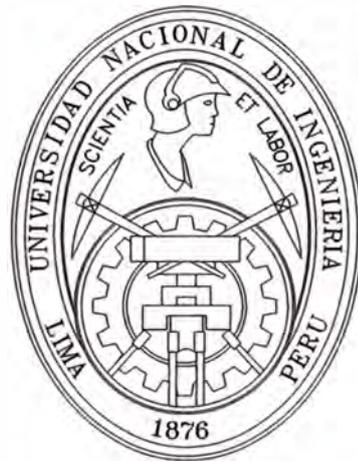


**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA**



**“APLICACIÓN DE UN PROGRAMA
EXPERTO PARA EL CALCULO
TERMOECONOMICO DE UN SISTEMA DE
TRIGENERACION TIPICO”**

INFORME DE SUFICIENCIA

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE

INGENIERO MECANICO

DOMINGO WILSON GARAGATTI ARRIOLA

PROMOCION 1990-I

LIMA-PERU

2010

DEDICATORIA

Esta tesis está dedicada a mi madre, esposa, hijos, hermanos, especialmente a mi hermana Vicky. A mis amigos, en especial a Wilber que es como un hermano. A mi asesor el Ing Fausto Godofredo por su paciencia, apoyo y orientación.

TABLA DE CONTENIDO

PROLOGO

SIMBOLOS

CAPITULO 1

1.- INTRODUCCIÓN

1.1	Histórico	1
1.2	Objetivo	4
1.3	Justificación	4

CAPITULO 2

2.- FUNDAMENTOS DEL SISTEMA DE TRIGENERACIÓN

2.1	Definición del Sistema Cogeneración	5
2.2	Tipos de Sistemas de Cogeneracion	5
2.2.1	Ciclo “Topping”	5
2.2.2	Ciclo “Bottoming”	6
2.3	Componentes del Sistema de Trigeneracion	7

2.3.1	Turbina a Gas	7
2.3.2	Motores de Combustión Interna	9
2.3.3	Caldera de Recuperación	11
2.3.4	Turbina a Vapor	13
2.3.5	Sistema de Refrigeración a Absorción	14
2.3.5.1	Comportamiento de Mezcla binaria	16
2.3.5.2	Ciclos reales	17
2.4	Sistema de Refrigeración a Absorción	18
2.4.1	Sistema de Refrigeración de una etapa	18
2.4.2	Sistema de Refrigeración de dos etapas	20
2.5	Característica del Sistema de Trigeneración	22
2.5.1	Fundamento	22
2.5.2	Descripción	23
2.5.3	Características	26
2.5.3.1	Subsistema Turbina a Gas	26
2.5.3.2	Subsistema Turbina a Vapor	26
2.5.3.3	Subsistema Refrigeración a Absorción	26

CAPITULO 3

3.- MODELO Y SIMULACIÓN TERMOECONÓMICO

3.1	Fundamento del Análisis Termoeconómico	27
3.1.1	Introducción	27
3.1.2	Definición de Exergia	27
3.1.3	Análisis Exergética de una planta de Cogeneración	31
3.1.4	Análisis Termoeconómico de una planta de Cogeneración	37
3.2-	Modelo Termoeconómico	42
3.2.1	Subsistema Turbina a Gas	43
3.2.2	Subsistema Turbina a Vapor	50
3.2.3	Subsistema Refrigeración a Absorción	60
3.3	Eficiencias Totales del Sistema de Trigeneración	62

CAPITULO 4

4.- RESULTADOS DEL ESTUDIO DE SIMULACIÓN

4.1	Desempeño del Sistema de Trigeneración	63
4.2	Comparación con otros Sistemas Térmicos	65
4.2.1	Sistema de Generación de Vapor y Refrigeración a Absorción	65

4.2.2	Ciclo Combinado	66
4.2.3	Comparación de desempeño con los otros sistemas	66
4.3	Impacto Ambiental de los sistemas en comparación	68

CAPITULO 5

5.- ANÁLISIS ECONÓMICO DEL SISTEMA

5.1	Costo total del Sistema de Trigeneración	71
5.2	Calculo del costo de las utilidades y el costo total	72
5.2.1	Turbina a Gas	73
5.2.2	Turbina a Vapor	73
5.2.3	Refrigeración a Vapor	74

CONCLUSIONES

BIBLIOGRAFÍA

APÉNDICE

- A.1 Anexos 1:** Análisis de un sistema de Trigeneración Comercial sin quema adicional.
- A.2 Anexos 2:** Análisis de un sistema de Vapor com Caldera a gas y Um sistema de refrigeración a absorción.
- A.3 Anexos 3:** Análisis de un sistema Ciclo Combinado sin quema Adicional.

Símbolos

SÍMBOLOS

SÍMBOLOS LATINOS:

B, b: Exergía (total, específica) [kW], [kJ/kg]

C, c: Costo, Costo medio unitario [US\$], [US\$/MWh]

Ca: Inversión inicial, tasa de costo [US\$], [US\$/h]

Co, co: Costo operacional, Costo operacional unitario [US\$], [US\$/h]

Ct: Costo total [US\$.]

Ep: Eletricidad producida [kW]

H, h: Entalpia (total, específica) [kW, kJ/kg]

I: Irreversibilidad [kJ/s]

i: tasa de interés [%]

M: Masa molecular [kg/kmol]

m: Flujo masico [kg/s]

p: Presión [kPa]

Q: Calor [kJ]

R: Constante do(s) gas(gases) [kJ/kg-K]

Rm: Relação aire/combustible [kg de ar/kg de comb]

S, s: Entropia (total, específica) [kJ/K, kJ/kg-K]

W: Trabajo [kJ]

Ẇ : Potencia [kW]

X: Concentración, Título de vapor [%]

SIMBOLOS GRIEGOS :

α : Tasa de exergía consumida/energía consumida

β : Razón de calor/trabajo

δ, Δ : Variación

η : Rendimiento [%]

θ : Factor de Carnot

μ_j : Potencial químico da espécie [J/mol]

ρ : Masa específica [kg/m³]

σ : Generación de entropía

ϕ : Tasa de circulación

SUBÍNDICES

A: Absorción, alimentación, aire

ab: Absorbedor

ah: Agua helada

apud: y después

b : Bomba

c : Compresor, combustible

e : Eléctricidad, entrada, energética

ev: Evaporador

et al.: y otros

f : Final

g : Gas

gn : Gas natural

ge: Generador

cd: Condensador

i: Inicio

net: neta

v: Vapor

va: Vapor de alta presión

vb: Vapor de baja presión

CAGN: Consumo anual de gas natural

COP: Coeficiente de Eficacia

TR: Tonelada de Refrigeración

PCI: Poder Calorífico Inferior

PCS: Poder Calorífico Superior

STG: Sistema de Trigeneración

CAPÍTULO 1

1 INTRODUCCIÓN

Los sistemas de cogeneración para este siglo tienen una demanda de instalación asegurada, por ser una opción óptima para economizar combustible, bajar los costos de los productos, disminuir el impacto ambiental y los riesgos de alimentación de energía eléctrica de las plantas centralizadas de las concesionarias eléctricas. También utilizar el gas natural como combustible en los sistemas de cogeneración, realza la importancia de estos sistemas con respecto al impacto ambiental (menor emisión de gases del efecto estufa en relación a las tecnologías basadas en el consumo de otros combustibles fósiles, a la ausencia de cenizas pesadas y a la facilidad de manipulación). Con respecto al aspecto económico es la mejor opción para reducir costos operacionales y economizar combustible debido a los últimos acontecimientos mundiales como la tensión en las bolsas americanas y mundiales.

1.1 HISTÓRICO DE LOS SISTEMAS DE COGENERACIÓN

El empleo de la cogeneración aparece en la introducción del “Smokejack” en la Europa del siglo XIV por los tártaros. La combinación de calor y potencia se puede encontrar en el “Smokejack” según Morris (1995), que es un mecanismo accionado por los gases calientes de la chimenea.

El “Smokejack” fue ampliamente utilizado en asadores giratorios, fue precursor de otros mecanismos más eficientes y útiles, como la turbina a gas y hélice.

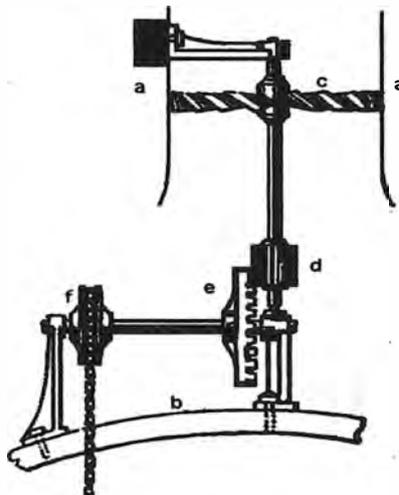


Fig. 1.1 - “Smokejack” de John Wilkin’s (1680)

El “Smokejack“ aparece en una pintura Alemana en los inicios de 1350. El “Smokejack“se muestra en las figuras 1.1 y 1.2, desempeña un trabajo útil con un costo económico.

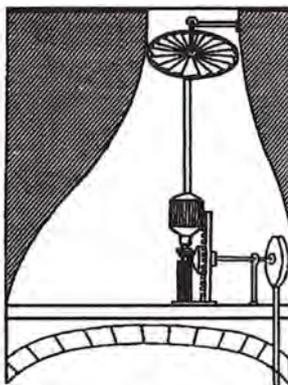


Fig. 1.2 - “Smokejack”de la Enciclopedia y Diccionario El Siglo (1899)

En la tabla 1.1 se muestra un resumen del desarrollo histórico de la cogeneración

Tabla 1.1 Desarrollo histórico de la Cogeneración.

Ano	Acontecimientos
1350	La cogeneración aparece en el siglo XIV con la introducción del “Smokejack” en Europa.
1680	Según Jhon Wilkin’s, el “Smokejack” fue ampliamente utilizado en asadores giratorios.
1776	West Indies & Co. Utilizo en la aplicación de las maquinas de combustión para la molienda de caña de azúcar y procesos para fabricar azúcar
1784	Thomas Wood, consiguió autorización de la Universidad de Oxford para utilizar agua caliente del condensador para utilizarlo en cogeneración.
1787	Oliver Evans, utiliza la cogeneración en maquinas de alta presión para ser usadas en cervecerías, destilarías , fabricas de jabón e industria de papel.
1802	Trevethic R., consigue una patente para mejorar una maquina de alta presión, utilizando cogeneración para calentar fluidos y otras utilidades.
1820	En Inglaterra utilizan la cogeneración para la aplicación en aire acondicionado en oficinas.
1876	Sir Frederick Branwell, instalo un sistema de calentamiento en casas de Londres-Inglaterra utilizando cogeneración.
1882	Thomas Edison construye la primera planta de potencia comercial que utiliza cogeneración.
1886	Upton A. F., describe que el vapor exhausto de la turbina de la planta de potencia nacional de la National Electric Associaton es utilizado mediante la cogeneración en otros procesos.
1901	La ASHVE consigue la descripción detallada de la cogeneración en una planta de vapor para evaporación de sal en Detroit (USA).
1906	Según Thomas Edison utilizaron cogeneracion en 123 fábricas de New York.
1914	Ingenieros alemanes utilizaron la cogeneración para calentamiento de fabricas y casas
1924	En Londres-Inglaterra, se realiza la primera conferencia mundial sobre cogeneración.
1930	En Berlin-Alemania, se realiza la segunda conferencia mundial sobre cogeneración, donde los tópicos revisados fueron la centralización vs descentralización de plantas de cogeneración.
1962	El shopping “plaza Center” en Little Rock, Arkansas (USA), fue el primero en el mundo en utilizar la cogeneración para sus sistemas de aire acondicionado.
1987	Según Baunghn J. y otros, la cogeneración retoma su interés como resultado de los altos costos de los combustibles.
1993	Según Walter, A. C. S., España tiene confianza en la cogeneración a nivel equiparable a países de la U. E con una capacidad de 16 MW.
1994	Horlock J. H., describe tres puntos importantes en todo ciclo combinado y sistema de cogeneración : aumentar la temperatura de entrada en la turbina a gas, minimizar las irreversibilidades de las calderas de recuperación y reducir las pérdidas de calor entre las dos plantas.
1998	Según Viera y Oliveira Jr., la cogeneración tiene un interés especial de los empresarios de los más diversos sectores industriales y no solo de sectores tradicionales sino como es el caso de de las industrias de alcohol-azucarera, de papel y celulosa.
1999 2007	En este periodo la cogeneración esta incrementando sus instalaciones por varias razones: alcanzar una alta eficiencia, economizar combustibles y la concientización del impacto ambiental.

1.2 OBJETIVO

El objetivo central de este trabajo es presentar la propuesta de un modelo y simulación termoeconómico aplicado al análisis de un sistema de trigeneración para aumentar la eficiencia, economía y disminuir el impacto ambiental.

1.3 JUSTIFICACIÓN

La necesidad de economizar combustible e impactar menos al medio ambiente, ha incrementado el empleo de los sistemas de cogeneración, como es el caso del sistema de trigeneración que utiliza como combustible principal el gas natural, y es por este motivo que la optimización de estos sistemas de trigeneración ha tomado mayor importancia. Es en este contexto que el análisis termoeconómico justifica su aplicación, ya que para la optimización de sistemas térmicos complejos se aplica la optimización termoeconómica y el análisis termoeconómico es la base de dicha optimización.

CAPÍTULO 2

2. FUNDAMENTOS DEL SISTEMA DE TRIGENERACIÓN

2.1 DEFINICIÓN DE SISTEMAS DE COGENERACIÓN

El sistema de cogeneración no es más que la producción simultánea de potencia eléctrica y potencia térmica (calor-frío), al quemar un único combustible. También el sistema de cogeneración se puede definir como el sistema que economiza combustible y el que menos contamina al quemar un solo combustible para producir más de un producto.

2.2 TIPOS DE SISTEMAS DE COGENERACIÓN

2.2.1 EL CICLO TOPPING

Se conoce como ciclo “Topping” cuando en una planta, la generación de electricidad es hecha en los moldes tradicionales (alta presión y temperatura) y los gases de escape de la máquina térmica es utilizado para fines de calentamiento en un proceso dado o un equipo.

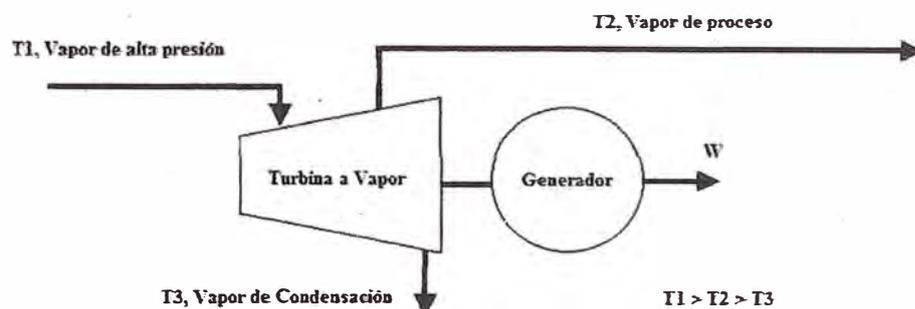


Fig. 2.1 – Ciclo “Topping”

Como ejemplo de planta de cogeneración del tipo ciclo “Topping”, se puede destacar la planta de potencia con turbina a vapor de contrapresión, con turbina a vapor de condensación y con extracción de vapor, con turbina a gas con caldera de recuperación y ciclo combinado.

2.2.2 CICLO “BOTTOMING”

Se conoce como ciclo “Bottoming”, cuando la demanda de calor para proceso ocurre a alta temperatura, siendo los gases rechazados del proceso utilizados como insumo de la planta de potencia.

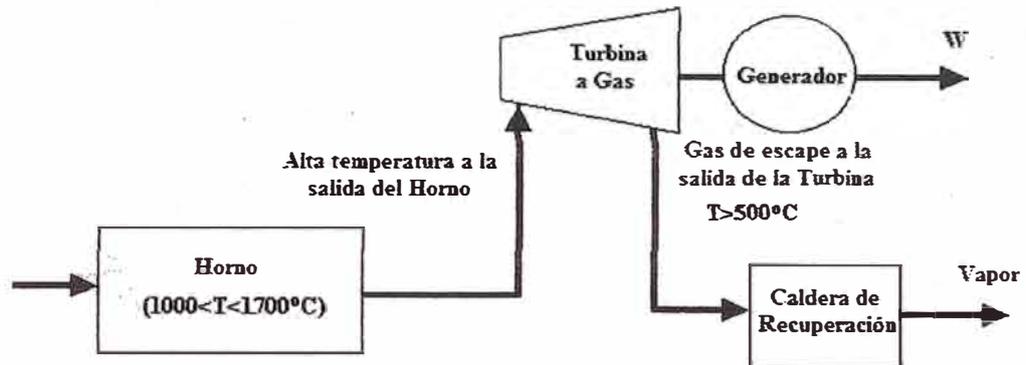


Fig. 2.2 – Ciclo “Bottoming”

Como ejemplo de planta de cogeneración del tipo ciclo “Bottoming”, se puede destacar las plantas: Siderúrgicas, de Vidrio, de Cemento y recuperación de Aluminio.

2.3 COMPONENTES DE UN SISTEMA DE TRIGENERACIÓN

2.3.1 TURBINA A GAS

En los ciclos de turbina a gas, la eficiencia media combustible/potencia eléctrica varía aproximadamente de 12 % hasta encima del 35 %, siendo el resto de la energía del combustible descargada en los gases de escape y a través de la radiación o enfriamiento interno. Una temperatura de 150°C como mínimo es permitido en los gases de la chimenea, para evitar la formación de H_2SO_4 .

Según Korkianitis y Wilson (1994), el desempeño de las turbinas a gas es resultado de la selección de tipos de ciclo, relación de

temperatura, relación de presión, flujos de enfriamiento y pérdidas en los componentes.

La producción es usualmente mostrada como la eficiencia versus potencia específica.

Donde la eficiencia térmica es definida como:

$$\eta_T = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}} = \frac{\dot{W}}{\dot{m} \text{ PCI}} \quad (2.1)$$

En turbinas a gas modernas, la temperatura de ingreso está entre 1500K y 1700K, con temperaturas de ambiente mayores de los 300K.

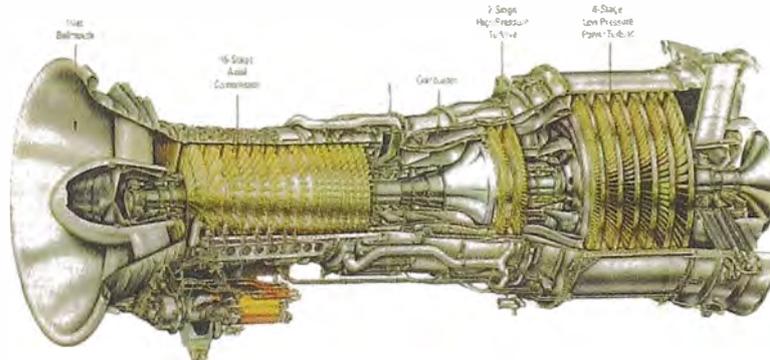


Fig. 2.3 – Turbina a Gas

Campanari y otros. (2004), hacen un estudio sobre el uso de micro turbinas (25kW) en sistemas de trigeneración en el sector comercial, donde muestran su atractividad económica y también con respecto al impacto ambiental (menor consumo de combustible).

Yokoyama et al. (2004), muestran los efectos del aire frío en la entrada del compresor de una planta de cogeneración con turbina a gas en el verano, como incremento de la capacidad del sistema de cogeneración y almacenamiento de hielo para ser utilizados en horas punta de consumo de electricidad y de esta manera disminuir el consumo de electricidad de la concesionaria.

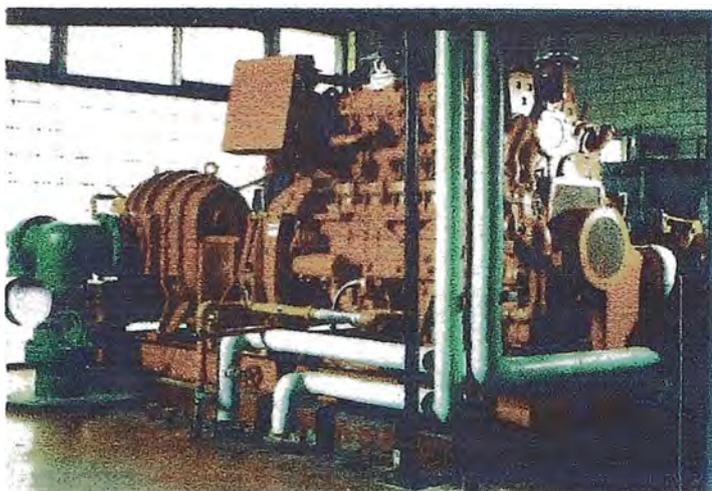
Según Tucson (1992), la inyección de vapor en la cámara de combustión de la turbina a gas (STIG) es bien aceptado para reducir la emisión de NO_x. El bajo porcentaje de carbono del gas natural minimiza las emisiones de CO₂ cuando se compara con otros combustibles.

2.3.2 MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

Las plantas de potencia normalmente están conceptualmente basadas en los ciclos termodinámicos de Diesel y Otto para motores de combustión interna. Los motores de combustión interna tienen energía térmica disponible en dos niveles de temperatura (gases de exhaustión y flujos de enfriamiento del motor) y tienen buena respuesta a variaciones de carga.

Según Baughn (1999), los motores de combustión interna, son usualmente seleccionados para aplicaciones con cargas debajo de 800 kW y para grandes unidades de 3 a 6 MW. Las turbinas a gas para

cargas de 800 kW hasta 10 MW y para aplicaciones mayores de 10MW se tienen los ciclos combinados (CCGT).



La figura 2.4 muestra un motor diesel.

Fig. 2.4 – Motor Diesel

La figura 2.5, muestra un sistema de cogeneración con motor Diesel.

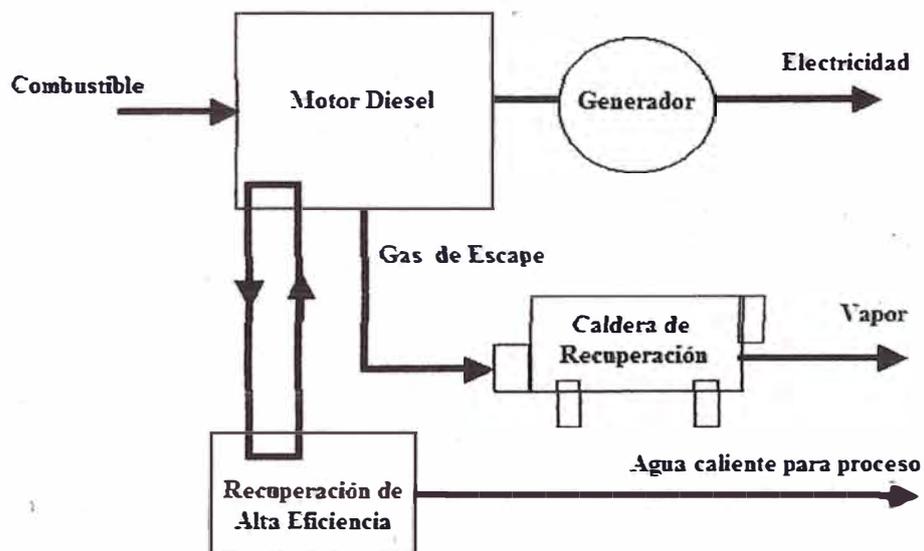


Fig. 2.5 – Un sistema de Cogeneración con motor Diesel.

2.3.3 CALDERA DE RECUPERACIÓN

Las calderas de recuperación tienen como fuente de calor los gases rechazados de las plantas industriales, tales como plantas de ácido sulfúrico y refinerías, sistemas de incineración, plantas de generación de potencia y sistemas de cogeneración que utilizan turbinas a gas o motores de combustión interna. Estas calderas son utilizadas para recuperar parte del calor latente de los gases rechazados, generando vapor que será usado en operaciones de procesos industriales.

Las calderas de recuperación se clasifican en dos grupos:

- Calderas de recuperación utilizadas para controlar la temperatura de los gases rechazados en función de las necesidades del proceso de manera que la energía recuperada es secundaria. Como ejemplo se tiene en la producción de ácido sulfúrico, en que los gases productos de la combustión de perita son enfriados de 1150°C para 400°C.
- Calderas de recuperación para maximizar la recuperación de energía, reduciendo al mínimo permisible la temperatura de salida de los gases, como es el caso de calderas utilizadas en sistemas de cogeneración.

Las calderas de recuperación tienen una característica importante que es, no poseer un pre-calentador de aire, siendo el calor latente de los gases utilizada exclusivamente en la generación de vapor. Así como

en el caso de las calderas de vapor, las calderas de recuperación pueden ser de tipo pirotubular o del tipo acuotubular, dependiendo del uso final del vapor y de sus parámetros. Para un elevado caudal de gases calientes y presiones altas se utiliza el tipo acuotubular y para menor caudal de gases calientes y presiones bajas se utiliza el tipo pirotubular.

Según Jones (1994), con la evolución rápida de la tecnología de las turbinas a gas, las calderas de recuperación son más complejas, siendo el calentamiento de la caldera de recuperación efectuado a 593°C por los gases rechazados de la turbina a gas y como presión de operación hasta 110 bar.

Nogueira (1993), en el caso de sistemas con turbinas a gas y sujeto a variaciones en la demanda térmica, pueden ser usados quemadores suplementarios en la caldera de recuperación, para incrementar la disponibilidad de calor útil. Por tanto, la demanda de combustible depende del consumo en la turbina (m_{GN}) y en la quema suplementaria (m_{GNS}). Para esta quema adicional, el exceso de aire en el escape de la turbina, en la mayoría de las situaciones, provee el comburente necesario.

Franco. A. y Russo, A. (2002), optimizan la caldera de recuperación de un ciclo combinado, y obtienen un incremento en la eficiencia del ciclo combinado, próximo al 60%.

2.3.4 TURBINA A VAPOR

El sistema turbina a vapor funciona según el ciclo Rankine, donde utiliza el vapor de alta presión que es producido en una caldera acuotubular. El vapor exhausto de la turbina a vapor o el vapor extraído, reducido en su temperatura y presión de las condiciones en que fue generada la potencia en el eje de la máquina motriz, puede ser alimentado a intercambiadores de calor, chillers a absorción y otros equipamientos. Para aplicaciones de cogeneración, la presión del vapor puede variar desde unos pocos bares hasta cerca de 100 bar; en el sector energético (centrales termoeléctricas), presiones más elevadas pueden ser utilizadas.

En la figura 2.6 se muestra una turbina a vapor para ciclos combinados.

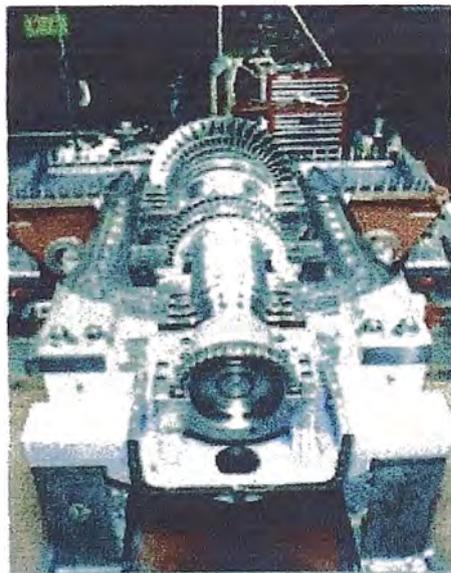


Fig. 2.6 – *Turbina a Vapor*

Se puede destacar las aplicaciones de las turbinas en plantas de potencia con turbinas a vapor de contra-presión: en este tipo de turbina la presión que sale de la turbina es atmosférica o una presión más elevada. Con turbinas a vapor de condensación: el vapor extraído sale a presiones inferiores a la presión atmosférica. También tenemos las turbinas con extracción de vapor: el vapor extraído sale a la presión de proceso. Por último, la turbina a vapor en ciclos combinados: Turbina a gas - Caldera de recuperación – Turbina a vapor.

2.3.5 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN A ABSORCIÓN

El sistema de refrigeración a absorción es un ciclo de refrigeración que difiere del ciclo de refrigeración por compresión de vapor, al eliminar el proceso de compresión de vapor por un sistema más complejo. La figura 2.7 ilustra el sistema de refrigeración a absorción.

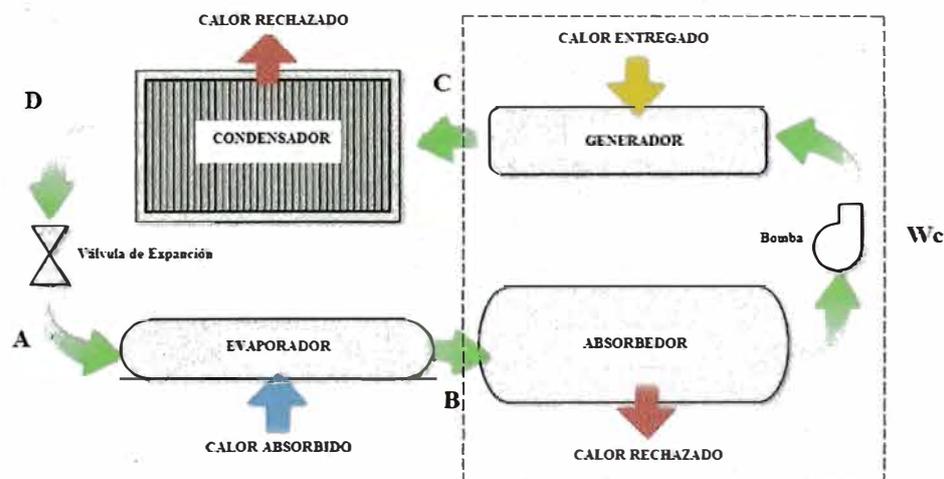


Fig. 2.7 – Sistema de Refrigeración a Absorción

El sistema de refrigeración a absorción como se muestra en la fig.2.7, tiene los siguientes componentes comunes al ciclo por compresión: evaporador, válvula de expansión y condensador. También se muestra que el compresor es cambiado por un sub-sistema que está formado por: el generador, intercambiador de calor, bomba de la solución y absorvedor. Este sub-sistema realiza la misma función que realiza el compresor, porque también recibe el gas refrigerante a baja presión en el evaporador y lo transforma en gas de alta presión para continuar hasta el condensador, siguiendo así los mismos pasos del ciclo de refrigeración por compresión de vapor hasta regresar nuevamente a este sub-sistema.

La figura 2.8, presenta el principio general de un sistema de refrigeración absorción.

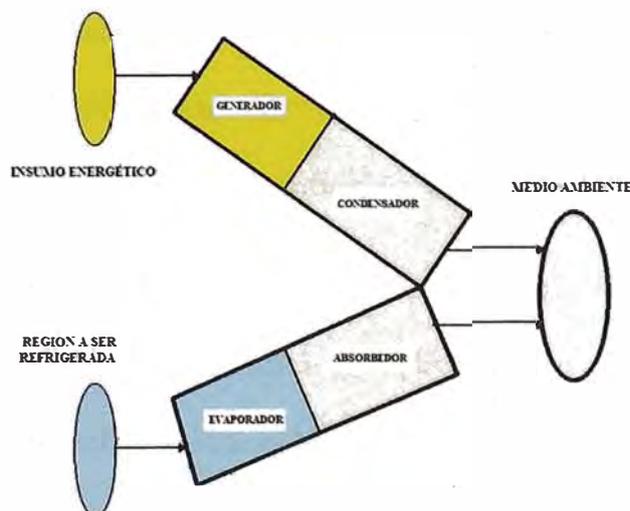


Fig. 2.8 – Principio general de un sistema de refrigeración Absorción

En la figura 2.8, se puede constatar que los procesos de conversión de energía existentes en este sistema ocasionan una degradación de parte del calor entregado al ciclo en el generador, del nivel de temperatura de esta fuente de calor hasta la temperatura del medio ambiente, para valorizar el calor transferido en el evaporador de temperatura de la región que se quiere enfriar hasta la temperatura del medio ambiente.

2.3.5.1 COMPORTAMIENTO DE MEZCLAS BINARIAS

Una mezcla binaria homogénea tiene composición uniforme y no puede ser separado en sus componentes por métodos puramente mecánicos. Su estado termodinámico no puede ser determinado apenas por dos propiedades independientes, como es el caso de una sustancia pura. La composición de mezcla, descrita por la concentración (relación entre la masa de un componente de mezcla y la masa total de la mezcla) es necesaria como información complementar las dos propiedades independientes (presión y temperatura) para definir su estado termodinámico.

La miscibilidad de una mezcla es una característica importante para definir su potencial de aplicación en sistemas de absorción. Una mezcla miscible es homogénea.

Algunas mezclas pueden no ser miscibles en todas las condiciones, siendo la temperatura la principal propiedad para influenciar la miscibilidad.

Las mezclas binarias destinadas a sistemas a absorción deben ser totalmente miscibles en las fases líquidas y vapor, en todos los estados del ciclo de refrigeración.

El conocimiento del comportamiento de una mezcla binaria en condiciones próximas a la región de saturación es importante en los sistemas de refrigeración a absorción.

2.3.5.2 – CICLOS REALES

En ciclos reales las mezclas binarias o disoluciones más comunes son el Agua/Bromuro de Litio ($H_2O/LiBr$) y Agua/ Amoníaco (H_2O/NH_3), para la mezcla binaria ($H_2O/LiBr$) el refrigerante es el agua y bromuro de litio es el absorbente. Esta mezcla es usada en sistemas de de aire acondicionado. Para la mezcla binaria agua y amoníaco, donde el amoníaco es el refrigerante y el agua es el absorbente, esta mezcla binaria es usada en sistemas de refrigeración próximas a $0^\circ C$.

Para máquinas refrigeradoras de media y grande capacidad se utiliza la disolución binaria Agua/Bromuro de Litio y para que el agua pueda hervir con bajas temperaturas ($3 - 7^\circ C$) la máquina trabaja en condiciones parciales de vacío. Como referencia, la sección de baja presión (evaporador y absorvedor) de una máquina de una etapa trabaja aproximadamente a $1/100$ bar y la parte de alta presión (generador y condensador) a $1/10$ bar.

2.4 – SISTEMA DE REFRIGERACIÓN A ABSORCIÓN

2.4.1 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN A ABSORCIÓN DE UNA ETAPA

La figura 2.9, según Tozer (1992) indica de modo simplificado los componentes de una unidad de una etapa. En esta figura se puede ver los dos recipientes de diferentes presiones. La parte inferior se divide en dos componentes que son el evaporador y absorvedor. La parte superior se divide en el generador y el condensador. El sistema funciona de la siguiente manera: el vapor de agua (refrigerante) se separa de la solución pobre en el generador y en el mismo recipiente superior es condensado. En este punto entra en el evaporador a través de una restricción para reducir su presión. En el evaporador, la bomba del refrigerante asegura un flujo constante para la transferencia de calor, que se enfría en el evaporador y se evapora en el mismo recipiente inferior para pasar al absorvedor. En este punto es absorbido por la solución pobre del absorvedor hasta el generador pasando primero por el intercambiador de calor. En el generador, la solución fuerte remaneciente circula en dirección al absorvedor vía intercambiador de calor y nuevamente el refrigerante se separa de la solución pobre para fluir hasta el condensador, y así sucesivamente continua el ciclo.

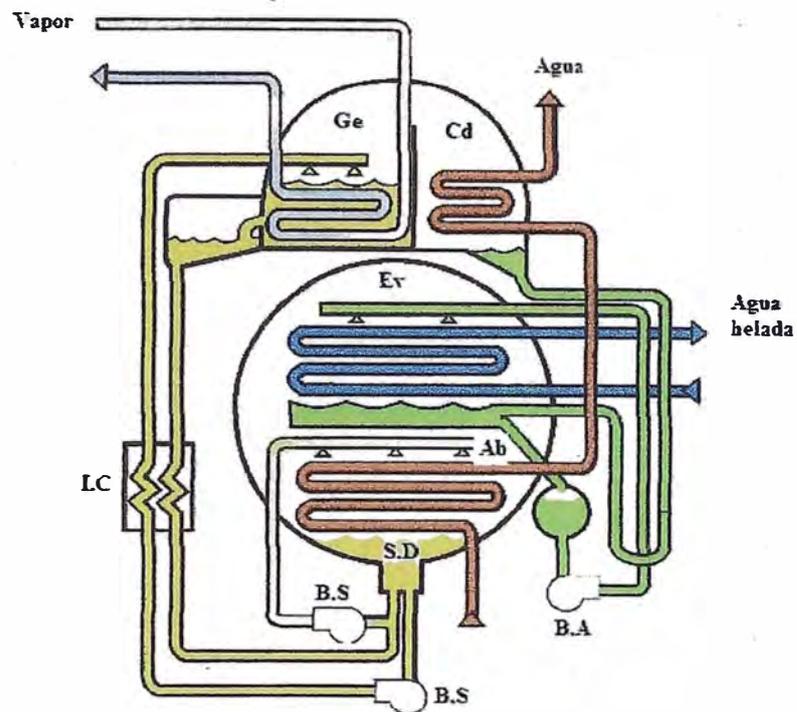


Fig. 2.9 – Sistema de refrigeración a Absorción de una etapa

Para representar los ciclos reales a absorción, la introducción del diagrama P-T-X (presión, temperatura y concentración) para soluciones de LiBr (bromuro de litio) es la manera más práctica. La figura 2.10, según Tozer (1992) representa un ciclo típico de una etapa. Para mejor comprensión de este diagrama se debe entender que los cambios de estado se representan mediante un solo punto, como es en caso de condensación y evaporación. Otro aspecto importante de este diagrama es que permite ver el peligro de cristalización, cuando está a temperaturas bajas y concentraciones altas. La cristalización es uno de los inconvenientes de este tipo de sistemas y puede ocurrir en la región del intercambiador de calor.

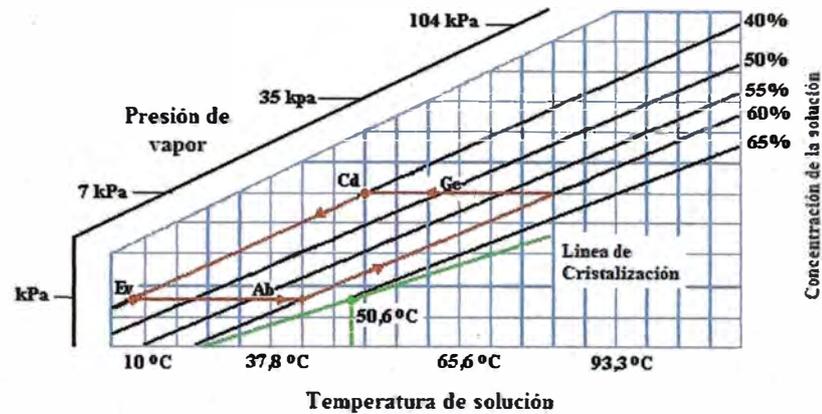


Fig. 2.10 – Diagrama P-T-X de la solución LiBr

Dirksen y otros. (2000), ensayaron inhibidores industriales para controlar la cristalización en soluciones de LiBr, con éxito. Estos aditivos de inhibición de cristalización hacen decrecer la temperatura de cristalización, para impedir la cristalización de la solución fuerte y con esto ampliar el rango de operación. La temperatura de estabilidad de estos aditivos inhibidores fueron determinados, además de eso, las temperaturas de descomposición térmicas de estos aditivos está sobre los 200 °C.

2.4.2 – SISTEMA DE REFRIGERACIÓN A ABSORCIÓN DE DOS ETAPAS

El principio básico del ciclo de dos etapas consiste en la superposición de dos ciclos simples de una etapa, donde el calor disipado por el condensador del de alta temperatura es utilizado para alimentar al generador del ciclo de baja temperatura que es también el

condensador de alta temperatura. En la figura 2.11 se muestra una unidad de dos etapas.

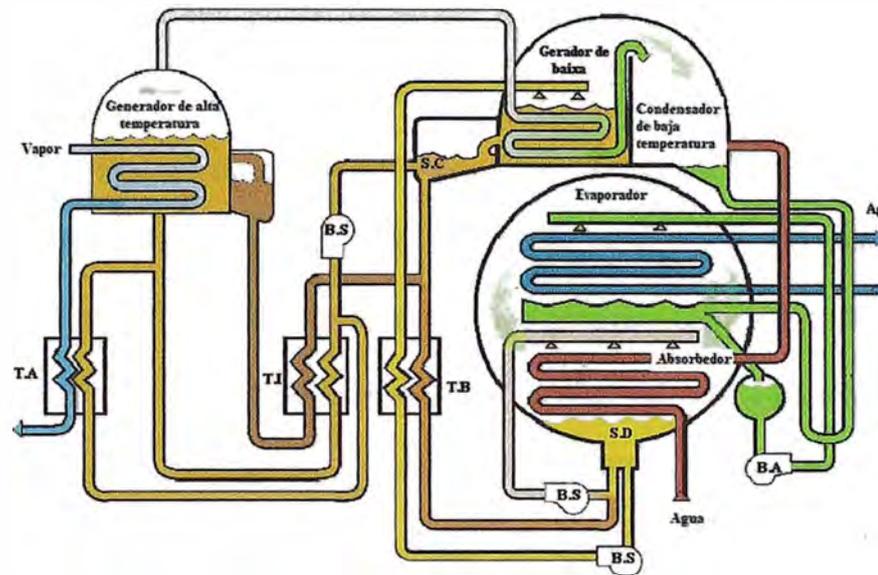


Fig.2.11 – Sistema de refrigeración a absorción de dos etapas

Según Tozer (1992) se puede ver que la temperatura del condensador de alta temperatura tiene que ser mayor que la temperatura del generador de baja temperatura para garantizar el flujo de calor.

Xu y otros. (1996), optimizaron un sistema de refrigeración a absorción de dos etapas, obteniendo un COP de 1.20. El sistema de dos etapas tiene una ventaja sobre el sistema de refrigeración a absorción de una etapa, tales como una mejora en la eficiencia, menor presión máxima del ciclo y menor riesgo de cristalización.

2.5 – CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA DE TRIGENERACIÓN

2.5.1 FUNDAMENTO

El sistema de trigeneración es basado en el sistema de trigeneración desarrollado por Garagatti; Oliveira (2001), en la figura 2.12 se muestra este esquema, compuesto por un motor térmico acoplado en serie térmica a un sistema de cogeneración y a un sistema de refrigeración. Con este sistema es posible generar electricidad ($W_{tg} + W_{tv}$), producir vapor/agua caliente (Q_4) para un proceso cualquiera y agua helada (Q_7) para una unidad industrial o, de un sector comercial. Eventualmente las pérdidas de calor al medio ambiente (Q_3) son consideradas nulas.

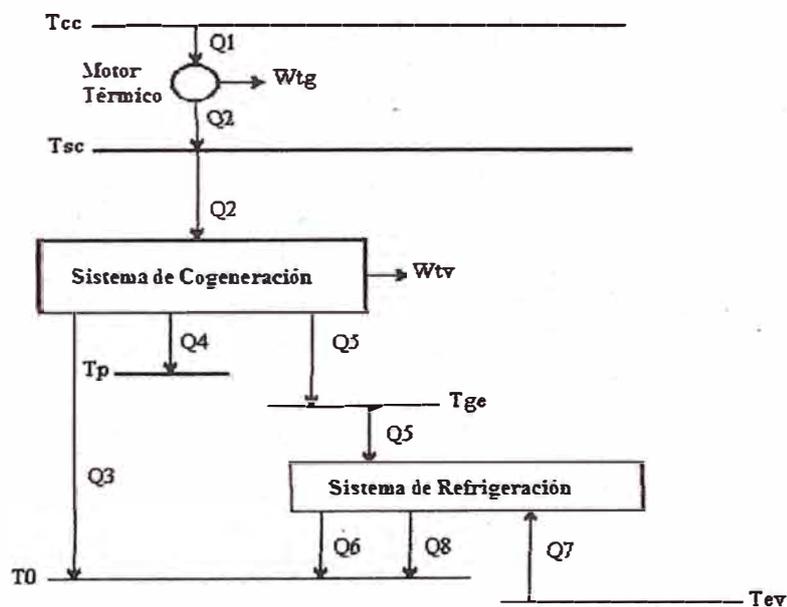


Fig. 2.12 - Sistema de Trigeneración, para producción de electricidad, agua helada y vapor de proceso.

2.5.2 DESCRIPCIÓN

El sistema de trigeneración, mostrado en la figura 2.13, es compuesto por tres subsistemas interligados en serie térmica: turbina a gas, sistema de cogeneración basado en el ciclo vapor y sistema de refrigeración a absorción.

La turbina a gas, que consume gas natural como insumo energético, genera potencia eléctrica (E_{p1}) y rechaza los gases de escape para una caldera de recuperación (sección 4). En esta caldera es generado vapor (sección 6) que alimenta una turbina de extracción-condensación que genera la potencia eléctrica E_{p2} . El vapor extraído de la turbina a vapor (sección 7) es enviado para un proceso denominado “PROCESO 1”, el vapor extraído de la turbina a vapor (sección 9) es enviado para el generador de un enfriador de líquido (sistema de refrigeración a absorción), que opera con el par LiBr – H₂O como sustancia de trabajo. El vapor de baja presión (sección 12) es enviado para un condensador, en seguida pasa por una bomba y posteriormente el agua en fase líquida (sección 14) es mezclado con el agua que proviene del generador del enfriador de líquido (sección 11). Después la mezcla de estas tres corrientes en el desairador, es bombeada y enviada a la caldera de recuperación.

El enfriador de líquido tiene como insumo energético el calor transferido a la solución de LiBr –H₂O del generador (causando la condensación del vapor de agua) deben aumentar el nivel de presión

del vapor de agua liberado no evaporador (Ev) hasta el nivel de presión de operación del absorbedor (Ab). Este diferencial de presión aparece debido a las condiciones de temperatura e concentración de la solución de LiBr -H₂O impuestas en el generador ((Ge) que es uno de los componentes del separador), en el absorbedor (Ab) y en el agua del evaporador (Ev).

Los procesos por los cuales pasa la solución de LiBr -H₂O y el agua son: liberación de vapor de agua en el generador, con el consecuente aumento de la concentración de la solución en la salida del generador (ds); condensación del vapor de agua en el condensador (Cd); caída de presión do flujo de agua (cs - ee) hasta la presión del evaporador y del flujo de solución concentrada (ds - ae) hasta la presión del absorbedor; vaporización del agua en el evaporador, con enfriamiento del agua 'helada' del sistema de aire acondicionado (de 12 °C para 7 °C); absorción del vapor de agua de salida del evaporador por la solución concentrada en el absorbedor (ae - as); enfriamiento de la solución concentrada (proceso ds - ae) e calentamiento de la solución diluida (proceso as - de) en el intercambiador de calor.

2.5.3 CARACTERÍSTICAS

2.5.3.1 SUBSISTEMA TURBINA A GAS

El subsistema turbina a gas se caracteriza por producir 12,900 kW de potencia eléctrica, es compuesto por un compresor de aire, cámara de combustión y una turbina a gas.

2.5.3.2 SUBSISTEMA TURBINA A VAPOR

El subsistema turbina a vapor se caracteriza por producir 3,451 kW de potencia eléctrica, es compuesto por una caldera de recuperación que genera 18 ton/h de vapor sobrecalentado.

2.5.3.3 SUBSISTEMA REFRIGERACIÓN A ABSORCIÓN

El subsistema Refrigeración a Absorción se caracteriza por producir 100 TR de agua helada y utilizar la solución LiBr-H₂O.

CAPÍTULO 3

3. MODELO Y SIMULACIÓN TERMOECONÓMICO

3.1 FUNDAMENTO DEL ANÁLISIS TERMOECONÓMICO

3.1.1 INTRODUCCIÓN

Se puede definir el análisis termoeconómico como la combinación del análisis exergética con el análisis económico, que tiene como objetivo identificar y localizar magnitudes, fuentes de las pérdidas termodinámicas reales y como evaluar el costo de estas pérdidas termodinámicas en un sistema energético.

Es por eso que será definida la exergía para explicar en qué consiste el análisis exergético que es fundamental para entender el análisis termoeconómico.

3.1.2 DEFINICIÓN DE LA EXERGÍA

Uno de los objetivos de la termodinámica es establecer criterios generales para evaluar las ventajas del proyecto o funcionamiento de los sistemas industriales, en que la energía tiene un papel importante. Por tanto, para analizar procesos como síntesis de un producto químico, la producción de electricidad de una central térmica o refrigeración y licuación del gas natural, entre otros, se debe

establecer en primer lugar como evaluar su eficiencia. Esto exige comparar el producto obtenido con el consumo o costo necesario para obtenerlo. Para que tal comparación tenga un significado correcto, ambos conceptos deben ser expresados en bases equivalentes (de igual valor termodinámico). Como el segundo principio impone ciertas limitaciones en los procesos de transformación energética, indica que las diversas formas de energía tienen calidades diferentes. Luego, se asocia un índice de calidad igual a la unidad, las energías mecánicas y eléctricas, ya que es posible transformarlas íntegramente entre sí mediante procesos reversibles. La energía interna y calor tendrán un índice calidad diferente, pues no existe equivalencia termodinámica entre estas formas de energía y las anteriores. En consecuencia, para que esta definición de eficiencia sea completamente general, independientes de las formas de energía que participan en el proceso, no se debe expresar el producto y el consumo de estas en términos de energía. Por tanto se define un nuevo término para los sistemas termodinámicos y para los flujos de materia y energía que cumpla el principio de equivalencia termodinámica.

Para definir la exergía se debe considerar la profunda relación que existe entre el ambiente físico (atmósfera, litósfera y hidrósfera) y los procesos energéticos que se desarrollan en las instalaciones industriales. Kestin (1980) después Valero (1994) dan una visión clara de este tema:

Todos los procesos industriales tienen como entorno el ambiente físico y, por tanto están condicionados por este. Para juzgar su relación mutua conviene separar el ambiente físico en dos partes bien diferenciados. La primera está formada por los recursos materiales (combustibles, metales, reservas geotérmicas, etc.) donde las sustancias están en desequilibrio termodinámico con la segunda, constituida por el restante del ambiente físico, a lo que se da un costo de energía, trabajo y materia.

A través del segundo principio de la termodinámica y, teniendo en consideración las observaciones anteriores, se puede afirmar que la máxima utilidad termodinámica de los recursos naturales se consigue, al agotar reversiblemente hasta alcanzar un estado de equilibrio con el ambiente de referencia. Cuando esto ocurre, no es posible realizar procesos adicionales y por esta razón se conoce dicho estado como: Estado Muerto.

Según Reistad (1970) después Valero (1994) la exergía se define como el parámetro de un sistema que cuantifica el máximo trabajo que se puede obtener cuando interaccionados únicamente con el ambiente, pasa de su estado termodinámico inicial al estado muerto. Según Valero (1994), la exergía de un sistema es el mínimo trabajo técnico necesario para constituir un sistema a partir del ambiente de referencia (El ambiente de referencia adoptado como el más

conveniente es aquel definido según a la metodología de Szargut (1988)).

En la tabla 3.1, se muestra el desarrollo del origen del concepto de la exergía.

Autor	Año	Desarrollo
Gibbs	1824	En un artículo presentado en 1873 a la Connecticut Academy, el primero a proveer una base analítica para la determinación de la exergía, aquella que denominaba energía útil de un cuerpo en un medio. Su entendimiento difícil y abstracto no tuvo continuidad en los EUA.
Keenan	1932	Keenan en 1932 presentó los resultados de Gibbs en una forma más simple y práctica, ampliando el concepto de exergía de un flujo.
De Darrieus	1930	En el periodo entre Gibbs y Keenan, solamente se destaca la aplicación del análisis exergética en turbinas a vapor.
Obert	1948	Aplica el análisis exergético en los procesos de combustión
Birnic	1949	En 1944, cuantifica la irreversibilidad de los equipos individualmente, en una central térmica.
Rant	1956	La primera referencia del uso del término de exergía, se le atribuye a él.
Bosnjakovic	1960	Presentó un análisis exergético de una planta de potencia en su libro de Termodinámica Técnica.
Trepp	1961	Examina las pérdidas de exergía en máquinas de refrigeración en una conferencia de ingeniería criogénica en Michigan.
Baehr	1962	Presentó sus resultados analíticos comparando diagramas de flujo de exergía con diagramas de energía calculado por el balance entálpico.
Gaggioli	1963	Introduce el concepto de exergía y generaliza su aplicación al estudio de los procesos energéticos en su libro de termodinámica.
Szargut Nesslman, Bach Brodyanski	1965	El desarrollo de las técnicas del análisis exergético que hoy se utilizan en todo tipo de proceso industrial, ya alcanzan un elevado desarrollo en Europa.
Actualmente dentro de los autores que contribuyen con estos estudios se destacan los siguientes autores: Bejan, Moran, Kotas, Szargut, von Spakovsky, El sayed, Frangopoulos, Tsatsaronis, Valero, Lozano, Evans, Tribus y otros.		

3.1.3 ANÁLISIS EXERGÉTICO DE UNA PLANTA DE COGENERACIÓN

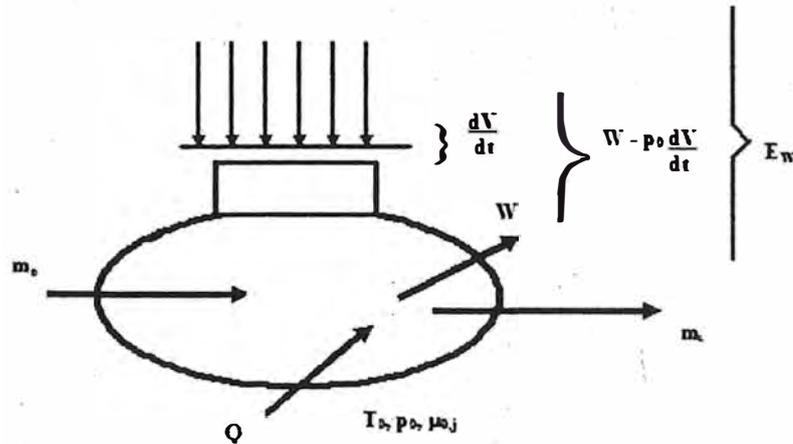


Fig.3.1- Volumen de control

A combinación de la primera y segunda ley de la termodinámica permite que se establezca el balance de exergía. A partir de la fig.3.1 se puede escribir los balances de energía y entropía (despreciando los cambios de energía cinética y potencial):

1ª Ley:

$$\frac{dE}{dt} = \sum \dot{Q}_i - \dot{W} + \sum_e \dot{m} h - \sum_s \dot{m} h \quad (3.1)$$

2ª Ley:

$$\frac{dS}{dt} + \sum_s \dot{m} s - \sum_e \dot{m} s = \sum \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \dot{S} \quad (3.2)$$

Multiplicando la 2ª ley por $-T_0$ y sumando con la 1ª Ley, se tiene:

$$\begin{aligned} \dot{W} = \frac{d}{dt} (E - T_0 S) + \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_i} \right) \dot{Q}_i + \sum \dot{m} (h - T_0 s)_e - \\ - \sum \dot{m} (h - T_0 s)_s - T_0 \dot{S}_{gen} \end{aligned} \quad (3.3)$$

Introduciendo el trabajo reversible:

$$\dot{W}_{rev} = \dot{W} + T_0 \dot{S}_{ger} \quad (3.4)$$

Reemplazando la ecuación (3.4) en la ecuación (3.3):

$$\begin{aligned} \dot{W}_{rev} = & -\frac{d}{dt}(E - T_0 S) + \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i + \\ & + \sum \dot{m}(h - T_0 s)_e - \sum \dot{m}(h - T_0 s)_s - T_0 \dot{S}_{ger} \end{aligned} \quad (3.5)$$

Luego se realiza la diferencia entre trabajo reversible y trabajo real que da como resultado el trabajo perdido o tasa de exergía destruida:

$$\dot{W}_{rev} - \dot{W} = \dot{W}_{perd} = T_0 \dot{S}_{ger} \geq 0 \quad (3.6)$$

Donde:

$$\dot{W}_{perd} = T_0 \dot{S}_{ger} \text{ teorema de trabajo perdido de Gouy Stodola}$$

$$\dot{W}_{perd} = \text{Tasa de exergía destruida.}$$

Observando la figura 3.1, el trabajo útil (\dot{E}_w) es:

$$\dot{E}_w = \dot{W} - p_0 \frac{dV}{dt} \quad (3.7)$$

Entonces el balance de exergía es:

$$\begin{aligned} \dot{E}_w = & -\frac{d}{dt}(E + p_0 V - T_0 S) + \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i + \\ & \sum \dot{m}(h - T_0 s) - \sum \dot{m}(h - T_0 s) - T_0 \dot{S}_{ger} \end{aligned} \quad (3.8)$$

Considerando el proceso en estado estable y con una entrada y salida, la ecuación (3.8) queda:

$$[\dot{H}_s - \dot{H}_e] - T_0[\dot{S}_s - \dot{S}_e] = \dot{Q} \left[1 - \frac{T_0}{T_i} \right] + \dot{W} - T_0 \dot{S}_{ger} \quad (3.9)$$

La ecuación (3.9) está formada por los siguientes términos:

(Variación de Exergía entre los flujos de entrada y salida) = (Exergía asociada a la transferencia de calor) + (Exergía pura = Trabajo realizado) – (Exergía destruida).

Para que un sistema tenga exergía debe estar en desequilibrio con el ambiente de referencia. Es así que los sistemas tienden a buscar un nivel común de equilibrio como el entorno (Exergía Nula). Se observa por tanto, que cuanto más controlado es un proceso, menos irreversible será, lo que indica menos exergía destruida.

Para que un sistema se encuentre en equilibrio son necesarias tres condiciones:

- 1) Que el sistema se encuentre en equilibrio mecánico
- 2) Que el sistema se encuentre en equilibrio térmico
- 3) Que el sistema se encuentre en equilibrio químico

El análisis exergético de plantas de conversión termomecánica permite caracterizar como la exergía disponible que es utilizada y destruida en los procesos de conversión de energía existente en la planta.

Según Oliveira; Huang (1990), la performance exergética de las plantas de cogeneración pueden ser hechas a partir de una definición general de rendimiento:

$$\eta = \text{efecto útil} / \text{recurso consumido} \quad (3.10)$$

Con esta ecuación se puede llegar a las expresiones de los rendimientos energéticos (η_e) y exergético (η_b) de plantas de cogeneración:

$$\eta_e = \frac{W+Q}{B_{cc}} \quad (3.11)$$

$$\eta_b = \frac{W+BQ}{B_{cc}} \quad (3.12)$$

Donde B_Q es la exergía transferida a un proceso para fines de calentamiento o refrigeración (producción de agua helada).

Según El Masri (1988), el análisis exergético es una herramienta analítica cuantitativa, basada en la segunda ley de la termodinámica que identifica y cuantifica las fuentes de irreversibilidad encontradas especialmente en ciclos combinados de cogeneración compleja. El hizo la optimización de un ciclo combinado mediante un análisis exergética.

También Chin y El Masri (1987) presentaron resultados del estudio para seleccionar parámetros óptimos de un ciclo “Bottoming” de dos presiones en función de la temperatura de los gases de escape de la

turbina a gas, donde el análisis exergético es aplicada para determinar todas las fuentes de irreversibilidad de cada ciclo.

Según Lozano (1993), de un modo general es necesario considerar que la cogeneración para el sector terciario es una alternativa evidente desde el punto de vista económico, exigiendo métodos especiales de dimensiones y selección de equipos. El análisis exergético es una herramienta que permite distinguir claramente las pérdidas de la energía para el ambiente y las irreversibilidades internas en los procesos, un complemento del análisis de la primera ley de la termodinámica.

Oliveira Jr. (1997), afirma que la importancia de cada componente de un sistema de cogeneración en la eficiencia global exergética es cuantificada por el uso del factor (f_i) que es definido como la relación entre la exergía consumida por componente y la exergía consumida por la planta.

Bolland (1991) realizó un análisis exergético de estos ciclos combinados, concluyendo que la turbina a gas ejerce una gran influencia sobre los rendimientos totales del ciclo. Confirmando los estudios hechos por Tsatsaronis (1990), en que afirma que la turbina a gas es probablemente el sistema más importante de una planta de potencia de ciclo combinado (CCGT).

La tabla 3.2, muestra los f_i de cada componente de un sistema de cogeneración.

Equipos	f_i
Compresor	$f_c = \frac{W_c}{\dot{B}_{combustible}}$
Bombas	$f_b = \frac{W_b}{\dot{B}_{combustible}}$
Turbina	$f_t = \frac{\dot{B}_{Ti} - \dot{B}_{Tg}}{\dot{B}_{combustible}}$
Cámara de Combustión	---
Caldera de Recuperación	$f_{cr} = \frac{\Delta \dot{B}_{gases} - \dot{B}_{combustible}}{\dot{B}_{combustible}}$
Sistema de Refrigeración a compresión	$f_{src} = \frac{W_c}{\dot{B}_{combustible}}$
Sistema de Refrigeración a Absorción	$f_{abs} = \frac{Q_{ge} \theta_{ge}}{\dot{B}_{combustible}}$

Según Tsatsaronis (1993), el método de exergía proporciona:

- La magnitud de la energía perdida en relación a la energía suministrada o transformada en la planta total y en la componente analizada.
- La medida de calidad (utilidad) de energía desde el punto de vista termodinámico.
- La variable que define eficiencia para sistemas de energía.

Como ejemplos de análisis de primera ley de la termodinámica que no identifican correctamente las ineficiencias se tiene:

- La primera ley de la termodinámica no asocia ineficiencias a un reactor químico adiabático o proceso de estrangulamiento adiabático.
- La primera ley no muestra que parte de la energía de una corriente o tasa de transferencia de calor es termodinámicamente útil.
- La primera ley no detecta alguna degradación de energía en intercambiadores de calor adiabáticos.
- La primera ley identifica al condensador de una planta de potencia como el responsable por la baja eficiencia total de la planta. El método de exergía revela correctamente que la caldera es el principal responsable por la baja eficiencia total de la planta.

3.1.4 ANÁLISIS TERMOECONÓMICO EN PLANTA DE COGENERACIÓN

Según Oliveira (1994), en una planta industrial de multi-productos la definición de los costos de producción es hecha a partir de métodos de partición de costos que asocian a los productos los costos de los insumos e equipamientos requeridos para su obtención. Para plantas de conversión termo-mecánica la combinación de un método económico con el análisis termodinámico permite realizar la partición de costos de forma racional.

Para una planta de cogeneración la combinación del análisis exergético con métodos de partición de costos permite evaluar con criterio los costos de producción de electricidad y de calentamiento/refrigeración, una vez que con el concepto de exergía

se consigue valorizar diferentemente trabajo (exergía pura) e calor (exergía = $Q (1-T_0/T)$).

Para plantas de cogeneración como la esquematizada en la figura 3.2, compuesta por una caldera y una turbina de contrapresión, los balances de costo son, respectivamente, en base exergética y despreciando los gases de la chimenea dados por:

$$c_{va} \dot{B}_{va} = \dot{B}_c c_c + C_{caldera} \quad (3.13)$$

$$c_e \dot{W}_e + c_{vb} \dot{B}_{vb} = c_{va} \dot{B}_{va} + C_{turbina} \quad (3.14)$$

Introduciendo los rendimientos exergéticos de la caldera $(\eta_b)_{caldera}$ y turbina $(\eta_b)_{turbina}$ se tiene:

$$c_{va} = \frac{c_c}{\eta_{b\,caldera}} + \frac{C_{caldera}}{\dot{B}_{va}} \quad (3.15)$$

$$c_e \eta_{b\,turbina} + \left(\frac{\dot{B}_{vb}}{\dot{B}_{va}} \right) (c_{vb} - c_e) = c_{va} + \frac{C_{turbina}}{\dot{B}_{va}} \quad (3.16)$$

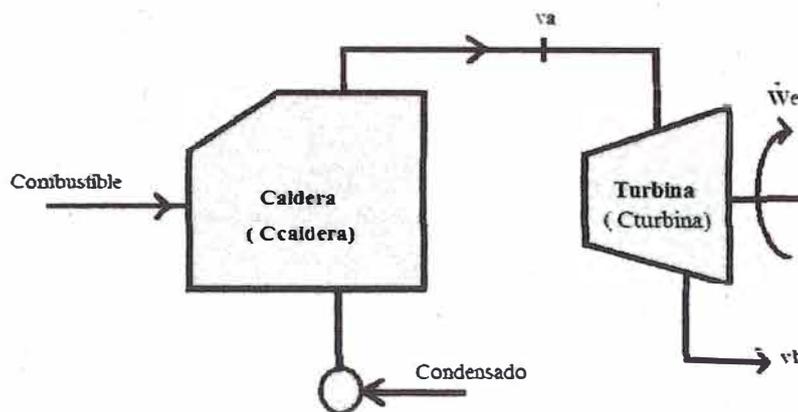


Fig. 3.2 - Esquema de cogeneración para el balance de costo

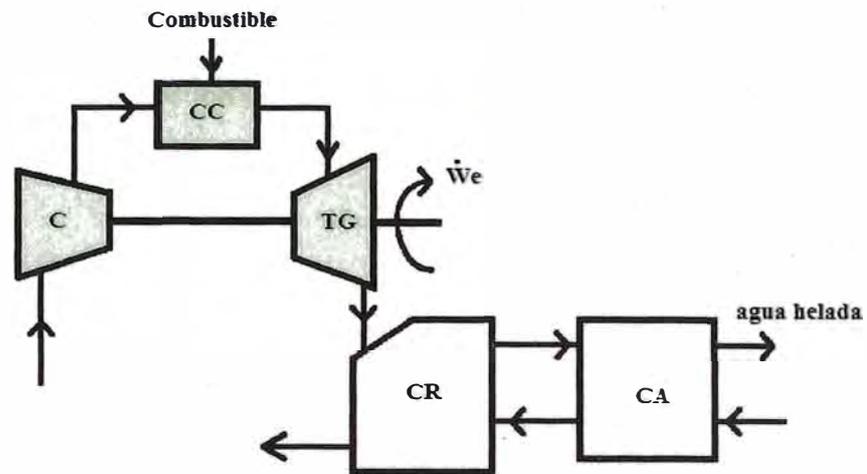
Con:

$$\eta_{b\text{ caldera}} = \frac{\dot{B}_{va}}{\dot{B}_{comb}} \quad (3.17)$$

$$\eta_{b\text{ turbina}} = \frac{\dot{W}_e + \dot{B}_{vb}}{\dot{B}_{va}} \quad (3.18)$$

Para una planta de cogeneración, esquematizada en la figura 3.3, con turbina a gas y sistema de refrigeración a absorción, destinada a generar electricidad y producir agua helada, el balance es:

$$c_e \dot{W}_e + c_{ag} \dot{B}_{ag} = \dot{B}_c c_c + C_{equipamientos} \quad (3.19)$$



Donde:
 C = compresor; CC = cámara de combustión; TG = turbina a gas
 CR = caldera de recuperación; CA = chiller a absorción

Fig. 3.3 - Planta de cogeneración para generar electricidad y producir agua helada

Para una planta son conocidos los costos de los equipamientos (mantención y amortización), el costo exergético unitario del combustible (c_c), y los flujos de exergía (\dot{B}_{va} , \dot{B}_{vb} , \dot{W}_{el} e \dot{B}_c).

La determinación del costo unitario de vapor de alta presión (c_{va}) es hecha directamente a partir del balance de costos de la caldera. Para la determinación de c_c e c_{vb} se dispone apenas de una ecuación. Así la ecuación adicional es definida por método de locación de costos utilizado.

Para la partición de costos se puede tener los siguientes métodos:

3.1.4.1 MÉTODO DE LA IGUALDAD DE COSTOS

Todos los productos tienen el mismo costo exergético unitario

$$c_{vb} = c_e \quad (3.20)$$

$$c_e = \frac{c_{va}}{\eta_{bturbina}} + \left(\frac{c_{turbina}}{\dot{W}_e + \dot{B}_{vb}} \right) \quad (3.21)$$

De esta forma el costo de la turbina es distribuido por los productos de la planta (electricidad y vapor a baja presión).

3.1.4.2 MÉTODO DE LA IGUALDAD DE LA EXTRACCIÓN DE COSTOS

Cuando la electricidad es producida apenas para usuarios externos a la planta, en cuanto que el vapor se destina al uso en la propia planta, el costo de la turbina (necesaria para la producción de electricidad) es descargado enteramente en el costo de electricidad. El costo del vapor (independientemente de su nivel de presión) es obtenido a partir del balance de costo en la caldera. Así

$$c_{va} = c_{vb} \quad (3.22)$$

$$c_e = c_{va} \left(\frac{\dot{B}_{va} - \dot{B}_{vb}}{\dot{W}_e} \right) + \frac{c_{turbina}}{\dot{W}_e} \quad (3.23)$$

3.1.4.3 MÉTODO QUE CONSIDERA LA ELECTRICIDAD (TRABAJO) COMO SUBPRODUCTO

En este método se considera el vapor de baja presión (calor) como producto fundamental. El cálculo del costo del vapor de baja presión es hecho a partir de la mejor alternativa posible disponible para

obtenerlo. Suponiendo que esta alternativa sea la producción del vapor en una caldera que opera a baja presión y genera el mismo caudal de vapor requerida:

$$c_{vb} = \frac{c_{comb}}{\eta_{b\text{caldera}_{vb}}} + \frac{C_{caldera_{vb}}}{\dot{B}_{vb}} \quad (3.24)$$

El valor de c_e es entonces obtenido por la ecuación. (3.20) y caso sea inferior al precio de la electricidad de la red, queda caracterizada la ventaja de utilizar el sistema de cogeneración.

3.1.4.4 MÉTODO QUE CONSIDERA EL VAPOR DE BAJA PRESIÓN(CALOR) COMO SUBPRODUCTO

Se considera en este método que la electricidad (trabajo) es el producto fundamental y su costo será evaluado a partir de la mejor alternativa disponible para su obtención directa, que puede ser la producción en una turbina de condensación o su compra de la red eléctrica. Una vez definido el valor de c_e , c_{vb} es calculado por el balance del costo de la turbina por la ecuación (3.20).

Los dos últimos criterios (3.1.4.3 y 3.1.4.4) no son recomendables, porque introducen más arbitrariedades en el criterio de partición de costos.

3.2 MODELO TERMOECONÓMICO

Se presenta el modelo del sistema de trigeneración, este sistema es compuesto por tres subsistemas: turbina a gas; turbina a vapor y el sistema de refrigeración a absorción.

3.2.1 SUBSISTEMA TURBINA A GAS

A continuación se presenta las ecuaciones que constituyen el modelo físico de los componentes de este sistema que está compuesto por el compresor, cámara de combustión y la turbina a gas.

3.2.1.1 COMPRESOR

Las principales ecuaciones relativas al compresor permiten la determinación de las temperaturas T_{2i} (ideal) e T_2 (real) a la salida del compresor, así como la potencia del compresor:

$$T_2 = \frac{T_{2i} + T_1 (\eta_{ic} - 1)}{\eta_{ic}} \quad (3.25)$$

$$T_{2i} = T_1 \eta_{ic}^{\frac{(k-1)}{k}} \quad (3.26)$$

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{ar} (h_2 - h_1) \quad (3.27)$$

Cálculo de la exergía que sale del compresor y la exergía destruida e irreversibilidad del compresor:

$$\dot{B}_2 = \dot{m}_{ar} ((h_2 - h_0) - T_0 (s_2 - s_0)) \quad (3.28)$$

$$\dot{B}_{dc} = I_c = \dot{W}_c - \dot{B}_2 \quad (3.29)$$

Cálculo del factor f y de la masa de aire:

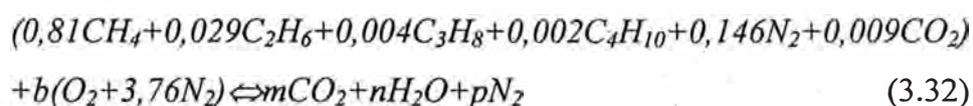
$$f_c = \frac{\dot{W}_c}{\dot{m}_{gn} b_{gn}} \quad (3.30)$$

$$\dot{m}_{ar} = \dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (3.31)$$

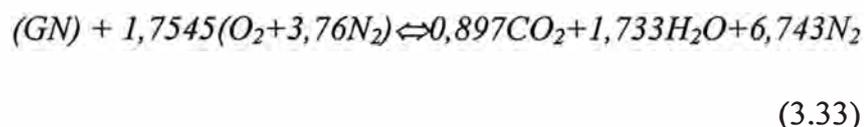
3.2.1.2 CÁMARA DE COMBUSTIÓN

La ecuación de la cámara de combustión que determina el flujo de combustible que viabiliza en la turbina la máxima temperatura de la cámara de combustión, también llamada temperatura de llama adiabática en la cámara de combustión de la turbina a gas es:

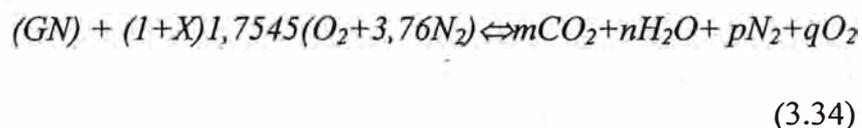
Cálculo de la ecuación estequiométrica do gas natural:



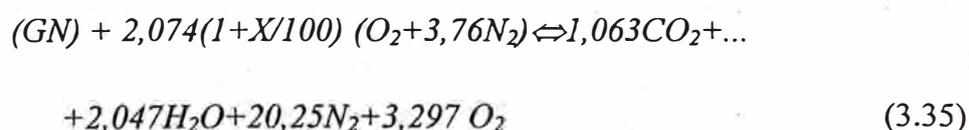
Balance de la ecuación estequiométrica:



Cálculo de la ecuación de combustión completa con exceso de aire:



Balance de la ecuación de la combustión con exceso de aire:



Introduciendo la ecuación del programa EES, para diferentes valores de exceso de aire (X) se obtiene diferentes valores de temperatura T_4 (temperatura que ingresa en la turbina a gas) como se muestra en la tabla 3.3.

Tabela 3.3 - Valores do exceso de aire para diferentes valores de temperatura T_4

	X (%)	T_4 (°C)
1	0	2350
2	40	1855
3	80	1615
4	160	1295
5	200	1192

Escogiendo $T_3 = 1192$ °C, para un exceso de aire de $X = 200\%$. Esto porque la temperatura T_3 debe ser próxima a 1000°C (temperatura de turbina a gas comercial).

La aplicación del método exergético en el estudio de los gases, permite determinar cuantitativamente las irreversibilidades asociadas a este proceso, y evaluar el efecto de medidas de racionalización energética, como el control del exceso de aire y el enriquecimiento del aire de combustión. El análisis exergético de combustión de los gases tiene algunas simplificaciones en relación al proceso real.

Para cálculos de la exergía de los gases y los productos de combustión se adoptó la formulación de la literatura, según Bejan y otros. (1996):

$$B_{comb} = \sum x_k e_k^{-CH} + \bar{R} * T_0 \sum x_k \ln x_k \quad (3.36)$$

Donde:

e_k^{-CH} = Exergía química seleccionada de la tabla de la

“Standard Chemical Exergies”

x_k = Fracción molar

La exergía de un combustible se compone de dos partes:

- la variación de energía libre de Gibbs entre los productos (gases de combustión) y los reactantes (aire y combustible);
- la exergía asociada a la diferencia de concentración de los productos de combustión, relativamente la composición de referencia del ambiente.

La primera parte posee una magnitud próxima al poder calorífico inferior e a Segunda parte correspondiente a la exergía de disolución, y tiende a elevar el valor de la exergía química del combustible, en función de su composición. Este incremento no es muy significativo.

Exergía del gas natural $b_{gn} = 50233$ kJ/kg. Es calculada a partir de la ecuación de combustión completa con exceso de aire. Puede verificarse con la relación dado por Kotas (1985):

$$b_{comb} = PCI_{comb} \varphi_{comb} \quad (3.37)$$

Donde los valores de φ del gas natural son de 1,035 até 1,045.

Cálculo de la energía asociada al combustible de la cámara de combustión:

$$\dot{Q}_{cc} = \dot{m}_{gn} PCI_{gn} \quad (3.38)$$

Cálculo de la exergía en la entrada de la cámara de combustión:

$$\dot{B}_{cc} = \dot{B}_2 + \dot{B}_{gn} \quad (3.39)$$

Cálculo de la exergía del gas natural:

$$\dot{B}_{gn} = \dot{m}_{gn} b_{gn} \quad (3.40)$$

Cálculo de la exergía destruida e irreversibilidad en la cámara de combustión:

$$\dot{B}_{d_{cc}} = \dot{I}_{cc} = \dot{B}_{cc} - \dot{B}_3 \quad (3.41)$$

3.2.1.3 TURBINA A GAS

En la turbina a gas se presentan las principales ecuaciones relativas a la turbina a gas, como potencia y potencia neta producida en la turbina a gas:

$$\dot{W}_{ig} = \dot{m}_g (h_3 - h_4) \eta_t \quad (3.42)$$

$$\dot{W}_{tg_{net}} = \dot{W}_{ig} - \dot{W}_c \quad (3.43)$$

Cálculo del flujo másico de los gases: el flujo de másico de los gases producido en la cámara de combustión es el insumo térmico que ingresa en la turbina a gas.

$$\dot{m}_g = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_{gn} \quad (3.44)$$

Cálculo de la variación de exergía en la turbina a gas: la variación de exergía en la turbina es realmente la exergía utilizada para producir potencia en el eje de la turbina a gas.

$$D\dot{B}_{ig} = \dot{m}_g [(h_3 - h_4) - T_0 (s_3 - s_4)] \quad (3.45)$$

Cálculo de la exergía destruida/irreversibilidad en la turbina a gas: la exergía destruida en la turbina a gas es la irreversibilidad interna de la turbina a gas.

$$\dot{B}_{d_{ig}} = I_{ig} = \dot{B}_3 - \dot{B}_4 - \dot{W}_{tg_{in}} \quad (3.46)$$

Cálculo de la exergía que ingresa en la turbina a gas: la exergía que ingresa en la turbina a gas es la variación de exergía en la entrada de la turbina con relación al estado de referencia del aire ($T=T_0$, $P=P_0$).

$$\dot{B}_4 = \dot{m}_g [(h_4 - h_0) - T_0 (s_4 - s_0)] \quad (3.47)$$

Cálculo de la eficiencia energética de la turbina a gas: la eficiencia energética de la turbina es la relación de la potencia neta de la turbina entre la energía cedida por el combustible durante la combustión en base al poder calorífico inferior.

$$\eta_{e_{ig}} = \frac{\dot{W}_{tg_{net}}}{\dot{Q}_{cc}} \quad (3.48)$$

Cálculo de la potencia eléctrica de la turbina a gas:

$$\dot{E}_{p_{ig}} = \eta_{ge} \eta_{tr} \dot{W}_{tg_{net}} \quad (3.49)$$

Cálculo de la eficiencia exergética de la turbina a gas: la eficiencia exergética de la turbina a gas es basada en la 1^{ra} y 2^{da} Ley de la Termodinámica.

$$\eta_{b_{ig}} = \frac{\dot{W}_{tg_{net}}}{D\dot{B}_{ig}} \quad (3.50)$$

Cálculo del factor f de la turbina a gas: el factor f de la turbina a gas es la relación de la variación de exergía de la turbina entre la exergía cedida por el combustible durante la combustión en la cámara de combustión.

$$f_{tg} = \frac{DB_{tg}}{B_{gn}} \quad (3.51)$$

3.2.1.4 MODELO TERMOECONÓMICO DEL SUBSISTEMA TURBINA A GAS

Aquí son presentadas las ecuaciones para determinar los costos de producción de utilidades, utilizando o método de partición de costos, toda vez que el equipamiento/componente estudiado genera más de un producto.

El balance de costos en base exergética puede ser escrito en la forma general:

$$\sum c_p \dot{B}_p = \sum c_i \dot{B}_i + \sum C_u \quad (3.52)$$

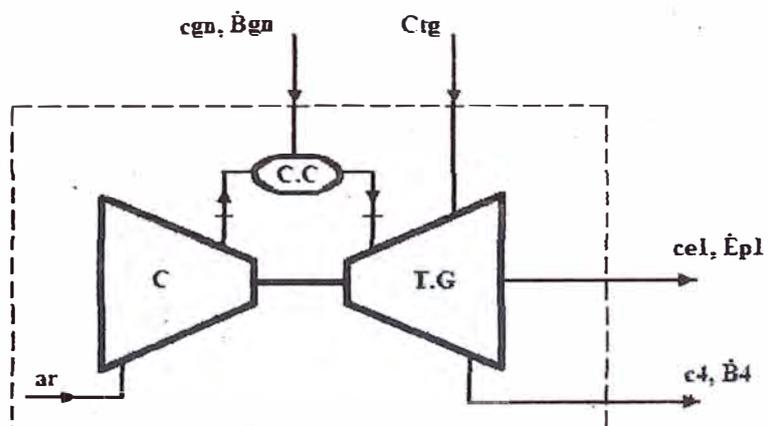


Fig. 3.4 Subsistema Turbina a Gas

Entonces para el sistema turbina a gas es:

$$c_{e1} \dot{E}_{p1} + c_4 \dot{B}_4 = c_{gn} \dot{B}_{gn} + C_{tg} \quad (3.59)$$

En el modelo termoeconómico será utilizado el método de la igualdad de costos:

$$c_{e1} = c_4 \quad (3.40)$$

3.2.2 SUBSISTEMA TURBINA A VAPOR

El subsistema turbina a vapor presenta las ecuaciones que caracterizan un sistema de potencia con turbina a vapor de extracción y condensación, caldera de recuperación, condensador, desairador y bombas de condensado.

3.2.2.1 CALDERA DE RECUPERACIÓN

La caldera de recuperación es tal vez el equipo más importante en el sistema de cogeneración, porque una selección óptima con las verificaciones de las restricciones asociadas:

- Al “Pinch Point”
- A la diferencia de temperaturas entre los gases a la entrada y vapor a la salida de la caldera
- A la temperatura de los gases de escape

Esto nos lleva a un incremento en la eficiencia total del sistema, según Franco y otros. (2002). La ecuación de la caldera de recuperación se entiende mejor, observando la figura 3.4.

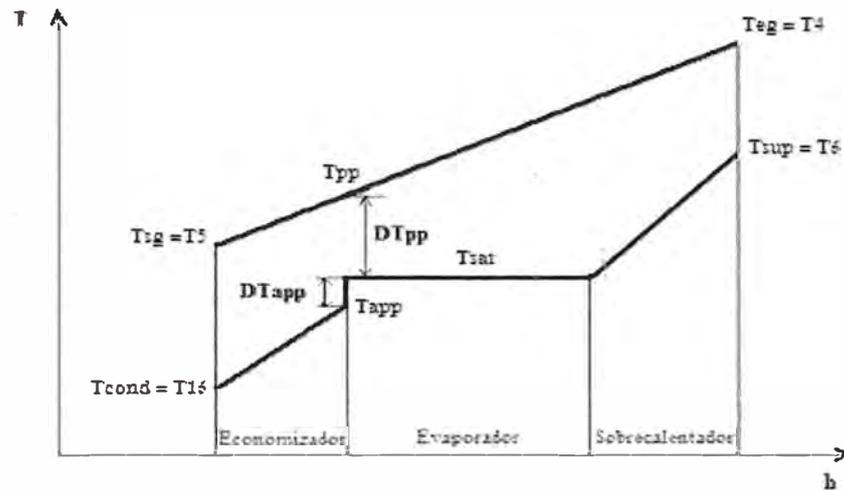


Fig.3.4 – Perfil de temperaturas de la Caldera de Recuperación

Según Ganapathy (1994) es recomendado:

- DT_{pp} tiene un rango de 8 a 17°C
- DT_{app} tiene un rango de 5 a 11°C
- DT tiene un rango de 50 a 150°C

Donde:

$$DT_{pp} = T_{sat} + DT_{pp} \quad (3.41)$$

$$DT_{app} = T_{sat} - T_{app} \quad (3.42)$$

$$DT = T_{sup} + T_{sat} \quad (3.43)$$

A partir de la figura 3.4 se tiene la siguiente relación para el cálculo de la temperatura de la salida de los gases o de chimenea $T_{chimenea}$ de la caldera de recuperación:

$$\frac{T_4 - T_3}{T_4 - T_{pinch}} = \frac{h_6 - h_{16}}{h_6 - h_{app}} \quad (3.44)$$

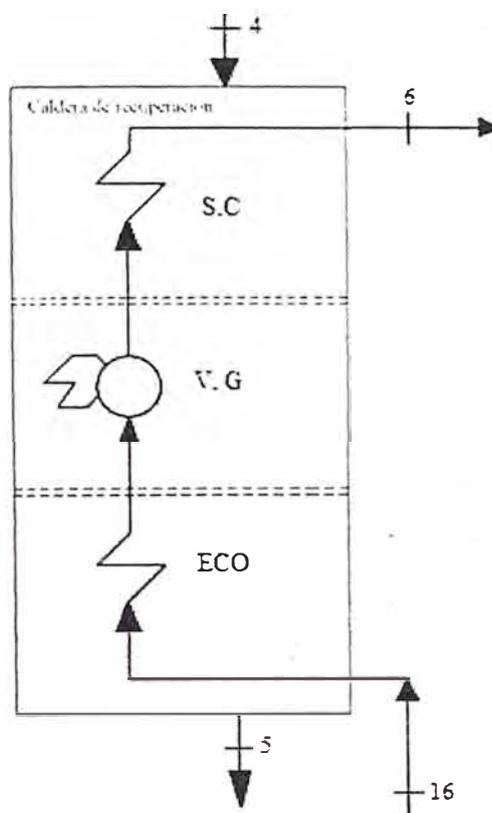


Fig. 3.5 – Caldera de Recuperación

Cálculo de los gases de entrada en la caldera de recuperación (ver fig.3.5):

$$T_4 = T_3 - \eta_{itz} (T_3 - T_{4i}) \quad (3.45)$$

$$T_{4i} = T_4 \left(\frac{1}{R_p} \right)^{\frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_g}} \quad (3.46)$$

Cálculo de la masa de vapor generada en la caldera de recuperación, ver figura 3.6

$$\dot{m}_{vap} = (h_4 - h_5) \left(\frac{\dot{m}_g}{h_g - h_{1g}} \right) \eta_{cald} \quad (3.47)$$

$$\dot{m}_{vap} = \dot{m}_g \quad (3.48)$$

Cálculo del calor rechazado \dot{Q}_{re} y el flujo de calor de la caldera de recuperación \dot{Q}_{cr}

$$\dot{Q}_{re} = \dot{m}_g (h_4 - h_5) \quad (3.49)$$

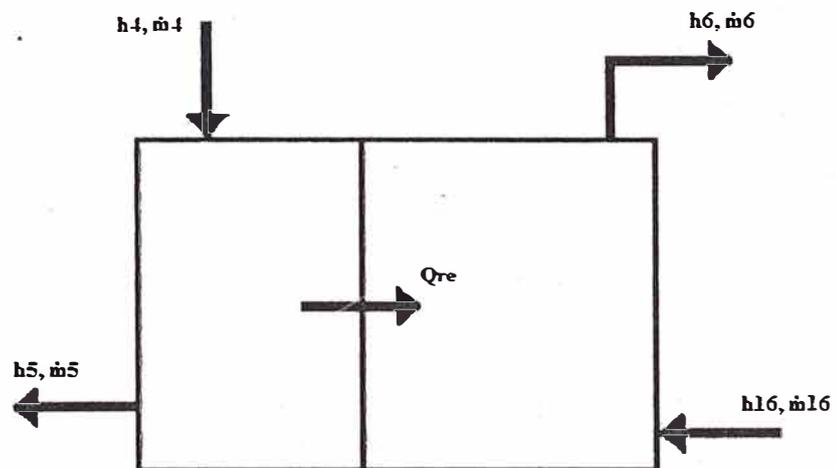


Fig. 3.6 – Balance energético de la caldera de recuperación

$$\dot{Q}_{cald} = \dot{m}_g (h_g - h_{1g}) \quad (3.50)$$

3.2.2.2 TURBINA A VAPOR

En la turbina de vapor a extracción y condensación (ver figura 3.7) se determina la masa de vapor de las extracciones de vapor.

La masa de vapor extraída de la turbina ($\dot{m}_7 = 2.5 \text{ kg/s}$) para un proceso denominado “PROCESO 1”, es dado por las condiciones del proceso.

Cálculo de la masa de vapor extraída (\dot{m}_9), entalpía (h_9), potencia y potencia al eje de la turbina a vapor:

$$\dot{m}_9 = \frac{\dot{m}_8 q_{gs}}{h_9 - h_{10}} \quad (3.51)$$

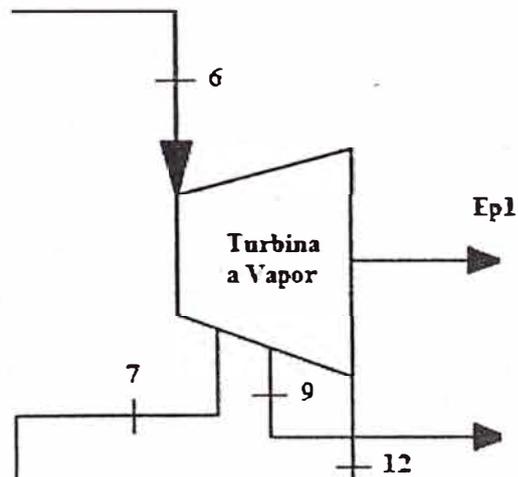


Fig. 3.7 – Turbina a Vapor de Extracción y Condensación

$$h_9 = h_6 - \eta_{it}(h_6 - h_{9i}) \quad (3.52)$$

$$\dot{W}_{tv} = \dot{m}_6 \left[(h_6 - h_7) + \left(1 - \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_6}\right) (h_7 - h_9) + \left(1 - \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_6} - \frac{\dot{m}_9}{\dot{m}_6}\right) (h_9 - h_{12}) \right] \eta_t \quad (3.53)$$

$$\dot{W}_{tv_e} = \dot{W}_{tv} - (\dot{W}_{b1} - \dot{W}_{b3}) \quad (3.54)$$

Cálculo de la exergía que ingresa y exergías que salen de la turbina a vapor:

$$\dot{B}_6 = \dot{m}_6 [(h_6 - h_0) - T_0 (s_6 - s_0)] \quad (3.55)$$

$$\dot{B}_7 = \dot{m}_7 [(h_7 - h_0) - T_0 (s_7 - s_0)] \quad (3.56)$$

$$\dot{B}_9 = \dot{m}_9 [(h_9 - h_0) - T_0 (s_9 - s_0)] \quad (3.57)$$

$$\dot{B}_{12} = \dot{m}_{12} [(h_{12} - h_0) - T_0 (s_{12} - s_0)] \quad (3.58)$$

Cálculo de las variaciones de exergía y potencia eléctrica de la turbina a vapor:

$$D\dot{B}_{tv} = \dot{B}_6 - (\dot{B}_7 + \dot{B}_9 + \dot{B}_{12}) \quad (3.59)$$

$$\dot{E}_{p_{tv}} = \eta_{tr} \eta_{ge} \dot{W}_{s_{tv}} \quad (3.60)$$

$$\eta_{s_{tv}} = \frac{\dot{W}_{tv}}{\dot{Q}_{ts}} \quad (3.61)$$

$$\eta_{b_{tv}} = \frac{\dot{E}_{p_{tv}}}{\dot{B}_6} \quad (3.62)$$

Cálculo de la exergía destruida de la turbina a vapor:

$$\dot{B}_{d_{tv}} = \dot{B}_6 - (\dot{B}_7 + \dot{B}_9 + \dot{B}_{12} + \dot{W}_{tve}) \quad (3.63)$$

Cálculo del factor de la turbina a vapor:

$$f_{tv} = \frac{D\dot{B}_{tv}}{\dot{B}_{comb}} \quad (3.64)$$

3.2.2.3 CONDENSADOR

Cálculo de la exergía y factor del condensador:

$$\dot{B}_{12} = \dot{m}_{12}[(h_{12} - h_0) - T_0(s_{12} - s_0)] \quad (3.65)$$

$$f_{ca_{tv}} = \frac{\dot{B}_{12} - \dot{B}_{13}}{\dot{B}_{comb}} \quad (3.66)$$

3.2.2.4 DESAIREADOR

Cálculo de las exergías que ingresan y salen del desaireador:

$$\dot{B}_{14} = \dot{B}_{13} + \dot{W}_{b_1} \quad (3.67)$$

$$\dot{B}_{11} = \dot{B}_{10} + \dot{W}_{b_2} \quad (3.68)$$

$$\dot{B}_{16} = \dot{B}_{15} + \dot{W}_{b_3} \quad (3.68)$$

$$\dot{B}_B = \dot{m}_7 \left[(h_B - h_{0_{vap}}) - T_0 (s_B - s_{0_{vap}}) \right] \quad (3.69)$$

$$\dot{B}_{15} = \dot{B}_8 + \dot{B}_{11} + \dot{B}_{14} \quad (3.70)$$

Cálculo del factor del desaireador:

$$f_d = \frac{\dot{B}_{15}}{\dot{B}_{comb}} \quad (3.71)$$

Cálculo de las potencias de las bombas y factor de bombas de condensado:

$$\dot{W}_{b_1} = \dot{m}_{13} \frac{v_{b_1} (P_{14} - P_{13})}{R_b} \quad (3.72)$$

$$\dot{W}_{b_2} = \dot{m}_{10} \frac{v_{b_2} (P_{11} - P_{10})}{R_b} \quad (3.73)$$

$$\dot{W}_{b_3} = \dot{m}_{15} \frac{v_{b_3} (P_{16} - P_{15})}{R_b} \quad (3.74)$$

$$f_b = \frac{\dot{W}_{b_1} + \dot{W}_{b_2} + \dot{W}_{b_3}}{\dot{B}_{comb}} \quad (3.75)$$

3.2.2.5 MODELO TERMOECONÓMICO DEL SUBSISTEMA TURBINA A VAPOR

En el modelo termoeconómico del sistema a vapor se utiliza la misma metodología.

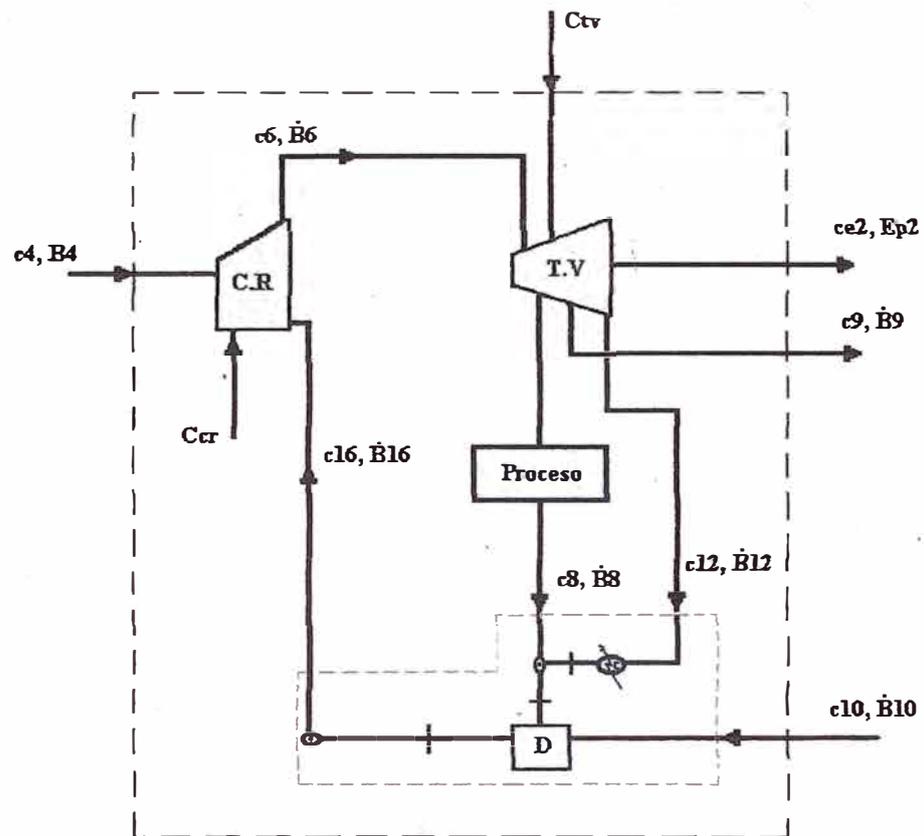


Fig. 3.7 Sub- sistema Turbina a Vapor

Ecuación del balance en la caldera de recuperación:

$$c_6 \dot{B}_6 = c_{16} \dot{B}_{16} + c_4 \dot{B}_4 - C_{cv} \quad (3.76)$$

Ecuación del balance de costo en la turbina a vapor:

$$c_{e2} \dot{E}_{p2} + c_7 \dot{B}_7 + c_9 \dot{B}_9 + c_{12} \dot{B}_{12} = c_6 \dot{B}_6 + C_{cv} \quad (3.77)$$

$$c_{16}\dot{B}_{16} = c_7\dot{B}_7 + c_9\dot{B}_9 + c_{12}\dot{B}_{12} + C \quad (3.78)$$

Utilizando el método de la igualdad de costos:

$$c_{e2} = c_7 = c_9 = c_{12} \quad (3.79)$$

3.2.3 SUBSISTEMA REFRIGERACIÓN A ABSORCIÓN

El sistema de refrigeración a absorción tiene los siguientes parámetros:

Tasa de circulación:

$$\phi = \frac{\dot{X}_c}{X_c - X_d} \quad (3.80)$$

Cálculo del COP:

$$COP = \frac{q_{ev}}{q_{gs} + \frac{0.2}{m_{ev}}TR} \quad (3.81)$$

Cálculo del rendimiento exergético:

$$RB_{ch} = \frac{q_{ev}\theta_{ev}}{q_{gs}\theta_{gs} + \frac{0.2}{m_{ev}}TR} \quad (3.82)$$

Calculando el factor de Carnot θ y la temperatura media logarítmica

T_L :

$$\theta_{ev} = 1 - \left(\frac{T_o}{T_{lev}} \right) \quad (3.83)$$

$$\theta_{gs} = 1 - \left(\frac{T_o}{T_{lgs}} \right) \quad (3.84)$$

$$T_{Lev} = \frac{DT_p}{\ln\left(\frac{T_p + DT_p}{T_p}\right)} \quad (3.85)$$

$$T_{Lge} = \frac{DT_r}{\ln\left(\frac{T_r + DT_r}{T_r}\right)} \quad (3.86)$$

3.2.3.1.GENERADOR

Cálculo del calor transferido al generador

$$q_{ge} = [h_{ce} + (\phi - 1)h_{ds}] - \phi h_{as} \quad (3.87)$$

3.2.3.2 ABSORVEDOR

Cálculo del calor transferido del absorbedor

$$q_{ab} = [(\phi - 1)h_{as} + h_{es}] - \phi h_{cs} \quad (3.88)$$

3.2.3.3 CONDENSADOR

Cálculo del calor transferido del condensador

$$q_{cd} = h_{ce} - h_{cs} \quad (3.89)$$

3.2.3.4 EVAPORADOR

Cálculo del calor transferido al evaporador

$$q_{ev} = h_{es} - h_{es} \quad (3.90)$$

3.2.3.5 MODELO TERMOECONÓMICO DEL SUBSISTEMA DE REFRIGERACIÓN A ABSORCIÓN

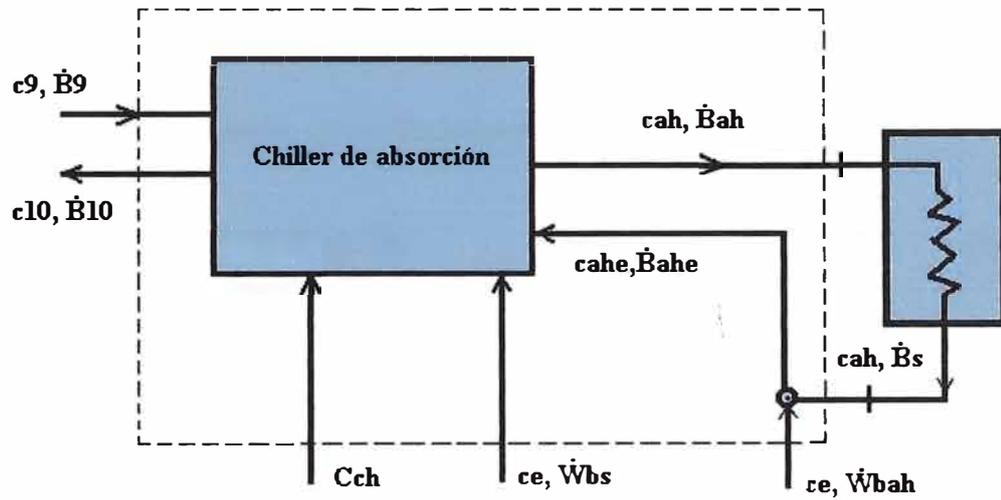


Fig. 3.6 Sub-sistema Refrigeración a Absorción

Cálculo del costo unitario del agua helada

$$c_9 \dot{B}_9 - c_{10} \dot{B}_{10} + c_e \dot{W}_{bs} + C_{b_{ch}} + C_{ch} = c_{ah} \dot{B}_{ah} \quad (3.91)$$

Aplicando el método de igualdad de costos:

$$c_9 = c_{10} \quad (3.92)$$

$$\dot{W}_{b_{ch}} = \dot{W}_{bs} + \dot{W}_{b_{ah}} \quad (3.93)$$

3.3 EFICIENCIAS TOTALES DEL SISTEMA DE TRIGENERACIÓN

Calculando la potencia eléctrica total producida del sistema:

$$\dot{E}_{p_t} = \dot{E}_{p_{tg}} + \dot{E}_{p_{tv}} \quad (3.94)$$

Determinando la relación Calor/Trabajo (β) del sistema:

$$\beta = \frac{Q_{evap} + Q_p}{E_{p_t}} \quad (3.95)$$

Calculando la eficiencia total energética del sistema:

$$\eta_{e_t} = \frac{W_{liq_{tg}} + W_{tv_e} + Q_{evap} + Q_p}{Q_{cc} \times 100} \quad (3.96)$$

Calculando la eficiencia total exergética del sistema:

$$\eta_{b_t} = \frac{W_{liq_{tg}} + W_{tv_e} + Q_{evap} \theta_{evap} + Q_p \theta_p}{E_{comb} \times 100} \quad (3.97)$$

CAPÍTULO 4

4. RESULTADOS DEL ESTUDIO DE SIMULACIÓN

4.1 DESEMPEÑO DEL SISTEMA DE TRIGENERACIÓN

Mediante la aplicación del aplicativo EES (2008), se calcula las propiedades y parámetros del sistema de trigeneración que se muestran en las tablas 4.1, 4.2, 4.3 y 4.4.

Tabla 4.1 Flujos de masa, presión, temperatura y exergías del sub- sistema turbina a gas

Flujo	\dot{m} (kg/s)	T (°C)	P (kPa)	\dot{E} (kJ/s)
1	35.26	25.00	101.33	0
2	35.26	428.30	1,712.00	13,978.00
2'	0.7105	309.68	1,712.00	35,693.00
3	35.97	1,192.00	1,712.00	41,932.86
4		534.80	101.33	9,066.00
5		158.00	101.33	1499.00

Tabla 4.2 Flujos de masa, presión, temperatura y exergías del sub-sistema turbina a vapor

Flujo	\dot{m} (kg/s)	T (°C)	P (kPa)	\dot{B} (kJ/s)
6	5,056	362.80	6000.00	15,050
7	2.386	143.00	700.50	5,130.00
8	2.386	143.00	700.50	30.69
9	2.171	79.98	47.39	4332.00
10	2.171	75.98	47.39	40.90
11	2.171	69.25	700.50	51.33
12	0.4993	44.97	9.59	973.10
13				1,292.00
14		45.03	700.50	1,707.00
15	4.97	80.35		3,342.00
16		81.86	6000.00	3,374.00

Tabla 4.3 Carga térmica en los componentes del sub-sistema de refrigeración a absorción

Componentes	Sección	T (°C)	P(kPa)	Carga Térmica(kW)
Generador	de	66.00	7.40	4,281.00
	ds	61.55		
Condensador	cd	40.00	7.40	3,995.00
Evaporador	ev	2.00	0.70	3,872.00
Absorbedor	ae	19.56	0.70	4,330.00
	as	11.05		

4.2.2 CICLO COMBINADO

El ciclo combinado para generación de potencia eléctrica es mostrado en la fig. 4.2, y está compuesto por dos sub-sistemas conectados en serie térmica: la turbina a gas y la turbina a vapor. La turbina utiliza gas natural como combustible generando electricidad (\dot{E}_{p1}) y los gases rechazados de la combustión son enviados a la caldera de recuperación (sección 4 de la fig. 4.2). La caldera de recuperación produce vapor y es enviado a la turbina de vapor de condensación (sección 6) donde genera potencia eléctrica (\dot{E}_{p2}).

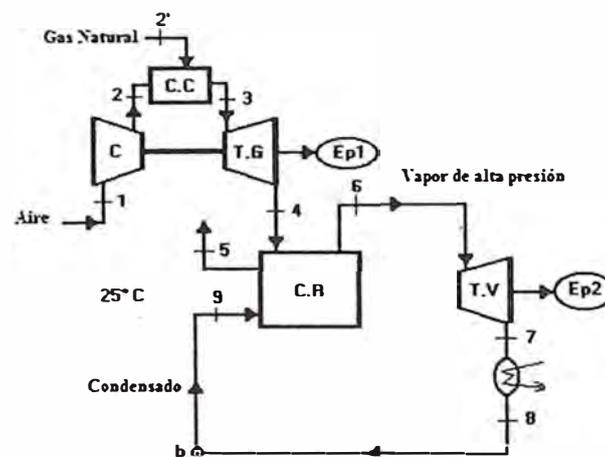


Fig. 4.2 Ciclo Combinado

4.2.3 COMPARACIÓN DE DESEMPEÑO CON LOS OTROS SISTEMAS

En la tabla 4.4 se muestra la comparación de desempeño y eficiencias del sistema de trigeneración con los otros sistemas.

Tabla 4.4 Comparación del desempeño del sistema de trigeneración con los otros sistemas

Sistema	$\dot{E}_{p,c}$ (kW)	$\dot{Q}_{p,v}$ (kW)	\dot{Q}_r (kW)	β	η_e (%)	η_b (%)
Trigeneración	16352	3872	4941	0.539	78.00	53.00
Generación de vapor y de refrigeración a absorción	-	3872	4941	-	45.43	34.31
Ciclo combinado	16352	-	-	-	59.00	42.00

En la figura 4.1 se muestra las eficiencias η_e y η_b de los sistemas en comparación.

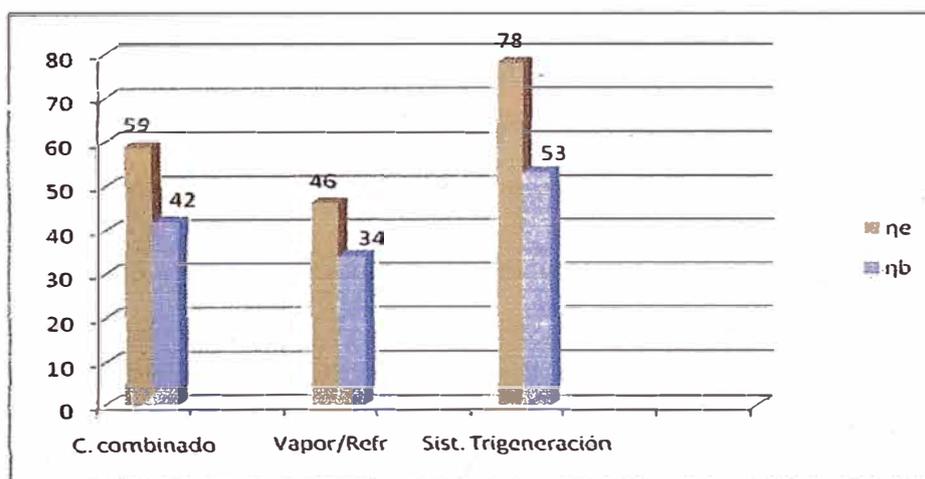


Fig 4.1 Comparación de las eficiencias energéticas y exergética en comparación

4.3 IMPACTO AMBIENTAL DE LOS SISTEMA EN COMPARACIÓN

Los procesos de conversión de energía producen diferentes tipos de impactos sociales y ambientales, dependiendo de la fuente primaria escogida y de las respectivas tecnologías de conversión utilizadas. Los análisis convencionales de costo energético no llevan en cuenta estos impactos y, es por consecuencia, crean una distorsión a favor de las fuentes de energía y/o tecnologías de conversión menos adecuadas, desde el punto de vista social y ambiental (Ferreira y otros, 1997).

De esta forma, es hecha una evaluación preliminar del impacto ambiental provocado por la operación del sistema de Trigeneración, en lo que se refiere a emisiones atmosféricas. Estos resultados son comparados como los impactos ambientales provocados por los sistemas convencionales.

La evaluación tiene como base, los datos levantados por CENBIO (Coelho y otros 2000) sobre los factores de emisión típicos de turbina a gas (sin proceso de reducción de emisiones) y calderas a gas natural, incluyendo CO, CH₄ y NO_x en función del consumo másico del gas natural.

La tabla 4.5, muestra los valores estimados de las tasas de emisiones atmosféricas para el sistema de Trigeneración, Ciclo Combinado y el sistema de generación de Vapor y Refrigeración a Absorción.

La figura 4.2 muestra la producción de tasa de emisiones (t/año).de los tres sistemas en comparación.

La figura 4.3 nos muestra el consumo de gas natural (t/año) de los tres sistemas en comparación.

Tabla 4.5 Consumo de Combustible y Emisiones atmosféricas de los sistemas analizados

Consumo/emisiones	Ciclo Combinado	Generación de Vapor y Refrigeración a Absorción	Sistema de Trigeneración
Consumo de gas Natural (t/año)	22,330	10,388	18,417
NO _x (t/año)	202.00	104.50	185.20
CO (t/año)	34.58	17.88	31.69
CH ₄ (t/año)	6.49	3.35	5.94

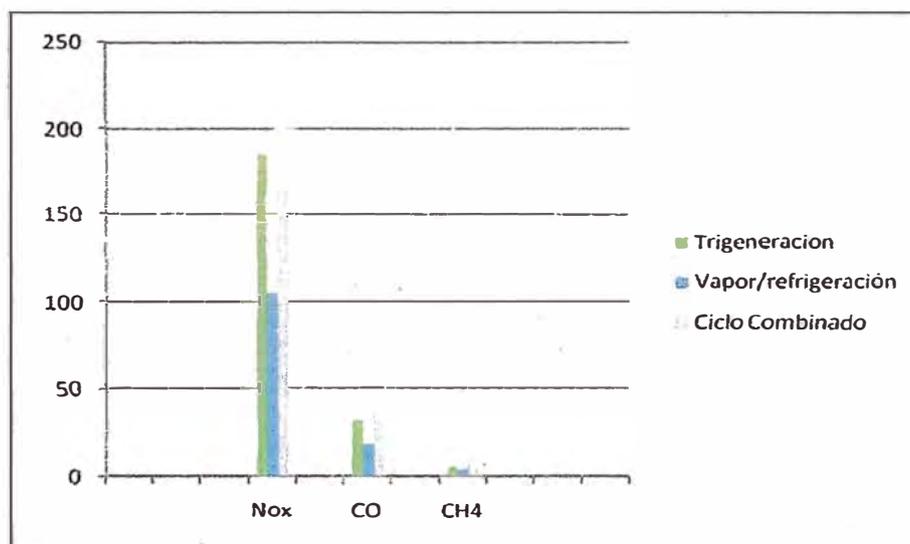


Fig.4.2 Tasa de emisiones (t/año) de los tres sistemas en comparación

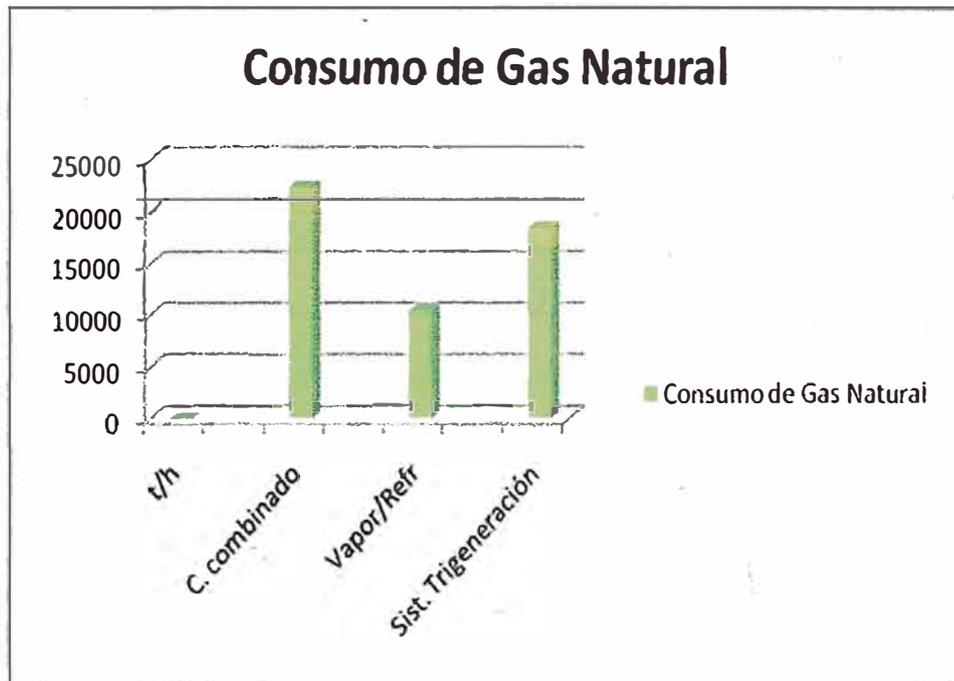


Fig. 4.3 Consumo anual de gas natural de los sistemas en comparación

CAPÍTULO 5

5. ANÁLISIS ECONÓMICO DEL SISTEMA

Cuando evaluamos los costos económicos es necesario calcular dos tipos de datos. Por una parte es necesario considerar el costo de los equipos, teniendo en cuenta los costos de amortización y mantenimiento y por otra parte el costo de combustible consumido (gas natural).

5.1 COSTO TOTAL DEL SISTEMA DE TRIGENERACIÓN

La función C_0 representa el costo total de los insumos consumido por el sistema para obtener el producto deseado o utilidades.

$$C_0 = (\sum c_i B_i + \sum Z_u)_{STG} + (\sum c_i B_i + \sum Z_u)_{STV} + (\sum c_i B_i + \sum Z_u)_{SRA} \quad (5.1)$$

$$C_0 = (\sum c_i B_i + \sum Z_u)_{STT} \quad (5.2)$$

Donde:

$\sum c_i B_i$ representa los costos de inversión

$\sum Z_u$ representa los costos de amortización, mantenimiento y de los componentes del sistema.

$$Z_u = \left[\frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \right] \frac{Z_i}{N} \delta \quad (5.3)$$

Z_i = Costo de los componentes del sistema

i = tasa de interés

n = número de años de recuperación de la inversión

N = número de horas de operación

$$\delta = (1 + fom_f + fom_v + FC)$$

fom_f = Fracción de inversión anual de los gastos fijos de operación y mantenimiento de los componentes;

fom_v = Fracción de inversión anual de los gastos variables de operación y mantenimiento de los componentes;

FC = factor de carga (0 - 1)

5.2 CÁLCULO DEL COSTO DE LAS UTILIDADES Y EL COSTO TOTAL

En el análisis termoeconómico desarrolladas para el sistema de Trigeneración y los otros sistemas se utilizan los siguientes datos:

Costo de combustible (gas natural), es de US\$ 12.10 /MWh;

Costo de turbina a gas, es de US\$400.00/kW ;

Costo de turbina a vapor, es de US\$17081 (\dot{E}_{p2})[€]/kW ;

Costo de caldera de recuperación, es de US\$0.3371 · 10⁶ ($\dot{m}_{2,ap}$)[€]/kW;

Costo de la caldera del sistema a vapor: es de US\$179055 $(\dot{m}_{vapor})^{(0.8415)}$ /kW;

Costo del refrigerador de líquido a absorción: US\$850/TR;

Costo de componentes industriales US\$ 500000.00;

Periodo de amortización de la inversión: 10 años;

N= 8000.00 horas

Factor de carga: 0.80;

Factor de tiempo: 0.913;

Tasa de interés: 12% al año;

Costo anual de operaciones y mantenimiento: 10% del capital invertido.

5.2.1 TURBINA A GAS

$$c_{e1} \dot{E} p_1 + c_4 \dot{B}_4 = c_{gn} \dot{B}_{gn} + Z_{IG} \quad (5.1)$$

En el modelo termoeconómico será utilizado el método de la igualdad de costos:

$$c_{e1} = c_4 \quad (5.2)$$

5.2.2 TURBINA A VAPOR

En el modelo termoeconómico del sistema a vapor se utiliza la misma metodología.

Ecuación del balance en la caldera de recuperación:

$$c_6 \dot{B}_6 = c_{16} \dot{B}_{16} + c_4 \dot{B}_4 + Z_{cr} \quad (5.3)$$

Ecuación del balance de costo en la turbina a vapor:

$$c_{e2} \dot{E}_{p2} + c_7 \dot{B}_7 + c_9 \dot{B}_9 + c_{12} \dot{B}_{12} = c_6 \dot{B}_6 + Z_{rv} \quad (5.4)$$

$$c_{16} \dot{B}_{16} = c_7 \dot{B}_7 + c_9 \dot{B}_9 + c_{12} \dot{B}_{12} + Z_{bcd} \quad (5.5)$$

5.2.3 REFRIGERACIÓN A ABSORCIÓN

Cálculo del costo unitario del agua helada:

$$c_{ah} \dot{B}_{ah} = c_9 \dot{B}_9 - c_{10} \dot{B}_{10} + c_e \dot{B}_{bch} + Z_{ch} \quad (5.6)$$

Aplicando el método de igualdad de costos:

$$c_9 = c_{10} \quad (5.7)$$

En las siguientes tablas comparamos los resultados de los costos de utilidades generadas en base exergética y másica (para el vapor de agua y agua helada) de los tres sistemas (tabla 5.1) (Figs. 5.1, 5.2 y 5.3), las tasa costos totales de los tres sistemas (tabla 5.2) y (Fig. 5.4).

Tabla 5.1 Costos de la producción de las utilidades generadas en base exergética y másica

Sistemas	c_e (US\$/MWh)	c_v (US\$/t)	c_{ah} (US\$/t)
Trigeneración	27.84	16.73	0.2125
Generación de Vapor y Refrigeración a Absorción	-	20.63	0.267
Ciclo Combinado	33.72	-	-

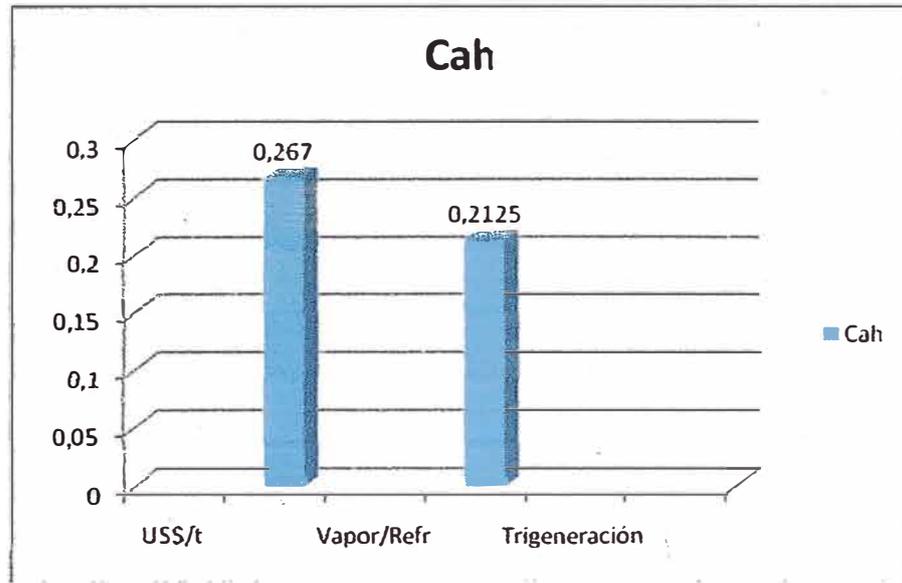


Fig.5.1 Costo de agua helada de los sistemas en comparación

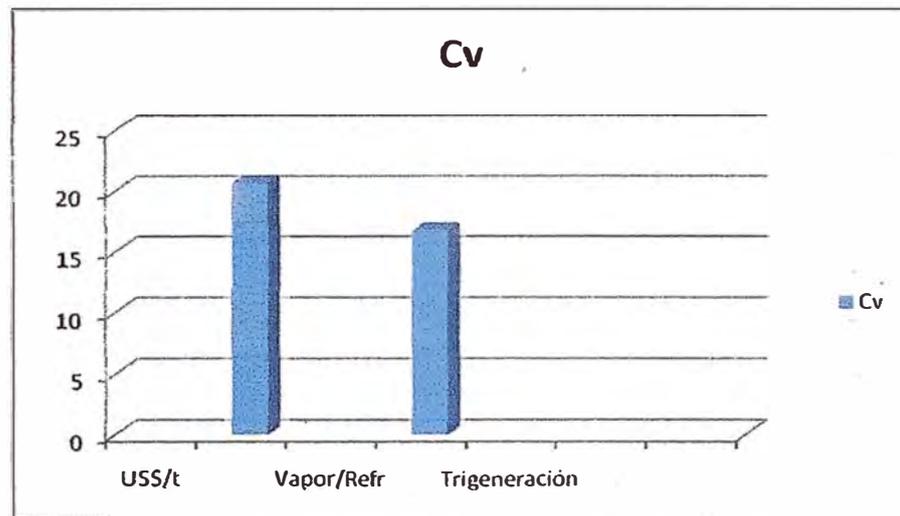


Fig. 5.2 Tasa del costo de vapor entre los sistemas en comparación

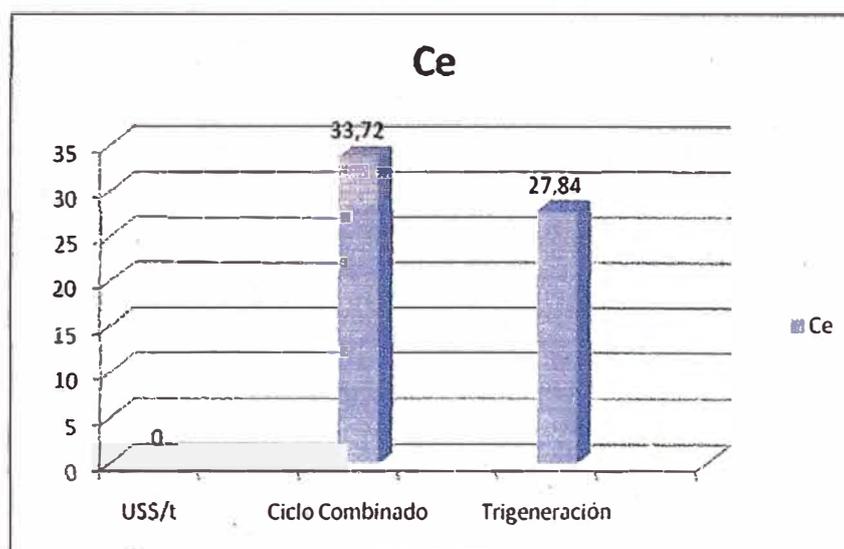


Fig. 5.3 Tasa del costo de electricidad de los sistemas en comparación

Tabla 5.2 Tasa de costos totales de los sistemas en comparación

Tasa de costo	Ciclo Combinado	Generación de Vapor y de Refrigeración a Absorción	Sistema de Trigeración
C_o (US\$/h)	715.00	186.00	595.00

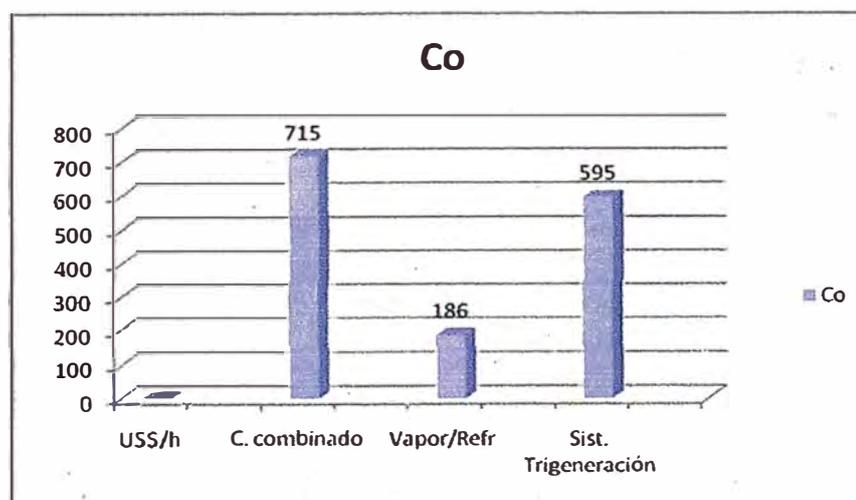


Fig. 5.4 Tasa del costo total de los sistemas en comparación

CONCLUSIONES

Se pudo comprobar que el análisis termoeconómico es una herramienta muy importante para determinar los costos de los productos en sistemas complejos, porque representa la manera más racional para evaluar los flujos de energía (calor/trabajo) para sistemas complicados como es el sistema de Trigeneración.

También se pudo mostrar las ventajas en costos, eficiencia e impacto ambiental del sistema Trigeneración para la producción de electricidad, vapor de proceso y de agua helada para sistemas de aire acondicionado en relación de los otros sistemas en comparación.

En costos porque el sistema de trigeneración economiza o ahorra el 33.90% del costo de inversión en relación a la suma de costos de los otros sistemas para producir los mismos productos.

El costo de electricidad se economiza en un 15%

El costo de agua helada se economiza en un 20%

El costo de vapor de proceso se economiza en un 19%

El sistema de trigeneración consume menos combustible (gas natural) para producir los mismos productos que la suma de los otros sistemas.

También podemos mostrar que con el uso de gas natural, además de ser más económico es un combustible que reduce sensiblemente la emisión de contaminantes al aire.

Para terminar el análisis termoeconómico nos muestra el camino para la optimización de sistemas complejos como son las petroquímicas, químicas y sistemas de cogeneración.

RECOMENDACIONES

Con el análisis termoeconómico podemos determinar las variables independientes para optimizar el sistema de trigeneración. Donde la función objetivo a minimizar sería los costos de los productos, para nuestro caso serían los costos de potencia eléctrica, costo de vapor y costo de agua helada.

Si en el sistema de trigeneración, la turbina a gas fuese aplicado los procesos reducción de emisiones, tendríamos una mejora significativa en relación al impacto ambiental.

Los sistemas trigeneración son ideales para la industria química y petroquímica. También para el sector comercial como shopping, mega plazas, hoteles y hospitales.

BIBLIOGRAFÍA

- Alexis, G.K., Rogdakis, E. D. , 2001. Performance characteristics of two combined ejector absorption cycles. *Applied Thermal Engineering* Vol. 22 Pp. 97-106.
- Athanasovici V., Le Corre O. , Brecq G. , Tazerout M. , 2000. Thermoeconomic analysis method for cogeneration plants, In: *Proceedings of ECOS' 2000*, Nederland, pp. 157-164.
- Bassols J., Kuckelkorn, Langreck J., Schneider R. , Veelken H. , 2002. Trigeneration in the food industry, *Applied Thermal Engineering* 22 595-602.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G. , Moran, M. , 1996. *Thermal Design & Optimisation*. Jho Wiley, New York.
- Bilgen, E., 2000. Exergetic and engineering analyses of gas turbine based cogeneration Systems, *ENERGY* 25. 1215-1229.
- Boehm, R. F., 1987. *Design Analysis of Thermal Systems*. Jhon Wiley & sons Canada.
- Bolland, O. A, 1991. Comparative Evaluation of Advanced Combined Cycle Alternatives, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. April 1991, Vol. 113. pp. 190-197. *Transaction of the ASME*.
- Chin, W.W. El-Masri, M. A. , 1987. Exergy Analysis of Combined Cycles:Part 2— Analysis and Optimization of Two- Pressure Steam Bottoming Cycles, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol.109. pp. 237-243, April 1987. *Transaction of the ASME*.
- Coelho, S. T., Paletta, C. E. M., Freitas, M. A. V. , 2000. editores, *Medidas Mitigadoras para a Redução de Emissões de Gases de Efeito Estufa na Geração Termelétrica*, Brasília, Dupligráfica Ed., 222 p.
- Dirksen, J. A., Terry, A. R. , Duvall, K. N. , Jongen, N. , 2000. Testing of crystalization inhibitors in industrial LiBr solutions. *International Journal of Refrigeration* Vol. 24, pp. 856-859.
- EES, *Engineering Equation Solver*. , 2009. Version 5.020, F – Chart Software.
- El-Sayed, Y. M., Evans, R. B. , 1970. Thermoeconomic and the Design of Heat System. *trans. A. S. M. E. , J. Eng. Power*, Vol. 92, pp. 27-34.

Franco, A., Russo, A., 2001. Combined cycle plant efficiency increase based on the optimization of the heat recovery steam generator operating parameters. *International Journal of Thermal Sciences* 41, pp. 843-859.

Frangopoulos Christos. A., 1992. Optimal synthesis and operation of Thermal Systems by the Thermoeconomic functional Approach. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol.114. pp. 707-714, October. Transaction of the ASME.

Ganapathy, V., 1994. *Steam Plant Calculation Manual*, Marcel Dekker, New York.

Garagatti Arriola, D. W., Oliveira Jr. S., 2003. Tetra-Combined Trigeration System. Thermoeconomic Analysis, 17th International Congress of Mechanical Engineering COBEM2003-1006, São Paulo, SP, Brazil. ABCM. All rights reserved, (CD-Rom).

Garagatti Arriola, D. W., Oliveira Jr. S., 2003. Tetra-Combined System. Exergy and Thermoeconomic Evaluation, ECOS'2003, (CD-Rom).

Garagatti Arriola, D. W., Oliveira Jr. S., 2003. Sistema Tetra-Combinado de Trigerção: Uso Racional do Gás Natural e Minimização do Impacto Ambiental, IV Encontro Brasileiro dos Profissionais do Mercado do Gás. São Paulo, SP, Brasil. p. 13

Garagatti Arriola, D. W., Oliveira Jr. S., 2001. Tetra-Combined Cogeneration System. Exergy and Thermoeconomic Evaluation, HPC'01:cooling, heating and power generation systems. Nottingham, (CD-Rom).

Garagatti Arriola, D. W., 2000. Tri and Tetra Combined Cogeneration Systems, Exergy and Thermoeconomic Evaluation, Master Dissertation (in Portuguese), Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, Brazil.

Ishida, M., Ji, J., 1998. Graphical exergy study on single stage absorption heat transformer. *Applied Thermal Engineering* Vol. 19 Pp. 1191-1206.

Habib, M. A., 1994. First-and Second- Law Analysis of Steam-Turbine Cogeneration Systems, *Journal of Engineering. for Gas Turbines and Power*, vol.116. pp. 15-19, January.

Knoche, K. F. and Hesselmann, k., 1986. Computer-aided engineering of energy systems ASME, AESpVol. 2-3, 35.

Kotas, T., J., 1985. *The Exergy Method of Thermal plant analysis*. Butterworths, London.

Liszka, M., Manfrida, G., Ziebig, A., 2002. Parametric study of HRSG in case of repowered industrial CHP plant. *Energy Conversion and Management*.

Lozano, M. A., Valero, A. , 1993. Theory of the Exergetic Cost, ENERGY 18. 939-960

Maidement G. G., Tozer R. M. , 2002. Combined cooling heat and power in supermarkets, Applied thermal Engineering 22 653-665.

Meunier, F., 2002. Co-and tri-geration contribution to climate change control. Applied Thermal Engineering Vol. 22 Pp. 703-718.

Misra, R. D., Sahoo, P. K, Gupta, A. , 2000. Application of the exergetic cost theory to the LiBr/H₂O vapour absorption system, Energy 27. 1009-1025.

Oliveira Júnior, S. et al. e Huang., 1990. New Structures and New Types of Heat Transformers. Proceedings of the 3rd Brazilian Thermal Science Meeting, vol. II, pp. 883-888, Itapema Brazil.

Oliveira Júnior, S., 1991. Revalorisation des Effluents Thermiques Industriels Analyse Exergétique, Entropique et Economique. These de doctorat de L'Institut National Polytechnique de Lorraine, France.

Oliveira Júnior, S., 1998. Exergy Analysis of Cogeneration and Combined Cycle Plants, Proceeding of the Int. Conference: Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Aspect of Energy Systems (ECOS ' 98), Nancy France.

Preços de gás natural [http:// www.osinergmin.gob.pe](http://www.osinergmin.gob.pe)

Serra, L. , Lozano M. A. , Valero A. ,e Torres C. , 1995, On Average and Marginal Costs inThermoeconomics, ECO'S 95, Istanbul p. 428-435

Szagurt, J. et al., 1988 Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Proceses, Hemisphere Pub. Corp., N. Y.

Rodriguez-Toral, M. A., Morton, W. , Mitchell, D. R. , 2000. Using new packages formodelling, equation orientaed simulation and optimization and optimization of a cogeneration plant. School of chemical Enginnering, University of Edinburgh, The King's Buildings, Mayfield Road, Edinburgh, 14 August.

Royo, F. , J. , 1994. Las ecuaciones carsterísticas de los sistemas térmicos. La energía Libre Relativa. Tesis Doctoral. Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad de Zaragoza.

Talbi, M. M., Agnew, B., 2000. Exergy analysis: absorption refrigerator using lithium bromide and water as the working fluids. Applied Thermal Engineering Vol. 20 pp. 619-630.

Trane Company www.trane.com

Tsatsaronis, G., 1982. Thermoeconomic Analysis of Energy Conversion Process. Dr. Habilitatus Thesis, Technical University Aachen.

Utgikar P. S. , Dubey S. P. , Prasada Rao P. J., 1995, “Thermoeconomic Analysis of Gas Turbine Cogeneration Plant- a Case Study”, Journal of Power and Energy Proc. Instn. Mech Engrs, Vol. 209. November.

Valero, A. et al. , 1986. A General Theory of Exergy Saving. ASME Book H0341C, pp. 1-21.

Valero, A. C. Lozano Serrano, 1994. M. A. Termoeconomía, UNICAMP, Campinas-SP, Brazil.

Viera, S.,Oliveira Jr., S., 1998. Estudo de Sistemas de Cogeração Termelétricas através da Análise Termoeconômica, Proceeding of the 7th Braziliam Congress of Engineering and Thermal Sciences, November 3 – 6, Rio de Janeiro, pp.381-386.

BIBLIOGRAFÍA RECOMENDADA

Erlach B., Serra L., Valero A. , 1999. Structural theory as standard for thermoeconomics. *Energy Conversion & Management* 40 1627-1649.

Ferreira, A.L. , Bajay, S.V., 1997. “Internalização dos Custos Ambientais e Sociais da Geração de Energia Elétrica: Experimental Internacional e Perspectivas Para o Brasil” *Anais do III Congresso Latino Americano de Geração e transmissão de Energia Elétrica*, pp.62-66, Campos de Jordão.

Huang, F.F., 1990, Performance Evaluation of Selected Combustion Gas Turbine Cogeneration Systems Based on First and Second- Law Analysis, *Journal of Eng. for Gas Turbines and Power*, vol.112. pp. 117-121.

Tapia, C. F. , Moran, M. J. , 1986. Computer-aided engineering of energy systems, ASME, AESP. Vol. 2-1, 93.

Tsatsaronis, G., 1993. Thermoeconomic Analysis and Optimization of Energy Systems, *Prog. Energy Combust.Sci.* vol.19, pp. 227-257. Pergamon Press Ltd.

Valdes, M., Rapún, J. L., 2000. Optimization of heat recovery steam generators for combined cycle gas turbine power plants. *Applied Thermal Engineering* Vol. 21 Pp. 1149-1159.

Valero A, Serra L, Lozano MA., 1993. Structural Theory of Thermoeconomics, AES-Vol.30 ASME, p.189-198.

Walter, A. C. S., 1994. Viabilidade e Perspectivas da Cogeração e da Geração Termelétrica junto ao Setor Sucro-Alcooleiro, Tese de Doutorado, UNICAMP, Campinas, p. 259.

APÉNDICE

Anexo 1

Análisis de un sistema de Trigeneración Comercial sin quema adicional

{Datos pedidos}

Wlitg=14294 {Potencia pedida em kW} {Potencia eléctrica de 12.9 MW /Cyclone- Alstom}

Xd=41 { Concentración diluida em %}

TR=1100 {tonelada de refrigeración}

{Ciclo Brayton} {ciclo turbina a gas}

{datos iniciales}

T0=298,15 {K} {25C}

p0=101,325 {kPa}

P[0]=p0

T[0]=T0

Rp=16,9 {Relación de presión}

Ric=0,89 {Rendimiento isoentrópico}

{ " ESTADO DE REFERENCIA PARA EL AIRE " }

har_0=ENTHALPY(Air;T=T0)

sar_0=ENTROPY(Air;T=T0;P=p0)

h[18]=har_0/A1

s[18]=sar_0/A1

{Compresor- análisis exerético}

Bd_c=Wc-B2 {kW}

{ " Estado 1 " }

m[1]=mair

p1=p0

T1=T0

T=273,15

T[1]=T1-T

P[1]=p1

h1=ENTHALPY(Air;T=T1)

{kJ/kmol}

h_1=h1/MOLARMASS(Air)

{kJ/kg}

h[1]=h_1

s1=ENTROPY(Air;T=T1;P=p1) {kJ/kmol-K}
s_1=s1/MOLARMASS(Air) {kJ/kg-K}
s[1]=s_1

Q1=mair*(h1-har_0)/A1
Q[1]=Q1

B1=mair*((h1-har_0)-T0*(s1-sar_0))/MOLARMASS(Air) {kW}
B[1]=B1

{ " Estado 2 " }

p2=Rp*p1
T2=TEMPERATURE(Air;s=s2;P=p2)

T[2]=T2-T
P[2]=p2

m[2]=mair
Mar=2,0852*(1+X/100)*(MOLARMASS(O2)+3,76*MOLARMASS(N2)) {kg/kmol}
mgn=mair*(1/Rm)
T2i=TEMPERATURE(Air;s=s1;P=p2)
h2i=ENTHALPY(Air;T=T2i)
h_2i=h2i/MOLARMASS(Air)
h2=(h2i+h1*(Ric-1))/Ric
h_2=h2/MOLARMASS(Air) {kJ/kg}
h[2]=h_2

s2=ENTROPY(Air; h=h2; P=p2)
s_2=s2/A1
s[2]=s_2

A1=MOLARMASS(Air)

Q2=mair*(h2-har_0)/A1
Q[2]=Q2

B2=mair*((h2-har_0)-T0*(s2-sar_0))/MOLARMASS(Air) {kW}
B[2]=B2

Wc=(h2-h1)/MOLARMASS(Air)*mair {kW} {potencia del compresor}

DBc=B2-B1 {kW} {Variación de exergía del aire en el compresor}
Ic=(T0*(s2-s1))/MOLARMASS(Air)*mair {Irreversibilidad del compresor}

eta_bc=DBc/Wc *100 {Rendimiento exergético do compresor}
fc=Wc/(Bcomb*mgn) {factor de compresor}

{Cámara de combustión - análisis exergético}

$$Bd_cc=Bgn+B2-B3$$

{Ecuación de la combustión de la quema del gas natural con exceso de aire}

$$\{0.9189CH_4+0.0559C_2H_6+0.0097C_3H_8+0.0005C_4H_{10}+0.0142N_2+0.0008CO_2+2,0852*(1+X/100)(O_2+3.76N_2)\} \Rightarrow z_1CO_2+z_2H_2O+z_3N_2+z_4O_2$$

$$z_1=0,9189+2*0,0558+3*0,0097+4*0,0005+0,0008$$

$$z_2=(4*0,9189+6*0,0558+8*0,0097+10*0,0005)/2$$

$$z_3=0,0142+2,0852*(1+X/100)*3,76$$

$$z_4=(2*0,0008+2*2,0852*(1+X/100)-2*z_1-z_2)/2$$

$$\{\text{Exergía física del combustible:}(0.9189CH_4+0.0559 C_2H_6+0.0097C_3H_8+0.0005C_4H_{10}+0,0142 N_2+0,0008CO_2)+2,0852*(1+X/100) (O_2 +3.76 N_2) \}$$

$$B_{comb_f}=R/16,043*T_0*LN(R_p)/M_{comb}$$

$$\{\text{Exergía química del combustible:}(0.9189CH_4+0.0559 C_2H_6+0.0097C_3H_8+0.0005C_4H_{10}+0,0142 N_2+0,0008 CO_2)+2,0852(1+X/100) (O_2 +3.76 N_2) \}$$

$$\{B_{comb_q}=\sum X_k*B_{ch} X_k + RT_0*(\sum X_k*LN X_k)\}$$

{Valores de la exergía química según Szargut}

$$B_{ch4}=831650$$

{kJ/kmol}

$$B_{ch6}=1495840$$

$$B_{ch8}=2154000$$

$$B_{ch10}=2805800$$

$$B_{o2}=3970$$

$$B_{n2}=720$$

$$B_{co2}=19870$$

$$B_{h2o}=9500$$

$$B_{comb_q}=(0,9189*B_{ch4}+0,0559*B_{ch6}+0,0097*B_{ch8}+0,0005*B_{ch10}+0,0018*B_{co2}+R*T_0*(0,9189*LN(0,9189)+0,0558*LN(0,0558)+0,0097*LN(0,0097)+0,0005*LN(0,0005)+0,0018*LN(0,0018)+0,0142*LN(0,0142)))/M_{comb} \quad \{\text{kJ/kgcomb}\}$$

$$R=8,314 \quad \{\text{kJ/kmol-K}\}$$

$$M_{comb}=0,9189*MOLARMASS(CH_4)+0,0559*MOLARMASS(C_2H_6)+0,0097*MOLARMASS(C_3H_8)+0,0005*MOLARMASS(C_4H_{10})+0,0008*MOLARMASS(CO_2)+0,0142*MOLARMASS(N_2) \quad \{\text{kg/kmol}\}$$

$$B_{comb}=B_{comb_f}+B_{comb_q} \quad \{\text{kJ/kg}\}$$

$$B_{comb_1}=mgn*B_{comb}$$

$$PCI=48400$$

$$Q_{cc}=PCI*mgn$$

$$B_{cc}=mgn*B_{comb} +DBc \quad \{\text{kW}\}$$

$$R_m=Mar/M_{comb}$$

Bgn=Bcomb_1 {kW} {exergia del gas natural}

{Referencia para el cálculo de la exergia de los gases de combustión}

$h0=z1*ENTHALPY(CO2;T=T0)+z2*ENTHALPY(H2O;T=T0)+7,8404*(1,0018+X/100)*ENTHALPY(N2;T=T0)+2,08305*X/100*ENTHALPY(O2;T=T0)$ {kJ/kmol}

$s0=z1*ENTROPY(CO2;T=T0;P=Poc)+z2*ENTROPY(Steam_NBS;T=T0;P=Poh)+7,8404*(1+X/100)*ENTROPY(N2;T=T0;P=Pon)+2,0852*X/100*ENTROPY(O2;T=T0;P=Poo)$ {kJ/kmol-K}

ho=h0/Mgases

so=s0/Mgases

h[0]=ho

s[0]=so

{Presiones parciales de los componentes del combustible}

Poc=0,0335 {kPa}

Poh=2,2

Pon=75,78

Poo=20,39

Icc= DBc+Bcomb_1-B3

{kW}

RBcc=B3/(DBc+Bgn)

$HR=0,9189*enthalpy(CH4;T=T0)+0,0559*enthalpy(C2H6;T=T0)+0,0097*enthalpy(C3H8;T=T0)+0,0005*enthalpy(C4H10;T=T0)+0,0008*enthalpy(CO2;T=T0)+0,0142*enthalpy(N2;T=T0)+2,0852*(1+X/100)*(enthalpy(O2;T=T2)+3,76*enthalpy(N2;T=T2))$

HP = HR {Adiabático}

$HP=z1*enthalpy(CO2;T=T3)+z2*enthalpy(H2O;T=T3)+z3*enthalpy(N2;T=T3)+z4*enthalpy(O2;T=T3)$

X=200 {exceso de aire}

$Mgases=z1*MOLARMASS(CO2)+z2*MOLARMASS(Steam_NBS)+7,8404*(1,018+X/100)*MOLARMASS(N2)+2,0852*X/100*MOLARMASS(O2)$ {kg/kmol}

{Turbina a gas- análisis exergético}

Bd_tg=B3-Wtg-B4

{

{estado 20}

cáculo da temperatura do gás natural na entrada da câmara de combustão da turbina a gás

m20=mgn

m[20]=m20

$$T20=T1*(P3/P1)^{(k-1)/K}$$

$$P20=P3 \text{ {kPa}}$$

$$P[20]=P20$$

$$k=1,31$$

$$\{A=2,5/1,67\}$$

$$T[20]=T20-T$$

$$B3=Bgn$$

$$B[20]=B20$$

{ " Estado 3 " }

$$m[3]=mg$$

$$T[3]=T3-T$$

$$h3=(z1*ENTHALPY(CO2;T=T3)+z2*ENTHALPY(H2O;T=T3)+7,8404*(1,0018+X/100)*ENTHALPY(N2;T=T3)+2,0852*X/100*ENTHALPY(O2;T=T3)) \text{ {kJ/kmol}}$$

$$h_3=h3/Mgases$$

$$h[3]=h_3$$

$$s3=z1*ENTROPY(CO2;T=T3;P=P3c)+z2*ENTROPY(Steam_NBS;T=T3;P=P3h)+7,8404*(1,0018+X/100)*ENTROPY(N2;T=T3;P=P3n)+2,0852*X/100*ENTROPY(O2;T=T3;P=P3o) \text{ {kJ/kmol-K}}$$

$$s_3=s3/Mgases$$

$$s[3]=s_3$$

$$Q3= mg*(h3-h0)/Mgases$$

$$Q[3]=Q3$$

$$B3=(mair+mgn)*(h3-h0-T0*(s3-s0))/Mgases \text{ {kW}}$$

$$B[3]=B3$$

{Presiones parciales de los productos de la combustión}

$$P[3]=p3$$

$$p3=p2$$

$$P3c=z1*p3/Moles$$

$$P3h=z2*p3/Moles$$

$$P3n=7,8404*(1,0018+X/100)*p3/Moles$$

$$P3o=2,0852*X/100*p3/Moles$$

$$Moles=(z1+z2+7,8404*(1,0018+X/100)+2,0852*X/100)$$

$$Rit=0,89$$

$$Kg=1,33$$

{ " Estado 4 " }

$$T4i=T3*(1/Rp)^{(Kg-1)/Kg}$$

$$T4=(T3-Rit*(T3-T4i)) \text{ {V.Ganapathy : T4= 427 -->537 C}}$$

$$T[4]=T4-T$$

$h_4 = (z_1 \cdot \text{ENTHALPY}(\text{CO}_2; T=T_4) + z_2 \cdot \text{ENTHALPY}(\text{H}_2\text{O}; T=T_4) + 7,8404 \cdot (1,0018 + X/100) \cdot \text{ENTHALPY}(\text{N}_2; T=T_4) + 2,0852 \cdot X/100 \cdot \text{ENTHALPY}(\text{O}_2; T=T_4)) \{ \text{J/kmol} \}$
 $h_4 = h_4 / \text{Mgases}$
 $h[4] = h_4$

$s_4 = (z_1 \cdot \text{ENTROPY}(\text{CO}_2; T=T_4; P=P_{4c}) + z_2 \cdot \text{ENTROPY}(\text{Steam NBS}; T=T_4; P=P_{4h}) + 7,8404 \cdot (1,0018 + X/100) \cdot \text{ENTROPY}(\text{N}_2; T=T_4; P=P_{4n}) + 2,0852 \cdot X/100 \cdot \text{ENTROPY}(\text{O}_2; T=T_4; P=P_{4o})) \{ \text{kJ/kmol-K} \}$
 $s_4 = s_4 / \text{Mgases}$
 $s[4] = s_4$

$m[4] = m_g$

$Q_4 = m_g \cdot (h_4 - h_0) / \text{Mgases}$
 $Q[4] = Q_4$

$B_4 = (m_{air} + m_{gn}) \cdot (h_4 - h_0 - T_0 \cdot (s_4 - s_0)) / \text{Mgases} \quad \{ \text{kW} \}$
 $B[4] = B_4$

{ Presiones parciales de los gases en la salida de la turbina a gas }

$P[4] = p_4$
 $p_4 = p_1$
 $P_{4c} = z_1 \cdot p_1 / \text{Moles}$
 $P_{4h} = z_2 \cdot p_1 / \text{Moles}$

$P_{4n} = 7,8404 \cdot (1,0018 + X/100) \cdot p_1 / \text{Moles}$
 $P_{4o} = 2,0852 \cdot X/100 \cdot p_1 / \text{Moles}$

{ " Estado 5 " }

$\text{GSR} = m_g / m_{\text{vap}} \quad \{ \text{V. Ganapathy : GSR} = 5,5 \rightarrow 7 \}$
 $m[5] = m_g$

$T_{\text{chim}} = T_4 - ((h_6 - h_{16} \cdot A_2) / (h_6 - h_w)) \cdot (T_4 - T_{\text{pinch}})$
 $\{ T_{\text{chim}} = T_5 - ((h_6 - h_{16} \cdot \text{MOLARMASS}(\text{Water})) / (h_6 - h_w)) \cdot (T_5 - T_{\text{pinch}}) \}$

$\{ T_5 = T_{\text{chim}} \}$
 $T[5] = T_5 - T$

$T_5 = 431$

$h_{\text{chim}} = h_5$

$h_5 = (z_1 \cdot \text{ENTHALPY}(\text{CO}_2; T=T_5) + z_2 \cdot \text{ENTHALPY}(\text{H}_2\text{O}; T=T_5) + 7,8404 \cdot (1,0018 + X/100) \cdot \text{ENTHALPY}(\text{N}_2; T=T_5) + 2,08352 \cdot X/100 \cdot \text{ENTHALPY}(\text{O}_2; T=T_5)) \{ \text{kJ/Kmol} \}$

$$h_5 = h5/M_{\text{gases}}$$

$$h[5] = h_5$$

$$s_5 = (z_1 * \text{ENTROPY}(\text{CO}_2; T=T_5; P=P_{5c}) + z_2 * \text{ENTROPY}(\text{Steam_NBS}; T=T_5; P=P_{5h}) + 7,8404 * (1,0018 + X/100) * \text{ENTROPY}(\text{N}_2; T=T_5; P=P_{5n}) + 2,0852 * X/100 * \text{ENTROPY}(\text{O}_2; T=T_5; P=P_{5o})) \text{ {kJ/kmol-K}}$$

$$s_5 = s5/M_{\text{gases}}$$

$$s[5] = s_5$$

$$m_g = m_{\text{air}} + m_{\text{gn}}$$

$$Q_5 = m_g * (h_5 - h_0) / M_{\text{gases}}$$

$$Q[5] = Q_5$$

$$B_5 = m_g * (h_5 - h_0 - T_0 * (s_5 - s_0)) / M_{\text{gases}}$$

$$B[5] = B_5$$

{Presiones parciales de los gases de exhaustión en la chimenea}

$$P[5] = p_5$$

$$p_5 = p_4$$

$$P_{5c} = z_1 * p_5 / \text{Moles}$$

$$P_{5h} = z_2 * p_5 / \text{Moles}$$

$$P_{5n} = 7,8404 * (1,0018 + X/100) * p_5 / \text{Moles}$$

$$P_{5o} = 2,0852 * X/100 * p_5 / \text{Moles}$$

{Potencia generada por los gases en la turbina}

$$W_{tg} = (m_{\text{air}} + m_{\text{gn}}) * (h_3 - h_4) / M_{\text{gases}} \quad \text{{kW}}$$

{Potencia líquida de la turbina}

$$W_{litg} = W_{tg} - W_c \quad \text{{kW}}$$

$$DB_{tg} = B_3 - B_4 \quad \text{{kW}} \quad \text{{Variación de exergía de los gases en la turbina a gas}}$$

$$I_{tg} = (m_{\text{air}} + m_{\text{gn}}) * T_0 * (s_4 - s_3) / M_{\text{gases}} \quad \text{{kW}} \quad \text{{Irreversibilidad de la turbina a gas}}$$

$$\eta_{\text{etg}} = W_{litg} / (m_{\text{gn}} * \text{PCI}) * 100$$

$$\eta_{\text{btg}} = (W_{litg} + B_4) / B_3 * 100$$

$$n_g = 0,95$$

$$n_{tr} = 0,95$$

$$E_{p_tg} = n_{tr} * n_g * W_{litg} \quad \text{{kW}}$$

$$f_{tg} = DB_{tg} / (B_{\text{comb}} * m_{\text{gn}}) \quad \text{{factor de turbina a gas}}$$

$$c_{ctg} = M_{\text{comb}} / W_{litg} \quad \text{{consumo específico de combustible de la turbina a gas}} \quad \text{{kg comb/kW-h}}$$

$$c_{pg} = 1,063 \quad \text{{kJ/kg-K}}$$

{Ciclo Rankine}

{ " ESTADO DE REFERENCIA PARA EL VAPOR " }

Hovap = ENTHALPY(STEAM; P = p0; T = T0)

Sovap = ENTROPY(STEAM; P = p0; T = T0)

h[19]=Hovap/A2

s[19]=Sovap/A2

{ " Estado 6 " }

Tw=T_sat-10

{approach}

hw=ENTHALPY(Steam; T=Tw; P=P6) {kJ/kmol}

h_w=hw/A2

hvs_a=h6/A2 {kJ/kg}

m6=((h4-h5)/Mgases*(mair+mgn))*R_ecald/(h6/A2 -h16) {kgvapor/s} {mvap en la caldera}

m_vap=m6*3,6

m[6]=m6 {kg/s}

TH=m_vap*3,6

{ton/hdevapor}

A2=MOLARMASS(Steam)

A3=MOLARMASS(Water)

P_cald=6000 {kPa}

P6=P_cald

P[6]=P6

T_sup=T6

T6=T_sat+delta_T

delta_T=87,2

T[6]=T6-T

h_sup=h6

h6=ENTHALPY(Steam_NBS; T=T6; P=P6) {kJ/kmol}

h_6=h6/A2

h[6]=h_6

s6=ENTROPY(Steam_NBS; T=T6; P=P6)/MOLARMASS(Steam)

s_6=s6

s[6]=s_6

s_sup=s6

Qre= mg*(h_4-h_5) {kW}

Qcald=m6*(h6-h16)/A2

DBcald=B4-B5

{{(m6*(h6/MOLARMASS(Steam)-h14) -T0*(s6-

s14))}

{Icald =2000} {kW}

eta_bcald= B6/(B4+B16)*100 {Rendimiento exergético en la caldera}
fcald=DBcald/(Bcomb*mgn)
R_ecal=0,8

Q6=m6*(h6-Hovap)/A2
Q[6]=Q6

B6=m6*(((h6-Hovap)/A2)-T0*(s6-Sovap)/A2) {kW}
B[6]=B6

v_6=Volume(Steam_NBS;T=T6;P=P6) {m3/kmol}

v[6]=v_6/A2 {m3/kg}

{Turbina a vapor-análisis Exergético}

Bd_tv=B6-Wtve-B7-B9-B12

{PROCESO 1}

{ "Estado 7" }

m7=2,3855 { 6 t/h=1,67 kg/s} {dato}
m[7]=m7
m_p=m7*3,6 {t/h}

v_7=Volume(Steam_NBS;T=T7;P=P7) {m3/kmol}

v[7]=v_7/A2 {m3/kg}

Q7=m7*(h7-Hovap)/MOLARMASS(Steam)
Q[7]=Q7

Qp=m7*(h7-h8)/MOLARMASS(Water)

P7= 700,5 {kPa} {dato}
P[7]=P7

T7= TEMPERATURE(Steam_NBS; P=P7; v=v_7)
T[7]=T7-T

x7i=(s7i-sf7)/(sg7-sf7)

sf7=ENTROPY(Water;x=0;P=P7)/MOLARMASS(Water)

sg7=ENTROPY(Water;x=1;P=P7)/MOLARMASS(Water)

theta_p=1-T0/T13

$$T13=DTp1/LN(Tp1/(Tp1-DTp1))$$

$$DTp1=10$$

$$Tp1=70+273,2$$

$$h7i=ENTHALPY(Steam_NBS; x=x7i; P=P7) \quad \{OJO\}$$

$$h_7i=h7i/A2$$

$$h7= h6-Rit*(h6-h7i) \quad \{kJ/kmol\}$$

$$h_7=h7/A2 \quad \{kJ/kg\}$$

$$h[7]=h_7$$

$$s7=ENTROPY(Steam; T=T7; P=P7)$$

$$s7i=s6 \quad \{kJ/kg-K\}$$

$$s_7=s7/A2$$

$$s[7]=s_7$$

$$s_7i=s7i$$

$$B7= m7* ((h7-Hovap)/A2-T0*((s7-Sovap)/A2))$$

$$B[7]=B7$$

{ "Estado 8" }

$$m8=m7$$

$$m[8]=m8$$

$$v_8=Volume(Water;T=T8;P=P8) \quad \{m3/kmol\}$$

$$v[8]=v_8/A2 \quad \{m3/kg\}$$

$$P8= P7 \quad \{kPa\} \quad \{dado\}$$

$$P[8]=P8$$

$$T8=TEMPERATURE(Water; P=P8; v=v_8)$$

$$T[8]=T8-T$$

$$h8=ENTHALPY(Water; T=T8; P=P8)$$

$$h_8=h8/A2$$

$$h[8]=h_8$$

$$s8=ENTROPY(Water; x=0; P=P8)$$

$$s_8 = s_8 / \text{MOLARMASS}(\text{Water})$$

$$s[8] = s_8$$

$$Q_8 = m_8 * (h_8 - H_{\text{ovap}}) / A_2$$

$$Q[8] = Q_8$$

$$B_8 = m_8 * ((h_8 - H_{\text{ovap}}) / \text{MOLARMASS}(\text{Water}) - T_0 * (s_8 - S_{\text{ovap}}) / \text{MOLARMASS}(\text{Water}))$$

$$B[8] = B_8$$

{ "Estado 9 " }

$$m_9 = (m_e * q_{ge}) / (h_9 / \text{MOLARMASS}(\text{Steam}) - h_{10}) \text{ {kW}}$$

$$m[9] = m_9$$

$$\{m_e = 1.657\}$$

$$v_9 = \text{Volume}(\text{Steam_NBS}; T=T_9; P=P_9) \text{ {m}^3/\text{kmol}}$$

$$v[9] = v_9 / A_2 \text{ {m}^3/\text{kg}}$$

$$P_9 = 47,39 \text{ {kPa}}$$

$$P[9] = P_9$$

{kPa}

$$x_{9i} = (s_{9i} - s_{f9}) / (s_{g9} - s_{f9})$$

$$h_{f9} = \text{ENTHALPY}(\text{Water}; x=0; P=P_9) / \text{MOLARMASS}(\text{Water})$$

$$s_{f9} = \text{ENTROPY}(\text{Water}; x=0; P=P_9) / \text{MOLARMASS}(\text{Water})$$

$$s_{g9} = \text{ENTROPY}(\text{Steam}; x=1; P=P_9) / \text{MOLARMASS}(\text{Steam})$$

$$T_{9i} = \text{TEMPERATURE}(\text{Steam_NBS}; h=h_{9i}; P=P_9)$$

$$T_9 = \text{TEMPERATURE}(\text{Steam_NBS}; v=v_9; P=P_9)$$

$$T[9] = T_9 - T$$

$$h_{9i} = \text{ENTHALPY}(\text{Steam}; x=x_{9i}; P=P_9)$$

$$h_9 = h_{9i} / A_2$$

$$h_9 = h_6 - R_{it} * (h_6 - h_{9i})$$

$$h_9 = h_9 / A_2$$

$$h[9] = h_9$$

$$s_9 = \text{ENTROPY}(\text{Steam_NBS}; T=T_9; P=P_9) / \text{MOLARMASS}(\text{Steam})$$

$$s_9 = s_9$$

$$s[9] = s_9$$

$$s_{9i} = s_6$$

$$s_9 = s_{9i}$$

$$Q_9 = m_9 * (h_9 - H_{\text{ovap}}) / A_2$$

$$Q[9] = Q_9$$

$$Q_{ger} = m_9 * (h_9 / \text{MOLARMASS}(\text{Steam}) - h_{10})$$

$$B9 = m9 * ((h9 - H_{ovap}) / A3) - T0 * (s9 - S_{ovap} / A3) \quad \{kW\}$$

$$B[9] = B9$$

{Potencia de la turbina a vapor}

$$W_{tv} = (m6 * ((h6 - h12) / \text{MOLARMASS}(\text{Steam})) - m7 * ((h7 - h12) / \text{MOLARMASS}(\text{Steam})) + m9 * ((h9 - h12) / \text{MOLARMASS}(\text{Steam}))) \quad \{kW\}$$

$$W_{tve} = W_{tv} - (W_{b1} + W_{b2} + W_{b3})$$

{Rendimiento energético y rendimiento exergetico de la turbina a vapor}

$$\eta_{etv} = W_{tve} / Q_{cald} * 100$$

$$\eta_{btv} = 0,24 * (W_{tve} + B7 + B9 + B12) / B6 * 100$$

$$DB_{tv} = B6 - (B7 + B9 + B12)$$

$$I_{tv} = (B6 - B7 - B9 - B12 - W_{tve}) \quad \{kW\} \quad \{\text{Irreversibilidad de la turbina}\}$$

{Electricidad producida por la turbina a vapor}

$$E_{p_tv} = n_{tr} * n_g * W_{tve}$$

{factor f de la turbina y el factor f de la bomba}

$$f_{tv} = DB_{tv} / (B_{comb} * m_{gn})$$

$$f_b = (W_{b1} + W_{b2} + W_{b3}) / (B_{comb} * m_{gn})$$

$$c_{ev} = m6 / W_{tve} \quad \{\text{consumo específico de vapor}\} \quad \{kg \text{ vapor} / kW \cdot h\}$$

{ " Estado 10 " }

$$W_{b1} = m_{10} * v_{b1} * (P_{11} - P_{10}) / R_b$$

$$v_{b1} = \text{VOLUME}(\text{Water}; T=T_{10}; x=0) / \text{MOLARMASS}(\text{Water})$$

$$v_{10} = v_{b1} \quad \{m^3/kg\}$$

$$v[10] = v_{10} / A_2 \quad \{m^3/kg\}$$

$$h_{10} = \text{ENTHALPY}(\text{Water}; x=0; P=P_{10}) / \text{MOLARMASS}(\text{Water})$$

$$h_{10} = h_{10}$$

$$h[10] = h_{10}$$

$$DT_{re} = 4$$

$$T_{10} = T_9 - DT_{re}$$

$$P10=P9$$

$$P[10]=P10$$

$$T[10]=T10-T$$

$$s10=ENTROPY(\text{Water};x=0;P=P10)/\text{MOLARMASS}(\text{Water}) \text{ \{kJ/kg-K\}}$$

$$s_{10}=s10$$

$$s[10]=s_{10}$$

$$Q10=m10*(h10*A2-Hovap)/A2$$

$$Q[10]=Q10$$

$$m10=m9$$

$$m[10]=m10$$

$$B10=m10*((h10-Hovap/A2)-T0*(s10-Sovap/A2))$$

$$B[10]=B10$$

{Exergía destruida de la bomba 1}

$$Bd_bomba1=-(Wb1+B10-B11)$$

{ "Estado 11" }

$$m11=m10$$

$$m[11]=m11$$

$$v_{11}=\text{Volume}(\text{Steam_NBS};T=T11; P=P11) \text{ \{m}^3/\text{kmol}\}}$$

$$v[11]=v_{11}/A2 \quad \{\text{m}^3/\text{kg}\}$$

$$P11=P8$$

$$P[11]=P11$$

$$T11=342,4 \text{ \{ TEMPERATURE(Water; x=0; P=P11) ,342,4\}}$$

$$T[11]=T11-T$$

$$h11= h10+vb1*(P11-P10)/Rb \text{ \{kJ/kg\}}$$

$$h_{11}=h11$$

$$h[11]=h_{11}$$

$$s11=ENTROPY(\text{Water}; x=0,6; P=P11)$$

$$s_{11}=s11/A3$$

$$s[11]=s_{11}$$

$$B11= m11*(4,34*h11-Hovap/A2-T0*(s11/A2-Sovap/A2))$$

$$B[11]=B11$$

{Condensador del ciclo Rankine-análisis exerético}

$$Bd_cdtv=B12- B13 \quad \{kW\}$$

{ " Estado 12 " }

$$m12=m6-m7-m9$$

$$m[12]=m12$$

$$v_12=Volume(Steam_NBS;T=T12;P=P12) \quad \{m^3/kmol\}$$

$$v[12]=v_12/A3 \quad \{m^3/kg\}$$

$$P12=9,59 \quad \{kPa\}$$

$$P[12]=P12$$

$$x12i=(s12i-sf)/(sg-sf)$$

$$sf=ENTROPY(Water;x=0;P=P12)/MOLARMASS(Water)$$

$$sg=ENTROPY(Steam; x=1;P=P12)/MOLARMASS(Steam)$$

$$T12i=TEMPERATURE(Steam; P=P12;h=h12i)$$

$$h12i=ENTHALPY(Steam; x=x12i; P=P12)$$

$$h_12i=h12i/A2$$

$$h12=h6-Rit*(h6-h12i)$$

$$h_12=h12/A2$$

$$h[12]=h_12$$

$$T12=TEMPERATURE(Steam; v=v_12; P=P12)$$

$$T[12]=T12-T$$

$$s12=ENTROPY(Steam; T=T12; P=P12)/MOLARMASS(Steam)$$

$$s_12=s12$$

$$s[12]=s_12$$

$$s12i=s6$$

$$s_12i=s12$$

$$Q12=m12*(h12-Hovap)/A2$$

$$Q[12]=Q12$$

$$B12=m12*((h12-Hovap)/A3-T0*(s12-Sovap/A3)) \quad \{kW\}$$

$$B[12]=B12$$

{ " Estado 13 " }

{Exergia destruida de la bomba 2}

$$Bd_bomba2=-(Wb2+B13-B14)$$

$$m13=m12$$

$$m[13]=m13$$

$$Wb2=m13*vb2*(P14-P13)/Rb$$

$$vb2=VOLUME(Water; x=0; P=P13)/MOLARMASS(Water) \{m^3/kg\}$$

$$v_13=vb2 \quad \{m^3/kg\}$$

$$v[13]=v_13 \quad \{m^3/kg\}$$

$$P13=P12$$

$$P[13]=P13$$

$$T13=TEMPERATURE(Steam; P=P13; x=0)$$

$$T[13]=T13-T$$

$$h13=ENTHALPY(Water; x=0; P=P13)$$

$$h_13=h13/MOLARMASS(Water)$$

$$h[13]=h_13$$

$$s13=ENTROPY(Water; x=0; P=P13)/MOLARMASS(Water)$$

$$s_13=s13$$

$$s[13]=s_13$$

$$Qcdiv=(m13*(h12-h13))/MOLARMASS(Steam)$$

$$DBcdiv=m13*(h12-h13)/MOLARMASS(Steam)-m13*T0*(s12-s13)$$

$$Idcdiv= m13*T0*(s12-s13)$$

$$Ipcdiv=Qcdiv$$

$$Icdiv=Idcdiv+Ipcdiv$$

$$\{Icdiv=m11*T0*(s11-s12)\}$$

{kW}

$$fcdiv=DBcdiv/(Bcomb*mgn)$$

$$Q13=m13*(h13-Hovap)/A3$$

$$Q[13]=Q13$$

$$B13=m13*((h13-Hovap)/MOLARMASS(Water)-T0*(s13-Sovap/MOLARMASS(Water)))$$

$$B[13]=B13$$

{ " Estado 14 " }

$c_{pa}=4,18$ {kJ/kg-K}

$v_{14}=\text{Volume}(\text{Steam_NBS}; T=T14; P=P14)$ {m³/kmol}

$v[14]=v_{14}/A3$ {m³/kg}

$h14=h13/\text{MOLARMASS}(\text{Water})+v_{b2}*(P14-P13)/(Rb)$

$h_{14}=h14$

$h[14]=h_{14}$

$s14=s13$

$s_{14}=s14$

$s[14]=s_{14}$

$T14=\text{TEMPERATURE}(\text{Steam}; P=P14; h=h14*A2)$

$T[14]=T14-T$

{ $W_{b2}/(m13*c_{pa})+T14$ }

$m14=m13$

$m[14]=m14$

$P14=P8$

$P[14]=P14$

$Q14=m14*(h14-H_{ovap}/A3)$

$Q[14]=Q14$

$B14=m14*(h14-H_{ovap}/\text{MOLARMASS}(\text{Water})-T0*(s14-S_{ovap}/\text{MOLARMASS}(\text{Water})))$

$B[14]=B14$

{ " Estado 15 " }

{ Desairador - análisis exergético }

$Bd_desairador=(B14+B11+B8)-B15$

$W_{b3}=m15*v_{b3}*(P16-P15)/Rb$

$v_{b3}=\text{VOLUME}(\text{Water}; P=P15; s=s15)/\text{MOLARMASS}(\text{Water})$ {m³/kg}

$v_{15}=v_{b3}$ {m³/kg}

$v[15]=v_{15}$ {m³/kg}

$m15=m6$

$m[15]=m15$

P15=P7 {kPa}

P[15]=P15

{T15= TEMPERATURE(Water;x=0; P=P15)}

T[15]=T15-T

T15=80,35+273,15

{h=(m14*h14+m11*h11+m8*h8)/m15}

h15=ENTHALPY(Water;x=0;P=P15)/A2 {kJ/kg}

h_15=h15

h[15]=h_15

s15=ENTROPY(Water;h=h15; P=P15)/MOLARMASS(Water)

s_15=s15

s[15]=s_15

Q15=m15*(h15-Hovap/A3)

Q[15]=Q15

B15=m15*(h15-Hovap/MOLARMASS(Water)-T0*(s15-Sovap/MOLARMASS(Water)))

B[15]=B15

{Caldera de recuperación-análisis exergético}

{ " Estado 16 " }

Bd_cald=B4+B16-B6-B5

v_16=Volume(Steam_NBS;T=T7;P=P7) {m3/kmol}

v[16]=v_16/A2 {m3/kg}

T_sat=TEMPERATURE(Steam_NBS; P=P6; x=1) {Temperatura de saturação}

Tpinch=T_sat+30 {pinch}

Rb=0,84

T16=T15+Wb3/(m6*cpa)

T[16]=T16-T

P16=P6

P[16]=P16

h16=(h15+vb3*(P16-P15)/(Rb)) {kJ/kg}

h_16=h16

h[16]=h_16

s16=s15

s_16=s16
s[16]=s_16

Q16=m16*(h16-Hovap/A2)
Q[16]=Q16

B16=m16*((h16-Hovap/A2)-T0*(s16-Sovap/A2)) {kW}
B[16]=B16

m16=m6
m[16]=m16

{Wb3=m15*vb3*(P6-P15)/Rb}

{ Exergía destruida de la bomba4 }

Bd_bomba3=-(Wb3+B15-B16)

{Cálculo del chiller a absorción comercial}

{TR=1100}
qev=hes-hee
qcd=hce-hcs
qge=hce+(f-1)*hds-f*hde
f=Xc/(Xc-Xd)
qab=hes+(f-1)*hae-f*has

COP=qev/(qge+0,02/m_dot_ev*TR)
A=7,5 {dX}
{Q_dot_=Q_dot_abs+Q_dot_cond
C_dot_=Q_dot_evap+Q_dot_sep
Z=Q_dot_-C_dot_}
Xc=Xd+A
Tev=2+273,15{C}
Tcd=40+273,15{C}
Pev=PRESSURE(Steam_NBS;T=Tev;x=1)
Pcd=PRESSURE(Steam_NBS;T=Tcd;x=1)
hcs=ENTHALPY(Steam_NBS;T=Tcd;x=0)/MOLARMASS(Steam)
hee=hcs
hde=H_LIBR('SI';Tde;Xd)
Tde=T_LIBR('SI';Pcd;Xd)
hds=H_LIBR('SI';Tds;Xc)
Tds=T_LIBR('SI';Pcd;Xc)
hae=H_LIBR('SI';Tae;Xc)
Tae=T_LIBR('SI';Pev;Xc)
has=H_LIBR('SI';Tas;Xd)
Tas=T_LIBR('SI';Pev;Xd)
hce=ENTHALPY(Steam_NBS;T=Tce;P=Pcd)/MOLARMASS(Steam)
Tce=(Tds+Tde)/2+273,15

hes=ENTHALPY(Steam NBS;T=Tes;P=Pev)/MOLARMASS(Steam)
Tes=273,15+(Tae+Tas)/2

m_dot_ev=Q_dot_evap/qev
{m_dot_ev1=m_dot_ev{*0,58}}
m_dot_ev=me

Q_dot_sep=m_dot_ev*qge
Q_dot_cond=m_dot_ev*qcd
Q_dot_abs=m_dot_ev*qab
D_dot_1=(Q_dot_sep+Q_dot_evap)-(Q_dot_cond+Q_dot_abs)

q_1=f*(has-hde)
q_2=(hds-hae)*(f-1)
Q_dot_evap=3,52 *TR
Qevap=Q_dot_evap
D_dot_2=(q_2+q_1)*m_dot_ev
B_dot_evap=Q_dot_evap*theta_1
theta_1=abs(1-T0/Tln1)
Tln1=(Tws-Twe)/LN(Tws/Twe)
Twe=7+273,15
Tws=14,5+273,15
DTp=7,5
B_dot_ge=m_dot_ev*qge*theta_2
theta_2=abs(1-T0/Tln2)
Tln2=DTre/LN(T9/T10)

W_dot_bs=0,02*Q_dot_evap

{Pcog=P9}
RBch=DBch/(qge*theta_2+0,02/m_dot_ev*TR)
DBch=qev*theta_1

{Cálculo de los rendimientos totales}

{Potencia eléctrica total producida}

Ep_t=Ep_tg+Ep_tv

{Taxa Calor-Potencia eléctrica}

Beta=((Qevap+Qp)/Ep_t)

{Eficiencia energética del sistema de trigeneración}

eta_e=(Wtve+Wlitg+Qevap+Qp)/Qcc*100 {%

{Eficiencia exergética del sistema de trigeneración}

$$\eta_b = (W_{tve} + W_{litg} + \theta_1 * Q_{evap} + \theta_p * Q_p) / (B_{comb_1}) * 100 \quad \{\%\}$$

{Taxa eficiencia exergética-eficiencia energética}

$$r_n = \eta_b / \eta_e$$

{Análisis Termoeconómico}

$$c_{gn} = 12 \quad \{\text{US\$/MWh}\} \quad \{1 \text{ US\$} = 3,1\$\}$$

$$NHO = 7200 \quad \{h\}$$

$$F.C = 0,75 \quad \{\text{Factor de carga (0 a 1)}\}$$

$$tj = 0,12 \quad \{\text{taxa de interes}\}$$

$$n = 10 \quad \{\text{período de recuperación de la inversión}\}$$

$$FAA = tj / (1 - (1 / (1 + tj)^n)) \quad \{\text{Factor de amortización anual}\}$$

$$f_{omf} = 0,01 \quad \{\text{fracción de inversion inicial de gasto anuales con gastos fijos de operación y mantenimiento de los equipamentos}\}$$

$$f_{omv} = 0,09 \quad \{\text{fracción de inversion inicial de gasto anuales con gastos variables de operación y mantenimiento de los equipamentos}\}$$

$$C_{stg} = 400 * E_{p_tg} \quad \{\text{US\$.}\} \quad \{\text{Costo de la Turbina a Gas}\}$$

$$C_{stv} = C_{tv} + C_{cald_rec} + C_{BDC}$$

$$\{C_{BDC} = C_{Bomb1} + C_{Bomb2} + C_{Bomb3} + C_{desairador} + C_{Cond1} + C_{Cond2} + \text{otros}\}$$

$$C_{BDC} = 40000 \quad \{\text{US\$\}$$

$$C_{tv} = (1872961 * (E_{p_tv} / 1000)^{0,68}) \quad \{\text{US\$\}\} \quad \{\text{Costo de la Turbina a Vapor}\}$$

$$C_{cald_rec} = (2160115 * (Q_{cald} / 26410)^{0,78}) \quad \{\text{US\$.}\} \quad \{\text{Costo de la Caldera de Recuperación}\}$$

$$C_{sche} = C_{ch} + C_{bch}$$

$$C_{bch} = C_{ch} * 0,05 \quad \{\text{US\$\}\} \quad \{\text{Costo de Bombas}\}$$

$$C_{ch} = 300 * TR \quad \{\text{US\$.}\} \quad \{\text{Costo del Chiller}\} \quad \{\text{US\$600/TR}\}$$

$$E_{p_1} = E_{p_tg}$$

$$E_{p_2} = E_{p_tv}$$

$$H = (FAA + f_{omf} + F.C * f_{omv}) / NHO \quad \{1/h\}$$

$$C_p = 50000,000 \quad \{\text{Costo del proceso}\}$$

" Balance termoeconómico del sistema turbina a gas: "

$$c_{gn} * B_{gn} + C_{stg} * H * 1000 = c_{e1} * E_{p_1} + c_{e4} * B_4$$

" igualdad "

$$c_{e1}=c_4$$

" extracción "

$$\{c_{gn}=c_4\}$$

$$c_{gn} \cdot B_{gn} + C_{stg} \cdot H \cdot 1000 = c_{e1} \cdot Ep_1 + c_{gn} \cdot B_4$$

" Balance termoeconómico del sistema turbina a vapor "

{Balance en la caldera de recuperación}

$$c_6 \cdot B_6 = c_4 \cdot (B_4 - B_5) + c_{16} \cdot B_{16} + C_{cald_rec} \cdot H \cdot 1000$$

{Balance en la turbina a vapor}

$$c_{e2} \cdot Ep_2 + c_9 \cdot B_9 + c_{12} \cdot B_{12} + c_7 \cdot B_7 = c_6 \cdot B_6 + C_{tv} \cdot H \cdot 1000$$

$$c_7 = c_8$$

$$c_{11} = c_{10}$$

$$c_{10} = c_9$$

$$c_{14} = c_{12}$$

$$c_8 \cdot B_8 + c_{11} \cdot B_{11} + c_{14} \cdot B_{14} + c_{e_i} \cdot W_{bombas} + C_{BDC} \cdot H \cdot 1000 = c_{16} \cdot B_{16}$$

$$c_{e_i} = (c_{e1} \cdot Ep_1 + c_{e2} \cdot Ep_2) / (Ep_1 + Ep_2)$$

$$W_{bombas} = W_{b1} + W_{b2} + W_{b3}$$

" igualdad "

$$c_{e2} = c_9$$

$$c_{12} = c_9$$

$$c_7 = c_{12}$$

$$\{c_{e2} \cdot (Ep_2 + B_9 + B_{12} + B_{13}) = c_8 \cdot B_8 + C_{tv} \cdot H \cdot 1000\}$$

" extracción "

$$\{c_8 = c_9 = c_{12} = c_{13} = c_{12}\}$$

$$c_{ee2} \cdot Ep_2 = c_8 \cdot (B_8 - B_9 - B_{12} - B_{13}) + C_{tv} \cdot H \cdot 1000$$

$$c9_i=c_9*b_9/3600$$

$$c_v=c9_i$$

$$c9_e=c_8*b_9/3600$$

$$b_9=B9/m9$$

$$c16=c_{16}*b_{16}/3600$$

$$b_{16}=B16/m6$$

$$Cce=(Ep_1*c_{e1}+Ep_2*c_{e2})/1000 \text{ {kW/h}}$$

$$c_e=c_{e1}$$

{Balance en el BDC}

$$c_{13}*B13+c_{12}*B12s+c_7*B7s+ce_i*W_{bombas}+C_{BDC}*H*1000=c_{18}*B18$$

$$\{c_{12}*B13+c_{12}*B12s+c_7*B7s+ce_e*W_{bombas}+C_{BDC}*H*1000=c_{18}*B18\}$$

$$ce_e=(c_{ee1}*Ep_1+c_{ee2}*Ep_2)/(Ep_1+Ep_2)$$

" Balance termoeconómico del sistema chiller Comercial"

$$c_9*(B9-B10)+ce_i*W_{bch}+C_{sche}*H*1000=c_{ag}*DB_{ag}$$

$$cag_i=c_{ag}*b_{ag}/3600 \text{ {US$/t}}$$

$$m_{ag}=Q_{evap}/(c_{pa}*5)$$

$$b_{ag}=DB_{ag}/m_{ag}$$

" igualdad "

$$c_{10}=c_{ag}$$

" extracción "

$$\{c_{10}=c_9\}$$

$$c_9*(B9-B10)+ce_e*W_{bch}+C_{sche}*H*1000=c_{ag}*DB_{ag}$$

$$cag_e=c_{ag}*b_{ag}/3600 \text{ {US$/t}}$$

{Custo global da eletricidade do sistema de cogeração aplicando a análise detalhada}

" igualdad "

$$C_{gag_i} = (c_{ag_i} * DB_ag) / 1000 \quad \{US\$/h\}$$

$$C_{v_i} = c_{9_i} * B9 / 1000 \quad \{US\$/h\}$$

$$C_{sc_i} = C_{ce} + C_{gag_i} + C_{v_i} \quad \{US\$/h\}$$

$$C_0 = C_{ce} + C_{gag_i} + C_{P1_i} \quad \{US\$/h\}$$

$$C_{P1_i} = c_{9_i} * B9 / 1000 \quad \{US\$/h\}$$

{calculos de emissões}

$$\{E = FE * PCI * C\}$$

$$E_{NOx} = 0,187 * PCI * mgn * 28800 * 10^{-6} \quad \{mgn * 3,6 * NHO * 10^2, 23244,48 * 10^{-6}\}$$

$$\{S = 3,6 * NHO = 28800\}$$

$$E[1] = E_{NOx}$$

$$E_{CO} = 0,032 * PCI * mgn * 28800 * 10^{-6}$$

$$E[2] = E_{CO}$$

$$E_{CH4} = 0,006 * PCI * mgn * 28800 * 10^{-6}$$

$$E[3] = E_{CH4}$$

{Consumo anual de gas natural}

$$CAGN = mgn * 3,6 * NHO \quad \{t/año\}$$

{Balance termoeconómico del proceso}

$$c_{9_i} * (B9 - B10) + C_p * H * 1000 = c_{p_i} * Q_p * \theta_p$$

$$c_{pi} = c_{p_i} * b_p / 3600$$

$$b_p = B9 / m9$$

" igualdad "

$$\{c_{9_i} = c_{p_i}\}$$

" extracción "

$$\{c_{9_i} = c_{4_i}\}$$

$$c_{pe} = (C_p * H * 1000 + c_{9_i} * (B9 - B10)) / (Q_p * \theta_p)$$

$$c_{pe} = c_{p_e} * b_p / 3600$$

{Costo global de la electricidad del sistema de trigeneración aplicando al análisis detallado}

$$Cce_i = (Ep_1 * c_{e1} + Ep_2 * c_{e2}) / 1000 \quad \{US\$/h\} \quad \{\text{método de la igualdad}\}$$

$$Cgag_i = (c_{ag} * DB_{ag}) / 1000 \quad \{US\$/h\}$$

$$Csc_i = Cgag_i + Cce_i + c_{pi} \quad \{US\$/h\}$$

$$Cce_e = (Ep_1 * c_{ee1} + Ep_2 * c_{ee2}) / 1000 \quad \{US\$/h\} \quad \{\text{método de la extracción}\}$$

$$Cgag_e = (c_{age} * DB_{ag}) / 1000 \quad \{US\$/h\}$$

$$Csc_e = Cce_e + Cgag_e + c_{pe} \quad \{US\$/h\}$$

$$CT = (C_{stg} + C_{sche} + C_{stv} + c_9_i * B_9) * H + c_{gn} * B_{gn} / 1000 \quad \{US\$/h\}$$

$$c_9_i = c_9 * b_9 / 3600$$

$$c_9_e = c_8 * b_9 / 3600$$

$$b_9 = B_9 / m_9$$

Anexo 2

ANÁLISIS DE UN SISTEMA DE VAPOR CON CALDERA A GÁS Y UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN A ABSORCIÓN

{Datos requeridos}

{ " ESTADO DE REFERENCIA PARA EL AIRE " }

har_0=ENTHALPY(Air;T=T0)
sar_0=ENTROPY(Air;T=T0;P=p0)

h[13]=har_0/A0
s[13]=sar_0/A0

A0=MOLARMASS(Air)

{análisis exergética}

{datos iniciales}

T0=298,15 {K}
p0=101,325 {kPa}

T[0]=T0-T
P[0]=p0

T=273,15

Rp=1

{calculando}

Mar=1,7545*(1+X/100)*(MOLARMASS(O2)+3,76*MOLARMASS(N2)) {kg/kmol}
mair=Mar/MOLARMASS(air)
mgn=m3*((h3-h12)/A1)/(Rcald*((h1-h2)/Mgases))/(1+Rm)
{kgar/s}

{Seção 1}

p1=p0
P[1]=p1

m[1]=mair
{Cámara de combustión de la caldera a gas- análisis exergética}

{Ecuación de la combustión de la quema del gas natural con exceso de aire}

$\{0.81\text{CH}_4+0.029\text{C}_2\text{H}_6+0.004\text{C}_3\text{H}_8+0.002\text{C}_4\text{H}_{10}+0.146\text{N}_2+0.009\text{CO}_2+1,7545*(1+X/100)(\text{O}_2+3.76\text{N}_2) \rightarrow z_1\text{CO}_2+z_2\text{H}_2\text{O}+z_3\text{N}_2+z_4\text{O}_2\}$

$z_1=0,81+2*0,029+3*0,004+4*0,002+0,009$

$z_2=(4*0,81+6*0,029+8*0,004+10*0,002)/2$

$z_3=6,597*(1,022+X/100)$

$\{0,0142+2,0852*(1+X/100)*3,76 \}$

$z_4= 1,7545*X/100$

$\{(2*0,0008+2*2,0852*(1+X/100)-2*z_1-z_2)/2\}$

{exergia física del combustible:(0.81CH₄+0.029 C₂H₆+0.004C₃H₈+0.002C₄H₁₀+0,146 N₂+0,009CO₂)+1,7545(1+X/100) (O₂ +3.76 N₂) }

$B_{\text{comb}f}=R/16,043*T_0*\text{LN}(R_p)/M_{\text{comb}}$

{Exergia química do combustible:(0.81CH₄+0.029 C₂H₆+0.004C₃H₈+0.002C₄H₁₀+0,146 N₂+0,009 CO₂)+1,7545(1+X/100) (O₂ +3.76 N₂) }

$\{B_{\text{comb}q}=\text{SUM } X_k*B_{\text{ch } X_k} + RT_0*(\text{SUM } X_k*\text{LN } X_k)\}$

{Valores de exergia química según Szargut}

$B_{\text{ch}4}=831650$

{kJ/kmol}

$B_{\text{c}2\text{h}6}=1495840$

$B_{\text{c}3\text{h}8}=2154000$

$B_{\text{c}4\text{h}10}=2805800$

$B_{\text{o}2}=3970$

$B_{\text{n}2}=720$

$B_{\text{c}o2}=19870$

$B_{\text{h}2\text{o}}=9500$

$B_{\text{comb}q}=(0,81*B_{\text{ch}4}+0,029*B_{\text{c}2\text{h}6}+0,004*B_{\text{c}3\text{h}8}+0,002*B_{\text{c}4\text{h}10}+0,146*B_{\text{n}2}+0,009*B_{\text{c}o2}+R*T_0*(0,81*\text{LN}(0,81)+0,029*\text{LN}(0,029)+0,004*\text{LN}(0,004)+0,002*\text{LN}(0,002)+0,009*\text{LN}(0,009)+0,146*\text{LN}(0,146)))/M_{\text{comb}}$ {kJ/kgcomb}

$R=8,314$ {kJ/kmol-K}

$M_{\text{comb}}=0,81*\text{MOLARMASS}(\text{CH}_4)+0,029*\text{MOLARMASS}(\text{C}_2\text{H}_6)+0,004*\text{MOLARMASS}(\text{C}_3\text{H}_8)+0,002*\text{MOLARMASS}(\text{C}_4\text{H}_{10})+0,009*\text{MOLARMASS}(\text{CO}_2)+0,146*\text{MOLARMASS}(\text{N}_2)$

{kg/kmol}

$B_{\text{comb}}=B_{\text{comb}f}+B_{\text{comb}q}$

{kJ/kg}

$B_{\text{comb}_1}=m_{\text{gn}}*B_{\text{comb}}$

$\text{PCI}=48400$

$Q_{\text{cc}}=\text{PCI}*m_{\text{gn}}$

$B_{\text{cc}}=m_{\text{gn}}*B_{\text{comb}}$ {+DBc -B3}

{kW}

$R_m=\text{Mar}/M_{\text{comb}}$

$B_{\text{gn}}=B_{\text{comb}_1}$

{kW} {exergia do gás natural}

{Referencia para el cálculo de la exergía de los gases de combustión}

$$h_0 = z_1 * \text{ENTHALPY}(\text{CO}_2; T=T_0) + z_2 * \text{ENTHALPY}(\text{H}_2\text{O}; T=T_0) + 7,8404 * (1,0018 + X/100) * \text{ENTHALPY}(\text{N}_2; T=T_0) + 2,0852 * X/100 * \text{ENTHALPY}(\text{O}_2; T=T_0) \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$s_0 = z_1 * \text{ENTROPY}(\text{CO}_2; T=T_0; P=P_{oc}) + z_2 * \text{ENTROPY}(\text{Steam_NBS}; T=T_0; P=P_{oh}) + 7,8404 * (1,0018 + X/100) * \text{ENTROPY}(\text{N}_2; T=T_0; P=P_{on}) + 2,0852 * X/100 * \text{ENTROPY}(\text{O}_2; T=T_0; P=P_{oo}) \quad \{\text{kJ/kmol-K}\}$$

$$h_o = h_0 / M_{\text{gases}}$$

$$s_o = s_0 / M_{\text{gases}}$$

$$h[0] = h_o$$

$$s[0] = s_o$$

{Presiones parciales de los componentes del combustible}

$$P_{oc} = 0,0335 \quad \{\text{kPa}\}$$

$$P_{oh} = 2,2$$

$$P_{on} = 75,78$$

$$P_{oo} = 20,39$$

{

$$I_{cc} = B_{\text{comb_1}} - B_1$$

{kW}

$$R_{Bcc} = B_1 / (B_{gn})$$

}

{Caldera a gas- análisis exergético}

$$HR = 0,81 * \text{enthalpy}(\text{CH}_4; T=T_0) + 0,029 * \text{enthalpy}(\text{C}_2\text{H}_6; T=T_0) + 0,004 * \text{enthalpy}(\text{C}_3\text{H}_8; T=T_0) + 0,002 * \text{enthalpy}(\text{C}_4\text{H}_{10}; T=T_0) + 0,009 * \text{enthalpy}(\text{CO}_2; T=T_0) + 0,17545 * \text{enthalpy}(\text{N}_2; T=T_0) + 2,0852 * (1 + X/100) * (\text{enthalpy}(\text{O}_2; T=T_0) + 3,76 * \text{enthalpy}(\text{N}_2; T=T_0))$$

$$HP = HR \quad \{\text{Adiabatic}\}$$

$$HP = z_1 * \text{enthalpy}(\text{CO}_2; T=T_1) + z_2 * \text{enthalpy}(\text{H}_2\text{O}; T=T_1) + z_3 * \text{enthalpy}(\text{N}_2; T=T_1) + z_4 * \text{enthalpy}(\text{O}_2; T=T_1)$$

$$X = 200 \quad \{\text{exceso de aire}\}$$

$$M_{\text{gases}} = z_1 * \text{MOLARMASS}(\text{CO}_2) + z_2 * \text{MOLARMASS}(\text{Steam_NBS}) + 7,8404 * (1,0018 + X/100) * \text{MOLARMASS}(\text{N}_2) + 2,0852 * X/100 * \text{MOLARMASS}(\text{O}_2) \quad \{\text{kg/kmol}\}$$

$$T[1] = T_1 - T$$

$$h_1 = (z_1 * \text{ENTHALPY}(\text{CO}_2; T=T_1) + z_2 * \text{ENTHALPY}(\text{H}_2\text{O}; T=T_1) + 7,8404 * (1,0018 + X/100) * \text{ENTHALPY}(\text{N}_2; T=T_1) + 2,0852 * X/100 * \text{ENTHALPY}(\text{O}_2; T=T_1)) \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h_{_1} = h_1 / M_{\text{gases}}$$

$$h[1]=h_1$$

$$s_1=z_1*ENTROPY(CO_2;T=T_1;P=P_{1c})+z_2*ENTROPY(Steam_NBS;T=T_1;P=P_{1h})+7,8404*(1,0018+X/100)*ENTROPY(N_2;T=T_1;P=P_{1n})+2,0852*X/100*ENTROPY(O_2;T=T_1;P=P_{1o}) \text{ {kJ/kmol-K}}$$

$$s_1=s_1/M_{gases}$$

$$s[1]=s_1$$

$$B_1=(m_{air}+m_{gn})*(h_1-h_0-T_0*(s_1-s_0))/M_{gases} \text{ {kW}}$$

$$B[1]=B_1$$

{Presiones parciales de los productos de combustión}

$$P_{1c}=z_1*p_1/Moles$$

$$P_{1h}=z_2*p_1/Moles$$

$$P_{1n}=z_3*p_1/Moles \text{ {7,8404*(1,0018+X/100)}}$$

$$P_{1o}=z_4*p_1/Moles \text{ {2,0852*X/100}}$$

$$Moles=(z_1+z_2+7,8404*(1,0018+X/100)+2,0852*X/100)$$

$$Kg=1,33$$

{Seção 2}

$$m_2=m_{air}+m_{gn}$$

$$m[2]=m_2$$

$$P_2=P_0$$

$$P[2]=P_2$$

$$A_1=MOLARMASS(Steam)$$

$$T_2= T_1-((h_3-h_{12})/(h_3-h_{app}))*(T_1-T_{pinch})$$

$$T[2]=T_2-T$$

$$h_2=(z_1*ENTHALPY(CO_2;T=T_2)+z_2*ENTHALPY(H_2O;T=T_2)+z_3*ENTHALPY(N_2;T=T_2)+z_4*ENTHALPY(O_2;T=T_2)) \text{ {kJ/Kmol}}$$

$$h_2=h_2/M_{gases}$$

$$h[2]=h_2$$

$$s_2=(z_1*ENTROPY(CO_2;T=T_2;P=P_{2c})+z_2*ENTROPY(Steam_NBS;T=T_2;P=P_{2h})+z_3*ENTROPY(N_2;T=T_2;P=P_{2n})+z_4*ENTROPY(O_2;T=T_2;P=P_{2o})) \text{ {kJ/kmol-K}}$$

$$s_2=s_2/M_{gases}$$

$$s[2]=s_2$$

$$B_2=(m_{air}+m_{gn})*(h_2-h_0-T_0*(s_2-s_0))/M_{gases}$$

$$B[2]=B_2$$

$$mg=m_2$$

{Presiones parciales de los gases en la salida de la caldera a gas}

$$P2c=z1*p2/\text{Moles}$$

$$P2h=z2*p2/\text{Moles}$$

$$P2n=z3*p2/\text{Moles}$$

$$P2o=z4*p2/\text{Moles}$$

{Sección 3}

{Ciclo de Vapor}

$$T_{\text{sat}}=\text{TEMPERATURE}(\text{Water}; P=P3; x=1) \quad \{\text{Temperatura de saturación}\}$$

$$T_{\text{pinch}}=T_{\text{sat}}+17 \quad \{\text{pinch}\}$$

$$T_{\text{app}}=T_{\text{sat}}-10 \quad \{\text{approach}\}$$

$$h_{\text{app}}=\text{ENTHALPY}(\text{Water}; x=0; T=T_{\text{app}})$$

$$h_{\text{sat}}=\text{ENTHALPY}(\text{Water}; x=1; P=P3)$$

{ " ESTADO DE REFERENCIA PARA EL VAPOR " }

$$H_{\text{ovap}} = \text{ENTHALPY}(\text{STEAM}; P = p0; T = T0)$$

$$S_{\text{ovap}} = \text{ENTROPY}(\text{STEAM}; P = p0; T = T0)$$

$$h[14]=H_{\text{ovap}}/A2$$

$$s[14]=S_{\text{ovap}}/A2$$

{Caldera de recuperación-análisis exergético}

$$c_{\text{pg}}=1,063 \quad \{\text{kJ/kg-K}\}$$

$$R_{\text{cald}}=0,80 \quad \{Q_{\text{cald}}/Q_{\text{rej}}\}$$

$$Q_{\text{cald}}=Q_{\text{cc}}*R_{\text{cald}} \quad \{m3*(h3-h12)/A1\}$$

$$Q_{\text{rej}}=Q_{\text{cc}}-Q_{\text{cald}}$$

{ $R_{\text{Bcald}}=DB_{\text{cald}}/(B_{\text{comb}}+B10)$ } {Rendimiento exergético em la caldera}

$$m3=m4 \quad \{((h1-h2)/M_{\text{gases}}*(m_{\text{air}}+m_{\text{gn}})*R_{\text{cald}})/((h3-h12)/A1)\} \quad \{\text{kgvapor/kgcomb}\} \quad \{\text{mvap na caldeira}\}$$

$$m[3]=m3$$

$$v=((h1-h2)/M_{\text{gases}}*(m_{\text{air}}+m_{\text{gn}}))*R_{\text{cald}}/((h3-h12)/A1)$$

$$m_{\text{vap}}=m3$$

$$TH=m_{\text{vap}}*3,6 \quad \{\text{ton/h de vapor}\}$$

$$P_{\text{cald}}=1000 \quad \{\text{kPa}\}$$

$$P3=P_{\text{cald}}$$

$$P[3]=P3$$

Tsup=T3
T3=Ts_{sat}+87,2
T[3]=T3-T

h_{sup}=h3
h3=ENTHALPY(Steam_NBS; T=T3; P=P3) {kJ/kmol}
h_3=h3/A1
h[3]=h_3

s3=ENTROPY(Steam_NBS; T=T3; P=P3) {kJ/kmol-K}
s_3=s3/A1
s[3]=s_3

ssup=s3

B3=m3*(h3-H_{ovap} -T0*(s3-S_{ovap}))/A1 {kW}
B[3]=B3

{Sección 4}

m4=m5+m8 {kg/s}
m[4]=m4

P4=700,5 {kPa}
P[4]=P4

T4=TEMPERATURE(Steam_NBS; h=h4; P=P4)
T[4]=T4-T

h4=h3 {ENTHALPY(Steam_NBS; T=T5; P=P5)/MOLARMASS(Steam) } {kJ/kg}
h_4=h4/A1
h[4]=h_4

s4=ENTROPY(Steam_NBS; h=h4; P=P4) {kJ/kg-K}
s_4=s4/A1
s[4]=s_4

B4=m4*(h4-H_{ovap}-T0*(s4-S_{ovap}))/A1 {kW}
B[4]=B4

{Sección 5}

{Proceso 1}

m5= 2,5 {2,5} {kg/s}
m[5]=m5
m_p=m5*3,6

$$Qp=m5*(h5-h6)/A1 \quad \{4941\}$$

$$\text{theta}_p=1,05$$

$$P5=P4$$

$$P[5]=P5$$

$$T5=T4 \{ \text{TEMPERATURE}(\text{Steam_NBS};x=1;P=P6) \}$$

$$T[5]=T5-T$$

$$x5=0,9567$$

$$h5=\text{ENTHALPY}(\text{Steam_NBS}; x=x5; P=P5) \{ \text{kJ/kmol} \}$$

$$h_5=h5/A1$$

$$h[5]=h_5$$

$$s5=\text{ENTROPY}(\text{Steam_NBS};T=T5; P=P5) \quad \{ \text{kJ/kmol-K} \}$$

$$s_5=s5/A1$$

$$s[5]=s_5$$

$$B5=B4-B6 \quad \{ m5*(h5-Hovap-T0*(s5-Sovap))/A1 \} \quad \{ \text{kW} \}$$

$$B[5]=B5$$

{Sección 6}

$$m6=m5$$

$$m[6]=m6$$

$$P6=P5$$

$$P[6]=P6$$

$$T6=T5-10$$

$$T[6]=T6-T$$

$$h6=\text{ENTHALPY}(\text{Steam_NBS};x=0; P=P6) \{ \text{kJ/kg} \}$$

$$h_6=h6/A2$$

$$h[6]=h_6$$

$$s6=\text{ENTROPY}(\text{Steam_NBS};T=T6; P=P6)$$

$$s_6=s7/A2$$

$$s[6]=s_6$$

$$B6=m7*(h7-Hovap-T0*(s7-Sovap))/A2 \quad \{ \text{kW} \}$$

$$B[6]=B6$$

{Sección 7}

$$m7=m3$$

$$m[7]=m7$$

$$P7=P4$$

$$P[7]=P7$$

$$A2=\text{MOLARMASS}(\text{Water})$$

$$T7=\text{TEMPERATURE}(\text{Water};x=0;P=P7)\{387\} \{k\}$$

$$T[7]=T7-T$$

$$h7=\text{ENTHALPY}(\text{Water};x=0;P=P7) \{kJ/kmol\} \{(m6*h6+m11*h11)/m7\}$$

$$h_7=h7/A2$$

$$h[7]=h_7$$

$$s7=\text{ENTROPY}(\text{Water};x=0; P=P7)$$

$$s_7=s7/A2$$

$$s[7]=s_7$$

$$B7=m7*(h7-Hovap-T0*(s7-Sovap))/A2 \quad \{kW\}$$

$$B[7]=B7$$

{Sección 8}

$$m8=m9$$

$$m[8]=m8$$

$$P8=P4$$

$$P[8]=P8$$

$$T8=T4 \quad \{\text{TEMPERATURE}(\text{Steam_NBS};h=h8;P=P8) \ 535,6\}$$

$$T[8]=T8-T$$

$$h8=h9 \quad \{kJ/kmol\}$$

$$h_8=h8/A1$$

$$h[8]=h_8$$

$$s8=\text{ENTROPY}(\text{Steam_NBS};x=1; P=P8) \{kJ/kmol-K\}$$

$$s_8=s8/A1$$

$$s[8]=s_8$$

$$B8=m8*(h8-Hovap-T0*(s8-Sovap))/A1 \quad \{kW\}$$

$$B[8]=B8$$

{Sección 9}

$$m9=(mev*qge)/((h9-h10)/A1)$$

$$m[9]=m9$$

P9=186,4 {kPa}
P[9]=P9

T9=TEMPERATURE(Steam_NBS;h=h9;P=P9) {K}
T[9]=T9-T

h9=ENTHALPY(Steam_NBS; x=1; P=P9) {kJ/kmol}
h_9=h9/A1
h[9]=h_9

s9=ENTROPY(Steam_NBS;x=1; P=P9) {kJ/kmol-K}
s_9=s9/A1
s[9]=s_9

B9=m9*(h9-Hovap-T0*(s9-Sovap))/A1 {kW}
B[9]=B9

{Sección 10}

m10=m9
m[10]=m10

P10=P9
P[10]=P10

T10=T9-10
T[10]=T10-T

vb1=VOLUME(Water; T=T10; x=0)/MOLARMASS(Water)

Wb1=m10*vb1*(P8-P10)/Rb

Rb=0,87

h10=ENTHALPY(Water; x=0; P=P10) {kJ/kmol}
h_10=h10/A2
h[10]=h_10

s10=ENTROPY(Water;T=T10; P=P10) {kJ/kmol-K}
s_10=s10/A1
s[10]=s_10

B10=m10*(h10-Hovap-T0*(s10-Sovap))/A2 {kW}
B[10]=B10

{Sección 11}

m11=m10
m[11]=m11

P11=P8
P[11]=P11

T11=Wb1/(m10*cpa)+T10
T[11]=T11-T

h11=(h10+vb1*(P11-P10)/Rb) {kJ/kmol}
h_11=h11/A1
h[11]=h_11

s11=s10
s_11=s11/A1
s[11]=s_11

B11=m11*(h11-Hovap-T0*(s11-Sovap))/A1 {kW}
B[11]=B11

{Sección 12}

m12=m7
m[12]=m12

P12=P3
P[12]=P12

vb2=VOLUME(Water; x=0; P=P7)/MOLARMASS(Water)

Wb2=m7*vb2*(P12-P7)/Rb

T12=Wb2/(m7*cpa)+T7
T[12]=T12-T

cpa=4,18

h12=ENTHALPY(Water;P=P12;x=0)
h_12=h12/A2
h[12]=h_12

s12=s7
s_12=s12/A2
s[12]=s_12

B12=m12*(h12-Hovap-T0*(s12-Sovap))/A2 {kW}
B[12]=B12

{Cálculo do chiller a absorção comercial}

```
Xd=41
TR=1100
qev=hes-hee
qcd=hce-hcs
qge=hce+(f-1)*hds-f*hde
f=Xc/(Xc-Xd)
qab=hes+(f-1)*hae-f*has

COP=qev/(qge+0,02/mev*TR)
A=7,5 {dX}
Q=Qabs+Qcond
C=Qevap+Qsep
Z=Q-C
Xc=Xd+A
Tev=2+273,15{C}
Tcd=45+273,15{C}
Pev=PRESSURE(Steam_NBS;T=Tev;x=1)
Pcd=PRESSURE(Steam_NBS;T=Tcd;x=1)
hcs=ENTHALPY(Steam_NBS;T=Tcd;x=0)/MOLARMASS(Steam)
hee=hcs
hde=H_LIBR('SI';Tde;Xd)
Tde=T_LIBR('SI' ;Pcd;Xd)
hds=H_LIBR('SI' ;Tds;Xc)
Tds=T_LIBR('SI' ;Pcd;Xc)
hae=H_LIBR('SI' ;Tae;Xc)
Tae=T_LIBR('SI' ;Pev;Xc)
has=H_LIBR('SI' ;Tas;Xd)
Tas=T_LIBR('SI' ;Pev;Xd)
hce=ENTHALPY(Steam_NBS;T=Tce;P=Pcd)/MOLARMASS(Steam)
Tce=(Tds+Tde)/2+273,15
hes=ENTHALPY(Steam_NBS;T=Tev;x=1)/MOLARMASS(Steam)
Tes=273,15+(Tae+Tas)/2
mev=Qevap/qev

Qsep=mev*qge
Qcond=mev*qev
Qabs=mev*qab
D1=(Qsep+Qevap)-(Qcond+Qabs)
q1=f*(has-hde)
q2=(hds-hae)*(f-1)
Qevap=3,52 *TR
D2=(q2+q1)*mev
Bevap=Qevap*theta_1
DBag=Bevap
theta_1=abs(1-T0/Tln1)
Tln1=(Tws-Twe)/LN(Tws/Twe)
```

$T_{we}=7+273,15$
 $T_{ws}=14,5+273,15$
 $DT_p=7,5$
 $B_{ge}=m_{ev} \cdot q_{ge} \cdot \theta_2$
 $\theta_2 = \text{abs}(1 - T_0/T_{ln2})$
 $T_{ln2} = DT_{re}/\text{LN}(T_{10}/T_{11})$
 $DT_{re}=4$
 $W_{bch}=0,02 \cdot Q_{evap}$

{Cálculo de los rendimientos totales}

$Net_{total} = (Q_p + Q_{evap})/Q_{cc} \cdot 100 \quad \{\%\}$

$NB_{total} = (Q_p \cdot \theta_p + \theta_1 \cdot Q_{evap})/(B_{comb} \cdot m_{gn}) \cdot 100 \quad \{\%\}$

{Análisis Termoeconómica}

$c_{gn}=12,00 \quad \{\text{US\$/MWh}\} \quad \{1 \text{ US\$} = 2 \text{ R\$}\}$

$N_{HO}=7200 \quad \{h\}$

$F.C=0,75 \quad \{\text{Factor de carga (0 a 1)}\}$

$t_j=0,12 \quad \{\text{tasa de interest}\}$

$n=10 \quad \{\text{período de recuperación de la inversión}\}$

$FAA = t_j / (1 - (1/(1+t_j)^n)) \quad \{\text{Factor de amortización anual}\}$

$f_{omf} = 0,1 \quad \{\text{fracción de la inversión inicial gasto anualmente con gastos fijos de operación y mantenimiento de los equipos}\}$

$f_{omv} = 0,01 \quad \{\text{fracción de la inversión inicial gasto anualmente con gastos variables de operación y mantenimiento de los equipos}\}$

$C_{cald} = 179055 \cdot (m_{vap})^{(0,8415)} \quad \{\text{R\$}\} \quad \{\text{Costo de la Caldera de Recuperación}\} \quad \{(2160115 \cdot (Q_{cald}/26410)^{(0,78)})\} \quad \{1721000 \cdot (m_{vap}/14,72)^{(0,8415)}\}$

$C_{ch}=650 \cdot TR$

$C_{cht}=C_{ch}+C_{bch}$

$C_{bch}=0,3 \cdot C_{ch}$

{ $C_{DB}=C_{Desaerador}+C_{Bomb1}+C_{Bomb2}$ }

$C_{DB}=300000 \quad \{\text{US\$}\} \quad \{\text{Desaireador+costo de Bombas}\}$

{Costo de Válvula Reductora}

$C_{VR}=7000 \quad \{\text{US\$}\}$

$$C_p=500000,000 \quad \{\text{US}\}$$

$$c_e=98,77 \quad \{\text{US}/\text{MWh}\}$$

$$H=(\text{FAA}+f_{\text{omf}}+F.C*f_{\text{omv}})*1000/\text{NHO} \quad \{1/\text{h}\}$$

{Análisis de Costos Detallado}

{ Caldera a gas }

$$c_3*B_3=c_{12}*B_{12}+c_{\text{gn}}*B_{\text{comb}_1}+C_{\text{cald}}*H$$

$$c_3=c_3*b_3/3600 \quad \{\text{US}/\text{t}\}$$

$$b_3=B_3/\text{m}^3 \quad \{\text{kJ}/\text{kg}\}$$

$$c_{12}*B_{12}=c_6*B_6+c_{10}*B_{10}+C_{\text{DB}}*H$$

{Proceso 1}

$$c_5*(B_5-B_6)=Q_p*\theta_p *c_p \quad \{\text{US}/\text{MWh}\}$$

$$c_5=c_5*b_5/3600 \quad \{\text{US}/\text{t}\}$$

$$b_5=B_5/\text{m}^5 \quad \{\text{kJ}/\text{kg}\}$$

$$c_6=c_5$$

$$c_4*B_4=c_3*B_3+C_{\text{VR}}*H$$

$$c_5*(B_5+B_8)=c_4*B_4$$

$$c_8=c_5$$

$$\{C_{\text{pi}}=c_{\text{pi}}*b_{\text{p}}/3600 \quad \{\text{US}/\text{t}\}$$

$$b_{\text{p}}=B_5/\text{m}^5 \quad \{\text{kJ}/\text{kg}\}$$

{Subsistema 3: Sistema de refrigeración a Absorción Comercial}

$$c_9*(B_9-B_{10})+c_e*W_{\text{bch}}+C_{\text{cht}}*H = c_{\text{ag}_i}*D_{\text{Bag helada}} \quad \{\text{US}/\text{MWh}\} \quad \{\text{Costo de agua helada}\} \quad \{+C_{\text{cht}}*H\}$$

$$c_9*B_9=c_8*B_8+C_{\text{VR}}*H$$

$$c_{10}=c_9$$

{Costo global del sistema de cogeneración aplicando el análisis detallada}

$$C_{gag} = (c_{ag_i} * D_{Bag}) / 1000 \quad \{US\$/h\} \quad \{\text{Costo de agua helada}\}$$

$$m_{ag} = Q_{evap} / (4,18 * 8)$$

$$b_{ag} = D_{Bag} / m_{ag}$$

$$c_{ag} = c_{ag_i} * b_{ag} / 3600 \quad \{US\$/t\}$$

$$C_{ss} = C_{gag} + C_{ts} \quad \{US\$/h\} \quad \{\text{costo del sistema de vapor}\}$$

$$C_{ts} = c_5 * B_5 / 1000 \quad \{US\$/h\}$$

$$C_0 = C_{ts}$$

{cálculos de emisiones}

$$\{E = FE * PCI * C\}$$

$$E_{NOx} = 0,187 * PCI * mgn * 28800 * 10^{(-6)} \quad \{mgn * 3,6 * NHO * 10^{(2)}, 23244,48 * 10^{(-6)}\}$$
$$\{S = 3,6 * NHO = 28800\}$$

$$E[1] = E_{NOx}$$

$$E_{CO} = 0,032 * PCI * mgn * 28800 * 10^{(-6)}$$

$$E[2] = E_{CO}$$

$$E_{CH4} = 0,006 * PCI * mgn * 28800 * 10^{(-6)}$$

$$E[3] = E_{CH4}$$

{Consumo anual de gas natural}

$$CAGN = mgn * 3,6 * NHO \quad \{t/año\}$$

{resultados finales de los costos de vapor de alta e baja}

$$c_{l1} * B_{l1} = c_e * W_{b1} + c_{l0} * B_{l0}$$

$$c_3 = c_3 * b_3 / 3600 \quad \{US\$/t\}$$

$$b_3 = B_3 / m_3 \quad \{kJ/kg\}$$

$$c_4 = c_5 \quad \{US\$/h\}$$

$$c5=c_9$$

$$c_5=c5*b_5/3600 \quad \{\text{US\$/t}\}$$

$$b_5=B5/m5 \quad \{\text{kJ}\}$$

$$\text{mag}=Q_{\text{evap}}/(4,18*8)$$

$$b_{\text{ag}}=D_{\text{Bag}}/\text{mag}$$

$$c_{\text{agi}}=C_{\text{ag}_i}*b_{\text{ag}}/3600 \quad \{\text{US\$/t}\}$$

{Costo global del sistema de cogeneración aplicando el análisis detallado}

$$C_{\text{gag}_i}=(C_{\text{ag}_i}*D_{\text{Bag}})/1000 \quad \{\text{US\$/h}\}$$

$$C_{\text{ss}_i}=C_{\text{gag}_i}+c5*B5/1000 \quad \{\text{US\$/h}\}$$

$$C_{\text{ts}}=c5*B5/1000 \quad \{\text{US\$/h}\}$$

$$c_e=98,77$$

$$c_e*W_{\text{Bomb}}$$

$$W_{\text{Bomb}}=Wb2$$

$$c7=c5$$

$$C_{\text{BMVR}}*(\text{FAA}+f_{\text{omf}}+F.C*f_{\text{omv}})/\text{NHO}*1000+c12*B12=c3*B3+c9*(B9-B10)}$$

$$C_p=c6*Q_p*\theta_p \quad \{\text{US\$/MWh}\}$$

$$CT=(C_{\text{cht}}+C_{\text{cald}}+C_p)*(\text{FAA}+f_{\text{omf}}+F.C*f_{\text{omv}})/(\text{NHO})+c_{\text{gn}}*B_{\text{comb}_1}/1000 \quad \{\text{US\$/h}\}$$

Anexo 3

ANÁLISIS DE UN SISTEMA CICLO COMBINADO SIN QUEMA ADICIONAL

{Datos requeridos}

Wlitg=13056 {Potência requerida em kW} {12459,5}

{Ciclo Brayton} {ciclo turbina a gás}

{Compresor- análisis exergética}

{datos iniciais}

T0=298,15 {K}

p0=101,325 {kPa}

P[0]=p0

T[0]=T0-T

T=273,15

Rp=16,9 {15,6} {Relación de presión}

Ric=0,86

{estado 1}

{ " ESTADO DE REFERENCIA PARA EL AIRE " }

har_0=ENTHALPY(Air;T=T0)

sar_0=ENTROPY(Air;T=T0;P=p0)

h[10]=har_0/A1

s[10]=sar_0/A1

p1=p0

T1=T0

P[1]=p1

T[1]=T1-T

h1=ENTHALPY(Air;T=T1)

{kJ/kmol}

h_1=h1/MOLARMASS(Air)

h[1]=h_1

s1=ENTROPY(Air;T=T1;P=p1)

s_1=s1/MOLARMASS(Air)

{kJ/kg-K}

s[1]=s_1

A1=MOLARMASS(Air)

$$Q1=mair*(h1-har_0)/A1$$

$$Q[1]=Q1$$

$$m[1]=mair$$

$$B1=mair*((h1-har_0)-T0*(s1-sar_0))/MOLARMASS(Air) \quad \{kW\}$$

$$B[1]=B1$$

{estado 2}

{Compresor- análisis exergética}

$$Bd \quad c=Wc-B2 \quad \{kW\}$$

{calculando}

$$m[2]=mair$$

$$p2=Rp*p1$$

$$P[2]=p2$$

$$T2=TEMPERATURE(Air;s=s2;P=p2)$$

$$T[2]=T2-T$$

$$Mar=2,0852*(1+X/100)*(MOLARMASS(O2)+3,76*MOLARMASS(N2)) \quad \{kg/kmol\}$$

$$mair=mgn*Rm \quad \{kgar/s\}$$

$$T2i=TEMPERATURE(Air;s=s1;P=p2)$$

$$h2i=ENTHALPY(Air;T=T2i)$$

$$h2=(h2i+h1*(Ric-1))/Ric$$

$$h \quad 2=h2/A1$$

$$h[2]=h \quad 2$$

$$s2=ENTROPY(Air; h=h2; P=p2)$$

$$s \quad 2=s2/A1$$

$$s[2]=s \quad 2$$

$$B2=mair*((h2-har_0)-T0*(s2-sar_0))/MOLARMASS(Air) \quad \{kW\}$$

$$B[2]=B2$$

$$Wc=((h2-h1)/MOLARMASS(Air)*mair)/n_c \quad \{kW\} \quad \{potencia \text{ del compresor}\}$$

$$n_c=0,98$$

$$DBc=B2-B1 \quad \{kW\} \quad \{Variación \text{ de exergía del aire en el compresor}\}$$

$$Ic=(T0*(s2-s1))/MOLARMASS(Air)*mair \quad \{Irreversibilidad \text{ del compresor}\}$$

$$Q2=mair*(h2-har_0)/A1$$

$$Q[2]=Q2$$

$$RBc=DBc/Wc \quad \{\text{Rendimiento exergetico do compresor}\}$$

$$fc=Wc/(Bcomb*mgn) \quad \{\text{factor de compresor}\}$$

{estado 3}

{Cámara de combustión - análisis exergetica}

{Ecuación de la combustión de la quema del gas natural con exceso de aire}

$$\{0.9189CH_4+0.0559C_2H_6+0.0097C_3H_8+0.0005C_4H_{10}+0.0142N_2+0.0008CO_2+2,08305*(1+X/100)(O_2+3.76N_2)\} \Rightarrow z_1CO_2+z_2H_2O+z_3N_2+z_4O_2$$

$$z_1=0,9189+2*0,0559+3*0,0097+4*0,0005+0,0008$$

$$z_2=(4*0,9189+6*0,0559+8*0,0097+10*0,0005)/2$$

$$z_3=0,0142+2,0852*(1+X/100)*3,76$$

$$z_4=(2*0,0008+2*2,0852*(1+X/100)-2*z_1-z_2)/2$$

$$\{\text{exergia fisica del combustible:}(0.9189CH_4+0.0559 C_2H_6+0.0097C_3H_8+0.0005C_4H_{10}+0,0142 N_2+0,0008CO_2)+2,0852(1+X/100) (O_2 +3.76 N_2) \}$$

$$Bcombf=R/16,043*T_0*LN(Rp)/Mcomb$$

$$\{\text{Exergia química del combustible:}(0.9189CH_4+0.0559 C_2H_6+0.0097C_3H_8+0.0005C_4H_{10}+0,0142 N_2+0,0008 CO_2)+2,0852(1+X/100) (O_2 +3.76 N_2) \}$$

$$\{Bcombq=SUM X_k*B_{ch} X_k + RT_0*(SUM X_k*LN X_k)\}$$

{Valores de exergia química según Szargut}

$$B_{ch4}=831650 \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$B_{c2h6}=1495840$$

$$B_{c3h8}=2154000$$

$$B_{c4h10}=2805800$$

$$B_{o2}=3970$$

$$B_{n2}=720$$

$$B_{co2}=19870$$

$$B_{h2o}=9500$$

$$Bcombq=(0,9189*B_{ch4}+0,0559*B_{c2h6}+0,0097*B_{c3h8}+0,0005*B_{c4h10}+0,0008*B_{co2}+R*T_0*(0,9189*LN(0,9189)+0,0559*LN(0,0559)+0,0097*LN(0,0097)+0,0005*LN(0,0005)+0,0008*LN(0,0008)+0,0142*LN(0,0142)))/Mcomb \quad \{\text{kJ/kgcomb}\}$$

$$R=8,314 \quad \{\text{kJ/kmol-K}\}$$

$$Mcomb=0,9189*MOLARMASS(CH_4)+0,0559*MOLARMASS(C_2H_6)+0,0097*MOLARMASS(C_3H_8)+0,0005*MOLARMASS(C_4H_{10})+0,0008*MOLARMASS(CO_2)+0,0142*MOLARMASS(N_2) \quad \{\text{kg/kmol}\}$$

$$Bcomb=Bcomb_f+Bcomb_q \quad \{\text{kJ/kg}\}$$

$$Bcomb_1=mgn*Bcomb$$

$PCI=48400$
 $Q_{cc}=PCI \cdot m_{gn}$
 $B_{cc}=m_{gn} \cdot B_{comb} + DBc$ {kW}
 $R_m=Mar/M_{comb}$
 $B_{gn}=B_{comb_1}$ {kW} {exergía do gás natural}

{Referencia para el cálculo de la exergía de los gases de combustión}

$h_0=z_1 \cdot ENTHALPY(CO_2; T=T_0) + z_2 \cdot ENTHALPY(H_2O; T=T_0) + 7,8404 \cdot (1,0018 + X/100) \cdot ENTHALPY(N_2; T=T_0) + 2,08305 \cdot X/100 \cdot ENTHALPY(O_2; T=T_0)$ {kJ/kmol}

$s_0=z_1 \cdot ENTROPY(CO_2; T=T_0; P=P_{oc}) + z_2 \cdot ENTROPY(Steam_NBS; T=T_0; P=P_{oh}) + 7,8404 \cdot (1 + X/100) \cdot ENTROPY(N_2; T=T_0; P=P_{on}) + 2,0852 \cdot X/100 \cdot ENTROPY(O_2; T=T_0; P=P_{oo})$ {kJ/kmol-K}

$h_o=h_0/M_{gases}$
 $s_o=s_0/M_{gases}$
 $h[0]=h_o$
 $s[0]=s_o$

{Presiones parciales de los componentes del combustible}

$P_{oc}=0,0335$ {kPa}
 $P_{oh}=2,2$
 $P_{on}=75,78$
 $P_{oo}=20,39$

$I_{cc}= DBc + B_{comb} - B_3$ {kW}
 $RB_{cc}=B_3/(DBc + B_{gn})$
 $T_{gn}=300+T$ {T2'=T_{gn}}

{Turbina a gas- análisis exergético}

$HR=0,9189 \cdot enthalpy(CH_4; T=T_{gn}) + 0,0559 \cdot enthalpy(C_2H_6; T=T_{gn}) + 0,0097 \cdot enthalpy(C_3H_8; T=T_{gn}) + 0,0005 \cdot enthalpy(C_4H_{10}; T=T_{gn}) + 0,0008 \cdot enthalpy(CO_2; T=T_{gn}) + 0,0142 \cdot enthalpy(N_2; T=T_{gn}) + 2,0852 \cdot (1 + X/100) \cdot (enthalpy(O_2; T=T_2) + 3,76 \cdot enthalpy(N_2; T=T_2))$
 $HP = HR$ {Adiabatic}

$HP=z_1 \cdot enthalpy(CO_2; T=T_3) + z_2 \cdot enthalpy(H_2O; T=T_3) + z_3 \cdot enthalpy(N_2; T=T_3) + z_4 \cdot enthalpy(O_2; T=T_3)$

$X=200$ {159,5} {exceso de aire}

$$M_{\text{gases}} = z_1 * \text{MOLARMASS}(\text{CO}_2) + z_2 * \text{MOLARMASS}(\text{Steam_NBS}) + 7,8404 * (1,0018 + X/100) * \text{MOLARMASS}(\text{N}_2) + 2,0852 * X/100 * \text{MOLARMASS}(\text{O}_2) \quad \{\text{kg/kmol}\}$$

$$h_3 = (z_1 * \text{ENTHALPY}(\text{CO}_2; T=T_3) + z_2 * \text{ENTHALPY}(\text{H}_2\text{O}; T=T_3) + 7,8404 * (1,0018 + X/100) * \text{ENTHALPY}(\text{N}_2; T=T_3) + 2,0852 * X/100 * \text{ENTHALPY}(\text{O}_2; T=T_3)) \quad \{\text{kJ/kmol}\}$$

$$h_3 = h_3 / M_{\text{gases}}$$

$$h[3] = h_3$$

$$T[3] = T_3 - T$$

$$s_3 = z_1 * \text{ENTROPY}(\text{CO}_2; T=T_3; P=P_3c) + z_2 * \text{ENTROPY}(\text{Steam_NBS}; T=T_3; P=P_3h) + 7,8404 * (1 + X/100) * \text{ENTROPY}(\text{N}_2; T=T_3; P=P_3n) + 2,0852 * X/100 * \text{ENTROPY}(\text{O}_2; T=T_3; P=P_3o) \quad \{\text{kJ/kmol-K}\}$$

$$s_3 = s_3 / M_{\text{gases}}$$

$$s[3] = s_3$$

$$Q_3 = m_g * (h_3 - h_{r0}) / M_{\text{gases}}$$

$$Q[3] = Q_3$$

$$m_3 = m_g$$

$$m[3] = m_3$$

$$B_3 = (m_{\text{air}} + m_{\text{gn}}) * (h_3 - h_0 - T_0 * (s_3 - s_0)) / M_{\text{gases}} \quad \{\text{kW}\}$$

$$B[3] = B_3$$

{Presiones parciales de los productos de combustión}

$$P[3] = p_3$$

$$p_3 = p_2$$

$$P_3c = z_1 * p_3 / \text{Moles}$$

$$P_3h = z_2 * p_3 / \text{Moles}$$

$$P_3n = 7,8404 * (1,0018 + X/100) * p_3 / \text{Moles}$$

$$P_3o = 2,0852 * X/100 * p_3 / \text{Moles}$$

$$\text{Moles} = (z_1 + z_2 + 7,8404 * (1,0018 + X/100) + 2,0852 * X/100)$$

$$R_{\text{it}} = 0,84$$

$$K_g = 1,33$$

{estado 4}

$$T_{4i} = T_3 * (1/R_p)^{((K_g - 1)/K_g)}$$

$$T_4 = (T_3 - R_{\text{it}} * (T_3 - T_{4i}))$$

$$T[4] = T_4 - T$$

$h_4 = (z_1 \cdot \text{ENTHALPY}(\text{CO}_2; T=T_4) + z_2 \cdot \text{ENTHALPY}(\text{H}_2\text{O}; T=T_4) + 7,8404 \cdot (1,0018 + X/100) \cdot \text{ENTHALPY}(\text{N}_2; T=T_4) + 2,0852 \cdot X/100 \cdot \text{ENTHALPY}(\text{O}_2; T=T_4)) \{ \text{J/kmol} \}$
 $h_{_4} = h_4 / \text{Mgases}$
 $h[4] = h_{_4}$

$s_4 = (z_1 \cdot \text{ENTROPY}(\text{CO}_2; T=T_4; P=P_{4c}) + z_2 \cdot \text{ENTROPY}(\text{Steam NBS}; T=T_4; P=P_{4h}) + 7,8404 \cdot (1 + X/100) \cdot \text{ENTROPY}(\text{N}_2; T=T_4; P=P_{4n}) + 2,0852 \cdot X/100 \cdot \text{ENTROPY}(\text{O}_2; T=T_4; P=P_{4o})) \{ \text{kJ/kmol-K} \}$
 $s_{_4} = s_4 / \text{Mgases}$
 $s[4] = s_{_4}$

$Q_4 = m_g \cdot (h_4 - h_{ar_0}) / \text{Mgases}$
 $Q[4] = Q_4$

$m[4] = m_g$

$B_4 = (m_{air} + m_{gn}) \cdot (h_4 - h_0 - T_0 \cdot (s_4 - s_0)) / \text{Mgases} \quad \{ \text{kW} \}$
 $B[4] = B_4$

{Presiones parciales de los gases en la salida de la turbina a gas}

$P[4] = p_4$
 $p_4 = p_1$
 $P_{4c} = z_1 \cdot p_1 / \text{Moles}$
 $P_{4h} = z_2 \cdot p_1 / \text{Moles}$

$P_{4n} = 7,8404 \cdot (1,0018 + X/100) \cdot p_1 / \text{Moles}$
 $P_{4o} = 2,0852 \cdot X/100 \cdot p_1 / \text{Moles}$

{Calculo de la potencia de la turbina a gas}

$W_{tg} = (m_{air} + m_{gn}) \cdot (h_3 - h_4) / \text{Mgases} \cdot n_{_t} \quad \{ \text{kW} \} \quad \{ \text{Potencia generada por los gases en la turbina} \}$
 $n_{_t} = 0,98$

$W_{litg} = W_{tg} - W_c \quad \{ \text{kW} \} \quad \{ \text{Potencia neta de la turbina} \}$

$DB_{tg} = B_3 - B_4 \quad \{ \text{kW} \} \quad \{ \text{Variación de la exergía de los gases en la turbina a gas} \}$

$I_{tg} = (m_{air} + m_{gn}) \cdot T_0 \cdot (s_4 - s_3) / \text{Mgases} \quad \{ \text{kW} \} \quad \{ \text{Irreversibilidad de la turbina a gas} \}$

$R_{tg} = W_{litg} / (m_{gn} \cdot \text{PCI})$

$RB_{tg} = (W_{litg} + B_4) / B_3 \cdot 100$

{ $RB_{tg} = W_{tg} / DB_{tg}$ }

$ng = 0,95$

$ntr = 0,95$

$Ep_{_tg} = ntr \cdot ng \cdot W_{litg} \quad \{ \text{kW} \}$

$ftg = DB_{tg} / (B_{comb} \cdot m_{gn}) \quad \{ \text{factor de turbina a gas} \}$

$c_{ctg} = m_{gn} \cdot 3600 / W_{litg} \quad \{ \text{consumo específico de combustible de la turbina a gas} \} \{ \text{kg comb/kW-h} \}$

$m_g = m_{air} + m_{gn}$

{estado 5}

$$T_{cham} = T_4 - ((h_6 - h_9) / (h_6 - h_w)) * (T_4 - T_{pinch})$$

$$T_5 = T_{cham}$$

$$T[5] = T_5 - T$$

$$m[5] = m_g$$

$$h_{cham} = h_5$$

$$h_5 = (z_1 * ENTHALPY(CO_2;$$

$$T = T_5) + z_2 * ENTHALPY(H_2O; T = T_5) + 7,8404 * (1 + X/100) * ENTHALPY(N_2;$$

$$T = T_5) + 2,0852 * X/100 * ENTHALPY(O_2; T = T_5) \text{ \{kJ/Kmol\}}$$

$$h_5 = h_5 / M_{gases}$$

$$h[5] = h_5$$

$$s_5 = (z_1 * ENTROPY(CO_2; T = T_5; P = P_{5c}) + z_2 * ENTROPY(Steam_NBS; T = T_5;$$

$$P = P_{5h}) + 7,8404 * (1 + X/100) * ENTROPY(N_2; T = T_5; P = P_{5n}) + 2,0852 * X/100 * ENTROPY(O_2; T = T_5;$$

$$P = P_{5o}) \text{ \{kJ/kmol-K\}}$$

$$s_5 = s_5 / M_{gases}$$

$$s[5] = s_5$$

$$Q_5 = m_g * (h_5 - h_0) / M_{gases}$$

$$Q[5] = Q_5$$

$$B_5 = (m_{air} + m_{gn}) * (h_5 - h_0 - T_0 * (s_5 - s_0)) / M_{gases}$$

$$B[5] = B_5$$

{Presiones parciales de los gases de rechazados en la chimenea}

$$P[5] = p_5$$

$$p_5 = p_4$$

$$P_{5c} = Z_1 * p_5 / \text{Moles}$$

$$P_{5h} = Z_2 * p_5 / \text{Moles}$$

$$P_{5n} = 7,8404 * (1 + X/100) * p_5 / \text{Moles}$$

$$P_{5o} = 2,0852 * X/100 * p_5 / \text{Moles}$$

{estado 6}

{Ciclo Rankine}

{ " ESTADO DE REFERENCIA PARA EL VAPOR " }

$$H_{ovap} = ENTHALPY(STEAM; P = p_0; T = T_0)$$

$$S_{ovap} = ENTROPY(STEAM; P = p_0; T = T_0)$$

$$c_{pg} = 1,063 \text{ \{kJ/kg-K\}}$$

$$v_{b1} = VOLUME(Water; T = T_8; x = 0)$$

$$T_{sat} = TEMPERATURE(Water; P = P_6; x = 0) \text{ \{Temperatura de saturación\}}$$

$$T_{pinch} = T_{sat} + 15$$

{pinch}

$m6 = (h4 - h5) / \text{Mgases} * (mair + mgn) / ((h6 - h9) / A2)$ {kgvapor/s} {mvap en la caldera}
m_vap=m6
m[6]=m6

TH=m_vap*3,6 {ton/hdevapor}
A2=MOLARMASS(Steam)
Pcald=6000 {kPa}
P6=Pcald
P[6]=P6

Tsup=T6
T6=Tsatsat+50
T[6]=T6-T

hsup=h6
h6=ENTHALPY(Steam_NBS; T=T6; P=P6) {kJ/kmol}
h_6=h6/A2
h[6]=h_6

hvsah6/MOLARMASS(Steam)

s6=ENTROPY(Steam_NBS; T=T6; P=P6)/MOLARMASS(Steam)
ssup=s6
s_6=s6
s[6]=s_6

Q6=m6*(h6-Hovap)/A2
Q[6]=Q6

B6=m6*(((h6-Hovap)/A2)-T0*(s6-Sovap/A2)) {kW}
B[6]=B6

{Caldera de recuperación-análisis exergético}

Qre= Qcald+Icald {kW}
Qcald=m6*(h6-h9)/A2
Ecald=Qcald
DBcald=B4-B5 {(m6*(h6/MOLARMASS(Steam)-h14) -T0*(s6-s14))}
Icald=B4-B5-B6+B9 {kW}

{estado 7}

m7=m6
m[7]=m7

P7=9,59
P[7]=P7

$x7i=(s7i-sf)/(sg-sf)$
 $sf=ENTROPY(\text{Water};x=0;P=P7)/MOLARMASS(\text{Water})$
 $sg=ENTROPY(\text{Steam};x=1;P=P7)/MOLARMASS(\text{Steam})$

$T7i=TEMPERATURE(\text{Steam};P=P7;x=x7i)$
 $h7i=ENTHALPY(\text{Steam};x=x7i;P=P7)$
 $h7=h6-Rit*(h6-h7i)$
 $h_7=h7/A2$
 $h[7]=h_7$

$T7=TEMPERATURE(\text{Steam};h=h7;P=P7)$
 $T[7]=T7-T$

$s7=ENTROPY(\text{Water};h=h7;P=P7)/A2$ {kJ/kg-K}
 $s7i=s6$
 $s[7]=s7$

$B7=m7*((h7-Hovap)/MOLARMASS(\text{Water})-T0*(s7-Sovap/MOLARMASS(\text{Water})))$
 {kW}
 $B[7]=B7$

$Q7=m7*(h7-Hovap)/A2$
 $Q[7]=Q7$

{Turbina a vapor-análisis Exergético}

$Tw=Ts\text{at}-7$ {approach}
 $hw=ENTHALPY(\text{Steam};T=Tw;P=P6)$

$E\text{tv}=(m6*((h6-h7)/MOLARMASS(\text{Steam})))$ {kW}

$W\text{tv}=E\text{tv} * n_t$ {Potencia de la turbina a vapor}

$W\text{tve}=W\text{tv}-(Wb1)$

$R\text{tv}=W\text{tve}/Q\text{cald}$ {Rendimiento energético de la turbina a vapor}

$R\text{Btv}=(E\text{p_tv})/B6$ {Rendimiento exergético de la turbina a vapor}

$DB\text{tv}=B6-(B7)$ { $m8*((h8-h9)/MOLARMASS(\text{Steam})-T0*(s8-s9))+m11*((h9-h11)/MOLARMASS(\text{Steam})-T0*(s9-s11))$ } {Variación de la exergía en la turbina}

$I\text{tv}=B6-B7-W\text{tve}$ {kW} {Irreversibilidad en la turbina}

$E\text{p_tv}=n\text{tr}*n\text{g}*W\text{tve}$ {Electricidad producida por la turbina a vapor/kg de comb}

$f\text{tv}=DB\text{tv}/(B\text{comb}*m\text{gn})$

$f\text{b}=(Wb1)/(B\text{comb}*m\text{gn})$

$c\text{ev}=m6/W\text{tve}$ {consumo específico de vapor} {kg vapor/kW-h}

{estado 8}

{Condensador del ciclo Rankin-análisis exergético}

P8=P7
P[8]=P8

T8=TEMPERATURE(Water; P=P8; x=0)
T[8]=T8-T

h8=ENTHALPY(Water; x=0,18; P=P8)
h_8=h8/A2
h[8]=h8

s8=ENTROPY(Water; x=0; P=P8)/MOLARMASS(Water)
s_8=s8
s[8]=s_8

B8=m8*((h8--Hovap)/MOLARMASS(Water)-T0*(s8-Sovap/MOLARMASS(Steam)))
B[8]=B8

Qcdtv=(m8*(h7-h8))/MOLARMASS(Steam)
Ecdtv=Qcdtv
DBcdtv=m8*(h7-h8)/MOLARMASS(Steam)-m8*T0*(s7-s8)
Idcdtv= m8*T0*(s7-s8)
Ipcdtv=Qcdtv
Icdtv=Idcdtv+Ipcdtv
{Icdtv=m11*T0*(s11-s12)} {kW}
fcdtv=DBcdtv/(Bcomb*mgn)

m8=m6 {kJ/s}
m[8]=m8

Q8=m8*(h8-Hovap)/MOLARMASS(Water)
Q[8]=Q8

{estado 9}

P[9]=P6
h9=(h8+vb1*(P6-P8)/(Rb)) {kJ/kmol}
h_9=h9/A2
h[9]=h_9

Rb=0,84

s9=s8
s_9=s9
s[9]=s_9

Wb1=m8*vb1*(Pcald-P8)/Rb

$$c_{pa}=4,183 \quad \{kJ/kg-K\}$$

$$T_9=W_{b1}/(m_6*c_{pa})+T_8$$

$$T[9]=T_9-T$$

$$Q_9=m_9*(h_9-H_{ovap}/MOLARMASS(Water))$$

$$Q[9]=Q_9$$

$$m_9=m_6$$

$$m[9]=m_9$$

$$B_9=m_9*(h_9-H_{ovap}/MOLARMASS(Water)-T_0*(s_9-S_{ovap}/MOLARMASS(Water))) \quad \{kW\}$$

$$B[9]=B_9$$

$$RB_{cald}= DB_{cald}/(B_4+B_9) \quad \{\text{Rendimiento exergético en la caldera}\}$$

$$f_{cald}=DB_{cald}/(B_{comb}*m_{gn})$$

$$R_{cald}=Q_{cald}/Q_{re}$$

{Cálculo de los rendimientos totales}

$$E_{p_t}=E_{p_tg}+E_{p_tv}$$

$$\eta_{e}=(W_{litg}+W_{tve})/Q_{cc}*100 \quad \{\%\} \quad \{W_{litg}+W_{tve}\}$$

$$\eta_{b}=(E_{p_t})/(B_{gn})*100 \quad \{\%\}$$

$$r_{n}=\eta_{b}/\eta_{e}$$

$$\{I_{total}=I_{c}+I_{cc}+I_{tg}+I_{cald}+I_{tv}+I_{cdtv} \}$$

$$\{cec=m_{gn}/E_{p_t} \} \quad \{\text{consumo específico de combustible total}\}$$

{Análisis Termoeconómica}

$$c_{gn}=12,10 \quad \{10,7\} \quad \{7,325\} \quad \{\text{US\$/MWh}\}$$

$$NHO=8000 \quad \{h\}$$

$$F.C=0,75 \quad \{\text{Factor de carga (0 a 1)} \}$$

$$t_j=0,12 \quad \{\text{tasa de interes}\}$$

$$n=10 \quad \{\text{período de recuperación de la inversión}\}$$

$$FAA=t_j/(1-(1/(1+t_j)^n)) \quad \{\text{Factor de amortización anual}\}$$

$$f_{omf}=0,1$$

$$f_{omv}=0,01$$

$$C_{tg}=400*E_{p_tg} \quad \{\text{US\$.}\} \quad \{\text{Costo de la Turbina a Gas}\}$$

$$C_{tv}=(2888242,72*(E_{p_tv}/(10^3))^0,68) \quad \{\text{US\$.}\} \quad \{\text{Costo de la Turbina a Vapor}\}$$

$$C_{cald_rec}=(2190090*(Q_{cald}/26410)^{0,78}) \quad \{\text{US\$.}\} \quad \{\text{Costo de la Caldera de Recuperación}\}$$

$$CT=(C_{tg}+C_{tv}+C_{cald_rec}+C_{BMC})*(FAA+f_{omf}+F.C*f_{omv})/(2*NHO)+c_{gn}*B_{comb_1}/1000 \quad \{\text{US\$/h}\}$$