

Universidad de Matanzas
“Camilo Cienfuegos”
Facultad de Ingenierías
Departamento de Química e Ingeniería Química



*Análisis exergético al ciclo de vapor de la central termoeléctrica
“Antonio Guiteras” utilizando un modelos de simulación.*

Tesis presentada en opción al Título de Ingeniero Químico.

Autor: Alejandro Bermúdez Rojas

Tutor: Ing. Yasmany García López

Consultante: Ing. Yoney López Hervis, MSc

Matanzas, 2013

“Una teoría es más impresionante entre mejor sea la simplicidad de sus premisas, más áreas de clases y cosas relacione y más extenso sea su rango de aplicación. Por esto la termodinámica me ha impresionado profundamente. Es la única teoría física de contenido universal de la que estoy convencido, que dentro del marco de referencia de aplicación de sus conceptos básicos, nunca podrá ser destruida”.

Albert Einstein

Premio Nobel de Física, 1921

A mis padres...

AGRADECIMIENTOS

A mis padres Noelio y Marbelis porque sin ellos nunca hubiera terminado mi carrera

A Santiago y Alejandro que tanto me ayudaron en todo momento, son como una familia para mí y no tengo como pagarle todo lo que hicieron

A Yasmany que es como de la familia y me ayudó mucho en la tesis

A Yoney que hemos compartido una gran amistad y por la ayuda en el desarrollo de la tesis

A mi novia Kátery por estar al lado mío en momentos en los que nadie quiere estar

A las demás, amistades que tengo por compartir un rato con ellos

A todos, GRACIAS...

DECLARACIÓN DE AUTORIDAD

Yo, Alejandro Bermúdez Rojas, me declaro como único autor de esta investigación realizada en la Universidad de Matanzas “Camilo Cienfuegos”, como requisito parcial para optar por el título de Ingeniero Químico y autorizo que la misma sea utilizada por la mencionada Institución como material de consulta. Para que así conste, debajo firma:

Alejandro Bermúdez Rojas

Índice

Introducción	1
Capítulo 1: Revisión Bibliográfica	3
1.1 Centrales Termoeléctricas.....	3
1.1.1 Componentes principales de una central termoeléctrica.....	3
1.1.2 Centrales Clásicas	4
1.1.3 Centrales termoeléctricas de ciclo combinado.....	4
1.1.4 Ciclos de Vapor.....	4
1.1.5 Ciclo de <i>Rankine</i>	5
1.1.6 Ciclo <i>Rankine</i> regenerativo.....	7
1.2 Métodos termodinámicos para la evaluación de Sistemas Energéticos.....	8
1.2.1 Método Energético.....	9
1.2.2 Método exergético	11
1.3 Componentes de la exergía	14
1.3.1 Exergía Física.....	14
1.3.2 Exergía Química	15
1.4 Sustancias de referencia.....	15
1.5 Herramientas informáticas de análisis de ciclos de generación de potencia	16
1.6 <i>Softwares</i> utilizados para el análisis de ciclos	18
Capítulo 2: Metodologías para la evaluación energética y exergética de una central termoeléctrica.....	21
2.1 Descripción del Caso de Estudio	21
2.2 Metodologías para la Evaluación del ciclo de vapor.	22
2.3 Metodología de Evaluación Energética	23
2.4 Eficiencia energética.....	24

2.4.1 Balance de energía en las turbinas	24
2.4.2 Balance de energía en los intercambiadores de calor	24
2.4.3 Eficiencia del generador de Vapor.....	24
2.5 Metodología de Evaluación Exergética	25
2.6 Eficiencia exergética en un ciclo de vapor.	29
2.6.1 Eficiencia exergética en turbinas	29
2.6.2 Eficiencia exergética en intercambiadores de calor.....	30
2.6.3 Eficiencia exergética en unidades mezcladoras.....	31
2.6.4 Eficiencia exergética en generadores de vapor	32
2.7 Análisis Estadístico.....	32
2.7.1 Análisis de discriminante.....	32
2.7.2 Análisis de Varianza	33
2.7.3 Prueba de Kolmogorov –Smirnov	33
Capítulo 3. Resultados y Discusión	35
3.1 Utilización del modelo de simulación.....	35
3.1.1 Evaluación del Generador de vapor y equipos que lo componen	36
3.1.2 Evaluación de equipos que componen la sección de turbinas	37
3.1.3 Evaluación de equipos que componen la sección de reposición de agua	39
3.2 Comparación de los valores obtenidos a 330 MW y 247 MW	40
3.2.1 Comparación entre eficiencias térmicas a 330 MW y 247 MW	41
3.2.2 Comparación entre eficiencias exergéticas a 330 MW y 247MW	42
3.2.3 Comparación entre exergías destruidas a 330 MW y 247 MW	43
3.2.4 Comparación entre los por cientos de destrucción de exergía con respecto a la entrada de cada equipo a 330 MW y 247 MW	44
3.2.5 Comparación entre los por cientos de destrucción de exergía con respecto a la entrada de la instalación a 330 MW y 247MW	45

3.3 Análisis de Sensibilidad.....	46
3.4 Análisis de Discriminante.....	48
3.5 Análisis de Varianza.....	50
3.5.1 Prueba de rango múltiple para ED por categoría.....	51
Conclusiones.....	53
Bibliografía.....	55
Anexos.....	59

Nomenclatura utilizada en el desarrollo de este trabajo

S 0: Corriente de vapor, entrada a primera etapa de Turbinas

S 2: Corriente de vapor que sale de turbina

S21: Corriente de Vapor entrada de pre-calentador de combustible

S23: Corriente de Vapor que sale de la primera extracción de Turbina

S2a: Corriente de Vapor que entra al reclantador de baja temperatura

S2, S6, S7, S8, S11, S12, S13: Corrientes de vapor que entran al divisor de la extracción

S2a, S6a, S7a, S8a, S11a, S12a, S13a: Corriente de vapor que sale del divisor de la extracción y va para el módulo *Expansor* que le sigue

S2b, S6b, S7b, S8b, S11b, S12b, S13b: Corrientes de vapor que es extraída

S2b1, S6b1, S7b1, S8b1, S11b1, S12b1, S13b1: Corrientes de vapor que entran a los calentadores regenerativos

S2b2, S6b2, S7b2, S8b2, S11b2, S12b2, S13b2: Corriente de vapor que sale del calentador regenerativo y entra en el que le precede

S14a, S14b, S14c, S14d, S14i, S14j: Corriente de agua de reposición que entran a los calentadores regenerativos de forma consecutiva

S14e y S14h : entrada y salida del deareador respectivamente

S14k: corriente de agua que entra al divisor de donde sale el flujo de atemperamiento

S14m: Entrada al economizador

S15 y S16: Corrientes de entrada al domo

S17 y S18: Corrientes de salida del domo

S17a y S19: Corriente de vapor entrada y salida respectivamente, del sobre-calentador de baja temperatura

S20: Corriente de vapor salida del sobre-calentador de media temperatura.

S22 y S22a: Corriente de vapor de entra y salida respectivamente, del pre-calentador de aire

S20a y S24: Corriente de vapor entrada y salida del sobre-calentador de alta temperatura respectivamente

S24a: Corriente Vapor que llega a turbina con la temperatura requerida

S25: Corriente de Vapor que entra al recalentador de alta temperatura

CO: Corriente de vapor que entra al condensador

S51: Corriente de condensado

S53 y S54: Corriente de agua entrada y salida respectivamente de la bomba de condensado

H: entalpía, kJ/kg

S: Entropía, kJ/kg K

P: Presión, [bar, atm]

ρ : densidad del fluido, kg/m³

η : eficiencia térmica, %

ε : eficiencia exergética, %

y_D^1 : razón de exergía destruida con respecto a la exergía que entra al equipo, %

y_D^2 : razón de exergía destruida con respecto a la exergía que entra a la planta, %

F: Flujo másico, kg/s

Q: Flujo de calor, kW

W: Potencia generada por el ciclo, kW.

H_o - Entalpía a la temperatura de referencia T_o , kJ/kg

T_o – Temperatura del estado de referencia, K

S_o - Entropía a la temperatura de referencia T_o , kJ/kg

CAP-Cuerpo de alta presión

CMP-Cuerpo de media presión

CBP-cuerpo de baja presión

COND- Condensador

SBT- Sobre-calentador de baja temperatura

SMT- Sobre-calentador de media temperatura

SAT- Sobre-calentador de alta temperatura

CR-n- Calentadores regenerativos

ECO- Economizador

C_CRUDO- Calentador de crudo

RBT- recalentador de baja temperatura

RAT- recalentador de alta temperatura

DEA- deareador

W-PREH- pre-calentador de agua

CAR- calentador de aire

GV- generador de vapor

RESUMEN

El análisis exergético constituye una herramienta termodinámica fundamental para la evaluación de ciclos de potencia. Para la realización de esta investigación se utilizó el modelo simulado de una central termoeléctrica con calentamiento regenerativo. Los resultados de la evaluación

térmica y exergética realizados a la simulación del Caso Base (330 MW) se compararon con los obtenidos para los parámetros de operación en condiciones reales (247 MW). Para ello se utilizó la prueba de *Kolmogorov-Smirnov*, y se obtuvo que no existen diferencias estadísticamente significativas entre las variables analizadas. Se realizó un análisis de sensibilidad con el objetivo de conocer la respuesta del modelo a los cambios de los parámetros de operación. La realización de un análisis de discriminante y posterior análisis de varianza, permitió la identificación de las zonas de mayor destrucción de exergía.

ABSTRACT

The exergetic analysis constitutes a main thermodynamic tool for evaluation of power cycle. It was used the simulation model of thermoelectric central with regenerative heating, for the realization of this research. The evaluation's result both thermal and exergetic efficiencies realized to the base case (330MW) it were compared with the parameter obtained in real condition (247 MW). For that it was used the Kolmogorov-Smirnov test and it was find anything

different significant statistic among the analyse variable. A sensibility analysis to aim by know the answer of model front to the change of operation's parameter it was made. The realization of a discriminant analysis after that variance analysis too, allows identifying the zone with more exergetic destruction.

OPINIÓN DEL TUTOR

El trabajo titulado “Análisis exergético de la CTE “Antonio Guitera” utilizando un modelo de simulación” desarrollado por el estudiante Alejandro Bermúdez Rojas, como requisito parcial para optar por el título de Ingeniero Químico, cumple íntegramente con los objetivos y tareas propuestas. La Búsqueda Bibliográfica realizada es actualizada. El uso de la Internet es un 22 % del total. La literatura en idioma extranjero consultada representa el 66 %, de la bibliografía. El 54 % de la última década. El 100% de la bibliografía aparece citada en el cuerpo del trabajo.

El tema abordado es actual, pues el análisis exergético se ha convertido en una importante herramienta para la evaluación de sistemas termodinámicos en los cuales la baja eficiencia afectan la sustentabilidad, ocasionando gastos en recursos y agresiones al medio ambiente, problemas que se agravan con la proximidad al límite de lo tolerable. Por lo que se precisa tener identificadas y caracterizadas todas las partes de las instalaciones, lo cual se facilita con el uso de los simuladores de proceso con los que se gana tiempo, además de un mayor grado de detalle y esto repercute en una mayor eficiencia tecnológica, disminuye el error humano en la toma de decisiones sobre el funcionamiento de los sistemas que se estudian y contribuyen a mejorar además, el impacto ambiental. De ahí que, este tema sea de gran importancia en nuestro país, debido al auge que ha tenido la generación de potencia en la última década y la utilidad práctica del mismo.

Se han cumplido todas las normas para el desarrollo de esta investigación y el documento final presenta muy buena calidad de impresión.

El diplomante, Alejandro Bermúdez Rojas, ha demostrado conocimientos suficientes para el desarrollo de esta investigación, un alto grado de compromiso y creatividad. Es de destacar su empeño y horas de sacrificio para llegar al resultado que hoy se presenta. En todo momento manifestó independencia en la solución de las tareas de su investigación, trabajando con responsabilidad y rigor científico. Basado en todo lo expuesto, consideramos que el trabajo presentado puede ser aceptado y acorde a su desempeño, el estudiante puede optar por el título de Ingeniero Químico. Para que así conste firmamos la presente a los 19 días del mes de junio de 2013.

Ing. Yasmany García López
Tutor

Introducción

Debido al constante crecimiento de la población, la demanda de la energía eléctrica es cada vez mayor. A pesar de la búsqueda de nuevas fuentes de energía, en la actualidad, gran parte de la producción de energía eléctrica se basa en los combustibles fósiles, que podemos llamar convencionales, y se han investigado vías para mejorar la eficiencia de estos sistemas.

Actualmente la generación de energía eléctrica se hace más costosa debido al progresivo aumento del costo del combustible, por lo que su uso debe ser en forma más eficiente. Sin duda uno de los equipos de mayor importancia en una central termoeléctrica es el Generador de Vapor. Por lo que, siendo lo más eficiente posible, se ahorra energía, se disminuyen costos y se reducen las emisiones de contaminantes.

En Cuba, tras la crisis de la década de 1990, debido a la desaparición de la Unión Soviética (URSS) y el Comité de Ayuda Mutua Económica (CAME), las importaciones de combustibles desde este bloque económico al país se vieron sensiblemente afectadas, reflejándose esencialmente en la producción de electricidad. Esto trajo como consecuencia que se comenzaran a estudiar y utilizar inmediatamente otras fuentes de generación de energía. Este es el caso de las conocidas como energías renovables, la energía solar, la energía eólica, la energía hidráulica, entre otras. De las cuales la más empleada es la energía solar (Chávez, 2000, Bériz, 2003).

El estudio del empleo de otros combustibles derivó en la implantación en nuestro país de algunos cambios en las centrales termoeléctricas que permitieran obtener electricidad a partir del petróleo crudo nacional, el cual contiene un elevado por ciento de azufre y derivados.

Una manera de mejorar la eficiencia de la generación es la evaluación y optimización del sistema mediante herramientas de análisis de procesos (Boehm, 1997, Himmelblau, 1997, Scenna, 1999). Estas herramientas son utilizadas para evaluar factores como el rendimiento de la planta, las emisiones al ambiente y la adaptabilidad del sistema al control automático, entre otros, que repercuten en una mayor eficiencia tecnológica y menor impacto ambiental. Además, el análisis de procesos asistido por computadoras proporciona una herramienta ideal para la cuantificación de costos, beneficios y riesgos en la generación de potencia (Boehm, 1997).

Las centrales termoeléctricas de la actualidad operan con equipos de intercambio de calor de mayor rendimiento térmico, por lo que su análisis exergético se hace más importante.

Lo planteado anteriormente permite definir el siguiente **PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN**:

¿Cómo incide en el funcionamiento de la central termoeléctrica Antonio Guiteras, la disminución de la carga desde 330 a 247 MW?

HIPÓTESIS:

Si se realiza la evaluación energética y exergética, utilizando un modelo de simulación, se podrá predecir si la disminución de 330 a 247 MW incide en la eficiencia de la central termoeléctrica Antonio Guiteras, lo que permitirá proponer acciones que garanticen su funcionamiento eficiente

Para darle solución a la misma, se define como **OBJETIVO** de este trabajo:

Evaluar térmica y exergéticamente el funcionamiento de la central termoeléctrica Antonio Guiteras para 330 y 247 MW

Para darle cumplimiento al objetivo propuesto se desarrollarán los siguientes **objetivos específicos**:

1. Evaluar energética y exergéticamente la central termoeléctrica para 330 y 247 MW
2. Determinar los equipos de mayor incidencia en la eficiencia de la central termoeléctrica
3. Realizar análisis de sensibilidad del modelo a cambios en los parámetros de operación

Capítulo 1: Revisión Bibliográfica

En este capítulo se abordan los ciclos termodinámicos y en específico, el ciclo de vapor; se tratan los métodos de evaluación de sistemas energéticos, se dan aspectos sobre la simulación de plantas de generación de potencia, profundizado en el uso de las herramientas de análisis de ciclos con los objetivos de:

- Definir estado del arte con respecto a los métodos y las herramientas de análisis de ciclos utilizadas para la evaluación de ciclos de vapor.
- Seleccionar una herramienta de análisis adecuada para la solución del problema.

Para cumplir estos objetivos se realizó una búsqueda bibliográfica en las Bibliotecas Científico – Técnicas, la Biblioteca Virtual de la Facultad de Ingenierías Química – Mecánica de la Universidad de Matanzas, así como en diferentes bases de datos remotas, disponibles en INTERNET.

La búsqueda en INTERNET se realiza haciendo uso de los buscadores existentes (Scirus, Teoma, Metacrawler, etc) y bases de datos remotas (EBSCO, Elsevier, InderScience, etc). Además se realizó búsquedas en bases de datos y bibliotecas virtuales de química e ingeniería química, que incluyen las más reconocidas a nivel mundial.

1.1 Centrales Termoeléctricas

Una Central Termoeléctrica es una instalación donde la energía mecánica que se necesita para mover el rotor del generador y obtener la energía eléctrica, se obtiene a partir del vapor. El vapor generado se llega a las turbinas para que en su expansión sea capaz de mover los álabes de las mismas.

1.1.1 Componentes principales de una central termoeléctrica

- Generador de vapor
- Turbina de vapor
- Sistema de refrigeración (puede ser de caudal abierto o mediante torres de refrigeración)
- Instalaciones de control
- Generador Eléctrico
- Área de tratamiento de agua
- Área de tratamiento de combustible
- Área de tratamiento de aceite

- Área de protección contra incendios

1.1.2 Centrales Clásicas

Se denominan centrales clásicas a aquellas centrales térmicas que emplean la combustión del carbón, petróleo (*fuel-oil*) o gas natural para generar la energía eléctrica. Son consideradas las centrales más económicas y rentables, por lo que su utilización está muy extendida en el mundo económicamente avanzado y en el mundo en vías de desarrollo, a pesar de que estén siendo criticadas debido a su elevado impacto medioambiental (Moran, 2003, Tsatsaronis, 2006).

1.1.3 Centrales termoeléctricas de ciclo combinado

En la actualidad se están construyendo numerosas centrales termoeléctricas de las denominadas de ciclo combinado, que son un tipo de central que utiliza gas natural, *gas-oil* o incluso carbón preparado como combustible para alimentar una turbina de gas. Luego los gases de escape de la turbina de gas todavía tienen una elevada temperatura, se utilizan para producir vapor que mueve una segunda turbina, esta vez de vapor. Cada una de estas turbinas está acoplada a su correspondiente alternador para generar la electricidad como en una central termoeléctrica clásica.

Normalmente durante el proceso de partida de estas centrales, solo funciona la turbina de gas, a este modo de operación se le llama ciclo abierto. Si bien la mayoría de las centrales de este tipo pueden intercambiar de combustible (entre gas y *diesel*) incluso en funcionamiento. Al funcionar con *diesel* ven afectada su potencia de salida (baja un 10% aproximadamente) y los intervalos entre mantenimientos mayores, y fallas, se reducen fuertemente.

Como la diferencia de temperaturas que se produce entre la combustión y los gases de escape es más alta que en el caso de una turbina de gas o una de vapor, se consiguen rendimientos muy superiores, del orden del 55% (Tsatsaronis, 2006).

1.1.4 Ciclos de Vapor

El uso de vapor como fluido termodinámico se justifica por gran variedad de características, en particular:

- Es abundante y barato de producir
- Transporta gran cantidad de energía por unidad de masa debido a su cp. En efecto, el calor latente de cambio de fase es del orden de 2 500 kJ/kg

1.1.5 Ciclo de Rankine

El ciclo Rankine, (Fig. 1.1) se introduce el condensador. Este tiende a bajar la temperatura de la fuente fría y mejorar la eficiencia del ciclo.

Desde el punto de vista netamente termodinámico, se baja la temperatura de la fuente fría, mejorando por lo tanto, la eficiencia del ciclo. Desde el punto de vista mecánico, la presión en el condensador es muy inferior a la atmosférica, lo que hace que opere con una presión mayor, lo que aumenta la cantidad de trabajo recuperable por unidad de masa de vapor.

La principal diferencia entre un ciclo de vapor abierto y uno Rankine es el condensador. Esta mejora la introdujo James Watt hacia fines del siglo XVIII (Kyle, 1992). Un ciclo muy empleado en máquinas simples y cuando la temperatura de la fuente caliente está limitada. Es mucho más práctico que el ciclo de Carnot con gas, pues la capacidad de transporte de energía del vapor con cambio de fase es mucho más grande que en un gas.

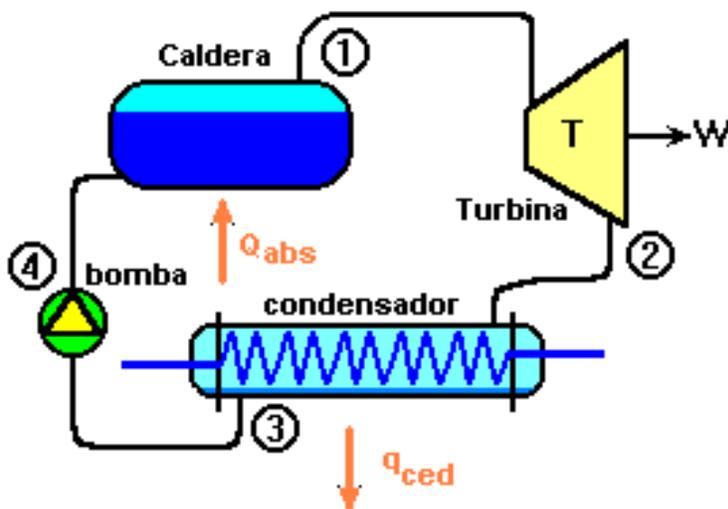


Figura 1.1: Esquema de un ciclo Rankine

La bomba recolecta condensado a baja presión y temperatura. Típicamente una presión menor a la atmosférica, estado (3) y comprime el agua hasta la presión del generador de vapor (4). Aquí, primero se calienta, alcanzando la saturación y luego se inicia la ebullición del líquido. En la caldera se extrae el vapor del generador de vapor (con calidad muy cercana a 1), luego el vapor va a la turbina. En la cual se expande, realizando trabajo, hasta la presión de salida (2). El vapor que descarga la máquina entra al condensador donde cambia de fase de vapor a líquido. El condensado se extrae prácticamente como líquido saturado (3). Allí la bomba comprime el condensado y se repite el ciclo.

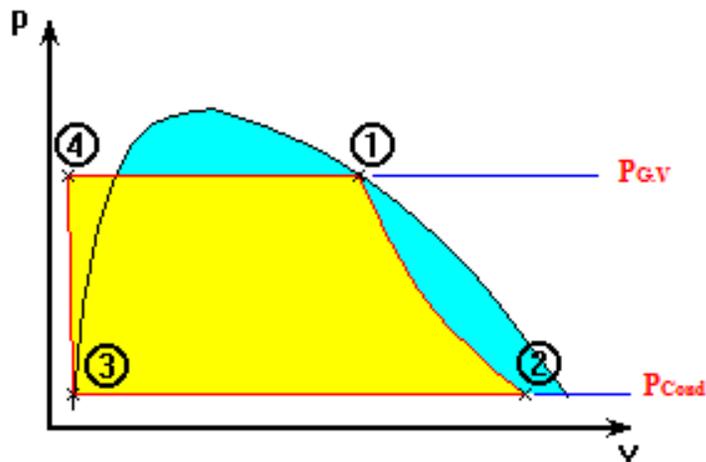


Figura 1.2: Diagrama p-V de ciclo de vapor de Rankine

En la figura 1.2, el ciclo se describe como sigue (los puntos termodinámicos están indicados con pequeñas cruces, cerca del número correspondiente): En (1) el generador de vapor entrega vapor sobrecalentado, con calidad igual a la unidad ($x = 1$), a la etapa de turbina, en donde ocurre la expansión desde una presión a la salida del generador de vapor hasta la presión a la entrada del condensador, produciendo el trabajo (W). El vapor sale de la turbina en el estado (2), con una calidad de 0 a 1 y es admitido en el condensador. Aquí se condensa a presión y temperatura constante, proceso (2)-(3), y se extrae líquido condensado con $x = 0$, en el estado (3). Luego la bomba aumenta la presión del condensado de p_{cond} a $p_{G.V}$, proceso (3)-(4) y reinyectando el condensado en al generador de vapor.

Por lo tanto sistema opera entre la presión $p_{G.V}$ y p_{cond} , las que tienen asociadas la temperatura de ebullición del agua en el generador de vapor y la temperatura de condensación en el condensador.

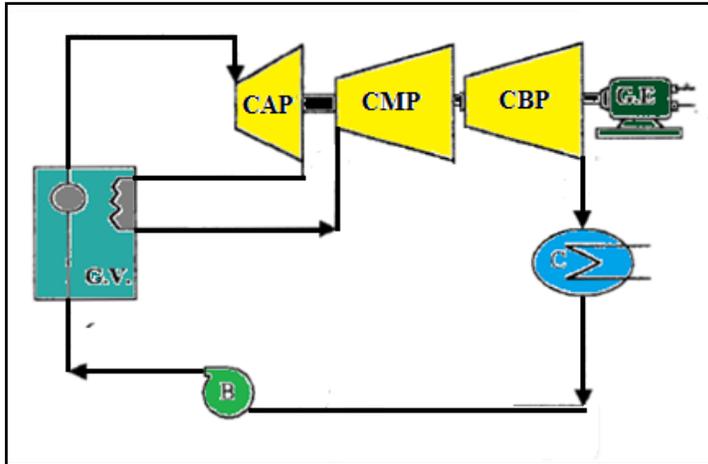


Figura 1.3 Ciclo Rankine con recalentamiento

El ciclo *Rankine* con recalentamiento (figura 1.3), utiliza el vapor producido en un generador de vapor a alta presión, para luego ser llevado a una sección de turbinas para producir energía cinética. El vapor de salida de los cuerpos de turbina llega a un condensador donde lo que queda de vapor pasa a estado líquido para poder entrar a una bomba que aumenta la presión para nuevamente poder entrar al generador de vapor. Existen algunas mejoras al ciclo, como, por ejemplo, agregar sobre-calentadores a la salida del generador de vapor que permitan obtener vapor sobrecalentado para que entre a la turbina y aumentar así el rendimiento del ciclo.

1.1.6 Ciclo *Rankine* regenerativo

En esta variación se introduce un nuevo elemento al ciclo, un calentador abierto. Este elemento consiste en un intercambiador de calor por contacto directo en el cual se mezclan dos corrientes de agua para dar una corriente de temperatura intermedia. De las dos corrientes que entran al calentador una proviene de una extracción de vapor de la turbina y la otra del condensador (sufre la expansión total). Como las presiones en el calentador deben de ser iguales, se añade una bomba después del condensador para igualar la presión de la parte del vapor que ha sufrido la expansión completa a la de la extracción. En esta variación del ciclo *Rankine*, encontramos ventajas respecto al ciclo simple como un aumento del rendimiento y una reducción del aporte de calor al generador de vapor. Pero también encontraremos inconvenientes como una reducción de la potencia de la turbina y un aumento de la complejidad de la instalación, debido a que se añade a la instalación una bomba más y un mezclador de flujos (Kyle, 1992).

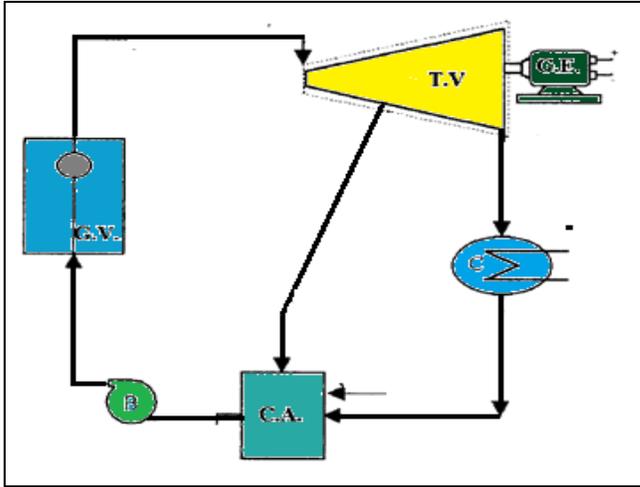


Figura 1.4 ciclo Rankine regenerativo

1.2 Métodos termodinámicos para la evaluación de Sistemas Energéticos

Uno de los objetivos de la termodinámica es establecer criterios generales con que juzgar la precisión del diseño y el funcionamiento de los sistemas industriales en los que la energía desempeña un papel importante. Por lo tanto, a la hora de analizar procesos como la síntesis de un producto químico, la producción de electricidad en una central térmica o la refrigeración y licuación de gas natural, entre otros, debemos plantearnos en primer lugar la interrogante de cómo discernir su eficiencia (Moran, 2003, Tsatsaronis, 2007).

El análisis termodinámico constituye una herramienta muy útil en las industrias (Gunerhan y Hepbasli, 2007, Hammond, 2007, Ozgener y Hepbasli, 2007). Los fundamentos de la termodinámica fueron profundizados en el siglo XIX cuando debido al desarrollo de las máquinas térmicas, se planteó la necesidad de estudiar las leyes de la transformación del calor en trabajo (Annamalai, 2002, Moran 2003).

Más tarde el método termodinámico saltó los límites de la termotecnia y halló amplia aplicación en muchas ramas de la física, química y otras ciencias. Con el segundo principio de la termodinámica. Se puede predecir en qué dirección pueden transcurrir las diversas transformaciones físicas y químicas en unos u otros sistemas (Gunerhan y Hepbasli, 2007).

Dos de los métodos fundamentales para el análisis de las transformaciones de energía son:

1. Energético
2. Exergético

1.2.1 Método Energético

El concepto de la energía fue empleado en la mecánica en el siglo XVII limitado a lo que hoy conocemos como energía cinética y potencial. Sin embargo, los análisis que fueron efectuados en aquella época no podían abordar procesos con fricción o rozamiento, puesto que desconocían la relación existente ante el trabajo y el calor (Tsatsaronis, 1993, Winterbone, 1997, Hepbasli *et al.*, 2007).

Los postulados para un análisis energético están vinculados con la primera ley de la termodinámica y ésta establece que la energía no se crea ni se destruye solamente se conserva. La cantidad total de energía que entra a un sistema debe ser exactamente igual a la que sale más cualquier aumento dentro del sistema. La formulación matemática de este principio se denomina balance de energía, que unido a un balance de materia es de capital importancia en problemas de diseño y operación de procesos (Himmelblau 1997, Valero 1997).

El primer principio de la termodinámica es una generalización que se fundamenta en resultados obtenidos de innumerables experimentos (Kyle, 1992, Bejan *et al.*, 1996). Después de que por los trabajos de Joule y otros científicos quedó establecida la equivalencia entre el calor y el trabajo, como formas de transmisión de la energía, el principio se extendió a otras formas de energía; de ahí comenzó a llamarse ley de la conservación y transformación de la energía (Kenney, 1994, Winterbone, 1997).

Desde el punto de vista cuantitativo se establece que la energía de un sistema es una función unívoca de su estado y este valor se mantiene constante en todos los procesos en un sistema y solo puede ser convertido de una forma a otra de acuerdo a una rigurosa relación cuantitativamente equivalente. Precisamente la expresión matemática de esta ley, expone la relación cuantitativa entre el calor, Q , y el trabajo, W , y define la energía interna, U , como una propiedad del sistema.

$$Q = \Delta U + W \quad (1.1)$$

El calor y el trabajo son las dos formas en las que la energía puede atravesar los límites o fronteras del sistema. Este principio no limita cualquier conversión de energía de una forma a otra ni tampoco restringe la posibilidad de que un proceso pueda realizarse (Espinosa *et al.*, 2004).

✓ **Clasificación de las formas de energía**

La energía se manifiesta de muchas formas, cada una con sus características y calidad propias.

Según Xiberta, (1999) la calidad de la energía es sinónimo de su capacidad para provocar un cambio. La calidad de una determinada forma de energía depende del modo en que se encuentra almacenada. Este almacenamiento puede ser ordenado o desordenado (aleatorio) en mayor o menor grado.

✓ **La energía ordenada**

La energía ordenada (o de alta calidad) puede presentarse en las dos formas siguientes. Energía potencial, tal como la almacenada en un campo gravitatorio, eléctrico o magnético. La energía de deformación almacenada en un muelle perfectamente elástico también pertenece a esta categoría. Energía Cinética no aleatoria, como la almacenada en un volante de rotación, o en un chorro no turbulento de un fluido ideal.

✓ **La energía desordenada**

La energía interna de la materia, la radiación térmica y la energía química son distintas formas de energía desordenada. Este desorden está asociado con los movimientos de átomos y moléculas. La energía asociada al movimiento turbulento de un fluido también es una forma de energía desordenada, si bien difiere de las otras energías de este grupo en que es una forma de energía en la que se da la conversión, de una forma ordenada a otra forma final, la cual está asociada con el movimiento molecular aleatorio (energía desordenada).

El Primer Principio de la Termodinámica dice que la energía se conserva en cualquier proceso y que no se puede crear ni destruir; la energía que acompaña a un combustible, o a los flujos de materia y otros. Se puede localizar y determinar en los productos resultantes (Margarita *et al.*, 2006).

Si se supone que un combustible se quema, el estado final viene determinado por una mezcla de gases procedentes de la combustión, cenizas, aire residual y calor. La energía asociada al sistema permanece constante, pero la mezcla inicial de combustible y aire es mucho más útil y tiene más calidad que la mezcla final de gases calientes. El combustible siempre se podría utilizar en cualquier dispositivo para generar un trabajo, mientras que los posibles usos de los productos de la combustión serían más restringidos. Por lo que la energía útil del sistema al principio del proceso es mucho mayor que la energía útil que

tienen los gases al final de la combustión, que se destruye a causa de la naturaleza irreversible del proceso, por lo que la energía útil así definida no se conserva, al contrario que la energía (Margarita *et al.*, 2006).

Los fundamentos del concepto de exergía aparecen con el Segundo Principio de la Termodinámica y las Leyes del Equilibrio de las transformaciones reales, al existir la posibilidad de poder generar trabajo cuando dos sistemas en distintos estados térmicos se ponen en contacto (Albert, 1995).

1.2.2 Método exergético

Aunque el método de la exergía es considerado a menudo un nuevo método para analizar sistemas de energía (Ebadi y Gorji-Bandpy, 2005, Valero, 2006, Pellegrini y de Oliveira, 2007), el análisis fue introducido en el siglo pasado con la formulación matemática del segundo principio de la termodinámica (Gupta y Das, 2007). Las contribuciones hacia el concepto de exergía son debidas a R. Clausius en 1865, P.G. Tait en 1868, W. Thomson y principalmente a J.W. Gibbs en 1873 y J.C. Maxwell en 1875 (Tsatsaronis, 1993).

El desarrollo moderno del análisis de exergía fue inicializado por F. Bosnjakovic en Europa y J.H. Keenan en los Estados Unidos. El lema clásico “lucha contra la irreversibilidad” de F. Bosnjakovic marcó el inicio de este desarrollo (Szargut, 1980, Kotas, 1986).

Se entiende por exergía la capacidad máxima de trabajo útil que puede obtenerse de un sistema en un determinado estado. La exergía de un portador de energía es una propiedad termodinámica que depende del estado del portador considerado y el estado del medio. El concepto de la exergía resulta ser muy cómodo para analizar el grado de perfeccionamiento termodinámico de cualquier aparato térmico y tiene la ventaja de poder aplicarse a procesos químicos, de combustión, bioquímicos, físicos, entre otros (Bejan *et al.*, 1996, Valero, 1997, Talens *et al.*, 2007, Ptasinski *et al.*, 2007).

La magnitud de la exergía de una corriente depende del medio ambiente de referencia definido, simbolizado por el subíndice (o). Su definición es de vital importancia para los análisis (Bejan *et al.*, 1996). Es importante subrayar que este método permite formar juicio acerca del grado de reversibilidad de los procesos que tienen lugar en él.

La exergía puede ser destruida y generalmente no se conserva. La destrucción de exergía usualmente representa la mayor parte de la energía gastada. La otra parte de la energía gastada es la exergía perdida. La segunda ley de la termodinámica, complementa y mejora

los balances de energía al permitir tanto el cálculo del valor termodinámico verdadero de un portador energético como las ineficiencias termodinámicas y las pérdidas reales de un proceso, basado en ello el concepto de exergía es extremadamente útil (Hotz *et al.*, 2006, Ma y Li 2007, Araujo *et al.*, 2007, Ozgener *et al.*, 2007).

➤ **Exergía**

La exergía se define como el trabajo máximo disponible que se puede obtener en un sistema que interactúa con su medio ambiente, hasta que llega a su estado de equilibrio con el medio ambiente, o también llamado estado muerto (Albert, 1995, Lugo *et al.*, 2009).

También se puede definir la exergía como el trabajo teórico mínimo necesario a aportar para conseguir que el sistema cerrado pase desde su estado muerto hasta otro estado prefijado. La exergía es, por lo tanto, una medida de la diferencia entre el estado de un sistema cerrado y el estado del medio ambiente (Margarita *et al.*, 2006).

La exergía se puede destruir a causa de las irreversibilidades y también se puede transferir hacia o desde un sistema (Albert, 1995). El uso eficiente de los recursos energéticos va asociado a la destrucción y pérdida de exergía en los sistemas, siendo los objetivos del análisis exergético el localizar, cuantificar e identificar éstas causas (Margarita *et al.*, 2006). En las energías mecánicas y eléctricas toda la energía es exergía, pero en la energía térmica no es así; hay una cantidad de anergia. La anergia es la fracción de energía, de la que no se puede obtener ningún trabajo útil (Xiberta, 1999).

➤ **Medio ambiente**

Según Xiberta, (1999) el medio ambiente como concepto peculiar del método exergético, consiste en un medio que se encuentra en un estado de equilibrio termodinámico. Este medio ambiente conceptual no tiene ningún gradiente de presión, temperatura, potencial químico, energía cinética o energía potencial y, no hay posibilidad de producir trabajo a partir de cualquier tipo de interacción entre las partes del medio ambiente. Cualquier sistema fuera del medio ambiente que tiene uno o más parámetros, (presión, temperatura, potencial químico), que difieran del correspondiente parámetro del medio ambiente, tiene capacidad de realizar trabajo con relación a él. El medio ambiente, por otra parte, es un medio de referencia natural para evaluar el trabajo posible entre distintos tipos de sistemas.

Por razones prácticas el medio ambiente está constituido por la atmósfera, los mares, los océanos y la corteza terrestre. El medio ambiente puede interactuar con un sistema de las tres formas siguientes:

- a) Intercambio calorífico, como almacén de energía térmica (T E R) a la temperatura T_0 . Dada la enorme capacidad calorífica del ambiente es capaz de intercambiar calor con cualquier sistema (hecho por el hombre) sin sufrir ningún cambio apreciable en su temperatura.
- b) A través de interacción mecánica como un almacén de trabajo no utilizable. Este tipo de interacción sólo tiene lugar en sistemas que experimentan un cambio de volumen durante el proceso considerado, p.ej., un sistema cerrado que experimenta un proceso de expansión. Como los sistemas termodinámicos se encuentran normalmente inmersos en la atmósfera a la presión P_0 cualquier variación de volumen del sistema ΔV , suponiendo que la expansión tiene lugar cuasiestáticamente, determina que la atmósfera reciba un trabajo $P_0\Delta V$. Esta parte del trabajo realizado por el sistema está claro que no es térmicamente útil pero puede ser recuperado si el sistema vuelve cuasiestáticamente al volumen inicial.
- c) A través de interacción química, como almacén de una sustancia de bajo potencial químico en equilibrio estable. Este tipo de interacción tiene lugar siempre que un sistema abierto libera materia al medio ambiente o toma de él sustancias de bajo potencial químico. El ambiente se supone constituido por estas últimas sustancias que se encuentran en equilibrio químico entre sí.

➤ **Estado Muerto**

Si el estado de la materia que constituye el sistema cerrado. Es diferente al del medio ambiente existe la posibilidad de generar un trabajo. Sin embargo, a medida que el sistema va evolucionando hacia el equilibrio con el medio ambiente dicha posibilidad disminuye, desapareciendo por completo cuando se alcanza el equilibrio termodinámico. A este estado particular del sistema se le denomina estado muerto, y en esta situación el sistema cerrado se encuentra en reposo con relación al medio ambiente a la temperatura T_0 y presión P_0 . En el estado muerto, tanto el sistema cerrado como el medio ambiente poseen una cierta

energía, pero el valor de su exergía es cero, Pues no es posible que se produzca un cambio espontáneo en el sistema cerrado o en el ambiente por cuanto no pueden existir interacciones entre ellos (Margarita *et al.*, 2006).

Al igual que la energía, la exergía de un flujo de materia \dot{E} puede dividirse en distintas componentes. En ausencia de efectos nucleares, magnéticos, eléctricos y de tensión superficial, según la ecuación 1.1 (Xiberta, 1999).

$$\dot{E} = \dot{E}_K + \dot{E}_p + \dot{E}_{ph} + \dot{E}_{CHE} \quad (1.2)$$

Donde \dot{E}_K es la exergía cinética, \dot{E}_p exergía potencial, \dot{E}_{ph} la exergía física y \dot{E}_{CHE} la exergía química.

1.3 Componentes de la exergía

La determinación de la componente de la exergía exige la consideración conjunta del sistema estudiado y el medio ambiente. Puede determinarse totalmente y para su determinación de forma separada se procede de la siguiente forma: (Margarita *et al.*, 2006)

Del estado inicial (P,T) al estado ambiental (P₀,T₀): Exergía física (E_{PH}).

Del estado ambiental P₀,T₀ al estado muerto: Exergía química (E_{CHE}).

1.3.1 Exergía Física

Es el trabajo máximo que puede obtenerse al pasar el flujo estacionario en un sistema abierto del estado inicial al estado ambiental, sólo con procesos físicos que involucran interacciones térmicas entre el flujo estacionario y el medio ambiente (Margarita *et al.*, 2006).

$$E_{CHE} = (h_1 - T_o s_1) - (h_o - T_o s_o) \quad (1.3)$$

Donde el primer término representa el estado inicial y el segundo término el estado ambiental.

La exergía física se puede dividir en dos componentes:

Primer componente: Un proceso reversible a presión constante donde el sistema pasa del estado inicial P₁,T₁ al estado i dado por P_i,T_o. En este proceso se libera energía en el proceso de enfriamiento de T₁ a T_o. Esta componente se denomina componente térmica de la exergía física y se calcula:

$$E_{PH} = (h_1 - T_o s_1) - (h_i - T_o s_i) \quad (1.4)$$

Segunda componente: Un proceso reversible a T_o constante desde el estado i dado por P_1, T_o hasta el estado ambiental dado por P_o, T_o . Se libera energía de presión en la expansión de P_1 a P_o . Esta componente se llama componente de presión de la exergía física y tiene una magnitud:

$$E_{PH} = (h_i - T_o s_i) - (h_o - T_o s_o) \quad (1.5)$$

La exergía física puede expresarse como la suma de sus componentes térmica y de presión.

1.3.2 Exergía Química

La exergía química se define como el trabajo máximo que puede obtenerse al pasar el flujo estacionario de un sistema abierto del estado ambiental al estado muerto solo con transformaciones químicas entre el flujo estacionario y el medio ambiente (Margarita *et al.*, 2006).

La exergía química es un componente de la exergía que guarda relación con el estado de referencia natural relativo al medio ambiente. Este tipo de estado de referencia es esencial en cualquier cálculo en el que tienen lugar reacciones químicas (Xiberta, 1999). La exergía química coincide con la disminución de la función de Gibbs en el valor y como estado coincide con el cambio del estado ambiental al estado muerto, de ahí resulta finalmente que:

$$E_{CHE} = (h_r^o - T_o s_r^o) - (h_p^o - T_o s_p^o) \quad (1.6)$$

El primer término de la expresión anterior representa el estado ambiental y el segundo término el estado muerto.

1.4 Sustancias de referencia

Para evaluar el trabajo potencial una corriente de materia en función de las diferencias entre su potencial químico (μ) y el del ambiente, las propiedades de los elementos químicos de la corriente deben referirse a las propiedades de algunas sustancias seleccionadas adecuadamente del ambiente. Una característica de estas sustancias de referencia es que deben estar en equilibrio con el resto del medio ambiente. Así el dióxido de carbono es una sustancia de referencia adecuada para el carbono pero no el carbono no oxidado que se encuentra en los depósitos de combustible fósil de la corteza terrestre, ni el monóxido de carbono, que sólo en muy raras ocasiones se encuentra en el medio ambiente. Es evidente que, entre las distintas sustancias del ambiente que contienen un determinado elemento

químico, la sustancia de referencia más adecuada para el elemento químico en cuestión es la que tiene el potencial químico inferior. Para cada sustancia de referencia debe de conocerse su concentración en el medio ambiente con la precisión adecuada (Xiberta, 1999).

Según Lugo *et al.*, (2009) los análisis exergéticos a centrales termoeléctricas han sido realizados en la década de los ochentas por (Kotas, 1986); quien presentó conceptos, principios de la exergía y desarrollo metodologías para cuantificar las irreversibilidades generadas en los procesos que intervienen en la generación de potencia.

El balance de exergía es similar al balance de energía. Su diferencia fundamental estriba en que mientras el balance energético constituye una expresión de la ley de la conservación de la energía, el balance exergético puede considerarse como una expresión de la ley de degradación de la energía. La degradación de la energía equivale a la destrucción de exergía que tiene lugar en todos los procesos reales, debido a que todos ellos son irreversibles (Xiberta, 1999). El análisis exergético permite medir la irreversibilidad de un proceso, con claros significados energético y económico.

1.5 Herramientas informáticas de análisis de ciclos de generación de potencia

En la década de 1960, la industria química de proceso comenzó a usar en gran escala programas para el Diseño Asistido por Computadora (CAD). Era común referirse a tales programas como de balance de calor y materia, pero ahora en general se conocen como Simuladores de Procesos.

El diseño de procesos asistido por computadoras se refiere a la aplicación de programas de computación para el diseño y análisis de un sistema o subsistemas (Domínguez, 2001). La amplitud de su uso ha desarrollado también los procesos y sistemas asociados con la industria de generación de potencia.

Las herramientas de análisis de ciclos han conmovido significativamente la industria al incrementar la capacidad de los ingenieros de procesos para el diseño, la operación y la evaluación de equipos tales como generadores de vapor, bombas, intercambiadores de calor, ventiladores, turbinas u otro equipo que afecte el flujo de materiales y energía a través del proceso (Boehm, 1997). Estas herramientas son comúnmente usadas para predecir el rendimiento de la planta, comparar alternativas de diseño y/o tecnologías, predecir el rendimiento basado en combustibles alternativos, la optimización de la

operación del ciclo y evaluar la degradación del funcionamiento de un componente. Tales predicciones del funcionamiento son, en ocasiones, fuertemente dependientes de datos reales del funcionamiento del proceso (Rodríguez, 2001).

Las correlaciones empíricas representan los datos del funcionamiento medido que pueden ser incluidos en un modelo del sistema para mejorar la validación de las predicciones. De esta manera, el uso de herramientas de análisis de procesos complementa el uso de las herramientas más tradicionales de análisis. Las herramientas de análisis de ciclos están principalmente basadas en las ecuaciones fundamentales de conservación de la materia y la energía y pueden ser usados para modelar una amplia variedad de sistemas que contengan ciclos termodinámicos abiertos o cerrados (Himmelblau, 1997, Boehm, 1997). Estas herramientas pertenecen a una siempre creciente lista de herramientas de ingeniería asistida por computadoras. Los programas de Diseño Asistido por Computadoras (CAD) y los programas de Fabricación Asistida por Computadoras (CAM) son, quizás, las herramientas más conocidas. Sin embargo, las herramientas de Ingeniería de Procesos Asistida por Computadoras (CAPE) han tenido igualmente un impacto significativo en la industria de procesos de la cual la generación de potencia puede ser incluida como un subconjunto.

Es claro que el análisis del rendimiento termodinámico de una planta de generación de potencia no requiere del uso de herramientas computacionales. La importancia del uso de herramientas de análisis de procesos asistido por computadora es el grado de detalle y la profundidad del análisis que se puede lograr en corto tiempo. Los métodos sofisticados de estimación de propiedades eliminan, por ejemplo, la necesidad de consumir tiempo en interpolaciones manuales. Por tanto, se puede emplear más tiempo en las implicaciones de la predicción del funcionamiento y menos en los cálculos de convergencia.

Algoritmos rigurosos, flexibilidad de los métodos de estimación de propiedades y flexibilidad para simular las operaciones unitarias son elementos a considerar cuando se trata de la utilización de herramientas de diseño asistido por computadoras para el análisis de procesos, en particular en sistemas de generación de potencia.

Las aplicaciones del análisis de proceso asistido por computadoras caen, generalmente, en una de estas categorías (Koch *et al.*, 2007)

- Diseño de sistemas: análisis detallado de varias configuraciones de sistemas

- Diseño de componentes: Efecto de un componente sobre el funcionamiento de toda la planta
- *Marketing*: Análisis de alternativas de varias tecnologías, escenarios de operación y presentación

1.6 Softwares utilizados para el análisis de ciclos

La información acerca de los programas específicos de análisis de ciclos pueden ser obtenidas de diversas fuentes, incluyendo contactos profesionales revistas y publicaciones tales como: *Computer Selects reviews and Chemical Engineering Progress' Annual Software Directory*. Una fuente relativamente nueva la constituyen los sitios en World Wide Web, ej: <http://dutw239.wbmt.tudelft.nl/PItools/index.html>

Según López, (2007), las herramientas de análisis de ciclos más utilizadas son:

- **EndResults:** (Sega, 2003) es un paquete de hojas de cálculo, herramientas de análisis y problemas resueltos disponibles en formato para *LOTUS* y *EXCEL*. Como aplicaciones incluye generadores de vapor, turbinas de gas y vapor y condensadores. Permite la predicción y la evaluación de ciclos en plantas de fuerza.
- **Steambal/energy analyst:** (Sega, 2003) son paquetes desarrollados en *BASIC* que permiten el análisis de ciclos industriales de vapor. Tiene incluida dos subrutinas que permiten la descripción de los equipos y la base de datos de propiedades físicas. Pueden realizarse además análisis económicos, análisis sobre la combustión, redes de tuberías y turbinas de gas.
- **Design II:** Este *software* fue desarrollado para aplicaciones en las industrias químicas, petroquímicas y refinerías. Permite realizar los balances de materia y energía para gran variedad de procesos incluyendo operaciones unitarias tales como reactores, intercambiadores de calor, quemadores y hornos, bombas, compresores y turbinas. La base de datos y las correlaciones para determinar las propiedades termodinámicas están fundamentalmente enfocadas a aplicaciones con hidrocarburos y plantas químicas (WinSim, 2004, WinSim, 2006).
- **F – cycle, C – cycle:** Estos programas permiten el análisis unidades de generación de potencia con combustible fósil, ciclos combinados de turbinas de gas, combinaciones entre combustible fósil y turbinas de gas y aplicaciones de ciclos de vapor con diferentes tipos de generadores de vapor y turbinas. *F – cycle* puede

analizar unidades con combustible fósil con generadores de vapor con y sin quemadores, uno o dos recalentamientos. Incluye además los modelos de turbinas de vapor, generadores de vapor y sistemas de calentamiento de aire, sistemas de enfriamiento y bombas. *C – cycle* utiliza los módulos de ciclos combinados de turbinas de gas. Realiza los balances de materia y energía en las turbinas de gas, el generador de vapor con recuperación de calor, la turbina de vapor, el sistema de enfriamiento y el sistema de agua de alimentación.

- **Steam Pro y Steam Master:** Este paquete permite, el análisis de plantas de potencia basadas en ciclos de vapor convencionales y con cogeneración. Pueden ser modelados ciclos de vapor con dos recalentamientos y más de trece extracciones. Incluye un módulo de diseño preliminar para generadores de vapor.
- **GateCycle** Es un simulador gráfico para el diseño y la evaluación de variados sistemas que incluye ciclos combinados, sistemas de cogeneración y plantas combinadas de generación de calor y potencia. Tiene librerías con más de cien modelos de turbinas de gas de diferentes fabricantes. Este *software* fue desarrollado en conjunto con el Instituto de Investigaciones de Generación Eléctrica (EPRI).
- **Aspen Plus:** Este es un simulador gráfico de procesos de propósito general. Principalmente enfocado para la industria química y petroquímica y puede ser usado además para analizar sistemas de generación de potencia. Tiene integrado un módulo específico, *SteamSys*, para la modelación detallada de turbinas de vapor. Incluye además, el análisis de costos e inversiones de los procesos y unidades.
- **SOAPP** Este paquete suministra información base para el análisis, diseño y economía de tecnologías de cogeneración. Incluye módulos de ciclos combinados de gasificación, ciclos combinados de turbinas de gas y sistemas con combustible fósil.
- **ChemCAD** Es un simulador de procesos para uso general. Su biblioteca de equipos incluye intercambiadores, bombas, compresores, turbinas y otros módulos. Además, el usuario puede configurar su propio módulo. Incluye módulos específicos para el diseño y la evaluación de intercambiadores de calor, columnas de destilación y sistemas de tuberías.

- **Aspen Hysys:** Este paquete permite la simulación dinámica y en estado estacionario a través de interfase gráfica. Su mejor aplicación es para la industria petroquímica, pero puede obtenerse muy buena precisión cuando es usado para el análisis de sistemas de generación de potencia. Ofrece una optimización multivariables para el diseño de procesos de modelación dinámica integrada para el desarrollo de estrategias de control de procesos e interfase gráfica con software de control digital.

Todos los programas mencionados anteriormente son capaces de resolver cualquier problema de simulación en plantas de generación de potencia. De ellos, los mejores para diseñar y predecir el funcionamiento de ciclos de vapor para la generación de potencia son: *Steam Pro/Steam Master, GateCycle, Aspen Plus*, la versión más reciente *Aspen Hysys*, que es la que será utilizada para el desarrollo de este trabajo, debido a que ofrece resultados confiables, es bien conocido por el autor y se encuentra disponible en nuestra Universidad.

Conclusiones parciales del capítulo

Se realizó una búsqueda sobre el estado actual de la temática

Se explicaron los componentes de la exergía, necesarios para realizar el análisis exergético

Se abordaron los métodos de evaluación energética y exergética

Se trataron aspectos de simulación y *software* más utilizados en la evaluación ciclos de potencia

Capítulo 2: Metodologías para la evaluación energética y exergética de una central termoeléctrica.

Introducción

En este capítulo se realiza una breve descripción del proceso que se desarrollará, una explicación detallada de la metodología utilizada para los cálculos exergéticos que se realizarán en el ciclo de vapor, así como de las herramientas de análisis que se utilizarán para ello.

2.1 Descripción del Caso de Estudio

En esta investigación se realiza el análisis exergético del ciclo de vapor de la termoeléctrica “Antonio Guiteras” de Matanzas. Esta planta consta de tres turbinas de vapor que en condiciones de diseño deben producir 330 MW, acoplado a éstas hay un generador de vapor acuotubular que produce, aproximadamente, 974 t/h de vapor sobrecalentado. La entrada de agua de reposición a este generador es a través de economizador el cual aprovecha energía de los gases de combustión para elevar la temperatura del agua, la cual pasa al domo que es el elemento de almacenamiento de agua, así como de suministrador de la misma en la reposición de la evaporación, constituye además, el elemento para el tratamiento de la pureza del vapor, así como del nivel del agua en la caldera posterior a esto el vapor entra al primer sobre-calentador (SBT), que sobrecalienta el vapor a expensa de la energía extraída de los gases provenientes de la combustión del petróleo, de aquí pasa al segundo sobre-calentador (SMT) y de este al tercer sobre-calentador (SAT), el cual además recibe un flujo de atemperamiento para garantizar la vida útil, pues el exceso de temperatura en los tubos del sobre-calentador provocan fatigas mecánicas no regresivas, poniendo en peligro la durabilidad de los elementos intercambiadores de calor de la caldera. De esta manera llegan 974 t/h de vapor sobrecalentado a 538°C y 162,8 bar de presión absoluta, a la primera etapa de turbina o cuerpo de alta presión (CAP). En la misma, el vapor se expande hasta 40,54 bar y 342°C. Sale 11 t/h de vapor destinado al precalentamiento de combustible; del resto, 78,73 t/h se utilizan para precalentamiento del agua de alimentación. Las 883,47 t/h restantes, son dirigidas hacia el cuerpo de media presión (CMP), pero antes se recalienta el vapor elevando así su entalpía, por lo que pasa por un recalentamiento donde se eleva la temperatura de 342°C a 543°C y 36,40 bar, llegando a su segunda expansión con una temperatura de 538°C debido a pérdidas de calor

por tuberías. Ya en este cuerpo de media presión se le realizan tres extracciones; la primera, de 36,45 t/h a 451°C y 19,98 bar, destinada a un calentador regenerativo, por donde circula el agua que va al generador de vapor; la segunda extracción, de 43,58 t/h a 375,4°C y 11,44 bar, es dirigida hacia el deareador y la tercera extracción, de 48,37 t/h a 286,1°C y 5,404 bar, va para otro calentador regenerativo. Las 741,86 t/h restantes a estas condiciones son las que pasan para el cuerpo de baja presión, al cual se le realizan tres extracciones; la primera, de 29,054 t/h a 181°C y 1,923 bar, la segunda, de 31,97 t/h a 116,8°C y 0,926 bar y la tercera de 28,016 t/h a 71,94°C y 0,332 bar. Estas extracciones son dirigidas a tres calentadores regenerativos respectivamente, para elevar así la temperatura del agua que entrará en el generador de vapor. El flujo restante, 652,822 t/h a 71,47°C y 0,332 bar con una calidad 98% se expande en la última etapa de turbina hasta 0,0821 bar con una temperatura de 42,03°C con una calidad de 94%. Es de destacar que por diseño esta última etapa puede trabajar con una humedad de hasta 12%, a pesar de los problemas que esto ocasiona, como la deformación en los álabes de la turbina manipular vapor húmedo. El vapor de escape de la turbina se condensa con 37930 t/h de agua de mar a 27°C, la cual se calienta hasta 36,45°C. Este condensado se bombea hacia cuatro calentadores regenerativos, conectados en serie, que a su vez reciben las extracciones de turbina, al pasar este flujo de agua por ellos, su temperatura se va incrementando de 42,43°C hasta 147,58°C con una presión de 24 bar. Este flujo pasa para el deareador que opera a 10,55 bar. La deareación se realiza a expensas de una extracción en el cuerpo de media presión de la turbina que sale a 11,44 bar y 375,4°C. A la salida del deareador se encuentran la bomba de agua de alimentación, la cual se encarga de impulsar este flujo hacia dos calentadores regenerativos conectados en serie, como última etapa de precalentamiento, se alcanza una temperatura de 245,47°C y 208 bar. Y de aquí entra al economizador, repitiendo así el ciclo.

2.2 Metodologías para la Evaluación del ciclo de vapor.

Como se aprecia en el figura 2.1, los componentes principales del ciclo de vapor son una sección de turbina, condensador, seis calentadores regenerativos, deareador el generador de vapor el cual lo componen varios equipos como el economizador, tres sobre-calentadores (de baja, media y alta temperatura), domo, horno, dos recalentadores baja y alta temperatura.

Las metodologías de evaluación que se seguirán consisten en la evaluación energética y exérgica del sistema, empleando las ecuaciones básicas de balance de materia, energía y exérgia en los diferentes equipos.

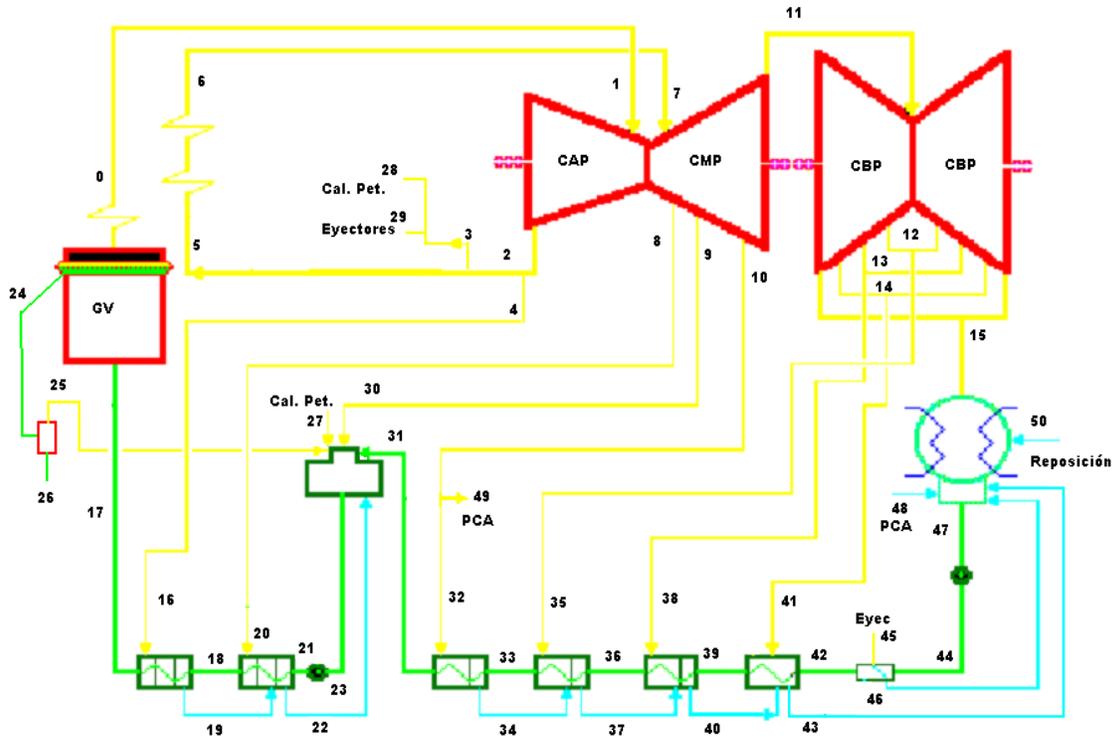


Figura 2.1. Diagrama de flujo del ciclo de vapor caso de estudio

2.3 Metodología de Evaluación Energética

El análisis energético se fundamenta en la Ley de Conservación de la Masa y la Energía, siendo sus formas más generales para el estado estacionario las que se muestran en las Ecuaciones 2.1 y 2.2 (Shames,1995).

Ley de conservación de la masa:

$$\frac{dM}{dt} = 0 = \iint_{SC} (\rho \cdot V \cdot dA) + \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{VC} (\rho \cdot dv) \quad (2.1)$$

Ley de conservación de la energía:

$$\frac{dQ}{dt} - \frac{dW_K}{dt} = \iint_{SC} (e)(\rho \cdot V \cdot dA) + \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{VC} ((e)\rho \cdot dv) \quad (2.2)$$

Los resultados de los balances de materiales y energía realizados en este trabajo se desarrollan mediante el simulador de procesos (Aspentech, 2009).

2.4 Eficiencia energética

2.4.1 Balance de energía en las turbinas

El balance de energía en la turbinas se realiza con el objetivo de determinar la eficiencia que tiene o sea kW producido por kg de vapor utilizados

$$\eta = \frac{W_{\text{real}}}{W_{\text{reversible}}} \quad (2.3)$$

$$\eta = \frac{h_i - h_f}{(h_{is} - h_{fs})} \quad (2.4)$$

Donde:

W- potencia

h_i -entalpía inicial

h_f - entalpía final

h_{is} - entalpía inicial isentrópica

h_{fs} - entalpía final isentrópica

2.4.2 Balance de energía en los intercambiadores de calor

El balance de energía en los intercambiadores de calor se realiza con el fin de determinar la cantidad de calor que se pierde, para garantizar la temperatura deseada en cada equipo.

$$\eta = \frac{q}{q_{\text{màx}}} \quad (2.5)$$

$$\eta = \frac{(m \cdot c_p \cdot t_2 - t_1)_{\text{frío}}}{(m \cdot c_p)_{\text{mínimo}} \cdot T_1 - t_1} \quad (2.6)$$

$$\eta = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (2.7)$$

Donde:

T_1 -temperatura de entrada del fluido caliente

t_1 - temperatura de entrada del fluido frío

t_2 - temperatura de salida del fluido frío

m-flujo másico.

C_p - calor específico

2.4.3 Eficiencia del generador de Vapor

$$\eta_{GV} = \frac{Q_{\text{útil}}}{Q_{\text{disponible}}} \cdot 100 \quad (2.8)$$

Q útil: Se refiere al calor absorbido por el agua para transformarse en vapor, el Q útil considera la energía consumida por:

- El agua para llegar a la condición de saturación
- El agua para llegar a la condición de vapor sobrecalentado
- El vapor es recalentado
- El agua purgada si las extracciones de fondo son significativas
- Algún calentamiento adicional

Q disponible: Se refiere a la energía que libera el combustible cuando combustiona y se puede considerar:

- Valor calórico del combustible, es el más incidente
- Calor físico o precalentamiento del combustible
- Calor por precalentamiento del aire
- Calor de vapor de atomización

Para evaluar cada uno de estos calores se aplica la Primera Ley de la Termodinámica, que de forma simplificada queda según Keenan, (1988):

$$Q = m \cdot \Delta H \quad (2.9)$$

Donde:

m-flujo másico

ΔH -diferencias de entalpías final (H_f) menos entalpía inicial (H_i)

Las expresiones de calor útil y disponible se simplifican convenientemente atendiendo a las características del generador de vapor.

$$Q_{\text{disponible}} = \text{VCN} + Q_{\text{precalentamiento combustible}} + Q_{\text{precalentamiento aire}} + Q_{\text{vapor atomización}} \quad (2.10)$$

Donde:

Q-calor

VCN-valor calórico neto del combustible

2.5 Metodología de Evaluación Exergética

El balance exergético tiene como principal objetivo el uso efectivo de los recursos energéticos y para ello, se determina la localización, la causa y la verdadera magnitud de las pérdidas (irreversibilidades) del proceso. Esta información se puede utilizar para diseñar un nuevo sistema térmico o para evaluar uno ya existente. El cálculo de las pérdidas

exergéticas es aplicable tanto para un proceso completo como en cada uno de los equipos que lo componen (Park, 2002).

El balance exergético para un sistema cerrado se desarrolla a partir de la combinación de los balances de energía y entropía (Bejan *et al.*, 1996).

$$(U_2 - U_1) + (KE_2 - KE_1) + (PE_2 - PE_1) = \int_1^2 \delta Q - W \quad (2.11)$$

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_b + S_{gen} \quad (2.12)$$

Donde W y Q representan la energía transferida por el trabajo y el calor entre el sistema estudiado y los alrededores, respectivamente. El término T_b denota la temperatura en la frontera donde ocurre la transferencia de calor y el término S_{gen} la entropía generada debido a las irreversibilidades internas.

El balance de exergía puede ser expresado de diferentes formas, que pueden ser más apropiadas para aplicaciones particulares. Una forma muy conveniente para expresar el balance exergético de un sistema cerrado y en reposo con respecto al ambiente de referencia ($KE = 0$ y $PE = 0$) es:

$$\frac{dE}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) Q_j - \left(W - p_0 \frac{dV}{dt} \right) - E_D \quad (2.13)$$

Donde:

$\frac{dE}{dt}$, es el cambio de exergía en el tiempo.

$\left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) Q_j$, es la transferencia de calor asociada al flujo de calor, Q_j , donde la temperatura instantánea es T_j .

W, representa el flujo de energía producto del trabajo y la transferencia de exergía asociada está dada por el término $W - p_0 \frac{dV}{dt}$, donde $\frac{dV}{dt}$ es la variación del volumen del sistema en función del tiempo.

E_D , es el flujo de exergía destruida debido a las irreversibilidades del sistema y está relacionada con la generación de entropía del sistema ($E_D = T_0 S_{gen}$).

Si se considera Estado Estacionario se expresa la ecuación 2.14 en términos de flujo de exergía transferida y destruida:

$$0 = \sum_j E_{qj} - W + \sum_i E_i - \sum_e E_e - E_D \quad (2.14)$$

Donde:

E_i y E_e son los flujos de exergía transferida a la entrada y salida respectivamente.

E_{qj} se determina según el primer término de la derecha de la ecuación 2.5. En aplicaciones de ingeniería las propiedades a la entrada de los componentes son las consideradas en la corriente: entalpía, entropía, entre otros. Mientras que la corriente de salida serán las propiedades del estado de referencia.

En resumen, se tiene la siguiente expresión para la exergía total transferida asociada a una corriente de materia:

$$E = E^{PH} + E^{CHE} \quad (2.15)$$

Donde:

El término E^{PH} es identificado como la componente *física* de la exergía y se determina:

$$E^{PH} = m_i [(H - H_0) - T_0 (S - S_0)] \quad (2.16)$$

Donde:

m_i - Flujo másico de la corriente i , kg/s

H - Entalpía de la corriente i a la temperatura de trabajo, kJ/kg

H_0 - Entalpía a la temperatura de referencia T_0 , kJ/kg

T_0 - Temperatura del estado de referencia, K

S - Entropía de la corriente i a la temperatura de trabajo, kJ/kg

S_0 - Entropía a la temperatura de referencia T_0 , kJ/kg

La exergía química para gases y mezclas de gases, E^{CHE} , puede determinarse mediante las Ecuaciones 2.17 y 2.18 (Rivero, R y Garfias, M, 2006).

Como a $25^\circ C$ y $1 atm$ la corriente de gases tendrá una fracción gaseosa compuesta por O_2 , CO_2 , N_2 y $H_2O_{(g)}$ y otra fase líquida compuesta por $H_2O_{(l)}$, se hace necesario determinar la exergía química estándar para ese estado.

$$E^{CHE} = m_i * \bar{e}^{CHE} \quad (2.17)$$

$$\bar{e}^{CHE} = (1 - x_l) * \left(\sum x_k * \bar{e}_k^{CHE} + \bar{R} * T_0 * \sum x_k * \ln x_k \right) + x_l * \bar{e}_l \quad (2.18)$$

Donde:

x_k - Fracción molar del gas k en la corriente gaseosa i

\bar{e}_k^{CHE} - Exergía química estándar del gas k

\bar{e}_l - Exergía química estándar del agua en fase líquida, kJ/kg

x_l - Fracción molar de agua líquida en la mezcla de gases

\bar{R} - Constante de los gases

T_0 : Temperatura de referencia, K

La exergía química también puede ser determina mediante las ecuación 2.19 (Margarita *et al.*, 2006).

Para petróleo y sus derivados:

$$b = K(1066 + 67.4\omega + 1875v + 3784\sigma - 177.8\zeta) \quad (2.19)$$

$$K = 7.817c \frac{kJ}{kg} \quad (2.19 a)$$

$$v = \frac{3n}{7c} \quad (2.19 b)$$

$$\sigma = 1 + \frac{3\left(h - \frac{o-s}{8}\right)}{c} \quad (2.19 c)$$

$$\omega = \frac{6h}{c} \quad (2.19 d)$$

$$\zeta = \frac{3s}{8c} \quad (2.19 e)$$

El petróleo está compuesto por carbono (C), hidrogeno (H), oxigeno (O), nitrógeno (N), azufre (S), son las composiciones elementales de los componentes que forman parte del combustible, siendo la suma de estas igual a la unidad. Como se puede apreciar, la exergía de una corriente depende del ambiente de trabajo o estado de referencia definido. El ambiente o estado muerto se modela como un sistema compresible simple, infinito y uniforme a temperatura T_0 y presión P_0 . Un ambiente de referencia adecuado para muchas situaciones, incluyendo este trabajo, es 101,3 kPa y 298,15 K, aunque es importante destacar que en aplicaciones reales, estos valores pueden ser especificados de forma diferente.

2.6 Eficiencia exergética en un ciclo de vapor.

El análisis exergético de un sistema de generación eléctrica, introduce el término eficiencia exergética como un parámetro para evaluar termodinámicamente el funcionamiento del sistema. Al definir la eficiencia exergética es necesario identificar las corrientes *fuel* y *product* del sistema termodinámico estudiado. Las corrientes *product* representan el resultado producido por el sistema. Su definición es consistente con el propósito de adquirir y explotar el sistema. Por otro lado, las corrientes *fuel* representa los recursos gastados para generar las corrientes *products*.

Como resultado de la simulación del ciclo de vapor, se puede acceder de a las propiedades necesarias de los flujos que entran y salen de los equipos, para realizar la evaluación exergética de la misma.

El módulo *SPREADSHEET* es utilizado en este caso para calcular la eficiencia exergética y para realizar los balances exergéticos de cada componente y del ciclo.

De acuerdo con esto, el balance exergético para el sistema o para un componente del mismo queda:

$$E_F = E_P + E_D + E_L \quad (2.20)$$

Donde:

E_F : flujo exergético de las corrientes *fuel*.

E_P : flujo exergético de las corrientes *product*.

E_D : Exergía destruida por el sistema.

E_L : Exergía pérdida.

La eficiencia exergética, ε , se define como la razón entre las corrientes *products* y *fuel*.

$$\varepsilon = \frac{E_P}{E_F} = 1 - \frac{E_D + E_L}{E_F} \quad (2.21)$$

Una utilidad importante de la eficiencia exergética es evaluar el funcionamiento termodinámico de un componente, planta o industria con respecto al funcionamiento de un componente, planta o industria similar.

2.6.1 Eficiencia exergética en turbinas

El propósito de una turbina – Figura 2.2 – es generar potencia a partir de la expansión de un gas. Por tanto, para una turbina con extracción la potencia entregada, W , será la corriente *product* y la disminución de exergía en la expansión del gas ($E_1 - E_2 - E_3$), la corriente *fuel*.

$$\varepsilon = \frac{W}{(E_1^{PH} - E_2^{PH} - E_3^{PH})} \quad (2.22)$$

Donde:

W, potencia generada por la turbina, kW.

E^{PH} : flujo de exergía física, kW.

Subíndices:

1: referido a la corriente de entrada a la turbina.

2: referido a la extracción de turbina.

3: referido a la corriente de salida de turbina.

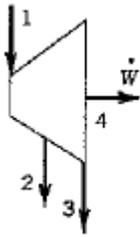


Figura 2.2. Turbina de vapor con una extracción

2.6.2 Eficiencia exergética en intercambiadores de calor

Como los propósitos de los intercambiadores de calor – figura 2.3 – pueden ser diferentes, existen varias alternativas para definir las corrientes *fuel* y *product*:

1. Para el caso en que la transferencia de calor ocurra a T_0 , o por encima de esta, y el objetivo del intercambiador sea incrementar la exergía de la corriente fría a expensas de la exergía de la corriente caliente, la corriente *product* se define como $(E_2 - E_1)$ y la corriente *fuel* será $(E_3 - E_4)$ y la eficiencia queda:

$$\varepsilon = \frac{(E_2^{PH} - E_1^{PH})}{(E_3^{PH} - E_4^{PH})} \quad (2.23)$$

2. Para el caso en que la transferencia de calor ocurra a T_0 , o por debajo de esta, y el objetivo del intercambiador sea enfriar la corriente caliente a expensas de la corriente fría, donde la exergía se transfiere desde la corriente fría a la corriente caliente (la transferencia de exergía ocurre en dirección opuesta a la transferencia de calor), la corriente *product* se define como $(E_4 - E_3)$ y la corriente *fuel* será $(E_1 - E_2)$ y la eficiencia queda:

$$\varepsilon = \frac{(E_4^{PH} - E_3^{PH})}{(E_1^{PH} - E_2^{PH})} \quad (2.24)$$

Donde:

E^{PH} : flujo de exergía física, kW.

Subíndices:

- 1: referido a la entrada de la corriente fría al intercambiador.
- 2: referido a la salida de la corriente fría del intercambiador.
- 3: referido a la entrada de la corriente caliente al intercambiador.
- 4: referido a la salida de la corriente caliente del intercambiador

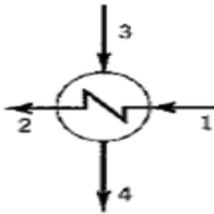


Figura 2.3. Intercambiador de calor

2.6.3 Eficiencia exergética en unidades mezcladoras

La definición de corrientes *fuel* y *product* en unidades mezcladoras – figura 2.4 – pueden ser varias y dependen del objetivo que se persiga. Una ecuación general para determinar la eficiencia exergética en mezcladores es:

$$\varepsilon = \frac{E_3^{PH}}{(E_1^{PH} + E_2^{PH})} \quad (2.25)$$

Donde:

E^{PH} : flujo de exergía física, kW.

Subíndices:

- 1 y 2: referido a las corrientes de entrada al mezclador.
- 3: referido a la corriente de salida del mezclador.

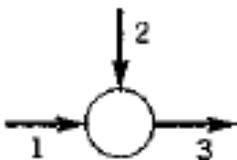
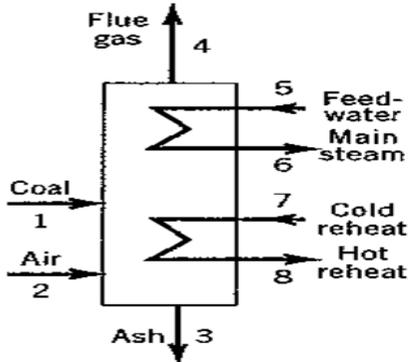


Figura 2.4. Mezclador

2.6.4 Eficiencia exergética en generadores de vapor

El objetivo de los generadores de vapor – figura 2.5 – es incrementar la relación entre las exergías de entrada y salida del agua de alimentación al generador a expensas del combustible quemado. Para el generador de vapor analizado, la eficiencia exergética se define como:



$$\varepsilon = \frac{(E_6 - E_5) + (E_8 - E_7)}{(E_1 + E_2) - (E_3 - E_4)} \quad (2.26)$$

Figura 2.5. Generador de Vapor

2.7 Análisis Estadístico

2.7.1 Análisis de discriminante

El objetivo del análisis discriminante es la clasificación de objetos o individuos en determinadas clases o poblaciones, sobre la base de la observación de diferentes características de los mismos. Está formado por un conjunto de reglas de decisión, que permiten clasificar al individuo a través de la información brindada por las muestras aleatorias de cada población. El problema de la discriminación consiste en buscar una función o regla de clasificación de las variables consideradas, que permita clasificar cada individuo en una de las poblaciones dadas *a priori*, esta etapa se denomina clasificación. El método, se centra en analizar si en realidad existe diferencia entre los grupos, a partir de las variables utilizadas (Bouza y Sistachs, 2002).

El punto de partida de esta prueba es encontrar una función discriminante Y , que sea una combinación de las variables originales X_1, X_2, X_n . (Miller, N.J. y Miller, J.C., 2002).

$$Y = a_1 X_1 + a_2 X_2 + \dots + a_n X_n \quad (2.27)$$

2.7.2 Análisis de Varianza

Análisis de varianza de un factor contrasta la existencia de diferencias significativas entre medias cuando están presentes más de dos muestras. Las fórmulas utilizadas son:

Fuente de variación	Suma de cuadrado	Grados de libertad
Entre muestras	$\sum_i \frac{T_i^2}{N}$ (2.28)	$h - 1$ (2.28a)
Dentro de muestras	Por diferencia	Por diferencia
Total	$\sum_i \sum_j \frac{x_{ij}^2}{N}$ (2.29)	$N - 1$ (2.29a)

Donde

$N=nh$ = número total de medidas

T_i =Suma de las medias en la i -ésima muestra

T =Suma de todas las medias, gran total

El estadístico del contraste es f de Fischer = cuadrado medio entre muestras/ cuadrado medio dentro de muestras.

Para todos los casos en que el valor de la probabilidad sea inferior a 0,05, existe diferencia estadísticamente significativa entre las medias de las variables, de un nivel de Categoría a otro, para un nivel de confianza del 95 %.

2.7.3 Prueba de Kolmogorov –Smirnov

Esta prueba se utiliza para confirmar que dos muestras independientes han sido extraídas de la misma población o poblaciones con la misma distribución, de aquí, se desprende que la prueba es sensible a cualquier variación ya sea de posición, dispersión, oblicuidad, etc.

Esta técnica se basa en la frecuencia acumulada y en este caso se comparan las frecuencias de los dos tratamientos para obtener una distancia máxima (D_{MAX}).

$$D_{\max} = \text{Maxima} \left| S_{n_1}(x) - S_{n_2}(x) \right| \quad (2.30)$$

Conclusiones parciales del capítulo

Se realizó una breve descripción del caso de estudio y se presentó un diagrama general de la instalación.

Se plantearon las ecuaciones que se utilizaron en los análisis energéticos y exergéticos para cada uno de los equipos que se trataron en este trabajo.

Se expusieron los métodos estadísticos empleados en la interpretación de los datos en capítulo posterior.

Capítulo 3. Resultados y Discusión

Introducción

En este capítulo se hace un análisis de los resultados obtenidos a partir de las metodologías de cálculos expuestas en el capítulo 2. Se crean tablas con los resultados obtenidos. Se hace uso de métodos estadístico para comparar variabilidades.

Los equipos analizados fueron: Horno, Domo, Deareador (DEA), Flash, Economizador (ECO), seis calentadores regenerativos (CR-n), Condensador (COND), pre-calentador de agua (W-PREH), sobre-calentadores de temperatura alta, media y baja (SAT, SMT, SBT), pre-calentador de crudo (C-CRUDO), calentador de aire (CAR), recalentador de alta y baja temperatura (RAT, RBT), pre-calentador de aire (A-PREH), tres cuerpo de turbinas de alta, media y baja presión (CAP, CMP, CBP) y el generador de vapor (G.V).

3.1 Utilización del modelo de simulación

El módulo de cálculo *SPREADSHEET* de la opción *logicals* del simulador de procesos químicos *Aspen HYSYS* versión 7.1 fue utilizado por el autor para desarrollar los cálculos que se discutirán.

para realizar Fue necesario los cálculos de exergía física química, tener cuenta si es una corriente de combustible, gases, aire, o agua; pues, para cada una de ellas, se tiene que crear una corriente de referencia, a temperaturas y presión ambiental, de la cual se extraen las variables entalpía (H_0) y entropía (S_0).

Tabla 3.1 Corrientes de referencias empleadas en los cálculos

Corrientes de referencias				
Corrientes	T(k)	P(kPa)	H_0 (kJ/kg)	S_0 (kJ/kg k)
Combustible	298,15	101,3	276,86	4,51
Gases	298,15	101,3	-1 886,03	5,26
Aire	298,15	101,3	-0,28	5,25
Agua	298,15	101,3	-15 820,75	0,36

3.1.1 Evaluación del Generador de vapor y equipos que lo componen

El generador de vapor es un conjunto de equipos y agregados auxiliares, integrados en un esquema tecnológico con el objetivo de producir vapor a partir de agua de alimentación, para lo cual utilizan energía proveniente de la combustión del petróleo. En el análisis realizado a esta instalación se determinó la eficiencia exergética total del generador de vapor, la cual es de 54,82 %. Para mayor detalle se descompuso este equipo en todos los que lo componen; calculándole a cada uno de ellos la eficiencia exergética (E. exergética), la exergía destruida (ED) y la destrucción con respecto a la exergía de entrada a cada equipo (Y_D^1) y la global del sistema (Y_D^2), en la tabla siguientes.

Tabla 3.1 a. Resultados obtenidos en los equipos que componen al generador de vapor a 330 MW

Equipos	E. exergética (%)	ED (KW)	Y_D^1 (%)	Y_D^2 (%)
HORNO	45,15	420 258,90	54,85	54,85
DOMO	99,77	4 613,24	0,23	0,60
ECO	78,54	12 126,73	6,86	1,58
SBT	65,77	18 325,00	3,03	2,39
SMT	73,38	11 063,89	2,11	1,44
SAT	76,81	23 667,61	3,82	3,09
C_CRUDO	28,08	801,65	10,76	0,10
CAR	82,38	4 750,09	3,99	0,62
A_PERH	24,68	1 733,36	2,28	0,23
RBT	80,46	8 331,26	1,96	1,09
RAT	74,88	9 731,59	1,96	1,27

Tabla 3.1 b. Resultados obtenidos en los equipos que componen al generador de vapor a 247 MW

EQUIPOS	E. exergética (%)	ED (KW)	Y_D¹ (%)	Y_D² (%)
HORNO	44,39	31 9271,44	55,61	55,61
DOMO	99,76	3 474,54	0,24	0,61
ECO	90,06	4 585,64	3,16	0,80
SBT	67,35	11 925,50	2,74	2,08
SMT	73,77	8 942,62	2,18	1,56
SAT	79,12	15 736,13	3,49	2,74
C_CRUDO	29,13	567,07	11,21	0,10
CAR	95,07	852,82	0,77	0,15
A_PERH	24,60	2 593,01	4,17	0,45
RBT	77,47	67 495,33	21,56	11,76
RAT	76,85	9 174,31	2,46	1,60

En las tablas 3.1 a y 3.1 b se exponen los valores de las eficiencias exergéticas calculadas, destacándose como la de mayor eficiencia la del domo y los equipos de menor eficiencia son el pre-calentador de combustible, el pre-calentador de aire y el horno.

El pre-calentador de combustibles y el pre-calentador de aire presentan baja eficiencia exergética, debido a que utilizan un vapor de baja calidad, proveniente de extracciones de las turbinas (Bejan *et al.*, 1996).

En estas tablas, también aparecen los valores de exergía destruida por cada equipo, notándose que el equipo de más destrucción es el horno, esto es debido a que al realizar el proceso de combustión se alcanzan temperaturas cercanas a la temperatura de flama adiabática en el interior del hogar. Sin embargo, se suministra un exceso de aire secundario para disminuir la temperatura de los gases de combustión a la salida del mismo este exceso de aire incrementa las pérdidas de exergía, y aumenta la irreversibilidad de la reacción de combustión (Lugo *et al.*, 2009).

3.1.2 Evaluación de equipos que componen la sección de turbinas

La central termoeléctrica cuenta con una sección de turbinas compuestas por tres cuerpos que son el de alta presión (CAP), media presión (CMP) y baja presión (CBP) los cuales

utilizan el vapor proveniente del generador de vapor para mover las paletas, y Cada una de estas turbinas está acoplada a su correspondiente alternador para generar la electricidad.

Tabla 3.2 a. Resultados obtenidos en los equipos que componen la sección de turbinas a 330 MW

Equipos	E. exergética (%)	ED (KW)	Y_D^1 (%)	Y_D^2 (%)
CAP	90,35	38 876,82	9,65	5,07
CMP	92,98	23 662,42	7,02	3,09
CBP	87,10	22 122,77	12,90	2,89

Tabla 3.2 b. Resultados obtenidos en los equipos que componen la sección de turbinas a 247 MW

Equipos	E. exergética (%)	ED (KW)	Y_D^1 (%)	Y_D^2 (%)
CAP	89,75	29 771,63	10,25	5,19
CMP	93,02	16 348,41	6,98	2,85
CBP	85,46	17 560,87	14,54	3,06

En las tablas 3.2 a y 3.2 b se puede observar, para cada uno de los tres cuerpos de turbinas, la eficiencia exergética (E. exergética), la exergía destruida (ED), la destrucción de exergía con respecto a la entrada a cada equipo (Y_D^1) y la exergía que se destruye con respecto a la entrada total a la instalación (Y_D^2). La destrucción de exergía en la turbina de vapor es causada principalmente por la fricción y la irreversibilidad del proceso; por tanto, la destrucción de exergía dentro de la turbina de vapor disminuirá al disminuir la fricción provocada por el proceso de expansión.

Según Acosta y Mora, (2007), los factores más comunes que ocasionan irreversibilidad de un proceso son la fricción, la transferencia de calor mediante una diferencia de temperatura finita, la expansión y compresión, la resistencia eléctrica, la deformación inelástica de sólidos, la mezcla de dos gases y las reacciones químicas. La presencia de cualquiera de estos factores provoca un proceso irreversible. La irreversibilidad se considera como la oportunidad perdida de producir trabajo.

En la tabla 3.2 a, se observó que el CBP es el que menos exergía destruye con respecto a la que entra a la planta. Esto puede parecer una contradicción, pues en la misma tabla, se observó que es el de menor eficiencia, pero estos cálculos están en dependencia a la entrada de exergía, es decir, la etapa que trabaja con mayores valores de exergía es la de alta, por esta razón es la que más destruye sin ser la de menor eficiencia; lo contrario que ocurre con la etapa de baja, que presenta menor valores de exergía, pero con respecto a su entrada es la que más exergía destruye.

3.1.3 Evaluación de equipos que componen la sección de reposición de agua

Esta sección, consta de seis calentadores regenerativo (CR_ n), el condensador de cambio de (COND), el deareador (DEA) y un separador de fases (FLASH) que se encuentra a la salida del condensador. Se presentan las eficiencias (E. exergética), exergía destruida (ED), la destrucción de exergía con respecto a la entrada a cada equipo (Y_D^1), y la destruida con respecto a la entrada al generador de vapor (Y_D^2).

Tabla 3.3 a. Resultados obtenidos en los equipos que componen la sección de agua de reposición a 330 MW

Equipos	E. exergética (%)	ED (KW)	Y_D^1 (%)	Y_D^2 (%)
DEA	94,98	1 950,61	5,02	0,25
FLASH	50,86	360,59	49,14	0,05
CR_2	80,66	847,82	11,06	0,11
CR_1	69,23	842,03	22,17	0,11
COND	48,29	10 787,74	49,43	1,41
W_PERH	12,25	100,03	9,50	0,01
CR_6	93,41	1 324,21	1,71	0,17
CR_5	95,88	439,06	0,75	0,06
CR_4	85,33	1 521,92	7,02	0,20
CR_3	88,06	573,20	4,83	0,07

Tabla 3.3 b. Resultados obtenidos en los equipos que componen la sección de agua de reposición a 247 MW

Equipos	E. exergética (%)	ED (KW)	Y_D¹ (%)	Y_D² (%)
DEA	94,94	1 285,07	5,06	0,22
FLASH	66,04	89,02	33,96	0,02
CR_2	80,73	551,07	7,92	0,10
CR_1	69,79	458,42	10,47	0,08
COND	50,62	6 376,06	46,48	1,11
W_PERH	10,00	0,44	0,02	0,000077
CR_6	93,58	795,01	1,65	0,14
CR_5	95,74	285,49	0,78	0,05
CR_4	60,89	2 693,90	16,57	0,47
CR_3	89,09	342,58	3,53	0,06

En las tablas 3.3 a y 3.3 b, se puede apreciar que el condensador es el equipo que más exergía destruye lo cual que representa de un 1,11 % a 1,41 % de la exergía que entra a la planta. La destrucción de exergía en el condensador está asociada directamente a la transferencia de calor por cambio de fase, pues en los intercambiadores de calor las irreversibilidades vienen dadas por la diferencia de temperaturas entre corrientes que intercambian calor.

3.2 Comparación de los valores obtenidos a 330 MW y 247 MW

Se tomaron los valores de eficiencias térmicas, eficiencias exergéticas, exergías destruidas y los por cientos de destrucción de exergía con respecto a la de entrada de cada equipo (Y_D^1) y con respecto al total que entra a la instalación (Y_D^2).

Este procedimiento es diseñado para comparar dos datos de valores y determinar si existen diferencias significativas entre ellas. Como las variables analizadas presentaron un alejamiento de la normalidad, se escogió la prueba de *Kolmogorov-Smirnov*, la cual compara las frecuencias acumuladas, en la cual un valor de probabilidad mayor que 0,05 indica que no existen diferencias significativas.

3.2.1 Comparación entre eficiencias térmicas a 330 MW y 247 MW

Tabla 3.4 Resumen estadístico para las eficiencias térmicas

	E_ Térmica (330 MW)	E_ Térmica (247 MW)
Total	20	20
Media	62,706	58,008
Varianza	998,622	1 246,34
Desviación Estándar	31,601	35,3035
Mínimo	0,1	1,32
Máximo	98,85	99,36
Rango	98,75	98,04
Asimetría	-0,776978	-0,0912165
Kurtosis	-1,1274	-1,62351

Esta tabla 3.4 muestra el resumen estadístico para las dos datas de valores, de particular interés es el coeficiente de *kurtosis* y asimetría en los que valores fuera del rango de -2 a 2 indican alejamientos significativos de la normalidad.

Prueba de *Kolmogorov-Smirnov*

p-value = 0,818621

Las comparaciones de las eficiencias térmicas a 330 MW y a 247 MW no presentaron diferencias estadísticamente significativas con uno valor de la probabilidad mayor que 0,05 para un 95% de confiabilidad.

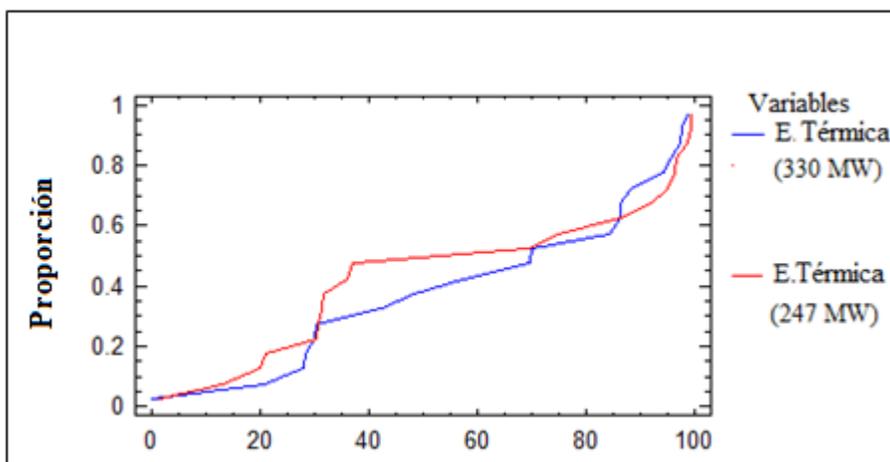


Figura 3.1 Comparación entre eficiencias térmicas a 330 MW y 247 MW

3.2.2 Comparación entre eficiencias exergéticas a 330 MW y 247MW

Tabla 3.5 Resumen estadístico para eficiencias exergéticas

	E_ Exergética (330 MW)	E_ Exergética (247 MW)
Total	24	24
Media	71,6367	72,3842
Varianza	591,754	605,569
Desviación Estándar	24,326	24,6083
Mínimo	12,25	10,0
Máximo	99,77	99,76
Rango	87,52	89,76
Asimetría	-2,2828	-2,37757
Kurtosis	0,417824	0,689646

Prueba de *Kolmogorov-Smirnov*

P-value = 0,991964

El valor de la probabilidad en esta comparación, entre eficiencias exergéticas a 330 MW y 247 MW es mayor que 0,05, por lo que no existen diferencias estadísticamente significativas entre las dos distribuciones para un nivel de confianza del 95%.

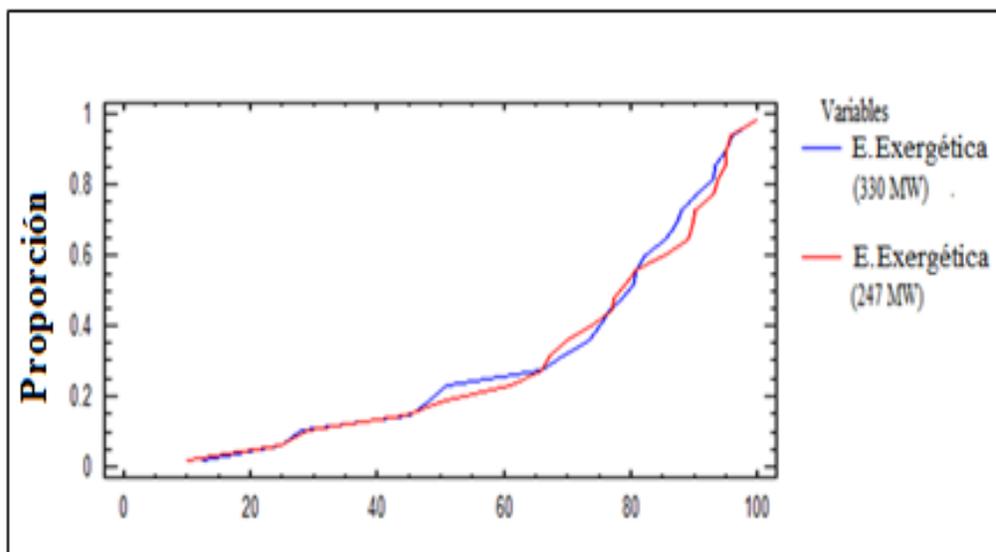


Figura 3.2 Comparación entre eficiencias exergéticas a 330 MW y 247 MW

3.2.3 Comparación entre exergías destruidas a 330 MW y 247 MW

Tabla 3.6 Resumen estadístico para exergías destruidas

	E_DESTRUIDA 330 MW	E_DESTRUIDA 247 MW
Total	24	24
Media	25 783,9	21 715,7
Varianza	7,16201E9	4,22956E9
Desviación Estándar	84 628,7	65035,1
Mínimo	100,03	0,44
Máximo	420 259,0	319 271,0
Rango	420 159,0	319 271,0
Asimetría	9,57523	9,07426
Kurtosis	23,226	21,3307

Prueba de *Kolmogorov-Smirnov*

p- value = 0,892778

El valor de la probabilidad del análisis comparativo para la exergía destruida a 330 MW y 247 MW está por encima de 0,05, por lo que no existen diferencias estadísticamente significativas para un 95 % de confianza.

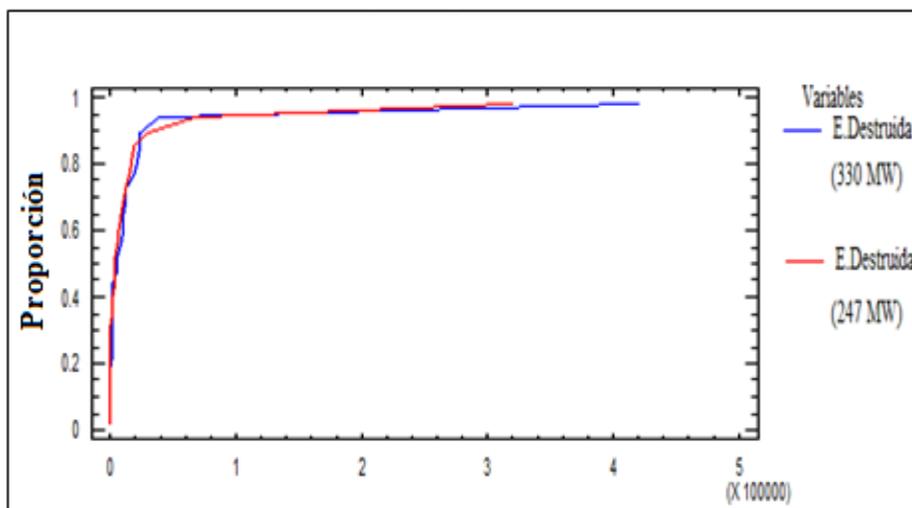


Figura 3.3 Comparación entre Exergías destruidas a 330 MW y 247 MW

3.2.4 Comparación entre los por cientos de destrucción de exergía con respecto a la entrada de cada equipo a 330 MW y 247 MW

Tabla 3.7 Resumen estadístico para la destrucción de exergía con respecto a la entrada de cada equipo.

	Y_D^1 (330MW)	Y_D^1 (247 MW)
Total	24	24
Media	11,7521	11,075
Varianza	255,914	215,866
Desviación Estándar	15,9973	14,6924
Mínimo	0,23	0,02
Máximo	54,85	55,61
Rango	54,62	55,59
Asimetría	4,09712	4,08203
Kurtosis	3,0554	3,69317

Prueba de *Kolmogorov-Smirnov*

p-value = 0,991964

En los por cientos de exergía destruida con respecto a la de entrada de cada equipo (Y_D^1 a 330 MW y Y_D^1 a 247 MW), el valor de la probabilidad está por encima de 0,05 por lo que, no existen diferencias estadísticamente significativa para un nivel de confianza del 95 %.

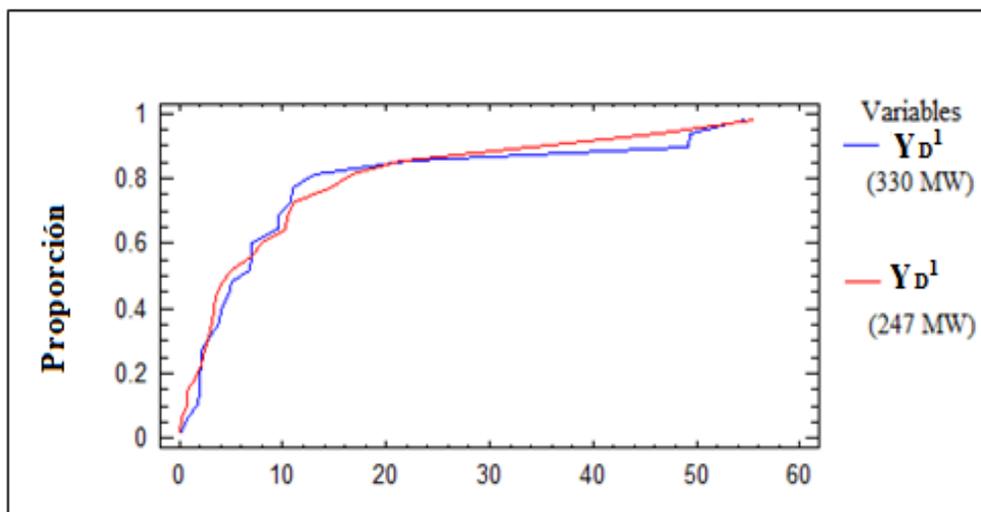


Figura 3.4 Comparación entre por cientos de exergías destruidas a 330 MW y 247 MW

3.2.5 Comparación entre los por cientos de destrucción de exergía con respecto a la entrada de la instalación a 330 MW y 247MW

Tabla 3.8 Resumen estadístico para la exergía que se destruye con respecto a la entrada total de la instalación

	Y_D^2 (330 MW)	Y_D^2 (247 MW)
Total	24	24
Media	3,36458	3,78375
Varianza	122,001	128,313
Desviación Estándar	11,0454	11,3276
Mínimo	0,01	0,000077
Máximo	54,85	55,61
Rango	54,84	55,61
Asimetría	9,57522	9,07385
Kurtosis	23,226	21,3291

Prueba de *Kolmogorov-Smirnov*

p-value = 0,991964

La comparación entre los por cientos de exergía que se destruyen en cada equipo, a 330 MW y a 247 MW, con respecto a la entrada total de la instalación, presentaron un valor de la probabilidad mayor que 0,05 por lo que no existen diferencias estadísticamente significativas para un nivel de confianza de 95%.

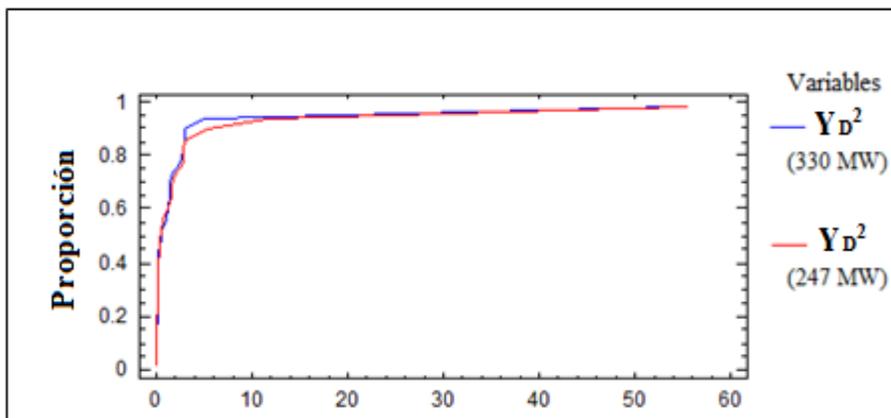


Figura 3.5 Comparación entre por cientos de exergías destruidas con respecto al total de entrada a la instalación 330 MW y 247 MW

3.3 Análisis de Sensibilidad

Se realizó un análisis de sensibilidad a 330 MW, con el objetivo de conocer la respuesta del modelo ante la variación de diferentes parámetros dentro del ciclo para lo cual se realizaron diferentes pruebas.

Las variables utilizadas en el análisis de sensibilidad son:

1. Eficiencia del generador de vapor ante la variación de la relación aire/ combustible
2. Eficiencia del calentador de aire regenerativo ante la variación de la relación aire/ combustible
3. Calor cedido por el horno ante la variación de del flujo de aire

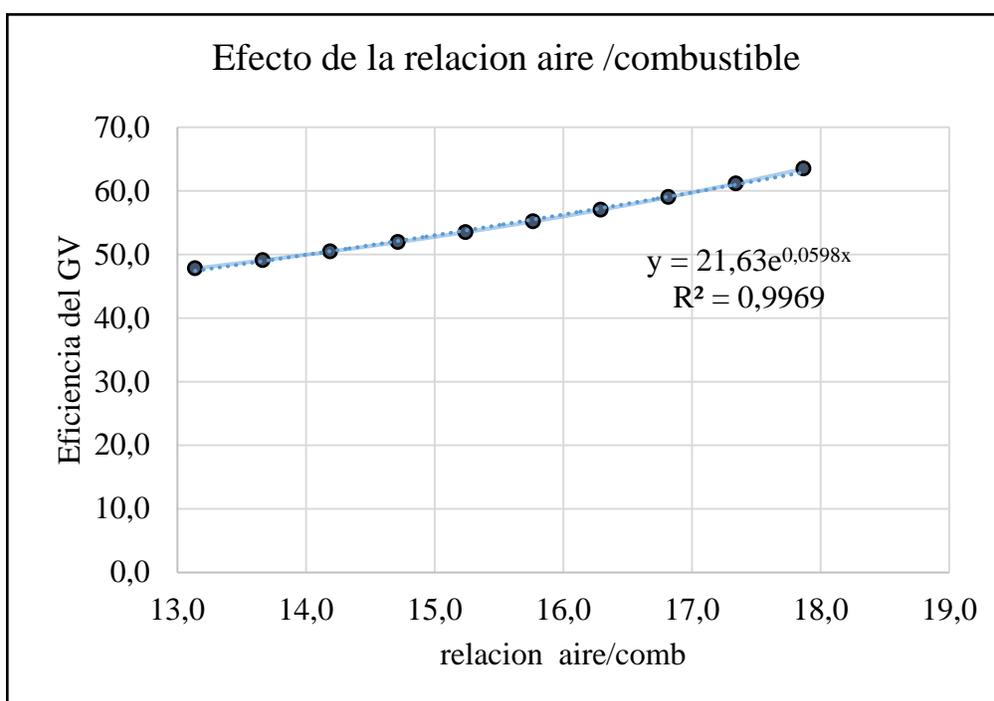


Figura 3.6 Efecto del incremento de la relación aire/combustible sobre la eficiencia del generador de vapor

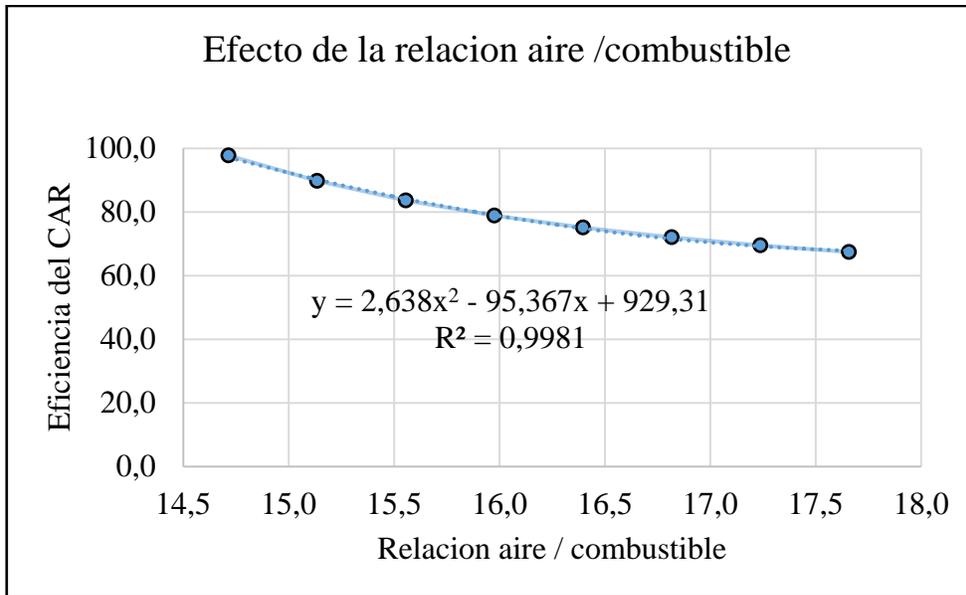


Figura 3.7 Efecto del incremento de la relación aire/combustible sobre la eficiencia del CAR

Como se aprecia en la figura 3.13 un aumento del flujo de aire disminuye la eficiencia del CAR. Lo cual es lógico debido a que se calienta mayor cantidad de aire con el mismo flujo de vapor, menor será la eficiencia.

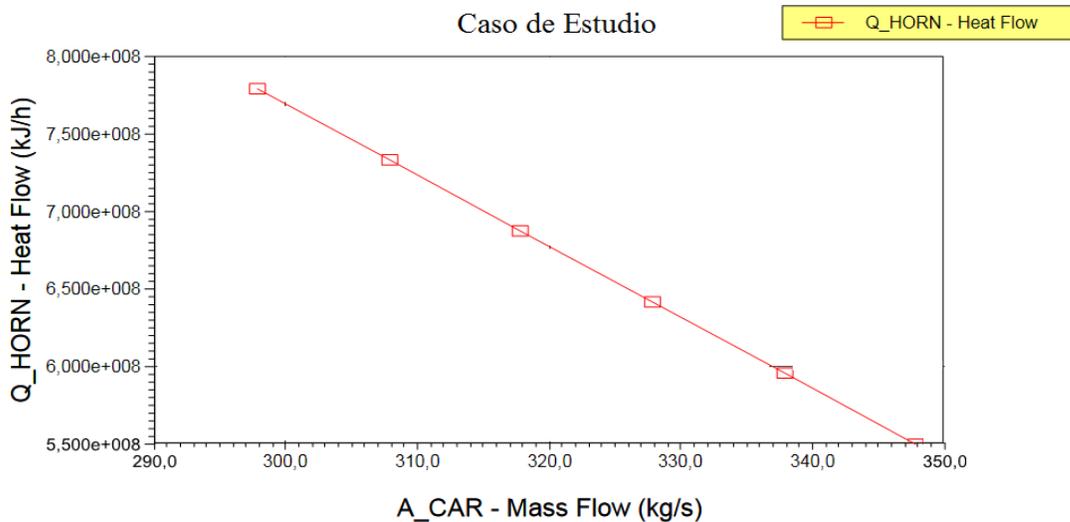


Figura 3.8 Efecto del aumento del flujo de aire sobre el calor cedido por el Horno (Q _ Horno)

Como se aprecia en la figura 3.14 un aumento del flujo de aire disminuye el calor transferido en el horno. Comportamiento que es lógico si se tiene en cuenta que al aumentar

el flujo de aire mayor es el flujo de gases de salida por lo que el calor transferido al agua será menor.

3.4 Análisis de Discriminante

Para este análisis se confecciono una matriz de datos constituida por los valores de eficiencias exergética (E. exergética), exergía destruida (ED), por ciento de exergía destruida con respecto a la exergía de entrada en cada uno de los equipos (Y_D^1) y con respecto a la entrada de la instalación (Y_D^2).

El objetivo del análisis es estudiar si es posible predecir a partir del comportamiento de los individuos en las p variables continuas en ellos observados, cuál va a ser la categoría de la variable dependiente de las variables continuas observadas. Este análisis puede observarse para separar universos, para reconocer si un elemento pertenece a universos dados y para clasificar universos según su categoría (Bouza, C y Sistachs, V. 2002).

Tabla 3.9 Función discriminante

Función Discriminante	Auto valor	Porcentaje Relativo	Correlación Canónica
1	7,88922	73,52	0,94207
2	2,84213	26,48	0,86007

Tabla 3.10 Función derivada

Funciones Derivado	Wilks Lambda	Chi-Cuadrado	Gl	<i>p</i>-valor
1	0,0292795	51,1976	8	0,0000
2	0,260272	19,5174	3	0,0002

Este procedimiento está diseñado para desarrollar un grupo de función discriminante, las cuales pueden ayudar a predecir la categoría basado en el valor de otras variables cuantitativas. Fueron utilizados 19 casos para desarrollar un modelo discriminante entre los tres niveles de categoría. Las dos funciones discriminantes con *P-values* menor que 0,05 son estadísticamente significativos en un nivel de confianza del 95%.

Tabla 3.11 Coeficiente de función de clasificación para la Categoría

	1	2	3
ED	0,0278501	0,0257269	0,0317578
E. exergética	487,52	563,203	632,806
Y_D¹	576,892	658,395	781,98
Y_D²	-20083,2	-18590,7	-22381,6
CONSTANT	-206,349	-271,555	-359,591

Esta tabla muestra los valores usados para clasificar las observaciones. Hay una función por cada uno de los tres niveles de categoría.

Función para el primer nivel de categoría:

$$Y = -206,349 + 0,0278501 * ED + 487,52 * EE + 576,892 * YD1 - 20083,2 * YD2$$

De igual manera se elabora las funciones para las otras dos categorías, sumando o restando, de acuerdo con el signo que posee en la tabla 3.6 y multiplicando por la variable concerniente.

Estas funciones de clasificación predicen a cuales niveles de categoría pertenecen nuevas observaciones.

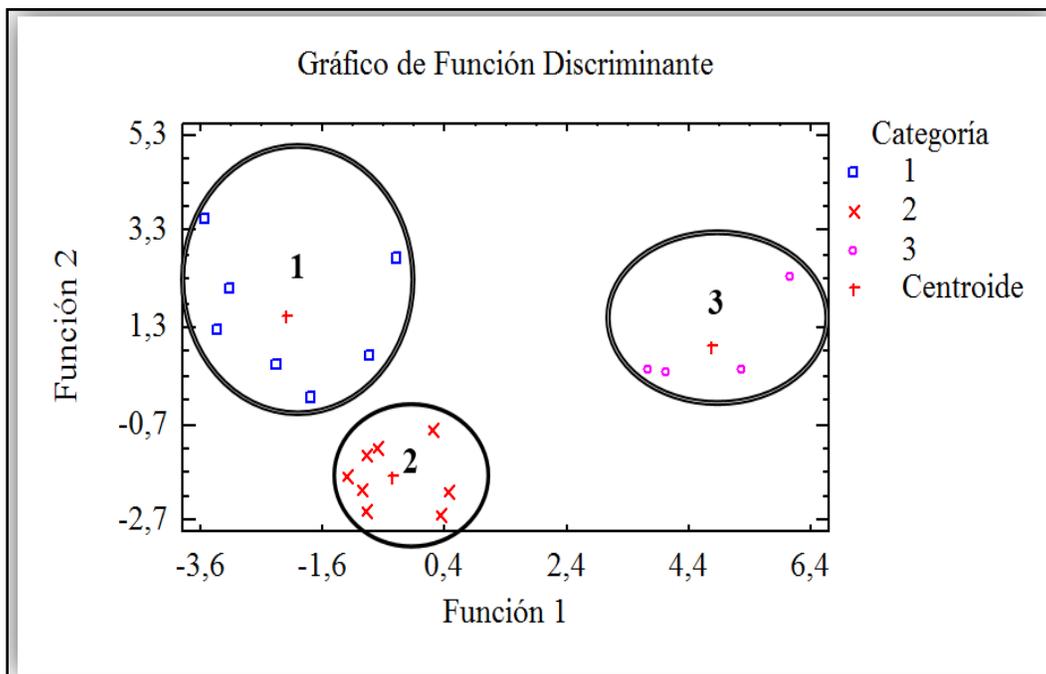


Figura 3.9 Grupos conformados en el análisis discriminante

Tabla 3.12 Clasificación

Categoría Actual	Tamaño del Grupo	Predicción de Categoría		
		1	2	3
1	7	7	0	0
		100 %	0 %	0 %
2	8	0	8	0
		0 %	100 %	0 %
3	4	0	0	4
		0 %	0 %	100 %

En la tabla 3.7 se muestra la correspondencia entre la categoría asignada y la predicha por el análisis de discriminante; en este caso el porcentaje de casos correctamente clasificados es del 100%. En la siguiente tabla expondrán los grupos que pertenecen cada uno de los equipos utilizados de este análisis.

Tabla 3.13 Equipos que componen los grupos confeccionados

Equipos del grupo 1	Equipos del grupo 2	Equipos del grupo 3
ECO	DOMO	COND
SBT	DEA	CAP
SMT	CR-2	CMP
SAT	CR-1	CBP
CAR	CR-6	
RBT	CR-5	
RAT	CR-4	
	CR-3	

3.5 Análisis de Varianza

Una vez conformados los grupos, se pasa a un análisis de varianza que permite comprobar si existen diferencias estadísticamente significativas entre los grupos conformados. En este análisis se comparan los valores medios para los diferentes niveles de Categoría; se realiza un análisis de varianza donde el estadígrafo F de Fisher comprobará si hay diferencia significativa entre las medias.

Para todos los casos en que el valor de la probabilidad sea inferior a 0,05, hay diferencia estadísticamente significativa entre las medias de la variable, de un nivel de categoría a otro, para un nivel de confianza del 95 %.

Tabla 3.14 ANOVA

Source	Suma de Cuadrado	G L	Mean Square	F-Ratio	P-Value
Entre grupo	1,3894E9	2	6,94702E8	16,89	0,0001
Dentro de grupos	6,5813E8	16	4,11331E7		
Total (Corr.)	2,04754E9	18			

Como se puede apreciar en la tabla 3.9 y según lo explicado en el epígrafe 2.9 del Capítulo 2 Materiales y Método al p-value ser menor a 0,05, como es el caso que nos ocupa, existen diferencias estadísticamente significativas.

3.5.1 Prueba de rango múltiple para ED por categoría

Tabla 3.15 Método: 95 % Tukey HSD

Categoría	Cuenta	Media	Grupos Homogéneos
2	8	1 514,01	X
1	7	12 570,9	X
3	4	23 862,4	X

Esta prueba de *Tukey* determina las diferencias más francamente significativas (HSD) y como aparece en la columna de la derecha, se encontraron tres grupos homogéneos con respecto a la destrucción de exergía; integrados por siete, ocho y cuatro equipos de la instalación, conformando los grupos uno, dos y tres respectivamente.

Tabla 3.16 Diferencias entre grupos

Contraste	Diferencias	+/- Límites
1 - 2	*11 056,9	8 604,25
1 - 3	*-11 291,6	10 420,3
2 - 3	*-22 348,4	10 180,7

Este test se aplica una comparación múltiple para determinar que medias son significativamente diferentes de las otras. Se identificó a cada par con diferencias estadísticamente significativas con un asterisco.

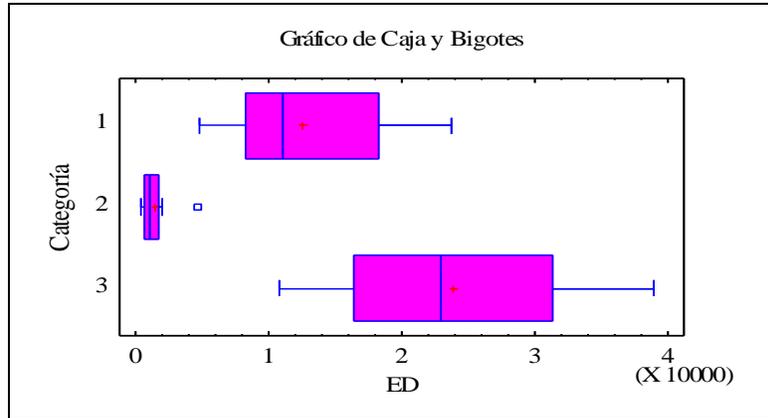


Figura 3.10 Comparación entre gráficos de caja y bigotes de los grupos.

Conclusiones parciales del capítulo

El equipo de mayor destrucción es el horno con 420 258,9 kJ/ Kg.

Los equipos de menores eficiencias son los pre-calentadores de aire y combustible. No se encontraron diferencias estadísticamente significativas entre las variables analizadas a 330 MW y 247 MW.

El análisis de discriminante permitió establecer tres zonas o grupos con una marcada diferencia con respecto a la destrucción de exergía, lo cual permite focalizar la atención en los lugares más complejos.

En el grupo el categorizado como 3, integrado por las tres etapas de turbina y el condensador, se destruye más exergía que en el grupo 1 el cual está compuesto por los intercambiadores de calor que componen al generador de vapor, por supuesto sin la inclusión del horno.

El grupo 2 integrado por los calentadores regenerativos, el deareador y el domo es la zona de menor destrucción.

Conclusiones

1. Se realizó un análisis bibliográfico para conocer el estado actual de la temática.
2. Se evaluó la instalación acorde a las metodologías establecidas en los materiales y métodos.
3. Los análisis comparativos no mostraron diferencias significativas entre los parámetros de operación por diseño (330 MW) y los parámetros de operación reales (247 MW).
4. Los análisis de sensibilidad demuestran que el modelo representa los cambios en los parámetros que influyen en el ante la variación en la respuesta del mismo.
5. Con el análisis de discriminante se identificaron tres zonas o grupos con diferencias significativas entre ellos, de acuerdo a la exergía destruida.

Recomendaciones

1. Optimizar el flujo de aire y combustible a la entrada del generador de vapor.
2. Realizar un análisis exergoeconómico a la instalación.

Bibliografía

1. Acosta, A; Moran, J, 2007. Análisis exergetico. Universidad de Veracruzana. Reporte.
2. Albert, 1995. *Energy Manual for Sugar Factories*. Berlin 1995.
3. Annamalai, K., Puri, I.K. *Advanced Thermodynamics Engineering*. Boca Ratón, FL (USA): CRC Press, 2002, 0-8493-2553-6.
4. Araujo, A. B.; Brito, R. P.; Vasconcelos, L. S. "Exergetic analysis of distillation processes-A case study", 2007, vol. 32, no. 7, pp. 1185 - 1193. Available from: http://www.sciencedirect.com/science?_ob=GatewayURL&_origin=ScienceSearch&_method=citationSearch&_piikey=S036054420600185X&_version=1&_returnURL=&md5=3aa6c5475c22f01c83a1f9b0edcf2496
5. Bejan, A.; Tsatsaronis, G.; Moran, M. 1996. *Thermal Design and Optimization*. New York: John Wiley, 0-471-58467-3.
6. Bérriez P.L, M. E. "Cuba y las fuentes renovables de energía". *Energía y Tu. CUBASOLAR*, 2003, no. 21.
7. Boehm, R. F. 1997. *Developments in the Design of Thermal Systems*,
8. Bouza, C y Sistachs, V. 2002. *Estadística Teoría Básica y Ejercicios*. Editorial Felix Varela, La Habana, Cuba.
9. Chávez, I. "Desarrollo en Cuba de la energía solar fotovoltaica". *Revista. Energía y tu. CUBASOLAR.*, 2000, no. 10, pp. 15 - 18.
10. Domínguez, F. J. 2001 *Modelación, Simulación y Optimización del Proceso de Transferencia de Masa que ocurre en la cristalización de azúcar por enfriamiento a nivel industrial*, Tesis presentada en opción al título de Doctor en Ciencias Técnicas, Matanzas: Universidad de Matanzas "Camilo Cienfuegos",.
11. Ebadi, M. J.; Gorji-Bandpy, M. "Exergetic analysis of gas turbine plants". *Internacional Journal Exergy*, 2005, vol. 2, no. 1, pp. 31 - 39.
12. Espinosa, R.; Ezquerro, Y.; Castellanos, J. 2004. "Análisis de algunos índices del trabajo energético en centrales azucareros". *Centro Azúcar*, vol. No. 2 abril - junio, pp. 15 - 21.

13. Gunerhan, H.; Hepbasli, A. "Exergetic modeling and performance evaluation of solar water heating systems for building applications". *Energy & Buildings*, 2007, vol. 39, no. 5, pp. 509 - 516. Available from:
http://www.sciencedirect.com/science?_ob=GatewayURL&_origin=ScienceSearch&_method=citationSearch&_piikey=S0378778806002258&_version=1&_returnURL=&md5=f5133663e3585eb37038e4ca831c22d1
14. Gupta, A.; Das, S. K. 2007. "Second law analysis of crossflow heat exchanger in the presence of axial dispersion in one fluid". *Energy*, vol. 32, no. 5, pp. 664 - 672.
15. Hammond, G. P. "Industrial energy analysis, thermodynamics and sustainability". *Applied Energy*, 2007, vol. 84, no. 7, pp. 675 – 700. Available from:
http://www.sciencedirect.com/science?_ob=GatewayURL&_origin=ScienceSearch&_method=citationSearch&_piikey=S0306261907000050&_version=1&_returnURL=&md5=b0206d396252fd786648e1fe73475ebb
16. Hepbasli, A.; Utlu, Z.; Akdeniz, R. C. "Energetic and exergetic aspects of cotton stalk production in establishing energy policies". *Energy Policy*, 2007, vol. 35, no. 5, pp. 3015 - 3024. Available from:
http://www.sciencedirect.com/science?_ob=GatewayURL&_origin=ScienceSearch&_method=citationSearch&_piikey=S0301421506004204&_version=1&_returnURL=&md5=436b876ea3a83fa023511591cb2167ce
17. Himmelblau, D. M. 1997. *Principios Básicos y Cálculos en Ingeniería Química*. Sexta Edición Prentice-Hall Hispanoamericana, S.A, 968-880-802-4.
18. Hotz, N.; Lee, M. T.; Grigoropoulos, C. P.; Senn, S. M.; Poulikakos, D. "Exergetic analysis of fuel cell micropowerplants fed by methanol". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2006, vol. 49, no. 15, pp. 2397 - 2411. Available from:
http://www.sciencedirect.com/science?_ob=GatewayURL&_origin=ScienceSearch&_method=citationSearch&_piikey=S0017931006002092&_version=1&_returnURL=&md5=2a036542009b9a6e170dbaa8e85cdac3
19. Keenan, Joseph H y coautores. *Steam Tables. Thermodynamic Properties of Water Including Vapor, Liquid and Solid Phases*. Edición revolucionaria. 1988.
20. Kenney, F. W. *Energy Conservation in the process industries*. Florida, USA: Academic Press, Inc., 1994.

21. Koch, C., Cziesla, F. y Tsatsaronis, G. 2007, 'Optimization of combined cycle power plants using evolutionary algorithms', *Chemical Engineering and Processing*.
22. KOTAS.T.J. 1986 *Exergy method of thermal and chemical plant analysis (review paper)*.
23. Kyle, B. G. 1992, *Chemical and Process Thermodynamics*. Englewood Cliffs: Prentice-Hall.
24. López, Y.2007, Desarrollo de un modelo riguroso para el control operacional de un ciclo de vapor. Tesis presentada en opción al Título de *Master* en "Termoenergética Industrial".
25. Lugo, R .2009. Analisis exergético de una central termoeléctrica. Vol. 13 Núm. 1, pp. 17-25.
26. Ma, G.; Li, X. 2007. "Exergetic optimization of a key design parameter in heat pump systems with economizer coupled with scroll compressor". *Energy Conversion and Management*, vol. 48, no. 4, pp. 1150 - 1159. Available from: http://www.sciencedirect.com/science?_ob=GatewayURL&_origin=ScienceSearch&_method=citationSearch&_piikey=S0196890406003293&_version=1&_returnURL=&md5=945d0616fe90d442dccb37dfd909a83e.
27. Margarita,J.; Mario ,A.,2006.TERMODINAMICA AVANZADA. Cienfuegos.
28. Miller, N.J. y Miller, J.C., 2002. Estadística y Quimiometría para Química Analítica. Cuarta edición. Pearson Educación, S.A. Madrid. España.
29. Moran, M. 2003. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. New York: John Wiley and Sons, Inc.
30. Ozgener, L.; Hepbasli, A.; Dincer, I. "Exergy analysis of two geothermal district heating systems for building applications". *Energy Conversion and Management*, 2007, vol. 48, no. 4, pp. 1185 - 1192. Available from: http://www.sciencedirect.com/science?_ob=GatewayURL&_origin=ScienceSearch&_method=citationSearch&_piikey=S0196890406003268&_version=1&_returnURL=&md5=5a4fa57703f0c79d7d76bf08b10c29f4
31. Ozgener, O.; Hepbasli, A. "A parametrical study on the energetic and exergetic assessment of a solar-assisted vertical ground-source heat pump.". *Building and Environment*, 2007, vol. 42, no. 1, pp. 11 – 24. Available from:

http://www.sciencedirect.com/science?_ob=GatewayURL&_origin=ScienceSearch&_method=citationSearch&_piikey=S0360132305002787&_version=1&_returnURL=&md5=bdbbae30b9777c268c1dcd1445a64d9

32. Park, G. T. "On avoidable and unavoidable exergy destructions and investment costs in thermal systems". *Energy Conversion and Management*, 2002, vol. 43, no. 9 - 12, pp. 1259 - 1270.
33. Pellegrini, L. F.; de Oliveira, S. "Exergy analysis of sugarcane bagasse gasification". *Energy*, 2007, vol. 32, no. 4, pp. 314 - 327. Available from:
http://www.sciencedirect.com/science?_ob=GatewayURL&_origin=ScienceSearch&_method=citationSearch&_piikey=S0360544206002064&_version=1&_returnURL=&md5=73101d1ed1f90cb3f5c89d5dbfce7c24
34. Ptasinski, K. J.; Prins, M. J.; Pierik, A. "Exergetic evaluation of biomass gasification". *Energy*, 2007, vol. 32, no. 4, pp. 568 - 574. Available from:
http://www.sciencedirect.com/science?_ob=GatewayURL&_origin=ScienceSearch&_method=citationSearch&_piikey=S0360544206001836&_version=1&_returnURL=&md5=77364a3a893ef6c46cb47dd78831964a
35. Rivero, R.; Garfias, M. "Standard chemical exergy of elements updated". *Energy*, 2006, vol. 31, pp. 3310 - 3326.
36. Rodríguez, N. 2001. *Informática Aplicada a la Ingeniería de Procesos I: Modelado y Optimización*. Rosario, Argentina: Universidad Tecnológica Nacional.
37. Scenna, N. 1999. *Modelado, Simulación y Optimización de Procesos Químicos*. Argentina: Universidad Tecnológica Nacional, 950-42-0022-2.
38. Segal *EndResult*. Segal, 2003. Inc. Disponible en Internet en: <www.endresult.com>.
39. Shames, I. H. *MECÁNICA DE FLUIDOS*. Tercera Edición. Bogotá, Colombia: McGRAW-HILL, 1995, 0-07-056387-X.
40. SZARGUT, J. *International progress in second law analysis*. *Energy*, Vol.5, pp 709-718,1980.
41. Talens, L.; Villalba, G.; Gabarrell, X. "Exergy analysis applied to biodiesel production". *Resources, Conservation & Recycling*, 2007, vol. 51, no. 2, pp. 397 - 407. Available from:

http://www.sciencedirect.com/science?_ob=GatewayURL&_origin=ScienceSearch&_method=citationSearch&_piikey=S0921344906002473&_version=1&_returnURL=&md5=58daf75baa0ebf97e3161105025f3b8e

42. Tsatsaronis, A. L. "SPECOC: A systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems". *Energy*, 2006, vol. 31, no. 8 - 9, pp. 1257 - 1289.0- 521- 46204-5.
43. Tsatsaronis, G. "Definitions and nomenclature in exergy analysis and exergoeconomics". *Energy*, 2007, vol. 32, no. 4, pp. 249 - 253.
44. Tsatsaronis, G. "Thermoeconomic analysis and optimization of energy systems". *Progress in Energy and Combustion Science*, 1993, vol. 19, no. 3, pp. 227 - 257.
45. Valero, A. "Exergy accounting: Capabilities and drawbacks". *Energy*, 2006, Vol. 31, No. 1, pp. 164 - 180.
46. Valero, A. "Los balances de Entropía, Exergía y Energía.". *Ingeniería Química*, 1997.
47. WinSim *DESIGN II 8.31*. WinSim Inc. [Citado el 5 diciembre de 2006]. Disponible en Internet en: <<http://www.winsim.com/products/html>>.
48. WinSim *Design II*. WinSim Inc. Disponible en Internet en: <www.winsim.com>.
49. Winterbone, D. 1997. *Advanced Thermodynamics for Engineers*. London (UK): Arnold, 0-340-67699-X.
50. Xiberta, J, 1999 *Análisis Termoeconómico De Procesos Industriales. Energía, Exergía Y Economía*.

Anexos

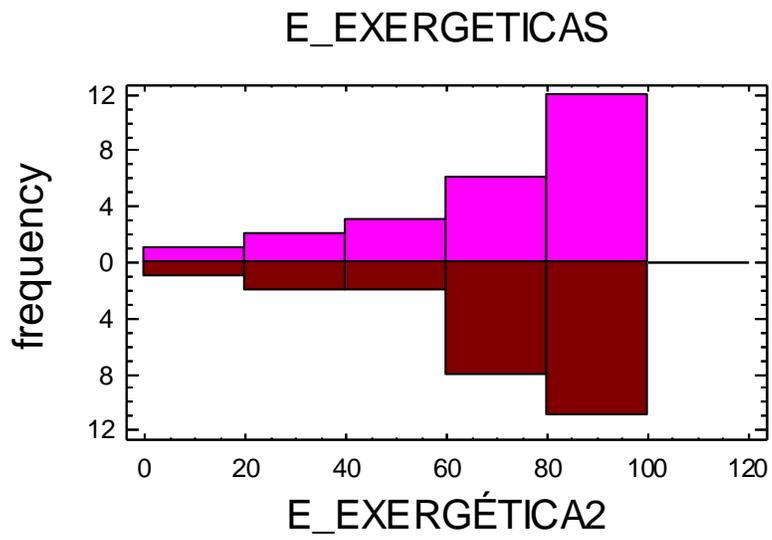
Anexo 1

Valores térmicos obtenidos en el modelo de simulación

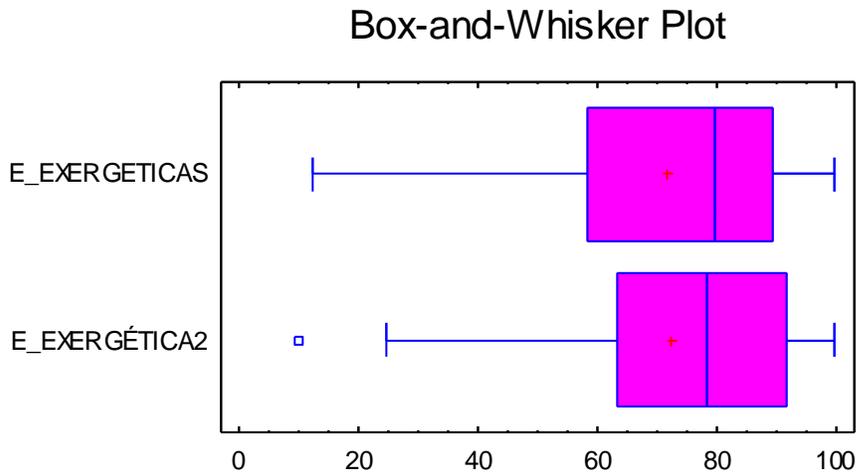
Equipos	247 MW	330 MW
----------------	---------------	---------------

ECO	75,12	69,68
CR_2	92,04	86,36
CR_1	86,41	84,31
CONDE	69,32	70,12
W_PERH	1,32	0,10
SBT	31,71	29,97
SMT	30,52	28,07
SAT	21,12	57,19
C_CRUDO	30,46	94,34
CAR	99,36	86,47
A_PERH	12,89	48,25
RBT	35,93	42,34
RAT	37,01	30,33
CR_6	31,22	28,34
CR_5	96,46	95,52
CR_4	19,95	20,79
CR_3	96,69	88,17
CAP	98,51	97,71
CMP	99,19	98,85
CBP	94,93	97,21
GV	86,42	86,28

Anexo 2

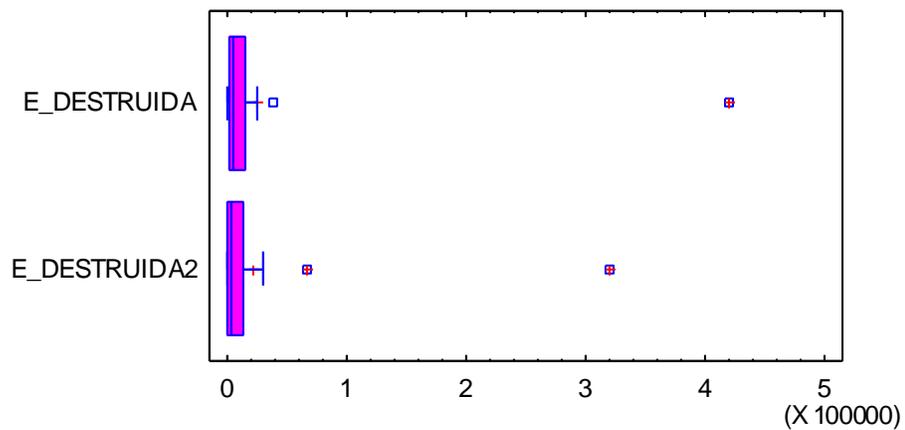


Anexo 3



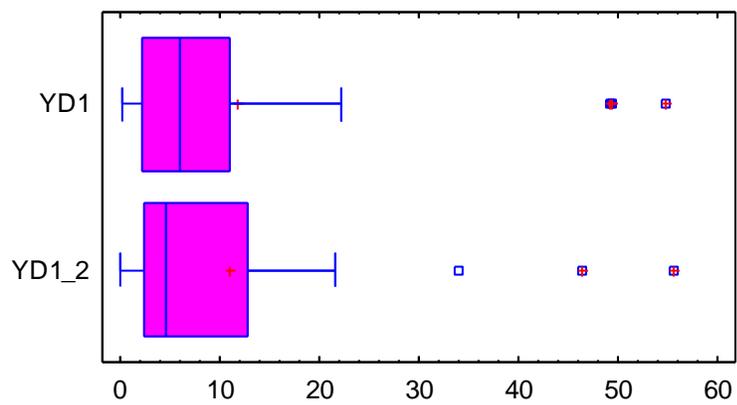
Anexo 4

Box-and-Whisker Plot



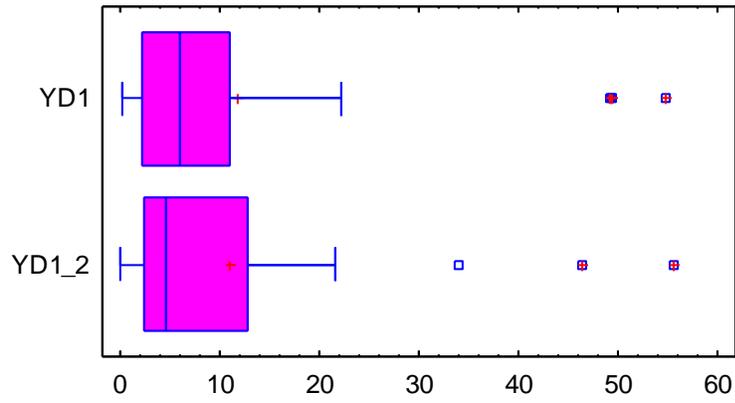
Anexo 5

Box-and-Whisker Plot



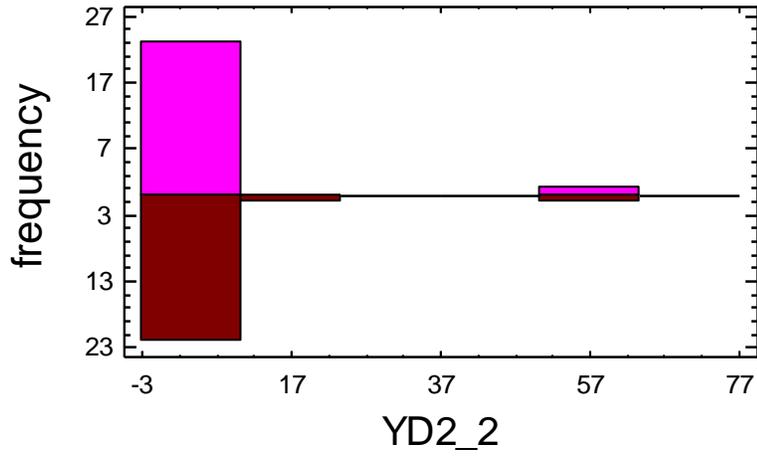
Anexo 6

Box-and-Whisker Plot

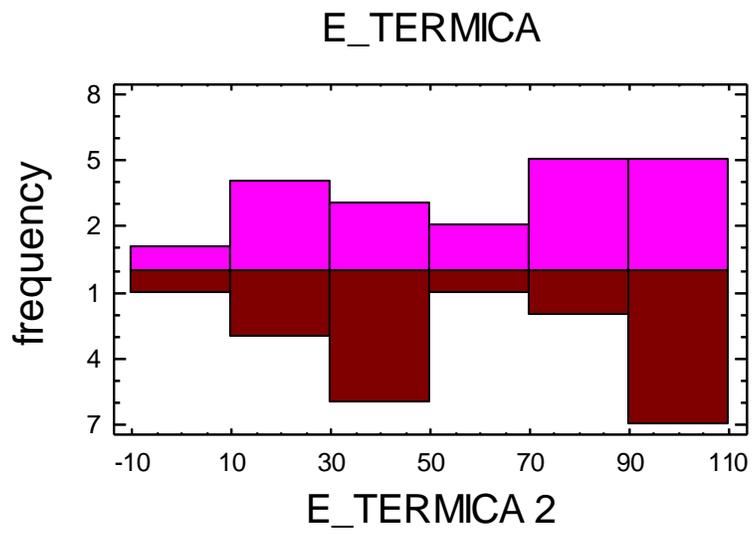


Anexo 7

YD2



Anexo 8



Anexo 9

