

**ANÁLISIS TERMOCÓNOMICO DE UN SISTEMA DE COGENERACION DE TURBINA DE GAS
MODELO SIEMENS SGT-300 DE UN COMPLEJO PETROQUIMICO DE LA CIUDAD DE
BARRANQUILLA.**

LEANDRO JOSE PALMA LASCAR

LUIS FELIPE LUGO DE LA ROSA

**PROYECTO FINAL INTEGRADO PARA OPTAR EL TITULO DE:
ESPECIALISTA EN GERENCIA DE MANTENIMIENTO**



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR

ESPECIALIZACIÓN EN GERENCIA DE MANTENIMIENTO

CARTAGENA

2011

**ANÁLISIS TERMoeCONÓMICO DE UN SISTEMA DE COGENERACION DE TURBINA DE GAS
MODELO SIEMENS SGT-300 DE UN COMPLEJO PETROQUIMICO DE LA CIUDAD DE
BARRANQUILLA.**

LEANDRO JOSE PALMA LASCAR

LUIS FELIPE LUGO DE LA ROSA

DIRECTOR:

ING. ASCANIO FERREIRA

**PROYECTO FINAL INTEGRADO PARA OPTAR EL TITULO DE:
ESPECIALISTA EN GERENCIA DE MANTENIMIENTO**



**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
ESPECIALIZACIÓN EN GERENCIA DE MANTENIMIENTO**

CARTAGENA

2012

Nota de aceptación:

Firma
Nombre:
Presidente del jurado

Firma
Nombre:
Jurado

Firma
Nombre:
Jurado

Tabla de contenido

RESUMEN	6
INTRODUCCIÓN	7
1. TITULO DEL PROYECTO.....	8
2. FORMULACION DEL PROBLEMA	8
2.1 ANTECEDENTES	8
2.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	8
2.3 JUSTIFICACION	9
3. OBJETIVOS	10
3.1 OBJETIVO GENERAL.....	10
3.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS	10
4. ALCANCES Y LIMITACIONES	10
5. MARCO DE REFERENCIA	11
5.1 INTRODUCCION.....	11
5.1.1 SISTEMA DE COGENERACION DEL COMPLEJO PETROQUÍMICO	11
5.1.2. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA.....	12
5.1.3 PRINCIPALES EQUIPOS INSTALADOS:	12
5.1.4 DESCRIPCION DEL PROCESO	13
5.1.5 DESCRIPCION DE LOS EQUIPOS DEL SISTEMA	13
5.2 TERMOECONOMIA.....	17
5.2.1 SEGUNDO PRINCIPIO DE LA TERMODINÁMICA: LA EXERGIA.....	17
5.3 ANALISIS TERMOECONOMICO	20
5.4 ANALISIS EXERGETICO	21
5.5 MALFUNCIONES	24
5.6 MATRIZ DE INCIDENCIAS	24
5.7 DEFINICION DE FUEL- PRODUCTO- PERDIDAS	25
5.8 REGLAS DE ASIGNACION DE COSTOS	27
5.9 COSTOS EXERGOECONOMICOS	28
5.10 DIAGNOSTICO TERMOECONOMICO.....	29
5.10.1 FORMULACION DE KOTAS.....	30
5.10.2 FORMULACION DE STECCO Y MANFRIDA	31
5.10.3 AHORRO TECNICO DE EXERGIA	32

5.10.4 PROCESO DE FORMACION DEL COSTO EXERGETICO.....	32
5.10.5 IMPACTO EN EL CONSUMO DE RECURSOS.....	34
5.11 OPTIMIZACION ENERGETICA	36
5.11.1 AHORRO TERMONECONOMICO DE ENERGIA.....	36
5.11.2 AHORRO TECNICO DE ENERGIA.....	37
5.11.3 AHORRO DE ENERGIA E INVERSION ÓPTIMA EN UNA PLANTA	40
6. HIPÓTESIS	42
7. METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN.....	42
8. PROCEDIMIENTO	43
8.1 ANALISIS TERMONECONÓMICO BAJO CONDICIONES DE DISEÑO. DEFINICION ESTRUCTURAL DE LA PLANTA.....	43
8.1.1 CALCULOS DE ENERGIAS Y EXERGIAS DE TODOS LOS FLUJOS	44
8.1.2 Simulación Termodinámica:.....	49
8.1.3 Estructura productiva:.....	51
8.1.4 Diagnóstico Termoeconómico:	51
8.1.5 Cambio en la carga y eficiencia de la planta de cogeneración:	52
9. RESULTADOS:.....	53
10. CONCLUSIONES:.....	55
Referencias.....	56

RESUMEN

El coste exergético y termoeconómico son los conceptos fundamentales para el ahorro de energía y la optimización de los sistemas productivos. De esta manera, el diagnóstico es el primer paso para descubrir y deducir los signos de irreversibilidades, cuantificar sus efectos en términos de consumo adicional de recursos.

Este trabajo presenta un diagnóstico termoeconómico basado en la Exergoeconomía simbólica. Un diagnóstico termoeconómico completo es presentado para un circuito de cogeneración instalado en un complejo petroquímico de la ciudad de Barranquilla, con capacidad de 7.9 MW (e). Eficiencia exergética, malfunciones, disfunciones y el impacto en el consumo de combustible en cada componente de la planta de generación de energía puede ser determinado con el programa informático desarrollado en CIRCE por el Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Zaragoza, (TAESS).

Es un trabajo completamente práctico que busca aplicar la metodología que actualmente la Termoeconomía está aplicando a los sistemas tales como las plantas de potencia; para esto se hace un diagnóstico con el fin de identificar donde, como y que parte de la energía consumida puede ahorrarse manteniendo constantes la cantidad y especificaciones de los productos finales objetivo del sistema.

El análisis termoeconómico comprende cuatro partes principales que se detallan a continuación:

En primer lugar, el análisis de costos exergéticos, que permite conocer los costos globales y unitarios de los flujos y equipos.

En segundo lugar el análisis de costos exergoeconómicos, que permite conocer los costos físicos de los flujos de mayor interés de la planta de generación, así como los costos finales de producción de energía teniendo en cuenta los costos de operación.

El tercer principio del análisis termoeconómico es un diagnóstico exergético, analizando los focos de mayor irreversibilidad y los posibles ahorros técnicos de combustible.

La cuarta parte es la optimización de un ciclo de cogeneración, prediciendo las variables ideales del proceso para obtener la mayor eficiencia exergética posible.

Palabras claves: Termoeconómico, diagnóstico, costo exergético, mal funciones, disfunciones, impacto en consumo de combustible.

INTRODUCCIÓN

La Termoeconomía, término propuesto por Evans y Tribus en los inicios de la década de los 60 tiene como objetivo hacer un acercamiento entre la Termodinámica y las ciencias de la Economía y mediante la combinación racional de conceptos propios de cada una de estas ciencias, proporciona fundamentos teóricos y procedimientos prácticos para el análisis, auditoría, diseño y optimización de los sistemas energéticos.

Por su parte la Termodinámica estudia la transformación de la energía y cuantifica los recursos que son necesarios en un proceso, mientras que economía es una actividad que se desarrolla a través del consumo de recursos y la utilización de servicios y bienes. Desde este punto de vista la Termoeconomía, disciplina propuesta en el año 1962, pretende proporcionar las bases teóricas de una ciencia de ahorro energético, en términos de eficiencia y costo de producción en un sistema que consume energía para su funcionamiento.

En el presente documento se aplica un análisis termoeconómico a un sistema de turbina de gas Modelo Siemens SGT-300 de un complejo petroquímico de la ciudad de Barranquilla, se establecen los modelos termodinámicos y los modelos económicos del sistema planteado. También se hace un estudio de control de pérdidas del sistema, y evaluar la posibilidad de aplicar técnicas de ahorro energético mediante la asociación de la producción Vs consumos.

Es aquí donde la Termoeconomía juega un papel importante a la hora de optimización de sistemas térmicos en la industria. Analizando especialmente la exergía y no la energía, ya que ésta es la que dice la cantidad de energía disponible, y es la manera de ver los focos de mayor ineficiencia de un proceso, que al ser analizados llevan a reducir el costo exergético y las irreversibilidades, y así obtener el mayor ahorro energético.

1. TITULO DEL PROYECTO

Análisis termoeconómico del sistema de turbina de Gas Modelo Siemens SGT-300 de un complejo petroquímico de la ciudad de Barranquilla.

2. FORMULACION DEL PROBLEMA

2.1 ANTECEDENTES

Desde la década de los 60's se ha venido trabajando en el análisis energético y la Termoeconomía para la optimización de sistemas térmicos en la industria de generación de energía eléctrica, lo cual ha impulsado el desarrollo de muchas tecnologías hoy en día aplicadas en esta área.

Por su lado un sistema térmico como una planta de cogeneración de energía eléctrica y vapor puede ser analizado en términos de rentabilidad y rendimiento con respecto al consumo recursos, calculando el consumo de combustible, inversión, gastos de operación y mantenimiento, pero no tiene mecanismos para evaluar los procesos simples que tienen lugar dentro del sistema, es decir cómo se distribuyen los costos dentro de la planta. Este sistema además puede ser analizado termodinámicamente, calculando los rendimientos y las irreversibilidades de los equipos que la forman, pero no su significado individual teniendo en cuenta solo la producción global de los procesos que la forman.

A diferencia de otros procesos, en una planta termoeléctrica es de vital importancia el análisis de cada uno de sus componentes, ya que por su tamaño y cantidades presentes, una pequeña mejora en sus eficiencias, traerá consigo un aumento en la eficiencia global del proceso, o lo que es lo mismo decir un ahorro significativo en costos.

2.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Un sistema de cogeneración puede ser analizado en términos de rentabilidad y rendimiento con respecto al consumo de recursos, calculando el consumo de combustible, inversión, gastos de operación y mantenimiento, sin embargo no tiene mecanismos para evaluar los procesos simples que ocurren dentro del sistema, esto es la distribución de los costos dentro del sistema.

Es bien claro que los rendimientos energéticos y exergéticos de un sistema de cogeneración varían con el tiempo, haciendo el ciclo menos eficiente con el paso de los años, sin saber en qué cantidad y sobre qué equis tiene mayor incidencia en la disminución del rendimiento.

2.3 JUSTIFICACION

La Termoeconomía juega un papel relevante a la hora de minimizar la degradación de la energía y de recursos, analizando que sistemas funciona mejor y como mejorar el diseño para reducir costos, lo cual es muy importante y de vital provecho para las empresas.

Un sistema de cogeneración se basa primordialmente en el uso racional de la exergía para disminuir costos y así aumentar la utilidad ya que toda vez que se genere un aumento en la eficiencia total del sistema, trae consigo un ahorro significativo.

Basado en lo anterior, el presente documento está enfocado al análisis termoeconómico de una planta de cogeneración de un complejo petroquímico de la ciudad de Barranquilla.

3. OBJETIVOS

3.1 OBJETIVO GENERAL

Definir un modelo exergoeconómico a través de las variables de proceso que intervienen en un sistema de cogeneración que permita identificar posibilidades de ahorro técnico exergético en la planta de generación de energía de un complejo petroquímico.

3.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Establecer los balances de masa, energía y exergía para los subsistemas bajo condiciones de operación en el punto de diseño y fuera de este.
- Formular el modelo matemático de costos exergéticos y exergoeconómicos del sistema con base en los balances energéticos y exergéticos.
- Modelar el sistema de cogeneración usando el software TAESS para identificar, como dónde y que parte de la energía consumida por el proceso puede ser ahorrada.

4. ALCANCES Y LIMITACIONES

Los alcances del trabajo a desarrollar es la realización de un modelo exergoeconómicos que evalué el ahorro exergético posible del ciclo de cogeneración de potencia en base en las variables del proceso, lo cual servirá como base fundamental para una optimización posterior, reduciendo las irreversibilidades del proceso.

Las limitaciones dependen principalmente de la instrumentación con que la planta de cogeneración cuenta, puesto que se requiere del conocimiento de algunas variables claves para la realización del modelo. El segundo aspecto a tener en cuenta tiene que ver con las restricciones que la misma empresa pueda establecer.

5. MARCO DE REFERENCIA

5.1 INTRODUCCION

La cogeneración es una de las mejores técnicas de producción de energía que se puede utilizar para mantener la calidad y la accesibilidad en la producción de energía, al tiempo que se reduce el consumo de combustible, por lo tanto, son de amplio uso por la conservación de energía y el uso más eficiente de los recursos energéticos.

Siempre que una demanda simultánea de energía y calor de proceso es necesario, la cogeneración ofrece una oportunidad que puede contribuir significativamente al uso eficiente de la energía.

En otras palabras, de los sistemas de cogeneración se espera que desempeñen un papel importante en la solución de los problemas globales energéticos y ambientales que están en cuestión en los últimos años, y reducir las emisiones de contaminantes atmosféricos y gases de efecto invernadero. La cogeneración es simplemente la producción simultánea de energía eléctrica o mecánica y energía térmica útil a partir de una única fuente de energía como el petróleo, el carbón, gas natural o gas licuado, biomasa o solar. La cogeneración permite al productor tener su propia electricidad, agua caliente y vapor, si lo necesita.

Como se ve claramente, la cogeneración y sus instalaciones ofrecen grandes ventajas y el sector de producción de energía de hoy en día, juega un papel importante. En este estudio, una breve descripción de cogeneración, los sistemas técnicos, los componentes, instalaciones y productos son presentados.

5.1.1 SISTEMA DE COGENERACION DEL COMPLEJO PETROQUÍMICO

En esta sección se proporciona información general de carácter técnico sobre el sistema de generación de energía eléctrica instalado en la Planta De Servicios Industriales del complejo petroquímico en estudio.

La cogeneración es la producción simultánea o secuencial de energía mecánica y térmica a partir de una misma fuente de energía, permitiendo un incomparable grado de aprovechamiento de la energía del combustible frente a procesos tradicionales.

Adicionalmente, las tecnologías y combustibles que normalmente se utilizan en los sistemas de cogeneración, son menos contaminantes que los utilizados en sistemas convencionales.

En este caso, la energía mecánica producida es utilizada en la generación de la energía eléctrica necesaria para abastecer la demanda del Complejo, mientras que la energía térmica se aprovecha en las calderas de recuperación de calor, generando vapor saturado para satisfacer los requerimientos de calor de los otros procesos del complejo.

5.1.2. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

El sistema está conformado por dos Turbogases, que operando a las condiciones de temperatura ambiente y humedad relativa prevalecientes en la ciudad de Barraanquilla, tendrán la capacidad de producir hasta 6.9 MWe cada una. Las Turbogases están acopladas de manera individual a un generador eléctrico por intermedio de un reductor de velocidad y por el lado de gases a una caldera de recuperación de calor residual, con capacidad para generar hasta 16 t/h de vapor saturado a 18 kg/cm² y 209°C.

De acuerdo con los requerimientos de energía y vapor del complejo, bajo este esquema de generación cada set de equipos opera de la siguiente manera 4.8 MWe y 13.3 t /h. de vapor. Cada unidad viene diseñada para trabajar en uno de los siguientes modos de operación; ciclo simple o ciclo de cogeneración:

Ciclo simple: Es el modo de operación en el cual los gases calientes originados por la combustión de la mezcla aire/gas que provienen de la Turbogas, son venteados a la atmósfera.

Ciclo de cogeneración: Es el modo de operación en el cual los gases calientes originados por la combustión de la mezcla aire/gas que provienen de la Turbogas, son aprovechados para la generación de vapor en las calderas de recuperación de calor.

En condiciones normales del Complejo, el modo de operación es en ciclo de cogeneración.

5.1.3 PRINCIPALES EQUIPOS INSTALADOS:

Dos Turbogases, dos generadores eléctricos, dos Calderas de recuperación de calor y dos válvulas de desviación (Diverter Valve); cada uno de ellos con los dispositivos y sistemas necesarios para su funcionamiento.

5.1.4 DESCRIPCION DEL PROCESO

El compresor de la Turbogas succiona aire de la atmósfera a través de un sistema de filtración, el aire es comprimido y dirigido hacia las cámaras de combustión con alta presión 186 psig y temperatura 385°C, donde entra en contacto con el gas natural, lo que hace que se encienda espontáneamente, el flujo de gases calientes al expandirse en la turbina la hacen girar entregando energía mecánica de rotación, que es transmitida a través del eje de salida del compresor a un generador eléctrico, por intermedio de un reductor que adapta la velocidad de rotación de la turbina a la del generador, para producir la energía eléctrica necesaria en la operación del Complejo.

Una vez los gases de combustión salen de la Turbogas, pasan por un ducto de transición hacia la Diverter Valve para luego ingresar a la caldera de recuperación de calor donde se produce el vapor saturado a 18 Kg/cm². El vapor producido en estas calderas es utilizado en los demás procesos. Los gases de combustión luego de entregar parte de su energía calórica en la caldera de recuperación, son enviados a la atmósfera a través de la chimenea principal con una temperatura aproximada de 237°C.

5.1.5 DESCRIPCION DE LOS EQUIPOS DEL SISTEMA

5.1.5.1 TURBOGAS.

Generalidades.

En el complejo se encuentran instaladas dos Turbogases marca SIEMENS de referencia SGT-300, con una capacidad nominal por turbina de 7.9 Mwe a condiciones ISO, diseñadas para servicio industrial en generación eléctrica. La Turbogas es de tipo mono eje de flujo axial. Los gases de combustión, a la salida de la turbina alcanzan una temperatura que oscila entre 553-565°C. El conjunto de la Turbogas incluyendo el generador, operan dentro de un contenedor.

Componentes de una Turbogas

A continuación se describen brevemente algunos componentes importantes de una Turbogas.

a. COMPRESOR.

Las secciones integradas del rotor de la turbina y del compresor están montadas sobre un árbol único para formar el conjunto rotor turbina, el cual se apoya y emplaza en cojinetes radiales y axiales, en sus correspondientes cajas, por el lado de succión y del compresor.

El rotor del compresor es de diseño axial de 10 etapas y eje único, compuesto por una serie de discos que portan los álabes del compresor con pies en cola de milano, que se juntan con acoplamientos Hirth en el diámetro exterior y se sostienen por un tirante central. Las carcasas del estator del compresor están formadas por una carcasa de baja presión y un inserto de alta presión donde se alojan las 12 filas de álabes del estator del compresor.

La carcasa del estator del compresor de baja presión está dividida a lo largo de su línea central y está embridada al alojamiento de los cojinetes de admisión por su extremo de succión y a la carcasa del centro de la turbina por su extremo de salida. La mitad superior de la carcasa contiene orificios de acceso para boroscopio, que permiten examinar el estator del compresor y los álabes del rotor.

Las cuatro primeras filas de álabes del estator del compresor están conformadas por los álabes guía de geometría variable. La primera fila corresponde a los álabes guía de entrada (IGV).

Sobre la carcasa del estator del compresor se encuentra instalada una válvula de purga intermedia, encargada de ventear aire desde la sexta etapa del compresor al interior de la envolvente. Cuando el compresor opera por debajo de la velocidad normal de operación (arranque o parada), el lado de entrada del compresor es más eficaz que el de salida, esto produce un incremento en la presión del aire en las etapas intermedias del compresor y una reducción en el flujo de aire hacia las cámaras de combustión, aumentando la relación combustible/aire al igual que la presión de la cámara de combustión. Si esta serie de eventos no es controlada, creará una ruptura aerodinámica del flujo de aire en el interior del compresor (bombeo).

Para superar este problema se dispone de los álabes guía de geometría variable y la válvula de purga intermedia. Al variar el ángulo de inclinación de los álabes de geometría variable, se reduce la masa de aire circulante y al abrir la válvula de purga intermedia, se expulsa el exceso de aire. Esto facilita el arranque y parada de la máquina al igual que previene el contra flujo (bombeo) en el compresor.

b. TURBINA DE EXPANSIÓN.

El rotor de la turbina es de diseño axial de dos etapas compuesto por un disco rotor de alta presión y otro de baja presión que llevan álabes de rotor con pies en forma de pino. Los discos del rotor de la turbina están suspendidos del rotor del compresor, fijados con acoplamientos Hirth y unidos al compresor con un tirante roscado central.

La turbina acciona al compresor, el reductor y el equipo auxiliar impulsados desde el extremo frontal, utilizando el rotor del compresor como eje de salida. En el extremo de salida de los gases, se ha montado sobre la carcasa de presión de la turbina, un difusor de

escape de flujo axial, que permite la difusión de los gases en el sistema de conductos de salida.

Tanto los álabes del estator en el área de alta temperatura como los de la turbina, presentan canalizaciones internas, especialmente diseñadas para permitir la circulación del aire proveniente de la última etapa del compresor, para la ventilación de los mismos.

Se dispone de la siguiente instrumentación para la monitoreo de los parámetros de la turbina y proporcionar funciones de aviso y control:

Monitoreo de la temperatura:

Los detectores de temperatura de resistencia RTD0H100/0H200 y RTD0H101/0H201, montados en la carcasa de entrada de aire, monitorean la temperatura del aire en la succión del compresor. El valor de temperatura promedio de estos dos detectores, es tomado por el sistema como una de las señales necesarias para efectuar el control de potencia de la turbina.

Las trece termocuplas, desde la TE0H109/0H209 hasta la TE0H121/0H221, montadas en la salida de los gases de escape, monitorean la temperatura de servicio de la turbina y desviaciones de la misma. Estas se encuentran enumeradas desde el número uno hasta el trece, siguiendo el orden de las manecillas del reloj, observándolas desde el lado del compresor y proporcionan información sobre el estado de la combustión. Además, pararán la turbina en caso que fallen dos termocuplas adyacentes o tres localizadas en cualquier orden. El fallo de una o más termocuplas no adyacentes generará una alarma.

El valor de temperatura promedio de estas trece termocuplas, es utilizado por el sistema de control para determinar cuando la temperatura de la turbina se encuentra en un valor seguro. Esta temperatura promedio, también es usada cuando el sistema requiere apagar las bombas de lubricación, considera un valor seguro cuando la temperatura promedio es igual o inferior a 120°C.

Monitoreo de la velocidad:

Las sondas de velocidad SDP0H101/0H201 y SDP0H103/0H203, detectan la sobrevelocidad proporcionando un corte en 15450 rpm. Las sondas SDP0H100/0H200 y SDP0H102/0H202; se utilizan para el control e indicación de la velocidad y protección contra sobrevelocidad proporcionando un corte en 15450 rpm. Todas las sondas monitorean desde el extremo frío del rotor del compresor.

Monitoreo de vibraciones:

Las sondas de vibración sin contacto RPX0H100/0H200, RPY0H100/0H200, RPX0H101/0H201 y RPY0H101/0H201; están dispuestas de forma adyacente a cada

cojinete radial del rotor para monitorear la vibración radial, proporcionan una alarma en 2 mils y un corte en 3.5 mils. Las sondas de vibración sin contacto axiales THPOH100/OH200 y THPOH101/OH201, monitorean los movimientos axiales del rotor en el extremo de entrada del compresor, proporcionan una alarma en 2 mils y un corte en 3.5 mils. La sonda Keyphaser KPOH100/OH200, proporciona una referencia del ángulo de fase.

Monitoreo de presión:

Los transmisores de presión de salida del compresor PTOH108/OH208 y de presión de salida de la turbina de potencia PTOH110/OH210 son utilizados por el sistema para facilitar el control de la turbina.

c. SECCIÓN CALIENTE.

Está formada por 6 cámaras de combustión de bajas emisiones (sistema en seco DEL), dispuestas simétricamente, inclinadas 30 grados respecto al árbol de la turbina. Se encuentran enumeradas desde la número uno hasta la seis, siguiendo el orden de las manecillas del reloj, observándolas desde el lado del compresor. Cada cámara cuenta con un dispositivo de encendido único de alta potencia. El sistema de combustión de flujo inverso, mejora la mezcla de combustible aire. El aire que sale por la boca de salida del compresor, da la vuelta y entra en las cabeceras de las cámaras de combustión a través de las placas de remolino para imprimir un movimiento rápido de remolino al flujo. Esto garantiza que el combustible y el aire se mezclen completamente. Las seis termocuplas desde la TEOH100/OH200 hasta la TEOH105/OH205, montadas en las cámaras de combustión en combinación con el transmisor de presión dinámica PTOH109/OH209, monitorean el estado de la combustión y proporcionan datos del funcionamiento al sistema de control de la turbina, como también alarma y corte desde las termocuplas en 830°C y 850°C respectivamente. De igual forma si alguna de estas termocuplas falla (TEOH100/OH200 hasta la TEOH105/OH205), se originará un corte.

d. REDUCTOR DE VELOCIDAD.

Situado entre la turbina y el generador, es el dispositivo encargado de transmitir la potencia de la turbina al generador eléctrico, adaptando la velocidad de rotación de la turbina de 14010 rpm a la requerida por el generador, 1800 rpm.

Corresponde a un sistema de engranajes reductor de velocidad epicíclico de tipo “estrella compuesta”, en el que se invierte la dirección de rotación del eje de potencia de la turbina. También suministra la fuerza al sistema auxiliar de arranque y al sistema principal de aceite de lubricación. Se dispone de un acelerómetro APXOH100/OH200, montado

sobre el reductor, para monitorear las vibraciones, que proporciona una alarma en 10 mm/seg y un corte en 13 mm/seg.

5.2 TERMOECONOMIA

En el marco de las ciencias sociales se encuentra la Economía, ciencia que está estrictamente relacionada con el uso y distribución de los recursos, ya que de éstos dependen los sistemas productivos y desarrollo tecnológico. Un sistema que se desarrolla consumiendo recursos e intercambiando bienes y servicios se puede considerar como una actividad económica de compleja estructura.

Por su parte la Termodinámica que estudia los procesos de transformación de la energía, permite a través del segundo principio cuantificar la cantidad de recursos naturales consumidos en un proceso determinado y por ende saber cuánto cuesta en términos de recursos consumidos.

Desde este punto de vista, es claro que se puede entonces hablar de una relación entre la física y la economía; La Termoeconomía, término propuesto por Evans y Tribus[1] en 1962, que nace como una nueva disciplina en la década de los 60 con el objeto de estudiar la conexión existente entre la Economía y la Termodinámica, sentar las bases teóricas de una ciencia del ahorro de energía y obtener así modelos que recojan la limitación que supone no disponer de una cantidad ilimitada de recursos, estableciendo los criterios más robustos para evaluar la eficiencia y el costo de los productos obtenidos del proceso cuestionado.

5.2.1 SEGUNDO PRINCIPIO DE LA TERMODINÁMICA: LA EXERGIA

La exergía (o disponibilidad) es una propiedad termodinámica que cuantifica la calidad de la energía, pero a diferencia de ésta no se conserva [4] Keneet Wark. En general es bien sabido que desde el punto de vista termodinámico el disponer de algo con elevado potencial de realizar una acción, tiene un gran valor. Este potencial en términos de la física se puede llegar a medir con la presión, temperatura, potencial químico, la altura, etc, desde el punto de vista económico, se mide con la riqueza, la densidad de información, entre otros. Si liberamos las ligaduras que mantienen a nuestro sistema con ese elevado potencial intensivo y lo dejamos evolucionar sin producir ningún efecto útil, estos potenciales disminuirán hasta equilibrarse con los del entorno. La energía y la masa del conjunto no habrán cambiado, pero notamos que algo a cambiado. En el caso

económico, la cantidad de dinero circulante no se habrá modificado, pero mi riqueza sí. Para cuantificar estos cambios se utiliza el concepto de entropía. La entropía de un sistema físico es función de sus potenciales intensivos, y está definida de tal manera que la entropía del conjunto crece más, cuanto menos efectos útiles produzca el sistema al evolucionar hacia su entorno. En otras palabras se ha relacionado el concepto de Entropía con el de utilidad.

En primer lugar la utilidad termodinámica siempre tiene un referente. Hay que decir utilidad con respecto a un determinado nivel de referencia, y será tanto mayor cuanto más alejados tenga sus potenciales intensivos respecto a los de su entorno. El entorno actúa como un atractor. En segundo lugar, la magnitud con la que se contabiliza en Física la capacidad de hacer algo es la energía. Sin embargo, de acuerdo con el Primer Principio de conservación de la energía, los kilovatios hora que pago en la factura eléctrica tienen la misma cantidad de energía que el calor disipado por una estufa que consuma esos kilovatios-hora. No todos los tipos de energía tienen la misma calidad, por eso la utilidad termodinámica habrá que medirla en unas unidades de magnitud que a la vez especifiquen su calidad.

A la utilidad termodinámica, la llamamos energía disponible o exergía. La exergía de total de un flujo de materia es la suma de las componentes física, química, cinética y potencial. Las exergías cinética y potencial son totalmente convertibles en trabajo y por tanto coinciden con su energía. Para un volumen de control abierto, la componente física y química de la exergía de un flujo de materia se calcula como:

Donde H , S representan respectivamente, la entalpía y entropía. N_i representan el número de moles de componente química del flujo y μ_i su potencial químico. El subíndice $-0-$ representa el valor de esas magnitudes en las condiciones del estado de referencia.

La exergía de un flujo de calor $-Q-$ cedido a un sistema a una temperatura $-T-$, viene dado por:

$$B_Q = Q \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \quad (1.2)$$

Y la exergía de un flujo de trabajo, coincide con su energía:

$$B_W = W \quad (1.3)$$

Por último, como ya ha sido indicado, es muy importante definir adecuadamente las condiciones que caracterizan al ambiente de referencia.

Siguiendo con el planteamiento matemático de la segunda ley de la termodinámica, el cual se puede expresar de la siguiente manera:

$$\text{Energía In} = [\text{Energía deseada}] + [\text{Energía perdida}] \quad (1.4)$$

Basados en esta ecuación, se plantea que la eficiencia exergética pueda ser definida de la siguiente manera:

$$\varepsilon = \left[1 - \frac{\text{Energía destruida}}{\text{Energía In}} - \frac{\text{Energía perdida}}{\text{Energía In}} \right] \quad (1.5)$$

La exergía total del sistema, \dot{B} puede ser dividida en cuatro componentes: Exergía física \dot{B}^{PH} , exergía cinética \dot{B}^{KN} , exergía potencial \dot{B}^{PT} , Exergía química \dot{B}^{CH} , Bejan et al (1994), Tsatsaronis et al (1994), Szargut et al (1998) and Kotas (1985); por lo tanto, la exergía se puede expresar como:

$$B = \dot{B}^{PH} + \dot{B}^{KN} + \dot{B}^{PT} + \dot{B}^{CH} \quad (1.6)$$

Consideran un sistema en reposo con relación al ambiente, $\dot{B}^{KN} = \dot{B}^{PT} = 0$

La exergía física \dot{B}^{PH} esta dada por la expresión:

$$b^{PH} = \frac{\dot{B}^{PH}}{\dot{m}} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (1.7)$$

En condiciones atmosféricas, la exergía química, se puede expresar con la relación:

$$b^{CH} = \sum_{K=1}^N X_K b_K^{-CH} + \bar{R}T_0 \sum_{K=1}^N X_K \ln X_K \quad (1.8)$$

Una aproximación matemática muy usual para el Gas Natural, propuesta por Tsatsaronis (2003) es:

$$\frac{b^{-CH}}{PCS} = 0.94 \quad (1.9)$$

El balance de exergía de cada componente puede ser obtenido, según Bejan et al (1996) de la siguiente manera:

$$B_{F,K} = \dot{B}_{P,K} + \dot{B}_{L,K} + \dot{B}_{D,K} \quad (2.1)$$

Donde $\dot{B}_{F,K} = \text{Exergía del combustible}$
 $\dot{B}_{P,K} = \text{Exergía de productos}$
 $\dot{B}_{L,K} = \text{Exergía Perdida}$
 $\dot{B}_{D,K} = \text{Exergía destruida}$

La exergía destruida $\dot{B}_{D,K}$ está relacionada con la generación de Entropía por medio de:

$$B_D = T_0 S_{gen} \quad (2.2)$$

Esta relación es conocida como el teorema de Gout-Stodola, Bejan et al (1996) y Szarguat et al (1988).

La eficiencia exergética puede ser escrita como:

$$B_K = \frac{\dot{B}_P}{\dot{B}_F} = 1 - \frac{\dot{B}_L + \dot{B}_D}{\dot{B}_F} \quad (2.3)$$

La relación de exergías destruida Y_D y Y_D^* y la exergía perdida Y_L pueden expresarse de la siguiente manera:

$$Y_D = \frac{\dot{B}_D}{\dot{B}_{F,tot}}, \quad Y_D^* = \frac{\dot{B}_D}{\dot{B}_{D,tot}}, \quad Y_L = \frac{\dot{B}_L}{\dot{B}_{F,tot}} \quad (2.4)$$

5.3 ANALISIS TERMOECONOMICO

Según Gaggioli, R.A. y El-Sayed [2], las metodologías para estudios termoeconómicos desarrolladas hasta la fecha se pueden clasificar en dos grupos:

- Optimización del diseño, operación y/o mantenimiento de un sistema energético. En este caso el objetivo es minimizar el costo unitario de exergía del producto.
- Determinar el costo de los productos y flujos físicos de materia y energía de una instalación. Esto nos permite llevar a cabo una distribución adecuada de los costos,

y por ende establecer los precios adecuadamente de una planta. El conocer los costos de los flujos principales y de los equipos que presentan una mayor destrucción de exergía, es útil ya que sirve de información a la hora de ver la viabilidad de un proyecto.

Esto significa que el uso de las metodologías conocidas depende del objetivo principal del estudio, sea la optimización del diseño y/o la operación del sistema energético analizado o la asignación de costos a sus flujos internos y productos. No obstante ambas metodologías se basan en que es la Exergía y no la Energía, la propiedad que expresa la utilidad termodinámica de los productos funcionales de índole energética y por tanto la asignación de costos debe basarse en este postulado.[3]

Las técnicas del análisis termoeconómico permiten entre otras las siguientes posibilidades:

- Calcular los costos de los flujos y productos de una planta con criterios físicos.
- Encontrar alternativas de ahorro de energía
- Optimizar la operación
- Optimizar localmente subsistemas o equipos

El análisis termoeconómico combina la primera y segunda ley de la termodinámica en conjunto con datos económicos e introduce conceptos nuevos como Fuel y Producto, estructura productiva, ahorro energético, costos de irreversibilidades, consumo adicional de fuel, malfunción etc. Los mecanismos de degradación de la calidad de la energía se traducen en términos de costo, consumo, malfunción etc.

Para la aplicación de un análisis termoeconómico al sistema de cogeneración, el análisis necesita de un modelo matemático que establezca los estados de referencia de la planta.

5.4 ANALISIS EXERGETICO

El objetivo principal de la termodinámica aplicada es brindar un criterio de juicio general del desempeño de los procesos industriales para los cuales la energía tiene un papel preponderante. Como parámetro de interés en estos procesos, está la eficiencia, la cual permite comparar el producto obtenido con el consumo o costo que ha sido necesario para producirlo, sin embargo para que dicha comparación tenga sentido, se debe hacer sobre la base de una equivalencia termodinámica entre ambos conceptos.

Según los estudios realizados sobre este tema, las experiencias enseñan que la energía tiene tanto cantidad como calidad. Históricamente, la calidad de una cantidad dada de energía es la medida de su capacidad para producir trabajo útil, esta capacidad existe siempre y cuando se tengan dos sistemas en diferentes estados y estén comunicados entre sí; en donde el trabajo que pueda ser desarrollado se limita a cuando los dos sistemas lleguen al equilibrio. Cuando uno de los sistemas de interés es el ambiente, se obtiene que la exergía es el trabajo teórico máximo obtenible de la interacción de los sistemas hasta su equilibrio. Si esta capacidad para realizar trabajo útil se reduce durante un proceso, entonces se dice que la energía se ha degradado. La segunda ley de la termodinámica es una ley que trata de sobre la degradación de la energía. [4]

Por tanto si se quiere una definición global e independiente del tipo de energía, no se debe evaluar el producto y el consumo en términos de la energía sino en términos de la exergía, ya que si bien dos flujos o sistemas son termodinámicamente equivalentes si y solo si tienen igual exergía.

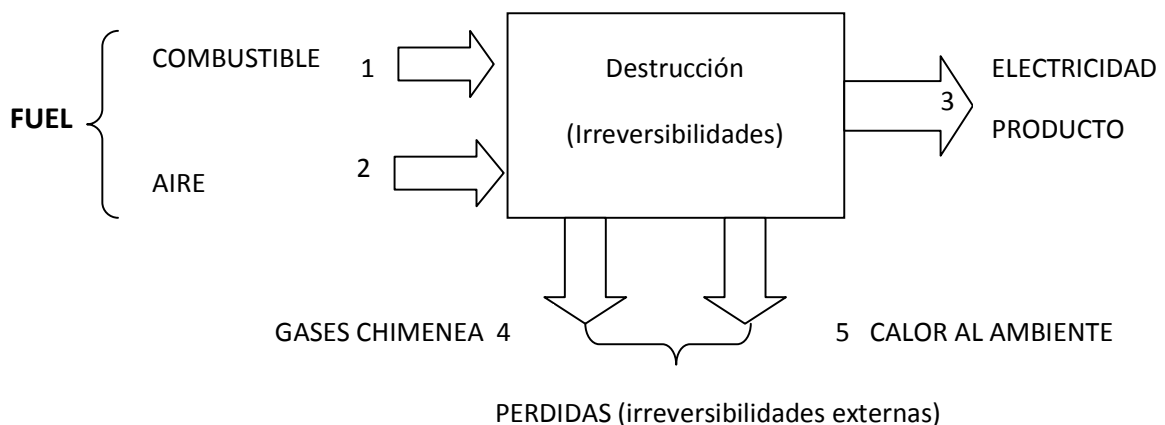
Si se observa la figura 1, una central térmica, donde el Fuel o costo necesario, es la exergía que se debe suministrar a la planta para poder materializar el producto deseado, estará constituido por la exergía de los flujos de aire y combustible.

Planteando un balance de exergía:

$$\text{PRODUCTO (P)} = \text{FUEL (F)} - \text{PERDIDAS (L)} - \text{DESTRUCCION (D)}$$

$$B_3 = (B_1 + B_2) - (B_4 + B_5) - B_D \quad (2.5)$$

Figura 1. Esquema de una central térmica 1



Con lo anteriormente expuesto la eficiencia o el rendimiento de segunda ley del proceso es:

$$\eta_d = \frac{\text{PRODUCTO (P)}}{\text{FUEL (F)}} = 1 - \frac{\text{PERDIDAS (L)} + \text{DESTRUCCION (D)}}{\text{FUEL (F)}} \quad (2.6)$$

Donde se cumple necesariamente la condición $0 \leq \eta_d \leq 1$

Si se obtiene la inversa de la eficiencia, se estará calculando el consumo de exergía requerido por la instalación para generar la unidad de exergía, lo que representa el costo exergético unitario de la electricidad producida:

$$k = \frac{1}{\eta_d} = \frac{\text{FUEL (F)}}{\text{PRODUCTO (P)}} = 1 + \frac{\text{PERDIDAS (L)} + \text{DESTRUCCION (D)}}{\text{PRODUCTO (P)}} \quad (2.7)$$

Para todo $k \geq 1$

Es de esta forma que de forma sencilla se establece la relación existente entre la eficiencia termodinámica y el costo exergético unitario.

En la realidad y para el caso de este estudio, el tratamiento que se les da a los problemas complejos es de tipo matricial asistido por ordenador. La metodología del cálculo de costos se resume en los puntos siguientes:

1. Dada una planta y su descripción como sistema termodinámico en el nivel de detalle considerado para su análisis, se define la matriz de incidencia (**A**), que permite formular matricialmente los balances de materia, energía exergía, costo exergético, costo exergoeconómico, etc.
2. Conocidas las exergías de los flujos, la definición de rendimiento exergético de los equipos (fuel, producto, perdidas y sus componentes individuales), se constituye la matriz de producción (α) mediante la aplicación de las reglas propuestas.
3. La matriz **A** representa a la estructura física del sistema y la matriz α su estructura productiva. La unión de ambas o matriz de costos (**A**) junto con los vectores de valoración externa (Y^* y Z) permiten calcular inequívocamente el costo exergético ($B^* = A^{-1} \times Y^*$) y exergoeconómico ($\Pi = A^{-1} \times Z$) de los flujos.

5.5 MALFUNCIONES

Las malfunciones en un sistema termodinámico se definen por sus características como intrínsecas o inducidas [5]. Las intrínsecas se deben al deterioro de las partes internas de los equipos y las inducidas a las desviaciones en las propiedades termodinámicas en flujo de trabajo, respecto a las condiciones de la garantía del equipo. Ambas categorías podrían ser caracterizadas por medio de sus parámetros internos, tales como eficiencia isoentropica, relación de presión etc.

Cuando las malfunciones intrínsecas e inducidas ocurren simultáneamente en uno o más componentes se podrá detectar que el rendimiento global de planta se afecta; sin embargo la evaluación de pérdida de rendimientos por causas específicas viene a ser muy compleja.

Por ello toda metodología de gestión de mantenimiento que conlleve a eliminar el consumo adicional de los recursos, puede ser muy apreciado por los gestores de las plantas, lo cual es común cuando las malfunciones aparecen en la vida de operación de los sistemas de energía. En una planta de generación de energía la producción es predeterminada a la demanda, y esta se cubre por medio de la carga de operación de la planta. Por esta razón cuando aparecen las malfunciones, es común aumentar la carga de trabajo para mantener la producción en el nivel deseado. Sin embargo en muchos casos el costo de producción de “malfuncionamiento” donde los efectos intrínsecos o inducidos están mezclados, puede ser más alto el costo de reparación e indisponibilidad [6]

5.6 MATRIZ DE INCIDENCIAS

Con el fin de realizar el análisis termodinámico de una planta de cogeneración se deberá definir previamente como un conjunto de equipos o subsistemas y de otro conjunto de flujos de materia, calor y trabajo a través de los cuales se relacionan de manera másica y energética los equipos entre sí y con el entorno de la planta.

Mediante la matriz de incidencia se relacionan los flujos y subsistemas, ésta se simboliza con la letra en negrita **A** {n,m} siendo n el número de subsistemas o equipos y m el número de flujos. En la figura 2 se presenta esta matriz para una planta de cogeneración azucarera.

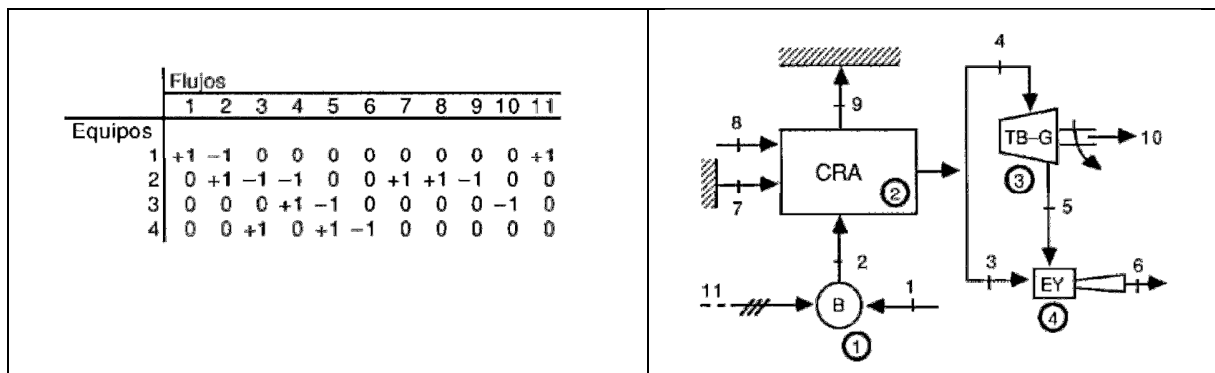


Figura 2. Sistema de cogeneración y su matriz de incidencia

Como puede verse los elementos de la matriz a_i toma el valor de +1 si el flujo j -ésimo entra al subsistema, el de -1 si lo abandona, el de 0 si no existe relación física directa entre ellos.

Si se considera que los subsistemas funcionan en estado estacionario, el balance de exergía podrá plantearse como:

Se expresa en función de la matriz **A** y del vector **B** por:

Donde **D**, es el vector diagnóstico de dimensión $(n \times 1)$, siendo cada uno de sus n elementos la exergía destruida en cada uno de los n equipos.

5.7 DEFINICION DE FUEL- PRODUCTO- PERDIDAS

Para cada uno de los n subsistemas debe realizarse la edición de fueles productos y residuos o pérdidas (F-P-L), ya que por medio de esta definición se determina la eficiencia o rendimiento de cada equipo.

Basado en la metodología de Antonio Valero (teoría del costo exergético), se presenta a continuación un sistema genérico que servirá como guía general para representar a cualquiera de los equipos.

En síntesis el balance de exergía de cada equipo también puede plantearse de la siguiente manera:

Matemáticamente se expresa: $F = P + R + D = P + I$

Siendo I, la irreversibilidad del proceso (suma de la exergía destruida D, y la exergía de los residuos R.)

Si se sigue la figura 3, a continuación, donde se refleja un subsistema genérico sobre el que se puede explicar de mejor forma lo anterior. En la figura se observa la existencia de corrientes de entrada y salida agrupadas en:

$$\begin{aligned} \text{FUEL:} \quad & F = B_1 + (B_2 - B_3) + (B_4 + B_5 - B_6 - B_7) \\ \text{PRODUCTO:} \quad & P = B_8 + (B_{10} - B_9) + (B_{13} + B_{14} - B_{11} - B_{12}) \\ \text{PERDIDAS:} \quad & L = B_{15} + B_{16} \end{aligned}$$

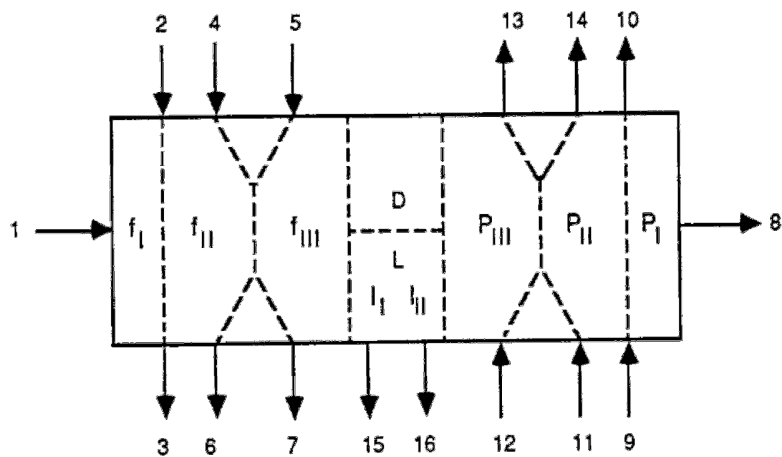


Figura 3, Subsistema Genérico

5.8 REGLAS DE ASIGNACION DE COSTOS

De acuerdo con Valero plantea un procedimiento racional para la asignación de costos basado únicamente en la Termodinámica, resumido de la siguiente manera [4]:

- El costo exergético de un flujo (B^*), fuel (F^*) o producto (P^*), es la cantidad real de exergía que ha sido necesaria para producirlo.
- Un análisis detallado de la naturaleza del proceso global y del papel que juegan todos y cada uno de los subsistemas en la formación progresiva de los productos finales (definición F- P –L) es lo único que se requiere para resolver el problema de asignación de costos.
- La idea clave es la siguiente: el costo exergético de los flujos de entrada a un equipo debe ser repercutido a los flujos útiles que abandonan el mismo.
- A partir de dichas bases se postulan un conjunto de proposiciones cuya aplicación sistemática permite determinar los costos exergéticos de los flujos, fueles y productos, del proceso a analizar.
- **Proposición 1:** El costo exergético es una propiedad conservativa.
- **Proposición 2:** Para los flujos múltiples el fuel total de un subsistema el costo exergético unitario de los flujos de salida debe ser igual al de los flujos de entrada. Esta proposición es consecuente con el hecho de que la exergía de los flujos de salida de una componente múltiple del fuel es aquella parte de la exergía de los flujos de entrada que no ha sido puesta en juego en el proceso que se desarrolla en el subsistema a que pertenece.
- **Proposición 3a:** Si un subsistema tiene un producto total formado por varias componentes, entonces todas ellas tendrán el mismo costo exergético unitario.
- **Proposición 3b:** Si una componente del producto tiene varios flujos de salida, se les asignara a todos ellos el mismo costo exergético.
- **Proposición 4:** En ausencia de valoración externa, a los flujos de perdidas debe asignárseles un costo exergético nulo ya que no tienen utilidad posterior.
- **Proposición 5:** En ausencia de valoración externa, el costo exergético de los flujos de entrada al sistema es igual a su exergía. Si el flujo j-ésimo que entra a uno cualquiera de los equipos que constituyen la planta, proviene del entorno de ésta y no de otro subsistema, entonces:

$$B_j^* = B_j \quad (3.1)$$

Para una planta el conjunto de balances de costos energéticos (proposición 1) de los n equipos que la conforman corresponderá al sistema de ecuaciones:

$$Ax B^* = 0 \quad (3.2)$$

Sin embargo como en cualquier sistema el numero de flujos (m) es mayor que el numero de subsistemas (n), se necesitaran (m-n) ecuaciones adicionales para resolver el problema de la asignación de costos a todos los flujos.

Desde un punto de vista matricial, esto implicará que deben determinarse los coeficientes de una matriz α (m-n, m) y un vector columna ω (m-n) que satisfaga:

$$\alpha xB^* = \omega \quad (3.3)$$

Por tanto, el sistema de ecuaciones necesario para calcular los costos energéticos de los flujos, tiene la estructura:

$$\begin{bmatrix} A \\ \alpha \end{bmatrix} xB^* = \begin{bmatrix} 0 \\ \omega \end{bmatrix} \quad (3.4)$$

Ahora se define:

$$A = \begin{bmatrix} A \\ \alpha \end{bmatrix} \quad Y^* = \begin{bmatrix} 0 \\ \omega \end{bmatrix} \quad AxB^* = Y^* \quad (3.5)$$

Los coeficientes de la matriz A, solo dependen de los valores que tomen las exergías de los m flujos, por cual si estos son conocidos, solamente faltará realizar la valoración del vector columna Y^* para que los costos energéticos de los m flujos queden determinados [4].

5.9 COSTOS EXERGOECONOMICOS

El cálculo de los costos exergoeconómicos monetarios de los flujos en las plantas energéticas constituye un problema de gran importancia, ya que la energía tiene un papel preponderante. En este tipo de instalaciones la formación del costo económico de los flujos internos y productos finales está relacionada tanto con la eficiencia termodinámica del proceso que da lugar a los mismos, como con el costo de amortización y mantenimiento de los equipos en que se desarrolla dicho proceso.

El costo termoeconómico de un flujo de exergía es la suma de dos contribuciones a saber: La primera procede del costo monetario de la energía de entrada a la planta necesaria para producir dicho flujo y la segunda que engloba el resto de los costos originados en los procesos productivos asociados a su obtención.

El costo exergético usualmente se ve envuelto en balance de costos realizados para todos y cada uno de los componentes, un balance de costos aplicado al n-ésimo equipo indicado como la suma de los costos asociados con todos los flujos exergéticos de salida igual a la suma de todos los flujos exergéticos de entrada más el monto apropiado debido al capital de inversión (Z^{Cl}) y los gastos de operación y mantenimiento (Z_{cm}) la suma de los dos

últimos términos es denotada por (Z). En términos generales lo anterior se puede expresar como:

$$\sum_e (C_e B_e)_k + C_{w,k} W_k = C_{q,k} B_{q,k} + \sum_i (C_i B_i)_k + Z \quad (3.6)$$

Donde $C_i = c_i B_i$

Desde el punto de vista matricial para una planta con muchos equipos interconectados, se procede a expresar matemáticamente de la siguiente manera:

$$A X C = -Z \quad (3.7)$$

Donde Z, representa un vector columna que representa los costos exergoeconómicos de todos los flujos. Al igual que para los costos exergéticos se requieren (m-n) ecuaciones auxiliares para que los costos exergoeconómicos queden determinados. Dado que la naturaleza del problema es igual a la planteada en los costos energéticos las ecuaciones auxiliares deben formularse de la misma forma:

$$\alpha X C = \omega_Z \quad (3.8)$$

Respondiendo ahora el vector W_Z a la valoración económica externa de los flujos de entrada a la planta o de aquello que no forman parte del producto total. Constituyendo entonces que el problema matemático de la determinación de los costos exergoeconómicos de los flujos se limita a la resolución del sistema de ecuaciones (3.7)

Ahora es necesario definir qué:

$$A = \begin{bmatrix} A \\ \alpha \end{bmatrix} \quad y \quad Z = \begin{bmatrix} -Z \\ \omega_Z \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

5.10 DIAGNOSTICO TERMOECONOMICO

El objetivo del diagnostico es descubrir y comprender los signos de malfunción y cuantificar sus efectos. En el caso del diagnostico termoeconómico, el efecto de una malfunción se cuantifica en términos de consumo adicional de recursos necesarios para obtener la misma producción, tanto en cantidad como en calidad. Entonces, el problema del diagnostico termoeconómico de sistemas térmicos, puede ser formulado de la

siguiente manera: ¿Dónde, cómo y qué parte de los recursos consumidos se pueden ahorrar, manteniendo los objetivos de producción? Para resolver este problema, se necesita:

La aplicación de un procedimiento, que permita determinar de forma precisa el estado del sistema, tanto para unas condiciones de diseño o referencia, como para cualquier otra condición de operación. Una teoría que proporcione los conceptos y herramientas necesarias para explicar las causas consumo adicional de recursos, y los posibles ahorros.

Ahorro Técnico de exergía. La irreversibilidad de cada componente del sistema, se obtiene a partir del balance de su balance de exergía, una vez que hemos calculado todos los flujos de exergía que intervienen en la estructura productiva del sistema, mediante la aplicación del procedimiento adecuado, obtenido a partir del modelo termodinámico del sistema.

En la práctica, nunca vamos a ser capaces de recuperar todas las irreversibilidades de un componente. De hecho, el ahorro de exergía potencial está limitado por restricciones de tipo técnico y/o económico, dependen del nivel de decisión que limita las acciones que pueden ser tomadas. A diferencia del análisis energético convencional, el análisis termoeconómico asume que existe una situación de referencia, que se corresponde con el del sistema operando en las condiciones en las que fue diseñada.

5.10.1 FORMULACION DE KOTAS

La irreversibilidad que tiene lugar en una planta está dada por:

$$I_T = F_T - P_T = \sum_{i=1}^n I_i \quad (4.1)$$

Con un rendimiento exergético planteado como:

$$\eta_{bT} = \frac{P_T}{F_T} = 1 - \frac{I_T}{F_T} = 1 - \sum_{i=1}^n \frac{I_i}{F_T} = 1 - \sum_{i=1}^n \delta_i \quad (4.2)$$

A la diferencia $(1-\eta_{bT})$ se le denomina la fracción de exergía que no se transforma en el producto deseado, el cual se pierde producto de las irreversibilidades. Importante en este momento indicar que el término δ , representa la contribución relativa a la pérdida total de rendimiento del equipo correspondiente.

Otro parámetro de importancia, que muestra el efecto de la irreversibilidad local de un equipo sobre la planta es $\psi = \frac{I_i}{I_T}$ que indica la fracción de la irreversibilidad total que tiene origen en el equipo i .

Sin embargo aunque los métodos basados en el análisis de la segunda ley (Kotas 1985) y el Ahorro Técnico de Exergía pueden cuantificar el consumo adicional e combustible, no pueden identificar las causas reales de este consumo adicional.

5.10.2 FORMULACION DE STECCO Y MANFRIDA

La formulación de estos autores para cada equipo individual está dada por:

$$I_i = F_i - P_i = F_i(1 - \eta_{bi}) \quad (4.3)$$

El rendimiento total de la planta puede expresarse como:

$$\eta_{bT} = 1 - \sum_{i=1}^n r_i(1 - \eta_{bi}) \quad (4.4)$$

Por definición, $r_i = \frac{F_i}{F_T}$, se define como factor exergético. La ecuación anterior tiene un valor significativo y deja señalado que los ahorros de energía no solo deben buscarse en los equipos con bajo rendimiento energético, sino también en aquellos que aun con rendimientos elevados, procesan gran cantidad de energía.

Por su parte las cantidades ψ, δ, η_{bj} y r_i pueden ser relacionadas a través de las ecuaciones:

$$\psi_i = \frac{\delta_i}{1 - \eta_{b,T}} \quad (4.5)$$

$$r_i = \frac{\delta_i}{1 - \eta_{b,i}} \quad (4.6)$$

Este conjunto de parámetros es suficiente para la planeación de medidas enfocadas a las posibilidades teóricas de ahorro que pueden realizarse en la planta.

Sin embargo esta información con extrema utilidad, es insuficiente desde un punto de vista práctico, ya que el balance de exergía está cumpliendo su tarea eficientemente: detecta qué equipos, y con qué magnitud, son responsables de la ineficiencia

termodinámica de los procesos productivos reales, pero desde el punto de vista práctico no permite aumentar el rendimiento en cantidades apreciables.

5.10.3 AHORRO TECNICO DE EXERGIA

Una vez que los flujos exergéticos han sido suministrados por una prueba de rendimiento o un simulador del modelo de esa planta, las irreversibilidades generadas en cada componente pueden obtenerse del balance de exergía. Pero en la práctica, no todas las pérdidas exergéticas pueden ahorrarse, de hecho el potencial de ahorro exergético está limitado por factores técnicos y/o económicos, que influyen en el nivel de decisión de las acciones que puede llevar a cabo el personal técnico de una instalación. En contraste con el análisis termodinámico convencional, la Termoeconomía asume como la situación de referencia de la planta las condiciones de diseño de la misma bajo la carga considerada.

El consumo adicional de recursos puede ser escrito como la diferencia entre el fuel total en operación y en condiciones de diseño, para el mismo objetivo de producción:

$$I_{\tau} = I - I_D \quad (4.7)$$

Donde I_D es la irreversibilidad de la planta en condiciones de diseño, cuando esta suministra igual cantidad de producto total. Esto ha sido perfectamente explicado por Le Goff (11) y Valero (12). Ellos dicen que la fracción de ahorro termodinámico que es susceptible de materializarse en ahorro técnico viene definida por el nivel de Decisión de las personas o entidades que abordan el problema.

Este método permite cuantificar el consumo adicional de recursos, pero no es capaz de identificar las causas reales del consumo adicional de recursos.

5.10.4 PROCESO DE FORMACION DEL COSTO EXERGETICO

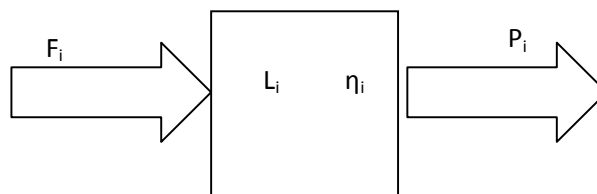


Figura 4

Equipo individual: Sea el equipo genérico i de la figura 4. Para este equipo son validas las siguientes ecuaciones:

- Balance de exergía: $F_i = P_i + I_i$
- Rendimiento exergético: $\eta_{b,i} = P_i/F_i = 1/K_i$
- Costo exergético unitario de Fuel: $K_{F,i}^* = F_i^*/F_i$
- Costo exergético unitario del Producto: $K_{P,i}^* = P_i^*/P_i$
- Balance del costo exergético: $F_i^* = P_i^*$

De las cuales se deduce que:

$$K_{p,i}^* = \frac{P_i^*}{P_i} = \frac{F_i^*}{P_i} = K_{F,i}^* \frac{F_i}{P_i} \quad (4.8)$$

$$\Delta K = K_{P,j}^* - K_{F,i}^* \quad (4.9)$$

Esto indica que el incremento del costo exergético unitario en todo equipo de una instalación es siempre positivo o nulo. Solo en aquellos equipos donde se desarrolla procesos internos y externos reversibles el producto tiene un costo exergético igual al del fuel; en caso contrario es mayor. Por otro lado si se toman dos equipos con rendimiento similar, dicho aumento es directamente proporcional al costo exergético unitario del fuel. A partir de esto se deducen hechos muy importantes basados en la figura 5, a continuación

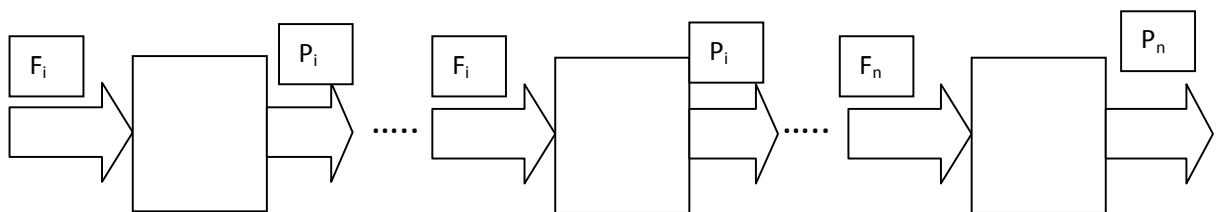


Figura 5.

Aplicando el balance de costo exergético a cada uno de los equipos se llega al conjunto de igualdades:

$$F_1^* = P_1^* = \dots P_{i-1}^* = F_i^* = P_i^* = F_{i+1}^* \dots = F_n^* = P_n^*$$

Asumiendo que el costo exergético del fuel que alimenta la instalación es igual a su exergía:

$$F_1^* = F_1$$

En tal caso puede demostrarse que:

$$K_{p,i}^* = \frac{P_i^*}{P} = \prod_{i=1}^i K_i \quad (5.1)$$

$$P_i^* = F_1 = P_i + \sum_{i=1}^i I_i \quad (5.2)$$

Estas expresiones muestran que el costo exergético unitario del producto de un equipo individual es igual a la inversa del rendimiento exergético del conjunto de equipos utilizados para obtenerlo y que al costo exergético se cargan tanto la exergía del producto como todas las irreversibilidades de la parte del proceso global de la planta involucrada en su obtención.

5.10.5 IMPACTO EN EL CONSUMO DE RECURSOS

Hasta el momento se ha evaluado el ahorro técnico de exergía o consumo adicional de Fuel que puede lograrse al llevar el conjunto de la planta hasta condiciones de diseño manteniendo la cantidad y especificaciones de los productos finales. Sin embargo la mayoría de los casos resulta muy complicado el actuar sobre todos los equipos de la instalación simultáneamente por razones económicas y técnicas. Ahora se debe determinar cuál es la disminución de la irreversibilidad local que puede conseguirse haciendo que un equipo concreto funcione de acuerdo a su diseño específico. Y en consecuencia cuantificar el ahorro en el consumo total de recursos de la instalación que puede materializarse con base a dicha disminución.

Nuevamente para un equipo se tiene:

$$I_i = F_i - P_i = (K_i - 1)P_i \quad (5.3)$$

Al modificarse las condiciones de funcionamiento de la instalación podrán modificarse tanto el rendimiento como la cantidad de producto del equipo i , en consecuencia:

$$dI_i = P_i dK_i + (K_i - 1) dP_i \quad (5.4)$$

Para una instalación global, si se asume que el producto es igual en condiciones de diseño y reales, entonces se obtiene que:

$$I_{\tau,T} \cong P_i \Delta K_T = P_T (K_T - K_{T,D}) \quad (5.5)$$

Por su parte la variación de la irreversibilidad local de los equipos puede tener como origen las dos causas: una modificación de su rendimiento y aumento y disminución de la cantidad de su producto. Realizando una interacción aproximada:

$$I_{\tau,T} \approx P_i \Delta K_i + (K_i - 1) \Delta P_i \quad (5.6)$$

El segundo término de la ecuación recoge la irreversibilidad adicional que se produce en el equipo i debido a que al variar el rendimiento los otros equipos de la instalación éste tiene que generar una mayor cantidad de producto. A esta irreversibilidad se le conoce con el nombre de irreversibilidad exógena que solo puede evitarse actuando sobre el resto de la planta. El primer término indica que parte de dicha irreversibilidad tiene su origen en el mal funcionamiento (baja eficiencia) del equipo en cuestión.

La repercusión en consumo de Fuel total por la planta (ó impacto en fuel) que se puede conseguir haciendo que un equipo alcance el rendimiento exergético de diseño, se puede estimar multiplicando la disminución provocada en su irreversibilidad local (endógena) por el costo exergético unitario del fuel de dicho equipo.

$$A_{\tau,i} \cong K_{F,i}^* I_{endogena} \quad (5.7)$$

Cabe resaltar que como método aproximado resulta correcto siempre que la perturbación en el rendimiento del equipo i no modifique el rendimiento del resto de los equipos ni las relaciones exergéticas de recirculación. Por lo tanto se utiliza como una aproximación razonable para pequeñas perturbaciones.

Otra aproximación razonable es hacer la suma extendida al conjunto de los equipos y estimar el ahorro técnico de exergía del conjunto de la instalación, es decir:

$$\Delta F_T = I_{\tau,T} \approx \sum_{i=1}^n A_{\tau,i} \quad (5.8)$$

5.11 OPTIMIZACION ENERGETICA

5.11.1 AHORRO TERMOCONOMICO DE ENERGIA

Siendo B_d/B_{ent} la pérdida de rendimiento global que se tiene al ejecutarse un proceso. Lógicamente SI todo fuera perfecto, se obtendría que B_d fuera nulo con lo que el rendimiento exergético fuera del 100%. Pero esto no es así, por causa de irreversibilidades internas y/o externas, por tanto el termino $() \neq 0$, y vale >

$$B_d = T_a S_g \quad (5.9)$$

Donde T_a es la temperatura ambiental y S_g la entropía generada por todas las irreversibilidades generadas en la producción y B_d la exergía destruida en el proceso de producción. Ahora bien la entropía es una cantidad aditiva de tal manera que S_g estará compuesta de tantos sumandos como irreversibilidades existan en el proceso, y cada sumando dará cuenta proporcionalmente de la magnitud de la irreversibilidad considerada, por tanto:

$$S_g = \sum_{j=1}^M S_{g,j} \text{ o bien } B_d = \sum_{j=1}^M T_a S_{g,j} = \sum_{j=1}^M B_{d,j} \quad (6.1)$$

Donde M es el numero de irreversibilidades existente, $S_{g,j}$ y $B_{d,j}$ la entropía generada y la pérdida energética en la irreversibilidad j.

No obstante estas irreversibilidades se crean en diferentes dispositivos o equipos de que consta la planta, por lo tanto es posible agrupar los valores de $B_{d,j}$ mas que por irreversibilidades, por aparatos, o por subprocesos, por tanto la exergía destruida en el aparato i, está dada por:

$$B_{d,i} = \sum_{j=1}^{M_i} B_{d,j} \quad (6.2)$$

Con M_i todas las irreversibilidades que se dan en el aparato i-ésimo.

En forma general:

$$B_d = \sum_{i=1}^N B_{d,i} \quad (6.3)$$

Donde N es el número de dispositivos presentes en la instalación. Y el rendimiento exergético de toda la planta ahora será:

$$\eta_d = 1 - \left(B_d / B_{ent} \right) = 1 - \sum_{i=1}^N \frac{B_{d,i}}{B_{ent}} \quad (6.4)$$

Esta ecuación ahora se puede interpretar diciendo que la pérdida de rendimiento exergético de un proceso de producción (B_d/B_{ent}) es igual a la suma de las pérdidas de rendimiento exergético de cada uno de los aparatos o subprocesos que componen ese proceso de producción ($B_{d,i}/B_{ent}$). También esta ecuación tiene una importancia fundamental porque permite cuantificar y discernir cuales son las causas reales de las pérdidas de rendimiento dentro de la instalación. [8]

5.11.2 AHORRO TECNICO DE ENERGIA

Los valores de $B_{d,i}$ representan todo el despilfarro de termodinámico de exergía que hay en la instalación, por tanto representan todo el ahorro de energía (Exergía) que puede obtenerse. No obstante no todo el ahorro de energía termodinámicamente posible puede ser ahorrado técnicamente; y las razones de esto es que los sistemas tienen una realidad física que impone unas condiciones al diseño de los aparatos, de tal modo que estas irreversibilidades intrínsecas al diseño de los aparatos, no pueden considerarse como posibilidades de ahorro de energía.

El análisis exergético nos da el máximo ahorro de energía que es posible termodinámicamente en las condiciones reales de una instalación, y en cada uno de los aparatos que componen la misma. El procedimiento es comparar el balance exergético de la instalación en funcionamiento real respecto del balance en condiciones de diseño de la planta, de este análisis, separado, podremos obtener el ahorro técnicamente posible en dicha instalación, es decir:

Ahorro Técnicamente posible	=	Ahorro Termodinámicamente Posible Instalación Real	-	Ahorro Termodinámicamente Posible Instalación en condiciones de diseño
-----------------------------------	---	--	---	---

O lo que es lo mismo expresar en términos matemáticos como:

$$(1 - k_{real}) - (1 - k_{diseño}) = \frac{\sum B_{d,i}}{B_{ent}} \Big|_{real} - \frac{\sum B_{d,i}}{B_{ent}} \Big|_{diseño} \quad (6.5)$$

$$= \frac{\sum (B_{d,i}^{real} - B_{d,i}^{diseño})}{B_{ent}} = \frac{\sum \Delta B_d}{B_{ent}} \quad (6.6)$$

El término ΔB_d es conocido como energía perdida recuperable, este análisis permitirá ver cómo influye realmente un aparato en malfuncionamiento sobre todos los demás y respecto de la instalación y respecto de las condiciones de diseño. Dicho de otra manera permitirá ver la verdadera “derrota” de un aparato respecto a sus condiciones base de funcionamiento, y lo que influye su mal funcionamiento sobre el rendimiento de la instalación.

Sin embargo este no es el único criterio o parámetro suficiente para definir las acciones de inversión de ahorro de energía. En realidad son cuestiones económicas y/o de rentabilidad las que proporcionan los criterios de la ordenación de las operaciones de ahorro energético.

El análisis económico debe hacerse para todos y cada uno de los aparatos que componen la planta. De tal manera que pueda ser posible obtener una ley empírica que relacione el ahorro de energía técnicamente alcanzable con la inversión necesaria para obtenerlo.

La ley dice que ahorro de energía “A” que se obtiene cuando actuamos sobre un aparato es una función exponencial de la inversión “P” realizada para obtener dicho ahorro, del tipo:

$$A = \beta(1 - e^{-\varepsilon P}) \quad (6.7)$$

Donde β es el máximo ahorro de energía que se obtendría si la inversión tiende a infinito. Véase la figura 6. Éste máximo coincide lógicamente con ΔB_d y en general será la exergía perdida recuperable en las condiciones en que se haga el análisis económico.

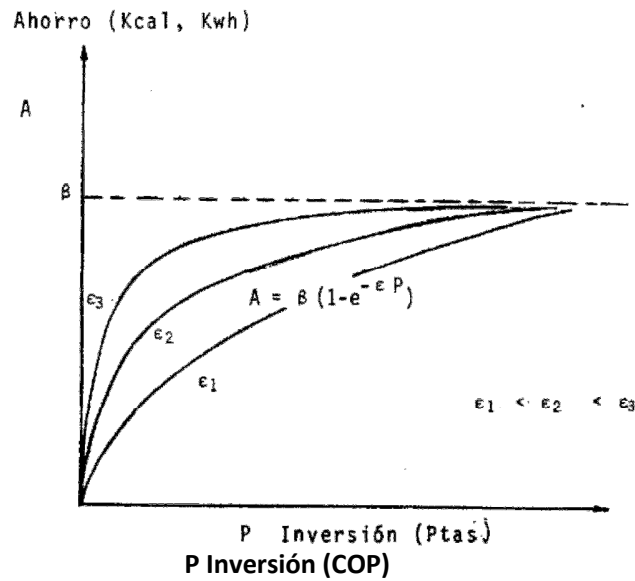


Figura 6:
Curva de Ahorro-inversión

La elasticidad “ ϵ ” mide la rapidez con la que la curva Ahorro-Inversión alcanza su valor asintótico β .

Las operaciones de ahorro de energía con elevada elasticidad son muy rentables. Por tanto aquí tenemos un nuevo criterio para la ordenación de las operaciones de ahorro de energía. Las operaciones que primero se realizaran son las que presenten mayor elasticidad. Sin embargo, desafortunadamente ocurre que al aumentar el nivel de diseño, aumentamos nuestras posibilidades de ahorro de energía pero la elasticidad de estas posibilidades disminuye, así que:

Esto significa que la ordenación de las operaciones de ahorro de energía depende tanto de β como de ϵ . Por tanto debe encontrarse un óptimo económico de la curva Ahorro-Inversión. El cual se logra a través de un análisis marginal.

También es importante decir que existirán varios óptimos como posibles criterios de análisis económico que quieran ser utilizados por el evaluador.

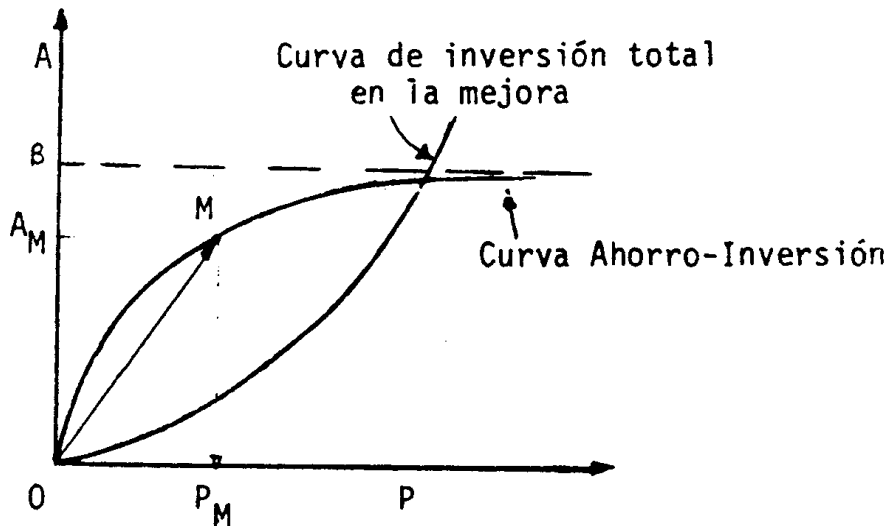


Figura 7. Punto óptimo para la inversión.

El ahorro de energía económicamente rentable mejor definido como el ahorro óptimo económico. A_M obtenido al realizar el análisis marginal con un criterio M determinado sobre la curva Ahorro-Inversión. El valor de P_M será la inversión a realizar para alcanzar el ahorro de A_M .

5.11.3 AHORRO DE ENERGIA E INVERSION ÓPTIMA EN UNA PLANTA

Tanto el ahorro técnicamente alcanzable, β , como el ahorro económicamente rentable, A_M , han sido definidos para un aparato "i" determinado y sobre unas condiciones base del diseño "D" prefijadas.

Por tanto el análisis marginal habrá de ser realizado para todos los aparatos que componen la instalación, obteniéndose así todos los valores $(A_{M,i}, P_{M,i})$. Es posible que los valores de $(A_{M,i}, P_{M,i})$ sean nulos, esto querrá decir que no es rentable ahorrar en el aparato i-ésimo a ese nivel de diseño.

El caso preferido ocurre cuando se consigue un buen ahorro con una baja inversión; es decir, elevado $A_{M,i}$ con un bajo valor de $P_{M,i}$ obviamente esta será la primera operación de ahorro de energía que se ha de emprender.

Como ya se ha dicho anteriormente, suele ocurrir que las inversiones rentables también son aquellas que dan menores ahorros de energía, así que:

$$\text{Si } P_1 < P_2 < P_3 < \dots \dots \dots \text{Entonces } A_1 < A_2 < A_3$$

Los vectores $(A_{M,i}, P_{M,i})$ están representados en la grafica 8, donde se ve claramente un caso interesante: a pesar de que la operación 3 requiere más inversión que la 2, sin embargo debe realizarse antes que la 2 ya que proporciona mejores resultados que la 2. Esta idea nos da un criterio definitivo para la ordenación de las operaciones de ahorro de energía. Esta es que Deben ordenarse las operaciones de ahorro de energía según el orden de mayor a menor cociente $A_{M,i}/P_{M,i}$

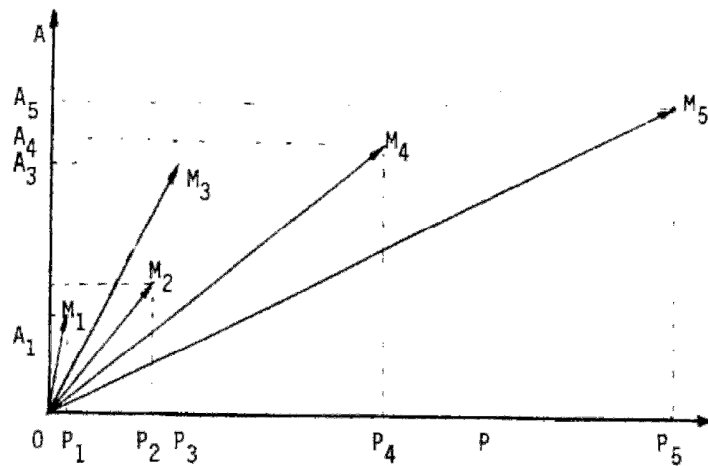


Figura 8

6. HIPÓTESIS

Se puede realizar un modelo exergoeconómico que determine el costo energético con base a las variables del proceso dadas, permitiendo calcular en tiempo real la destrucción de exergía en una turbina de gas Siemens SGT-300 en cogeneración.

7. METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN

La metodología a seguir durante la investigación se divide en cuatro fases:

- **Recopilación y estructuración de la información:** en esta fase se buscará la información acerca de la planta, cada uno de sus equipo, su funcionamiento dentro y fuera del punto de diseño, la información histórica de funcionamiento de la planta y la bibliografía requerida para poder establecer las ecuaciones necesarias para realizar el modelo.
- **Planteamiento del Modelo:** durante esta fase se realizara el planteamiento de los balances de masa, energía, exergía y las ecuaciones de optimización para cada uno de los subsistemas y de la planta en general.
- **Simulación:** se implementara el modelo matemático en un software para poder determinar energía, exergía y costos de cada uno de los flujos con base a las variables de proceso, además realizar los balances necesarios de todos los subsistemas para cada punto de operación de la planta.
- **Análisis de resultados:** se analizarán los datos obtenidos en la simulación basándose en las condiciones de diseño y en la información histórica de funcionamiento de la planta en el último año.

8. PROCEDIMIENTO

8.1 ANALISIS TERMOCÓNOMICO BAJO CONDICIONES DE DISEÑO. DEFINICION ESTRUCTURAL DE LA PLANTA

La instalación a analizar es un ciclo de potencia de cogeneración por una turbina de gas modelo SGT-300 marca Siemens. En la figura 9, se muestra un diagrama físico de la Turbina de gas. Este sistema en estudio consta de 4 equipos y 9 flujos de interés, en la figura mencionada se ilustran los equipos y la interacción de los flujos dentro del sistema de la turbogas.

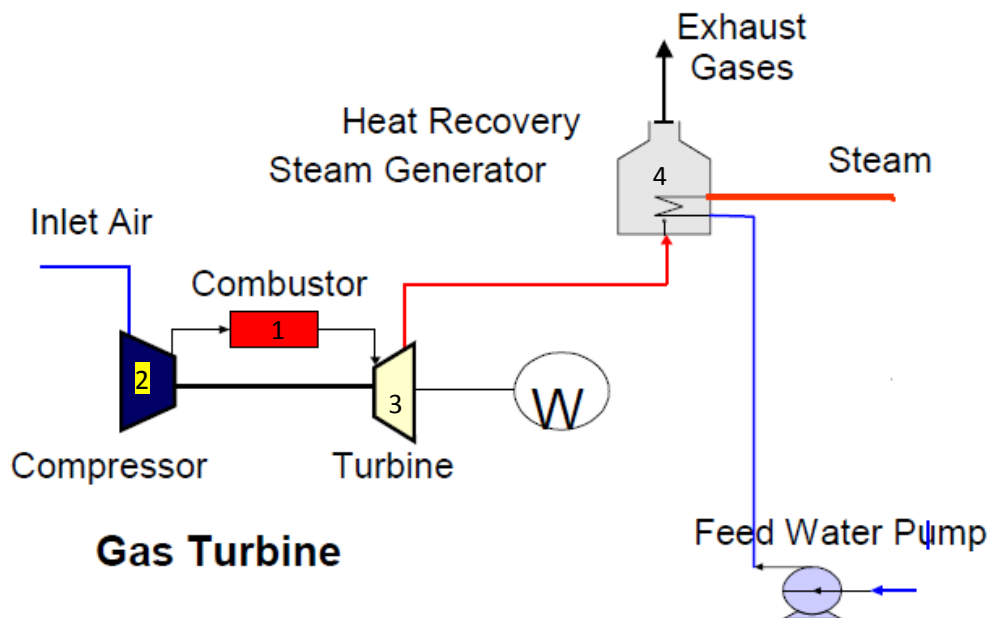


Figura 9. Diagrama físico de la Turbina de Gas

La instalación está compuesta por una turbina de gas y una caldera de recuperación que utiliza los gases calientes de escape de la turbina para producir vapor saturado. La instalación está diseñada para producir una potencia eléctrica de 6.9 MW (e) y 22 Ton/h de vapor saturado a una presión de 1 bar. El combustible utilizado es gas natural con un PCS de 50000 KJ/Kg.

8.1.1 CALCULOS DE ENERGIAS Y EXERGIAS DE TODOS LOS FLUJOS

Como el objetivo es analizar el funcionamiento de la planta en condiciones reales de operación, se deberán medir y/o estimar todas aquellas propiedades necesarias para el cálculo de la energía y exergía de todos los flujos.

La primera ley de la termodinámica establece que la energía no se crea ni se destruye, por lo tanto la energía se conserva. La primera ley de la termodinámica, se centra en la cantidad de la energía y no tiene en cuenta la calidad de la misma, Tsatsaronis et al (1994). La primera ley está representada matemáticamente por medio de la siguiente ecuación:

A continuación se describe el cálculo de las exergías de los distintos flujos de la planta,

Ambiente de referencia

Presión: Presión atmosférica

Temperatura: Temperatura Ambiente: 30°C

Sustancia de referencia: Aire (Humedad relativa 89%)

En la tabla a continuación se muestran las fracciones molares de cada componente en el ambiente de referencia. En este ambiente de referencia la energía y la exergía de cada sustancia de referencia tienen valor cero.

Tabla Composición aire/gases

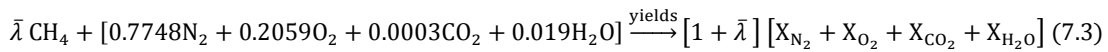
	X _{aire}	X _{gas}
O ₂	0.2059	0.1434
N ₂	0.7748	0.7528
CO ₂	0.0003	0.0286
H ₂ O	0.0190	0.0752

Identificando la relación de aire-combustible en base molar como $\bar{\lambda}$, la tasa de flujo molar de combustible, aire y productos de combustión, se representan mediante:

$$\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} = \bar{\lambda} \quad (7.1)$$

$$\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_p} = 1 + \bar{\lambda} \quad (7.2)$$

Donde los sub-índices F, A, P denotan respectivamente combustible, aire y productos de la combustión. Para una combustión completa del gas natural (metano), la reacción química está dada por:



Donde las fracciones molares vienen dadas por las expresiones:

$$X_{\text{N}_2} = \frac{0.7748}{1 + \bar{\lambda}},$$

$$X_{\text{CO}_2} = \frac{0.2059 - 2\bar{\lambda}}{1 + \bar{\lambda}},$$

$$X_{\text{CO}_2} = \frac{0.0003 + \bar{\lambda}}{1 + \bar{\lambda}},$$

$$X_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{0.019 + 2\bar{\lambda}}{\bar{\lambda}}$$

La relación de aire-combustible puede ser obtenida mediante un balance de energía como sigue a continuación:

$$0 = \dot{Q}_{CV} + \dot{W}_{CV} + \dot{m}_f \bar{h}_f + \dot{m}_a \bar{h}_a - \dot{m}_p \bar{h}_p \quad (7.4)$$

De acuerdo con la literatura disponible, se asume que las pérdidas de calor son el 2 % del poder calorífico inferior del combustible, por lo tanto:

$$\dot{Q}_{CV} = -0.02\dot{m}_f PCI = \dot{m}_a (-0.02\bar{\lambda} PCI) \quad (7.5)$$

Agrupando se tiene que:

$$0 = -0.02\bar{\lambda} PCI + h_a + \bar{\lambda} h_f - (1 + \bar{\lambda}) h_p \quad (7.6)$$

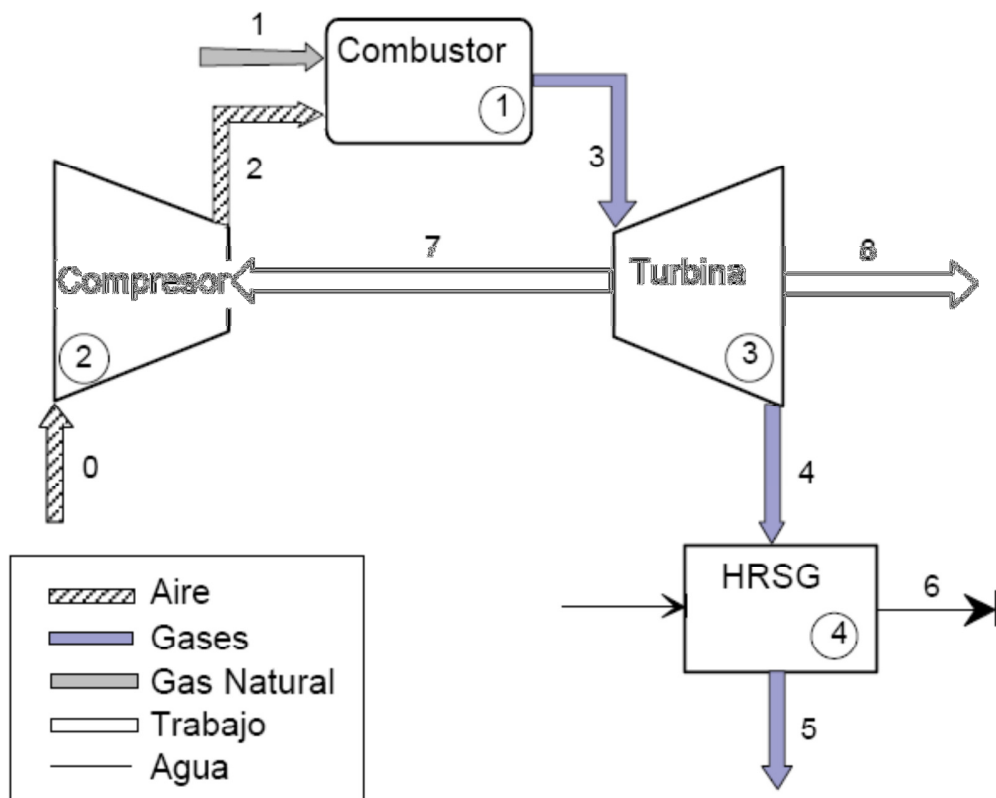
Usando el principio de mezcla de gas ideal, para determinar las entalpías del aire y los productos de combustión, se tiene que:

$$h_a = [0.7748\bar{h}_{\text{N}_2} + 0.2059\bar{h}_{\text{O}_2} + 0.0003\bar{h}_{\text{CO}_2} + 0.019\bar{h}_{\text{H}_2\text{O}}](T_2) \quad (7.7)$$

$$(1 + \bar{\lambda}) h_p = [0.7748\bar{h}_{\text{N}_2} + (0.2059 - 2\bar{\lambda})\bar{h}_{\text{O}_2} + (0.0003 - \bar{\lambda})\bar{h}_{\text{CO}_2} + (0.019 + 2\bar{\lambda})\bar{h}_{\text{H}_2\text{O}}](T_3)$$

Resolviendo las ecuaciones anteriores, las entalpías del aire y de los productos de combustión, puede ser calculado.

Teniendo en cuenta el diagrama de la figura abajo mostrada, puede decirse que las energías y las exergías de los flujos quedarían determinadas como se indica a continuación, teniendo en cuenta las siguientes consideraciones:



El modelo que se utiliza es realista, aunque se han hecho una serie de consideraciones para simplificarlo:

- Tanto el aire como los gases de combustión tienen comportamiento de gas ideal con calor específico constante.
- Se considera que todos los equipos, excepto la cámara de combustión, son adiabáticos.
- No se considera la exergía química de los gases de combustión, ya que estos no cambian de composición a lo largo del proceso.

d. Dado que el caudal de aire necesario para la combustión es solo un 3% del aire total de la turbina de gas, el combustor se considera como si fuera un intercambiador de calor.

A continuación presentamos las ecuaciones que constituyen el modelo físico de los componentes de la instalación.

1. *Combustor:*

$$\dot{m}_{gas} = \dot{m}_{aire} + \dot{m}_{fuel} \quad (7.8)$$

$$\dot{m}_{gas}h_4 + \dot{Q}_{perdido} = \dot{m}_{aire}h_3 + \dot{m}_{fuel}PCS \quad (7.9)$$

$$P_4 = P_3(1 - \Delta P_{cb}) \quad (8.1)$$

2. *Compresor:*

$$\frac{T_2}{T_0} = 1 + \frac{1}{\eta_{Icp}} \left[\left(\frac{P_2}{P_0} \right)^{\frac{R}{C_p}} - 1 \right] \quad (8.2)$$

$$\dot{W}_{cp} = \dot{m}_{aire}C_{p,aire}(T_2 - T_0) \quad (8.3)$$

3. *Turbina:*

$$\frac{T_4}{T_3} = 1 - \eta_{I,tg} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_0} \right)^{\frac{-R}{C_p}} \right] \quad (8.4)$$

$$\dot{W}_{tg} = \dot{m}_{gas}C_{p,gas}(T_3 - T_4) \quad (8.5)$$

$$\dot{W}_{neto} = \dot{W}_{tg} - \dot{W}_{cp} \quad (8.6)$$

3. *Caldera de Recuperacion:*

$$\dot{m}_{vap}(h_9 - h_0) = \dot{m}_{gas}C_{p,gas}(T_4 - T_5) \quad (8.7)$$

$$P_5 = P_0 \quad (8.8)$$

FUEL: (T=20°C, P=1.013 bar)

$$h_{fuel} = PCS = 50000 \text{ KJ/Kg}$$

$$b_{fuel} = PCS + b_{CH4} = 51850 \text{ KJ/Kg}$$

FLUJOS DE AIRE: (i=0,2)

$$C_{P,air} = 1.004 \left(\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{K}} \right), \quad R_{air} = 0.287 \left(\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{K}} \right)$$

$$h_i = C_{P,air}(T_i - T_0) \quad (8.9)$$

$$b_i = C_{P,air} \left(T_i - T_0 - T_0 \ln \left(\frac{T_i}{T_0} \right) \right) + R_{air} T_0 \ln \left(\frac{P_i}{P_0} \right) \quad (9.1)$$

FLUJOS DE GAS: (i=3,4,5)

$$C_{P,gas} = 1.17 \left(\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{K}} \right), \quad R_{gas} = 0.290 \left(\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{K}} \right)$$

$$h_{igas} = C_{P,gas}(T_i - T_0) \quad (9.2)$$

$$b_i = C_{P,gas} \left(T_i - T_0 - T_0 \ln \left(\frac{T_i}{T_0} \right) \right) + R_{gas} T_0 \ln \left(\frac{P_i}{P_0} \right) + R_{gas} T_0 \sum_j X_j^i \ln \left(\frac{X_j^i}{X_j^0} \right) \quad (9.3)$$

FLUJO DE VAPOR:

$$h_6 - h_0 \quad \left[\frac{\text{Kj}}{\text{Kg}} \right] \quad (9.4)$$

$$b_6 - b_0 = h_6 - h_0 - T_0(s_6 - s_0) \quad (9.5)$$

8.1.2 Simulación Termodinámica:

Con los datos de referencia y de operación para el ciclo de cogeneración y con el uso de la herramienta EES, se ha calculado las propiedades termodinámicas, de igual manera el proceso de cogeneración ha sido simulado en Hysys, (ver anexo 1. Simulación de Turbina de Gas SGT-300) en realidad el estado termodinámico de cada una de las corrientes fue calculado en hysys, para el cálculo de las exergías, se hizo uso de EES. La simulación fue realizada para dos modos de operación de la Turbina de gas, estos es a 75% y 100% de carga. Para el desarrollo del análisis termodinámico de la planta, los flujos de exergía son calculados teniendo en cuenta los valores de presión y temperatura de referencia, considerado en este análisis como: $T_0=305K$ y $P_0=1.013$ bar. El combustible para la cámara de combustión es gas natural con un poder calorífico inferior PCI de 50000 KJ/Kg.

En el diseño y optimización de sistemas Térmicos, es frecuente y de gran conveniencia identificar dos tipos de variables: Las variables de decisión y parámetros de decisión. Donde las variables de decisión pueden ir siendo variadas en los estudios de optimización, no obstante los parámetros permanecen fijos. Las demás variables son dependientes y sus valores característicos son calculados a partir de las variables independientes usando el modelo termodinámico desarrollado para la aplicación dada. Bejan et al (1996)

Para el caso en estudio, se han seleccionado como variables de decisión para el estudio de optimización energética:

- a. Relación de presiones (P_2/P_1)
- b. Eficiencia isoentrópica del compresor de aire (η_{AC})
- c. Eficiencia isoentrópica de Turbina de Gas (η_{GT})
- d. Temperatura de los gases de combustión que entran a la turbina (T_3)
- e. Presión generación de vapor en HSRG

La Tabla 1 registra los parámetros y variables de decisión, los parámetros y las variables dependientes.

Una vez todas las propiedades termodinámicas fueron calculadas, se reorganizó de forma matemática con EES, la planta de cogeneración como un conjunto de subsistemas relacionados en primer lugar entre ellos, después para el medio ambiente por medio de los flujos de calor, materia y trabajo; esto es: Sistemas de energía= subsistemas + flujos

de materia y energía. Esto es llamado la matriz de incidencias (A) la cual es la base para los balances de materia, energía y destrucción de exergía, mediante:

$$A \times M = 0 \quad (1)$$

$$A \times E = 0 \quad (2)$$

$$A \times B = D \quad (3)$$

Donde A es una matriz (6 x 9) es decir, 6 equipos y 9 flujos, M, E, y B son los vectores columnas calculados con EES correspondientes a masa, energía y Exergía respectivamente.

Tabla 1. Variables de decisión y parámetros de la Turbo-Gas en estudio.

Variables de decisión independientes	
Relación de presiones del compresor de aire (P2/P1)	10:1
Temperatura de Gases de entrada a la Turbina	1033°C
Eficiencia politrópica del compresor de aire	87.664 %
Eficiencia politrópica de la Turbina de Gas	83.06%
Parámetros	
Potencia Neta Generada	6.9 MW
Condiciones del aire de entrada al compresor	32°C, 1 Bar
Caída de presión en la Cámara de Combustión	0.05 (5 %)
Variables dependientes	
Flujo másico de aire	\dot{m}_a
Flujo másico de combustible	\dot{m}_f
Flujo másico de gases de combustión	$\dot{m}_g = \dot{m}_a + \dot{m}_f$
Potencia requerida por el compresor	W_{AC}
Potencia generada por la Turbina	
Presiones y temperaturas de los demás flujos del sistema	

8.1.3 Estructura productiva:

Los flujos y las unidades, son parte de la estructura física, cada unidad con sus flujos tiene una función particular productiva que contribuye con la obtención del producto final, para este caso en particular de la generación de energía eléctrica. Con el fin de definir las funciones productivas para TAESS, las transformaciones energéticas que tienen lugar dentro de la Turbogas, se examinan como Recursos (F) o productos (P). La tabla 2, muestra la definición F-P asignada a los subsistemas de la SGT-300.

Tabla 2. Estructura productiva de la Turbogas Siemens SGT-300

Equipo	Fuel	Producto
Cámara combustión	B5	B2-B1
Compresor	B6	B1-B0
Turbina gas	B3-B2	B7+B6
HRSO	B4-B3	B8
Stack	B4	B9

Análisis con TAESS:

Es un software diseñado para el análisis termoeconómico de sistemas de energía desde su modelo termodinámico y estructura productiva. Fue desarrollado por CIRCE y la universidad de Zaragoza. Esta herramienta trabaja con dos estados termodinámicos, que permiten realizar el diagnóstico termoeconómico entre los diferentes estados. De este software son obtenidos los costos exergéticos de los flujos de la estructura productiva, los vectores y matrices de Malfunciones, los vectores y matrices de Disfunciones, la tabla de irreversibilidades que se descompone las irreversibilidades en malfunciones y disfunciones y finalmente obtener el impacto en Fuel.

8.1.4 Diagnóstico Termoeconómico:

Se modeló el sistema de cogeneración de turbina de gas en la herramienta TAESS, con los resultados obtenidos de Hysys y EES, para obtener los resultados del diagnóstico termoeconómico. Como se explicó anteriormente, dos simulaciones fueron hechas para el ciclo de cogeneración.

La configuración utilizada en TAESS como Device Configuration se registra en la tabla 3.

Tabla 3. Configuración Device en TAESS

	No. Device	DEVICE
Productivo	0	Ambiente
	1	Combustor
	2	Compresor
	3	Turbina Gas
	4	HRSG
Disipativo	5	Stack

Con la ayuda de la estructura productiva definida en la tabla 2, se crea en la tabla 4, la estructura F/P utilizada en TAESS

Tabla 4. Estructura productiva TAESS

Flow	Ouput Device	F/P	Input Device	F/P
1	2	P	1	P
2	1	P	3	F
3	3	F	4	F
4	4	F	5	F
5	0	P	1	F
6	3	P	2	F
7	3	P	0	F
8	4	P	0	F
9	5	P	0	F

8.1.5 Cambio en la carga y eficiencia de la planta de cogeneración:

Basados en la eficiencia a carga parcial del sistema y relacionando con la eficiencia a máxima carga, la turbina de gas fue simulada también en dos estado de funcionamiento a 100% y a 70% de carga. En la tabla 6, se muestra el comportamiento de los costos exergéticos para la obtención de los productos a las diferentes cargas analizadas, esta modelación se hizo con el objeto de determinar la carga mínima a la que el sistema puede operar para no disminuir drásticamente la eficiencia y el consumo de Fuel aumenta con respecto a los productos.

9. RESULTADOS:

Tabla 5. Costo exergético a diferentes cargas

K=f/p	Carga Parcial		
	100 %	70%	50%
Equipo			
Cámara combustión	1.5511	1.6091	1.6590
Compresor	1.0624	1.0624	1.0624
Turbina gas	1.0809	1.0903	1.0981
HRSG	1.7012	1.6485	1.6167
Stack	1	1	1

Grafica 10. Formación de Costos exergéticos de la Turbina de Gas.

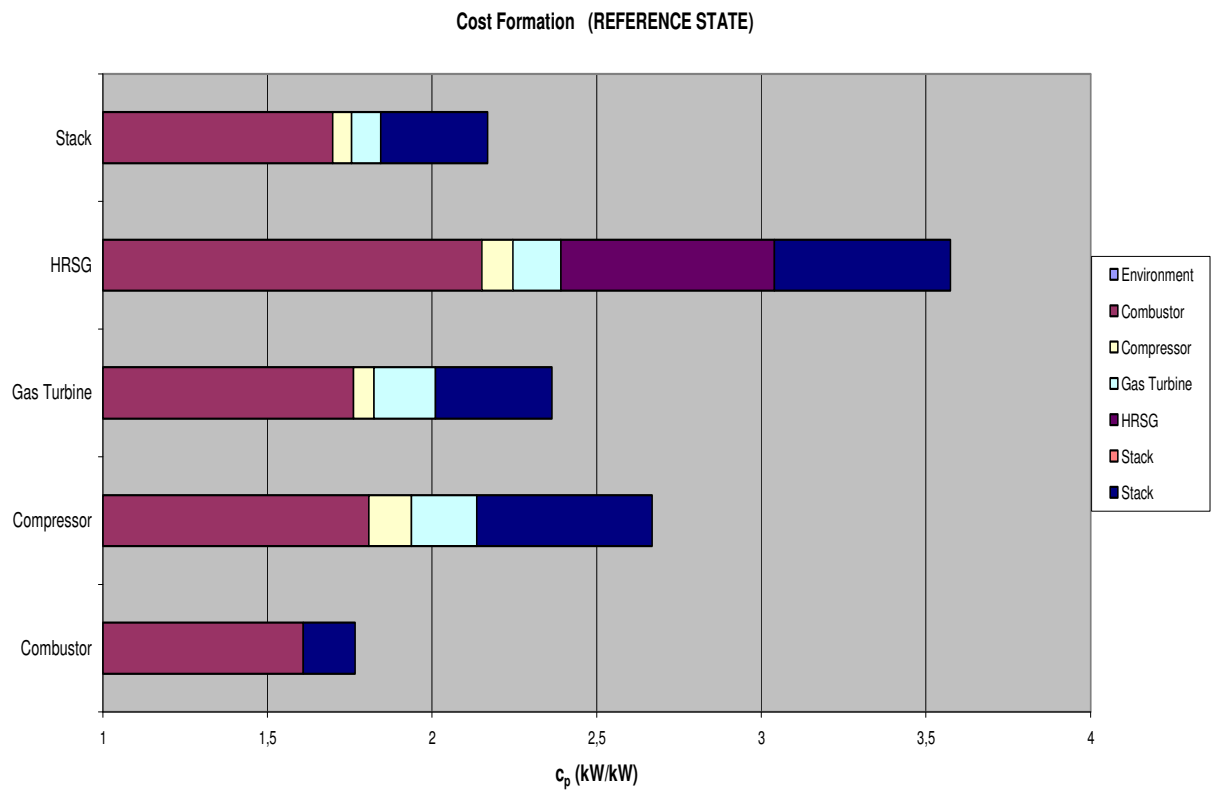


Tabla 6. Costos Termo económicos. (Ciclo a 70% carga)

		F	P	I	k	C_P^e	C_P^r	C_P	C_F
Combustor	1	21106,0	13117,0	7989,0	1,6	1,6	0,2	1,8	1,0
Compresor	2	11195,0	10537,0	658,0	1,1	2,1	0,5	2,7	2,4
Turbina Gas	3	17472,0	16025,0	1447,0	1,1	2,0	0,4	2,4	2,2
HRSO	4	4469,0	2711,0	1758,0	1,6	3,0	0,5	3,6	2,2
Stack	5	1713,0	1713,0	0,0	1,0	1,8	0,3	2,2	2,2

Tabla 7. Costos termo económicos Fuel -Producto

		F0*	F1*	F2*	F3*	F4*	F5*	C_P
Environment	P0*	0	21106	0	0	0	0	21106
Combustor	P1*	0	0	0	17111	4377	1678	23165
Compresor	P2*	0	0	0	20769	5312	2036	28117
Turbina Gas	P3*	11417	0	26463	0	0	0	37880
HRSO	P4*	9689	0	0	0	0	0	9689
Fuel	C_F	21106	21106	26463	37880	9689	3714	

Los índices presentados en cada columna de la primera tabla son:

F : Exergía del Fuel (kW)

I: Irreversibilidad (kW)

cP: Coste unitario del producto (kW/kW)

cPe: Coste unitario del producto debido a las irreversibilidades (kW/kW)

cPr: Coste unitario del producto debido a los residuos (kW/kW)

cF: Coste unitario del recurso (kW/kW)

CP: Coste exergético del producto (kW)

CF: Coste exergético del recurso (kW)

CR: Coste exergético del residuo (kW)

10. CONCLUSIONES:

En este trabajo integrador se presentó una metodología de análisis termoeconómico aplicado a procesos y sistemas complejos como lo es la planta de Cogeneración Siemens SGT-300 en este documento analizada; en el cual los equipos tienen una fuerte interdependencia por lo que el ahorro que se pretenda obtener en con base a la instalación total. Se han desarrollado con detalles los métodos de diagnóstico energético y exergético mediante pruebas de rendimiento. Los procedimientos clásicos se basan en la realización de balances de materia y energía que en pocos casos se incluye también un balance de exergía. Pero esta información por sí misma, aunque correcta, no es suficiente, ya que solo indica donde y en que magnitud se producirá la disminución de irreversibilidad total asociado al ahorro de recursos totales, pero no la magnitud de dicho ahorro cuando operando sobre un equipo específico, se le lleva a las condiciones de diseño.

Desde el punto de vista estrictamente termodinámico, las acciones de ahorro deberán ordenarse de acuerdo con el criterio de mayor impacto en fuel, esto quiere decir actuando sobre los equipos de mayor contribución en el ahorro, ya que al actuar sobre un equipo, es también mejorar en entorno estructural de otro equipo.

Los costos exergéticos unitarios, fueron calculados para diferentes cargas de operación de una Turbogas Siemens SGT-300, aplicando los conceptos de Exergoeconomía simbólica. La estructura Fuel-Producto fue desarrollada para esta aplicación, base para el uso de las herramientas de diagnóstico EES y TAESS. Se calcularon las irreversibilidades y el consumo exergético de cada uno de los equipos de la Turbogas.

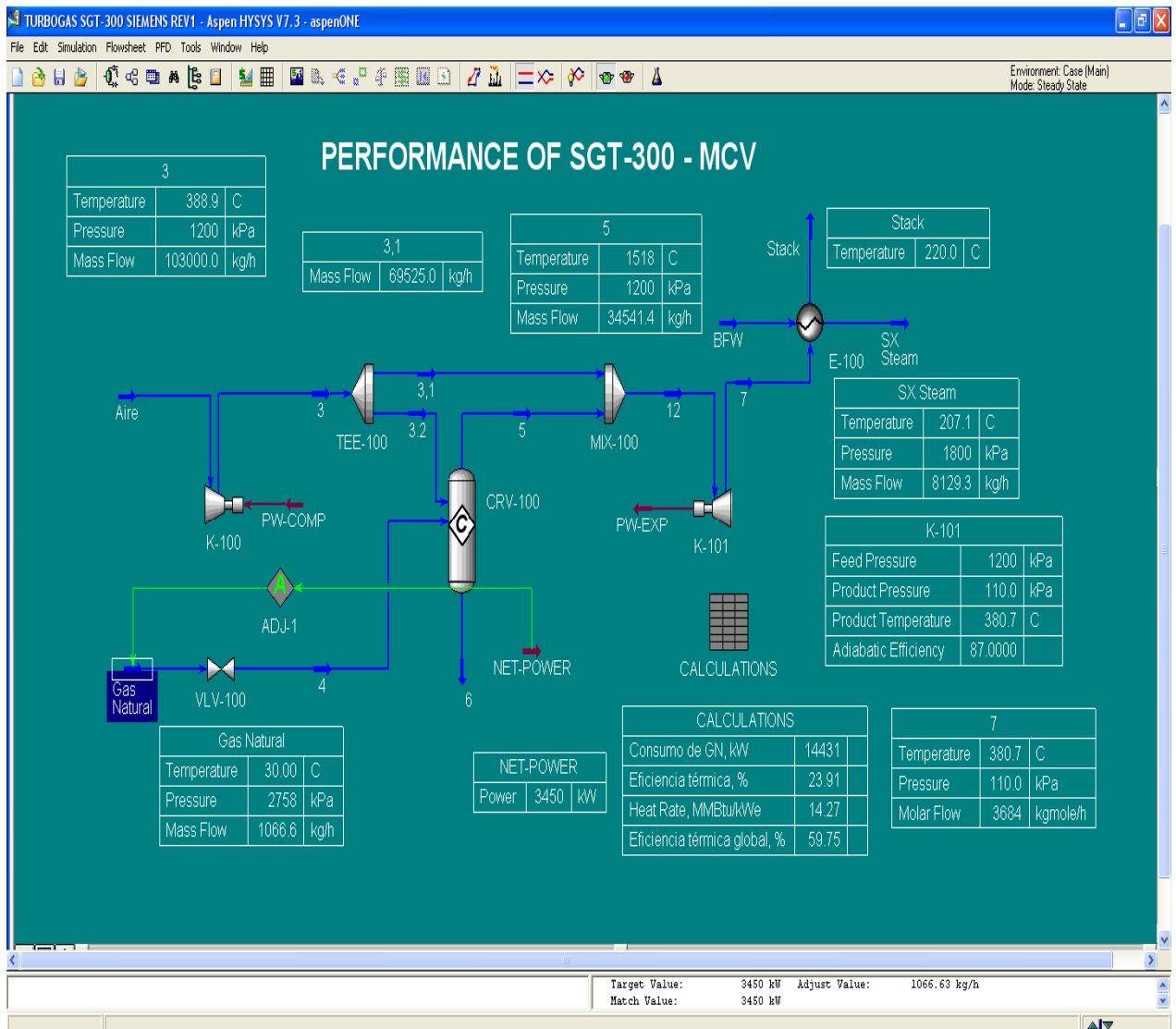
De acuerdo con los datos obtenidos, se observa:

- El Compresor y la chimenea no tienen variación en los costos exergéticos, según la carga
- Los equipos con menor eficiencia exergética (mayor irreversibilidad) son el Combustor y el HRSG.
- El equipo con el costo de producción más alto es el HRSG, seguido por el compresor.

Referencias

- [1] Juan M. Belman. et al, 2002, Procedimiento Termoeconómico de Diagnostico y Evaluación de Ciclos Combinados, Tecnología y Desarrollo, 1(1), pp. 6-11.
- [2] Jim Causey, 2001, Combined Cycle Systems For the Utility Industry.
- [3] M. A. Lozano. Valero A., 1993, Theory of the Exergetic Cost, Energy, Volume 18, Issue 9, September 1993, Pages 939-960.
- [4] Sanchez, A. Acevedo, L. 2010, Thermoeconomic Diagnosis of 300 MW conventional fuel-oil based power plant, from exergetic cost to malfunctions analysis, ECOS 2010.
- [5] G. Tsatsaronis, A. Valero, Combining Thermodynamics and Economics in Energy Systems.
- [6] Tsatsaronis, G., Winhold, M., 1985, Exergoeconomic Analysis and Evaluation of energy conversion Plants. I: A New General Methodology, Energy, vol. 10.
- [7] Valero A, M. A. Lozano, M Muñoz., 1986, A General Theory of Exergy Saving I. On the Exergetic Cost, Computer-Aided Engineering of Energy System.
- [8] César Torres, Antonio Valero, Luis Serra, Javier Royo, 2002, Structural Theory and Thermoeconomic Diagnosis: Part I. On Malfunction and Dysfunction Analysis, Energy Conversion and Management, Volume 43, Issues 9-12, June-August 2002, Pages 1503-1518.
- [9] César Torres, Ericka Perez, 2007, TAESS User Guide V. 1.0.
- [10] Valero A, César Torres, Ericka Perez, 2007, Guidelines to Developing Software for Thermoeconomic Analysis of Energy Systems. Part I: The Thermoeconomic Model, ECOS 2007.
- [11]. Le Goff, P. *Energetique Industrielle (I. Analyse thermodynamique et mécanique des économies d'ènergie)*. Technique et Documnetation, Paris, 1979.
- [12]. Valero, A. *Bases Termoeconómicas del ahorro de exergía*. 2ª Conferencia nacional sobre Ahorro Energético y Alternativas Energéticas, Zaragoza 1982.
- [13] Valero A, César Torres, Ericka Perez, 2007, Guidelines to Developing Software for Thermoeconomic Analysis of Energy Systems. Part II: Application to Thermoeconomic Diagnosis, ECOS 2007.
- [14] Rolf Kehlhofer, Combined-Cycle Gas & Steam Turbine Power Plants, PennWell Books, 1999, pages 242.
- [15] Rolf Kehlhofer, Combined-Cycle Gas & Steam Turbine Power Plants PennWell Books, 1999, pages 211.
- [16] Valero A, M. A. Lozano, M Muñoz., 1986, A General Theory of Exergy Saving II. On the Thermoeconomic Cost, Computer-Aided Engineering of Energy System.
- [17] M. A. Lozano, A. Valero, L Serra, 1993, Theory of Exergetic Cost and Thermoeconomic Optimization. Proceedings of The Internal Conference ENSEC'93.

ANEXO 1: Simulación de la Turbina SGT-300 en Hysys:



Usada para la obtención de las propiedades termodinámicas de los flujos del sistema.