

**ANÁLISIS EXERGÉTICO DE LA PLANTA TÉRMICA DE LA ESCUELA DE
INGENIERÍA MECÁNICA**

**LUIS ALBERTO GONZALEZ PEREZ
PABLO JULIAN CANTILLO CASTILLO**



**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICOMECAÑICAS
INGENIERIA MECÁNICA
BUCARAMANGA
2009**

**ANÁLISIS EXERGÉTICO DE LA PLANTA TÉRMICA DE LA ESCUELA DE
INGENIERÍA MECÁNICA**

**LUIS ALBERTO GONZALEZ PEREZ
PABLO JULIAN CANTILLO CASTILLO**

**Trabajo de grado para optar por el título de
Ingenieros mecánicos**

**Director
OMAR GELVEZ AROCHA
Ingeniero mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICOMECÁNICAS
INGENIERIA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2009

***Dedico este proyecto a mi madre María y a mi padre Alberto,
Por hacer esto posible, y a toda mi familia
Por su apoyo incondicional.
Luis Alberto Gonzalez***

Dedico este proyecto a mi familia.

Pablo J. Cantillo Castillo

AGRADECIMIENTOS

Al Ingeniero Omar Gelvez Arocha por su orientación, dedicación y empeño durante el desarrollo del proyecto.

Al Ingeniero David Fuentes por su colaboración incondicional.

A todas las personas que de alguna manera aportaron al desarrollo del proyecto.

TABLA DE CONTENIDO

1. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA	2
1.1. DESCRIPCIÓN DE EQUIPOS	2
1.1.1. Caldera.	3
1.1.2. Economizador – Sobrecalentador	4
1.1.3. Condensador de superficie	6
1.1.4. Bomba de alimentación.	8
1.2. PLANTA DE POTENCIA	12
1.2.1. Ciclo Rankine.	13
1.2.2. Ciclo Hirn.	14
2. MEDICIÓN DE PARÁMETROS	17
2.1. TEMPERATURAS Y PRESION	17
2.1.1. Termocuplas	17
2.1.2. Termómetros análogos.	20
2.1.3. Sensor infrarrojo de temperatura.	21
2.1.4. Manómetros análogos.	22
2.2. FLUJO MASICO DE AIRE DE ENTRADA A LA CALDERA	38
2.2.1. Anemómetro.	25
2.3. FLUJO MASICO DE COMBUSTIBLE	27
2.4. HUMEDAD DEL AIRE DE ENTRADA A LA CALDERA	28
2.4.1. Higrómetro	28
2.5. CONDICIONES DE MEDICION	29
2.5.1. Resultado de las mediciones.	31
3. EXERGÍA	32
3.1. ESTADOS MUERTOS	32
3.2. IRREVERSIBILIDAD Y TRABAJO REVERSIBLE	34
3.3. EXERGÍA PARA FLUJOS MÁSICOS ESTABLES	36
3.4. EXERGÍA PARA UN FLUJO DE GASES	38
3.5. EXERGIA PARA UN FLUJO DE CALOR	38
3.6. EXERGÍA PARA FLUJOS DE COMBUSTIBLE Y FLUJOS ELÉCTRICOS	39
4. EXERGOECONOMÍA	40
4.1. TEORÍA DEL COSTE EXERGÉTICO	41
4.1.1. Definición de coste exergético	43
4.1.2. Definición de fuel-producto-residuo	44
4.1.3. Asignación de costes exergéticos	46
4.1.4. Matriz de incidencia (α)	55

4.1.5.	Matriz de producción (A)	56
4.1.6.	Cálculo de los costes exergéticos	58
4.1.7.	Calculo de los costes exergéticos del fuel y producto	59
4.2.	COSTE EXERGOECONÓMICO	61
4.3.	PARÁMETROS PARA DE ANÁLISIS DE RESULTADOS	67
4.3.1.	Diferencia relativa de costes (rk).	67
4.3.2.	Irreversibilidades (I)	68
4.3.3.	Factor termoeconómico (fP)	68
4.3.4.	Costo de las irreversibilidades (Cd)	68
4.3.5.	Coefficiente de ineficiencia (Yi).	69
5.	CALCULOS	82
5.1.	ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE LOS FLUJOS EN LA PLANTA	70
5.1.1.	Cálculo del flujo másico de los gases de combustión.	71
5.1.2.	Determinación del flujo másico del vapor	73
5.1.3.	Balance estequiométrico en la ecuación de combustión del gas natural.	74
5.1.4.	Propiedades de los gases de combustión.	76
5.1.5.	Calculo del trabajo de la turbina.	81
5.1.6.	Calculo del trabajo de la bomba.	81
5.2.	EXERGÍA DE LOS FLUJOS	85
5.3.	APLICACIÓN DE LA TEORÍA DEL COSTE EXERGÉTICO	88
5.3.1.	Definición de fuel- producto.	88
5.3.2.	Diagrama productivo de la planta.	91
5.3.3.	Redefinición de flujos.	93
5.3.4.	Redefinición del fuel-producto.	94
5.3.5.	Ecuaciones de costes exergéticos.	94
5.3.6.	Costes exergoeconómicos (II).	102
6.	ANÁLISIS DE RESULTADOS	110
6.1.	GRAFICAS DE LOS PARÁMETROS	110
6.2.	OBSERVACIONES	116
7.	CONCLUSIONES	118
8.	RECOMENDACIONES	120
	BIBLIOGRAFIA	123
	ANEXOS	125

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Especificaciones de la caldera.....	4
Tabla 3. Especificaciones del Sobrecalentador-Economizador.....	6
Tabla 4. Especificaciones del condensador.....	8
Tabla 5. Especificaciones de la bomba de alimentación.....	9
Tabla 6. Especificaciones de la turbina.....	12
Tabla 7. Especificaciones termómetro análogo.....	20
Tabla 8. Especificaciones sensor infrarrojo.....	22
Tabla 9. especificacion manómetros análogos.....	23
Tabla 10. Especificación manómetro de vacío.....	24
Tabla 11. Especificaciones anemómetro.....	26
Tabla 12. Especificaciones higrómetro digital.....	29
Tabla 13. Resultado de las mediciones.....	31
Tabla 14. Definición de flujos de la planta.....	42
Tabla 15. Definición de fuel-producto.....	45
Tabla 16. Redefinición de flujos.....	52
Tabla 17. Denominación de los costes operativos de los equipos de la planta.....	62
Tabla 18. Propiedades de los gases en los flujos 5 y 7.....	77
Tabla 19. Constantes para la ecuación 5.4 según la sustancia.....	78
Tabla 20. Propiedades termodinámicas de los flujos 5 y 7.....	78
Tabla 21. Propiedades de los gases en el flujo 5'.....	80
Tabla 22. Propiedades termodinámicas del flujo 5'.....	81
Tabla 23. Propiedades termodinámicas de la planta.....	83
Tabla 24. Exergías de los flujos de la planta.....	87
Tabla 25. Definición de fuel-producto.....	88
Tabla 26. Valores del fuel y producto.....	91
Tabla 27. Redefinición de flujos.....	93
Tabla 28. Redefinición de fuel-producto.....	94

Tabla 29. Costes exergéticos de los flujos.	99
Tabla 30. Costes exergéticos de los flujos de interés.....	100
Tabla 31. Costes exergéticos del fuel y el producto	102
Tabla 32. Costos de operación de los equipos.....	104
Tabla 33. Costes exergoeconómicos.	108
Tabla 34. Costes exergoeconómicos	109

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Esquema general de la planta térmica.....	2
Figura 2. Caldera pirotubular (Distral)	3
Figura 3. Esquema de la caldera pirotubular.....	3
Figura 4. Sobrecalentador-Economizador	5
Figura 5. Esquema sobrecalentador-Economizador.....	5
Figura 6. Condensador de superficie	7
Figura 7. Esquema del condensador.....	7
Figura 8. Bomba de alimentación.....	8
Figura 9. Curva de desempeño de la bomba	9
Figura 10. Turbina de impulso.....	10
Figura 11. Diagramas de velocidad, presión y entalpia del flujo a través de la turbina.....	11
Figura 12. Distribución de toberas en la turbina.....	11
Figura 13. Esquema del ciclo Rankine.....	13
Figura 14. Diagrama T-s del ciclo Rankine.....	13
Figura 15. Esquema del ciclo de la planta	14
Figura 16. Diagrama T-s del ciclo Hirn.....	15
Figura 17. Ciclo real de la planta	16
Figura 18. Esquema de una termocupla	17
Figura 19. Termocupla.....	18
Figura 20. Termocupla instalada en la chimenea de la caldera.....	18
Figura 21. Sistema de adquisición de datos Field point	19
Figura 22. Interfaz grafica del sistema de adquisición de datos <i>Fieldpoint</i>	19
Figura 23. Esquema de un termómetro análogo.....	20
Figura 24. Termómetro análogo.....	21
Figura 25. Esquema sensor infrarrojo	21
Figura 26. Sensor infrarrojo.....	22
Figura 27. Esquema de un manómetro análogo	23

Figura 28. Manómetro análogo.....	24
Figura 29. Manómetro de vacío análogo.....	25
Figura 30. Esquema de un anemómetro digital.....	26
Figura 31. Anemómetro digital.....	27
Figura 32. Contador de gas natural.....	27
Figura 33. Esquema de un higrómetro digital.....	28
Figura 34. Higrómetro digital.....	29
Figura 35. Esquema puntos de medición en la planta.....	30
Figura 36. Estado muerto	33
Figura 37. Trabajo máximo entre un estado H y el ambiente.	33
Figura 38. Esquema de exergía e irreversibilidades en una fuente de energía.....	35
Figura 39. Diagrama h-s para el flujo de vapor a través de una turbina.	36
Figura 40. Diagrama T-s, para un proceso, de un estado 1 hasta el estado muerto.....	37
Figura 41. Diagrama de la planta.....	42
Figura 42. Esquema de flujos en el condensador	44
Figura 43. Bifurcaciones en los flujos de la caldera.....	48
Figura 44. Bifurcaciones en los flujos del sobrecalentador	49
Figura 45. Bifurcaciones en los flujos del economizador.....	49
Figura 46. Bifurcaciones en los flujos de la bomba.....	49
Figura 47. Bifurcaciones en los flujos de la turbina.....	50
Figura 48. Bifurcaciones en los flujos de la bomba.....	50
Figura 50. Esquema de flujos en la planta.....	70

LISTA DE GRAFICAS

Gráfica 1. Eficiencia exergética de los equipos.....	110
Gráfica 2. Irreversibilidades en los equipos.	111
Gráfica 3. Costo unitario de irreversibilidades de los equipos.....	112
Gráfica 4. Costo de irreversibilidades de los equipos.	113
Gráfica 5. Costo unitario de irreversibilidades de los equipos.....	114
Gráfica 6. Factor termoeconómico para los equipos.....	115
Gráfica 7. Coeficiente de irreversibilidades.....	116
Gráfica 8. Curvas de eficiencia para distintos tipos de turbinas.....	120
Gráfica 9. Diagramas de presión y velocidad de la turbina curtís (izquierda) y turbina de reacción (derecha).	121

LISTA DE ANEXOS

ANEXO 1. Propiedades del agua saturada: tabla de presión	126
ANEXO 2. Entalpía y energía interna sensibles y entropía absoluta del CO ₂ como gas ideal*	127
ANEXO 3. . Entalpía y energía interna sensibles y entropía absoluta del H ₂ O como gas ideal*	128
ANEXO 4. Entalpía y energía interna sensibles y entropía absoluta del O ₂ como gas ideal*	129
ANEXO 5. Gases comercializados en Colombia por Ecopetrol	131

RESUMEN

Título: ANÁLISIS EXERGÉTICO DE LA PLANTA TÉRMICA DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA*.

Autores: GONZALEZ PEREZ, Luis Alberto.
CANTILLO CASTILLO, Pablo Julián**.

Palabras claves: Análisis exergético, coste exergético, exergoeconomía.

DESCRIPCIÓN:

Este proyecto de grado tiene por objeto realizar un análisis exergético a la planta térmica de la escuela de ingeniería mecánica en la universidad industrial de Santander. Dicho análisis comprende un estudio térmico y económico de los equipos que hacen parte de la planta, así como de los diferentes flujos de materia y energía que interactúan a través de ellos.

El estudio a realizar implica también la verificación del funcionamiento de todos los sensores e instrumentos de medición instalados en la planta.

El análisis exergético permite conocer las causas, ubicación y magnitud de los recursos energéticos desperdiciados en la planta térmica en estudio; permite la cuantificación económica real de las pérdidas en el sistema así como los costos necesarios para la producción de trabajo; esto es posible gracias a un estudio exergoeconómico, el cual se lleva a cabo mediante la aplicación de la teoría del coste exergético.

A través de este análisis se establecen una serie de parámetros que permiten diagnosticar el funcionamiento de todos los componentes del sistema.

Este análisis concluye con la determinación de los equipos críticos en la planta y las respectivas sugerencias para mejorar el rendimiento tanto de estos equipos como de el sistema en general.

* Proyecto de grado – Modalidad investigación.

** Facultad de ingenierías físico-mecánicas. Ingeniería mecánica. GELVEZ AROCHA, Omar.

SUMMARY

Title: EXERGY ANALYSIS OF THERMAL PLANT OF THE MECHANICAL ENGINEERING FACULTY AT THE UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER*.

Authors: GONZALEZ PEREZ, Luis Alberto.
CANTILLO CASTILLO, Pablo Julián**.

Key words: Exergy analysis, exergy cost, exergoeconomic.

DESCRIPTION:

This degree project has as purpose top carry out an exergy analysis to thermal plant of the mechanical engineering faculty at the universidad industrial de Santander. This analysis includes an economic and thermal study of the equipment that are part of the plant, as well as different flows of matter and energy interacting through them.

The study in mention also involves verifying the operation of all sensors and measuring instruments set up in the plant.

This exergy analysis allows determining the causes, location and magnitude of energy resources wasted on the thermal plant under study; it allows factual economic quantification of losses in the system as well as the necessary costs to produce work. This is possible due to an exergue economic study, which is performed by applying the theory of exergy cost.

Through this analysis it is set out a number of parameters that can diagnose the operation of all system components.

This analysis concludes with the identification of critical equipment in the plant, and the corresponding suggestions to improve the performance of both of these teams as the overall system.

* Degree project – Investigation modality.

** Faculty of engineerings physique-mechanical. Mechanical engineering. GELVEZ AROCHA, Omar.

INTRODUCCIÓN

Debido a la necesidad del hombre de perfeccionar las maquinas a las que están sujetos los procesos de producción y transformación de la energía, este ha ideado varios métodos que le ayudan a establecer los límites de sus maquinas y conocer el máximo beneficio que puede lograr en ellas.

La aplicación del análisis exergético a los procesos industriales permite obtener la información adecuada para su mejora termodinámica, contribuyendo significativamente a la eficiencia y optimización energética de los componentes del proceso. Adicionalmente es imperativo lograr la reducción de costos tanto en sistemas termodinámicos convencionales, como en la producción de la energía eléctrica; factores que se convierten en objetivos fundamentales del estudio exergético.

Con el objetivo de implementar en la planta térmica de la escuela de ingeniería mecánica un estudio eficaz que permita establecer criterios para un mejor aprovechamiento de los recursos energéticos disponibles, es necesario efectuar un análisis exergético en este sistema.

A través de este análisis será posible conocer la causa, ubicación y magnitud real de los recursos energéticos desperdiciados en la planta térmica en estudio y permitirá identificar los costos energéticos y económicos reales de las perdidas presentes en el sistema así como los costos necesarios para la producción de trabajo.

A continuación se hará una breve descripción de los principales elementos que conforman el sistema, y que serán objeto de estudio para el análisis exergético de la planta.

1.1.1. Caldera. La caldera es la unidad generadora de vapor, la cual aprovecha el calor producido por la combustión de un combustible para convertir agua en vapor a unas presiones y temperaturas predeterminadas.

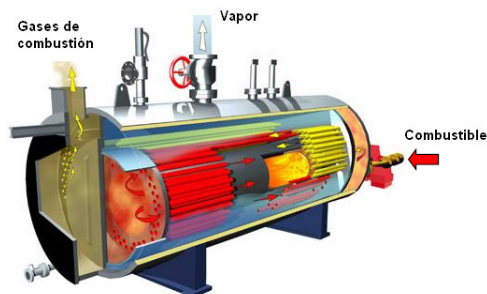
La caldera instalada en el laboratorio es de tipo pirotubular, es decir, que los gases procedentes de la combustión circulan por el interior de tubos cuyo exterior esta bañado por el agua de la caldera.

Figura 2. Caldera pirotubular (Distral)



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 3. Esquema de la caldera pirotubular



Fuente: www.babcock-wanson.es

En la siguiente tabla se muestran las especificaciones técnicas de la caldera.

Tabla 1. Especificaciones de la caldera

ESPECIFICACIONES	
Tipo	Pirotubular horizontal
Marca	DISTRAL
Pasos	2
Combustible	Gas natural
Quemador	56-6
Capacidad	20 BHP
Modelo	CH – 20150
Serie	A – 2686
Consumo de combustible	14.4 m ³ /h a 40 psi
Ventilador	Tipo forzado
Generación calorífica	669.500 BTU/h
Presión de diseño	150 psi
Presión de trabajo	120 psi

Fuente: Autores del proyecto.

1.1.2. Economizador – Sobrecalentador. Elemento diseñado para transmitir calor de los gases producto de la combustión a un fluido. A través de este dispositivo se pretende aprovechar el calor presente en los gases de combustión que salen de la caldera. Los gases al pasar sobre la superficie de los tubos del economizador calientan el agua de alimentación de la caldera, y al pasar sobre la superficie de los tubos del sobrecalentador elevan la temperatura del vapor por encima de su punto de saturación. La eficiencia de la planta térmica aumenta alrededor de 1% por cada 5.6°C de aumento en la temperatura de agua de alimentación y alrededor de 3% por cada 38°C de sobrecalentamiento.

El equipo Sobrecalentador - Economizador está dividido en 2 secciones: la primera corresponde al sobrecalentador, tiene un tubo de entrada y un tubo de salida de vapor, ambos de 1 ½". La segunda sección corresponde al economizador y tiene un tubo de entrada y un tubo de salida de agua, ambos de 2". El equipo cuenta con un ventilador encargado de hacer circular los gases de combustión a través de ambas secciones.

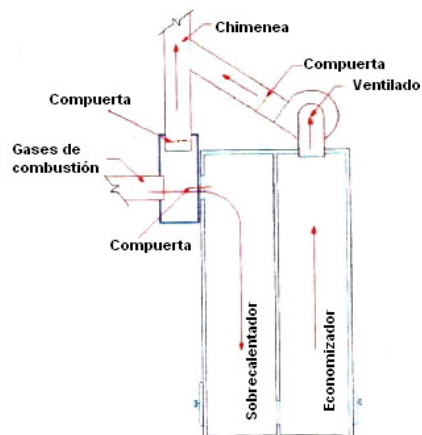
Existen 3 compuertas para orientar el flujo de los gases hacia el Sobrecalentador – Economizador o para enviarlos directamente a la atmosfera.

Figura 4. Sobrecalentador-Economizador



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 5. Esquema sobrecalentador-Economizador



Fuente: Autores del proyecto.

A continuación se especifican las características técnicas del conjunto Sobrecalentador - Economizador.

Tabla 2. Especificaciones del Sobrecalentador-Economizador.

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL CONJUNTO SOBRECALENTADOR - ECONOMIZADOR	
<i>Tipo de flujo</i>	Transversal
<i>Presión de diseño</i>	180 psi
<i>Temp. De entrada de vapor</i>	165 °C
<i>Temp. de salida de vapor</i>	175 – 180 °C
<i>Temp. Entrada de agua</i>	15 °C
<i>Temp. Salida de agua</i>	35 – 40 °C
<i>Temp. Entrada gases de combustible</i>	250 °C
<i>Temp. Salida gases de combustible</i>	170 – 190 °C

Fuente: Autores del proyecto.

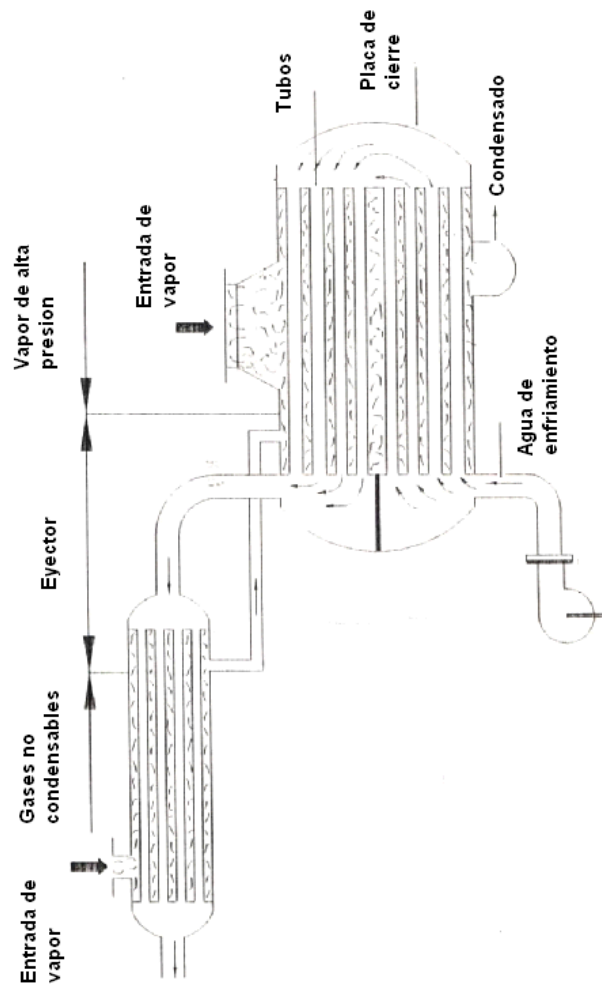
1.1.3. Condensador de superficie. El condensador de superficie es un intercambiador de calor de tipo acorazado que permite la extracción del calor latente del vapor que sale de la turbina a la presión más baja posible. En este tipo de condensadores el vapor rodea los tubos por los cuales circula el agua de refrigeración. La eficiencia de este equipo depende en gran medida de la expulsión de gases no condensables, lo cual logra a través de un eyector.

Figura 6. Condensador de superficie



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 7. Esquema del condensador.



Fuente: Autores del proyecto.

Figura # 4. Esquema del condensador.

En el condensador de superficie el área de paso decrece proporcionalmente con la disminución del volumen de vapor debido a la condensación; de igual manera que el área de paso por los alabes en una turbina aumenta en la misma medida que aumenta el volumen de vapor desde la admisión hasta el escape.

Tabla 3. Especificaciones del condensador.

ESPECIFICACIONES DEL CONDENSADOR	
Clase	De superficie
Marca	Korting
Arreglo	Tres bolillo
Clasificación	Casco y tubos
Número de tubos	272
Número de pasos	4

Fuente: Autores del proyecto.

1.1.4. Bomba de alimentación. La bomba de alimentación tiene como función preservar un nivel mínimo de agua en la caldera para mantener unas condiciones de operación continuas y seguras.

Figura 8. Bomba de alimentación.

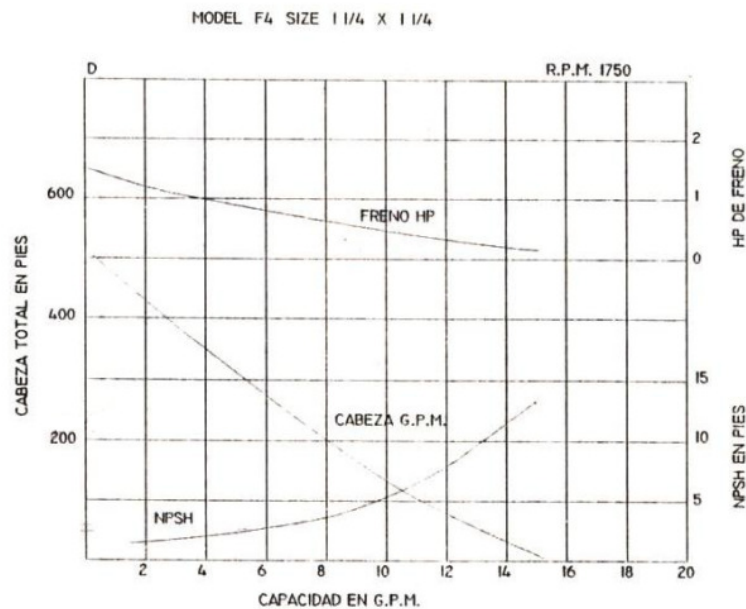


Fuente: Autores del proyecto.

La bomba de alimentación instalada en el laboratorio presenta las siguientes características:

- Impulsor de tipo turbina, especial para bajo caudal y alta cabeza.
- Alta eficiencia y alta cabeza a bajos caudales.
- Manejo de vapores y aire sin causar cavitación. Esta característica permite bombear líquidos en ebullición y gases licuados a cabezas más elevadas que la presión de evaporación.

Figura 9. Curva de desempeño de la bomba



Las características de la bomba se especifican a continuación.

Tabla 4. Especificaciones de la bomba de alimentación

ESPECIFICACIONES DE LA BOMBA DE ALIMENTACIÓN	
Tipo	Regenerativa
Marca	HIDROMAG
Modelo	F4T

ESPECIFICACIONES DE LA BOMBA DE ALIMENTACIÓN	
Capacidad	0 a 15 GPM
Cabeza máxima	500 pies
Presión máxima (prueba hidrostática)	450 psi
Presión máxima en operación	300 psi
Velocidad máxima de operación	1750 rpm
Temperatura máxima	2750 °F para empaques.
	212 °F para sellos mecánicos.

Fuente: Autores del proyecto.

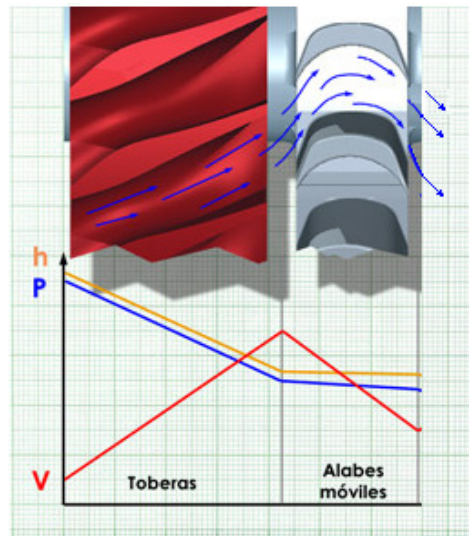
1.1.5. Turbina de vapor. La turbina es una maquina en la cual el flujo de vapor entra a alta presión y gracias a la acción de una tobera se expande a una presión más baja, adquiriendo así energía cinética. Al hacerlo el flujo pasa a gran velocidad por los alabes de la turbina que están diseñados para cambiar la cantidad de movimiento de la corriente. Dicho cambio produce una fuerza impulsora que transforma la energía cinética en trabajo.

Figura 10. Turbina de impulso.



Fuente: Autores del proyecto.

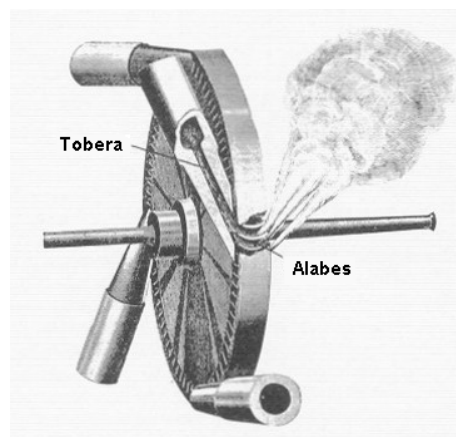
Figura 11. Diagramas de velocidad, presión y entalpia del flujo a través de la turbina.



Fuente: www.uamerica.edu.co

La turbina presente en el laboratorio es una turbina de impulsión de una sola etapa. Este tipo de turbina consiste en un solo rotor al que están fijados los alabes. Por regla general, las toberas no se extienden por completo alrededor de la periferia de este tipo de turbinas; por tanto, en un instante particular el flujo de vapor no actúa sobre todos los alabes.

Figura 12. Distribución de toberas en la turbina.



Fuente: www.physics/stargaze_1/Mgoddard.htm

Tabla 5. Especificaciones de la turbina.

ESPECIFICACIONES DE LA TURBINA	
<i>Tipo</i>	De acción
<i>Marca</i>	JOHANNES NADROWSKI
<i>Modelo</i>	C-250 Curtis
<i>Capacidad nominal</i>	6 HP
<i>Velocidad de trabajo</i>	2000 rpm
<i>Presión de entrada</i>	100 – 200 psi
<i>Numero de etapas</i>	1
<i>Capacidad máxima</i>	7 HP
<i>Velocidad nominal</i>	3000 rpm
<i>Presión de salida, máxima velocidad</i>	5 psi

Fuente: Autores del proyecto.

1.2. PLANTA DE POTENCIA

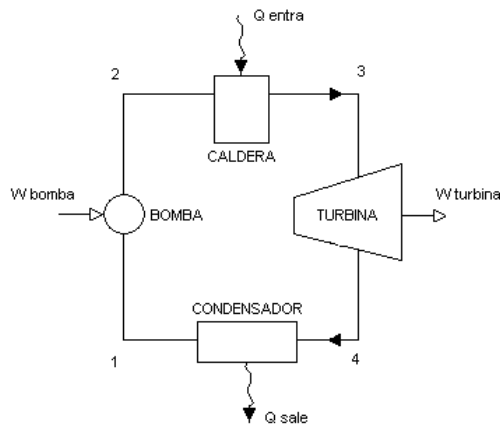
Las plantas de potencia desarrollan un trabajo eléctrico o mecánico a partir de recursos energéticos de origen químico, solar o nuclear. En las plantas de potencia de vapor el fluido de trabajo (agua) sufre un cambio de fase de líquido a vapor y viceversa. En las plantas de potencia de gas, el fluido de trabajo sigue siendo un gas a lo largo de todo el ciclo, Aunque la composición varía normalmente debido a la introducción de un combustible y la posterior combustión.

El sistema anteriormente descrito es una planta de potencia que desarrolla un trabajo eléctrico a partir de una fuente de energía química (gas natural), y lo hace a través de un ciclo de potencia de vapor, más exactamente un ciclo Rankine con

sobrecalentamiento (ciclo Hirn). A continuación se explicara detalladamente este ciclo.

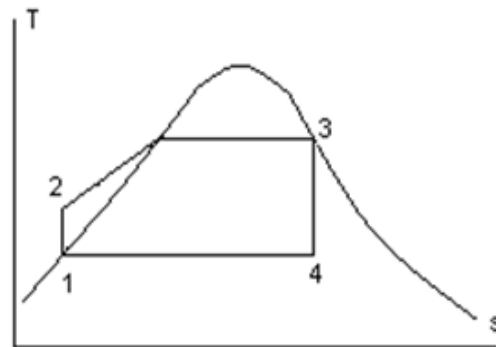
1.2.1. Ciclo Rankine. El ciclo Rankine es un ciclo ideal que describe el proceso de producción de trabajo de una planta de potencia de vapor. Tal como se muestra en los procesos 1-2-3-4 en el diagrama T-s el ciclo Rankine está conformado básicamente por cuatro procesos internamente reversibles: dos procesos isoentropicos y dos procesos a presión constante.

Figura 13. Esquema del ciclo Rankine



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 14. Diagrama T-s del ciclo Rankine.



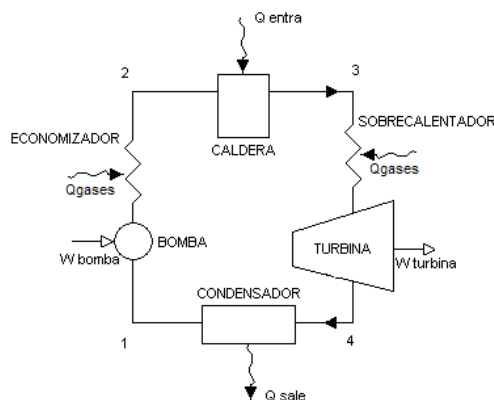
Fuente: Autores del proyecto.

El proceso 1-2 describe el aumento de presión a entropía constante que sufre el agua debido al trabajo hecho por la bomba que alimenta la caldera. Una vez en la caldera el agua sufre un cambio de fase de líquido a vapor debido al calor (proveniente de un combustible) transferido a presión constante, tal como lo muestra el proceso 2-3. El proceso 3-4 describe la expansión a entropía constante del vapor en la turbina, ejecutando así un trabajo. Finalmente el proceso 4-1 describe la condensación del vapor húmedo que sale de la turbina debido al calor transferido por el vapor a un agua de enfriamiento, cerrando de esta manera el ciclo.

1.2.2. Ciclo Hirn. El ciclo Hirn es básicamente un ciclo Rankine al que se le agrega sobrecalentamiento. Esta acción de sobrecalentamiento es debida a que el vapor que sale de la caldera en el ciclo Rankine sencillo es vapor saturado, el cual puede condensarse al expandirse en la turbina y causarle desgaste y erosión.

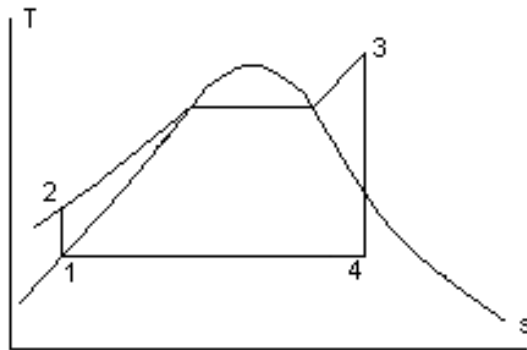
Además del sobrecalentamiento los procesos de producción de trabajo de la planta térmica en estudio cuentan con la acción de un economizador con el fin de precalentar el agua de entrada a la caldera y de esta manera mejorar la eficiencia del ciclo. Se puede decir entonces que la planta térmica en estudio esta descrita por un ciclo Hirn al que se le agrega la acción de un economizador.

Figura 15. **Esquema del ciclo de la planta**



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 16. Diagrama T-s del ciclo Hirn.



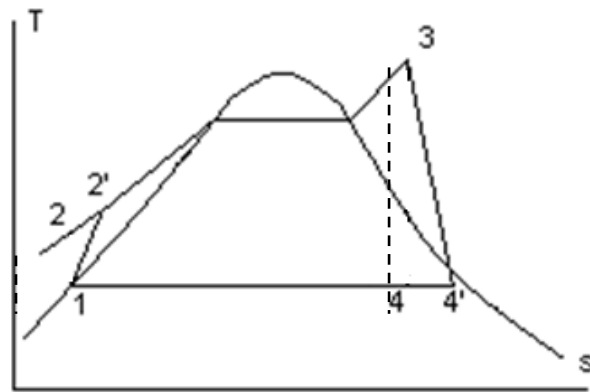
Fuente: Autores del proyecto.

Como se puede observar en el diagrama de la planta el calor usado tanto para el sobrecalentador como para el economizador es el mismo calor de los gases de combustión (Q_{gases}).

La acción del economizador consiste en aumentar la temperatura del agua de alimentación (T_2), permitiendo de esta manera a la caldera utilizar menos calor para llevar el fluido de trabajo a su temperatura máxima en todo el proceso (T_3), lo cual repercute en un aumento de la eficiencia del ciclo.

Teniendo en cuenta las irreversibilidades presentes en el sistema tales como la pérdida de vapor y calor en las tuberías, el trabajo a entropía creciente de la bomba, la expansión del vapor a entropía creciente en la turbina, etc., el ciclo real de la planta en estudio está conformado por los procesos 1-2'-3-4'.

Figura 17. **Ciclo real de la planta**



Fuente: Autores del proyecto.

2. MEDICIÓN DE PARÁMETROS

2.1. TEMPERATURAS Y PRESION

Para determinar el estado termodinámico de algunos flujos de interés en la planta, es necesario conocer la temperatura y presión de estos. Para obtener la presión se utilizaron sensores análogos, en el caso de la temperatura se conto con 3 tipos de sensores.

El funcionamiento de los sensores empleados se explica a continuación:

2.1.1. Termocuplas. Estos instrumentos están conformados por dos hilos, compuestos de diferentes aleaciones; este instrumento aprovecha una generación de voltaje en sus terminales para crear una señal eléctrica. El voltaje generado es directamente proporcional con el aumento de la temperatura, es decir va aumentando en el punto de unión de los hilos.

Figura 18. Esquema de una termocupla

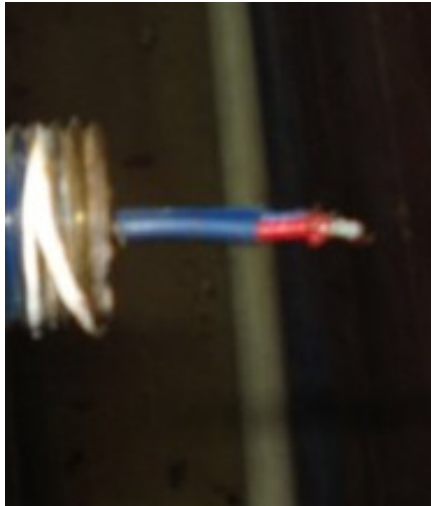


Fuente: www.gogoboard.com

En el mercado se encuentran disponibles varios tipos de termocuplas, las cuales difieren entre sí por las diferentes aleaciones que se utilicen para conformarlas. Como físicamente las termocuplas se conectan a otros conductores en las tarjetas, las uniones generan otras termocuplas, a estas se le llaman juntas frías (J2, J3) y deben ser compensadas con el fin de impedir un error al momento de realizar una lectura.

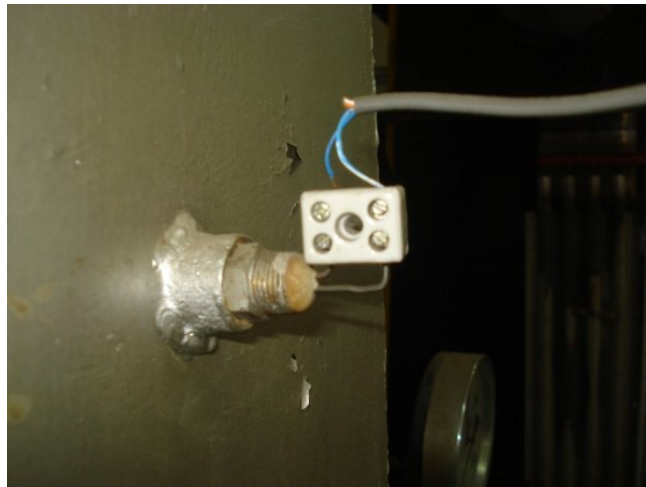
En el laboratorio se utilizan termocuplas tipo K, que se componen dos hilos conductores cuya aleación es de cromel/alumel.

Figura 19. Termocupla.



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 20. Termocupla instalada en la chimenea de la caldera



Fuente: Autores del proyecto.

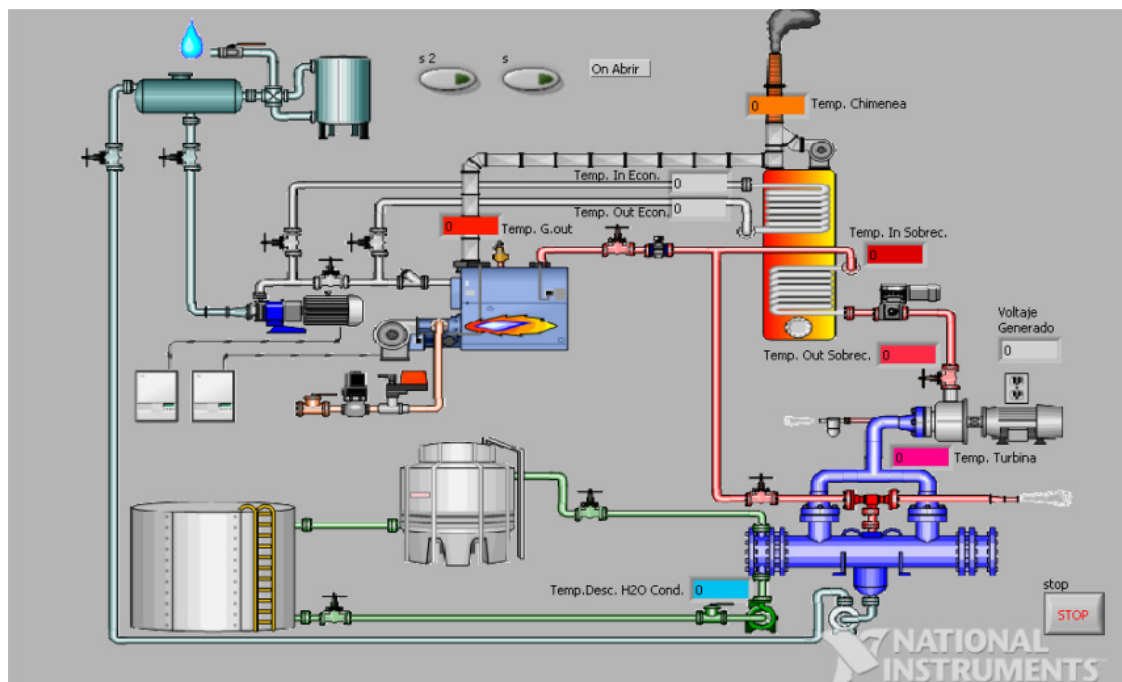
La señal generada por este sensor es captada en el sistema de adquisición de datos *fieldpoint*, el cual nos brinda a través de una interfaz grafica la medición del parámetro.

Figura 21. Sistema de adquisición de datos Field point



Fuente: Autores del proyecto.

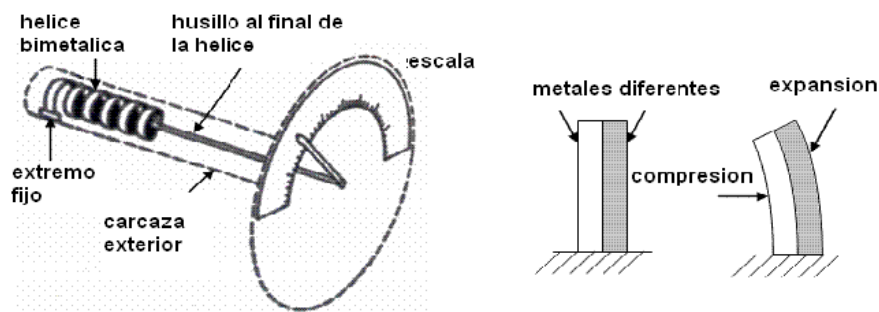
Figura 22. Interfaz grafica del sistema de adquisición de datos *Fieldpoint*.



Fuente: Autores del proyecto.

2.1.2. Termómetros análogos. Los termómetros pueden funcionar bajo distintos principios, los utilizados en la planta son termómetros de tipo bimetálico. En los termómetros bimetálicos se activa, mediante un cambio de temperatura, una curvatura definida o un cambio de curvatura de una tira de bimetál. En relación a la tira de bimetál se combinan de manera fija dos tiras de metal con distintos coeficientes de dilatación térmica. Según la intensidad de la curvatura, se activa un movimiento de la aguja directamente o como resultado del ángulo, con ayuda de la cual se puede mostrar la temperatura en una escala graduada.

Figura 23. Esquema de un termómetro análogo.



Fuente: www.sapiensman.com

Tabla 6. Especificaciones termómetro análogo.

Especificaciones termómetro	
Marca	Maxtermo
Rango de temperaturas	0 a 400 °C

Fuente: Autores del proyecto.

En este caso la lectura del parámetro se realiza de manera directa, en los lugares donde estén instalados los sensores.

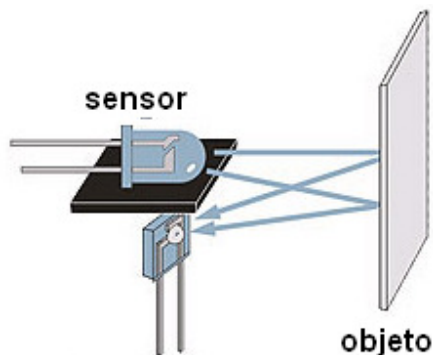
Figura 24. Termómetro análogo



Fuente: Autores del proyecto.

2.1.3. Sensor infrarrojo de temperatura. Este elemento funciona con el principio de que todos los objetos emiten energía en forma de ondas infrarrojas, esta energía es proporcional a la cuarta potencia de la temperatura del cuerpo. Estos instrumentos utilizan un sensor óptico que mide la cantidad de energía térmica emitida por el objeto, esta señal análoga es amplificada, linealizada y convertida por un circuito, permitiendo visualizar en una pantalla la temperatura de la superficie del objeto en cuestión.

Figura 25. Esquema sensor infrarrojo



Fuente: www.zenintel.com

En el laboratorio de plantas térmicas se cuenta con un sensor infrarrojo para medir la temperatura con las siguientes especificaciones:

Tabla 7. Especificaciones sensor infrarrojo.

Especificaciones del sensor infrarrojo	
Marca	FLUKE
Serie	66
Rango de temperatura	32°C a 600°C
Margen de error	0.1°C
Factor de emisividad	desde 0.1 a 1.0

Fuente: Autores del proyecto.

La medición realizada a través de este dispositivo se llevo a cabo desplazando el sensor hacia los puntos de interés, debido a su carácter portátil.

Figura 26. Sensor infrarrojo

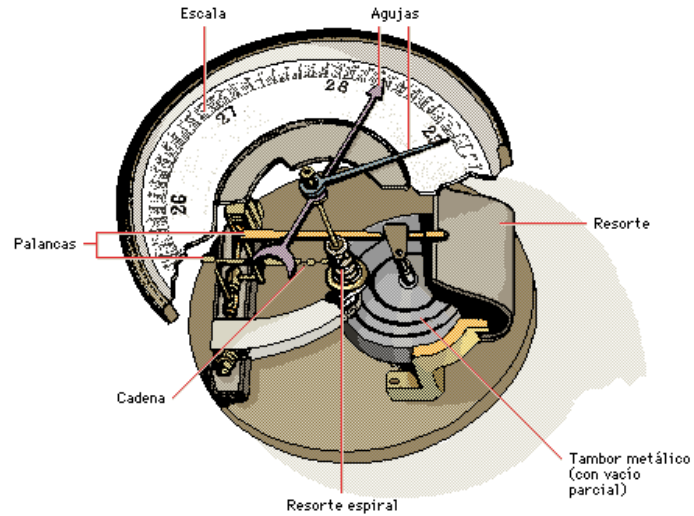


Fuente: Autores del proyecto.

2.1.4. Manómetros análogos. Los manómetros utilizados en el laboratorio de plantas térmicas se basan en la deformación que sufre un cuerpo al ser sometido a una carga, utilizan tubos de Bourdon, estos consisten en tubos curvados en forma circular de sección oval. La presión a medir actúa sobre la cara interior del tubo, con lo que la sección oval se aproxima a la forma circular. Mediante el

acodamiento del tubo de Bourdon se producen tensiones en el borde que flexionan el tubo. El extremo del tubo sin tensar ejecuta un movimiento que representa una medida de la presión el cual se traslada a una aguja indicadora.

Figura 27. Esquema de un manómetro análogo



Fuente: www.sapiensman.com

En secciones de interés la planta cuenta con manómetros con las siguientes especificaciones.

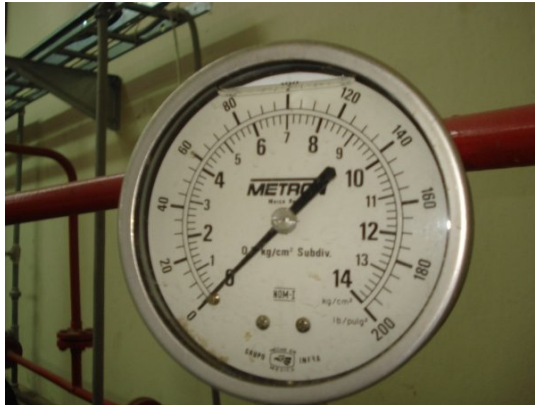
Tabla 8. Especificación manómetros análogos.

Especificaciones manómetros	
Marca	Metron
Rango de presión	0 psi a 300 psi 0 psi a 200 psi

Fuente: Autores del proyecto.

Al igual que con los termómetros análogos, la lectura se realiza en los puntos donde se encuentran situados los sensores.

Figura 28. Manómetro análogo



Fuente: Autores del proyecto.

El condensador de la planta cuenta con un termómetro de vacío, este funciona con el mismo principio de los tubos bourdon.

Tabla 9. Especificación manómetro de vacío

Especificaciones manómetro de vacío	
Marca	Wika
Rango de presión	0 inHg a -30inHg

Fuente: Autores del proyecto.

Figura 29. Manómetro de vacío análogo.



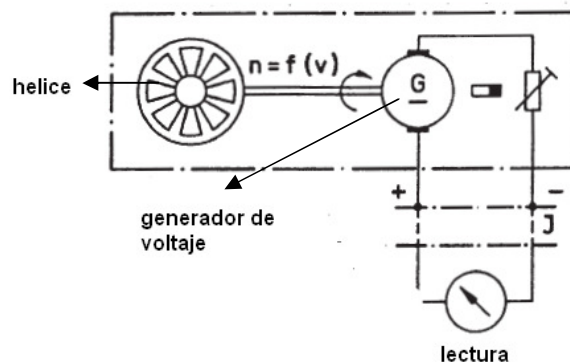
Fuente: Autores del proyecto.

2.2. FLUJO MASICO DE AIRE DE ENTRADA A LA CALDERA (\dot{m}_{aire})

La obtención de este parámetro se realiza de manera indirecta con base en: $\dot{m}_{aire} = \rho_a A_t v_a$; se midió entonces la velocidad del aire de entrada (v_a) a la caldera a través de un anemómetro y se calculó la sección transversal del ducto de entrada (A_t). La densidad del aire (ρ_a) se obtiene a partir de la temperatura ambiente.

2.2.1. Anemómetro. El objetivo de este instrumento es medir la velocidad relativa del viento, el anemómetro de hélice utiliza la variación de la velocidad de rotación de una hélice para medir la velocidad del viento.

Figura 30. Esquema de un anemómetro digital.



Fuente: www.instrumentaciónindustrial.com

En el laboratorio de plantas térmicas se cuenta con un anemómetro portátil, este contiene una hélice de tipo helicoidal, que posee un pequeño generador de impulsos eléctricos acoplado a la hélice del aparato, estos impulsos se cuentan a través de un contador electrónico, el circuito se encarga de traducir esta señal y luego se muestra en una pantalla la velocidad del viento.

Tabla 10. Especificaciones anemómetro.

Especificaciones anemómetro	
Marca	Erasmus
Serie	EA-200
rango de temperatura	0°C a 60°C

Fuente: Autores del proyecto.

Con el fin de obtener la velocidad de entrada del aire a la caldera se llevó el sensor hasta el ducto de entrada a la caldera.

Figura 31. Anemómetro digital.



Fuente: Autores del proyecto.

2.3. FLUJO MASICO DE COMBUSTIBLE ($\dot{m}_{combustible}$)

La medida indirecta de este parámetro se realizó de la siguiente manera: a través de un cronometro se contabilizó el tiempo que tarda la caldera en consumir $0.1m^3$ de gas natural bajo las condiciones de operación a través de un contador y con la densidad del gas natural se obtuvo el flujo másico del combustible.

Figura 32. Contador de gas natural.



Fuente: Autores del proyecto.

2.4. HUMEDAD DEL AIRE DE ENTRADA A LA CALDERA

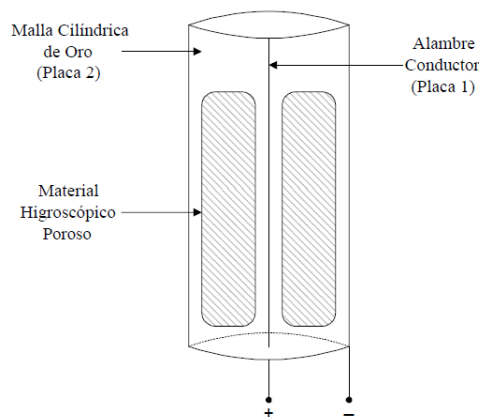
Este parámetro se obtiene directamente con un higrómetro.

2.4.1. Higrómetro. En la industria actual existen muchos tipos de instrumentos para medir la humedad, difieren entre sí por el principio que utilizan para medir. Los conocidos en el medio son los de tipo capacitivo, debido a su facilidad en la producción y bajos costos.

Los sensores capacitivos se basan en el cambio de la capacidad que sufre un condensador al variar la constante dieléctrica del mismo. La mezcla gaseosa se utiliza como dieléctrico entre las placas del condensador.

El sensor con el que cuenta el laboratorio de plantas térmicas además de ser un sensor de tipo capacitivo, posee una termocupla con la que se mide la temperatura del ambiente.

Figura 33. Esquema de un higrómetro digital.



Fuente: www.instrumentaciónindustrial.com

Tabla 11. Especificaciones higrómetro digital

Especificaciones higrómetro digital	
Marca	TECPEL
Serie	322
Rango de humedad	0% a 100%
rango de temperatura	-20 ° C a 60 ° C
rango de temperatura	0°C a 60°C

Fuente: Autores del proyecto.

Se tomo un valor promedio de la humedad en el ambiente del laboratorio.

Figura 34. Higrómetro digital



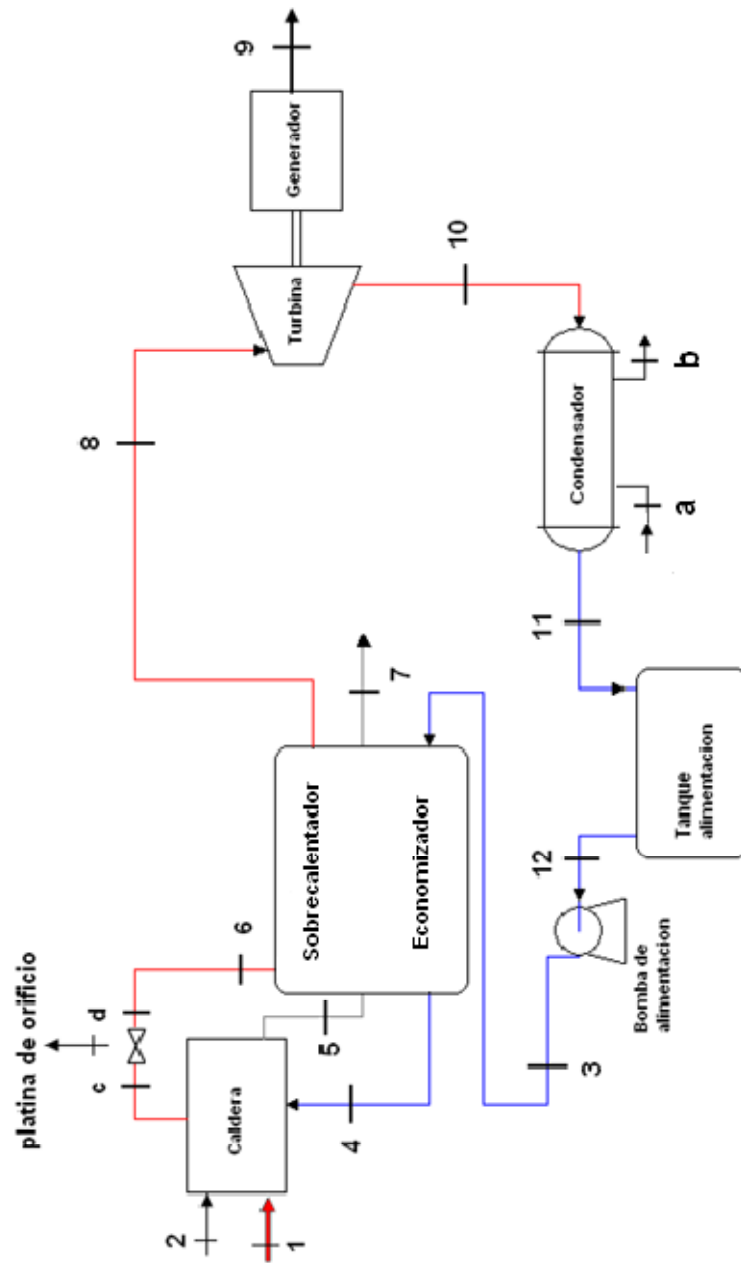
Fuente: Autores del proyecto.

2.5. CONDICIONES DE MEDICION

Se fijó una presión de operación del sistema de 85 psi (presión de operación la caldera), considerando que la caldera tiene una presión de diseño de 150 psi y el control de máxima presión en operación esta ajustado en 100 psi por razones de seguridad; además en 85 psi el sistema alcanzo un régimen de operación estable, condición necesaria para llevar a cabo el estudio.

Se establecieron los puntos de medición Para determinar los diferentes estados termodinámicos de interés en la planta.

Figura 35. Esquema puntos de medición en la planta.



Fuente: Autores del proyecto.

2.5.1. Resultado de las mediciones. De las mediciones de se obtuvieron los siguientes datos:

Tabla 12. Resultado de las mediciones.

Nombre del flujo	No. Del flujo.	T(K)	Pabs(bar)	Flujo vol. (m ³ /s)	Velocidad (m/s)	Humedad relativa (Φ)
Combustible	1	295	1,34	0,0058	—	—
Aire	2	298	1	—	5,1	0,69
Agua de tanque	3	305	6,86	—	—	—
Agua alimentación	4	323	6,86	—	—	—
Gases combustión	5	443		—	—	—
Vapor saturado	6	430,4	5,83	—	—	—
Gases chimenea	7	358		—	—	—
Vapor sobrecalentado	8	438	6,51	—	—	—
Salida turbina	10	363	0,7	—	—	—
Condensado	11	363	0,7	—	—	—
Agua ambiente*	12	305	1	—	—	—
Tin condensador	a	295	0,689	—	—	—
Tout condensador	b	305	0,689	—	—	—
Pin platina de orificio	c	—	6,86	—	—	—
Pout platina de orificio	d	—	5,65	—	—	—

Fuente: Autores del proyecto.

3. EXERGÍA

El concepto de exergía nace gracias a la necesidad de definir una propiedad que nos permita determinar el potencial de una determinada cantidad energía en un estado determinado. La exergía o disponibilidad es entonces el potencial de trabajo de la energía contenida en un sistema con un estado específico o simplemente el trabajo máximo que se puede obtener en dicho sistema.

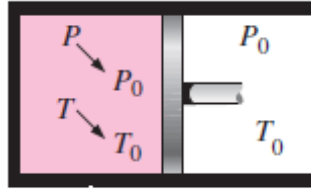
En un análisis exergético el estado inicial debe ser conocido, la producción de trabajo es máximo cuando el equilibrio entre dos estados se alcanza de manera reversible. Por tanto para obtener el máximo potencial de trabajo en un proceso se deben tener en cuenta todas las irreversibilidades generadas en el. Por último el estado final de un proceso debe encontrarse en un **estado muerto** para maximizar el trabajo logrado¹.

3.1. ESTADOS MUERTOS

Un sistema se dice que está en estado muerto cuando se encuentra en equilibrio termodinámico con el medio ambiente. En el estado muerto un sistema se encuentra a presión y temperatura ambiente (**equilibrio térmico y mecánico**), no posee energía cinética o energía potencial en relación con el medio ambiente (velocidad cero, elevación cero con respecto al nivel de referencia). Podemos concluir entonces que la exergía de un sistema en un estado muerto es cero, es decir ningún trabajo puede ser producido a partir de un sistema que se encuentre en un estado muerto inicialmente.

¹ Los conceptos de Exergía fueron desarrollados a partir de CENGEL 5ta edición.

Figura 36. Estado muerto



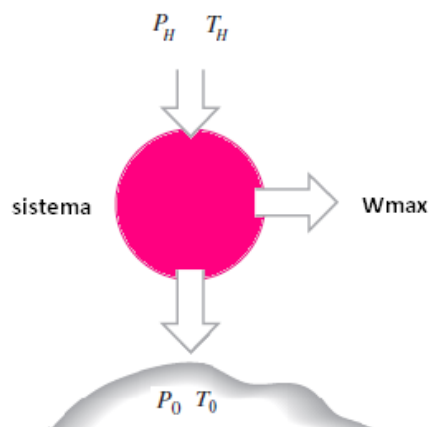
Fuente: Termodinámica de CENGEL, 5ta edición.

Debemos ahora distinguir los conceptos de: entorno, entorno inmediato y medio ambiente. Por definición el entorno es todo lo que se encuentra fuera de los límites del sistema, el entorno inmediato se refiere a las partes del entorno que son afectadas por los procesos y el medio ambiente se refiere a la región más allá del entorno inmediato, cuyas propiedades no se ven afectadas por los procesos llevados a cabo en un sistema.

Se concluye que la exergía es una medida del máximo trabajo que obtiene un sistema al someterse a un proceso entre el estado inicial y el estado al que se encuentre el medio ambiente.

Se tiene un estado (H) con un potencial energético (mecánico y térmico) superior al del ambiente de referencia (estado 0):

Figura 37. Trabajo máximo entre un estado H y el ambiente.



Fuente: Termodinámica de CENGEL, 5ta edición.

En la figura anterior se ilustra como a través de un sistema las diferencias de potenciales energéticos entre dos estados se puede obtener un máximo trabajo.

Es de resaltar que siempre habrá una diferencia entre la exergía de un proceso y el trabajo real obtenido por un dispositivo, siendo menor este último. Es ahí donde entra a actuar el ingeniero con el fin de hacer lo mejor posible para igualar estos dos últimos parámetros.

Cabe destacar que la exergía no es una propiedad propia a de un sistema, sino de un conjunto (sistema-medio ambiente).

3.2. IRREVERSIBILIDAD Y TRABAJO REVERSIBLE

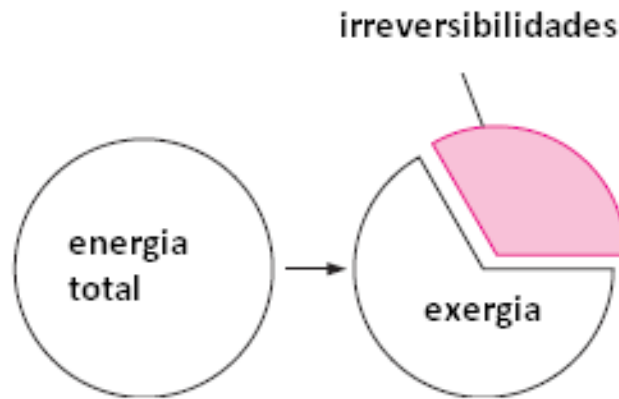
La exergía como propiedad es una herramienta muy valiosa para determinar la calidad de la energía y los potenciales de trabajo en un sistema. Sin embargo el concepto no es suficiente para aplicarlo a dispositivos que funcionen entre estados fijos, debido a que en un análisis exergético se supone el estado final como un estado muerto, que para sistemas reales casi nunca ocurre, además el concepto de isoentropía se limita a procesos adiabáticos.

A continuación se describen tres parámetros que relacionan los estados reales iniciales y finales de los procesos. Estas 3 cantidades son el trabajo reversible (W_{rev}), el irreversible (I) (o destrucción de exergía) y el trabajo útil (W_u).

El trabajo reversible (W_{rev}) se define como la máxima cantidad de trabajo reversible que puede ser producido (o el trabajo mínimo reversible suministrado) en un sistema a través de un proceso entre un estado real inicial y un estado real final. Cuando el estado final real es el estado muerto, el trabajo reversible es igual a la exergía. Para procesos que requieran suministro de trabajo, él (W_{rev}) representa la cantidad mínima reversible a proporcionar.

Se tiene que el trabajo útil (W_u) es aquel que se obtiene en un proceso real, cualquier diferencia entre este último y el trabajo reversible se debe a las irreversibilidades originadas en el proceso.

Figura 38. Esquema de exergía e irreversibilidades en una fuente de energía.



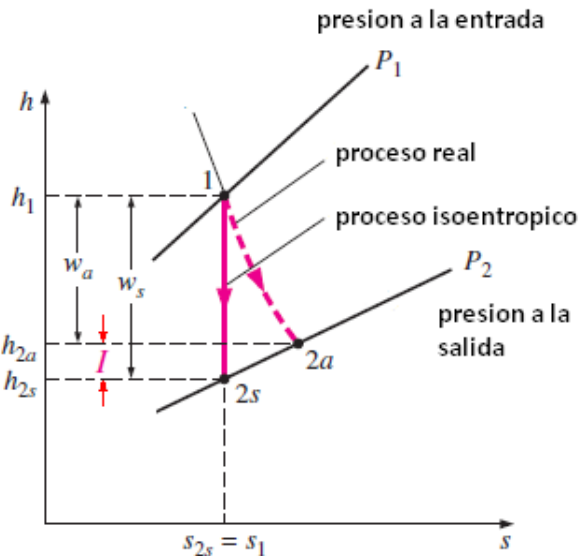
$$I = W_{rev} - W_u$$

Fuente: Termodinámica de CENGEL, 5ta edición.

En la siguiente figura se muestra el proceso ideal y real en una turbina de vapor, donde el punto 1 simboliza las condiciones de entrada a la turbina y el punto 2 las condiciones de salida.

La línea 1-2s representa el trabajo reversible y la línea 1-2a representan el trabajo útil; la diferencia entre ellos se debe a las irreversibilidades originadas en el proceso.

Figura 39. Diagrama h-s para el flujo de vapor a través de una turbina.



Fuente: Termodinámica de CENGEL, 5ta edición.

Para finalizar las irreversibilidades se pueden ver como un potencial de trabajo que se perdió. Representa la energía que pudo haber sido convertida en trabajo, pero que no lo fue. Cuanto menor es la irreversibilidad en un proceso mayor es la cantidad de trabajo útil que se obtiene (o es más pequeño el trabajo que se consume). El rendimiento de un sistema puede mejorarse reduciendo al mínimo las irreversibilidades.

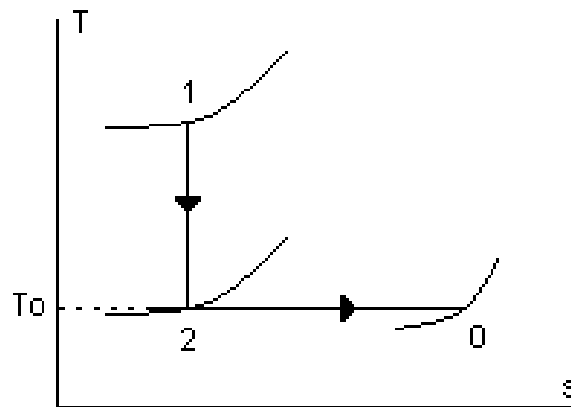
3.3. EXERGÍA PARA FLUJOS MÁSCOS ESTABLES

A continuación se deducirá la expresión que permite calcular la exergía para un flujo estable, teniendo en cuenta que los flujos de materia a través de los elementos que hacen parte del ciclo en estudio son de este tipo.

Se considera entonces un flujo másico estable en un estado definido por T_1 , P_1 y s_1 . El ambiente (estado muerto) está definido por los parámetros de equilibrio T_0 y P_0 .

Para obtener el máximo trabajo en el proceso de transición del estado del flujo hasta alcanzar el equilibrio (exergía), es necesario dividir este proceso en dos etapas: un proceso isoentrópico reversible y un proceso isotérmico reversible, tal como muestra la siguiente figura.

Figura 40. Diagrama T-s, para un proceso, de un estado 1 hasta el estado muerto.



Fuente: Autores del proyecto

El trabajo obtenido en el proceso isoentrópico está dado por:

$$W_{1-2} = h_1 - h_2$$

El trabajo obtenido por el proceso isotérmico será.

$$W_{2-0} = Q_{2-0} + \Delta h$$

$$Q_{2-0} = T_0 \Delta s$$

$$W_{2-0} = (h_2 - h_0) + T_0(s_0 - s_2)$$

Entonces el máximo trabajo está dado por:

$$W_{max} = W_{1-2} + W_{2-0} = h_1 - h_2 + (h_2 - h_0) + T_0(s_0 - s_2)$$

Teniendo en cuenta que $s_1 = s_2$ entonces tenemos que:

$$W_{max} = (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0)$$

Se tiene entonces que la exergía específica para un flujo de materia estable será:

$$b = (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0)$$

3.4. EXERGÍA PARA UN FLUJO DE GASES

Para una mezcla de gases la exergía se puede calcular de la siguiente manera:

$$B_i = \dot{m}_i \left[C p_i \left(T_i - T_o - T_o \ln \frac{T_i}{T_o} \right) + R_i T_o \ln \frac{P_i}{P_o} \right]$$

Donde:

$\dot{m}_i =$ flujo masico del gas

$C p_i =$ calor especifico del gas

$T_i =$ temperatura del gas

$T_o =$ temperatura del sistema de referencia (ambiente)

$R_i =$ constante del gas

$P_i =$ presion del flujo

$P_o =$ presion del sistema de referencia (ambiente)

3.5. EXERGÍA PARA UN FLUJO DE CALOR

La exergía para flujos de calor se expresa como:

$$B_i = Q_i \left(1 - \frac{T_0}{T_m} \right)$$

Donde:

Q_i = *flujo de calor*

T_0 = *temperatura del sistema de referencia (ambiente)*

T_m = *temperatura del medio en que se transfiere el calor*

3.6. EXERGÍA PARA FLUJOS DE COMBUSTIBLE Y FLUJOS ELÉCTRICOS

Las energías cinética y potencial así como los flujos de naturaleza eléctrica y química son exergía pura, es decir todo su potencial energético es capaz de convertirse en trabajo.

4. EXERGEOCONOMÍA²

La exergoeconomía es un método que combina el concepto de exergía con el análisis de costos proporcionando al operador o diseñador de una planta de energía información no disponible en los conceptos tradicionales de energía, exergía o análisis de costos. La exergoeconomía es también una herramienta de gran alcance que nos permite entender la conexión entre termodinámica y economía, además permite estudiar el comportamiento de la energía en una planta desde el punto de vista del coste. Particularmente se ha desarrollado un concepto termodinámico para la evaluación de las ineficiencias en los sistemas: **exergía destruida y exergía de pérdidas**. Sin embargo a menudo necesitamos saber el costo de tales ineficiencias. El conocimiento de este costo es muy útil para obtener mejoras en la rentabilidad de dichos sistemas, es decir reducir los costos de los productos finales obtenidos a través del sistema.

Además, si el sistema tiene más de un producto, por ejemplo una planta que produzca energía eléctrica mas vapor de servicio; el saber el coste de producción de cada producto se convierte en un problema común en este tipo de plantas, en donde la energía eléctrica, agua fría, aire comprimido y el vapor obtenido a varios niveles de presión se generan en un departamento a otro y se venden. Quien opera una planta debe saber el coste real al que se generan los servicios públicos; estos costos son entonces cargados a los productos finales según el tipo y la cantidad utilizada para generar un producto final. En el diseño de un sistema térmico por ejemplo la asignación de costos ayuda a identificar la ineficacia de los mismos en procesos y operaciones; además permite identificar técnicas para mejorar la rentabilidad del sistema.

En consecuencia, el objetivo de un análisis exergoeconómico podría ser:

² Fuente: **Moran, M. J., Tsatsaronis, G.** "Engineering Thermodynamics.", *The CRC Handbook of Thermal Engineering*, Boca Raton: CRC Press LLC, 2000.

1. Calcular por separado el coste de cada uno de los productos generados por un sistema que tenga más de un producto.
2. Comprender el proceso de formación del coste y el flujo de gastos en el sistema.
3. Optimizar las variables específicas en un solo componente o minimizar los costos asociados con el sistema global.

4.1. TEORÍA DEL COSTE EXERGÉTICO³

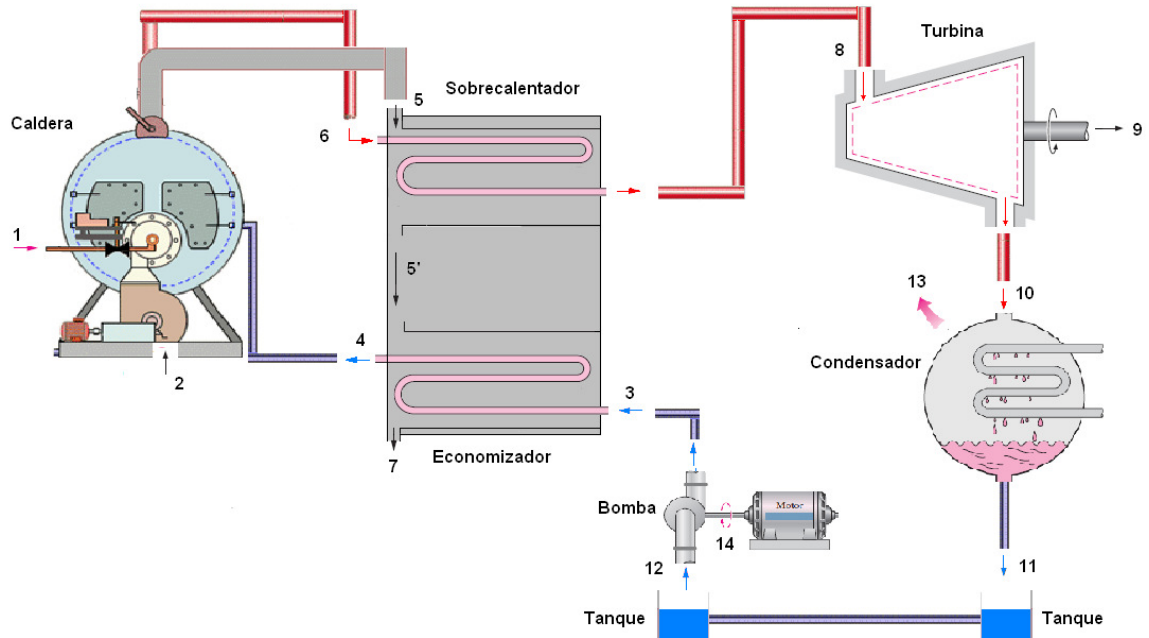
En un sistema operando en estado estable, probablemente tengamos flujos de entrada y de salida, así como también interacciones de calor y trabajo con los alrededores. Asociada a estas interacciones esta la exergía de los flujos que ingresan y surgen de los sistemas, además de la exergía destruida por las irreversibilidades ocasionadas dentro de los mismos. Desde que se le asigno un costo a la exergía se conoció el verdadero valor de este concepto en la termodinámica, teniendo en cuenta que solo deben asignarse costos a aquellos productos principales o trascendentales en el sistema, es de vital importancia la aplicación del concepto de exergía para la asignación de costos en sistemas termales. De hecho la exergoeconomía descansa en el principio de que la exergía es la única base racional para la asignación de costes tanto en las interacciones de un sistema termal como en las fuentes de ineficiencia en su interior; es decir asignarle costos a la exergía.

Con el fin de facilitar la comprensión de los conceptos y definiciones que hacen parte de la teoría del coste exergético, se usara la planta térmica en estudio como referencia.

³ Valero, A., Lozano, M. A., Bartolomé, J. L. *On-line monitoring of power-plant performance, using exergetic cost techniques*, En: Applied Thermal Engineering [base de datos en línea] Vol. 16, No. 12, [pp. 933-948, 1996] Disponible en ELSEVIER SCIENCE LTD.

A continuación se muestra un diagrama general del sistema. (Flujos y equipos).

Figura 41. Diagrama de la planta



Fuente: Autores del proyecto.

Con base en el diagrama, a continuación se definen los flujos del sistema:

Tabla 13. Definición de flujos de la planta

No. flujo	Del	Nombre del flujo
1		Combustible
2		Aire
3		Agua de tanque
4		Agua alimentación
5		Gases combustión
5'		Gases combustión'
6		Vapor saturado

No. flujo	Del	Nombre del flujo
7		Gases chimenea
8		Vapor sobrecalentado
9		W turbina
10		Salida turbina
11		Condensado
12		Agua ambiente*
13		Qexpulsado
14		W bomba alimentación

Fuente: Autores del proyecto.

4.1.1. Definición de coste exergético. Se define entonces una propiedad llamada coste exergético (B^*) de un flujo como la cantidad de exergía necesaria para producirlo. También se define un coste exergético unitario (k^*) como el coste exergético de un flujo por unidad de exergía.

$$k^* = \frac{B^*}{B} \quad (4.1)$$

El coste exergético es una propiedad emergente, es decir, no existe como una propiedad termodinámica para un flujo puntual, sino que debe ir ligada a un proceso de producción. Se tiene entonces que el cálculo del coste exergético de un flujo en un sistema, depende de la exergía de los flujos internos y externos que se relacionan en todo el sistema.

Con el fin de clasificar los flujos en internos y externos, se hace necesario definir los límites del sistema, entendiendo por límites las fronteras precisadas que no dependen necesariamente de los equipos físicos.

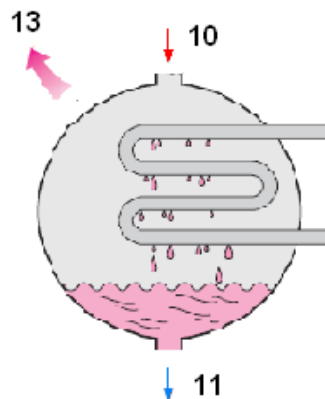
4.1.2. Definición de fuel-producto-residuo. Toda instalación industrial tiene un propósito definido; obtener un producto o una serie de productos, para esto es necesario el consumo de un conjunto de recursos. Con base en esta idea se definen tres conceptos fundamentales para el desarrollo de la teoría del coste exergético:

- **Producto:** se define como el propósito que tiene cada uno de los componentes de un sistema.
- **Fuel:** recursos consumidos para lograr dicho propósito.
- **Residuo:** son aquellos flujos generados en el proceso de producción que no tienen utilidad alguna.

Para un sistema térmico, el fuel, el producto y el residuo están determinados por la exergía asociada a un conjunto de flujos de materia y/o energía.

Un ejemplo que permite visualizar la aplicación de estos conceptos es el condensador de la planta en estudio.

Figura 42. Esquema de flujos en el condensador



Fuente: Termodinámica de CENGEL, 5ta edición.

El propósito de este equipo es la obtención del condensado (flujo 11). El producto será entonces la exergía asociada a este flujo B_{11} .

Para llevar a cabo este propósito, el condensador tuvo que consumir los recursos energéticos presentes en el flujo de salida de la turbina (flujo 10), por lo que el fuel está determinado por la exergía de este flujo, B_{10} .

En este equipo se genera un flujo de calor (flujo 13) del cual no se obtendrá ninguna utilidad. La exergía de este flujo de calor, B_{13} , corresponde al residuo.

Para los demás componentes de la planta la definición de fuel-producto-residuo se establece de la siguiente manera:

Tabla 14. Definición de fuel-producto.

Equipo	Fuel	Producto	Residuo	F	P	R
Caldera	Exergía del combustible	Vapor saturado		B1-B5	B6-B4	
Sobrecalentador	Gases producto de la combustión	Vapor sobrecalentado		B5-B5'	B8-B6	
Economizador	Gases producto de la combustión	Agua precalentada		B5'-B7	B4-B3	
Bomba alimentación	Potencia eléctrica	Aumento de presión en el fluido		B14	B3-B12	
Turbina	Diferencia de los flujos de entrada y salida	Potencia eléctrica generada		B8-B10	B9	
Condensador	Flujos a la entrada del condensador	condensado	Calor latente retirado	B10	B11	B13

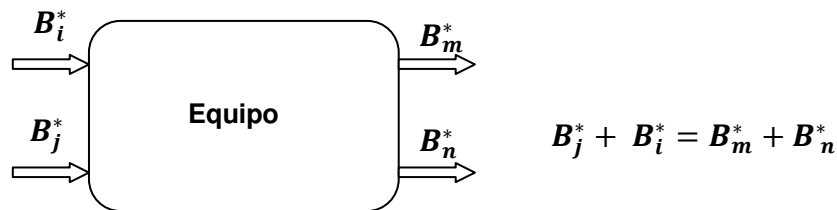
Fuente: Autores del proyecto.

4.1.3. Asignación de costes exergéticos. Con base en la definición de coste exergético, se puede calcular de manera sencilla el costo exergético para un sistema donde se obtiene un único producto, por ejemplo en un sistema turbina-generador para producir 100[MW] es necesario invertir 400 [MW], entonces el costo exergético del flujo de energía eléctrica sería 400 [MW].

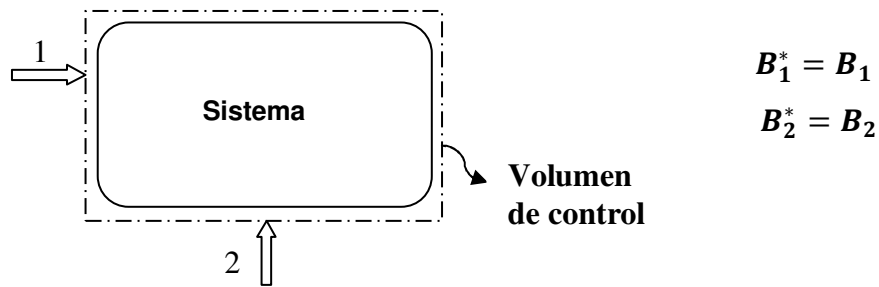
De acuerdo al ejemplo anterior, cuando en un sistema se obtiene un producto único, es muy sencillo calcular su coste exergético a partir de la definición.

Para un sistema que consta de diversos flujos internos, la exergía consumida para producirlos puede ser calculada como la suma de todos los consumos de exergía en los componentes anteriores, hasta llegar a los recursos de entrada del sistema. Surge de esta manera el problema fundamental de la asignación de costes: ¿cómo obtener el coste de todos los flujos interrelacionados dentro de un sistema? Para resolver este problema, se define un procedimiento basado en las siguientes proposiciones:

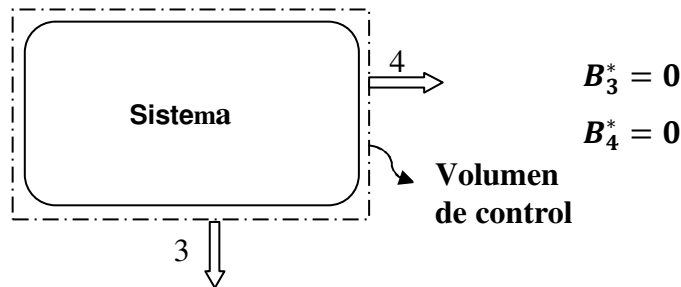
- **Proposición 1:** Para cada componente del sistema, la suma de todos los costes exergéticos de los flujos de entrada es igual a la suma de todos los costes exergéticos de los flujos de salida. Con esto se definen tantas ecuaciones como equipos existan en la planta.



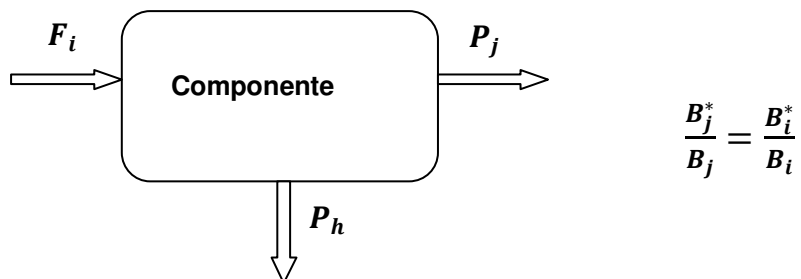
- **Proposición 2:** El coste exergetico de los flujos depende de los recursos de entrada. En ausencia de asignaciones externas, el coste de los flujos de entrada al sistema es igual a su exergía. Con esta propiedad definimos tantas ecuaciones como flujos de entrada en la planta.



- **Proposición 3:** Todos los costes generados en el proceso productivo deben ser incluidos en el coste final de los productos. En ausencia de asignaciones externas, se asigna un coste nulo a los flujos de pérdidas. Con esto se definen tantas ecuaciones como flujos de pérdidas existan en la planta.



- **Proposición 4:** Si el flujo de salida de un equipo es parte del fuel de dicho equipo, su coste exergetico unitario es igual al del flujo de entrada del que proviene. Esta proposición se basa en el hecho de que el flujo de salida es una parte del flujo de entrada que no se utiliza en el proceso y por tanto tienen el mismo costo unitario.



La proposición 4 define tantas ecuaciones como bifurcaciones haya en el sistema. Se hace necesaria la creación de equipos “ficticios” con el fin de identificar las bifurcaciones existentes. Estos equipos ficticios son básicamente mezcladores y divisores de flujo que se representan de la siguiente manera:

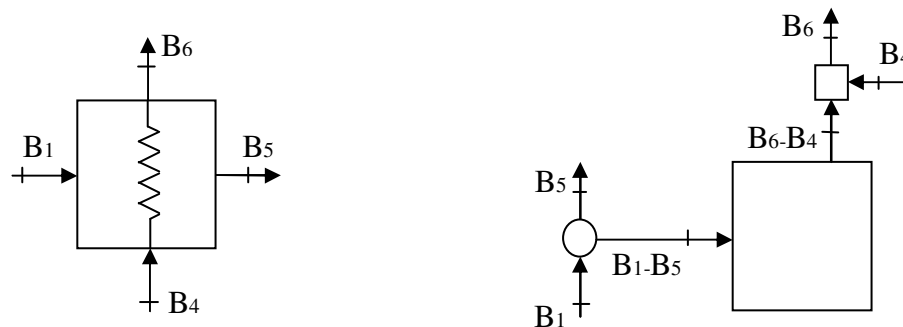


Siendo el divisor el equipo de interés para la aplicación de la proposición 4 debido a que es donde ocurre una bifurcación.

Para la planta de referencia los mezcladores y divisores se distribuyen en los equipos reales de la siguiente forma:

Figura 43. Bifurcaciones en los flujos de la caldera

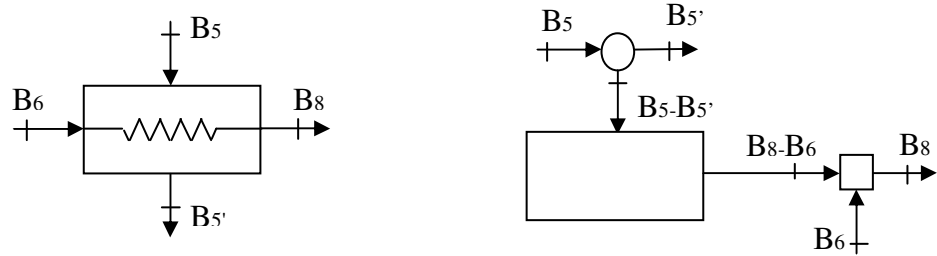
Caldera



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 44. Bifurcaciones en los flujos del sobrecalentador

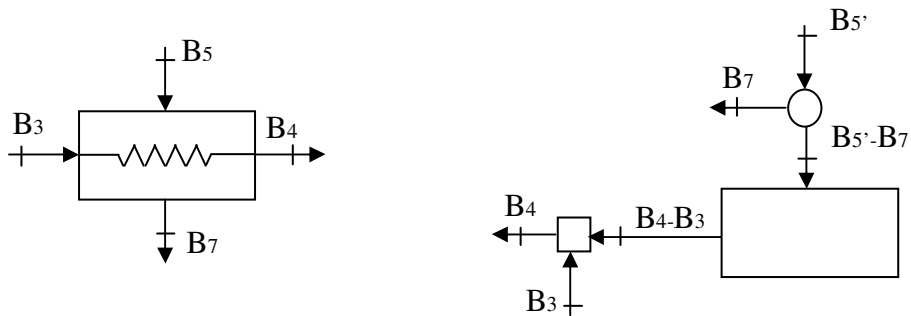
Sobrecalentador



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 45. Bifurcaciones en los flujos del economizador

Economizador



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 46. Bifurcaciones en los flujos de la bomba

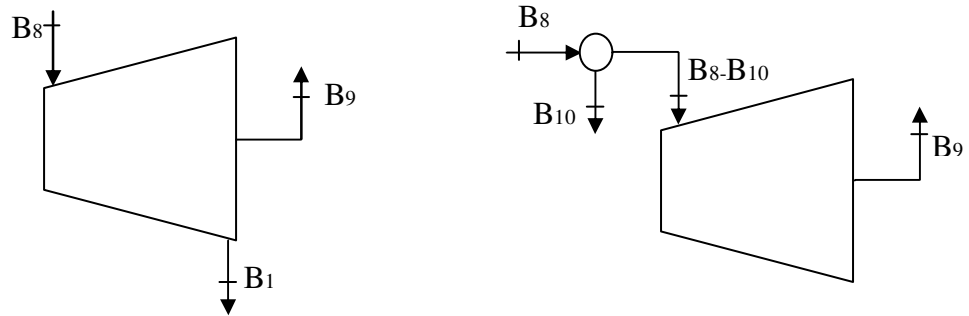
Bomba de alimentación



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 47. Bifurcaciones en los flujos de la turbina

Turbina



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 48. Bifurcaciones en los flujos de la bomba.

Condensador (no presenta bifurcaciones)

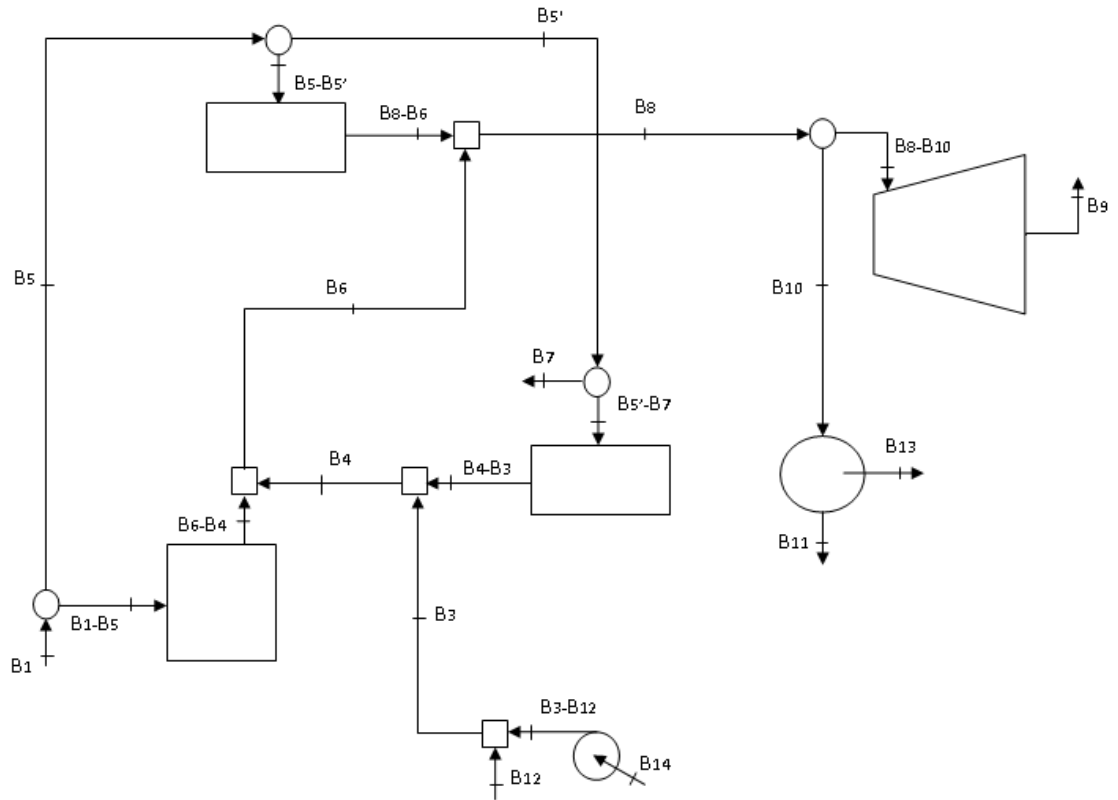


Fuente: Autores del proyecto.

A través de las 4 proposiciones anteriormente establecidas se definen las ecuaciones que gobiernan un sistema, la representación de la planta se logra con matrices que posteriormente nos ayudaran a resolver el sistema de ecuaciones.

A continuación se establecerá para la planta en estudio las ecuaciones pertinentes a cada proposición, con base en un nuevo diagrama del sistema (diagrama productivo de la planta, ver siguiente hoja), que incluya los equipos ficticios producto de las bifurcaciones.

Figura 49. Diagrama productivo de la planta.



Fuente: Autores del proyecto.

Con el fin de facilitar el planteamiento de las ecuaciones, se redefinen los flujos del sistema.

Tabla 15. Redefinición de flujos

Exergía	Flujo
B1	Combustible
B2	Aire ambiente
B3	Agua tanque
B4	Agua alimentación
B5	Gases combustión
B5'	Gases combustión'
B6	Vapor saturado
B7	Gases chimenea
B8	Vapor sobrecalentado
B9	Wturbina
B10	Salida turbina
B11	Condensado
B12	Agua ambiente*
B13	Qexpulsado
B14	Wbomba alimentación
B15	B1-B5
B16	B6-B4
B17	B5-B5'
B18	B5'-B7
B19	B4-B3
B20	B3-B12
B21	B8-B6
B22	B8-B10

Fuente: Autores del proyecto.

Se tiene entonces que las ecuaciones para la planta están dadas por:
Según la proposición 1 se obtienen las siguientes ecuaciones;

Balance en los equipos reales:

1. $B_{15}^* - B_{16}^* = 0 \implies$ Caldera
2. $B_{17}^* - B_{21}^* = 0 \implies$ Sobrecalentador
3. $B_{18}^* - B_{19}^* = 0 \implies$ Economizador
4. $B_{14}^* - B_{20}^* = 0 \implies$ Bomba
5. $B_{22}^* - B_9^* = 0 \implies$ Turbina
6. $B_{10}^* - B_{13}^* - B_{11}^* = 0 \implies$ Condensador

Balance en los equipos ficticios:

7. $B_1^* - B_{15}^* - B_5^* = 0 \implies$ Divisor 1
8. $B_5^* - B_{17}^* - B_{5'}^* = 0 \implies$ Divisor 2
9. $B_{5'}^* - B_7^* - B_{18}^* = 0 \implies$ Divisor 3
10. $B_8^* - B_{22}^* - B_{10}^* = 0 \implies$ Divisor 4
11. $B_{16}^* + B_4^* - B_6^* = 0 \implies$ Mezclador 1
12. $B_{21}^* + B_6^* - B_8^* = 0 \implies$ Mezclador 2

$$13. B_{19}^* + B_3^* - B_4^* = 0 \implies \text{Mezclador 3}$$

$$14. B_{20}^* + B_{12}^* - B_3^* = 0 \implies \text{Mezclador 4}$$

Según la proposición 2 se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$15. B_1^* = B_1 \implies \text{Coste exergético del gas natural}$$

$$16. B_{12}^* = B_{12} \implies \text{Coste exergético del agua de entrada al sistema}$$

$$17. B_{14}^* = B_{14} \implies \text{Coste exergético del trabajo de la bomba}$$

Según la proposición 3 se obtiene la siguiente ecuación:

$$18. B_{13}^* = 0$$

Según la proposición 4 se obtiene la siguiente ecuación:

$$19. \frac{B_1^*}{B_1} = \frac{B_{15}^*}{B_{15}}$$

$$20. \frac{B_5^*}{B_5} = \frac{B_{5l}^*}{B_{5l}}$$

$$21. \frac{B_8^*}{B_8} = \frac{B_{10}^*}{B_{10}}$$

$$22. \frac{B_{5l}^*}{B_{5l}} = \frac{B_{18}^*}{B_{18}}$$

Se tiene en total un sistema de 22 ecuaciones con 22 incógnitas.

4.1.4. Matriz de incidencia (a). En la matriz de incidencia se relacionan los n equipos del sistema con los m flujos que intervienen en él, obteniéndose una matriz representada por **a** de (nxm). Esta matriz contiene los coeficientes asociados a las ecuaciones de la proposición 1, y logra representar los flujos que entran y salen de los componentes de la siguiente manera:

1 si es un flujo de entrada

-1 si es un flujo de salida

La planta térmica en estudio contiene 14 equipos (entre reales y ficticios), y existen 22 flujos que interrelacionan a estos equipos. Con base en los coeficientes de las ecuaciones de la proposición 1 planteadas anteriormente, la matriz de incidencia de la planta está definida por:

$$a = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

Matriz de incidencia de la planta.

4.1.5. Matriz de producción (A). Se define matriz de producción A , como aquella que contiene la matriz de incidencia (α) más los coeficientes de las ecuaciones debidas a las proposiciones 2 ,3 y 4. Es decir, contiene los coeficientes de todas las ecuaciones planteadas según las 4 proposiciones.

Para la planta en estudio la matriz de producción es una matriz de 22X22 y está definida por (ver siguiente hoja):

4.1.6. Cálculo de los costes exergéticos. Se puede resolver el sistema de ecuaciones de forma matricial:

$$AxB^* = Y \quad (4.2)$$

De manera directa:

$$B^* = [A]^{-1}xY \quad (4.3)$$

Donde el vector Y (mx1) contiene los valores de las asignaciones de recursos externos del sistema.

El vector Y para la planta térmica está definido por la asignación de costes externos realizados en la proposición 3, que corresponden al coste del combustible, al coste del agua de entrada y al trabajo de la bomba de alimentación. Ver vector (Y) en la siguiente hoja.

incidencia de producto que relaciona los equipos reales con los flujos que conforman los diferentes productos.

Representando a los flujos de fuel y producto como:

1 fuel o producto que entra al equipo

-1 fuel o producto que sale del equipo

Para la planta térmica, la matriz de incidencia de fuel y la matriz de incidencia de producto se definen según la definición de fuel-producto, como:

Matriz de incidencia de fuel ($[A_F]$):

$$A_f = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

Matriz de incidencia de productos ($[A_p]$):

$$A_p = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

El coste exergético unitario de fuel (k_f^*) y de producto (k_p^*) se define de la misma manera como se realizó el costo unitario para cualquier flujo.

$$k_f^* = \frac{F_i^*}{F_i} \quad (4.6)$$

$$k_p^* = \frac{P_i^*}{P_i} \quad (4.7)$$

Teniendo en cuenta que en ausencia de residuos y subproductos se cumple que $F^* = P^*$, se define la eficiencia exergética (k_d) para un equipo como la relación entre el coste unitario del fuel y el coste unitario del producto.

$$k_d = \frac{k_f^*}{k_p^*} \quad (4.8)$$

Se define también un parámetro k_r^* como el incremento del coste del producto respecto al fuel y representa cuánto cuesta la irreversibilidad que se genera en un equipo por unidad de producto obtenida.

$$k_r^* = k_p^* - k_f^* \quad (4.9)$$

4.2. COSTE EXERGOECONÓMICO

El cálculo de este coste constituye un problema de vital importancia, debido a que está relacionado de manera directa a los costos de producción en una planta, en efecto a la asignación correcta de los costes de los productos finales.

Existen costos que a pesar de no derivarse de la exergía afecta los costos totales del sistema, entre ellos están: costos de operación, mantenimiento, inversión, etc.

De lo anterior se concluye que el costo exergoeconómico (Π) se calcula a partir de dos variables, el coste exergético y el originado en el proceso de producción. De forma matricial:

$$\Pi = [A]^{-1}Z_t \quad (4.10)$$

$$Z_t = \pi_f + Z_i \quad (4.11)$$

Donde π_f es el costo monetario de los flujos que ingresan en un sistema y Z_i es el costo que se origina asociado a la operación, inversión y mantenimiento de los equipos que intervienen en un sistema y A es la matriz de producción del sistema. Se puede concluir que el coste exergoeconómico (Π) contiene en primera instancia el costo de los recursos energéticos de la planta y en segunda los costos originados en el proceso productivo asociados a su obtención, es decir capital, mantenimiento, etc.

El vector (Π) contendrá los recursos en términos económicos, el tamaño de este vector será ($m \times 1$), sus componentes expresan los costes exergoeconómico de los diferentes flujos en el sistema.

Los costos por hora de inversión, operación y mantenimiento para los equipos de la planta térmica en estudio están dados por:

Tabla 16. Denominación de los costes operativos de los equipos de la planta

Equipo	Z(\$/h)
Caldera	Zca
Sobrecalentador	Zs
Economizador	Zec
Bomba	Zb
Turbina	Ztu
Condensador	Zco

Fuente: Autores del proyecto.

Considerando que los costos dados por Z_i representan flujos de entradas a los componentes, se replantean las ecuaciones de la proposición 1 correspondientes a los equipos reales, pero esta vez en términos de costes exergoeconómicos.

Balance en los equipos reales:

1. $\Pi_{15}^* + Z_{ca} - \Pi_{16}^* = 0 \implies$ Caldera

2. $\Pi_{17}^* + Z_s - \Pi_{21}^* = 0 \implies$ Sobrecalentador

3. $\Pi_{18}^* + Z_{ec} - \Pi_{19}^* = 0 \implies$ Economizador

4. $\Pi_{14}^* + Z_b - \Pi_{20}^* = 0 \implies$ Bomba

5. $\Pi_{22}^* + Z_{tu} - \Pi_9^* = 0 \implies$ Turbina

6. $\Pi_{10}^* + Z_{co} - \Pi_{13}^* - \Pi_{11}^* = 0 \implies$ Condensador

El vector Z_i esta dado definido como el vector de términos independientes de las ecuaciones replanteadas de la proposición 1: (ver siguiente hoja)

Se puede conocer entonces el coste exergoeconómico por unidad de fuel y de producto respectivamente para cada uno de los equipos:

$$C_{fuel} = \frac{\Pi_{fuel}}{F} \quad (4.14)$$

$$C_{prod} = \frac{\Pi_{prod}}{P} \quad (4.15)$$

La diferencia de los costes exergoeconómicos unitarios (ΔC) de fuel y producto refleja el incremento de costos que sufren los flujos de entrada (fuel) gracias a las irreversibilidades y a los costes de operación del equipo.

$$\Delta C = C_{prod} - C_{fuel} \quad (4.16)$$

4.3. PARÁMETROS PARA EL ANÁLISIS DE RESULTADOS

En esta sección se definirán los parámetros necesarios para identificar las causas y ubicación de las irreversibilidades en el sistema así como la magnitud real de los recursos energéticos y económicos desperdiciados.

4.3.1. Diferencia relativa de costes (r_k). Este parámetro permite visualizar las fuentes reales de los costos en los diferentes componentes del sistema, las cuales son: los costos de capital y las ineficiencias termodinámicas del sistema expresadas como la destrucción de la exergía.

$$r_k = \frac{\Delta C}{C_{fuel}} = \frac{1 - k_d}{k_d} + \frac{Z_i}{C_{fuel} \cdot P} \quad (4.17)$$

El primer sumando refleja el aporte de las ineficiencias a los costes exergoeconómico de los equipos, mientras que el segundo sumando muestra el aporte de los costos de operación.

4.3.2. Irreversibilidades (I). Las irreversibilidades corresponden a la exergía destruida en cada uno de los equipos.

$$I = \frac{P(k_r^*)}{k_f} \quad (4.18)$$

4.3.3. Factor termoeconómico (f_p). Con este factor se visualiza la contribución del coste del equipo, al aumento del coste exergoeconómico:

$$f_p = \frac{Z_i}{(C_{fuel}(I)) + Z_i} \quad (4.19)$$

El valor de f_p está directamente relacionado con el valor del coste de los equipos (Z_i), es decir si f_p tiene un valor bajo (cercano a cero), será recomendado aumentar Z_i con el fin de disminuir el costo de las irreversibilidades, si por el contrario f_p tiene un valor alto (cercano a uno), el coste de la irreversibilidad es pequeño comparado con Z_i , por lo que no es recomendable invertir para aumentar la eficiencia.

4.3.4. Costo de las irreversibilidades (C_d). Este parámetro muestra cuanta cantidad de dinero por unidad de tiempo, cuestan las irreversibilidades para los distintos equipos.

$$C_d = \frac{I}{C_{fuel}} \quad (4.20)$$

4.3.5. Coeficiente de ineficiencia (Y_i).

Este coeficiente muestra cuanto porcentaje de exergía total suministrada al sistema se destruye en cada equipo. A través de este parámetro se puede conocer el equipo que destruye más exergía en el sistema.

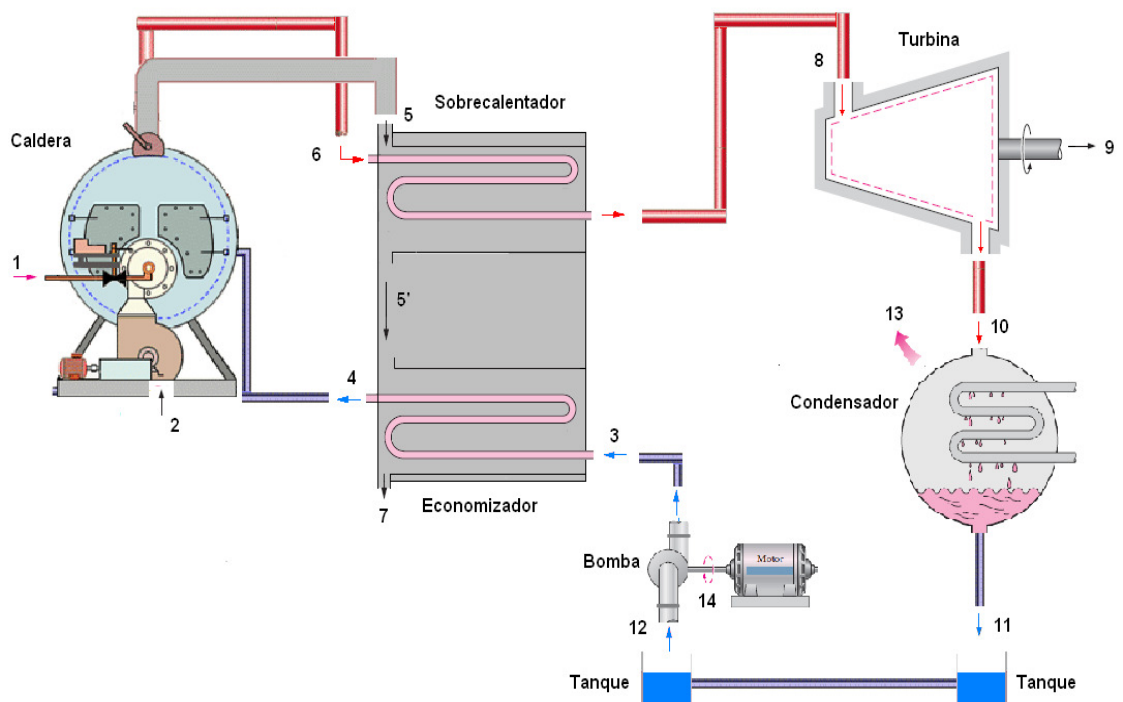
$$Y_i = \frac{I}{F} \quad (4.21)$$

5. CÁLCULOS

5.1. ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE LOS FLUJOS EN LA PLANTA

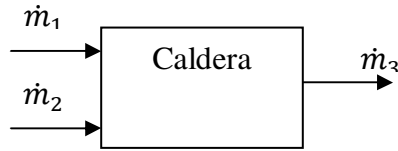
Es necesario realizar un análisis a partir de las propiedades termodinámicas medidas que permitan definir la exergía de los flujos como una función de estado. Con base en las mediciones tomadas, los flujos de interés se muestran en el siguiente diagrama.

Figura 49. Esquema de flujos en la planta



Fuente: Autores del proyecto.

5.1.1. Cálculo del flujo másico de los gases de combustión. Para el cálculo del flujo se realiza un balance de masa en la caldera (línea de combustible), es decir:



$\dot{m}_1 =$ flujo masico del combustible (gas natural)

$\dot{m}_2 =$ flujo masico de aire

$\dot{m}_3 =$ flujo masico de gases de combustion

$$\dot{m}_{combustible} + \dot{m}_{aire} = \dot{m}_{gases}$$

Para el cálculo del flujo de combustible se contabiliza el tiempo que tarda la caldera en consumir $0.1m^3$ de gas natural a través del contador obteniéndose los siguientes datos:

t (s)	17.25	17.19	17.09	17.00	17.22	17.06	17.25	17.28	17.12
--------------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------

Se calcula un tiempo promedio, $t_{prom} = 17.25[s]$

A continuación obtenemos el flujo volumétrico de gas natural:

$$\dot{V} = \frac{0.1}{17.25} = 0.0058 \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

Se calcula la densidad del combustible a las condiciones de en el contador (5 [psi] y 22°C):

$$\rho_2 = \frac{\rho_1 T_1 P_2}{T_2 P_1}$$

$P_1 = 14,65$ [psi], presión del gas natural a condiciones standard

$T_1 = 15.56$ [°C], temperatura gas natural a condiciones standard

$\rho_1 = 0.7344$ $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$, densidad del gas natural a condiciones standard⁴

$T_2 = 22$ [°C], temperatura en el contador

⁴ Densidad obtenida de la tabla de calidad de gases comercializados en Colombia (ver anexo 6).

$P_2 = 5$ [psi], *presión en el contador*

$$\rho_2 = 0.956 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

Con el producto de la densidad del gas y el flujo volumétrico se obtiene el flujo másico:

$$\dot{m}_{combustible} = \rho_2 \dot{V} = 0.0056 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Para el cálculo del flujo másico de aire que ingresa a la caldera, se tienen en cuenta los siguientes parámetros:

$$\rho_a = 0.88 \left[\frac{kg}{m^3} \right], \text{ densidad del aire a una temperatura de } 26 \text{ } [^{\circ}C]$$

$$A_t = 0,028[m^2], \text{ sección transversal por la que ingresa el aire}$$

$$v_a = \text{velocidad de entrada del aire a la caldera} \left[\frac{m}{s} \right]$$

En la medición de la velocidad se tienen los siguientes datos:

$v_a \left[\frac{m}{s} \right]$	6.1	4.3	4.5	5.7	5.2	5.1
----------------------------------	-----	-----	-----	-----	-----	-----

De lo anterior se halla una velocidad promedio de ingreso a la caldera, $v_a = 5.1 \left[\frac{m}{s} \right]$

$$\text{Se tiene que el } \dot{m}_{aire} = \rho_a A_t v_a = 0.127 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Para determinar el flujo de gases productos de la combustión se realiza la suma de los flujos de aire y de combustible:

$$\dot{m}_{combustible} + \dot{m}_{aire} = \dot{m}_{gases} = 0.133 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

5.1.2. Determinación del flujo másico del vapor. El flujo másico de vapor (\dot{m}_{vapor}) se calcula a partir de la ecuación de la placa de orificio⁵ instalada en la línea de vapor, que está dada por:

$$\dot{m}_{vapor} = \frac{C}{\sqrt{1 - \beta^4}} E \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2\Delta P \rho_1} \quad (5.1)$$

Donde:

$$C = 0.596 + 0.031\beta^{2.1} - 0.1840\beta^8 + 0.0029\beta^{2.5} \left(\frac{10^6}{Re_d}\right)^{0.75} + 0.09L_1\beta^4(1 - \beta^4)^{-1} - 0.0337L_2\beta^3$$

$$L_1 = 1$$

$$L_2 = 0.47$$

$$E = 1 - \frac{(0.41 + 0.35\beta^4)\Delta P}{k P_1}$$

Datos de la platina:

$$D = 50 [mm]$$

$$d = 15 [mm]$$

$$\beta = 0.29$$

$$\Delta P = 17.5 [psi]$$

$$P_1 = 67.5 [psi]$$

Datos del flujo:

$$Re_d = \frac{4\dot{m}}{\rho_1 \pi D E}$$

$$\rho_1 = 2.35 \left[\frac{Kg}{m^3}\right]$$

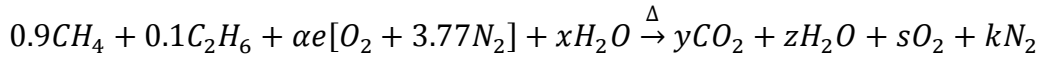
Se tiene entonces que:

$$\dot{m}_{vapor} = 0.0735 \left[\frac{Kg}{s}\right]$$

⁵ Fuente: *Control de nivel de la caldera piro-tubular del laboratorio de plantas térmicas*, proyecto de grado, UIS, 1998.

5.1.3. Balance estequiométrico en la ecuación de combustión del gas natural.

Tenemos que para un mol de gas natural ($0.9CH_4 + 0.1C_2H_6$):



$\alpha = \text{exceso de aire}$

$e = \text{moles de oxígeno teórico}$

Moles de aire oxígeno teórico.

$e = \text{moles de oxígeno teórico que reaccionan con el carbono}$

+ moles de oxígeno teórico que reaccionan con el hidrógeno

$$e = (0.9 + 0.2) + \frac{(3.6 + 0.6)}{4} = 2.15 \text{ moles}$$

Relación de aire-combustible teórico.

$$A^o = \frac{138.3e}{M_f} \quad (5.2)$$

$A^o = \text{relación aire combustible}$

$M_f = \text{masa molar del combustible} = 17.4 \text{ g/mol}$

$$A^o = \frac{138.3 * 2.15}{17.4} = 17.09$$

Relación de aire-combustible real.

$$A = \frac{\dot{m}_{\text{aire}}}{\dot{m}_{\text{combustible}}}$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = 0.127 \text{ Kg/s}$$

$$\dot{m}_{\text{combustible}} = 0.0056 \text{ Kg/s}$$

$$A = \frac{0.127}{0.0056} = 22.7$$

⁶ Fuente: J. Maradey, *Termodinámica aplicada*, ediciones UIS, 2002, página 219.

Exceso de aire.

$$\alpha = \frac{A}{A^0} = \frac{22.7}{17.09} = 1.3$$

Se tiene entonces que $\alpha e = 1.3 * 2.15 = 2.80$ moles de aire seco

Moles de agua en el aire (x).

$$x = \frac{m_v}{M_{H_2O}}$$

$m_v =$ masa de agua en el aire = $w * m_{\text{aire seco}}$

$M_{H_2O} =$ masa molecular del agua = 18 g/mol

$m_{\text{aire seco}} =$ moles de aire seco * masa molar del aire

$$m_{\text{aire seco}} = 2.80 * 4.77 * 28.84 = 385.2g$$

$$w = \text{humedad especifica}^7 = 0.622 \frac{P_v}{P - P_v} \quad (5.3)$$

$P =$ presión atmosférica en Bucaramanga = 99006Pa

$P_v =$ presión de vapor en Bucaramanga a 26°C = $\phi * P_{26^{\circ}C}^*$

$\phi =$ humedad relativa en Bucaramanga a 26°C = 0.69

$P_{26^{\circ}C}^* =$ presión de saturación a 26°C (temperatura del aire) = 3360Pa

Se tiene entonces que $x = 0.319$ moles de H_2O

Moles de CO_2 , H_2O , O_2 y N_2 en el producto.

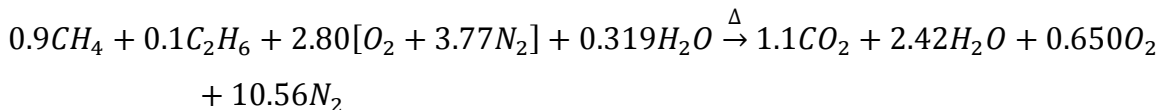
$y =$ moles de $CO_2 = (0.9 + 0.1 * 2) = 1.1$ moles

$$z = \text{moles de } H_2O = \left(x + \frac{0.9 * 4 + 0.1 * 6}{2} \right) = 2.42 \text{ moles}$$

$$s = \text{moles de } O_2 = \alpha e + \frac{x}{2} - y - \frac{z}{2} = 0.650 \text{ moles}$$

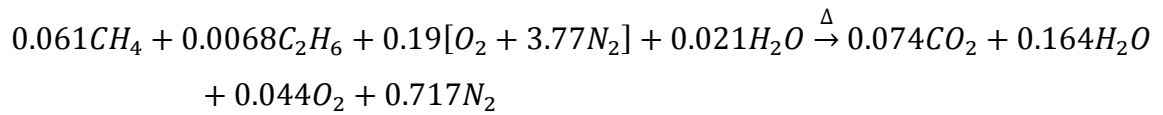
$k =$ moles de $N_2 = 3.77 * \alpha e = 10.56$ moles

La ecuación balanceada queda de la siguiente manera:



⁷ Fuente: J. Maradey, *Termodinámica aplicada*, ediciones UIS, 2002, página 132.

En fracciones molares se tiene la siguiente ecuación:



Se tiene entonces que las fracciones molares para los productos son:

$$x_{CO_2} = 0.074$$

$$x_{O_2} = 0.044$$

$$x_{N_2} = 0.717$$

$$x_{H_2O} = 0.164$$

5.1.4. Propiedades de los gases de combustión.

Δh , Δs y C_p de los gases de combustión a $T=443$ K y $T=358$ K (flujos 5 y 7)⁸.

(Ver siguiente hoja)

⁸ Ver anexo 2,3,4 y 5.

Tabla 17. Propiedades de los gases en los flujos 5 y 7

Δh	T=443K (flujo 5)	T=358K (flujo 7)
$\Delta h_{CO_2} (KJ/Kg)$	133.18	53.491
$\Delta h_{O_2} (KJ/Kg)$	135.625	55.61
$\Delta h_{N_2} (KJ/Kg)$	151.286	62.35
$\Delta h_{H_2O} (KJ/Kg)$	264.61	112.70
Δs		
$\Delta s_{CO_2} (KJ/Kg * K)$	5.212	5.011
$\Delta s_{O_2} (KJ/Kg * K)$	6.772	6.568
$\Delta s_{N_2} (KJ/Kg * K)$	7.246	7.02
$\Delta s_{H_2O} (KJ/Kg * K)$	11.22	10.81
C_p		
$C_{p_{CO_2}} (KJ/Kg * K)$	0.978	0.924
$C_{p_{O_2}} (KJ/Kg * K)$	0.953	0.923
$C_{p_{N_2}} (KJ/Kg * K)$	1.042	1.020
$C_{p_{H_2O}} (KJ/Kg * K)$	1.919	1.865

Fuente: Autores del proyecto.

Los valores de Δh y Δs son referenciados de tablas de propiedades a 298K.

Los valores de C_p se hallan con la siguiente ecuación:

$$C_p = R(a + bT + cT^2)^9 \quad (5.4)$$

⁹ Fuente: J. Maradey, *Termodinámica aplicada*, ediciones UIS, 2002, pagina 558.

Donde:

Tabla 18. Constantes para la ecuación 5.4 según la sustancia

	a	$b * 10^3(K^{-1})$	$c * 10^6(K^{-2})$	R
CO_2	3.393	4.746	-1.592	0.189
O_2	2.973	1.839	-0.612	0.259
N_2	3.095	1.018	-0.187	0.297
H_2O	3.554	1.327	0.069	0.461

Fuente: constantes proporcionadas por JANAF Thermochemical tables.

Δh , Δs y C_p de la mezcla.

Con los datos consignados en la tabla 1 y las fracciones molares de los productos se halla Δh , Δs y C_p mediante las siguientes ecuaciones:

$$\Delta h_{gases} = \sum_i x_i \Delta h_i$$

$$\Delta s_{gases} = \sum_i x_i \Delta s_i$$

$$C_{p_{gases}} = \sum_i x_i C_{p_i}$$

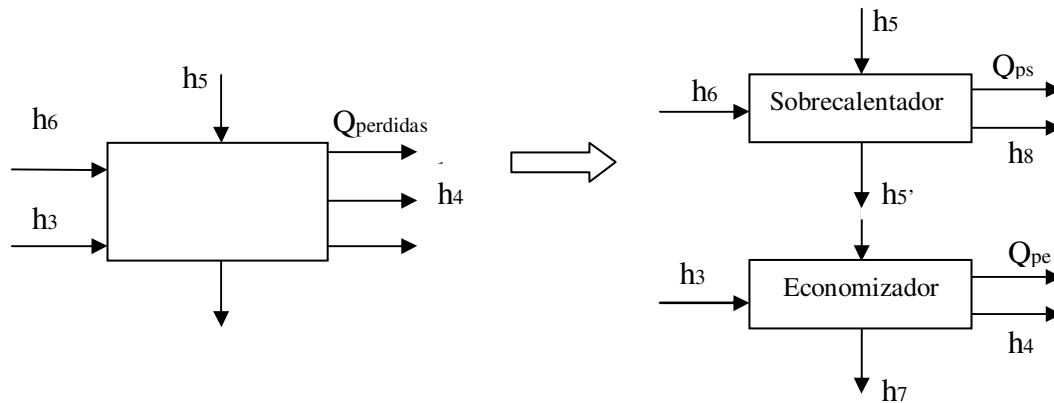
Se tiene entonces que:

Tabla 19. Propiedades termodinámicas de los flujos 5 y 7

	Flujo 5 (443K)	Flujo 7 (358K)
$\Delta h_{gases} (KJ/Kg)$	164.8	68.31
$\Delta s_{gases} (KJ/Kg * K)$	7.675	7.390
$C_{p_{gases}} (KJ/Kg * K)$	1.151	1.125

Fuente: Autores del proyecto.

Definición del flujo 5'.



Para determinar las propiedades termodinámicas del flujo 5' se tienen en cuenta los siguientes planteamientos:

- 1) $\dot{m}_5 C_{p_{gases5}} (T_5 - T_{5'}) = \dot{m}_6 (h_8 - h_6) + \dot{Q}_{ps}$
- 2) $\dot{m}_5 C_{p_{gases7}} (T_{5'} - T_7) = \dot{m}_3 (h_3 - h_4) + \dot{Q}_{pe}$
- 3) $\dot{Q}_{ps} + \dot{Q}_{pe} = \text{perdidas}$
- 4) $\dot{Q}_{perdidas} = \dot{m}_5 (h_7 - h_5) - \dot{m}_6 (h_8 - h_6) - \dot{m}_3 (h_3 - h_4)$

Donde:

$$\dot{m}_5 = 0.133 \text{ Kg/s}$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_3 = 0.0735 \text{ Kg/s}$$

$$C_{p_{gases5}} = \text{calor específico de los gases a } 443 \text{ K} = 1.151 \text{ KJ/Kg} \cdot \text{K}$$

$$C_{p_{gases7}} = \text{calor específico de los gases a } 358 \text{ K} = 1.125 \text{ KJ/Kg} \cdot \text{K}$$

$$T_5 = 443 \text{ K}$$

$$T_7 = 358 \text{ K}$$

$$h_8 = 2767 \text{ KJ/Kg}$$

$$h_6 = 2755.4 \text{ KJ/Kg}$$

$$h_4 = 209.2 \text{ KJ/Kg}$$

$$h_8 = 134 \text{ KJ/Kg}$$

$$\dot{Q}_{perdidas} = \text{calor perdido en el conjunto sobrecalentador – economizador}$$

\dot{Q}_{ps} = calor perdido en el sobrecalentador

\dot{Q}_{pe} = calor perdido en el econoizador

Resolviendo el sistema se tiene que:

$$T_{5'} = 408 \text{ K}$$

Se halla Δh , Δs y C_p de los gases de combustión en el flujo 5'a (T=408 K).

Tabla 20. Propiedades de los gases en el flujo 5'¹⁰

Δh	Flujo 5' (408K)
$\Delta h_{CO_2} (KJ/Kg)$	98.92
$\Delta h_{O_2} (KJ/Kg)$	102.304
$\Delta h_{N_2} (KJ/Kg)$	114.51
$\Delta h_{H_2O} (KJ/Kg)$	207.19
Δs	
$\Delta s_{CO_2} (KJ/Kg * K)$	5.136
$\Delta s_{O_2} (KJ/Kg * K)$	6.697
$\Delta s_{N_2} (KJ/Kg * K)$	7.164
$\Delta s_{H_2O} (KJ/Kg * K)$	11.07
C_p	
$C_{p_{CO_2}} (KJ/Kg * K)$	0.956
$C_{p_{O_2}} (KJ/Kg * K)$	0.941
$C_{p_{N_2}} (KJ/Kg * K)$	1.033
$C_{p_{H_2O}} (KJ/Kg * K)$	1.886

Fuente: Autores del proyecto.

¹⁰ Ver anexo 2,3,4 y 5.

Se halla Δh , Δs y C_p de la mezcla de gases en el flujo 5'.

Tabla 21. Propiedades termodinámicas del flujo 5'

Propiedades	Flujo 5' (408K)
$\Delta h_{gases} (KJ/Kg)$	125.55
$\Delta s_{gases} (KJ/Kg * K)$	7.548
$C_{pgases} (KJ/Kg * K)$	1.138

Fuente: Autores del proyecto.

5.1.5. Calculo del trabajo de la turbina. Para obtener la potencia generada por la turbina, se tienen en cuenta dos parámetros, la magnitud de la corriente eléctrica y el voltaje producido.

$I[A]$	36	35	34	39	31
$V[V]$	83	78	77	82	77

De los anteriores datos se calcula un I y un V promedio:

$$I = 35 [A]$$

$$V = 80 [V]$$

Se tiene entonces que la potencia eléctrica es:

$$W_t = I \cdot A = 2.8 [Kw]$$

5.1.6. Calculo del trabajo de la bomba.

El trabajo de la bomba se halla de la siguiente manera:

$$W_b = \frac{\dot{m}_b (P_s - P_e)}{\eta \cdot \rho}$$

Donde:

$P_s = 6.86$ [bar], presión a la salida de la bomba

$P_e = 1$ [bar], presión a la entrada de la bomba

$\dot{m}_b = 0.0735$ $\left[\frac{kg}{s}\right]$, flujo masico a traves de la bomba

$\rho = 1000$ $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$, densidad del agua a temperatura ambiente

$\eta = 0.7$, eficiencia del conjunto bomba transmision

$$W_b = 0.061 [Kw]$$

5.1.7. Calculo del calor expulsado en el condensador. Para el cálculo del calor expulsado se tiene en cuenta la diferencia de temperatura (entrada y salida del condensador) del agua de enfriamiento y el caudal suministrado por la bomba del condensador.

En la medición de las temperaturas se obtienen los siguientes datos:

$T_{entrada} [K]$	296	295	295	296	294
$T_{salida} [K]$	304	305	304	305	306

De la tabla 9 se calcula un promedio para las temperaturas de entrada y salida,

$$T_{entrada} = 295 [K]$$

$$T_{salida} = 305 [K]$$

Para determinar el calor transferido en el condensador tenemos:

$$\dot{Q}_{expulsado} = \dot{m}_{torre}(h_{salida} - h_{entrada})$$

Donde:

$h_{salida} = 129.4$ [KJ/Kg], entalpia del agua a la temperatura de salida

$h_{salida} = 91.73$ [KJ/Kg], entalpia del agua a la temperatura de entrada

$\dot{m}_{torre} = 0.694$ [Kg/s] flujo masico enviado por la bomba del condensador

$$\dot{Q}_{expulsado} = 26.14 [Kw]$$

A continuación se presenta las propiedades termodinámicas de los flujos, producto de la medición y el análisis respectivo.

Tabla 22. Propiedades termodinámicas de la planta

Nombre del flujo	No. Del flujo.	Flujo $\dot{m} \left(\frac{kg}{s} \right)$	T(K)	Pabs(bar)	Entalpia (KJ/Kg)	Entropia (KJ/Kg*K)	Potencia (Kw)
Combustible	1	0,0056	295	1,34	40683,4		227,8
Aire	2	0,127	298	1	298,2	5,7	
Agua de tanque	3	0,0735	305	6,86	134	0,4618	
Agua alimentación	4	0,0735	323	6,86	209,2	0,7015	
Gases combustión	5	0,133	443		164,8	7,675	
Gases combustión'	5'	0,133	408		125,55	7,548	
Vapor saturado	6	0,0735	430,4	5,83	2755,4	6,772	
Gases chimenea	7	0,133	358		68,32	7,4	
Vapor sobrecalentado	8	0,0735	438	6,51	2767	6,748	
W turbina	9						2,8
Salida turbina	10	0,0735	363	0,7	732,45	2,173	
Condensado	11	0,0735	363	0,7	376,8	1,192	
Agua ambiente*	12	0,0735	305	1	133,5	0,4619	
Qexpulsado	13	0,694					26,14
W bomba alimen	14						0,061

Fuente: Autores del proyecto

5.1.8 Eficiencia del ciclo y eficiencia total del sistema. Los cálculos a continuación se tendrán en cuenta para un posterior análisis energético-exergético.

Eficiencia de la caldera

Se calcula una relación entre la energía que entra y energía que sale:

$$\eta_{caldera} = \dot{m}_6 \frac{(h_6 - h_4)}{m_1 Q_{comb}}$$

Para el desarrollo de la ecuación se toman los valores necesarios de la tabla 10

$$\eta_{caldera} = 0.82 \implies 82\%$$

Eficiencia del ciclo

Esta eficiencia se halla teniendo en cuenta cuanto el trabajo producido en la turbina y el calor suministrado al agua.

$$\eta_{ciclo} = \frac{W_{turbina}}{Q_{sum}}$$

Para el desarrollo de la ecuación se toman los valores necesarios de la tabla 10

$$Q_{sum} = \dot{m}_6 (h_6 - h_4) = 187.15 [Kw]$$

Entonces:

$$\eta_{ciclo} = 0.015 \implies 1.5\%$$

Eficiencia total del sistema

Con el producto entre la eficiencia de la caldera y la eficiencia del ciclo se obtiene la eficiencia total:

$$\eta_{total} = \eta_{ciclo} \cdot \eta_{caldera}$$

$$\eta_{total} = 0.0123 \implies 1.23\%$$

5.2. EXERGÍA DE LOS FLUJOS

Seguidamente se especifica las diferentes formas de calcular la exergía, según la naturaleza del flujo (termodinámica, eléctrica).

Para gases:

$$B_i = \dot{m}_i \left[C p_i \left(T_i - T_o - T_o \ln \frac{T_i}{T_o} \right) + R_i T_o \ln \frac{P_i}{P_o} \right]$$

Donde:

\dot{m}_i = flujo masico del gas

$C p_i$ = calor especifico del gas

T_i = temperatura del gas

T_o = temperatura del sistema de referencia (ambiente)

R_i = constante del gas

P_i = presion del flujo

P_o = presion del sistema de referencia (ambiente)

Debido a que $P_i = P_o$ en el flujo de gases de chimenea entonces $R_i T_o \ln \frac{P_i}{P_o} = 0$

Para vapor y agua:

$$B_i = \dot{m}_i [(h_i - h_o) - T_o(s_i - s_o)]$$

Donde:

\dot{m}_i = flujo masico del vapor

h_i = entalpia del flujo

h_o = entalpia del sistema de referencia (ambiente)

T_o = temperatura del sistema de referencia (ambiente)

s_i = entropia del flujo

s_o = entropia del sistema de referencia (ambiente)

Para flujos eléctricos:

$$B_i = W_i$$

Para los flujos de calor:

$$B_i = Q_i \left(1 - \frac{T_0}{T_m} \right)$$

Donde:

Q_i = flujo de calor

T_0 = temperatura del sistema de referencia (ambiente)

T_m = temperatura del medio en que se transfiere el calor

Ejemplo de cálculo

A continuación se realiza un cálculo tipo para las distintas naturalezas de flujo presentes en la planta.

Para el flujo 5 (flujo de gases de combustión) se tiene que:

$$B_5 = \dot{m}_5 \left[c p_5 \left(T_5 - T_0 - T_0 \ln \frac{T_5}{T_0} \right) \right]$$

$$\dot{m}_5 = 0.133 [\text{Kg/s}]$$

$$c p_5 = 1.151 [\text{KJ/Kg} \cdot \text{K}]$$

$$T_5 = 443 [\text{K}]$$

$$T_0 = 298 [\text{K}]$$

$$\text{Entonces } B_5 = 4.93 [\text{Kw}]$$

Para el flujo 6 (flujo de vapor) se tiene que:

$$B_6 = \dot{m}_6 [(h_6 - h_0) - T_0(s_6 - s_0)]$$

$$\dot{m}_6 = 0.0735 [\text{Kg/s}]$$

$$h_6 = 2755.4 [\text{KJ/Kg}]$$

$$h_0 = 25.41 [\text{KJ/Kg}]$$

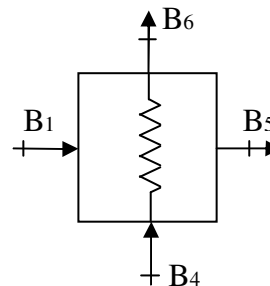
$$T_0 = 298 [\text{K}]$$

$$s_6 = 6.772 [\text{KJ/Kg} \cdot \text{K}]$$

$$s_0 = 0.1031 [\text{KJ/Kg} \cdot \text{K}]$$

$$\text{Entonces } B_6 = 54.58 [\text{Kw}]$$

Caldera



Para el flujo 9 (trabajo de la turbina) se tiene que:

$$B_9 = 2.8 \text{ Kw}$$

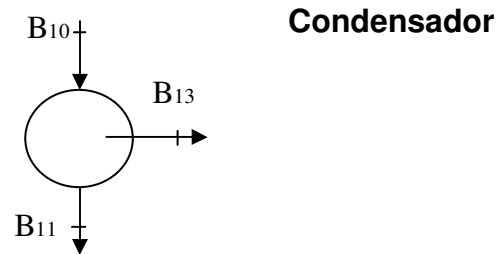
Para el flujo 13 (calor expulsado en el condensador) se tiene que:

$$B_{13} = Q_{expulsado} \left(1 - \frac{T_0}{T_m}\right)$$

$$Q_{expulsado} = 26.14 \text{ [Kw]}$$

$$T_0 = 298 \text{ [K]}$$

$$T_m = 363 \text{ [K]}$$



A continuación se especifican las exergías de los diferentes flujos presentes en la planta.

Tabla 23. Exergías de los flujos de la planta

Nombre del flujo	No. Del flujo.	b (KJ/Kg)	B (KJ/s)
Combustible	1	40683,4	227,8
Aire	2	0	0
Agua tanque	3	1,697	0,125
Agua alimentación	4	5,567	0,401
Gases combustión	5	30,9	4,93
Gases combustión'	5'	18,64	2,974
Vapor saturado	6	742,658	54,58
Gases chimenea	7	5,34	0,85
Vapor sobrecalentado	8	761,41	55,96
W turbina	9		2,8
Salida turbina	10	90,21	6,63
Condensado	11	26,9	3,042
Agua ambiente*	12	1,168	0,086
Qexpulsado	13		4,8
W bomba alimen	14		0,061

Fuente: Autores del proyecto.

5.3. APLICACIÓN DE LA TEORÍA DEL COSTE EXERGÉTICO

Una vez definida la exergía para los diferentes flujos del proceso, se procede a la aplicación de la teoría del coste exergético.

5.3.1. Definición de fuel- producto. Seguidamente se establece el fuel y el producto para cada equipo (tabla 25 y 26).

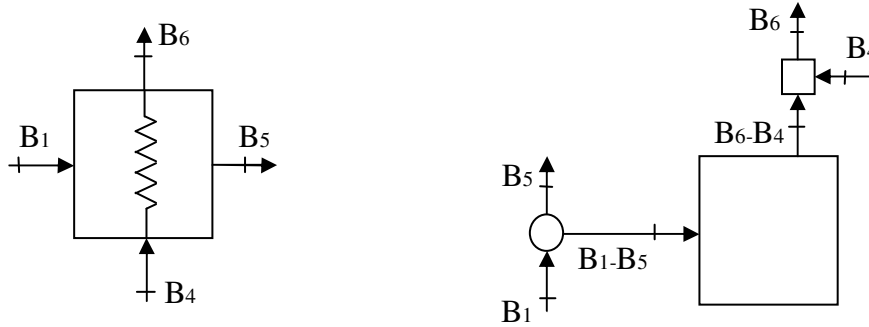
Tabla 24. Definición de fuel-producto

Equipo	Fuel	Producto	Residuo	F	P	R
Caldera	Exergía del combustible	Vapor saturado		B1-B5	B6-B4	
Sobrecalentador	Gases producto de la combustión	Vapor sobrecalentado		B5-B5'	B8-B6	
Economizador	Gases producto de la combustión	Agua precalentada		B5'-B7	B4-B3	
Bomba alimentación	Potencia eléctrica	Aumento de presión en el fluido		B14	B3-B12	
Turbina	Diferencia de los flujos de entrada y salida	Potencia eléctrica generada		B8-B10	B9	
Condensador	Flujos a la entrada del condensador	condensado	Calor latente retirado	B10	B11	B13

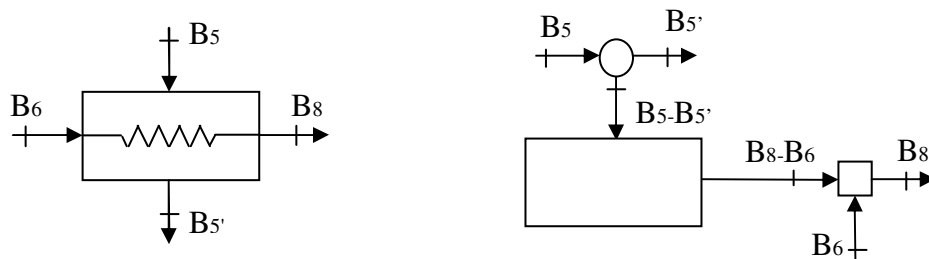
Fuente: Autores del proyecto.

El fuel y el producto para los diferentes equipos se pueden representar a través de diagramas que incluyen la creación de equipos "ficticios" (mezcladores y divisores).

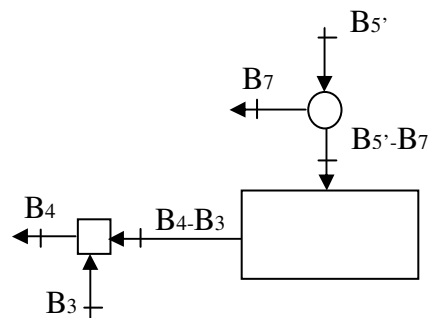
Caldera



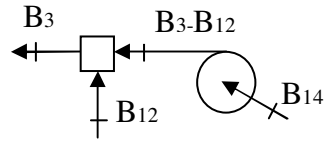
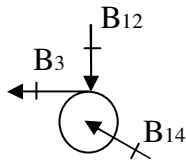
Sobrecalentador



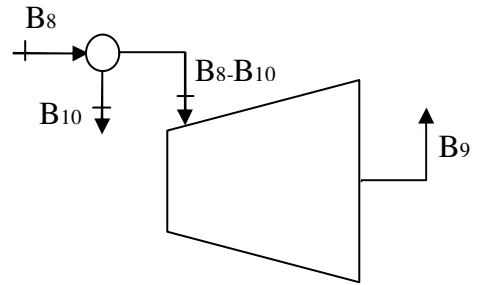
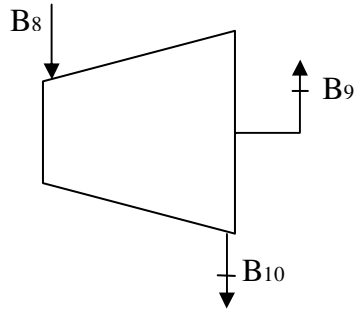
Economizador



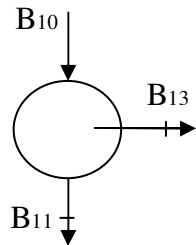
Bomba de alimentación



Turbina



Condensador (no presenta bifurcaciones)



En valores se tiene que:

Tabla 25. Valores del fuel y producto

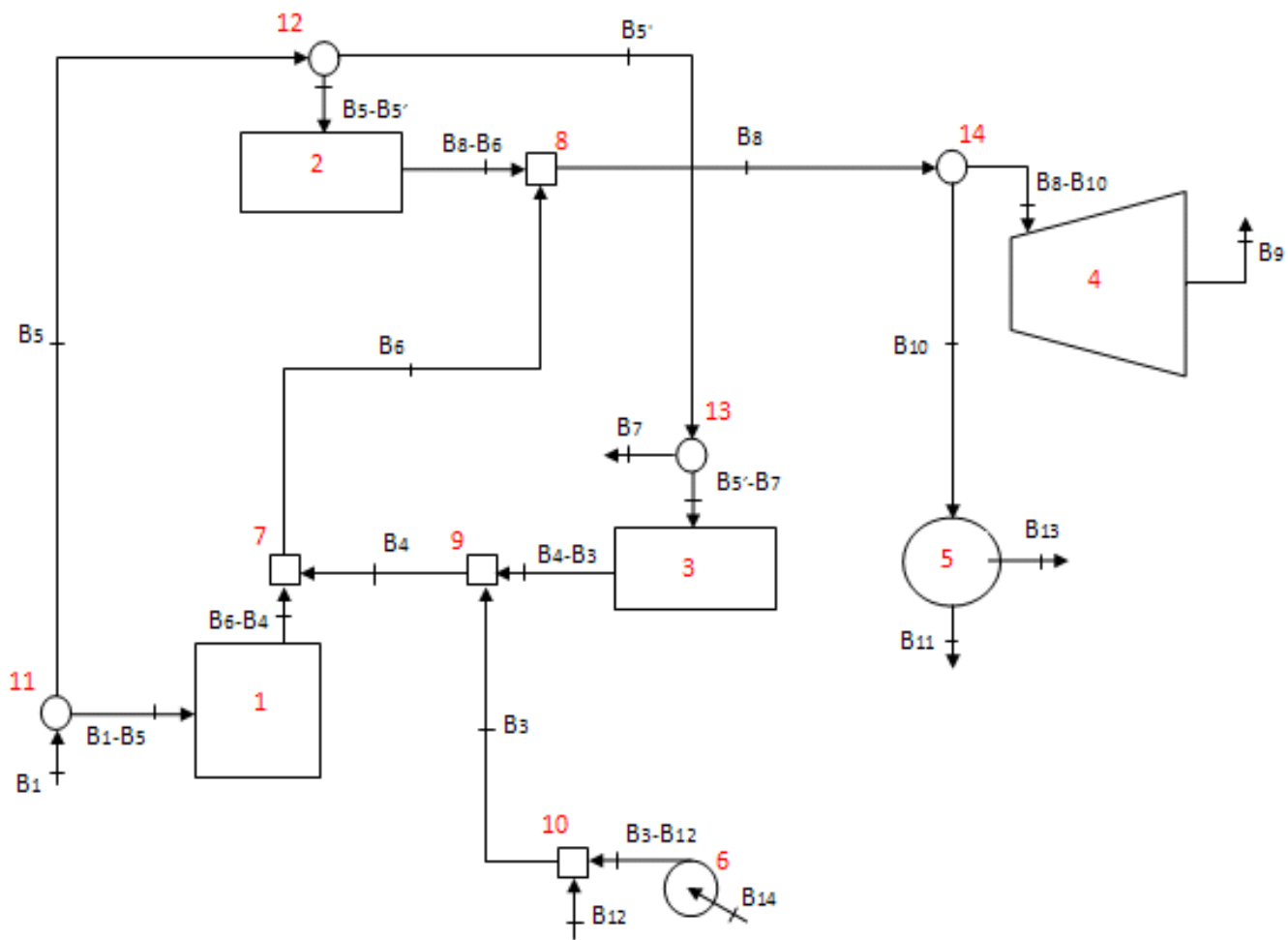
Equipo	Fuel (F)	Producto (P)	Residuo (R)
Caldera	222,87	54,18	
Sobrecalentador	1,956	1,38	
Economizador	2,124	0,276	
Bomba alimentación	0,952	0,039	
Turbina	49,33	2,8	
Condensador	6,63	3,042	5,69

Fuente: Autores del proyecto.

Las exergías utilizadas para el cálculo del fuel y el producto son tomadas de la tabla 11.

5.3.2. Diagrama productivo de la planta. Una vez establecido el diagrama fuel-producto para cada equipo, se procede a elaborar el diagrama productivo de la planta, (Ver siguiente hoja).

Diagrama productivo de la planta.



5.3.3. Redefinición de flujos. Con base en el diagrama productivo de la planta se redefinen flujos del ciclo.

Tabla 26. Redefinición de flujos

Exergía	Flujo	Valor (Kw)
B1	Combustible	227,8
B2	Aire ambiente	0
B3	Agua tanque	0,125
B4	Agua alimentación	0,401
B5	Gases combustión	4,93
B5'	Gases combustión'	2,974
B6	Vapor saturado	54,58
B7	Gases chimenea	0,85
B8	Vapor sobrecalentado	55,96
B9	Wturbina	2,8
B10	Salida turbina	6,63
B11	Condensado	3,042
B12	Agua ambiente*	0,086
B13	Qexpulsado	5,69
B14	Wbomba alimentación	0,952
B15	B1-B5	222,87
B16	B6-B4	54,18
B17	B5-B5'	1,956
B18	B5'-B7	2,124
B19	B4-B3	0,276
B20	B3-B12	0,039
B21	B8-B6	1,38
B22	B8-B10	49,33

Fuente: Autores del proyecto.

5.3.4. Redefinición del fuel-producto. La redefinición del Fuel-Producto se realiza teniendo en cuenta los equipos reales y “ficticios” mostrados en el diagrama productivo.

Tabla 27. Redefinición de fuel-producto

Equipo	Nombre	Fuel (F)	Producto (P)	Residuo (R)	F (Kw)	P (Kw)	R (Kw)
1	Caldera	B15	B16		222,87	54,18	
2	Sobrecalentador	B21	B17		1,956	1,38	
3	Economizador	B20	B19		2,124	0,276	
4	Turbina	B22	B9		49,33	2,8	
5	Condensador	B10	B11	B13	6,63	3,042	5,69
6	Bomba alimentación	B14	B18		0,952	0,039	
7	Mezclador 1	B16+B4	B6		54,58	54,58	
8	Mezclador 2	B21+B6	B8		0,401	0,401	
9	Mezclador 3	B3+B19	B4		0,125	0,125	
10	Mezclador 4	B20+B12	B3		55,96	55,96	
11	Divisor 1	B1	B5+B15		227,8	227,8	
12	Divisor 2	B5	B17+B5'		2,974	2,974	
13	Divisor 3	B5'	B7+B18		4,93	4,93	
14	Divisor 4	B8	B22+B10		55,96	55,96	

Fuente: Autores del proyecto.

5.3.5. Ecuaciones de costes exergéticos. Las ecuaciones presentadas a continuación están basadas en las cuatro proposiciones de la teoría del coste exergético descritas en el capítulo 4.

Según la proposición 1 se obtienen las siguientes ecuaciones;

Balance en los equipos reales:

1. $B_{15}^* - B_{16}^* = 0 \implies$ Caldera
2. $B_{17}^* - B_{21}^* = 0 \implies$ Sobrecalentador
3. $B_{18}^* - B_{19}^* = 0 \implies$ Economizador
4. $B_{14}^* - B_{20}^* = 0 \implies$ Bomba
5. $B_{22}^* - B_9^* = 0 \implies$ Turbina
6. $B_{10}^* - B_{13}^* - B_{11}^* = 0 \implies$ Condensador

Balance en los equipos ficticios:

7. $B_1^* - B_{15}^* - B_5^* = 0 \implies$ Divisor 1
8. $B_5^* - B_{17}^* - B_{5'}^* = 0 \implies$ Divisor 2
9. $B_{5'}^* - B_7^* - B_{18}^* = 0 \implies$ Divisor 3
10. $B_8^* - B_{22}^* - B_{10}^* = 0 \implies$ Divisor 4
11. $B_{16}^* + B_4^* - B_6^* = 0 \implies$ Mezclador 1
12. $B_{21}^* + B_6^* - B_8^* = 0 \implies$ Mezclador 2
13. $B_{19}^* + B_3^* - B_4^* = 0 \implies$ Mezclador 3
14. $B_{20}^* + B_{12}^* - B_3^* = 0 \implies$ Mezclador 4

Según la proposición 2 se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$15. \quad B_1^* = B_1 \quad \Longleftrightarrow \quad \text{Coste exergético del gas natural}$$

$$16. \quad B_{12}^* = B_{12} \quad \Longleftrightarrow \quad \text{Coste exergético del agua de entrada al sistema}$$

$$17. \quad B_{14}^* = B_{14} \quad \Longleftrightarrow \quad \text{Coste exergético del trabajo de la bomba}$$

Según la proposición 3 se obtiene la siguiente ecuación:

$$18. \quad B_{13}^* = 0$$

Según la proposición 4 se obtiene la siguiente ecuación:

$$19. \quad \frac{B_1^*}{B_1} = \frac{B_{15}^*}{B_{15}}$$

$$20. \quad \frac{B_5^*}{B_5} = \frac{B_{5'}^*}{B_{5'}}$$

$$21. \quad \frac{B_8^*}{B_8} = \frac{B_{10}^*}{B_{10}}$$

$$22. \quad \frac{B_{5'}^*}{B_{5'}} = \frac{B_{18}^*}{B_{18}}$$

Con el fin de hallar los costes exergéticos (\mathbf{B}^*) de los flujos, se define la matriz de producción (\mathbf{Ap}) de la planta y el vector de asignación de costes externos (\mathbf{Y}). (Ver siguiente hoja).

Vector de asignación de costes externos (**Y**):

$$Y(K_w) = \begin{pmatrix} 227,8 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0,086 \\ 0 \\ 0,061 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Teniendo en cuenta que $[A]x[B^*] = [Y]$, se halla el vector de costes exergéticos de la siguiente manera: $[B^*] = [A^{-1}]x[Y]$

Tabla 28. Costes exergéticos de los flujos.

Flujos	B*(Kw)
1	227,8
2	2,974
3	0,147
4	2,271
5	4,93
6	225,141
7	0,85
8	227,097
9	200,191
10	26,905
11	26,905
12	0,086
13	0
14	0,061
15	222,87
16	222,87
17	1,956
18	2,124
19	2,124
20	0,061
21	1,956
22	200,191

Fuente: Autores del proyecto.

Se calcula entonces el costo unitario (k^*) de cada uno de los flujos, este se define como:

$$k_i^* = \frac{B_i^*}{B_i}$$

Con el costo exergético y el costo unitario se construye una tabla teniendo en cuenta solo los flujos de interés.

Tabla 29. Costes exergéticos de los flujos de interés

Flujos	B(Kw)	B*(Kw)	K*(tpu)
1	227,8	227,8	1
5'	2,974	2,974	1
3	0,125	0,147	1,176
4	0,401	2,271	5,66
5	4,93	4,93	1
6	54,58	225,141	4,12
7	0,85	0,85	1
8	55,96	227,097	4,06
9	2,8	200,191	71,49
10	6,63	26,91	4,06
11	3,042	26,91	8,84
12	0,086	0,086	1
13	5,69	0	0
14	0,061	0,061	1

Fuente: Autores del proyecto.

Se definen dos matrices necesarias, matrices de incidencia de fuel ($[A_F]$) y de incidencia de producto ($[A_P]$) con el fin de determinar los siguientes parámetros:

$$[F^*] = [A_F] x [B^*] \implies \text{Vector de costes exergéticos de fuel}$$

$$[P^*] = [A_P] x [B^*] \implies \text{Vector de costes exergéticos de producto}$$

$$k_f^* = \frac{F_i^*}{F_i} \implies \text{Costes unitarios de los distintos fuels}$$

$$k_p^* = \frac{P_i^*}{P_i} \implies \text{Costes unitarios de los distintos productos}$$

$$k_d = \frac{k_{f_i}^*}{k_{p_i}^*} \implies \text{Eficiencia exergética}$$

$$k_r^* = k_{p_i}^* - k_{f_i}^* \implies \text{Incremento de costes en un equipo}$$

Matriz de incidencia de fuel ($[A_F]$):

$$A_f = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

Matriz de incidencia de productos ($[A_P]$):

$$A_p = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

Se construye una tabla teniendo en cuenta los parámetros anteriormente definidos en los equipos reales:

Tabla 30. Costes exergéticos del fuel y el producto

Equipo	F(Kw)	P(Kw)	F*	P*	Kf*(tpu)	Kp*(tpu)	Kd(tpu)	kr*
1	222,87	54,18	222,87	222,87	1	4,11	0,24331	3,11
2	1,956	1,38	1,956	1,956	1	1,42	0,70423	0,42
3	2,124	0,276	2,124	2,124	1	7,7	0,12987	6,7
4	0,061	0,039	0,061	0,061	1	1,56	0,64103	0,56
5	49,33	2,8	200,187	200,191	4,06	71,5	0,05678	67,44
6	6,63	3,042	26,91	26,91	4,07	8,85	0,45989	4,78

Fuente: Autores del proyecto.

5.3.6. Costes exergoeconómicos (II). En esta sección se hallaran los costes exergoeconómicos de los flujos; el coste debido al combustible del sistema, el coste debido a la energía eléctrica consumida, el coste debido al mantenimiento y amortización de los equipos.

El coste del gas natural esta dado por $C_{gn} = 72.66[\$/Kwh]$ ¹¹

El coste de la energía eléctrica esta dado por $C_{el} = 344.4[\$/Kwh]$ ¹²

De lo anterior se calcula el coste de combustible por unidad de tiempo (π_{comb}):

$$\pi_{comb} = B_1 \cdot C_{gn} = 16552[\$/h]$$

¹¹ Costo unitario del gas natural de GASORIENTE

¹² Costo unitario de la energía eléctrica distribuida por ESSA

Coste de la energía eléctrica por unidad de tiempo (π_{elec}):

$$\pi_{elec} = B_{14} \cdot C_{el} = 21 \text{ [$/h]}$$

El coste de los equipos por unidad tiempo (Z_i), viene dado por la expresión:

$$Z_i = \frac{a\psi p}{N}$$

Donde:

$$a = \text{factor de amortizacion (se asume } i = 18\% \text{ y } n = 20 \text{ años)}. a = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1}$$

$$p = \text{precio de compra del equipo en pesos ($) (año 1989)}^{13}$$

$$\psi = 1.06, \text{ factor de mantenimiento}$$

$$N = 100, \text{ numero de horas de operacion al año}$$

Ejemplo calculo

Se realiza un cálculo tipo, con el fin de ilustrar la forma de calcular el coste de los equipos por unidad de tiempo.

Para la caldera:

$$Z_1 = \frac{a\psi p}{N}$$

$$a = \text{factor de amortizacion (se asume } i = 18\% \text{ y } n = 20 \text{ años)}. a = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1}$$

$$a = \frac{0.18(1+0.18)^{20}}{(1+0.18)^{20} - 1} = 0.1868$$

$$p = 7702800 \text{ \$}$$

¹³ Año en el cual se adquieren los equipos de la planta

$$\psi = 1.06$$

$$N = 100$$

Entonces:

$$Z_1 = 15252 \text{ [$/h]}$$

Para cada equipo se obtiene su respectivo coste por unidad de tiempo, con estos valores se construye la siguiente tabla:

Tabla 31. Costos de operación de los equipos

Equipo	Precio (\$)	Z(\$/h)
Caldera	7702800	15252
Sobrecalentador	800000	1980
Economizador	800000	1980
Bomba	300000	594
Turbina	1500000	2970
Condensador	3000000	5940

Fuente: Autores del proyecto.

Para la de terminación de los costes exergoeconómicos, es necesario crear un vector que contenga tanto los costes de los flujos (π_{comb}, π_{elec}) como el coste de cada uno de de los equipos (Z_i), incluyendo cada uno de estos únicamente en los flujos en los que hacen incidencia; a este vector se le denomina (Z_t) (ver siguiente hoja).

$$Z_t = \begin{pmatrix} 16552 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 2970 \\ 0 \\ 5940 \\ 0 \\ 0 \\ 21 \\ 0 \\ 15252 \\ 0 \\ 0 \\ 1980 \\ 594 \\ 1980 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Teniendo el vector (Z_t) y la matriz de producción [A], calculamos el coste exergoeconómico (Π) de cada uno de los flujos de la planta mediante la expresión:

$$\Pi = [A^{-1}]x[Z_t]$$

Se obtiene entonces:

$$\Pi(\$ / h) = \begin{pmatrix} 16552 \\ 216,09 \\ 615 \\ 2749,33 \\ 358,22 \\ 34195,12 \\ 61,76 \\ 36317,24 \\ 34984,46 \\ 4302,78 \\ 10242,78 \\ 0 \\ 0 \\ 21 \\ 16193,79 \\ 31445,79 \\ 142,12 \\ 154,33 \\ 2134,33 \\ 615 \\ 2122,12 \\ 32014,46 \end{pmatrix}$$

Del anterior vector se toman solo los flujos “reales” ¹⁴de la planta y se construye un nuevo vector de costes exergoeconómicos. (Ver siguiente hoja).

¹⁴ Se entiende como flujos reales aquellos que no se derivan de otros flujos (del 1 al 14).

$$\Pi_r(\$ / h) = \begin{pmatrix} 16552 \\ 216,09 \\ 615 \\ 2749,33 \\ 358,22 \\ 34195,12 \\ 61,76 \\ 36317,24 \\ 34984,46 \\ 4302,78 \\ 10242,78 \\ 0 \\ 0 \\ 21 \end{pmatrix}$$

Para finalizar se tabulan parámetros que permitirán elaborar conclusiones acerca del funcionamiento de la planta; según la teoría del coste exergético los parámetros son los siguientes:

$$\Pi_{fuel} = [A_F]x[\Pi_r], \text{coste exergoeconomico de fuel, para cada equipo}$$

$$\Pi_{prod} = [A_p]x[\Pi_r], \text{coste exergoeconomico del producto, para cada equipo}$$

$$C_{fuel} = \frac{\Pi_{fuel}}{F}, \text{coste unitario exergoeconomico de fuel, para cada equipo}$$

$$C_{prod} = \frac{\Pi_{prod}}{P}, \text{coste unitario exergoeconomico de producto, para cada equipo}$$

$$\Delta C = C_{prod} - C_{fuel}, \text{incremento de los costes unitarios de fuel y producto}$$

$$r_k = \frac{\Delta C}{C_{fuel}}, \text{diferencia de los costes relativos, para cada equipo}$$

$$I = \frac{P(k_r^*)}{k_f^*}, \text{irreversibilidades, para cada equipo}$$

$$f_P = \frac{Z_i}{(C_{fuel}(I)) + Z_i}, \text{factor termo economico, para caa equipo}$$

$$C_d = \frac{I}{C_{fuel}}, \text{costo de las irreversibilidades, para cada equipo}$$

$$Y_i = \frac{I}{F_i}, \text{coeficiente de ineficiencia, para cada equipo}$$

Con lo definido anteriormente obtenemos:

Tabla 32. Costes exergoeconómicos.

Equipo	Π_{fuel} (\$/h)	Π_{prod} (\$/h)	C_f (\$/Kwh)	C_p (\$/Kwh)	ΔC (\$/Kwh)	r_k
1	16193,7851	31445,7851	72,660228	580,394704	507,734476	6,98779
2	142,123406	2122,12341	72,660228	1537,77058	1465,11036	20,1639
3	154,330325	2134,33032	72,660228	7733,08089	7660,42066	105,428
4	21	615	344,2623	15769,2308	15424,9685	44,8059
5	32014,4637	34984,4637	648,98568	12494,4513	11845,4656	18,2523
6	4302,77508	10242,7751	648,98568	3367,1187	2718,13301	4,18828

Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 33. Costes exergoeconómicos

Equipo	I (Kw)	fp(%)	Cd (\$/h)	Yi
1	168,5	0,55471403	12243,248	0,75604613
2	0,58	0,97915927	42,142932	0,29652352
3	1,85	0,93642638	134,42142	0,87099812
4	0,02	0,9885415	6,8852459	0,32786885
5	46,51	0,08958108	30184,324	0,94283398
6	3,57	0,71940016	2316,8789	0,53846154

Fuente: Autores del proyecto.

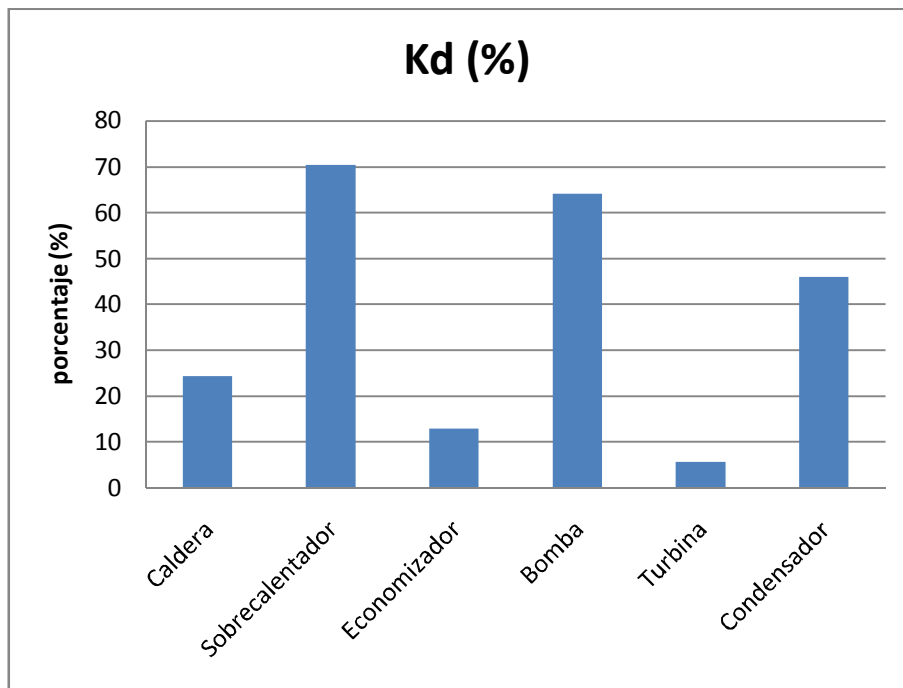
6. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Con base en los cálculos anteriormente realizados, se grafican los parámetros de interés para cada componente del sistema con el fin de identificar el o los equipos críticos en la planta.

6.1. GRAFICAS DE LOS PARÁMETROS

Eficiencia exergética

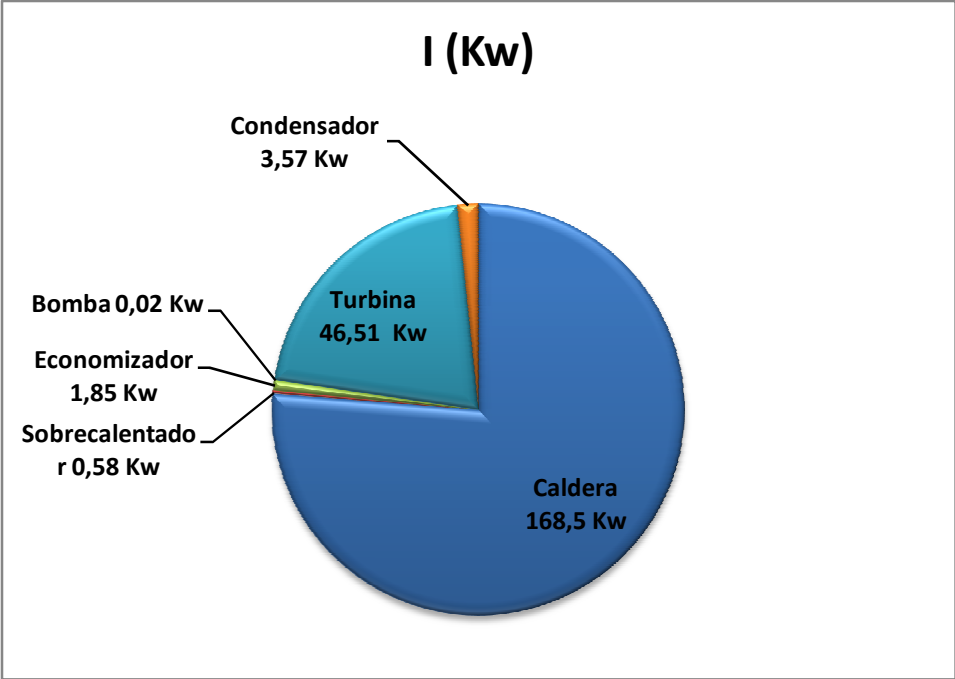
Gráfica 1. Eficiencia exergética de los equipos.



Fuente: Autores del proyecto.

Irreversibilidades

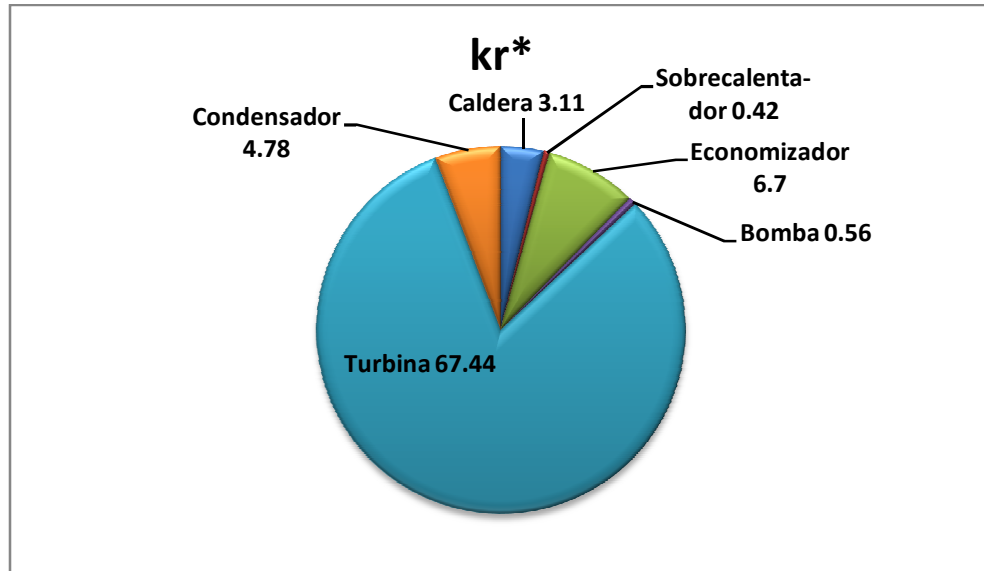
Gráfica 2. Irreversibilidades en los equipos.



Fuente: Autores del proyecto.

Costo unitario de las irreversibilidades

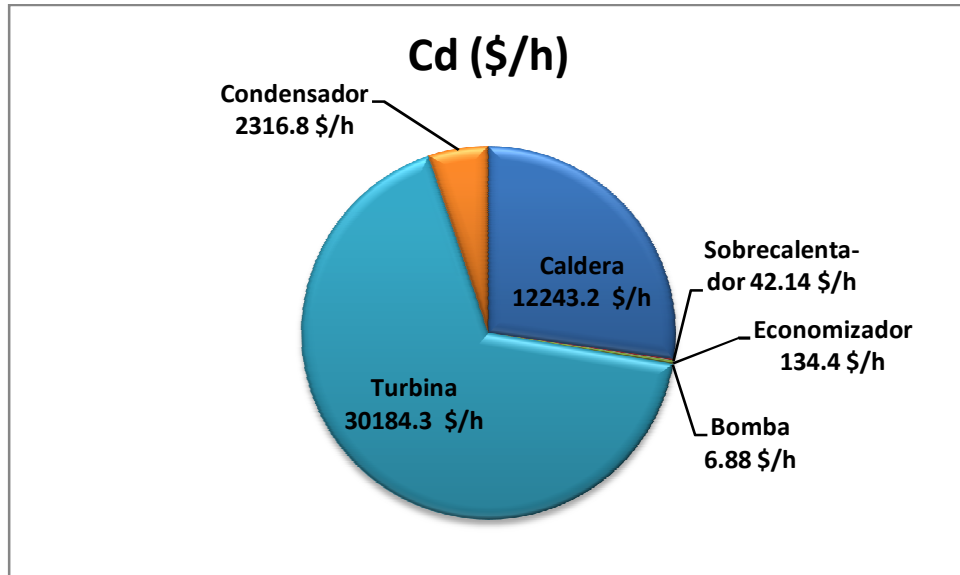
Gráfica 3. Costo unitario de irreversibilidades de los equipos.



Fuente: Autores del proyecto.

Costos de irreversibilidades

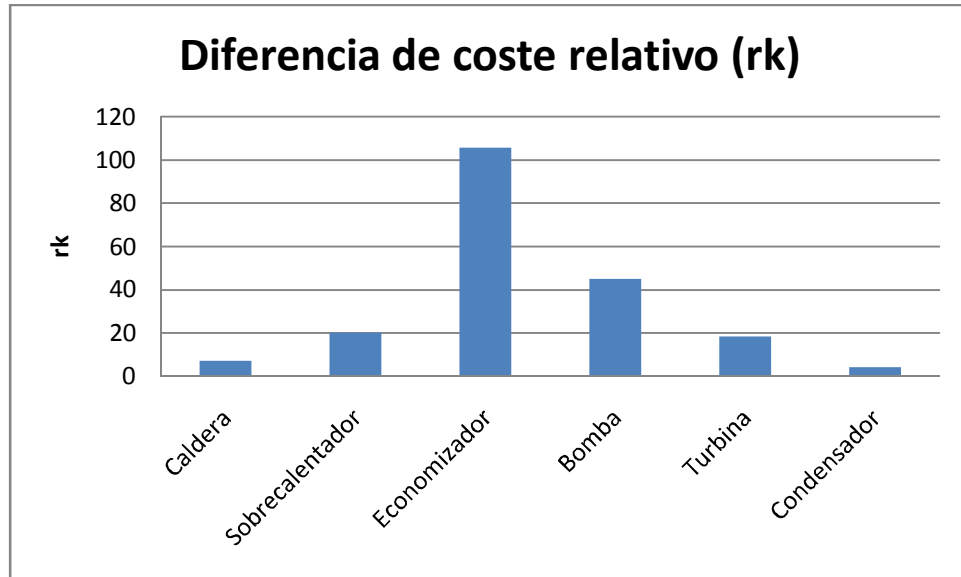
Gráfica 4. Costo de irreversibilidades de los equipos.



Fuente: Autores del proyecto.

Diferencia relativa de costes

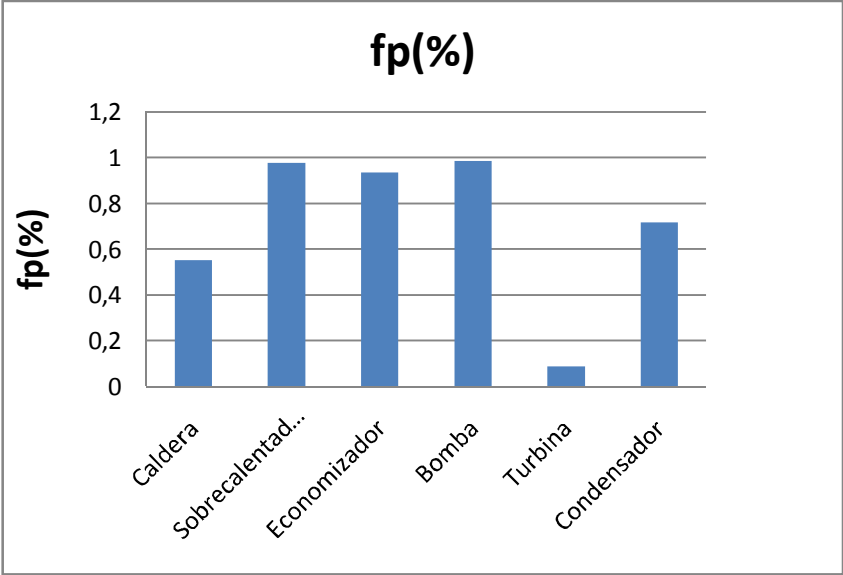
Gráfica 5. Diferencia relativa de costes en los equipos.



Fuente: Autores del proyecto.

Factor termoeconómico

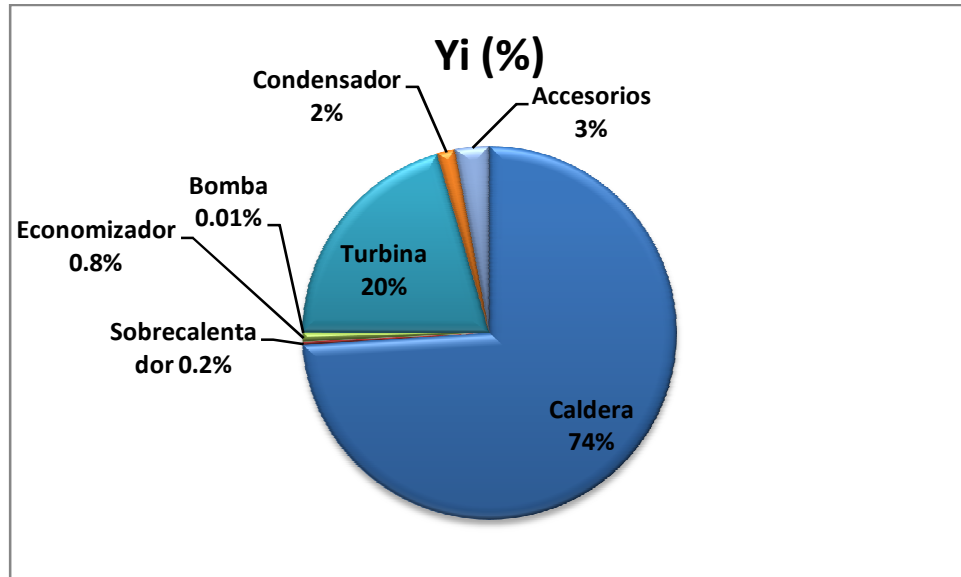
Gráfica 6. Factor termoeconómico para los equipos.



Fuente: Autores del proyecto.

Coefficiente de irreversibilidad

Gráfica 7. Coeficiente de irreversibilidades.



Fuente: Autores del proyecto.

6.2. OBSERVACIONES

- La turbina posee la eficiencia exergética más baja del ciclo, 5 %; muy por debajo del promedio de los demás equipos.
- El equipo con mayor exergía destruida es la caldera, alrededor de 170 Kw.
- La turbina es el equipo con mayor cantidad de irreversibilidades por unidad de exergía invertida.

- El costo de destrucción de exergía mas alto en el ciclo es de aproximadamente 30000 pesos por hora y pertenece a la turbina.
- El alto valor de la diferencia relativa de costes (r_k) en el economizador representa una deficiencia de tipo energético o económico.
- El factor F_p es muy cercano a 0 en la turbina, lo que indica que se debe aumentar la inversión de capital en el equipo para mejorar su eficiencia.
- Mediante el coeficiente de irreversibilidad se observa que la caldera destruye aproximadamente el 75% de la exergía suministrada por el combustible (gas natural).

7. CONCLUSIONES

- Se realizó un análisis exergético a la planta térmica de la escuela de Ingeniería Mecánica, basado en la teoría del coste exergético. Este estudio proporciona herramientas para llevar a cabo un diagnóstico del funcionamiento del sistema y de sus componentes
- Se interpretaron cada uno de los parámetros relevantes que arrojó el estudio con base en las gráficas obtenidas en el análisis de resultados, y se identificaron los equipos críticos de la planta.
- Se determinó que la turbina constituye el equipo más crítico en la planta, debido a que presenta la eficiencia exergética más baja del sistema así como el coste más alto de irreversibilidades; es decir, que es el equipo que a causa de su mal funcionamiento, representa el gasto económico más elevado en el proceso productivo. Esto se debe en gran parte al alto costo unitario de sus irreversibilidades, las cuales son originadas principalmente por las pérdidas por fricción en los conductos formados por los alabes, en el disco y la carcasa; estas pérdidas son mayores en una turbina de una sola etapa.
- Se concluyó que es necesaria una inversión de capital en la turbina con el fin de disminuir el coste de las irreversibilidades. Esta apreciación se hizo con base a la tendencia a cero que mostró el factor termoeconómico.
- Se estableció la caldera como el equipo que mayor cantidad de irreversibilidades produce; esto se debe a que es el equipo que más cantidad de exergía maneja, pero la turbina constituye el componente con más irreversibilidades por cada unidad de exergía que consume.

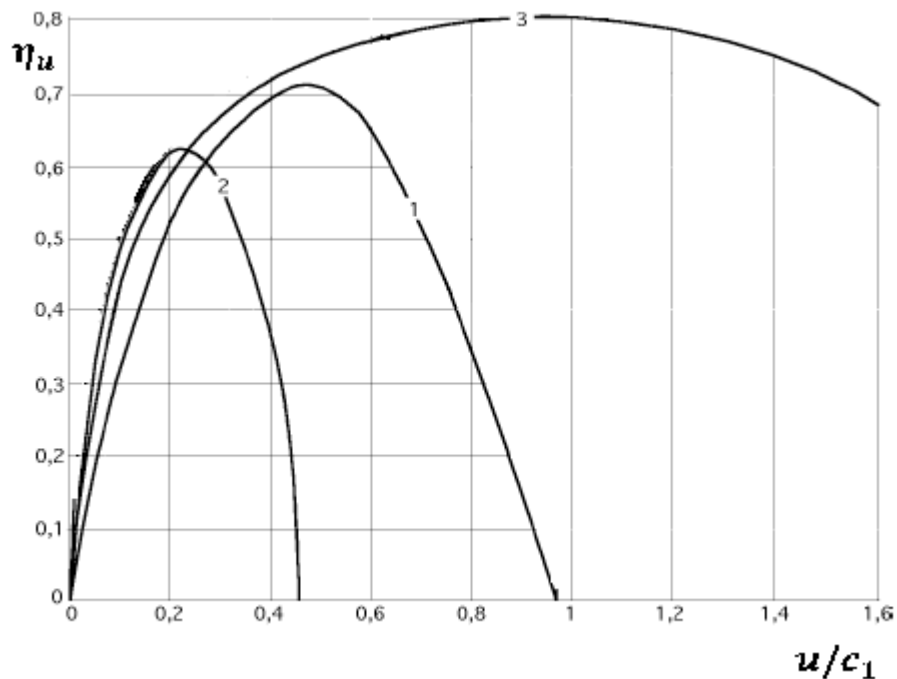
- Se concluyó que la baja eficiencia del economizador se debe a que las condiciones de operación en este equipo difieren de los requerimientos de diseño del equipo. Esto también se ve reflejado en la diferencia de coste relativo.
- Se concluyó que la planta térmica de la escuela de Ingeniería Mecánica presenta un rendimiento muy bajo (1.2%) para este tipo de sistema. Esto se debe a que su propósito es netamente académico.
- Se verificó el estado de los instrumentos de medición en la planta evidenciándose el mal funcionamiento de los sensores de presión electrónicos localizados a lado y lado de la platina de orificios. Se reinstaló la termocupla ubicada a la salida de la caldera. Por último se instaló un manómetro a la salida de la bomba de alimentación.

8. RECOMENDACIONES

Con base en la determinación de la turbina como equipo crítico, a continuación se harán algunas recomendaciones para mejorar el desempeño de este equipo.

- Se recomienda reemplazar la turbina de impulso monoetapa actualmente instalada en la planta, basados en la siguiente comparación:

Gráfica 8. Curvas de eficiencia para distintos tipos de turbinas.



Fuente: Turbinas de vapor, Fernández Diez; Pedro.

1. Escalonamiento de acción
2. Rueda Curtis
3. Escalonamiento de reacción

Donde:

η_u = Rendimiento interno de la turbina.

u = Velocidad tangencial de los alabes.

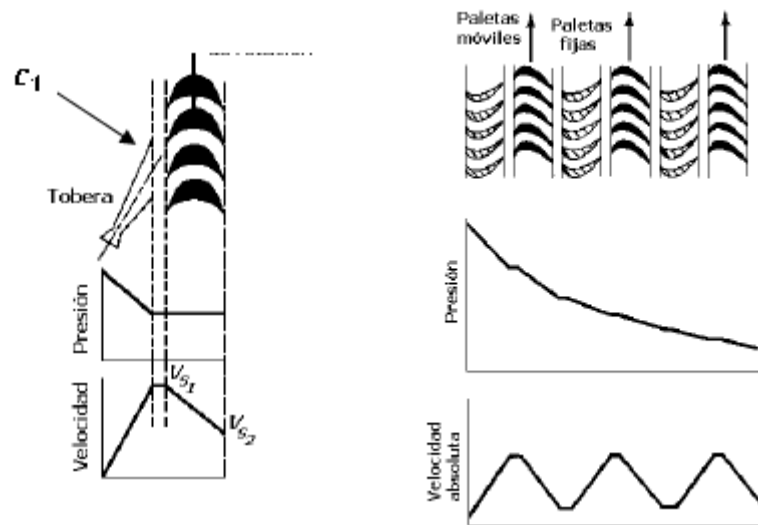
c_1 = Velocidad de entrada del vapor a los alabes.

Con las curvas de eficiencia se evidencia un mayor rendimiento de la turbina de impulso para presiones elevadas en la admisión de la tobera, debido a que c_1 es directamente proporcional a esta presión.

Por lo anterior se explica el bajo rendimiento de la turbina en la planta, debido a que esta opera en un rango de presiones demasiado bajo (80-85 psi).

Se observa en las curvas de rendimiento que las turbinas de reacción y las de acción con escalonamiento ofrecen un mayor rendimiento a bajas velocidades de entrada a la tobera, lo que se traduce en un rango de presiones más bajos para las condiciones de operación.

Gráfica 9. Diagramas de presión y velocidad de la turbina curtís (izquierda) y turbina de reacción (derecha).



Fuente: Turbinas de vapor, Fernández Diez; Pedro

Para decidir que opción de reemplazo resulta más óptima para nuestro rango de presiones, se recomienda realizar un estudio al desempeño de las turbinas de reacción y turbinas de acción con escalonamiento, bajo un mismo parámetro de operación.

- Con el fin de disminuir las irreversibilidades originadas en la caldera, se recomienda aumentar la presión de trabajo, teniendo en cuenta la presión de diseño del equipo. Esta acción repercute además en un aumento del rendimiento total del sistema.
- Se recomienda la adquisición de 2 sensores de presión electrónicos, debido a que el control de nivel de la caldera se realiza mediante la señal que emiten estos dispositivos.

BIBLIOGRAFIA

CENGEL, MICHAEL A. BOLES. Termodinámica. Mc. Graw Hill. 1996.

VALERO, A. ; LOZANO, M. A. ; BARTOLOMÈ, J. L. on-line monitoring of power-plant performance, using exergetic cost techniques. En: Applied Thermal Engineering [base de datos en línea] Vol. 16, No. 12, [pp. 933-948, 1996] Disponible en ELSEVIER SCIENCE LTD.

MORAN, MICHAEL J.; SHAPIRO, HOWARD U.; SHAPIRO, HOWARD N. fundamentals of engineering thermodynamics. John Wiley. New york: 1988.

CHAO ZHANG; YAN WANG; CHUGUANG ZHENG; XINSHENG LOU. Exergy cost analysis of a coal fire power plant base don estructural theory of thermoeconomics. En: Energy Conversion and Management [base de datos en línea] Vol 47, [(2006) 817–843] Disponible en ELSEVIER SCIENCE LTD.

MARADEY CHARRIS, JUAN FRANCISCO. Termodinámica aplicada. Ediciones uis.2002.

HURTADO, JOSÉ IVÁN; FUENTES, DAVID ALFREDO. Seminario termoeconomía. Ediciones uis.1999.

VALERO ANTONIO; LOZANO MIGUEL ANGEL. Developments in the design of termal sistems. Cambride university press, 1997.

M.M. EL-Wakil. Power plant technology. McGRAW-HILL, 1984.

KAM W. LI; A. PAUL PRIDDY. power plant sistem design.jonh wiley & song,
1985.

ANEXOS

ANEXO 1. Propiedades del agua saturada: tabla de presión

ρ' (Kg/m³); ν (m³/Kg); h (Kj/Kg); s (Kj/Kg/K)

P (bar)	T (°C)	ρ'	ν''	h'	h''	s'	s''
0.01	6.92	999.9	129.9	29.32	2513	0.1054	8.975
0.02	17.5	998.6	66.97	73.52	2533	0.2609	8.722
0.03	24.1	997.2	45.66	101.04	2545	0.3546	8.576
0.04	29	995.9	34.81	121.42	2554	0.4225	8.473
0.05	32.9	994.7	28.19	137.83	2561	0.4761	8.393
0.06	36.2	993.6	23.74	151.5	2567	0.5207	8.328
0.07	39.1	992.6	20.53	163.43	2572	0.5591	8.274
0.08	41.5	991.6	18.1	173.9	2576	0.5927	8.227
0.09	43.8	990.7	16.2	183.3	2580	0.6225	8.186
0.1	45.8	989.8	14.68	191.9	2584	0.6492	8.149
0.15	54	986.2	10.02	226.1	2599	0.755	8.007
0.2	60.1	983.2	7.647	251.4	2609	0.8321	7.907
0.25	65	980.5	6.202	272	2618	0.8934	7.83
0.3	69.1	978.3	5.226	289.3	2625	0.9441	7.769
0.35	72.7	976.2	5.529	304.3	2631	0.9877	7.715
0.4	75.9	974.3	3.994	317.7	2636	1.0261	7.67
0.45	78.8	972.6	3.574	329.6	2641	1.0601	7.629
0.5	81.4	971.0	3.239	340.6	2645	1.091	7.593
0.6	86	968.1	2.732	360	2653	1.1453	7.531
0.7	90	965.3	2.364	376.8	2660	1.1918	7.479
0.8	93.5	962.9	2.057	391.8	2665	1.233	7.434
0.9	96.7	960.7	1.869	405.3	2670	1.2696	7.394
1	99.6	958.6	1.694	417.4	2675	1.3026	7.36
1.2	104.8	954.9	1.429	439.4	2683	1.3606	7.298
1.4	109.3	951.5	1.236	458.5	2690	1.4109	7.246
1.6	113.3	948.5	1.091	475.4	2696	1.4550	7.202
1.8	116.9	945.6	0.9773	490.7	2702	1.4943	7.163
2	120.2	943	0.8854	504.8	2707	1.5302	7.127
2.5	127.4	937	0.7185	535.4	2717	1.6071	7.053
3	133.5	931.7	0.6057	561.4	2725	1.672	6.992
3.5	138.9	927.1	0.5241	584.5	2732	1.728	6.941
4	143.6	922.8	0.4624	604.7	2738	1.777	6.897
4.5	147.9	918.9	0.4139	623.4	2744	1.821	6.857
5	151.8	915.2	0.3747	640.1	2749	1.86	6.822
6	158.8	908.5	0.3156	670.5	2757	1.931	6.761
7	165	902.4	0.2728	697.2	2764	1.992	6.709
8	170.4	896.9	0.2403	720.9	2769	2.046	6.663
9	175.4	891.8	0.2149	742.8	2774	2.094	6.623
10	179.9	887.1	0.1946	762.7	2778	2.138	6.587

**ANEXO 2. Entalpía y energía interna sensibles y entropía absoluta del CO₂
como gas ideal***

$$\bar{h}_f^\circ = -393.52 \text{ Kj/mol}; M = 44.011 \text{ g/mol}$$

T (K); $\Delta\bar{h}$ y $\Delta\bar{u}$ (Kj/mol); \bar{s}° (J/mol/K)

T	$\Delta\bar{h}$	$\Delta\bar{u}$	\bar{s}°	T	$\Delta\bar{h}$	$\Delta\bar{u}$	\bar{s}°
100	-6.155	-6.986	181.067	2000	91.45	74.82	309.21
200	-3.376	-5.039	200.024	2100	97.5	80.039	312.16
298	0	-2.478	213.685	2200	103.575	85.282	314.988
300	0.069	-2.428	213.915	2300	109.671	90.547	317.695
400	4.008	0.682	225.225	2400	115.788	95.832	320.302
500	8.314	4.157	234.814	2500	121.926	101.139	322.808
600	12.916	7.927	243.199	2600	128.085	106.466	325.222
700	17.761	11.941	250.663	2700	134.256	111.806	327.549
800	22.815	16.163	257.408	2800	140.444	117.162	329.500
900	28.041	20.558	263.559	2900	146.645	122.532	331.975
1000	33.405	25.09	269.215	3000	152.862	127.917	334.084
1100	38.894	29.748	274.445	3100	159.092	133.316	336.126
1200	44.484	34.506	279.307	3200	165.391	138.783	338.109
1300	50.158	39.349	283.847	3300	171.586	144.147	340.034
1400	55.907	44.266	288.106	3400	177.849	149.578	341.904
1500	61.714	49.242	292.114	3500	184.121	155.019	343.72
1600	67.58	54.276	295.901	3600	190.405	160.471	345.49
1700	73.492	59.357	299.482	3700	196.698	165.933	347.213
1800	79.442	64.475	302.884	3800	202.999	171.402	348.895
1900	85.429	69.631	306.122	3900	209.313	176.885	350.536

*Fuente JANAF Thermochemical Tables, NSRDS-NBS-37, 1971.

**ANEXO 3. . Entalpía y energía interna sensibles y entropía absoluta del H₂O
como gas ideal***

$$\bar{h}_f^\circ = -241.82 \text{ Kj/mol}; M = 18.016 \text{ g/mol}$$

T (K); $\Delta\bar{h}$ y $\Delta\bar{u}$ (Kj/mol); \bar{s}° (J/mol/K)

T	$\Delta\bar{h}$	$\Delta\bar{u}$	\bar{s}°	T	$\Delta\bar{h}$	$\Delta\bar{u}$	\bar{s}°
100	-6.615	-7.446	152.281	2000	72.689	56.059	264.571
200	-3.28	-4.943	175.377	2100	77.831	60.369	267.081
298	0	-2.478	188.724	2200	83.036	64.743	269.5
300	0.063	-2.432	188.929	2300	88.295	69.17	271.839
400	3.452	0.126	198.673	2400	93.604	73.648	274.098
500	6.92	2.762	206.413	2500	98.964	78.176	276.286
600	10.498	5.509	212.928	2600	104.37	82.751	278.408
700	14.184	8.363	218.61	2700	109.813	87.362	280.462
800	17.991	11.339	223.693	2800	115.294	92.012	282.453
900	21.924	14.44	228.321	2900	120.813	96.699	284.391
1000	25.978	17.663	232.597	3000	126.361	101.416	286.273
1100	30.167	21.02	236.584	3100	131.942	106.167	288.102
1200	34.476	24.498	240.333	3200	137.553	110.945	289.884
1300	38.903	28.093	243.877	3300	143.189	115.749	291.616
1400	43.447	31.806	247.241	3400	148.854	120.583	293.307
1500	48.095	35.622	250.45	3500	154.54	125.437	294.955
1600	52.844	39.54	253.513	3600	160.247	130.313	296.566
1700	57.685	43.549	256.45	3700	165.975	135.209	298.135
1800	62.609	47.642	259.262	3800	171.724	140.127	299.666
1900	67.613	51.814	261.969	3900	177.494	145.065	301.164

*Fuente JANAF Thermochemical Tables, NSRDS-NBS-37, 1971.

**ANEXO 4. Entalpía y energía interna sensibles y entropía absoluta del O₂
como gas ideal***

$\bar{h}_f^\circ = 0$ KJ/mol; M = 32 g/mol

T (K); $\Delta\bar{h}$ y $\Delta\bar{u}$ (KJ/mol); s° (J/mol/K)

T	$\Delta\bar{h}$	$\Delta\bar{u}$	s°	T	$\Delta\bar{h}$	$\Delta\bar{u}$	s°
100	-5.7	-6.53	173.728	2000	59.199	42.569	268.655
200	-2.853	-4.516	193.439	2100	62.986	45.524	270.504
298	0	-2.478	205.033	2200	66.802	48.509	272.278
300	0.054	-2.44	205.213	2300	70.634	51.509	273.981
400	3.029	-0.297	213.765	2400	74.492	54.536	275.625
500	6.088	1.93	220.589	2500	78.375	57.587	277.207
600	9.247	4.258	226.346	2600	82.274	60.655	278.738
700	12.502	6.681	231.363	2700	86.199	63.748	280.219
800	15.841	9.189	235.814	2800	90.144	66.862	281.654
900	19.246	11.762	239.827	2900	94.111	69.997	283.048
1000	22.707	14.392	243.475	3000	98.098	73.153	284.399
1100	26.217	17.07	246.818	3100	102.102	76.327	285.713
1200	29.765	19.787	249.906	3200	106.127	79.519	286.989
1300	33.351	22.541	252.776	3300	110.169	82.729	288.232
1400	36.966	25.325	255.454	3400	114.232	85.961	289.445
1500	40.61	28.137	257.969	3500	118.307	89.204	290.625
1600	44.279	30.975	260.337	3600	122.399	92.465	291.78
1700	47.97	33.834	262.575	3700	126.507	95.741	292.905
1800	51.689	36.722	264.701	3800	130.629	99.032	294.005
1900	55.434	39.635	266.726	3900	134.762	102.333	295.077

*Fuente JANAF Thermochemical Tables, NSRDS-NBS-37, 1971.

ANEXO 5. Entalpía y energía interna sensibles y entropía absoluta del N₂ como gas ideal*

$$\bar{h}_f^\circ = 0 \text{ Kj/mol}; M = 28.0134 \text{ g/mol}$$

T (K); $\Delta\bar{h}$ y $\Delta\bar{u}$ (Kj/mol); \bar{s}° (J/mol/K)

T	$\Delta\bar{h}$	$\Delta\bar{u}$	\bar{s}°	T	$\Delta\bar{h}$	$\Delta\bar{u}$	\bar{s}°
100	-5.77	-6.601	159.703	2000	56.141	39.511	251.969
200	-2.858	-4.521	179.879	2100	59.748	42.286	253.726
298	0	-2.478	191.502	2200	63.371	45.078	255.412
300	0.054	-2.441	191.682	2300	67.008	47.883	257.027
400	2.971	-0.355	200.071	2400	70.651	50.695	258.58
500	5.912	1.754	206.631	2500	74.312	53.524	260.073
600	8.883	3.894	212.066	2600	77.981	56.362	261.513
700	11.937	6.116	216.756	2700	81.659	59.208	262.902
800	15.046	8.394	220.907	2800	85.345	62.063	264.241
900	18.221	10.737	224.647	2900	89.036	64.922	265.529
1000	21.46	13.145	228.057	3000	92.738	67.793	266.793
1100	24.757	15.61	231.199	3100	96.445	70.67	268.006
1200	28.108	18.13	234.116	3200	100.161	73.553	269.186
1300	31.48	20.67	236.831	3300	103.885	76.445	270.332
1400	34.936	23.295	239.375	3400	107.608	79.337	271.445
1500	38.405	25.932	241.768	3500	111.34	82.237	272.525
1600	41.903	28.599	244.028	3600	115.081	85.147	273.579
1700	45.43	31.294	246.166	3700	118.817	88.051	274.604
1800	48.982	34.015	248.195	3800	122.57	90.973	275.604
1900	52.551	36.752	250.128	3900	126.319	93.89	276.579

*Fuente JANAF Thermochemical Tables, NSRDS-NBS-37, 1971.

ANEXO 5. Gases comercializados en Colombia por Ecopetrol

ESPECIFICACION	UNIDAD	LLANITO	MONTANUELO	MORICHAL	PAYOA	PAYOA - PROVINCIA	PROVINCIA	RIO CEIBAS	SANTA CLARA	TOQUI TOQUI
COMPOSICIÓN										
METANO	%	83.263	96.133	75.980	90.417	90.417	88.860	92.780	84.020	87.302
ETANO	%	3.627	0.700	10.300	6.806	6.806	9.102	4.340	2.710	5.879
PROPANO	%	1.389	0.025	5.280	0.360	0.360	0.990	1.370	0.930	3.678
i-BUTANO	%	0.720	0.042	1.120	0.013	0.013	0.012	0.260	0.430	0.553
n-BUTANO	%	0.707	0.011	1.440	0.017	0.017	0.003	0.400	0.400	1.226
i-PENTANO	%	0.416	0.009	0.540	0.006	0.006	0.001	0.110	0.200	0.329
n-PENTANO	%	0.342	0.004	0.390	0.005	0.005	0.002	0.070	0.150	0.233
HEXANO	%	0.110	0.008	0.310			0.004	0.040	0.180	0.368
HEPTANO	%		0.057	0.110				0.010	0.190	0.083
OCTANO	%			0.110					0.090	
NONANO	%			0.100					0.050	
DECANO	%			0.000					0.020	
NITROGENO	%	8.720	0.522	0.430	0.276	0.276	0.151	0.610	0.560	0.297
CO2	%	0.219	2.490	3.910	2.070	2.070	0.864	0.000	10.050	0.011
OXIGENO	%	0.487		0.000	0.030	0.030	0.011			
		100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0
PROPIEDADES										
PESO MOLECULAR		19.23	16.99	22.25	17.73	17.73	17.87	17.52	20.56	19.32
GRAVEDAD ESPECIFICA	--	0.664	0.587	0.768	0.612	0.612	0.617	0.605	0.710	0.667
PODER CALORIFICO BRUTO REAL 14,65 psi Y 60°F	Btu/pe ³	1,021.4	988.7	1238.8	1,043.3	1,043.3	1,083.6	1,078.7	990.4	1180.8
GPM (80% RECUMEPRACIÓN DE PROPANO)	Gal/kpc	1.08	0.04	2.73	0.12	0.12	0.29	0.67	0.74	1.89

Ecopetrol - Gerencia de Gas, Junio de 2004

