

DESARROLLO DE LA OPTIMIZACIÓN MULTIOBJETIVO AL DISEÑO Y VARIABLES OPERACIONALES DE LAS CALDERAS RECUPERADORAS DE CALOR DE UN SOLO PASO.

Ing. Jonathan Serrano Febles¹, Dr.C. Agustín Benítez Hernández², Dr.C. Yamilé Martínez Ochoa³

1. Universidad de Matanzas – Sede “Camilo Cienfuegos”, Vía Blanca Km.3, Matanzas, Cuba. jonathan.serrano@umcc.cu

2. Universidad de Matanzas – Sede “Camilo Cienfuegos”, Vía Blanca Km.3, Matanzas, Cuba. agustin.benitez@umcc.cu

3. Universidad de Matanzas – Sede “Camilo Cienfuegos”, Vía Blanca Km.3, Matanzas, Cuba. yamile.martinez@umcc.cu

Resumen

En el presente trabajo se abordan los principales aspectos técnicos de las plantas del ciclo combinado, los principales elementos que las componen así como las ventajas que ofrecen en comparación con las vías tradicionales de generación. Se trata como elemento clave en estos ciclos a las calderas recuperadoras de calor, donde se describen las principales características constructivas de estos equipos, se establecen sus parámetros operacionales más comunes y las modificaciones más importantes que se han realizado a su diseño. Por último se realiza un breve bosquejo sobre las técnicas más novedosas de análisis aplicadas en el estudio de estos equipos, como son los métodos exergoeconómicos y la optimización multiobjetivo por algoritmos genéticos.

Palabras claves: OTSG; Ciclo Combinado; Optimización Multiobjetivo; Algoritmos Genéticos; NSGA.

1. Introducción

El panorama energético nacional demuestra la necesidad de hacer un uso más racional de la energía; para lo cual se debe sobre la base de la infraestructura generadora existente, buscar nuevas soluciones que permitan un mejor aprovechamiento de las fuentes de combustibles a la par de la incorporación paulatina de nuevas tecnologías más ecológicas. Además, para un país con perspectivas de desarrollo como Cuba en un contexto insular, tercermundista y embargado económicamente, es un imperativo lograr la independencia energética. Ello puede ser parcialmente logrado mediante el apoyo al Sistema Electroenergético Nacional (SEN) de Plantas de Potencia de Ciclos Combinados (CCPP, por su denominación en inglés).

A partir de la década de los noventa del siglo pasado, en el país comienza un proceso inversionista para intensificar la explotación de los yacimientos petroleros y de gas acompañante en la producción de electricidad. Se ejecutó el proyecto de la planta de fuerza de ciclo combinado Varadero dada la necesidad que existía de aprovechar todo el gas acompañante que se separaba del petróleo y que era quemado a la atmósfera en los flares con alta carga contaminante. Esta etapa marca el inicio de los CCPP en Cuba y con ello una mayor flexibilidad en la generación.

Las CCPP se caracterizan por contar con plazos de construcción menor que los ciclos de potencia convencionales, del orden de los dos años y medio, en contraste con los de cuatro años de una central termoeléctrica o con los cinco de una nuclear. Además, por contar con dos ciclos separados, este disminuye el tiempo de ejecución, al permitir que funcione el ciclo abierto de gas mientras se desarrollan obras de montaje o mantenimiento del ciclo de vapor (Pelegrina, 2016).

Se evidencia en los momentos actuales la tendencia creciente a emplear CCPP como una alternativa tecnológica eficiente y limpia de generar energía a partir de gas natural (Vásquez, 2017; Nadir *et al.*, 2016).

Ello se debe fundamentalmente a las numerosas ventajas de este ciclo como son: la rápida arrancada, la facilidad de alcanzar la máxima capacidad de generación y de mantenerse en ese estado, su alta eficiencia termodinámica y la posibilidad de ofrecer alternativas tecnológicas en cuanto al combustible a utilizar (Zhang *et al.*, 2016; Calvo y Visqueira, 2014; Santos, 2015).

1.1 Caracterización de un ciclo combinado.

Las plantas de ciclo combinado son la forma más eficiente de utilizar las fuentes de energía no renovable tales como el gas natural o gas acompañante del petróleo. La eficiencia de una CCPP necesita de la operación armónica de todos sus componentes como son: turbina de gas, turbina de vapor, sistema de enfriamiento y la caldera recuperadora de calor (Durán *et al.*, 2014).

Las CCPP se diseñan para operar a carga base, aunque se obtienen buenas respuestas en las arrancadas y paradas de la planta, así como en las fluctuaciones de la demanda de electricidad. Se reporta que se puede lograr un 90 % de conversión del potencial energético de los combustibles fósiles en este tipo de plantas, mientras que por la vía de generación tradicional solo es posible obtener un tercio de su potencial (Kaarsberg citado por Montes de Oca, 2007). En estas plantas, alrededor del 30 y 40 % de la potencia producida proviene del ciclo de vapor (Nadir *et al.*, 2016).

Las plantas de ciclo combinado acoplan el ciclo Brayton con el ciclo Rankine. Básicamente, consiste en utilizar la energía remanente de los gases de escape de la turbina de gas en un proceso de vapor conectado por medio de una caldera de recuperación (esta representa la interfaz entre la gas/vapor). De esta manera se genera más potencia producto al trabajo mecánico que realiza en vapor de agua en las turbinas correspondientes (Mehrgoo y Amidpour, 2017 b; Martín, 2015).

A su vez, estas plantas se caracterizan por su bajo impacto ambiental dado por su relativamente baja carga contaminante atmosférica. Las emisiones se reducen en un 60 % para el caso del dióxido de carbono y en el caso de los NOx en un 70 % respecto a las unidades de generación de potencia convencionales (Alfonso, 2015).

Según Alfonso (2015) una planta de ciclo combinado consta principalmente de:

- ✓ Un grupo de turbina de gas-alternador.
- ✓ Un generador de vapor recuperador de calor.
- ✓ Un grupo simple de turbina de vapor-alternador.
- ✓ Un condensador.
- ✓ Sistemas auxiliares.

En la figura siguiente se muestra la configuración simplificada de un CCPP y su representación en un diagrama termodinámico:

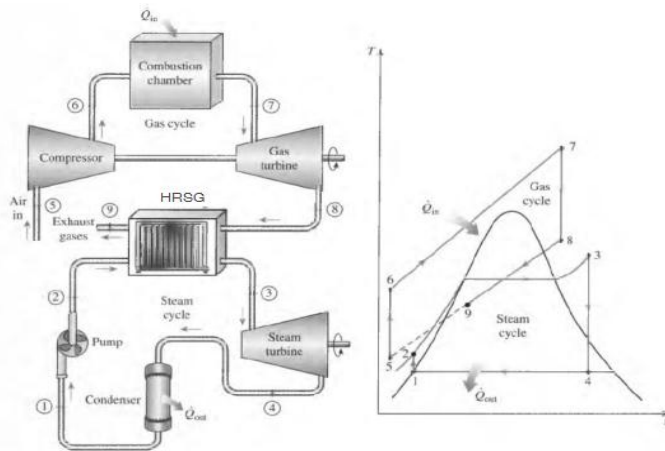


Figura 1.1: Esquema tecnológico y termodinámico de un ciclo combinado (Fuente: Segundo, 2017).

1.2. Recuperación de calor en CCPP.

En los generadores de turbinas de gas se logra aprovechar alrededor del 40 % de la energía presente en el gas acompañante del petróleo. Para obtener mayor eficiencia en la generación de energía debe reducirse el porcentaje de pérdidas en los gases de escape de turbina o aprovechar este contenido energético. El exceso de aire presente en la combustión y las elevadas temperaturas del gas en la salida de la turbina, permiten aprovechar esa energía en un sistema de intercambio de calor. (Nessler et. al., 2001 citado por Montes de Oca, 2007).

Se tiene que para una central de ciclo combinado con gas natural se requiere de una inversión de unos 500 €/kW, y que alcanza un rendimiento bruto cercano al 59% a plena carga; mientras que una central térmica de carbón, incluso las dotadas con calderas supercríticas de última generación y sistemas de depuración de gases de combustión, tienen un rendimiento del orden del 45% con costos de inversión en el entorno de los 1000 €/kW (Patiño y Rosero, 2017; Corredoyra, 2016). Al respecto Corredoyra, 2016; Gonzalo, 2017; Mehrgoo; y Amidpour, 2017 a y González, 2016 señalan que frente al rendimiento típico de una central térmica funcionando según el ciclo Rankine, el CCPP permite obtener rendimientos mucho mayores, entre el 49 y 60 % a valores de temperaturas elevados. No obstante, Pollard, 2010 citado por Lugo, 2014 reporta valores del orden del 65 %.

Según Pelegrina (2016) el rendimiento de una planta de ciclo combinado se puede aumentar de las siguientes maneras:

- ✓ A mayor temperatura media de combustión: el aumento de la temperatura media de combustión en general implica un incremento en la temperatura media del foco

caliente y consecuentemente, un incremento de rendimiento conjunto de la turbina de gas.

- ✓ Disminución de la temperatura del aire de admisión: posibilita una mayor densidad de aire a la entrada del compresor, lo que incrementa significativamente la potencia de la máquina y sobretodo, un aumento del rendimiento por disminución de la temperatura media del foco frío.
- ✓ Reducción de la temperatura de los gases de escape: altas temperaturas son un indicio de baja eficiencia en la producción de trabajo en un ciclo termodinámico. La disminución de la temperatura en el escape de la turbina de gas contribuye a la reducción de la temperatura media del foco frío y por lo tanto al incremento del rendimiento del ciclo Brayton. No obstante, para el caso concreto de acoplamiento de la turbina de gas en un ciclo combinado, las ineficiencias asociadas a altas temperaturas de los gases de escape se compensan en parte con la recuperación de calor en la caldera.
- ✓ A mayor relación de compresión: producto a que es directamente proporcional al rendimiento del equipo y a la tendencia que existe a disminuir las temperaturas de escape de la turbina de gas.
- ✓ Con la mejora de los componentes intrínsecos de la turbina de gas como son: la minimización de las fugas a través de los cierres, mejoras en el perfil aerodinámico de los álabes tanto del compresor como de la turbina, perfeccionamiento en los aislamientos de los sistemas de refrigeración, en las condiciones del aire, entre otros.

La evolución de las plantas de ciclo combinado en los últimos años muestra un incremento en su eficiencia, así como en su generación de potencia. Esto se debe a mejoras en la tecnología de las turbinas de gas (mayor presión y temperatura de entrada a la turbina), optimización de calderas recuperadoras y mejoras en su diseño o el uso de configuraciones termodinámicas avanzadas (Pollard, 2010 citado por Lugo, 2014).

Para que el ciclo de vapor realice una buena conversión del calor en potencia es necesario que los gases de escapes tengan una alta temperatura. Esta característica impone una diferencia entre las turbinas de gas para su uso aislado y para su uso en ciclos combinados. En las primeras se necesita que la temperatura sea lo más baja para alcanzar un mayor rendimiento, sin embargo, en un ciclo combinado, es preciso llevar a cabo un compromiso entre el rendimiento de la turbina de gas y la temperatura de escape de tal forma que se maximice el rendimiento global (Gonzalo, 2017).

Otro factor importante que influye sobre el rendimiento de las turbinas de gas es la temperatura de entrada a la turbina, ya que su rendimiento aumenta cuando se eleva la temperatura de los gases quemados a la entrada. No obstante, existe un límite dado por los

materiales de construcción que actualmente puede ser superado gracias a los sistemas de enfriamiento aplicados en los álabes (Pelegrina, 2016).

1.3. Calderas recuperadoras de calor.

Las calderas recuperadoras constituyen un sistema de intercambio de calor a contracorriente entre el gas de salida de las turbinas y el agua. Se encuentran ordenadas desde la entrada del agua hasta su salida en economizadores, evaporadores y sobrecalentadores. Esto determina que sea máxima la recuperación de calor (en condiciones óptimas de operación) y provee el vapor necesario, a condiciones de presión y temperatura establecidas, a las turbinas de vapor (Teir, 2002 citado por Montes de Oca, 2007).

En las calderas recuperadoras, el paso de los gases puede ser horizontal o vertical. El gas de escape de turbina es conducido horizontalmente a través de la caldera antes de girar 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 flujo de gas verticales y superficies de transferencia de calor horizontales. Ambos diseños tienen sus ventajas y desventajas, pero son altamente competitivos en el mercado por alcanzar récords similares en cuanto a su vida útil y fiabilidad. Por otro lado, no existen diferencias significativas en cuanto a sus costos de adquisición (Montes de Oca, 2007).

También pueden clasificarse en calderas con o sin post-combustión. La caldera sin post-combustión es el tipo más común utilizado en los ciclos combinados. Esencialmente es un intercambiador de calor en el que se transfiere el calor de los gases al circuito del ciclo Rankine por convección. En lo que se refiere a las calderas con post-combustión, aunque pueden construirse calderas de recuperación con quemadores y aporte de aire adicional, normalmente las modificaciones simplemente se limitan a la instalación de quemadores en el conducto de gases a la entrada de la caldera. Ello permite que se pueda utilizar el exceso de oxígeno de los gases de escape de la turbina, sin sobrepasar temperaturas admisibles para la placa de protección interna del aislamiento (temperaturas inferiores a 800°C) y sin modificar en gran medida la distribución de superficies de intercambio de la caldera sin post-combustión. Estas calderas normalmente llevan atemperadores de agua pulverizada para regular la temperatura del vapor (Vázquez, 2015).

Según Paz (2017) el rendimiento de la caldera de recuperación de calor aumenta con el número de niveles de presión, alcanzando el óptimo termoeconómico para un generador de vapor con tres niveles de presión. Aunque es cierto que el rendimiento es favorecido con el aumento de presión, corroborado en Nadir y Ghenaiet (2015) no necesariamente la operación óptima radica en trabajar con tres niveles de presión. Este depende de las condiciones concretas del caso base como son temperatura de los gases a la salida de la

turbina de gas, flujo de gas y agua del proceso así como las variables económicas que en última instancia definen al propio modelo económico.

La presión de trabajo de las calderas recuperadoras de calor ha sido incrementada de 5,6 MPa a 9,98 MPa así como la temperatura como la temperatura de los gases de salida de 400 °C a 570 °C (Zhang *et al.*, 2016).

Es común encontrarse calderas de dos y tres niveles de presión, dentro de las cuales existen subclasificaciones en función si el economizador y el sobrecalentador están en cascada (el economizador o el sobrecalentador de uno de los niveles de presión se sitúa a continuación del otro) o en paralelo (los intercambiadores ocupan el mismo espacio en la caldera (Corredoyra, 2016).

Entre las partes más importantes de una caldera recuperadora de calor se encuentra el economizador, en donde se verifica la primera etapa de intercambio de calor. En él entra el agua subenfriada, propulsada por las bombas de circulación y se eleva su temperatura hasta un punto cercano al de saturación. La diferencia entre la temperatura de saturación a la presión del agua subenfriada y la temperatura que se alcanza en el economizador se denomina punto de aproximación (AP de su denominación en inglés: Approach point). El objetivo de este margen de seguridad es prevenir la posible formación de vapor en el economizador (Gonzalo, 2017; Rúa *et al.*, 2017). Su valor óptimo suele estar entre los cinco y diez grados Celsius. (Gonzalo, 2017; González, 2016; Corredoyra, 2016; Fresneda, 2016; Mfoumbi, 2012).

Otro criterio de suma importancia es el punto pinch, el que representa la diferencia mínima de temperatura que se establece entre los gases de combustión y el agua en la zona del evaporador. Mientras menor es esta diferencia de temperatura, mayor es la cantidad de vapor producido y superior el rendimiento energético pero mayor es también la superficie total de intercambio requerida. Esto implica encontrar un valor óptimo que garantice determinada generación de vapor sin un sobredimensionamiento del área de transferencia de calor, que en última instancia condiciona el costo del generador de vapor (Nadir y Ghenaïet, 2015). Este suele estar comprendido también entre los cinco y diez grados Celsius (Gonzalo, 2017; Corredoyra, 2016; Lugo, 2014).

A su vez, se entiende como diferencia inicial de temperaturas (DI), a la diferencia mínima de temperaturas que tiene que haber entre los gases de combustión al ser expulsados de la caldera de recuperación de calor y el agua en estado líquido que entra al economizador.(Gonzalo, 2017; Corredoyra, 2016). En la figura 1.2 se muestra según la etapa, las diferencias de temperaturas anteriormente descritas:

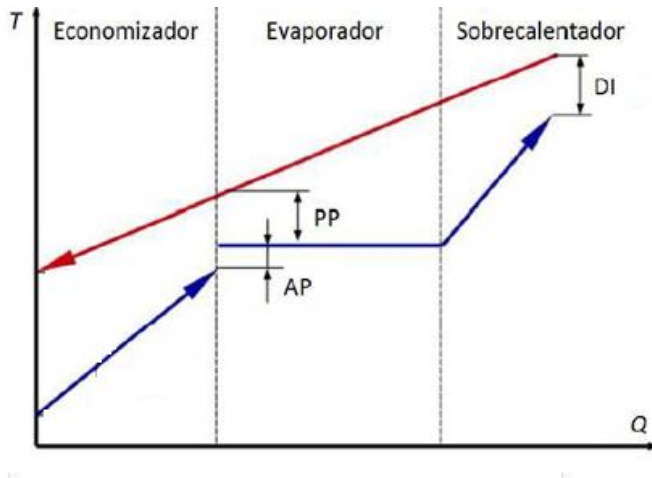


Figura 1.2: Representación de la diferencia inicial de temperaturas, punto de acercamiento, y del punto pinch según las diferentes secciones de una caldera recuperadora de calor (Fuente: Gonzalo, 2017).

No obstante, en la práctica, se adoptan valores entre 10 y 22°C del punto pinch para alcanzar áreas de transferencia admisibles en las calderas recuperadoras (Jimenez, 2014) y según IST (2009) para las OTSGs los valores no deben ser inferiores a los 10 °C. Este intervalo de temperatura no es absoluto, de hecho algunos valores de pinch mayores que 22°C pueden ser apropiados para una red eficiente de intercambiadores de calor. Ello concuerda con lo planteado por Sue y Chuang (2008) citado por Llerena (2018) cuando aclara que puede estar comprendido entre 10 y 30 °C. Rúa *et al.*, 2014 emplea también este intervalo de valores para su estudio de optimización de CCPP.

1.3.1 Calderas recuperadoras de calor de un solo paso.

Las principales diferencias que reportan este tipo de calderas respecto a las convencionales radica en que las secciones de economizadores, evaporadores y sobrecalentadores no se encuentran definidas, lo que hace que la interfase agua/vapor sea libre de moverse a través de los tubos (Montes de Oca, 2007). La figura 1.3 muestra la configuración simplificada de este equipo:

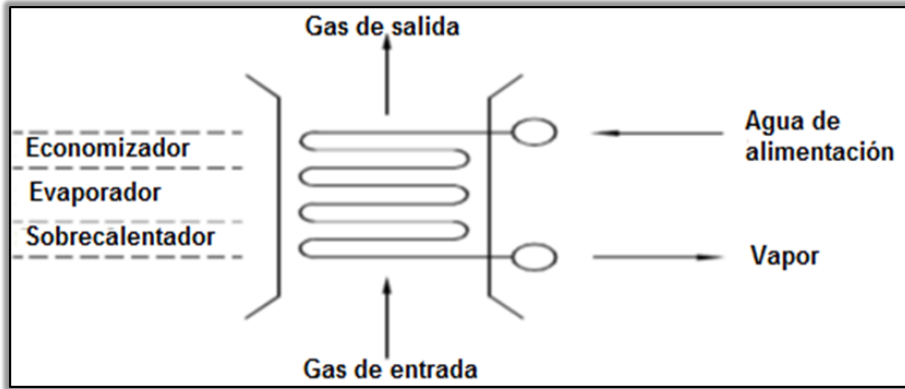


Figura 1.3: Diferentes secciones de una caldera recuperadora de calor de un solo paso (Fuente: Jimenez, 2104).

Las innovaciones en el diseño de este tipo de generador de vapor permiten que sean más idóneas para el ciclo, ya que han sido eliminados muchos componentes que provocan dificultades en las HRSG (Brady, 2003 citado por Jimenez, 2014). Ello hace que presente los beneficios siguientes reportados por IST (2009):

- ✓ Mínimo volumen, peso y complejidad.
- ✓ Su operación es segura debido al pequeño volumen de agua que se encuentra contenido en tubos de pequeño diámetro.
- ✓ Reduce parte de la presión para mejorar la fuerza de la fatiga y la vida del ciclo.
- ✓ Su capacidad limitada para operaciones secas permite la eliminación de muchos desvíos (en inglés: *by-pass*).
- ✓ La instalación de un atemperador de vapor y la abertura a la atmósfera en el cabezal de línea de descarga permite regular la temperatura de vapor y controlar la presión rápidamente durante la puesta en marcha.

También se añade como ventajas en Nord y Bolland, 2013 la posibilidad de eliminar las purgas y su sistema para condiciones de operación seca.

En una caldera de recuperación de calor de un solo paso, la densidad de flujo de calor es inferior en comparación con el que se logra una caldera convencional debido a inferiores temperaturas del gas en la combustión y al menor efecto de la radiación. No obstante, para atenuarlos se incorporan a su diseño tubos con aletas para aumentar el área de transferencia de calor. Para elevar la tasa de recuperación de calor, la temperatura final del gas debe ser lo más baja posible (siempre por encima del punto de rocío para evitar condensaciones),

mientras que para mejorar la eficiencia de la turbina de vapor, la presión y la temperatura del vapor deben ser lo más alta posible (Mfoumbi, 2012).

La producción de vapor se regula fácilmente por la manipulación del flujo de agua de circulación según la temperatura. Ello representa un sistema de control bastante simple y eficiente (Mucino, 2007).

La distribución no uniforme de temperatura en la superficie de intercambio de la OTSG atenta contra la seguridad y vida del ciclo. Producto a ello, la diferencia de temperatura entre tubos en la caldera puede ser extrema, y algunos de ellos pueden sobrecalentarse a tal punto en que se afecta seriamente su estructura mecánica (Olson *et al.*, 2014 citado por Jimenez, 2014).

Según IST (2009), las unidades de múltiple presión son configuradas por el uso de curvas que permiten diferentes secciones de nivel de presión en las calderas recuperadoras de calor de un solo paso, ubicadas en la zona óptima de la temperatura del gas para obtener un mejor rendimiento. En el diagrama siguiente se muestra la relación que presenta la temperatura de los gases y el calor recuperado según el nivel de presión en la operación del equipo:

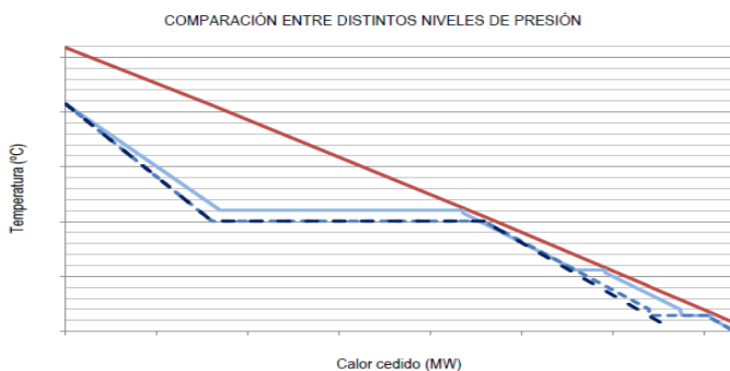


Figura 1.4: Diagrama T-Q para distintos niveles de presión (Fuente: Fresneda, 2016).

Según Mucino, 2007 si el valor del punto pinch no es el indicado, la evaporación del agua dentro de los mismos tubos trae vibración y problemas mecánicos en los bancos de tubos al ser el agua calentada y evaporada dentro del mismo conducto. Ello se debe fundamentalmente a la falta de un domo en la OTSG, lo que hace que aumente la actividad del evaporador.

1.4. Métodos para la evaluación de calderas de recuperación de calor.

Para la evaluación del diseño y operación de las calderas recuperadoras de calor en plantas de ciclo combinado, muchos investigadores han aplicado diferentes métodos de análisis como son: los métodos heurísticos y los métodos termodinámicos.

Por otro lado, la Primera y Segunda ley de la Termodinámica son herramientas importantes para mejorar la eficiencia de este tipo de procesos y disminuir la irreversibilidad. De la misma manera, el estudio termo-económico es considerado también como una poderosa técnica de análisis para optimizar los sistemas energéticos (Llerena, 2018).

Los métodos termodinámicos son los más empleados en este tipo de análisis, los que pueden ser agrupados según la ley que los fundamenta:

- ✓ Métodos basados en la Primera Ley de la Termodinámica (análisis energético).
- ✓ Métodos basados en la Segunda Ley de la Termodinámica (análisis exerético).
- ✓ Métodos basados en la combinación de la Segunda Ley de la Termodinámica y el análisis económico (análisis termoeconómico).

1.4.1. Análisis energético basado en el Primer Principio de la Termodinámica.

Según Hernández (2016) el análisis energético consiste en aplicar el Primer Principio de la Termodinámica al equipo que se desea analizar basado en la conservación de la energía.

Este permite contabilizar las entradas, pérdidas y salidas de energía del sistema. Las eficiencias son definidas en función de la relación: salidas/entradas, lo cual permite evaluar al sistema, pero no provee una identificación y medición de cómo llegar a la eficiencia óptima, lo que constituye una seria limitación (Pacheco, 2016).

Según Bejan *et al.*, (1996) citado por Montes de Oca (2007) la energía se puede manifestar en los sistemas de formas diferentes: energía cinética (KE), energía potencial gravitatoria (PE) y energía interna (U), las que pueden ser transformadas de una forma a otra y así como transferidas de un sistema a otro. En sistemas cerrados puede ser transferida como trabajo (W) y calor (Q); y la cantidad total siempre será conservada tal como lo establece la formulación del Primer Principio de la Termodinámica para un sistema cerrado:

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

Para los generadores de vapor el balance de energía consiste principalmente en el cálculo de la eficiencia térmica de los mismos para contabilizar la energía aprovechada para producir vapor (Montes de Oca, 2007).

Sacro (2000) citado por Lugo (2014) plantea que la energía que entra al generador de vapor no es más que el calor proveniente del combustible, que es conocido como su valor calórico neto. Señala además que para lograr aprovechar este contenido al máximo es necesario controlar con precisión la cantidad de aire que se alimenta para la combustión debido a que un elevado contenido de aire enfría el horno y reduce el calor útil. Por otro lado, la energía que sale de la caldera es el calor en la corriente de vapor, la que está condicionada por el

valor de la temperatura del agua de alimentación, de la presión a la que se obtiene el vapor y del flujo de vapor demandado.

Se reporta por Mfoumbi (2012) que en la mayoría de las investigaciones que se efectúan, los principales parámetros de operación que pueden ser modelados son: el número de niveles de presión, la presión y temperatura del vapor, el flujo másico del gas y la temperatura de entrada de este a cada sección.

1.4.2. Estudios exergeticos basados en el Segundo Principio de la Termodinámica.

Además del análisis energético en plantas de ciclo combinado, se ha aplicado el Segundo Principio de la Termodinámica para calcular el flujo de exergía destruida y la eficiencia exergetica de cada componente de la planta. (Patiño y Rosero, 2017).

El término exergía hace referencia a la disponibilidad de energía que se puede convertir en trabajo dentro de un sistema. La exergía se define como el trabajo máximo disponible que se puede obtener de un sistema que interactúa con su medio ambiente, hasta que llega a un estado de equilibrio con este. La energía mecánica y eléctrica puede ser transformada totalmente en exergía, pero en la energía térmica no sucede así ya que hay muchas etapas totalmente irreversibles (Gómez *et al.*, 2017; Molina *et al.*, 2017).

Como alternativa al análisis de energía, el análisis exergetico es una gran herramienta que proporciona un método de evaluación y comparación de los procesos y sistemas de forma racional en base a la dirección de las transformaciones energéticas. En consecuencia, el análisis de exergía puede ayudar en la mejora y optimización de diseños. Las dos características fundamentales que distinguen a la metodología de análisis exergetico son: que primero se estudian las eficiencias que proporcionan una medida veraz de cómo el desempeño real se acerca al ideal y segundo, que se logra identificar con mayor claridad las causas y lugares de esas pérdidas (Rodríguez, 2016; Llerena *et al.*, 2017).

El análisis exergetico revela los componentes que tienen las más altas ineficiencias termodinámicas. De ello se tiene que la cámara de combustión es el componente que más contribuye a la ineficiencia general de la planta, a tal grado que aproximadamente el 76 % de la destrucción total de exergía es causada por este. Después de la cámara de combustión, el elemento que presenta mayor tasa de destrucción de exergía es la caldera recuperadora de calor con un 18 %, después le sigue el compresor con un 4 % y por último las turbinas de gas y vapor con un 1 % (Patiño y Rosero, 2017).

La eficiencia exergetica que se puede alcanzar en las turbinas al variar la temperatura y la presión es mayor que en los generadores de vapor, pues los procesos que tienen lugar en las primeras no están asociados con la mezcla de sustancias de concentraciones diversas y a los procesos de transferencia de calor con apreciables diferencias de temperatura (Nuñez, 2016).

La destrucción de exergía es más alta en la cámara de combustión debido a que las reacciones químicas causan altas irreversibilidades y también por el efecto de la transferencia de calor a través de grandes diferencias de temperatura entre los gases del quemador y el fluido de trabajo. El aumento de la proporción de la masa aire-combustible puede causar la disminución de las tasas de destrucción de exergía. Los dispositivos que presentan la menor pérdida de exergía son las bombas y los intercambiadores de calor, debido a la baja diferencia de temperaturas entre sus corrientes (Patiño y Rosero, 2017).

La configuración más simple que se presenta de las calderas recuperadoras de calor es a un solo nivel de presión y sin empleo de recalentador, lo que hace que se destruya considerablemente la exergía. La transformación en el diseño de uno a dos y a tres niveles de presión y la incorporación del recalentador disminuye la tasa de destrucción de exergía, disminuye la temperatura de salida de los gases y permite que se recupere más calor en el ciclo aunque encarece sustancialmente el costo de adquisición (Nadir *et al.*, 2016; Naranjo, 2016; Feng *et al.*, 2014). Además, al incrementarse los niveles de presión, las pérdidas en el condensador aumentan debido al mayor flujo de agua a condensar (Vázquez, 2015).

Se tiene que para valores específicos de temperatura, se produce un incremento de la eficiencia exergética del generador de vapor al elevar la presión. Este comportamiento obedece al incremento de la temperatura media a la cual se transfiere calor hacia el agua y el vapor, con lo cual se reduce la diferencia de temperatura entre los gases de combustión y la sustancia de trabajo. Cuando se incrementa la presión el calor de evaporación del agua decrece la eficiencia exergética hasta un punto crítico (Nuñez, 2016; Erasayin y Ozgener, 2015).

Cabe resaltar que algunas de las irreversibilidades que se encuentran después de hacer un análisis exergético no pueden ser eliminadas, pero sí se pueden atenuar, ya sea mediante el rediseño del equipo o el proceso donde se presenten (Patiño y Rosero, 2017).

No obstante, a pesar de que los métodos exergéticos permiten minimizar las insuficiencias de un proceso y aumentar el rendimiento de un sistema térmico, no consideran la factibilidad económica de las soluciones que propone. Existe la posibilidad de obtener nuevas variantes que son termodinámicamente eficaces pero no económicamente convenientes (Jimenez, 2014).

1.4.3 Métodos basados en la combinación del análisis económico y la Segunda Ley.

Actualmente los análisis que se desarrollan al respecto consideran los balances económicos implicados en la generación de energía de alta calidad y los factores que contribuyen a la formación de ineficiencias termodinámicas. La fusión de la termodinámica y la economía dio origen a la termoeconomía aunque ha sido específicamente sobre la exergoeconomía, donde se han hecho la mayor parte de los aportes metodológicos a la rama. Con la exergoeconomía se establece la repercusión económica y los costos asociados que provocan las irreversibilidades y pérdidas exergéticas (Monroy *et al.*, 2016).

Los análisis exergoeconómicos permiten: calcular de manera individual el costo de cada producto generado por un sistema que tenga más de un producto; entender la formación de los costos en un proceso y el costo de cada corriente en el sistema, optimizar variables específicas en un solo componente del sistema u optimizar el sistema en su totalidad (Tsatsaronis y Moran, 1997 citado por Montes de Oca; 2007).

Estos se realizan de igual manera que los balance puramente exergéticos solo que incluyen los costos involucrados, desde el amortización hasta el de operación y mantenimiento, en dependencia de la propia finalidad de la investigación (Manassaldi *et al.*, 2016).

Por otra parte, en los sistemas energéticos, además de tener un producto final, existen corrientes de energía generadas no deseadas. Estas se conocen como residuos y representan una pérdida de exergía que tiene un costo inherente, la que afecta a los costos exergéticos de las corrientes. Además, es importante identificar en qué lugar se encuentra el residuo y en dónde se forma su costo dentro del sistema. Entonces, si un proceso genera o contribuye a generar un residuo, el proceso debe "compartir" la responsabilidad de la eliminación del mismo. El procedimiento detallado de contabilidad de costos exergéticos se conoce como Proceso de Formación de Costos del Residuo (Agudelo *et al.*, 2012 citado por Aguilar *et al.*, 2015).

Este costo puede formarse en el propio equipo en el que se produce el flujo, pero también a lo largo de la cadena de flujos y equipos del proceso de producción que lo generan (Torres *et al.*, 2015).

Según Sahoo (2007) citado por Manassaldi *et al.*, (2016), los estudios de optimización exergéticos y exergoeconómicos tienen un fuerte carácter subjetivo; puesto que requiere de la interpretación personal que haga el diseñador sobre cada iteración para definir la configuración final del sistema.

1.5. Optimización de calderas recuperadoras de calor

La eficiencia energética de una planta de ciclo combinado depende del buen funcionamiento de todos sus componentes, aunque las calderas recuperadoras de calor son los equipos más importantes, en tal medida que una alteración en su diseño repercute directamente sobre la eficiencia de este (Ersayin y Ozgener, 2015).

A su vez, se puede modificar con mayor facilidad el diseño de los generadores de vapor que el de las de las turbinas, por lo que los estudios de optimización de los ciclos de potencia deben estar dirigidos principalmente hacia el perfeccionamiento del diseño de estos equipos en particular (Nadir *et al.*, 2016).

Para Manassaldi *et al.*, (2016) la optimización del tamaño y condiciones de operación de las calderas recuperadoras de calor consiste primordialmente en determinar el óptimo valor del

área de transferencia de calor para el cual, bajo determinadas condiciones termodinámicas, se transfiere mayor cantidad de calor a menor costo.

La optimización de las calderas recuperadoras de calor resulta de vital interés en el mejoramiento de la eficiencia termodinámica de un CCPP. Para ello se necesita de la consideración de diferentes variables tales como: el número de niveles de presión, las presiones, el flujo másico del gas, las temperaturas de entrada a las diferentes secciones así como el área de transferencia de calor requerida (Srinivas, 2010).

Las ecuaciones a optimizar deben estar fundamentadas en consideraciones técnicas y económicas. De interés resultan varios componentes, como son: el economizador, evaporador y sobrecalentador, que influyen en el funcionamiento de estos generadores de vapor. Se tienen además en cuenta: las pérdidas de presión, la reducción del costo producto del vapor generado y finalmente ambos aspectos, para realizar la optimización (Esmaili *et al.*, 2012; Zebian y Mitsos, 2014).

Se aclara en Koch *et al.*, 2007 citado por Jimenez (2014) que las reglas heurísticas son aplicadas en el diseño y la mejora de sistemas de conversión de la energía para dominar la complejidad de tales sistemas y las incertidumbres involucradas en algunas decisiones del diseño. Esencialmente, las interacciones entre los componentes de la planta, el gran número de posibles alternativas de diseño, y la falta de los datos del costo exacto para todos los componentes de dicha planta hacen que la optimización de sistemas de conversión de energía sea una tarea difícil.

Según Li *et al.*, (2017) y Feng (2014) para la optimización del área de transferencia de calor, los niveles de presión y componentes específicos de las calderas recuperadoras de calor algunos estudiosos han desarrollado nuevos métodos y modelos basados en las técnicas de análisis más complejas y novedosas como es el caso de los algoritmos genéticos.

Conclusiones:

1. Las Centrales de Ciclo Combinado ofrecen numerosas ventajas en comparación con las vías convencionales de generación de potencia.
2. El comportamiento de las variables operacionales de las calderas recuperadoras de calor inciden directamente sobre la eficiencia de las plantas de ciclo combinado; las que pueden ser manipuladas en dependencia del diseño del equipo, de los requisitos del propio proceso y de las restricciones económicas que las limitan.
3. En la modelación de calderas recuperadoras el método termodinámico más utilizado es el análisis termoeconómico, el que necesita de un análisis energético y exergético previo para estimar las insuficiencias y los costos asociados a estas.

4. Los algoritmos genéticos son una técnica novedosa, ampliamente recomendada para los estudios de optimización de sistemas recuperadores de calor por sus numerosas ventajas.

Bibliografía

AGUILAR, I.; *et al.* Costos exergeticos de una turbina de gas considerando los gases de escape como pérdida o residuo variando la relación de presiones. *Revista de la Facultad de Ciencias Químicas* [en-línea]. 2015, no. 11 [fecha de consulta: 3 febrero 2018], pp. 10-18. Disponible en:

<https://www.publicaciones.ucuenca.edu.ec/ojs/index.php/quimica/article/view/354>.

ALFONSO, E. *Evaluación exergoeconómica de una caldera recuperadora de calor*. 97 p. Tesis de grado en opción al título de Ingeniero Químico. Universidad de Matanzas “Camilo Cienfuegos”, Matanzas (Cuba). 2015.

CALVO, A.; VISQUEIRA, V. Ciclo combinado Diésel-Vapor como repotenciación de una central termoeléctrica: caso de estudio. *Ingeniería Energética* [en línea]. 2014, vol. XXXV, no.2. [fecha de consulta: 13 febrero 2018], pp. 120-130. Disponible en:

<https://www.sicelo.sld.cu/scielo.php?pid=S81559092014000200005&script=sci-arttext&tlng=en>.

CORREDOYRA, J. *Modelo de un Simulador de Ciclos Combinados y Optimización de los Niveles de Presión de la Turbina de Vapor en la Caldera Recuperadora de Calor*. 212 p. Tesis de grado en opción al título de Ingeniero en Tecnologías Industriales. Universidad Politécnica de Madrid, Madrid (España). 2016.

DURÁN, M *et al.* Estudio termoeconómico de diferentes configuraciones de ciclo combinado con una planta solar. *Ciencia Ergo Sum* [en línea]. 2014, vol. 21, no. 1 [fecha de consulta: 8 enero 2018], pp. 27-35. Disponible en:

<https://www.redalyc.org/pdf/104/10429976004.pdf>.

ERASAYIN, E.; OZGUER, L. Performance analysis of combined cycle power plants: A case study. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [en línea]. 2015, vol.43 [fecha de consulta: 16 febrero 2018], pp. 832-842. Disponible en:

<https://www.sciencedirect.com/Science/article/pii/S136403211401211>.

ESMAELI, A.; *et al.* Applying different optimization approaches to achieve optimal configuration of a dual pressure heat recovery steam generator. *International Journal of Energy Research* [en línea]. 2012, vol. 37, no. 12 [fecha de consulta: 5 enero 2017], pp 25-38. Disponible en: <https://www.onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/er.2944/full>.

FENG, H.; *et al.* Thermodynamic performance analysis and algorithm model of multi-pressure heat recovery steam generator (HRSG) based on heat exchangers layout. *Energy Conversion and Management* [en línea]. 2014, vol.81 [fecha de consulta: 12 enero 2018], pp. 282-289. Disponible en:
<https://www.sciencedirect.com/Science/article/pii/S019689041001794>.

FRESNEDA, V. *Mejoras de eficiencia y optimización de equipos en una Central de Ciclo Combinado C.T.C.C. Gas Natural Fenosa (Cartagena)*. 125 p. Tesis de grado en opción al título de Ingeniero en Recursos Minerales y Energía. Universidad Politécnica de Cartagena, Cartagena (España). 2016.

GÓMEZ, D.; RIESCO, J. Análisis exergetico de planta piloto de vapor para la generación de energía eléctrica. *Jóvenes en la Ciencia* [en línea]. 2017, vol. 2, no. 1 [fecha de consulta: 8 enero 2018], pp. 1843-1849. Disponible en:
<https://www.jovenesenlaciencia.ugto.mx/index.php/jovenesenlaciencia/article/view/1295>.

GONZÁLEZ, J. *Análisis energético de la central de ciclo combinado "Norte III"*. 123 p. Tesis de grado en opción al título de Ingeniero en Energía. Universidad Autónoma Metropolitana, Ciudad de México (México). 2016.

GONZALO, L. *Desarrollo de un Modelo de Simulación de Centrales de Ciclo Combinado y Optimización para Diferentes Niveles de Presión*. 183 p. Tesis de grado en opción al título de Ingeniero Energético. Universidad Politécnica de Madrid, Madrid (España). 2017.

HERNÁNDEZ, G. *Análisis tecnoeconómico de una turbina de gas híbrida (solar-fósil)*. 83 p. Tesis de grado en opción al título de Ingeniero Energético. Universidad Politécnica de Madrid, Madrid (España). 2016.

INNOVATIVE STEAM TECHNOLOGIES (IST). *Once Through Steam Generator (OTSGs) in Fast Start and Cycling Applications*. 2009. 10 p. Canadá.

JIMENEZ, A. *Desarrollo de un modelo matemático para el pronóstico del funcionamiento de un generador de vapor de un solo paso*. 99 p. Tesis de grado en opción al Título de Ingeniero Químico. Universidad de Matanzas "Camilo Cienfuegos", Matanzas (Cuba). 2014.

LI, J.; WANG, K.; CHENG, L. Experiment and optimization of a new kind once-through heat recovery steam generator (HRSG) based on analysis of exergy and economy. *Applied Thermal Engineering* [en línea]. 2017, vol. 120 [fecha de consulta: 16 febrero 2018], pp. 402-415. Disponible en:
<https://www.dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.04.025>

LLERENA, A; PÉREZ, O.; ZUMALACÁRREGUI, L. Análisis Comparativo de métodos de balance exergético en columnas de destilación alcohólica. *Centro Azúcar* [en línea]. 2017, vol.44 [fecha de consulta: 2 febrero 2018], pp. 48-59. Disponible en: <https://centroazucar.uclv.edu.cu>.

LLERENA, O. Análisis energético, exergético y económico de un sistema de cogeneración: Caso para una planta azucarera de San Pablo. *Igenius* [en línea]. 2018, no. 19 [fecha de consulta: 27 febrero 2018], pp. 29-39. Disponible en: <https://www.revistas.ups.edu.ec/index.php/ingenius/article/view/19.2012.03>.

LUGO, R. *Optimización multiobjetivo de variables operacionales y de diseño en calderas recuperadoras de calor*. 96 p. Tesis de grado en opción al Título de Ingeniero Químico. Universidad de Matanzas “Camilo Cienfuegos”, Matanzas (Cuba). 2014.

MANASSALDI, J.; *et al.* A discrete and continuous mathematical model for the optimal synthesis and design of dual pressure heat recovery steam generators coupled to two steam turbines. *Energy* [en línea]. 2016, vol. 103 [fecha de consulta: 15 enero 2017], pp. 807-823. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544216301918>.

MANASSALDI, J.; MUSSATI, S.; SCENNA, N. Optimal synthesis and design of Heat Recovery Steam Generation (HRSG) via mathematical programming. *Energy* [en línea]. 2011, vol. 36. no.1 [fecha de consulta: 15 enero 2017], pp. 475-485. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544210005773>.

MARTÍN, C. *Estudio termodinámico de una planta de ciclo combinado con turbina de gas y pre-diseño del HRSG* 172 p. Tesis de grado en opción al título de Ingeniero Mecánico. Universidad Carlos III de Madrid, Madrid (España). 2015.

MEHRGOO, M.; AMIDPOUR, M. Configurations and pressure levels optimization of heat recovery steam generator, using the genetic algorithm method based on the constructal design. *Applied Thermal Engineering* [en línea]. 2017 a, vol. 122 [fecha de consulta: 4 febrero 2018], pp. 1-59. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431117300285>.

MEHRGOO, M.; AMIDPOUR, M. Constructal design and optimization of a dual pressure heat recovery steam generator. *Energy* [en línea]. 2017 b, vol. 124 [fecha de consulta: 4 febrero 2017], pp. 1-63. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544217302207>.

MFOUMBI, V. *Obtención de un modelo matemático para el pronóstico del funcionamiento de las calderas recuperadoras de calor en las plantas de ciclo combinado*. 78 p. Tesis de

grado en opción al título de Ingeniero Químico. Universidad de Matanzas “Camilo Cienfuegos”, Matanzas (Cuba). 2012.

MOLINA, D.; VIDAL, J. y GONZÁLEZ, F. Mathematical Modelling Based on Exergy Analysis for a Bagasse Boiler. *IEEE Latin America Transactions* [en línea]. 2017, no. 1 [fecha de consulta: 13 febrero 2017], pp. 65-74. Disponible en: <https://www.ieeexplore.ieee.org/abstract/documente/7827889/?reload=true>.

MONROY, E.; RODRÍGUEZ, K. y BASTIDAS, M. Exergetic assessment for technologies applied to non-conventional energy sources. *Prospect* [en línea]. 2016, vol. 14, no. 1 [fecha de consulta: 15 enero 2018], 7-14. Disponible en: <https://www.scielo.org>.

MONTES DE OCA, L. *Desarrollo de un modelo de simulación para la evaluación de una caldera recuperadora de calor usando un simulador de procesos*. 115 p. Tesis en opción al título de *Master* en Termoenergética Industrial. Universidad de Matanzas “Camilo Cienfuegos”. Matanzas (Cuba). 2007.

MUCINO, M. *CCGT Performance Simulation and Diagnostics for Operations Optimization and Risk Management*. 112 p. Tesis de grado en opción al título de Ingeniero Mecánico. Universidad de Cranfield, Canfield (Reino Unido). 2007.

NADIR, M. y GHENAIET, A. Thermodynamic optimization of several (heat recovery steam generator) HRSG configurations for a range of exhaust gas temperatures. *Energy* [en línea]. 2015. vol. 86 [fecha de consulta: 6 enero 2018], pp. 1-11. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544215004557>.

NADIR, M.; *et al.* Thermo-economic optimization of heat recovery steam generator for a range of gas turbine exhaust temperatures. *Applied Thermal Engineering* [en línea]. 2016, vol. 106 [fecha de consulta: 8 enero 2018], pp. 1-34. Disponible en: <https://www.dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.06.035>.

NARANJO, C. *Análisis de operación y optimización de una central de ciclo combinado de dos niveles de presión*. 83 p. Tesis de grado en opción al título de Ingeniero en Tecnologías Industriales. Universidad Carlos III de Madrid, Madrid (España). 2016.

NUÑEZ, O. Análisis exergetico de una central eléctrica de cogeneración. *Centro Azúcar* [en línea]. 2016, vol.43 [fecha de consulta: 15 febrero 2018], pp. 10-20. Disponible en: <https://centrozucar.uclv.edu.cu>.

PACHECO, D. Análisis exergo-económico en el sistema energético mexicano como una herramienta para el desarrollo sustentable. *Economía UNAM* [en línea]. 2016, vol. 2 [fecha de consulta: 15 enero 2018], pp. 1-19. Disponible en: https://www.researchgate.net/profile/Daniel_Pacheco/publication/314753659.

PATIÑO, H. y ROSERO, C. Análisis Exergético de una Planta de Cogeneración operando bajo Ciclo Combinado. *Investigación y Desarrollo* [en línea]. 2017, vol. 17, no. 1 [fecha de consulta: 4 febrero 2018], pp. 49-58. Disponible en:

<https://www.revisas.Uptc.edu.co/index.php/ingenieriasogamoso/article/view/5228>.

PAZ, A. *Diseño de recuperador en planta de cogeneración* [en línea]. Galicia. 106 p. Tesis de grado en opción al título de Ingeniero en Tecnologías Industriales. Universidad de Coruña, Galicia (España). 2017.

PELEGRINA, J. *Optimización del funcionamiento de los equipos auxiliares en una planta de Ciclo Combinado durante la operación del turbogrupo desacoplado de la red*. 166 p. Tesis de grado en opción al título de Licenciado en Máquinas Navales. Universidad Politécnica de Catalunya, Cataluña (España). 2016.

RÚA, J.; *et al.* Dynamic Modeling and Simulation of an Offshore Combined Heat and Power (CHP) Plant. *Linköping University Electronic Press* [en línea]. 2017, no. 138, [fecha de consulta: 13 febrero 2018], pp. 241-250. Disponible en:

<https://www.ep.liu.se/ecp/article.asp?issue=138&article=033&volume=>.

SANTOS, G. *Análisis Energético de las centrales de Ciclo Combinado con gasificación integrada y combustión mediante lazo*. 110 p. Tesis de grado en opción al título de Ingeniero Energético. Universidad Politécnica de Madrid, Madrid (España). 2015.

SEGUNDO, J. *Simulación de una planta de gasificación integrada en ciclo combinado (IGCC) mediante Aspen Plus. Comparación entre las configuraciones sin captura y con captura de CO₂*. 302 p. Tesis de grado en opción al título de Ingeniero Químico. Universidad de Cádiz, Andalucía (España). 2017.

SRINIVAS, T. Thermodynamic modelling and optimization of a dual pressure reheat combined power cycle. *Sadhana* [en línea], 2010, vol.35 [fecha de consulta: 5 enero 2018], pp. 597-608. Disponible en: <https://www.link.springer.com/article/10.1007/s12046-010-0037-6>.

TORRES, V.; *et al.* Análisis paramétrico del costo exergético del residuo de una turbina de gas. *Revista de la Facultad de Ciencias Químicas* [en línea]. 2015, no.10 [fecha de consulta: 2 febrero 2018], pp. 29-41 Disponible en:

<https://www.publicaciones.ucuenca.edu.ec/ojs/index.php/quimica/article/view/350>.

VÁSQUEZ, L. *Predecir mediante análisis exergético la tecnología adecuada de cogeneración para la optimización de la Planta Azucarera San Jacinto*. 181 p. Tesis de grado en opción al título de Ingeniero en Energía. Universidad del Santa, Chimbote (Perú). 2017.

VÁZQUEZ, J. *Análisis y estudio de central de CLC en ciclo combinado*. 100 p. Tesis de grado en opción al título de Ingeniero Mecánico. Universidad Carlos III de Madrid, Madrid (España). 2015.

ZEBIAN, H. y MITSOS, A. A split concept for HRSG (heat recovery steam generators) with simultaneous area reduction and performance improvement. *Energy* [en línea]. 2014, vol. 71 [fecha de consulta: 8 enero 2018], pp. 1-11. Disponible en:
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544214005003>.

ZHANG, G.; *et al.* Thermodynamic performance simulation and concise formulas for triple-pressure reheat HRSG of gas–steam combined cycle under off-design condition. *Energy, Conversion and Management* [en línea]. 2016, vol. 122 [fecha de consulta: 13 febrero 2018], pp. 372-385. Disponible en:
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890416304745>.