189,018,860	
2025	1,307,382,597	1,488,559,485	181,176,888	
2026	1,310,208,193	1,485,361,154	175,152,961	
2027	1,314,768,664	1,464,057,975	149,289,311	
2028	1,317,518,691	1,462,140,421	144,621,730	
2029	1,321,991,640	1,459,010,836	137,019,196	
2030	1,326,418,122	1,455,875,994	129,457,872	
2031	1,329,053,445	1,434,995,693	105,942,248	
2032	1,333,393,925	1,433,116,203	99,722,278	
2033	1,337,688,726	1,397,263,782	59,575,056	
2034	1,341,938,115	1,403,869,561	61,931,447	
2035	1,346,142,356	1,408,442,331	62,299,975	

TABLA 5.13 Parámetros financieros del proyecto

La obtención del beneficio económico esta dado por el resultado neto de la operación. Los flujos de efectivo anuales serán puestos en valor presente para el ingreso por venta de generación y por el pago de capital e intereses, además el ingreso será puesto como una anualidad equivalente para poder evaluar el periodo de recuperación y la tasa interna de retorno, así como el período de pago del financiamiento que para nuestro caso se fija a 10 años.

Periodo año	Saldo al inicio del periodo $	Intereses saldos insolutos $	Pagos Financieros Pagos + Interés $	Saldo Final por Periodo $
2010				
2011	-942,074,321	-58,407,494	129,212,584	-871,269,231
2012	-871,269,231	-54,017,663	129,212,584	-796,074,309
2013	-796,074,309	-49,355,666	129,212,584	-716,217,391
2014	-716,217,391	-44,404,632	129,212,584	-631,409,438
2015	-631,409,438	-39,146,639	129,212,584	-541,343,493
2016	-541,343,493	-33,562,657	129,212,584	-445,693,565
2017	-445,693,565	-27,632,474	129,212,584	-344,113,455
2018	-344,113,455	-21,334,628	129,212,584	-236,235,498
2019	-236,235,498	-14,646,322	129,212,584	-121,669,236
2020	-121,669,236	-7,543,349	129,212,584	0
		VP =	**$730,079,919.77**	

TABLA 5.13 Continuación

Periodo año	Ingreso anual	Ingreso neto anual acumulado	
2010		-$1,177,592,901	-$235,518,580
2011	$786,865	-$1,176,806,036	$786,865
2012	$65,691,516	-$1,111,114,520	$65,691,516
2013	$93,436,875	-$1,017,677,645	$93,436,875
2014	$110,485,082	-$907,192,563	$110,485,082
2015	$126,721,363	-$780,471,200	$126,721,363
2016	$120,425,958	-$660,045,242	$120,425,958
2017	$117,791,588	-$542,253,654	$117,791,588
2018	$114,120,474	-$428,133,180	$114,120,474
2019	$110,521,284	-$317,611,895	$110,521,284
2020	$105,467,360	-$212,144,536	$105,467,360
2021	$226,593,163	$14,448,627	$226,593,163
2022	$220,350,527	$234,799,154	$220,350,527
2023	$193,877,344	$428,676,498	$193,877,344
2024	$189,018,860	$617,695,358	$189,018,860
2025	$181,176,888	$798,872,247	$181,176,888
2026	$175,152,961	$974,025,208	$175,152,961
2027	$149,289,311	$1,123,314,519	$149,289,311
2028	$144,621,730	$1,267,936,249	$144,621,730
2029	$137,019,196	$1,404,955,445	$137,019,196
2030	$129,457,872	$1,534,413,317	$129,457,872
2031	$105,942,248	$1,640,355,565	$105,942,248
2032	$99,722,278	$1,740,077,843	$99,722,278
2033	$59,575,056	$1,799,652,899	$59,575,056
2034	$61,931,447	$1,861,584,345	$61,931,447
2035	$62,299,975	$1,923,884,321	$62,299,975
VP =	**$862,442,862**	**TIR =**	**33.48%**

TABLA 5.14 Flujos de ingresos con financiamiento de la planta de Tula con proyecto

Del análisis presentado se observa (ver tabla 5.15) que el VPN es mayor que cero, la relación Beneficio Costo es mayor que uno, y finalmente la TIR (33.48%) también es mayor que TIRM (17.97%) y a su vez mayor que la TREMA (12%). Estos resultados indican que la realización del proyecto es rentable y sus ventajas son atractivas desde cualquier punto de vista.

SIN FINANCIAMIENTO		CON FINANCIAMIENTO	
VPN en 2010	$347,379,402.07	VPN en 2010	$132,362,942.04
AE	$44,290,863.28	AE	$16,876,271.11
B/C	1.29	B/C	1.18
TIR	15.31%	TIR	33.48%
TIRM	13.16%	TIRM	17.97%

TABLA 5.15 Resultados finales del análisis económico-financiero de la propuesta de mejora de la planta

En 11 años de operación promedio, el flujo de efectivo de los nuevos ingresos recupera la inversión y el pago de intereses, dejando el restante tiempo de operación del proyecto como ganancias, quedando por analizar después de impuestos.

Por último, se hizo un análisis de sensibilidad con respecto a la inversión; la cuál podría incrementarse hasta en un 9.1 % llegando al limite de aceptación de la relación C/B=1 (de 94.20 mdd a 102.75 mdd). De esta manera todavía sería rentable el proyecto, ya que se cumplen los parámetros antes mencionados para aceptar proyectos de inversión (ver tabla 5.16)

CON FINANCIAMIENTO	
VPN en 2010	$0.00
AE	$0.00
B/C	1
TIR	28.64%
TIRM	17.09%

TABLA 5.16 Resultados finales del análisis económico-financiero de la propuesta de mejora de la planta con un incremento de 9.1% en la inversión

Dado los resultados obtenidos del análisis económico-financiero permiten concluir que la inversión propuesta para el cambio de las calderas de recuperación de calor, queda justificada y es altamente recomendable.

Conclusiones

Al examinar los resultados obtenidos se concluye que la propuesta de mejora es viable, tanto económica como técnicamente. Refiriéndonos a la parte técnica; esta cumple con las expectativas planteadas, ya que prácticamente todos los parámetros importantes de desempeño se mejoran como los son: el factor de planta (de 80.51% a 83.75%), el régimen térmico o consumo térmico unitario (de 9064 [KJ/Kwh] a 8729 [KJ/Kwh]), la eficiencia (de 39.72% a 41.24%) y por ende la generación de energía eléctrica que es el propósito principal.

Se observa una peculiaridad en el costo de combustible y el de operación y mantenimiento, ya que con el proyecto estos costos se incrementan (de 107.62 mdd a 108.09 mdd), motivo por el cual se podría pensar o especular que no funcionaría el proyecto por sus costos mayores (comparados con la situación actual de la planta) en combustible, operación y mantenimiento; pero esto es debido a que se genera más energía eléctrica y como este parámetro va implícito para el cálculo de estos costos (ver ecuación 3.5 y 3.6) es por eso que se incrementan. Pero para el cálculo final del flujo bruto, estos costos se compensan dando un flujo bruto mayor que el de la planta sin proyecto.

En lo que respecta a la parte económica-financiera, primeramente se tuvo que realizar un estudio económico el cual resulto positivo, debido a que el VPN resulto mayor que cero, la TREMA menor que la TIRM que a su vez fue menor que la TIR; todo esto podría ser suficiente para aceptar el proyecto, pero como éste es un proyecto de optimización de una planta de CFE se propuso un esquema de financiamiento el cual fue el de obra pública financiada (OPF), con lo cual se formuló un proyecto de financiamiento a 10 años; es decir, que la deuda adquirida por motivo del financiamiento se tendrá que pagar en un plazo de 10 años.

Lo anterior mencionado se comprueba con el análisis financiero, el cuál como se observa en la tabla 5.15 todos los parámetros son positivos y da como resultado que a partir del año once de operación de la planta con proyecto empieza a haber ganancias. Todos estos resultados nos dan la seguridad de decir que el proyecto planteado es factible.

CONCLUSIONES GENERALES

Se ha demostrado que las plantas de ciclo combinado son una buena opción para la generación de energía eléctrica, ya que presentan importantes ventajas con respecto a las que utilizan combustibles fósiles, algunas de estas ventajas son:

- Flexibilidad.- Son capaces de operar en cualquier régimen de funcionamiento, con gran rapidez de adaptación a las variaciones de carga.
- Arranque rápido. Están equipadas con dispositivos que permiten tiempos de arranque muy cortos.
- Diseño fiable y alta disponibilidad. El diseño está probado y, normalmente, cada grupo cuenta con redundancias del 100% en los equipos auxiliares importantes.
- Alto rendimiento. Las modernas turbinas de gas y las de vapor hacen que los grupos de ciclo combinado tengan un rendimiento más elevado que el de cualquier otra central. El rendimiento global, en energía primaria, puede ser de 55%.
- Costos de operación bajos. Como resultado de las características y optimización de los nuevos grupos, la operación es más sencilla y los costos de generación, inferiores.
- Tiempo de construcción reducido. Debido a que los proyectos siguen diseños estándar, los plazos de construcción se reducen de forma importante.

El emplear tecnología de calderas de recuperación de calor tipo horizontal con tres niveles de presión en ciclos combinados es relativamente nuevo, aunque ya hay muchas plantas en el mundo con este tipo de tecnología como la que se encuentra en Romoland Riverside California Estados Unidos con una capacidad total de 775 [MW] con una eficiencia reportada de 54.9% o como la que se encuentra en Shanghai`s Haneng China la cual tiene una capacidad de 1200 [MW] y una eficiencia de 58%, lo anterior indica que este tipo de tecnología ya esta probada lo que nos indica que el proyecto propuesto no esta fuera de la realidad.

Referente a la propuesta de mejora, los resultados finales nos arrojan una eficiencia de 41.24% la cual comparada con las actuales es muy baja, pero esto es debido a la antigüedad de la planta y a las condiciones de sitio; sin embargo comparándola con la planta sin proyecto (situación actual) hay 1.52 puntos de incremento en la eficiencia de la planta con proyecto ($\eta_{\text{sin proyecto}}$=39.72%, $\eta_{\text{con proyecto}}$=41.24%), motivo suficiente para que sea viable el cambio de las calderas, debido a que se genera más energía eléctrica y con esto se obtiene un mayor ingreso.

En el balance térmico de la planta con proyecto se observa que al incrementar la presión de vapor de alta se reduce su masa y por el contrario aumenta la de media presión, con esto el rendimiento del ciclo mejora debido al recalentamiento; además de que hay una reducción de la humedad en la última rueda de la turbina. También hay que mencionar que existe un pequeño incremento de las pérdidas en la chimenea, ya que al absorber calor para el recalentamiento, hay una menor producción de vapor en el evaporador de alta presión. El resultado final es un menor caudal en el condensador y en el conjunto de agua de alimentación lo que compensa la mayor pérdida de calor sensible en la chimenea.

Con lo que respecta al flujo de combustible no existe propiamente un ahorro, ya que se utiliza la misma cantidad de combustible que en la planta sin proyecto, sin embargo con este mismo flujo de combustible se genera más; lo que repercute en una mayor eficiencia y mejora en el régimen térmico ($RT_{\text{sin proyecto}}$=9064 [KJ/Kwh], $RT_{\text{con proyecto}}$=8729 [KJ/Kwh]).

Hay que mencionar que para la implementación de esta propuesta, se tendría que hacer una modificación a la turbina de vapor, específicamente a la carcasa para poder recibir el flujo de vapor a los diferentes niveles de presión que se proponen, así como la modificación a la tubería que va del recuperador de calor hacia la turbina de vapor la cual tendrá que ser más robusta para soportar los nuevos niveles de presión. Sin embargo, en el costo de inversión ya se incluye estas modificaciones.

En la parte económica se cumple ampliamente las condiciones que rige la ingeniería económica para aceptar proyectos de inversión como son: VPN mayor que cero, Relación beneficio costo mayor que uno, y la más importante TREMA<TIRM<TIR.

Cabe destacar que no se pudo conseguir un dato comercial del precio de este tipo de calderas, por lo cual se recurrió a datos del COPAR 2008 donde se tomo en cuenta el costo directo por MW de una planta de ciclo combinado con características semejantes dando un valor de 951,252 [USD/MW] y suponiendo que el costo de este tipo de calderas representa un 40% de la inversión total. De esta manera la inversión para el proyecto es de 94.2 millones de dólares. Este valor es un poco alto y conservador pero con esto se demuestra todavía con mayor firmeza que el proyecto podría ser posible llevarse a cabo.

Por otra parte, no se encontró información de las turbinas de gas que existen actualmente en la planta; ya que son muy viejas; por lo que se recurrió a datos del Handbook de turbinas de gas y se obtuvieron datos de turbinas semejantes.

Por último se hizo un análisis de sensibilidad en el costo de inversión, en el cuál se incremento en un 9 % aproximadamente el costo de las calderas; con este nuevo incremento también se obtuvieron resultados positivos, es decir, con este incremento el proyecto todavía es aceptable.

Tomando en cuenta todo lo anterior, se concluye que el proyecto de sustitución de las calderas de recuperación de la planta es viable, tanto técnica como económicamente.

BIBLIOGRAFÍA

1) Fundamentos de Ingeniería Económica; Gabriel Baca Urbina; McGraw-Hill; 1994.
2) Ingeniería Económica; Leland Blank, Anthony Tarquin; McGraw-Hill, 2006.
3) Financiamiento de proyectos: técnicas modernas de ingeniería económica; John D. Finnerty; Prentice Hall; 1998.
4) Principios de ingeniería económica; Eugene l. grant, w. grant ireson, richard s. leavenworth; Continental; 1980.
5) Energy Efficiency Handbook; Council of Industrial Boiler Owners (CIBO); 1997.
6) Combustion y Uso Eficiente de Generadores de Vapor; Alfredo Sánchez Flores, Miguel Toledo Velázquez, Pedro Quinto Diez; CIME; 1993.
7) Guía para el Aprovechamiento del Calor de Desperdicio; Kenneth G. Kreider, Michael B. McNeil; Secretaria de Patrimonio y Fomento Industrial.
8) Eficiencia Energética en Sistemas de Generación y Distribución de Vapor; CONAE, 1997.
9) Diagnósticos Energéticos; CONAE; 1995.
10) Principios Básicos de la Ingeniería del Vapor; Spirax Sarco.
11) Auditoria Energética de la Central Carboeléctrica de Río Escondido; Ingeniería de Procesos Industriales; Lourdes Mendoza González, Gabriel León de los Santos.
12) Análisis de Plantas Termoeléctricas; Facultad de Ingeniería; Notas del Ing. Eduardo Buendía; 2009.
13) Plantas y Sistemas Avanzados de Generación de Potencia; Facultad de Ingeniería; Notas del Dr. Gabriel León de los Santos; 2009.
14) Uso eficiente y ahorro de la energía; Facultad de Ingeniería; Notas del Ing. Luis E. Noriega Giral; 2006.
15) Cogeneración; Facultad de Ingeniería; Notas del Ing. Eduardo Buendía; 2009.
16) Termodinámica; Yunus Cengel, Michael Boles; McGraw-Hill; 2007.
17) Termodinámica; Kenneth Wark, Donald Richards; McGraw-Hill; 2001.
18) Centrales Térmicas de Ciclo Combinado, Teoría y Proyecto; Santiago Sabugal, Florentino Gómez; Díaz de Santos; 2006.

19) Operación y Mantenimiento de Centrales de Ciclo Combinado; Santiago García, Pablo Ratia; Jorge Perea; Díaz de Santos; 2008.
20) Prontuario Central Ciclo Combinado Tula; Comisión Federal de Electricidad.
21) Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators; ABCO Industries.
22) Industry attitudes to combined cycle clean coal technologies; Survey of current status; Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económicos; 1994.
23) Combined Cycle Gas and Steam Turbine Power Plants; Rolf Kehlhofer.
24) Termodinámica aplicada; Rosa Albalat; Universidad de Barcelona; 2000.
25) Centrales termoeléctricas; V. ya. Rizhakin; Moscu; 1980.
26) A handbook on low-energy buildings and district-energy systems; L.D. Danny Harvey; London; 2006.
27) Estudio de sistemas de enfriamiento para plantas termoeléctricas**;** Universidad Nacional Autónoma de México. Facultad de Ingeniería; 1972.
28) Power-plant control and instrumentation; the control of boilers and HRSG systems; Institution of Electrical Engineers; 2000.
29) Operación de calderas industriales: tratado práctico operacional; Gonzalo Rodríguez Guerrero; Ecoe; 2000.
30) http://webserver.dmt.upm.es/~isidoro/bk3/index.html
31) http://www.cie.unam.mx/~ojs/pub/Termodinamica/node48.html
32) http://www.electroindustria.com/softwareyutilitarios.asp
33) http://www.sdei.unam.mx/uaife/Macro3.htm
34) http://www.sid.unam.mx/pue.html
35) http://www.textoscientificos.com/energia/combustibles/gaseosos
36) http://www.cre.gob.mx/articulo.aspx?id=169
37) http://www.dieselgasturbine.com/
38) http://www.lageo.com.sv/display.php4?id=53
39) http://www.iberdrolaingenieria.com/ibding/home.do
40) http://www.epa.gov/ttnchie1/ap42/
41) http://www.bp.com/bodycopyarticle.do?categoryId=1&contentId=7052055
42) http://www.iie.org.mx/publica/bolja98/foroja98.htm
43) http://www.scribd.com/doc/27520022/Modelo-Termoeconomico-de-Una-Central-tErmica-De

44) http://www.hrsgdesign.com/design0.htm

45) http://www.tectrapro.com/

46) http://www.banxico.org.mx/PortalesEspecializados/inflacion/inflacion.html

47) http://app.cfe.gob.mx/informe2007/cont_01b.html

48) http://www.opex-energy.com/ciclos/calderas_hrsg.html

49) http://www.worldenergy.org/

50) http://www.hrsgdesign.com/design0.htm