

Análisis exergetico y termoeconómico de la Central Termoeléctrica, Villa de Reyes, operando a carga parcial

Exergetic and thermoeconomic analysis of the Villa De Reyes steam Power Plant operating on partial load

JIMENEZ-GARCIA, Juan A.†*, DURAN-GARCIA, Maria D., CALDERON-NEPAMUCENO, Dora María y TORRES-TOVAR, Rigoberto

Universidad Autónoma del Estado de México

ID 1^{er} Autor: Juan A., Jimenez-Garcia / ORC ID: 0000-0002-7303-1284, Researcher ID Thomson: G-2711-2018, CVU CONACYT ID: 241737

ID 1^{er} Coautor: Maria D., Duran-Garcia / ORC ID: 0000-0003-3584-4783, Researcher ID Thomson: J-9111-2013

ID 2^{do} Coautor: Dora María, Calderon-Nepamuceno / ORC ID: 0000-0002-4296-4049, Researcher ID Thomson - B-32220-2016, CVU CONACYT ID: 101812

ID 3^{er} Coautor: Rigoberto, Torres-Tovar / ORC ID: 0000-0001-8734-3839, Researcher ID Thomson - S-4706-2018, CVU CONACYT ID: 353766

Recibido Julio 27, 2018; Aceptado Noviembre 30, 2018

Resumen

Se presenta el análisis exergetico y termoeconómico de la central termoeléctrica Villa de Reyes de 350 MW, ubicada en San Luis Potosí, México, que emplea combustóleo como combustible. El análisis se realiza a diferentes regímenes de carga incluyendo los de diseño (25%, 50%, 75% y 100%), con el fin de determinar si estos grados de carga son los óptimos para su operación. Se desarrolló un modelo de simulación del comportamiento del ciclo térmico de vapor, la cámara de combustión y transferencia de calor en el generador de vapor, se validó el modelo con los datos de operación conocidos y después se realizó el análisis exergetico y termoeconómico correspondiente. Se determinó que los regímenes de operación de 95.7%, 75.04% y 74.04% son los más eficientes, siendo las máximas eficiencias energética y exergetica del ciclo encontradas del 35.5% y 29% respectivamente. El análisis termoeconómico permitió determinar los elementos con los mayores costos exergeticos que son el hogar del generador de vapor, las superficies de intercambio de calor y las perdidas en el condensador. Se encontró que la eficiencia del ciclo térmico de vapor de la central termoeléctrica es del $35\% \pm 1\%$, para regímenes de carga Altos $>74\%$.

Análisis Exergetico, Termoeconomía, Central Térmica

Abstract

The exergy and thermoeconomic analysis of the 350 MW Villa de Reyes thermoelectric power plant, located in San Luis Potosí, Mexico, which uses fuel oil as fuel, is presented. The analysis is carried out at different loading regimes including those of design (25%, 50%, 75% and 100%); in order to determine if these load levels are optimal for their operation. A simulation model of the steam thermal cycle, the combustion chamber and heat transfer in the steam generator was developed, the model was validated with the known operation data and then the corresponding exergy and thermoeconomic analysis was carried out. It was determined that the operating regimes of 95.7%, 75.04% and 74.04% are the most efficient, with the maximum energy and exergy efficiencies of the cycle found of 35.5% and 29% respectively. The thermoeconomic analysis allowed determining the elements with the highest exergy costs are the home of the steam generator, the heat exchange surfaces and the losses in the condenser. It was found that the thermal steam cycle efficiency of the thermoelectric plant is $35\% \pm 1\%$, for high load rates $>74\%$.

Exergetic Analysis, Thermoeconomics, Thermal Power Plant

Citación: JIMENEZ-GARCIA, Juan A., DURAN-GARCIA, Maria D., CALDERON-NEPAMUCENO, Dora María y TORRES-TOVAR, Rigoberto. Análisis exergetico y termoeconómico de la Central Termoeléctrica, Villa de Reyes, operando a carga parcial. Revista de Ingeniería Eléctrica. 2018. 2-7: 1-13.

† Investigador contribuyendo como primer autor.

*Correspondencia al Autor Correo Electrónico: (juan.jimenez.uaem@gmail.com)

Nomenclatura

Símbolo	Nomenclatura
A	Pagos anuales (\$)
$A_{paredes}$	Área de las paredes externas en contacto con los productos de la combustión(m^2)
A_s	Superficie de intercambio de calor (m^2)
b	Espesor de la pared del tubo, En ecuación (9). (in).
B_{cal}	Gasto de combustible(kg/s)
B_o	Número de Boltzman(-)
B_u	Número de Buger efectivo(-)
C	Costo de generación (USD/KWh)
\dot{c}	Costo exergetico (USD/h)
C_{min}	Capacidad calorífica menor de los fluidos de trabajo en un intercambiador de calor(W/K)
C_p	Capacidad calorífica de los gases de combustión ($Btu/lb\ ^\circ F$), Ecuación (9).
C_s	Factor de forma del banco de tubos(-)
C_z	Coefficiente que depende de la cantidad de hileras en el banco de tubos(-)
d	Diámetro nominal del tubo del intercambiador de calor (m)
E	Transferencia de exergía específica (KJ/Kg)
E	Exergía (KJ)
E	Perfil de distribución de temperatura de la aleta(-)
\dot{E}_D	Flujo de destrucción de exergía (KJ/Kg)
\dot{e}_i	Flujo de exergía del elemento i (KJ/Kg).
FV	Valor futuro de la inversión (USD)
G	Flujo másico de gases de combustión a través del banco de tubos aletado (kg/s)
h_1, h_2, h_{i1}, h_{i2}	Coefficiente de transferencia de calor externo e interno, en el intercambiador de calor, respectivamente(W/m^2K)
h_c	Coefficiente de transferencia de calor por convección en bancos de tubos aletados (W/m^2K)
h_{conv}	Coefficiente de transferencia de calor por convección externo(W/m^2K)
h	Altura de la Aleta, en la ecuación (9) (in).
h_f	Entalpía de vapor de agua de líquido saturado(KJ/kg)
h_g	Entalpía de vapor de agua de vapor saturado(KJ/kg)
h_{rad}	Coefficiente de transferencia de calor por radiación externo(W/m^2K)
h_s	Entalpía de flujo, que sale de un dispositivo o volumen de control(KJ/kg)
k	Conductividad térmica de los gases de combustión. Ecuación (9.) ($Btu/ft\ h\ ^\circ F$)
k	Coefficiente de disminución de la radiación debida a los gases tri-atómicos($l/m.MPa$)
k	Tasa de interés o tasa de descuento, ecuación 17 y 18. (%)
K_{conts}	Coefficientes de conducción de la capa de ensuciamiento externa, del metal del tubo y de las incrustaciones internas
K_m	
K_{int}	
LV	Costo nivelado de generación (USD/MWh)
m	Parámetro del perfil de distribución de la temperatura en la aleta(-)
M	Parámetro M (-)
\dot{m}	Flujo másico (Kg/s)
n	Numero de periodos de la inversión
n	Número de tubos por fila, para calcular s , en la ecuación (9)
NTU	Número de unidades de transferencia de calor(-)
P_0	Presión en el estado de Referencia(Pa)
P	Presión en la cámara de combustión(MPa)
P	Presión de gas ideal(Kpa)
Pr	Número de Prandtl(-)
P_{sat}	Presión de Saturación a Temperatura T (Kpa)
PV	Valor Presente de la inversión (USD)
PVF	Factor de valor presente
Q	Transferencia de calor(W)
\dot{Q}_e	Flujo de calor suministrado(KJ/Kg)
Q_j	Transferencia de calor j (W)
Q_{max}	Calor máximo transferido en el intercambiador de calor(KJ/kg)
Q_s	Flujo de calor de salida del sistema (KJ/Kg)
RC	Recalentador
s	Claro de la aleta $s = 1/n - b$, (in). Ec. (9).
S	Porcentaje de Azufre presente en la mezcla de combustóleo
S_f	Entropía de vapor de agua de líquido saturado($KJ/Kg \cdot K$)
S_g	Entropía de vapor de agua de vapor saturado($KJ/Kg \cdot K$)
SC	Sobre Calentador
$SPVF$	Serie del factor de valor presente
T_0	Temperatura del estado de referencia (K)
T_a	Temperatura adiabática(K)
$T_{c,ent}$	Temperatura de entrada del fluido frio en el intercambiador(K)
T_{conta}	Temperatura de la superficie contaminada en el intercambiador(K)
T_{gases}	Temperatura promedio de los gases en el intercambiador de calor(K)
$T_{h,ent}$	Temperatura de entrada del fluido caliente en el intercambiador(K)
T''_{hogar}	Temperatura de los productos de la combustión a la salida del hogar(K)
T_j	Temperatura instantánea (K)
t	Tiempo (s)
U	Coefficiente de transferencia de calor total(W/m^2K)
V	Volumen (m^3)
$(Vc)_{promed}$	Calor específico promedio de los productos de la combustión(kJ/kg)
\dot{W}	Trasferencia de energía asociada al trabajo (kJ/Kg)
\bar{W}	Velocidad promedio de los productos de la combustión en el intercambiador de calor(m/s)
w_b	Trabajo de la bomba de agua
W_{b1}	Trabajo de la bomba de condensados(KJ)
W_{b2}	Trabajo de la bomba de recirculación(KJ)
W_{ciclo}	Trabajo termodinámico del ciclo térmico(KJ)
W_t	Trabajo de la turbina de vapor(KJ/kg)
W_{t1}	Trabajo de la sección de la turbina de alta presión(KJ)
W_{t2}	Trabajo de la sección de la turbina de baja presión(KJ)
x	Calidad de vapor()
y'	fracción de flujo másico de vapor, extraído de la turbina de alta presión
y''	fracción de flujo másico de vapor, extraído de la turbina de baja presión

Alfabeto Griego

θ_{hogar}	Temperatura relativa de los gases en salida del hogar(-)
$\Psi_{promedi}$	Valor promedio del coeficiente de eficiencia térmica de las paredes del hogar
φ	Coeficiente de conservación de calor en el hogar(-)
ε_{conta}	Coeficiente de emisividad de las superficies contaminadas(-)
ε	Coeficiente de emisividad de los productos de la combustión(-)
η_{aleta}	Efectividad de la aleta (-)
η_t	Eficiencia de la turbina de vapor (%)
Δh_{gases}	Diferencia de entalpía de los gases de combustión entre dos estados termodinámicos(KJ/Kg)
η_b	Eficiencia de la bomba de agua (%)
η_t	Viscosidad de los gases de combustión (lb/ft h). Ec. (9).
η_t	Coeficiente de uso del intercambiador (-)

Introducción

De acuerdo con el Balance Nacional de Energía (SENER, 2017) el consumo de energía en México en el año 2016 superó, por primera vez, a la producción de energía primaria. Ahora, si bien el consumo de energía per cápita había tenido una tendencia decreciente desde el año 2013, en el 2016 este incrementó en un 6.1% respecto al año anterior.

En lo que respecta a la generación de energía eléctrica, se observó que en el transcurso del 2016 la producción ascendió a 1,153.24 PJ, reflejando un incremento del 3.2% respecto a lo observado durante 2016. Dicha producción se integra por la generación de las centrales eléctricas públicas 54.5%, las centrales de los productores independientes de energía (PIE) 28.5% y permisionarios de autoabastecimiento 17% y nuevos permisionarios de generación 0.3%(SENER, 2017).

El principal insumo energético de estas instalaciones fue el gas seco, registrando el 83.36% del total, seguido del combustóleo con un 13.13%, por lo que se observa que el combustóleo sigue siendo una fuente importante de energía primaria. (SENER, 2017). Ahora bien, el mismo Balance Nacional de Energía, cada año indica que las centrales eléctricas son los centros de transformación que mayores pérdidas energéticas tienen, debido a las fugas energéticas que sufren los equipos en estas instalaciones y a las diferentes transformaciones que sufre la energía.

En este contexto, las centrales térmicas (CT) públicas registran la mayor pérdida, comparadas con los productores independientes de energía.

Así pues, analizando el contexto antes mostrado, se observa la importancia de realizar una optimización sobre los sistemas convencionales de generación de energía eléctrica, particularmente en las CT de Combustóleo, ya que estas aún representan un porcentaje importante de la generación total aun cuando se han implementado políticas para realizar la conversión de las centrales termoeléctricas a gas natural (CFE, 2012a).

Durante la presente investigación se consultaron diversas referencias que estudian centrales convencionales y centrales de ciclo combinado (Habib, 1999; Kwak, 2003; Narula, 1995; Rovira, 2004; Ndlovu, 2014; Zhao, 2012). Sin embargo, en estos estudios, no se consideran las condiciones de quemado del combustible, ni las características geométricas del hogar del generador de vapor, se basan en análisis generales de energía y exergía del ciclo térmico. En el caso particular, se incorporan dichas características al modelo de simulación del comportamiento del ciclo térmico de vapor, lo que permite emplear datos fidedignos para validarlo y de esta manera garantizar la fiabilidad de los resultados obtenidos.

Teniendo en cuenta lo anterior, en la presente investigación se realiza un análisis exergético y termoeconómico de la central termoeléctrica de Villa de Reyes, para ello se desarrolló un programa de cálculo que simula la operación de la central a diferentes regímenes de carga, basado en un sistema de ecuaciones de los estados termodinámicas en las que se dividió la central termoeléctrica para su estudio. El modelo desarrollado, incorpora ecuaciones de cálculo térmico del hogar del generador de vapor, transferencia de calor en las diferentes secciones del mismo y el análisis del ciclo térmico de vapor.

La central termoeléctrica Villa de Reyes, cuenta con una potencia instalada de 700 MW, con dos unidades de 350 MW. Cada unidad con una potencia nominal de 332.5 MW, con generadores de vapor con capacidad de producción de vapor principal de 325.4 Kg/s a 541°C y 288 Kg/s de vapor recalentado a 541°C.

La presión nominal del domo del generador de vapor es de 183 Bar y la presión de vapor recalentado es de 40 Bar. Se emplea combustóleo con una composición química de 83.64 %C, 11.3% Hidrogeno, 4.2% Azufre y 0.86% N+O. (CFE, 1987), se considera un ciclo Rankine con Recalentamiento y dos Regeneraciones para el análisis, cuyo diagrama simplificado y esquemático, se presenta en la figura 1.

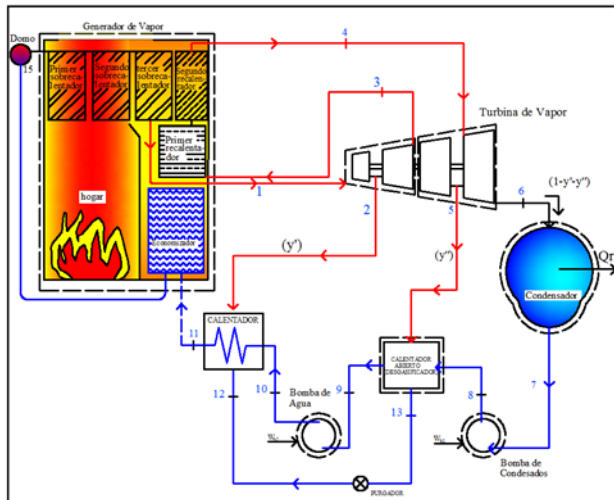


Figura 1 Diagrama esquemático de la central termoeléctrica analizada

Fuente: Elaboración Propia

Los resultados obtenidos del modelo termodinámico desarrollado, se validan comparándolos directamente con los datos de operación proporcionados por el fabricante a los regímenes de carga de 100%, 75%, 50% y 25% (CFE, 1987).

Una vez validado el modelo, se realizó el análisis exergético y termoeconómico a diferentes regímenes de operación, con el objetivo de determinar el comportamiento de la central termoeléctrica bajo condiciones de carga parcial y evaluar la generación de irreversibilidades y su correspondiente costo termoeconómico. Esto permite determinar qué factores influyen de manera más importante en la generación de irreversibilidades y en que grados de carga no es deseable la operación debido al incremento en las pérdidas exergéticas. Es importante destacar que este modelo, con pequeñas modificaciones, puede ser aplicado a otras configuraciones de centrales térmicas.

Metodología

El diagrama de operación de la central termoeléctrica Villa de Reyes que opera bajo un ciclo Rankine con Recalentamiento y dos Regeneraciones, se ha simplificado para su análisis y se muestra en la figura 1. Para la validación del modelo, se han rotulado dieciocho nodos para el vapor de agua, listados del 1 (línea de vapor sobrecalentado a turbina de vapor) al 18 (vapor sobrecalentado a la salida del segundo sobrecalentador) y siete nodos para los gases de combustión, listados de la a (salida de los gases de la cámara de combustión) a la g (salida de los gases del economizador).

Para cada elemento de la central termoeléctrica se realizó un análisis energético y exergético del volumen de control, tomando las siguientes consideraciones:

- Cada elemento en el ciclo fue considerado en estado estacionario.
- Las pérdidas de calor externas son consideradas menores al 5%.
- La turbina de vapor y las bombas de agua de alimentación tienen una eficiencia isentrópica del 85%.
- El efecto del cambio en la energía cinética y potencial es despreciable.
- Las variables independientes del generador de vapor son la temperatura del vapor y el flujo másico.
- Se conocen las variables geométricas del generador de vapor.
- Para el ciclo térmico de vapor, la extracción del condensador y su presión es considerada como una variable independiente.
- La geometría de la caldera es conocida, así como sus variables termodinámicas.
- Los valores de las variables independientes se tomaron del manual de operación del generador de vapor (MOGV) (CFE, 1987) para la validación del modelo.

La figura 2, muestra el diagrama de flujo y la secuencia del análisis realizado en la presente investigación; se muestran las variables que se obtienen en cada módulo del programa, diferenciando aquellas que corresponden al vapor y al gas. En los apartados siguientes se explica cada uno de los módulos de cálculo.

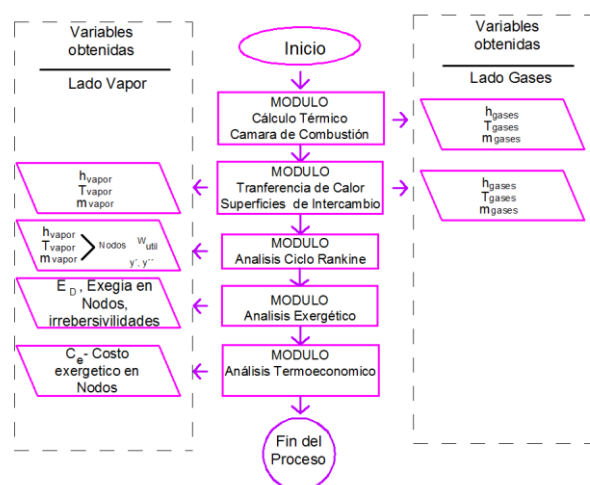


Figura 2 Diagrama de flujo de la metodología presentada.
Fuente: Elaboración Propia

Módulo de análisis térmico del generador de Vapor

En el presente estudio se incorpora el análisis de proceso de la combustión en el hogar del generador de vapor, considerando variables independientes como el flujo de combustible, la relación aire- combustible y la fracción de gases de recirculación, en función de estas variables se determinan las propiedades de los gases de combustión como son su temperatura y flujo másico, lo que permitirá en los apartados siguientes realizar el análisis de la transferencia de calor.

La ecuación principal para el cálculo de intercambio de calor en hogares, conocida como ecuación de Gurvich (CKTI, 1973; Mullinger y Jenkins, 2007), se obtiene de la relación entre la temperatura relativa de los gases en salida del hogar (θ_{hogar}), el número de Boltzman (BO), el número de Buger efectivo ($B\dot{u}$) y el parámetro M , que considera la distribución de temperaturas respecto a la altura del hogar y depende de la posición relativa del núcleo de la llama. Para su cálculo se utiliza la ecuación empírica que se define como (CKTI, 1998):

$$\theta_{hogar} = \frac{T_{hogar}}{T_a} = \frac{BO^{0.6}}{M \cdot BU^{0.3} + BO^{0.6}} \quad (1)$$

La temperatura θ_{hogar} , es la relación entre la temperatura de los gases de salida del hogar T_{hogar} y la temperatura de flama adiabática de los productos de la combustión T_a

Alternativamente, la temperatura de los gases de combustión a la salida del hogar del generador de vapor analizado, se escribe como (CKTI, 1973):

$$T''_{hogar} = \frac{T_a}{1 + M \cdot BU^{0.3} \cdot \left(\frac{5.67 \cdot \psi_{promedio} \cdot A_{paredes} \cdot T_a^3}{10^{11} \cdot \phi B_{calc} (VC)_{promedio}} \right)^{0.6}} \quad (2)$$

Donde, $\psi_{promedio}$ es el valor promedio del coeficiente de eficiencia térmica de las paredes del hogar y $A_{paredes}$ es el área de las paredes del hogar, B_{calc} es el flujo de combustible suministrado a la cámara de combustión del generador de vapor, ϕ es el coeficiente de conservación de calor en el hogar, $(VC)_{promedio}$ es el calor específico promedio de los productos de la combustión para 1 kg de combustóleo.

Las ecuaciones (2), permite también determinar la temperatura del núcleo de la llama T_a , el cual se puede considerar como un parámetro de diseño puesto que esta temperatura determina las propiedades termodinámicas de los gases de combustión. El cálculo de la temperatura de los gases de combustión a la salida del hogar y sus propiedades termodinámicas son necesarias para realizar el cálculo de la transferencia de calor en la zona de sobrecalentadores. Mayor información sobre la metodología se encuentra en Jiménez (2015).

Módulo de transferencia de calor

El proceso del cálculo de la transferencia de calor en la zona de sobrecalentadores se describe en el diagrama de flujo de la figura 3, donde se calcula el coeficiente de transferencia de calor total (U), de cada intercambiador de calor; empleando el método *efectividad-NTU* (Cengel, 2012), para determinar las propiedades de los fluidos de trabajo, se toma en consideración las características geométricas de los intercambiadores (primer sobrecalentador (1SC), segundo sobrecalentador (2do. SC), tercer sobrecalentador (3do. SC) y las propiedades termodinámicas de los fluidos de trabajo a la entrada de los intercambiadores (T_{gas} entrada, T_{vapor} entrada), al final del proceso, se determina la temperatura de vapor principal y la temperatura de los gases de combustión a la salida del generador de vapor (T_{vapor} salida, T_{gases} salida) respectivamente.

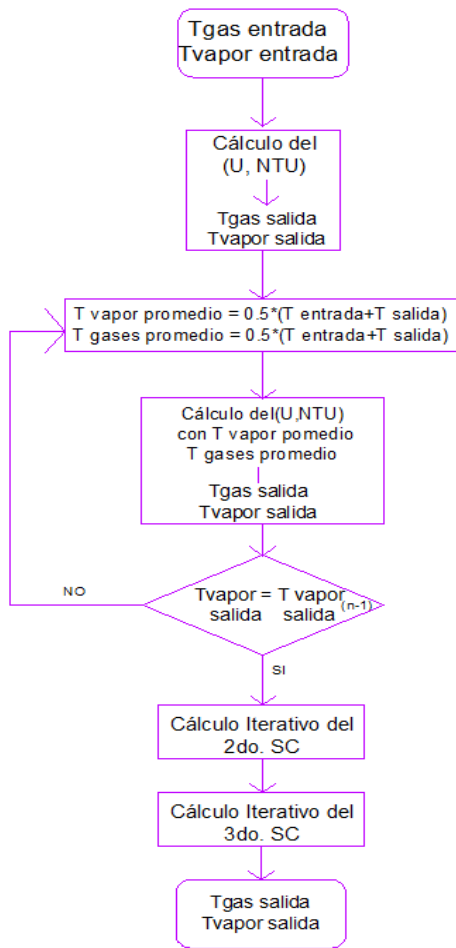


Figura 3 Proceso iterativo para determinar la temperatura a la salida de cada intercambiador de calor
Fuente: Elaboración Propia

Transferencia de calor en sobrecalentadores y recalentadores

En esta sección, se describe la metodología usada para determinar la transferencia de calor que tiene lugar en los sobrecalentadores y recalentadores de vapor del generador de vapor, esto es importante ya que en estos elementos tiene lugar la transferencia de calor por convección y radiación, no se profundiza en la metodología debido a que se emplean métodos convencionales para calcularla, más información puede encontrarse en (Bejan, 2003) y (Jiménez, 2015).

Los intercambiadores de calor que conforman los sobrecalentadores y recalentadores, para este caso, son bancos de tubos semirradiantes, con arreglo cuadrado. El coeficiente de transferencia de calor externo incluye la transferencia de calor por radiación y por convección (h_1), es calculado con la siguiente expresión (Ganapathy, 1982):

$$h_1 = \xi(h_{conv} + h_{rad}) \tag{3}$$

Donde ξ es el coeficiente de uso de superficie de intercambio de calor y h_{conv} , h_{rad} , son los coeficiente de transferencia de calor por convección y radiación externo en el intercambiador de calor. El coeficiente de convección en bancos de tubos lisos, con arreglo en cuadro se calcula con la ecuación (CKTI, 1973):

$$h_{conv} = 0.2 * C_s * C_z * \frac{k}{d} \left(\frac{w}{V}\right)^{0.65} * Pr^{0.33} \tag{4}$$

Donde C_s y C_z son coeficientes que se definen por el factor de forma de los bancos de tubos (Jiménez, 2015).

El coeficiente de transferencia de calor por radiación (h_{rad}), en la ecuación 3, se calcula (CKTI, 1998):

$$h_{rad} = 5.67 \times 10^{-8} \cdot \frac{\epsilon_{cont+1}}{2} \cdot \epsilon \cdot T_{gases}^3 \left(\frac{1 - \left(\frac{T_{conta}}{T_{gases}}\right)}{1 - \left(\frac{T_{conta}}{T_{gases}}\right)} \right) \tag{5}$$

Por su parte, el coeficiente de transferencia de calor por convección desde la superficie interna de los tubos del sobrecalentador hacia el vapor se calcula (CKTI, 1998):

$$h_{conv-int} = 0.023 \frac{K}{d} \left(\frac{w.d}{v}\right)^{0.8} Pr^{0.4} \tag{6}$$

Transferencia de calor en el Economizador

El coeficiente de transferencia de calor total (U), específicamente para economizadores y bancos de tubos aletados, con aletas anulares rectas, ubicados de manera transversal al gas, se puede obtener como (Pysmenny et al., 2007):

$$U = \eta_{aleta} h_c \tag{7}$$

Donde, η_{aleta} es la efectividad de la aleta. h_c , es el coeficiente de transferencia de calor por convección. La efectividad de la aleta (η_{aleta} , puede obtenerse con expresión (Ganapathy, 2003):

$$\eta_{aleta} = 1 - (1 - E) \cdot \frac{A_f}{A_t} \tag{8}$$

Donde, A_s , es el área ocupada por la aleta. A_t , es el área total de transferencia de calor del tubo intercambiador y E , es el perfil de distribución de temperatura de la aleta. El coeficiente de transferencia de calor (h_c) en la ecuación (7) se calcula con la siguiente expresión (Ganapathy, 2003):

$$h_c = 0.295 \left(\frac{G^{0.681}}{d^{0.319}} \right) \left(\frac{K^{0.67} C_p^{0.33}}{\mu^{0.351}} \right) \left(\frac{s^{0.313}}{h^{0.2} b^{0.113}} \right) \quad (9)$$

Donde, k , es la conductividad térmica de los gases de combustión. C_p , es la capacidad calorífica de los gases de combustión μ , es la viscosidad de los gases de combustión, s , es el claro de la aleta $s = 1/n - b$, G representa el caudal másico de gases de combustión a través del banco de tubos.

Análisis del ciclo Rankine con recalentamiento y regeneración

Como ya se mencionado, el ciclo térmico de vapor corresponde a un ciclo Rankine con Recalentamiento y dos regeneraciones. Las correlaciones empleadas fueron las IAWPS, más información acerca de estas, pueden encontrarse en (Durán, 2004; Cengel 2012, Moran & Shapiro 2008). El rendimiento térmico del ciclo Rankine con Recalentamiento y regeneración es (Cengel, 2012):

$$\eta = \frac{W_{t1/m_1} + W_{t2/m_1} - W_{t2/m_1} - W_{b1/m_1} - W_{b2/m_1}}{Q_e/m_1} \quad (10)$$

Balance de exergía

Un sistema puede alcanzar nuevos estados termodinámicos mediante la interacción de energía en forma de calor y trabajo con el entorno, sin que esta disminuya en su valor neto; en cambio, la variación de exergía de un sistema mediante un proceso no será igual a la exergía neta transferida, ya que la exergía puede ser destruida a causa de las irreversibilidades presentes en el interior del sistema durante el proceso.

Las irreversibilidades se consideran energía que ya no es posible aprovechar de manera útil (exergía perdida). Por lo anterior es importante realizar balances exergéticos de los sistemas de potencia para observar de manera real las pérdidas y poder identificarlas.

La exergía puede ser transferida a través de tres mecanismos: transferencia de exergía asociada con trabajo, transferencia de exergía asociada a la transferencia de calor y transferencia de exergía asociada al flujo másico en los volúmenes de control (Moran, 2005).

Considerando un sistema térmico de n elementos como es una central de potencia. La ecuación del balance de exergía para volumen de control, del elemento n del sistema, se determina con (Moran, 1997):

$$\frac{dE}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) Q_j - \left(W - p_0 \frac{dv}{dt} \right) + \sum_n m_i e_i - \sum_n m_e e_e - E_D \quad (11)$$

En la ecuación (11), los subíndices i y e , denotan la entrada (*int*) y salida (*exit*), de flujo másico respectivamente. Para un estado estacionario, la ecuación (11) se reduce a (Moran Y Shapiro, 2008):

$$0 = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) Q_j - W + \sum m_i e_i - \sum m_e e_e - E_D \quad (12)$$

Despreciando, los efectos de la exergía transferida con la transferencia de calor en el volumen de control con los alrededores Q_j , el intercambio de energía debido al trabajo sobre el volumen de control (W), y factorizando el flujo másico que atraviesa el volumen de control, el balance de exergía puede escribirse como (Moran, 2005):

$$0 = \sum m_i e_i - \sum m_e e_e - E_D \quad (13)$$

Finalmente, la destrucción de exergía para un volumen de control, se expresa como (Moran, 2005):

$$E_D = \sum_m m_i e_i - \sum_n m_e e_e \quad (14)$$

La ecuación (14), establece la destrucción de exergía para m , flujos másicos que entran y n , flujos que salen del volumen de control. Estas ecuaciones se aplican a cada elemento de la caldera y del ciclo para determinar las pérdidas exergéticas (irreversibilidades) y posteriormente determinar el costo asociado a estas pérdidas.

Análisis Termoeconómico y modelo de costos

En una central termoeléctrica existen valores técnicos y económicos que varían con los años y que se relacionan con el cambio del valor del dinero en el tiempo, por lo que es necesario realizar un análisis económico conocido como costo nivelado de generación que considera los efectos de las inversiones realizadas y el de la inflación al evaluar financieramente los proyectos a lo largo de toda su vida útil.

Determinar el costo nivelado de generación, involucra, tomar en consideración modelos económicos de los posibles escenarios del costo de los combustibles, mano de obra y mantenimiento. El costo nivelado de generación, permite expresar el costo de una variable que cambia cada año, este se expresa como (Ebenhoch, *et al.* 2015):

$$LV = \frac{\sum_{j=1}^n (FV_j)(PVF_j)}{SPVF} \quad (15)$$

Donde, FV es el valor futuro en el año j (generalmente 30 años), a la tasa de descuento k , que para proyectos de CFE, se considera de 12% o 14% anual (CFE, 2012b).

El valor futuro FV se evalúa usando el factor de valor presente PVF , y el valor presente PV , como (Kitto, 2005):

$$FV = \frac{PV}{PFV} \quad (16)$$

Para una serie de pagos anuales uniformes A , para n anualidades, el valor presente PV , se expresa como (Kitto, 2005):

$$PV = A \left(\frac{(1+k)^n}{k(1+k)^n} \right) = A(SPVF) \quad (17)$$

Donde $SPVF$, es la serie del factor de valor presente, que es igual a (Kitto, 2005):

$$SPVF = \left(\frac{(1+k)^n}{k(1+k)^n} \right) \quad (18)$$

Para centrales termoelectricas convencionales que queman combustible como combustible, el costo total de generación de la energía eléctrica para una potencia instalada de 350 MW, es de \$121.44 USD/MWh generador (CFE, 2012b), que es el valor estándar que se emplea en la presente investigación para realizar el análisis termoeconómico.

Validación del modelo

La validación del modelo se realizó, comparando las temperaturas de los fluidos de trabajo calculadas con el modelo de simulación desarrollado contra las temperaturas establecidas por el fabricante en el manual de operación.

Se observó, que las temperatura del vapor de agua sobrecalentado y recalentado calculadas por el modelo de simulación y las establecidas por el fabricante en el manual para los regímenes de operación analizados son muy próximas entre sí, siendo del 2.18% la variación correspondiente la temperatura del vapor sobrecalentado y del 4.25% la de la temperatura del vapor recalentado. La gráfica de variación de la temperatura del vapor de agua calculada para cada uno de los sobrecalentadores, domo de vapor y la temperatura establecida en el manual de operación para cada sobrecalentador, se aprecian en la figura 4.

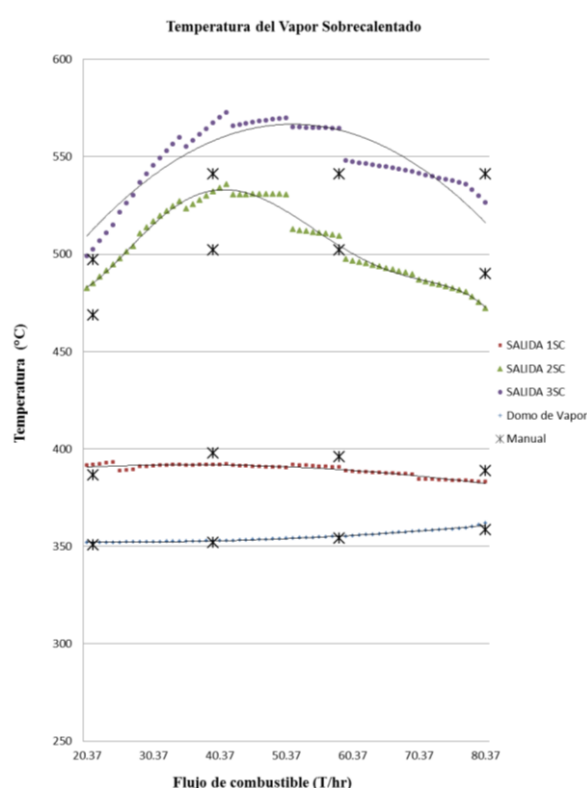


Figura 4 Temperatura de vapor de agua a la salida de los sobrecalentadores y Domo de vapor

Fuente: *Elaboración Propia*

La exactitud de los resultados del modelo, se aprecia de mejor manera en la temperatura de los gases de combustión en cada uno de los nodos calculados por el modelo y su comparación con la temperatura establecida por el fabricante a diferentes regímenes de carga; la variación para el vapor sobrecalentado representa una variación un 8.21%. Lo que se puede apreciar en la figura 5.

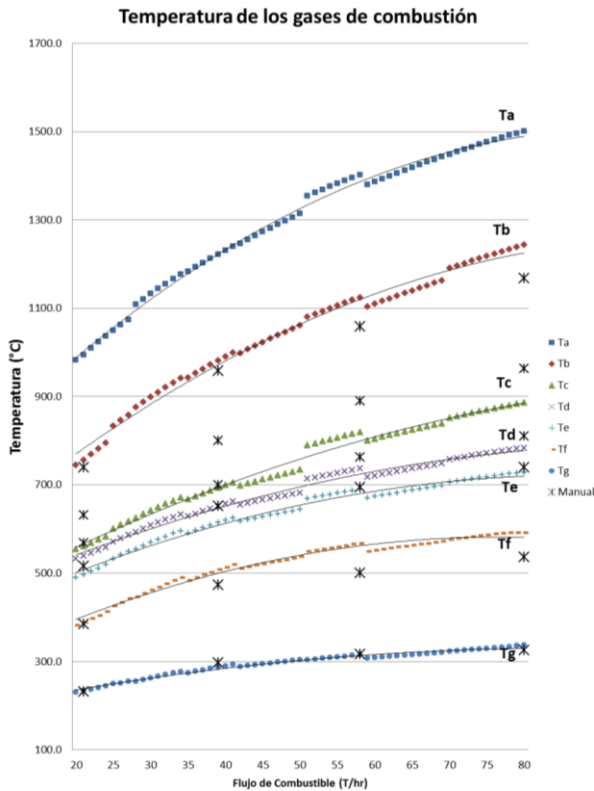


Figura 5 Temperatura de los gases de combustión a la salida de la zona de Sobrecalentadores

Fuente: *Elaboración Propia*

Análisis de resultados

Una vez validado el modelo, se realizó el análisis exergético y termoeconómico de la central termoeléctrica Villa de Reyes.

La figura 6, muestra la destrucción de exergía por tipo de componente (de izquierda a derecha en la gráfica 6.0, se encuentran las superficies de intercambio de calor, turbina, condensador, gases de escape, hogar, otros elementos y el trabajo útil generado), para los regímenes de operación del: 100%, 75%, 50% y 25%, debido a que son los regímenes de operación que se recomiendan para la operación del generador de vapor. No obstante, los resultados a regímenes del 98.4%, 80%, 66.6% y 30% se presentan debido a que se observó que son regímenes de operación más eficientes y presentan menores pérdidas exergéticas en el ciclo.

En la figura 6, se aprecia que la máxima destrucción de exergía, ocurre en el hogar del generador de vapor, esto debido a que el propio proceso de combustión es de hecho irreversible, la exergía destruida, se encuentra en un rango del 31.3 al 40%. La máxima destrucción de exergía, ocurre al régimen de carga del 25% y la mínima al 100% de carga.

Las irreversibilidades producto del propio proceso de intercambio de calor en las superficies intercambiadoras de calor en el generador de vapor, se encuentran en un rango mínimo del 14.4% y máximo del 17.9% que ocurren en los regímenes de carga analizados del 25% y 100% de carga respectivamente, está destrucción de exergía está asociada al enfriamiento y fricción de los productos de la combustión a su paso por los intercambiadores de calor.

Respecto a las irreversibilidades en la turbina de vapor, considerando las etapas de alta y baja presión, la destrucción de exergía máxima presentada es del 7.1% y la mínima del 5.9%, que se presentan en los regímenes de carga analizados del 98.4% y 25% respectivamente. Para el caso del condensador, se aprecia que aproximadamente el 10% de la exergía se destruye en este elemento, esto debido a su propio proceso de disipación de calor con el entorno o sumidero.

En el rango otros de la figura 6.0, se engloban las irreversibilidades producidas por las bombas de agua de alimentación y de recirculación, así como los calentadores de agua de alimentación conocidos como regeneradores en el ciclo térmico de vapor que se encuentran en el rango máximo del 3.7% y un mínimo del 2.5% para el régimen de carga del 98.4% y 25%, respectivamente. Finalmente se aprecia que la exergía destruida con los gases de escape es relativamente pequeña siendo la máxima del 3.3% y la mínima de 1.9%, para los regímenes de carga analizados del 98.4% y 25% respectivamente.

La figura 7, muestra el porcentaje de destrucción de exergía de cada uno de los elementos estudiados a régimen de carga variables, desde el 25% hasta el 100% de carga térmica. En la figura 7, las abreviaturas significan: 1SC; primer sobrecalentador, 2SC; segundo sobrecalentador, 3SC; tercer sobrecalentador, 1RC; primer recalentador, 2RC; segundo recalentador, TAP; turbina de alta presión, TBP: turbina de baja presión.

La figura 8, muestra la eficiencia del ciclo térmico de vapor y la eficiencia exergética, desde la carga del 25% hasta el 100%. Se aprecia que la eficiencia energética del ciclo para los regímenes de carga estudiados se encuentra entre el rango del 30% al 35.3%, encontrando puntos máximos de eficiencia energética en el rango del 75% y 100% de carga. Los dos puntos máximos de eficiencia energética de 35.3% se encuentran en los regímenes de carga de 75.6% y 100%, lo que nos permite establecer que son los regímenes de cargas más eficientes para operar la central termoeléctrica desde el punto de vista termodinámico.

Por otra parte, en la misma figura 8, también se aprecia la eficiencia exergética, que guarda un comportamiento similar con respecto a la eficiencia energética, como ya lo han reportado otros autores (Habib, Said, & Al Zaharna, 1999), la eficiencia energética es mayor que la eficiencia exergética, debido a que la eficiencia exergética mide el potencial máximo de trabajo útil que se le puede obtener a una fuente específica y la eficiencia energética la cantidad de energía respecto a la que entra al sistema y sale como trabajo. La figura 8, muestra que la eficiencia exergética alcanza un punto máximo del 28.65%, y dos puntos máximos de 28.40%, en los regímenes de carga del 74.1%, 63.3% y 51.14% respectivamente.

Respecto al análisis termoeconómico, la tabla 1, muestra los costos termoeconómicos, productos de las irreversibilidades en los elementos de la central termoeléctrica Villa de Reyes para los regímenes de carga extremos del 25% y 100% de carga.

Elemento	Carga Térmica	
	100%	25%
Costo exergético del hogar del generador de vapor (MUSD)	174.6	\$60.
Superficies de intercambio de calor (MUSD)	\$101.2	\$21.5
Disipación de calor en el condensador (MUSD):	\$54.2	\$15.0
Turbina de vapor (MUSD):	\$39.5	\$8.91
Otros elementos (MUSD)	\$19.66	\$3.71
Costo Total de las irreversibilidades (MUSD)	\$409.6	\$112.3

Tabla 1 Costo termoeconómico de los elementos de la central termoeléctrica a los regímenes de carga del 25% y 100%

Fuente: *Elaboración Propia*

Desde el punto de vista termoeconómico, se concluye que las modificaciones en la operación o modernización de la central termoeléctrica deben de estar enfocadas en aquellos elementos que presentan las pérdidas económicas máximas, debido a las irreversibilidades, entre ellos: El hogar del generador de vapor, cuyas irreversibilidades máximas llegan a tener un costo de \$174.6 MUSD/Año de operación.

Las superficies de intercambio de calor que llegan a representar un costo exergético de \$101.2 MUSD/Año de operación.

Después se encuentran los costos debido a la exergía perdida en la disipación de calor en el condensador que llega a ser de \$54.2 MUSD/año de operación.

Las irreversibilidades producidas en la turbina de vapor llegan a ser de \$39.5 MUSD/Año y los otros elementos como lo son, las bombas de agua de alimentación y recirculación y los regeneradores de calor, llegan a tener un costo de \$19.66 MUSD/Año debido a las irreversibilidades en estos equipos.

Conclusiones y recomendaciones

En el presente estudio, se realizó el análisis exergético y energético de la central térmica, para ello se desarrolló un modelo de simulación incluyendo el análisis térmico del hogar del generador de vapor, las superficies de intercambio del generador de vapor y el análisis del ciclo Rankine con recalentamiento y regeneración.

Se estudió la operación de la central térmica a régimen de carga parcial con cálculos iterativos desde el 25% de carga hasta el 100%.

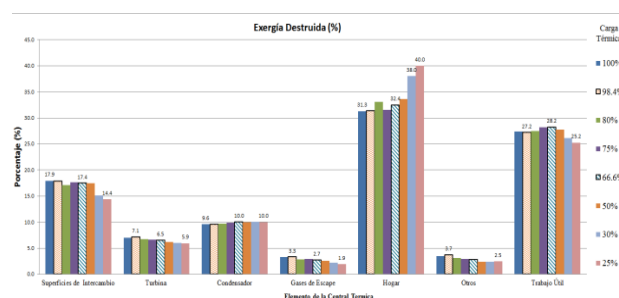


Figura 6 Porcentaje de Exergía Destruída en el ciclo térmico de vapor a diferentes regímenes de carga

Fuente: *Elaboración Propia*

Por lo anterior, las alternativas y las recomendaciones viables para modernizar la central térmica, son aquellas modificaciones que mejoren el proceso de combustión, la eficiencia de transferencia de calor en las superficies de transferencia de calor del generador de vapor y aquellas modificaciones al ciclo térmico de vapor para incrementar la potencia (modificación de la presión de extracción del condensador, presión de recalentado, presión del domo de vapor, número de regeneraciones y mejorar la eficiencia isentrópica de los elementos de la central térmica), que necesitan estudio con mayor profundidad, para los cuales, la presente metodología y simulación será la base para manipular las variables independientes de la central térmica, y determinar a través de un estudio de sensibilidad, el efecto de las variables independientes sobre las eficiencias del ciclo y los costos asociados a la destrucción de exergía en el ciclo.

Referencias

- Bejan, A. & Kraus, A. (2003). *Heat transfer Handbook*, U.S.A.: John Wiley y Sons, Inc.
- Cengel, Y. A. & Boles, M.A. (2012). *Termodinámica* (6 Ed). México: Mc Graw Hill.
- CFE. (2012a). *Works Program and Investment Electricity Sector 2012 - 2016* Mexico D.F: Programming Branch, Planning Coordination, CFE.
- CFE. (2012b). *Costs and Benchmarks for formulating investment projects Electricity Sector*. México D.F.
- CFE. (1987). *Manual del Operación de la central termoeléctrica villa de reyes. San Luis Potosí*, México: Comisión Federal de Electricidad.
- CKTI. (1973). *Thermal calculation of steam generator Regulatory Method* (2 ed). Sankt Petersburg: CKTI.
- CKTI. (1998). *Thermal calculation of steam generator Regulatory Method* (3 ed.) Sankt Petersburg: CKTI.
- Duran M. (2004). *Thermoeconomic optimization of combined cycle gas turbine using genetic algorithms*, Tesis Doctoral, UPM, Madrid 2004.
- Ebenhocha R., Matha D, Marathe S., Cortes P. & Molins C. (2015). Comparative Levelized Cost of Energy Analysis. *Energy Procedia* 80 (2015), 108 – 122.
- Ganapathy, V., (1981). Estimate nonluminous radiation heat transfer coefficients. *Hydrocarbon Processing*, 235.
- Ganapathy, V. (1982). *Applied Heat Transfer. Tulsa OK: Penn Wll Book*.
- Habib, M. A., Said, S. A. & Al-Zaharna, I. (1999). Thermodynamic optimization of reheat regenerative thermal-power plants. *Applied Energy*, 63.
- Jiménez, J. (2015). *Análisis Exergético y Termoeconómico de un sistema de generación de energía, estudio del caso del generador de vapor de 305 MW instalado en la central termoeléctrica Villa de Reyes*. Tesis Doctoral. México. Universidad Autónoma del Estado de México.
- Kitto, J., & Stultz, S. (2005). *Steam its generation and use* (41 Edition), USA: The Babcock y Wilcox Company.
- Kwak, H. Y., Kim, D. J., & Jeon, J. S. (2003). Exergetic and thermoeconomic analyses of power plants. *Energy*, 28, pp. 343-360.
- Moran M. (1997). Second Law application in thermal system design. In Boehm, R. (Ed.), *Developments in the Design of thermal Systems*. New York: Cambridge University Press.
- Moran, M. & Shapiro H. N. (2008). *Fundamentals of engineering thermodynamics*. (6th Ed.). USA: John & Sons Inc.
- Moran M. (2005). Engineering Thermodynamics. In: Kreith, F. & Go swami D. Y., (Ed.). *The CRC handbook of Mechanical Engineering*. USA: The CRC press. Ch 2.
- Mullinger P. & Jenkins B. (2008). *Industrial Process Furnaces, Principles and Design*, Ed. Elsevier.
- Narula, R. G. (1995). Salient design considerations for an ideal combined cycle power plant. *Heat Recovery Systems y CHP*, pp. 97-104.

Ndlovu, M. & Majazi, T. (2014). Design and Optimization of Power Plant Utility Systems, *Computer Aided Chemical Engineering*, 34, 567-572.

Rovira A. (2004). *Desarrollo de un Modelo para la Caracterización Termoeconómica de Ciclos Combinados de Turbinas de Gas y de Vapor en Condiciones de Carga Variable*, Tesis Doctoral, UPM, Madrid, 2004.

SENER. (2017). Balance Nacional de Energía 2016. SENER. México.

Zhao, W., Zhang, T. & Tang, X. (2012). Application of Power Electronic Technology in Optimizing the Operation of Thermal Power Plants. *Advances in Mechanical and Electronic Engineering*, 177.