



**UNIVERSIDAD DE MATANZAS  
"CAMILO CIENFUEGOS"  
FACULTAD DE INGENIERIAS QUÍMICA – MECÁNICA.**

# **MONOGRAFÍA**

**ALGUNAS CONSIDERACIONES SOBRE LAS CALDERAS DE  
RECUPERACIÓN DE CALOR INSTALADAS EN CICLOS  
COMBINADOS: UN ANÁLISIS BIBLIOGRÁFICO**

MsC. Leiby Montes de Oca Rodríguez<sup>1</sup>

MsC. Yoney López<sup>1</sup>

MsC. Yudelkys Díaz Reyes<sup>1</sup>

Dr. C. Félix J. Domínguez<sup>1</sup>

Dr. C. Angel Tápanez<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Departamento de Química e Ingeniería Química.

<sup>2</sup> ENERGAS SA

**Noviembre, 2007**

## **INTRODUCCIÓN**

Los preciados recursos energéticos de la Tierra, se han acumulado por procesos extremadamente largos a través de la historia geológica del Planeta y el hombre ha explotado esas fuentes de energía para su beneficio de forma indiscriminada, lo que hará que se agoten en un corto período de tiempo.

Desde que los humanos alcanzaron las primeras nociones del concepto de calor, y su conexión con la posibilidad de realizar trabajo, surgió la idea de hacer uso de los sistemas térmicos, por lo que estos sistemas han jugado un papel importante en el proceso de producción desde el inicio de la revolución industrial siendo las máquinas de vapor los primeros sistemas térmicos que utilizaron el calor para producir trabajo. Desde entonces los avances tecnológicos del hombre han dependido en gran medida de su capacidad para producir trabajo y electricidad, siendo estas las actividades donde se consumen la mayor cantidad de recursos energéticos.

Para la producción de electricidad el hombre ha utilizado fundamentalmente plantas termoeléctricas tradicionales basadas en ciclo Rankine. Como estas plantas consumen carbón o petróleo, que son recursos agotables, el hombre ha apostado por otras tecnologías entre ellas las plantas nucleares que tienen como desventaja su alta complejidad y peligrosidad, las plantas de turbinas de gas basadas en ciclo Brayton que se han desarrollado para utilizar el gas acompañante en la producción de energía directa y para la producción de energía mediante gasificación, la utilización de forma eficiente de recursos agroindustriales.

La mayor parte de la generación eléctrica en Cuba, ocurría en termoeléctricas, pero esta forma de generar potencia alcanza valores de eficiencia entre un 30-55% dependiendo del Valor Calórico Neto o del Valor Calórico Inferior del combustible, lo que implicaba que entre un 45-70% del contenido del combustible no se empleaba útilmente, sino que se rechazaba directamente al ambiente, a mares o ríos.

En plantas de turbinas de gas (GTs) típicas, las temperaturas del gas de escape están en el rango de 425 – 600 °C, por lo que las pérdidas de calor en el escape pueden llegar a ser mayores que el 60% del valor calórico inferior del combustible (LHV) perjudicando la eficiencia del proceso. Si este calor perdido pudiera ser recuperado y convertido en energía útil, la eficiencia del proceso sería incrementada con beneficios económicos y ambientales.

Con este propósito son diseñadas las plantas de generación eléctrica con ciclos combinados, logrando elevar la eficiencia térmica de una planta de potencia en más del 48% , por lo que actualmente se invierten esfuerzos en mejorar su funcionamiento.

En el ciclo combinado la recuperación del calor del gas de escape de turbina para producir vapor se realiza en calderas de recuperación de calor, que producen vapor de altos parámetros utilizado para generar electricidad en una turbina adicional de vapor, siendo este uno de los métodos más usados para lograr mayor eficiencia en ciclos de potencia.

Haciendo uso de ciclos combinados no sólo se logran altas eficiencias sino además un menor consumo de combustible y con ello mejoras económicas en la planta, pues la implementación de las calderas de recuperación permitió una salida eléctrica, por la combinación de una turbina de gas y una turbina de vapor, del 30 – 50% más que la salida disponible de una turbina de gas sola; y esto se logra sin una entrada adicional de combustible.

En Cuba desde el siglo pasado se han invertido recursos para la explotación de yacimientos de petróleo y gas acompañante, aunque no es hasta la pasada década que se comenzaron a utilizar, éstos últimos, para producir electricidad. Hasta ese momento se importaban grandes cantidades de crudo para satisfacer las necesidades de electricidad del país.

Teniendo en cuenta estos elementos se ejecuta el proyecto de la Planta de Fuerza de Ciclo Combinado Varadero dada la necesidad que existía de aprovechar, económica y ambientalmente, todo el gas acompañante que era quemado a la atmósfera en los *flares*, y además porque la implementación del sistema de ciclo

combinado representaba una inminente mejora en la generación de electricidad del país.

Esta planta de ciclo combinado, introdujo por consiguiente, en nuestro país, el concepto de combinar el manejo de las turbinas de gas y vapor con integración total del sistema de gas acompañante, y con la introducción del ciclo combinado aparecieron las calderas de recuperación de calor, siendo éstas las únicas de su tipo hasta este momento.

Las calderas de recuperación contrariamente a las calderas tradicionales, son más eficientes mientras más fría sea el agua de alimentación, y su operación eficiente depende de mantener una diferencia de temperatura mínima entre el agua y los gases en el evaporador del sistema, que es el área donde se encuentra ubicado el pinch energético.

## DESARROLLO

Este trabajo presenta los fundamentos teóricos así como un análisis bibliográfico sobre los siguientes aspectos:

- Recuperación de calor usando plantas de potencia de ciclos combinados.
- Calderas de recuperación de calor.
- Métodos de evaluación de calderas de recuperación de calor.

### **1.1. Recuperación de calor usando plantas de potencia de ciclo combinado.**

La liberación del mercado para la generación eléctrica, condujo a una fuerte competencia entre las empresas eléctricas. La necesidad de reducir la contaminación debido a los gases de efecto invernadero, hizo a las Plantas de Potencia de Ciclo Combinado (CCPP) una de las mejores opciones para producir energía, debido a su alta eficiencia y el uso de combustibles con bajo contenido de carbono. [15]

Una planta de potencia de ciclo combinado recupera el calor proveniente de los gases de escape de las turbinas de gas. Generalmente este término describe la combinación de una turbina de gas (Ciclo Brayton) con una caldera recuperadora y una turbina de vapor (Ciclo Rankine) para la producción de energía eléctrica. En la actualidad las plantas de ciclo combinado, empleando 2 o 3 niveles de presión y con temperaturas de gas de escape de turbina entre 700 y 920 K, logran eficiencias térmicas por encima del 58% y se espera alcanzar el 60% en un período corto de tiempo. [11]

En cualquier lugar donde el gas natural esté disponible y/o sea económico, la tecnología de ciclos combinados se ha vuelto la opción para la generación eléctrica. En estas plantas se ha logrado extraer la mayor parte de la energía

proveniente de un recurso natural precioso. Este es uno de los métodos más usados en la actualidad para emplear los recursos energéticos con mayor eficiencia.

La tecnología de las plantas de ciclo combinado tiene la capacidad de generar electricidad usando como combustible gas natural limpio. Estas plantas son diseñadas para trabajar en operaciones a carga base, aunque se obtienen buenas respuestas en las arrancadas y paradas de la planta, así como en la variación de la demanda eléctrica. [21]

La combinación del calor y la energía puede reducir los costos de las plantas de potencia en un 40%, disminuir la contaminación ambiental por gases de efecto invernadero en un 50%, incrementar la eficiencia energética en un 20% y lograr plazos de recuperación de la inversión, menores de 5 años por lo que se ha puesto empeño en su estudio. La generación convencional de electricidad es ineficiente, ya que sólo logra convertir un tercio del potencial energético de los combustibles fósiles, sin embargo los ciclos combinados convierten cerca del 90% de esa energía, significando una mejora en la eficiencia de las plantas generadoras. [19]

Una planta de potencia de ciclo combinado debe tener un bajo costo de inversión, operar a alta eficiencia, a carga plena o parcial, tener un alto nivel de automatización y trabajar con confiabilidad, ser capaz de arrancadas rápidas y ser de fácil y barato mantenimiento. Desafortunadamente, estos objetivos no pueden ser logrados a la vez. Por ejemplo, la planta puede ser diseñada para obtener alta eficiencia, pero tendrá un costo elevado. De igual forma, para lograr una alta confiabilidad se incrementará el costo de inversión de la planta; por lo que los productores deberán decidir o anticipar cual es la prioridad de operación de la planta. Si la planta será operada a carga base, entonces puede ser diseñada para alcanzar altas eficiencias, sin embargo si se necesitan bajos costos de inversión, se tendrán plantas de menor eficiencia o será necesario un mayor énfasis en reducir el costo por kW producido. [26]

Los generadores de turbinas de gas (GTs) simples tienen una baja eficiencia térmica, en ellas sólo se logra aprovechar cerca del 40% de la energía que contiene el gas natural, el resto sale en la corriente de escape. De esta forma si se quiere obtener una mayor eficiencia en la generación, deberá reducirse el porcentaje perdido en los gases de escape de turbina o aprovechar ese contenido energético. [12]

Las altas temperaturas del gas de salida de turbina, y los elevados niveles de exceso de aire (200 a 300 %) que se necesitan en la combustión, permitieron que esa energía térmica del gas de escape de turbina fuera aprovechada en un sistema de intercambio de calor donde se circula agua y se produce vapor. De esta forma se combina un generador de turbina de vapor (ST) y se produce electricidad adicional, surgiendo de esta forma las plantas de potencia de ciclo combinado. Para unir eficientemente el ciclo Rankine de vapor con las turbinas de gas de altas temperaturas, nuevos generadores de vapor se han tenido que desarrollar surgiendo así las calderas de recuperación de calor. Su eficiencia ha motivado que el mercado para las plantas de potencia de ciclo combinado experimente un rápido crecimiento en los últimos años. [27]

## **1.2. Calderas de recuperación de calor.**

Muchas industrias de procesos y sistemas de generación de electricidad producen gases de salida a elevadas temperaturas. Si estos gases calientes son rechazados directamente a la atmósfera representan una gran pérdida de energía. Para una turbina de gas típica, las pérdidas de calor en el escape pueden ser mayores que el 60% del Valor Calórico Inferior del combustible, disminuyendo en gran medida la eficiencia de la misma [29], por eso en la tecnología actual el mejor sistema de conversión de energía eficientemente es la planta de potencia de ciclo combinado. La caldera de recuperación de calor (HRSG) es un componente crítico en el diseño de estas plantas, ya que es la conexión entre las unidades de potencia, la turbina de gas y la turbina de vapor.

El uso de calderas de recuperación de calor con turbinas de gas permitió una mejora significativa en la eficiencia global de las plantas generadoras. La energía térmica restante en el gas de escape de turbina fue recuperada por un sistema de intercambio de calor que circulaba agua y generaba vapor para producir electricidad adicional en un generador de turbina de vapor.

La implementación de las calderas recuperadoras de calor resulta en una salida eléctrica entre un 30-50% más que la salida disponible para una planta de turbina de gas, debido a la combinación de las turbinas de gas con las turbinas de vapor. [4]

Las calderas de recuperación de calor son esencialmente un sistema de intercambio de calor a contracorriente, consistiendo en una serie de sobrecalentadores, evaporadores y economizadores ordenados desde la entrada del gas hasta su salida de forma que sea máxima la recuperación de calor y se suministre vapor a las condiciones de temperatura y presión que requiera la turbina de vapor. [4] []

En una caldera recuperadora de calor el flujo total de la transferencia de calor es menor que en una caldera convencional debido a las bajas temperaturas del gas en la combustión y a la reducción del efecto de radiación. Para incrementar el flujo de la transferencia de calor, se incrementa, con aletas, el área de transferencia en la salida de los tubos. [29]

Para maximizar la recuperación de calor la temperatura final del gas debe ser lo más baja posible (siempre por encima del punto de rocío), mientras que para maximizar la eficiencia de la turbina de vapor, la presión y la temperatura del vapor deben ser lo más alto posible.

La temperatura de la sección de evaporación es la de saturación del agua que incrementa con la presión, esta temperatura limita la cantidad de calor que se recupera, para solucionar este conflicto surgieron los sistemas de múltiple presión. Estos sistemas incrementan el costo y en la práctica no se usan sistemas de más de tres niveles de presión. La eficiencia global del ciclo de triple presión con recalentamiento es típicamente 3% mayor que un sistema de simple presión. [29]



Una caldera recuperadora puede tener el paso de los gases vertical u horizontal. En este último el gas de escape de turbina es conducido horizontalmente a través de la caldera antes de virar verticalmente para salir por la chimenea. Los tubos verticales del evaporador permiten circulación natural.

En el diseño vertical los tubos del evaporador son horizontales y la circulación es usualmente forzada. Sin embargo, las calderas de circulación natural pueden ser construidas con flujos de gas verticales y superficies de transferencia de calor horizontales. Ambos diseños tienen sus ventajas y desventajas pero ambos consiguen competir satisfactoriamente en el mismo mercado, alcanzan record similares en cuanto a la vida y la fiabilidad de las plantas y no existen diferencias de costos en el mercado.

Como el gas de escape de turbina contiene suficiente oxígeno para soportar una combustión adicional (15% w/w), pueden ser instalados quemadores auxiliares en la corriente exhausta, lo que permitiría una mayor recuperación de calor. En las calderas de recuperación con quemado suplementario la temperatura del gas de escape de turbina puede ser elevada desde 600°C hasta 815°C, que implica un incremento en la temperatura del vapor sobrecalentado y en su producción.

Las calderas de recuperación de quemado auxiliar permiten quemar en la caldera cuando la turbina de gas no está en operación. Esto permite realizar el mantenimiento en la turbina de gas mientras se genera electricidad con la turbina de vapor. [27]

Dada las características de las calderas de recuperación de calor varios países han puesto sus objetivos en este proceso, por ejemplo, desde 1926 no han sido construidas plantas que quemen carbón en el Reino Unido. Cada planta de potencia ha sido de turbinas de gas con ciclo combinado (CCGT) usando gas natural como combustible. Básicamente una planta de turbina de gas con ciclo combinado consiste en una turbina de gas, que produce dos tercios de la potencia de la planta, el gas de escape de turbina es usado para producir vapor sobrecalentado en una caldera de recuperación que alimenta a un conjunto de turbinas de vapor que producen electricidad adicional para la planta. En los

diseños actuales la temperatura a la entrada de la turbina de gas se encuentra entre 1250 – 1450°C, con temperaturas de salida cercanas a los 600°C. Aún así, las presiones y temperaturas del vapor de salida de las calderas recuperadoras son modestas, ya que las turbinas de vapor sólo han alcanzado los 540°C y 100bar de trabajo. En unidades modernas la turbina de gas y la de vapor están alineadas al mismo eje. [32]

Cuando los ingenieros energéticos oyeron acerca de las calderas de recuperación como parte del sistema de turbinas de gas con ciclo combinado, pensaron que era sólo otra caldera de vapor y disminuyeron su importancia dentro del ciclo, centrando su atención en la turbina de gas. De hecho, los problemas relacionados con las calderas de recuperación de calor han tendido a ser abandonados, aunque las diferencias entre estas calderas y las calderas con pulverización del combustible son obvias, dado que las calderas de recuperación no tienen un horno para la generación de vapor y todo el calor proviene del gas de escape de turbina. Mientras que, en una caldera de vapor convencional, el sobrecalentador está localizado después del evaporador, en las calderas de recuperación de calor el evaporador está localizado corriente abajo del sobrecalentador. En estas calderas recuperativas ha sido la transferencia de calor desde el gas lo que ha guiado el diseño de las mismas y no los materiales de construcción como en el caso de las convencionales. [33]

En la transferencia de calor desde el flujo de gas lo ideal es que su temperatura disminuya a un ritmo estable a través de todo el conducto, manteniendo una diferencia constante entre el gas y el fluido calentado. Esto es posible si el intercambio de calor es con un gas incondensable o con un líquido que no evapore con el cambio de temperatura.

En las calderas recuperadoras esto no es difícil de lograr en los economizadores y sobrecalentadores, en los primeros el agua se encuentra como líquido y en los segundos como vapor, pero se hace imposible de mantener en el evaporador, aquí el agua se convierte en vapor a temperatura constante.

La diferencia entre la temperatura del gas que sale de la sección del evaporador y la temperatura de saturación del vapor en esta sección se conoce como *Punto de Pinch*. Al disminuir el punto de pinch se logra un incremento en el calor total recuperado en el evaporador. Esto implica un aumento en el área de transferencia de calor de la caldera recuperadora y por ende en el costo de inversión de la misma. En la práctica se adoptan valores de 4 – 8 °C de punto de pinch para alcanzar tamaños reales de calderas recuperadoras.

Otro aspecto importante en la transferencia de calor es la *Punto de Acercamiento*, esto es la diferencia entre temperatura de salida del agua de economizador y la del gas que entra a esa sección. El objetivo de esta diferencia de temperatura es evitar los riesgos de ebullición en la sección de economización y un sobrecalentamiento en el evaporador, por lo que el agua se mantiene varios grados por debajo de la temperatura de saturación. Un valor práctico de esta diferencia de temperatura es 4°C. [23]

Estos aspectos termodinámicos de la transferencia de calor son los que guían el diseño de las calderas de recuperación de calor y de igual forma su evaluación. De ellos depende el tamaño de las mismas, así como la producción de vapor que se obtenga, influyendo directamente en los costos del proceso. En la literatura actual existen numerosos trabajos basados en la optimización de las calderas recuperadoras de calor que persiguen conocer los parámetros de operación más factibles, por lo que a continuación se harán referencia a los más significativos.

Franco A. y Giannini N. (2006) ofrecen una metodología general para optimizar el diseño de los generadores recuperativos. En su trabajo se plantea que la optimización de las calderas recuperadoras es uno de los elementos claves para incrementar la eficiencia de las plantas combinadas. Conforme con la técnica actual, ésta optimización puede ser organizada en varios niveles de complejidad con objetivos secuencialmente definidos: parámetros de operación, detalles geométricos y elementos tecnológicos. Para testificar su procedimiento se refieren

a una caldera recuperativa existente obteniendo las mejores condiciones de operación.

Cenușă, Badea, Feidt y Benelmir (2004) en un estudio publicado, coinciden en que la optimización exergética de los parámetros de las calderas recuperadoras de calor es esencial. En este trabajo se toma como función objetivo maximizar la transferencia de exergía hacia el circuito agua/vapor, definiendo las condiciones más favorables de presión y temperatura del vapor producido, alcanzando la mínima destrucción de exergía.

En otro trabajo [15] se plantea que para alcanzar valores de eficiencia térmica del ciclo combinado cercanos al 60% la optimización de las calderas recuperadoras y consecuentemente del ciclo de vapor, es necesaria. Y para ello seleccionaron dos criterios fundamentales: la termodinámica pura y la termoeconomía.

Casarosa, Donatini, y Franco (2004) plantean que la optimización de las calderas de recuperación de calor es particularmente interesante para maximizar el trabajo obtenido en el ciclo de vapor. Una optimización detallada de las calderas recuperadoras es un problema difícil, porque depende de un número significativo de variables. Ellos llevan a cabo la optimización termodinámica de la caldera por minimización de las pérdidas exergéticas y la optimización termoeconómica basada en la disminución del costo capital de las calderas de recuperación de calor.

De igual forma, Ragland y Stenzel (2000) presentan una metodología de optimización para las calderas recuperadoras con el objetivo de demostrar que este paso es fundamental para obtener mayores beneficios en plantas de ciclo combinado. Este análisis ellos lo realizan para cuatro valores de punto de pinch y de temperatura de acercamiento y se apoyan en la herramienta computacional SOAPP Software.

En otro estudio similar, Topolski y Badur (2002) realizan la comparación de la eficiencia del ciclo combinado empleando para ello cuatro configuraciones de calderas recuperadoras. La primera configuración es una caldera de simple presión sin recalentamiento, la segunda es de doble presión sin recalentamiento y

la tercera y cuarta son de triple presión con diferentes puntos de pinch. En este trabajo se concluye que al realizar el cálculo de la eficiencia térmica del ciclo combinado varía según la configuración de la caldera recuperadora por lo que este es uno de los parámetros de mayor influencia, y se le debe prestar suma atención a la hora de su diseño.

Por otra parte, se ha demostrado que la producción de vapor en las calderas recuperadoras y por ende su eficiencia, depende directamente de las propiedades del gas de escape de turbina como son flujo másico, temperatura y composición. Estos parámetros están en función de las condiciones ambientales convirtiéndose este en otro factor de diseño, además de los parámetros termodinámicos, que requiere atención. [1]

Es importante destacar que un nuevo término tecnológico se ha introducido en el campo de la recuperación de calor en ciclos combinados.

En la pasada década las calderas recuperadoras de calor de un solo paso (**Once Through Heat Recovery Steam Generator, OTSG**) han evolucionado como una tecnología técnica y económicamente competitiva con las calderas recuperadoras convencionales (HRSG). Estas nuevas calderas, en su forma simple, son tubos continuos de intercambio de calor donde el precalentamiento, la evaporación y el sobrecalentamiento del agua de alimentación toman lugar consecutivamente. Los tubos son montados en paralelo y unidos por cabezales proveyendo una entrada común de agua y una salida común de vapor, ocurriendo el cambio de fase a lo largo del circuito. El flujo de gas es a contracorriente, o sea, en dirección opuesta al flujo de agua. [2]

Las diferencias fundamentales entre las calderas recuperadoras convencionales y las de un solo paso es que las secciones de economizadores, evaporadores y sobrecalentadores no se encuentran definidas, la interfase agua/vapor es libre de moverse a través del conducto. Además las calderas de un solo paso no tienen domos, sistemas de circulación, sistemas de blowdown (purga), separadores de

economización y sobrecalentamiento, elementos que encarecen y complican el diseño de las calderas.

Otro aspecto interesante de las calderas recuperadoras de un solo paso es que su instalación y montaje se realiza en aproximadamente 3 semanas y es un 25% del costo de las calderas recuperadoras convencionales. [5]

### **1.3. Métodos de evaluación de calderas de recuperación de calor.**

En la literatura científica se reportan varios métodos para la evaluación de calderas, entre los que se destacan: métodos heurísticos, métodos basados en el conocimiento, y métodos termodinámicos. Estos últimos han sido los más estudiados aunque no dejan de presentar limitaciones en cuanto a su aplicación.

Los métodos termodinámicos pueden ser clasificados en:

- ✓ Métodos basados en el análisis de la Primera Ley (Análisis Energético).
- ✓ Métodos basados en el análisis de la Segunda Ley (Análisis Exergético).
- ✓ Métodos basados en la combinación del Análisis Económico y la Segunda Ley (Análisis Exergoeconómico).

La termodinámica es la rama de la ciencia que incluye los principios de la transformación de energía en sistemas macroscópicos. Uno de sus objetivos fundamentales es establecer criterios generales para juzgar el diseño y funcionamiento de los sistemas industriales en los que la energía juega un papel importante. Por lo que a la hora de analizar procesos como la síntesis de un producto químico, la producción de electricidad en una central térmica o la refrigeración y licuación de gas natural, entre otros, debemos plantearnos en primer lugar la interrogante de cómo discernir su eficiencia. [24]

La energía es un concepto fundamental de la termodinámica y uno de los aspectos más importantes en el análisis ingenieril de cualquier proceso. Ésta puede ser intercambiada entre un sistema y sus alrededores en dos formas: calor

(energía que cruza el límite del sistema bajo la influencia de una diferencia o gradiente de temperatura) y trabajo (energía en tránsito entre el sistema y sus alrededores, pero siendo el resultado del desplazamiento de una fuerza externa que actúa en el sistema). [39]

Los postulados para un análisis energético están vinculados con la Primera Ley de la Termodinámica, que plantea que la energía es conservada, que puede ser cambiada de forma y transferida de un lugar a otro, pero la cantidad total se mantendrá constante. La cantidad total de energía que entra a un sistema debe ser exactamente igual a la que sale más cualquier aumento dentro del sistema. La formulación matemática de este principio se denomina balance de energía, que unido a un balance de materia es de vital importancia en problemas de diseño y operación de procesos. [17] [18]

La energía puede ser acumulada en los sistemas en varias formas macroscópicas: energía cinética ( $K_E$ ), energía potencial gravitacional ( $P_E$ ) y energía interna ( $U$ ). Puede ser transformada desde una forma a otra y transferida entre sistemas. Para sistemas cerrados puede ser transferida como trabajo ( $W$ ) y como calor ( $Q$ ); y su cantidad total será conservada en todas las transformaciones y transferencias.

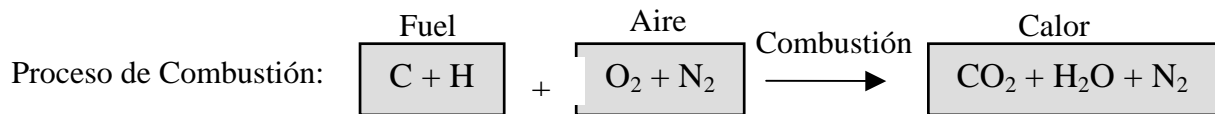
De esta forma el balance energético general puede ser expresado como la cantidad de energía transferida por un sistema cerrado, siendo la suma de cada cambio energético sufrido por el sistema (Ecuación 1.1). [3]

$$(U_2 - U_1) + (K_{E2} - K_{E1}) + (P_{E2} - P_{E1}) = Q - W \quad [1.1]$$

En el caso particular de los generadores de vapor el balance energético se basa fundamentalmente en el cálculo de la eficiencia térmica de los mismos, determinando de esta forma cuánta energía es aprovechada para producir vapor.

Uno de los componentes esenciales en la eficiencia térmica de las calderas es el proceso de combustión. Esta eficiencia se expresa simplemente como la relación entre la energía que sale y la energía que entra al sistema.

La energía que entra a la caldera no es más que el calor proveniente del combustible, que se conoce generalmente como su valor calórico neto. Para lograr aprovechar este contenido al máximo es necesario controlar con precisión la cantidad de aire alimentada para la combustión. [31]



Un contenido alto de aire enfriaría el horno y reduciría el calor útil, por el contrario una cantidad pequeña de aire conllevaría a una combustión incompleta, produciendo cenizas provenientes del combustible que no es quemado.

La energía que sale de la caldera, sin embargo, es expresada como el calor en la corriente de vapor, el cual depende de la temperatura del agua de alimentación, de la presión a la que se obtiene el vapor y del flujo de vapor que se quiera. [31]

En estudios recientes, Ganapathy (2001) realiza una optimización de la eficiencia energética de las calderas recuperadoras de calor a través del análisis de los perfiles de temperatura. En este trabajo se plantea que la recuperación de calor está en función de la temperatura del gas de turbina, de la presión y temperatura del vapor, de la distribución de superficies de calor y de los niveles de presión de la caldera, y del punto pinch y la temperatura de acercamiento. Con el análisis de todos estos factores se logra minimizar la temperatura de salida del gas de la caldera, maximizando de esta forma su eficiencia energética.

Típicamente, los sistemas térmicos de energía se analizan usando análisis energético que sólo se basa en la Primera Ley de la Termodinámica. La razón para esto es que normalmente un análisis de energía puede llevarse a cabo fácilmente. La principal dificultad del análisis energético radica en que no considera la calidad de la energía. Con el objetivo de superar esta limitación, fue desarrollado el *Análisis Exergético* que se basa en la Segunda Ley de la Termodinámica.



Según Kotas (1985) reportado por Laukkanen (2003), la exergía es una medida universal del trabajo potencial o de la calidad de las diferentes formas de energía respecto a un ambiente dado. La pérdida exergética proporciona una medida cuantitativa, generalmente aplicable, del proceso o la ineficacia de un sistema. Por lo que el análisis exergético se ajusta bien para el análisis de las ineficacias de una unidad, proceso o planta total. [10]

En otras investigaciones se plantea que la exergía es la cantidad de trabajo que puede ser extraído por un consumidor de energía externo durante una interacción reversible entre el sistema y sus alrededores hasta que un completo equilibrio es alcanzado. La exergía depende de los estados relativos de un sistema y sus alrededores, al ser definidos por cualquier conjunto relevante de parámetros. Bajo completo equilibrio, la exergía es cero. [36] [38]

Además la exergía se encuentra sujeta a la ley de conservación solamente en procesos reversibles; en todos los otros casos puede desaparecer parcial o completamente como resultado de la disipación de energía, la cual es consecuencia de irreversibilidades. Entre las irreversibilidades que pueden presentarse en un proceso se encuentran: fricción, libre expansión, mezcla de dos gases, transferencias de calor a través de diferencias finitas de temperaturas, resistencias eléctricas, deformaciones inelásticas de sólidos y reacciones químicas, con lo que se demuestra que es casi imposible la eliminación de éstas, sólo es posible su minimización en el proceso. [22]

Por otra parte está definido que la exergía de un portador de energía es una propiedad termodinámica que depende del estado del portador considerado y el estado del medio o estado de referencia, como también se le conoce. El concepto de exergía resulta ser muy cómodo para analizar el grado de perfeccionamiento termodinámico de cualquier aparato térmico y tiene la ventaja de poder aplicarse a procesos químicos, de combustión, bioquímicos, físicos, etc.

La exergía es la parte de la energía transformable en trabajo útil, por lo que se puede plantear que la energía mecánica y la eléctrica son totalmente exergía, puesto que no existen limitaciones teóricas para su transformación total en trabajo

útil. Sin embargo, la energía térmica sólo es transformable en trabajo útil con un rendimiento limitado, que depende, fundamentalmente de las temperaturas del foco caliente y del ambiente, siendo, en la mayoría de los casos, más interesante conocer la exergía disponible que la energía. Si se representara el balance exergético en un diagrama T-S, quedaría como el que se muestra en la **Figura 1.1**. [13]

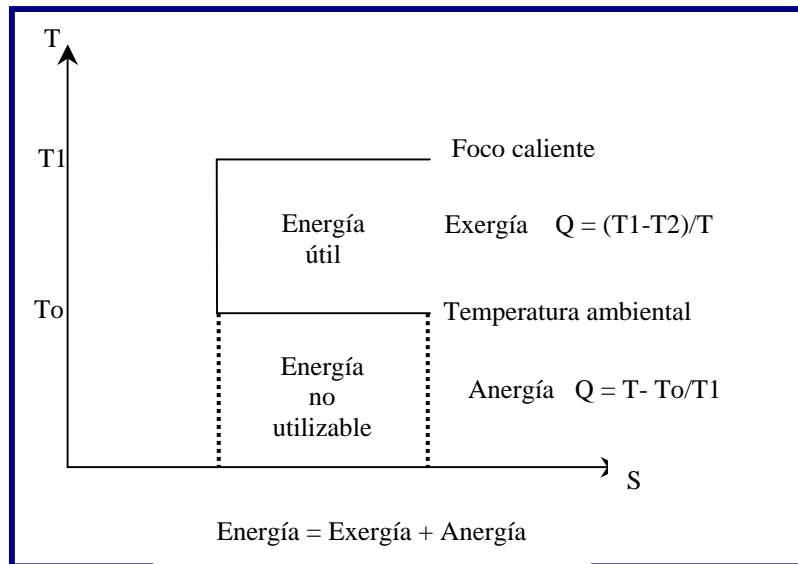


Figura 1.1. Representación del balance exergético en un diagrama T-S.

En publicaciones recientes se plantea por Hsuan Chang (2004) que el Análisis Exergético además de combinar la Primera y Segunda Ley de la Termodinámica, es una herramienta poderosa por analizar la calidad y la cantidad de utilización de la energía, definiendo a la exergía como el trabajo máximo obtenible cuando el sistema se comunica reversiblemente con el ambiente. Debido a esto la definición para el ambiente más estable, que se conoce como estado muerto, se hace esencial en el análisis exergético.

La mayor desventaja del Análisis Exergético es que se necesitan los valores de la entropía para los diferentes flujos y obtenerlos puede hacerse muy difícil. Esto se hace realmente importante en la determinación de la exergía química, donde es muy difícil obtener estos valores. Otra desventaja es que la ineficacia obtenida del

análisis exergético no dice nada sobre cómo evitar esa ineficacia o si estas ineficacias son en absoluto evitables. [20]

Aunque el análisis exergético permite minimizar las ineficacias de un sistema o proceso, no considera la economía de las alternativas evaluadas, por lo que existe la posibilidad de obtener soluciones que son termodinámicamente eficaces pero económicamente impracticables.

La *Termoeconomía* intenta superar esta desventaja del análisis exergético básico, dado que proporciona un valor monetario a las ineficacias termodinámicas. Un análisis termoeconómico combina los análisis termodinámicos y económicos al nivel del componente. Una comparación entre los costos de operación y la inversión, y los costos asociados a la destrucción de exergía, puede ser útil en el desarrollo de diseños que mejoren la efectividad del costo en el sistema completo. Este método se publicó por El-Sayed y Evans (1970) y el elemento más característico de este análisis es que se asignan costos a la exergía (no la energía) contenida en un portador energético (el costo exergético). [20]

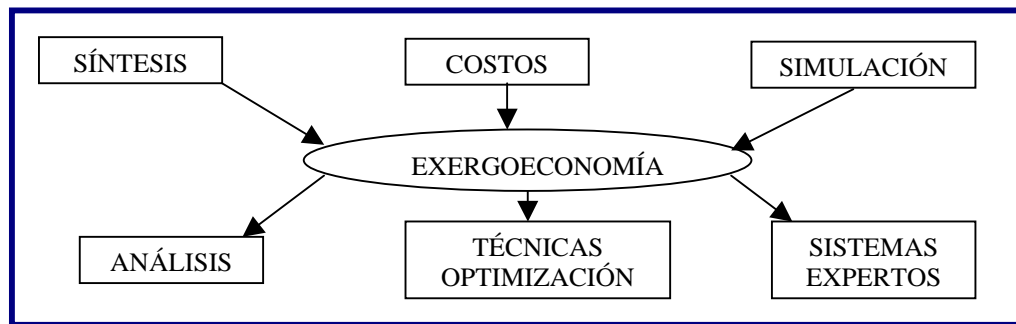
En 1983 el término *Exergoeconomía* fue introducido por Tsatsaronis para dar una caracterización más precisa e inequívoca de la combinación del análisis exergético con el análisis económico usando como variable principal el costo exergético.

El objetivo del análisis Exergoeconómico puede ser: (a) calcular, separadamente, el costo de cada producto generado por un sistema que tenga más de un producto; (b) entender la formación de los costos en un proceso y el costo de cada corriente en el sistema; (c) optimizar variables específicas en un solo componente del sistema; o (d) optimizar el sistema en su totalidad. [37]

Los análisis termodinámicos y económicos no tienen que ser combinados en el campo más general de la termoeconomía, pero sí se considera que en la exergoeconomía ellos se integran a través del costo exergético. En la termoeconomía se considera cualquier análisis que incluya tanto variables termodinámicas como económicas, no necesariamente combinadas. Por consiguiente, la exergoeconomía es la parte más significativa, de la termoeconomía. [28]

El método exergoeconómico proporciona a los diseñadores u operadores de plantas información no disponible a través del análisis de energía convencional y de las evaluaciones económicas, pero que es crucial para el diseño y operación de una planta. Así, la exergoeconomía puede definirse como la minimización de los costos ayudado por la exergía. El desarrollo de esta metodología, en los últimos años tiene claramente mostrado que la exergoeconomía no es precisamente una palabra nueva pero sí un área rápidamente creciente de la ingeniería térmica con interacciones directas con otras áreas. La **Figura 1.2** muestra esquemáticamente algunas de estas interacciones, resultados del uso de la exergoeconomía para la síntesis, el análisis de los costos y la simulación de sistemas térmicos y además, provee de información útil para el análisis, evaluación y optimización de estos sistemas así como para la aplicación de sistemas expertos al diseño y funcionamiento de tales sistemas. [28]

Según Bejan y Tsatsaronis (1996), la exergoeconomía es usada para mejorar la efectividad de los costos en nuevos sistemas, el desempeño y la efectividad de los costos de sistemas existentes y para ayudar en la decisión con relación al mantenimiento de estos sistemas y de esta manera asignar fondos de investigación y desarrollo.



*Figura 1.2. Interacción de la Exergoeconomía con otras áreas de la ingeniería*

En diversas partes del mundo a finales de la década pasada se incrementaron las investigaciones sobre la aplicación de los métodos exergéticos y su implementación a los métodos basados en la primera ley de la termodinámica. La

evaluación de las calderas recuperadoras no quedó exenta de estas investigaciones. Como ya se ha planteado el análisis por la primera ley de la termodinámica no ofrece la cantidad de energía en el sistema que es perdida por irreversibilidades o por degradación energética. Sin embargo el análisis de la segunda ley de la termodinámica provee un enfoque técnico para cuantificar la calidad de la energía.

Butcher y Reddy (2007) aplicaron el análisis de la segunda ley a una caldera recuperadora de calor para varias condiciones de operación. En este trabajo son simulados los perfiles de temperatura a través de las calderas recuperadoras, la potencia de salida del ciclo de vapor, la eficiencia exergética y la generación del número de entropía. Además analizan la variación de éstos parámetros al variar la composición del gas de escape de turbina.

En estudios realizados en la India se muestra que la generación de vapor en calderas recuperadoras está siempre asociada a pérdidas debido a las irreversibilidades propias de la transferencia de calor, por lo que los diseñadores han estudiado el diseño y los parámetros de operación buscando lograr reducir éstas pérdidas, disminuyendo la generación de entropía. [25]

De igual forma, Franco y Russo (2002) evaluaron la eficiencia de una caldera recuperativa a través de las pérdidas exergéticas que tienen lugar en la transferencia de calor. En este trabajo se concluye que estas pérdidas pueden ser reducidas pero no eliminadas completamente si ocurre transferencia de calor y que son proporcionales a la diferencia de temperatura entre la corriente caliente y la corriente fría de intercambio. Por estas razones es importante contar con una configuración del generador recuperativo donde se logren las mayores eficiencias exergéticas. Incrementando los niveles de presión en el ciclo de vapor se logra reducir la diferencia media de temperatura entre el fluido caliente y el frío, aumentando de esta forma la eficiencia del mismo.

En todos estos estudios se dedica una parte a la evaluación Exergoeconómica de las calderas recuperadoras de calor estudiadas, ya que es el único modo de cuantificar en dinero cuánto se pierde realmente por estas irreversibilidades. Por lo

general se utilizan métodos de optimización para minimizar el costo asociado a las pérdidas exergéticas.

El estudio termodinámico de las calderas recuperadoras de calor ésta basado fundamentalmente en el análisis del Punto Pinch, al disminuir esta diferencia de temperatura se logran menores irreversibilidades pero se necesita una mayor superficie para el intercambio de calor, por lo que se hace fundamental el análisis económico para definir los parámetros óptimos de operación. En los últimos años la optimización termoeconómica es la encargada de esto.

## Bibliografía

1. Ameri, M.; Shahbazian, H.; Hosseinzadeh, H. "The Study of the Effects of Gas Turbine Inlet Air Cooling on the Heat Recovery Boiler Performance". En: *7th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis*, Manchester, United Kingdom, 2004, Vol. ESDA2004-58124.
2. Andan, S. *Once Through Steam Generator Tied to Gas Turbine(s) as a Compressor Drive*, Conestoga Blvd., Cambridge, Ontario, Canada: Innovative Steam Technologies, 2001.
3. Bejan, A.; Tsatsaronis, G.; Moran, M. *Thermal Design and Optimization*. Canada, 1996.
4. Blood, D.; Simpson, S.; Harries, R. *Heat Recovery Steam Generators for Power Generation and Other Industrial Applications*. Report No. COAL R232, 2003.
5. Brady, M. F. *Design aspects of once through systems for heat recovery steam generators for base load and cyclic operation*. MATERIALS AT HIGH TEMPERATURES Science Reviews, 2001.
6. Butcher, C. J.; Reddy, B. V. *Second law analysis of a waste heat recovery based power generation system*. International Journal HEAT and MASS TRANSFER, 2007.
7. Casarosa, C.; Donatini, F.; Franco, A. *Thermoeconomic optimization of heat recovery steam generators operating parameters for combined plants*. Energy, 2004.
8. Cenusă, V.-E.; Badea, A.; Feidt, M.; Benelmir, R. "Exergetic Optimization of the Heat Recovery Steam Generators by Imposing the Total Heat Transfer Area". *International Journal Thermodynamics*, 2004, Vol. 7, No. 3, pp. 149 - 156.
9. Chang, H. *Exergy Analysis and Exergoeconomic Analysis of an Ethylene Process* Department of Chemical Engineering, Tamkang University, 2004.

10. Co, C. S. "Second law analysis of a waste heat recovery steam generator PY". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2002, Vol. 45, No. 9, pp. 1807 - 1814.
11. Commission, C. E. *PROCESS FOR CONVERTING SEWAGE SLUDGE AND MUNICIPAL SOLID WASTES TO CLEAN FUELS. FEASIBILITY ANALYSIS*. P600-01-012, California: Energy Innovations Small Grant Program. Renewable Energy Technologies, 2001.
12. Dijkstra, J. W. *Analysis and Feasibility of Advanced Gas Turbine Cycles and Applications. The partial oxidation gas turbine and the gas turbine with air bottoming cycle*. ECN-C-01-075, 2001.
13. Espinosa, R.; Ezquerro, Y.; Castellanos, J. *Análisis de algunos índices del trabajo energético en centrales azucareros*. Centro Azúcar, 2004.
14. Franco, A.; Giannini, N. *A general method for the optimum design of heat recovery steam generators*. *Energy*, 2006.
15. Franco, A.; Russo, A. "Combined cycle plant efficiency increase based on the optimization of the heat recovery steam generator operating parameters". *International Journal of Thermal Sciences*, 2002, Vol. 41, No. 9, pp. 843 - 859.
16. Ganapathy, V. *Optimize Energy Efficiency of HRSG*. HYDROCARBON PROCESSING, 2001.
17. Hammond, G. P. "Industrial energy analysis, thermodynamics and sustainability". *Applied Energy*, 2007, Vol. 84, No. 7, pp. 675 - 700.
18. Himmelblau, D. M. *Principios Básicos y Cálculos en Ingeniería Química*. Sexta Edición, 1996, 746 p.
19. Kaarsberg, T.; Elliott, R. N. *Combined Heat and Power: Saving Energy and the Environment*. Disponible en Internet en: <http://www.nemw.org/ERheatpower.htm>.



20. Laukkanen, T. *A Methodology for Cost-Effective Thermal Integration of Production Plant Sections and the Utility System*, Degree of Licentiate of Science in Technology, Helsinki: University of Technology, 2003.
21. Madugula, R. *Cycling of Combined-Cycle Plants*, 2004.
22. Mateos Espejel, E. *Análisis Exergético de una planta de hidrodealquilación de tolueno y una planta simplificada de síntesis de amoníaco mediante el método de distribución de cargas exergéticas*, Licenciatura en Ingeniería Química con área en Ingeniería de Procesos, Puebla, México: Universidad de las Américas, 2004.
23. McArthur, J. *Heat Recovery Steam Generators*, ONTARIO, CANADA: Educational Program Innovations Center (EPIC) Turbines and Cogeneration Workshop, 2000.
24. Moran, M. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. New York: , 2003, John Wiley and Sons, Inc.
25. Nag, P. K.; S., D. *DESIGN AND OPERATION OF A HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR WITH MINIMUM IRREVERSIBILITY*. Applied Thermal Engineering, 1997.
26. Narula, R. G.; Massy, M.; Singh, J.; Power, B. *Design Considerations for Combined Cycle Plants for the Deregulated Market—An EPC Contractor's Perspective*. GT-2002-30252, Amsterdam, the Netherlands: ASME Turbo Expo 2002, 2002.
27. Nessler, H.; Preiss, R.; Eisenkolb, R. *Developments in HRSG Technology*, Conference Birmingham, UK: The 7th Annual Industrial & Power Gas Turbine O&M, 2001.
28. Ponce Arrieta, F.; Silva Lora, E.; Nebra de Pérez, S. *Thermoeconomic Analysis of Big GT CC Cogeneration Plant*, Brazil, 2000.
29. Programme, C. C. *TECHNOLOGY STATUS REPORT HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR TECHNOLOGIES*. 019, 2003.

30. Ragland, A.; Stenzel, W. "Combined Cycle Heat Recovery Optimization". En: *International Joint Power Generation Conference*, Miami Beach, Florida, 2000, vol. IJPGC2000-15031.
31. Sarco, S. *Design of Fluid Systems*. Twelfth Edition, 2000.
32. Starr, F. *Potential Issues in the Cycling of Advanced Power Plants*. OMMI, 2002.
33. Starr, F. *HRSB System and Implications for CCGT Plant Cycling*. OMMI, 2003.
34. Teir, S. "Modern Boiler Types and Applications". *Steam Boiler Technology eBook*. Helsinki: University of Technology, Department of Mechanical Engineering Energy Engineering and Environmental Protection, 2002, pp. 1 - 14.
35. Topolski, J.; Badur, J. *Comparison of the combined cycle efficiencies with different heat recovery steam generators*. No. 111, Gdańsk, Poland: Institute of Fluid-Flow Machinery Polish Academy of Sciences, 2002.
36. Tsatsaronis, G. "Definitions and nomenclature in exergy analysis and exergoeconomics." *Energy*, 2007, Vol. April, No. 4, pp. 249 - 253.
37. Tsatsaronis, G.; Moran, M. J. *Exergy - Aided Cost Minimization*. Energy Conversion and Management, 1997.
38. Valero, A. *Los balances de Entropía, Exergía y Energía*. Ingeniería Química, 1997.
39. Van Ness, H. C.; Abbott, M. M. "Section 4: Thermodynamics". En: The McGraw-Hill Companies, I. (Ed.). *Perry's Chemical Engineers' Handbook*, 7th ed.: Robert H. Perry, Don W. Green, 1999, pp. 4-1 - 4-36.