

ANÁLISIS POR DISTRIBUCIÓN DE CARGAS DE EXERGÍA A UN CICLO COMBINADO REGENERATIVO Y CON RECALENTAMIENTO

EXERGY LOAD DISTRIBUTION METHOD APPLIED TO A COMBINED REGENERATIVE AND REHEATING POWER CYCLE PLANT

Juan Sebastián Fernández Ramírez*

Recibido: 8 de marzo 2018

Aceptado: 11 de septiembre de 2018

Resumen

El análisis de distribución de cargas de exergía se presenta como un método de cálculo que permite relacionar en una sola función las eficiencias locales de un proceso, las irreversibilidades termodinámicas de cada operación y el consumo de la exergía primaria y transformada del proceso. Para ilustrar la aplicabilidad de este método y considerando que en los últimos años el sector eléctrico colombiano ha tomado importancia en la estructura económica del país, se realiza un modelamiento de un ciclo de potencia combinado regenerativo y con recalentamiento con capacidad de 420MW mediante el software Aspen HyprotechSystems® V8.6 (HYSYS® V8.6), el cual permite conocer las propiedades termodinámicas involucradas en el ciclo de potencia. Se calcula, a partir de la *spreadsheet* de HYSYS, la exergía de flujo de cada corriente del proceso, teniendo en cuenta la exergía química de la turbina de gas del proceso. Una vez calculadas las exergías de flujo, se realiza el método de distribución de cargas de exergía, en el que se establece que hay tres cargas de exergía primaria y dos cargas de exergía transformada en el ciclo de gas del proceso. Asimismo, se identifica que hay diez cargas de exergía primaria y seis cargas de exergía transformada en el ciclo de vapor del proceso. A partir de esto se observa que la eficiencia global de la turbina de gas es 1.51 %, y la del ciclo de vapor, 72.05 %. Se conoce, además, que las unidades en las que hay una mayor carga de exergía primaria son la cámara de combustión y la turbina tres del ciclo de vapor.

Palabras clave: ciclo combinado, distribución de cargas de exergía, exergía primaria, exergía transformada, eficiencia.

Abstract

Exergy load distribution method is presented as a new way of calculating the overall performance of a process. This method allows relating, in a single mathematical function, the local efficiencies of a process, the thermodynamics irreversibilities of each unit operation and the primary and transformed exergy consumption. Due to in the last years the Colombian power sector has been taking importance in the country's economic structure, a combined regenerative and reheating cycle power plant with energy capacity of 420MW has been modeled by Aspen Hyprotech Systems® V8.6 (HYSYS® V8.6) to illustrate the applicability of this method. The HYSYS's spread sheet is used to evaluate the

* Estudiante de Ingeniería Química. Semillero de investigación en Procesos de Separación no Convencionales (GPS), línea de investigación Simulación de Procesos Químicos y Biotecnológicos, Fundación Universidad de América, Bogotá D. C., Colombia. juan.fernandez3@estudiantes.uamerica.edu.co

parameters involved in the exergy analysis. After this analysis, the load distribution method is carried out, where it is identified three primary exergy loads and one transformed exergy load in the process gas turbine. Likewise, it is identified eleven primary exergy loads and seven transformed exergy loads in the steam cycle. According to this, it is observed that the overall efficiency of gas turbine is 1.51 %, and the overall efficiency of the steam cycle is 72.05 %. It is also known that the units in which there is a higher primary exergy load are: the combustion chamber and the turbine three of the steam cycle.

Keywords: combined cycle, load distribution exergy, primary exergy, transformed exergy, efficiency.

INTRODUCCIÓN

Según la Unidad de Planeación Minero Energética (“En cinco años”, 2012), el sector energético colombiano requerirá alrededor de 1900 MW de energía adicional para atender la demanda creciente de las industrias manufactureras. Por lo que se implementarán proyectos ambiciosos que van desde la ampliación de la carga de energía de termocentrales, que llevan operando por más de treinta años, hasta la construcción de nuevas centrales termoeléctricas con capacidad de por lo menos 830 MW. Este crecimiento energético hace necesario que se desarrollen proyectos que tengan como finalidad la construcción óptima de centrales termoeléctricas, es decir, con eficiencias altas y pérdidas de energía bajas. Al respecto, la ingeniería ha desarrollado conceptos que permiten incluir el desempeño del proceso y la calidad de la energía que se va perdiendo en el proceso. Uno de estos conceptos se conoce como exergía. El término exergía se refiere al trabajo máximo teórico que puede ser obtenido en un sistema global, cuando las condiciones de operación del sistema y las condiciones ambientales alcanzan el equilibrio (Moran, Shapiro, Boettner y Bailey, 2014). De manera tal que, cuando las condiciones se establecen en el equilibrio, se evidencia que un proceso se ejecuta de manera reversible. Entonces, el análisis que se hace a partir de la exergía parte del principio de interacción entre el ambiente y el proceso. Pero, ¿qué hace que un proceso no sea totalmente reversible y que la cantidad de energía suministrada no se pueda usar en forma de trabajo? Esto se debe principalmente a la calidad de la energía que entra o sale de un sistema, pues la energía que atraviesa las fronteras termodinámicas es desordenada, lo que se traduce como un aumento de entropía. Este aumento de entropía de un proceso es lo que impide que la energía que entra al sistema se transforme en un trabajo máximo o reversible (Cengel y Boles, 2012). Por lo tanto, cuando la energía pierde su calidad, hay destrucción de exergía en el sistema (Luis, 2013).

De esta manera, al evaluar la exergía en un sistema se puede conocer la eficiencia exergética o eficiencia según la segunda ley de la termodinámica de dicho sistema, la cual representa un valor que relaciona la calidad de la energía suministrada al sistema y el trabajo máximo que podría llegar a producir el sistema. Sin embargo, se evidencia que la eficiencia establecida por la segunda ley no siempre representa adecuadamente el desempeño de una operación (Sorin, Bonhivers y Paris, 1998). Por esta razón se presenta un método que permite relacionar las eficiencias locales de un sistema y las pérdidas de exergía interna y externa de acuerdo a una cantidad de exergía primaria que entra en una determinada operación (Sorin y Brodyansky, 1992). A este método se le conoce como distribución de cargas de exergía, el cual representa la contribución primaria y transformada de exergía de cada unidad presente en el proceso (Sorin y Paris, 1998).

Para entender este método propuesto por Sorin y Brodyansky (1992) y plantear soluciones a las altas demandas de capacidad energética que tiene Colombia, se presenta un ejemplo de un ciclo combinado regenerativo con recalentamiento, el cual es simulado mediante el software Aspen HYSYS®; software que permite evaluar todos los parámetros involucrados en el análisis de la distribución de cargas de exergía.

METODOLOGÍA

Ciclo combinado

El ejemplo escogido para representar el método de distribución de cargas de exergía fue modificado del trabajo de Cengel y Boles (2012; ver sección 10), en el que especifican parámetros de operación tal como lo muestra la figura 1.

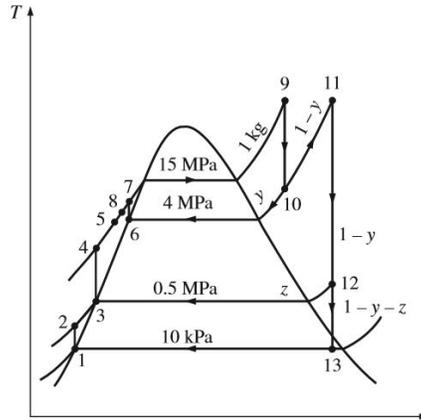


Figura 1. Diagrama T-s especificado para el ejemplo a modelar.

A partir de estos parámetros se construyó el ciclo de gas necesario para el modelamiento de un ciclo combinado regenerativo y con recalentamiento, es decir, las condiciones termodinámicas presentadas en la figura 1 ayudarán a definir las condiciones termodinámicas del ciclo de gas. El metano (CH_4) fue usado como combustible para la generación de energía en la turbina de gas. La reacción se asume como ideal, es decir, se consume todo el metano que ingresa a la máquina de combustión. Esta simulación se llevó a cabo en el software Aspen HYSYS® V8.6. Los modelos termodinámicos escogidos para el modelamiento del ciclo combinado fueron: *Peng-Robinson*, para la sección del ciclo de gas (Khellaf, 2016), pues este método representa una buena predicción de los parámetros necesarios para realizar el cálculo de la distribución de cargas de exergía, y para la sección del ciclo de vapor (al haber únicamente agua en este ciclo) se escogió el método *ASME Steam*, ideal para ciclos de potencia.

Análisis de exergía

La exergía de flujo se define como la sumatoria de todas las exergías involucradas en las corrientes de proceso (Moran et ál., 2014). Sin embargo, la exergía gravitacional y la exergía cinética tienen una contribución despreciable en la exergía de flujo, \dot{E}^s , por lo que la contribución está dada únicamente por la exergía física y química, que se conoce mediante la ecuación 1:

$$\dot{E}^s = \dot{E}_f + \dot{E}_x \quad (1)$$

La exergía física, \dot{E}_f , tiene en cuenta los cambios de presión y de temperatura del sistema, la cual se calcula con la expresión 2:

$$\dot{E}_{fi} = \dot{m}_i ((h_i - h_0) - T_0 (s_i - s_0)) \quad (2)$$

Donde \dot{m}_i se refiere al flujo másico de la corriente de proceso; h_i es la entalpía específica en un determinado estado, y h_0 es la entalpía específica en el estado de referencia (juntas tienen unidades de kJ/kg). Por su parte, s_i y s_0 corresponden a la entropía en un determinado estado y en el estado de referencia, respectivamente, y tienen unidades de kJ/kg-K.

La exergía química, \dot{E}_x , únicamente tiene en cuenta la composición de cada compuesto presente en la mezcla, así como las transformaciones químicas que se den en el proceso. Esta exergía se calcula con la siguiente expresión (Sato, 2004):

$$\dot{E}_x = \sum_i n_i \left(e_{x,i} + RT_0 \ln \ln |x_i| \right) = \sum_i n_i \bar{e}_{x,i} \quad (3)$$

Donde el término n_i es el flujo molar del componente i ; x_i es la fracción molar del componente i en la mezcla; $e_{x,i}$ es la exergía química molar del componente puro i , y $\bar{e}_{x,i}$ es la exergía química molar del componente i en la mezcla. R corresponde a la constante de gases ideales, que es de 0.008314 kJ/mol-K. Esta expresión es usada cuando la mezcla de los componentes es ideal.

La ecuación 3 será utilizada en la corriente de salida de la cámara de combustión, que es donde se evidencia la variación de las composiciones de las corrientes reaccionantes de la cámara. Sin embargo, para calcular la exergía del gas de combustión no se hace uso de la ecuación 3, debido a que la exergía del gas se relaciona con la exergía química estándar del gas y su capacidad calorífica inferior (Szargut, 2005). Así que esta se calcula según la ecuación 4:

$$\xi_f = \frac{\dot{e}_{xf}}{LHV_f} \quad (4)$$

Siendo ξ_f la relación entre la exergía específica química estándar del combustible, \dot{e}_{xf} , y su poder calorífico inferior, LHV_f . Esta relación es usualmente cercana a 1. Para este caso, en el que se usa metano (CH_4) como gas de combustión, la relación ξ_f es de 1.06 (Ameri, Ahmadi y Khanmohammadi, 2007) y LHV_f es de 53 160 000 kJ/kg (Dincer y Rosen, 2013).

Para un combustible gaseoso con C_xH_y , la siguiente fórmula experimental es usada para calcular ξ_f (Kotas, 1985):

$$\xi_f = 1.033 + 0.0169 \frac{y}{x} - \frac{0.0698}{x} \quad (5)$$

Exergía destruida

Una vez definidas las exergías de la ecuación 2 y 3 de cada corriente en el proceso, es necesario calcular la destrucción de exergía o las pérdidas de exergía, \dot{E}_d , que se da en los equipos del proceso. Para esto se tiene la siguiente expresión (Moran et ál., 2014):

$$\dot{E}_d = \sum_j \left(1 - \frac{T_o}{T_j} \right) \dot{Q}_j - \dot{W} + \sum_{ent} \dot{m} e_{fe} - \sum_{sal} \dot{m} e_{fs} \quad (6)$$

Donde e_{fe} y e_{fs} se refieren a la exergía de flujo específica; T_o es la temperatura a la cual se especifica el ambiente; T_j es la temperatura con la que opera el equipo del proceso; \dot{Q}_j corresponde al calor entregado o cedido por el sistema, y \dot{W} es la generación o consumo de trabajo del sistema (ambos términos están dados en kJ/s).

Eficiencias según la distribución de cargas de exergía

Conocida la exergía destruida de cada operación involucrada en el proceso, se establece ahora el método de distribución de cargas de exergía, el cual es definido por Sorin y Brodyansky (1992) como:

$$\eta = \sum_i [\lambda_{pi} \eta_i - \lambda_{ti} (1 - \eta_i)] \quad (7)$$

Donde λ_{pi} está sujeta a la siguiente restricción:

$$\sum_i \lambda_{pi} = 1 \quad (8)$$

Se puede observar que la eficiencia global del proceso, η , está en función de la eficiencia de cada operación η_i , y que además está en función de dos nuevos conceptos que se conocen como la carga primaria de exergía, λ_{pi} , que es una fracción presente entre la diferencia de las exergías primarias de flujo respecto al total de exergía consumida, y la carga transformada de exergía, λ_{ti} , que es la relación de la exergía transformada y el total de la exergía consumida (Sorin y Brodyansky, 1992).

Partiendo de la ecuación 7, la eficiencia de cada operación, η_i , es definida de la siguiente manera (Sorin, Lambert y Paris, 1998):

$$\eta_i = 1 - \frac{\dot{E}_d^{ext} + \dot{E}_d^{int}}{\dot{E}^s} = 1 - \frac{\dot{E}_d}{\dot{E}^s} \quad (9)$$

Esta eficiencia calculada por la ecuación 9 tiene en cuenta dos conceptos: la exergía destruida externa, \dot{E}_d^{ext} , que se constituye como las pérdidas hacia el ambiente (por ejemplo, pérdidas de calor, flujo de aguas residuales o emisiones de gases), y la exergía destruida interna, \dot{E}_d^{int} , que se refiere a las irreversibilidades termodinámicas del sistema (Sorin et ál., 1998). La suma de estas dos exergías destruidas da como resultado la exergía destruida en la ecuación 6. De acuerdo a la ecuación 9 se obtienen las siguientes expresiones para el cálculo de la eficiencia exergética en algunas de las unidades del proceso a estudiar (Ghannadzadeh, 2012):

$$\eta_{Int. Calor} = \frac{\dot{E}_{Coldout} - \dot{E}_{Coldin}}{\dot{E}_{Hotin} - \dot{E}_{Hotout}} \quad (10)$$

$$\eta_{Turbina} = \frac{\dot{W}_T}{\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out}} \quad (11)$$

$$\eta_{Bomba o Compresor} = \frac{\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out}}{\dot{W}_B} \quad (12)$$

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Una vez definido el sistema y especificado los modelos termodinámicos y las propiedades termodinámicas, se realiza la simulación. Cuando la plantilla creada en HYSYS® ha convergido (ver figura 2), se obtienen los resultados de cada una de las corrientes, como se evidencia en las tablas 1 y 2. La tabla 1 muestra las condiciones que se construyeron para que las condiciones de la figura 1 fueran las mismas a las especificadas en el diagrama T-s mencionado anteriormente.

en las corrientes donde hay cambios en el equilibrio de las composiciones estándar, es decir, para las corrientes de salida de la cámara de combustión (C), de la turbina de gas (K-101) y del intercambiador de calor (LNG-100). El cálculo de la exergía química se hace a partir de la ecuación 3, identificando las exergías químicas estándar en Szargut (2005) y los flujos molares identificados a partir de los flujos másicos que se evidencian en la tabla 2. La exergía química del gas se halla a partir de la relación mostrada en la ecuación 4, junto con los parámetros identificados anteriormente. Una vez calculada la exergía química de las corrientes en las que hay variación en la composición del equilibrio, se halla la exergía física de cada corriente a partir de la relación 2. Con esto se obtienen las dos contribuciones que forman a la exergía de flujo (especificada en 1). Los resultados y parámetros termodinámicos se presentan en la tabla 2.

Se advierte que la corriente *Air* no tiene carga de exergía física ni química; esto se debe a que el aire que entra al compresor está en condiciones del equilibrio, es decir, las condiciones son las mismas a las del estado de referencia y, por lo tanto, no hay variación en la exergía física. Del mismo modo se explica que no haya una carga de exergía química, pues la composición del aire a la entrada del compresor y a la salida es la misma que a la del estado de referencia. Sin embargo, si al observar la corriente *AirComp* se evidencia que sí hay una contribución en la exergía física, esto debido a que el aire cambia su estado termodinámico a la salida del compresor, tal y como se presenta en la temperatura y presión de la tabla 2.

Del mismo modo se hace el cálculo para encontrar la exergía de flujo de las corrientes del ciclo de vapor. Para esta sección del proceso únicamente se tiene en cuenta los cambios de exergía física, que se calculan por medio de 2; esto se debe a que para el ciclo de vapor solo hay agua en el proceso; por lo tanto, no hay variaciones en la composición, por lo que la exergía de flujo va a ser igual a la exergía física. Los resultados se observan en la tabla 3.

Tabla 3. Parámetros termodinámicos y resultados de exergía del ciclo de vapor

To = 273.15 K Po = 101.3 kPa						
Corriente	T (K)	P (kPa)	m (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg-K)	Es (kJ/s)
1	530.90	15 000	191	-14802.2	2.84	53 775.09
2	873.15	15 000	191	-12344.89	6.68	304 492.82
3	691.65	4000	191	-12665.96	6.84	234 053.92
3'	691.65	4000	33.73	-12665.96	6.84	41 333.92
3''	691.65	4000	157.27	-12665.96	6.84	192 720
4	873.15	4000	157.27	-12251.89	7.37	232 909.59
5	873.15	4000	24.94	-12251.89	7.37	36 941.94
5'	627.68	500	24.94	-12747.29	7.65	22 491.69
6	873.15	4000	132.32	-12251.89	7.37	195 967.65
6'	363.63	10	132.32	-13255.50	8.40	22 460.27
7	311.60	10	132.32	-15764.62	0.55	150.79
8	311.65	500	132.32	-15763.96	0.55	217.05
9	424.96	500	157.27	-15285.49	1.86	14 152.34
10	427.80	15 000	157.27	-15264.35	1.87	16 890.03
11	531.78	15 000	157.27	-14798.01	2.85	44 570.15
12	523	4000	33.73	-14840.30	2.79	8676.71
13	526.78	15 000	33.73	-14821.9	2.80	9206.70

En la tabla 4 se observa todas las cargas térmicas y de trabajo generadas por el ciclo combinado y se advierte también el trabajo neto que produce toda la central termoeléctrica modelada. Se muestra, además, el trabajo que produce la cámara de combustión, que no puede ser aprovechado debido a la poca calidad que tiene la energía necesaria para llevar a cabo la combustión del gas y el aire. Este hecho es fundamental para el análisis de destrucción de exergía que se genera en la unidad.

Tabla 4. Corrientes de energía del ciclo combinado

Corrientes de energía (kJ/s)											
QComb.	WCG	WTG	WCC	WT1	WT2	WT3	QCond	WB1	WB2	WB3	Wneto
525185	230571	449702	810585	61323	12358	132802	332020	87	3324	619	421584

Identificada la exergía de flujo de cada corriente del proceso, junto con sus cargas energéticas, el siguiente paso es resolver la ecuación 6 para cada equipo involucrado en el proceso. Para hallar la exergía destruida de cada operación se hizo uso de la *spreadsheet* presente en la interfaz de Aspen HYSYS® V8.6, pues resulta ser una herramienta útil y práctica para la evaluación de los parámetros necesarios en la implementación del método de distribución de cargas de exergía (Fernández y Tovar, 2016).

En la figura 3 se muestra la destrucción de exergía en cada una de las operaciones involucradas en el ciclo combinado. Se identifica, entonces, que la unidad con mayor destrucción de exergía es la cámara de combustión; esto se debe a la transformación química que hay entre el gas y el aire, pues, si se observa la tabla 2, la exergía química del gas es la más grande respecto a las demás componentes químicas, y debido al poder calorífico inferior (LHV) que tiene el combustible. Una manera de disminuir la exergía destruida de esta unidad sería aprovechar el calor generado por la combustión, ya sea en forma de una integración energética o en un trabajo aprovechable (Cihan, Hacıhafızoglu y Kahveci, 2005).

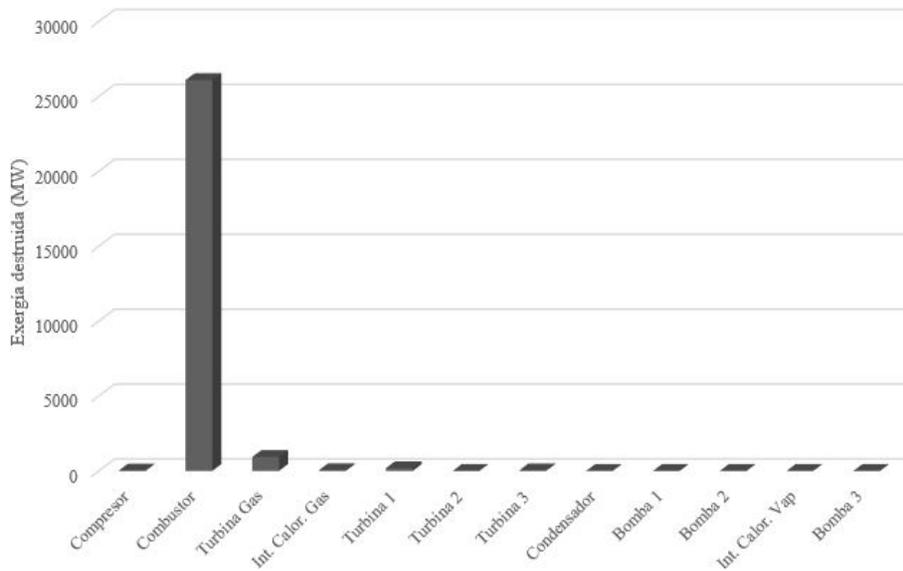


Figura 3. Destrucción de exergía para los componentes del ciclo combinado.

Cuando se han calculado cada una de las exergías destruidas de cada unidad del ciclo combinado, el siguiente paso para poder llevar a cabo el método de distribución de cargas es hallar cada una de las eficiencias locales, es decir, la eficiencia exergética de cada una de las unidades involucradas en el proceso. Para esto se hace uso de las ecuaciones 9 a 13. Los resultados de cada eficiencia local se muestran en la tabla 5, para el caso de las eficiencias correspondientes al ciclo de gas, y en la tabla 6, para el ciclo vapor.

Tabla 5. Distribución de cargas de exergía para el ciclo gas del proceso

Coeficientes (%)	Ciclo Gas			
	Compresor gas	Cámara combustión	Turbina gas	Int. calor gas
$\lambda_{p,i}$	0	96.95	1.79	1.26
$\lambda_{t,i}$	0.74	2.53	0	0
η_i	87.698	1.426	91.774	84.591
η	1.51			

Tabla 6. Distribución de cargas de exergía para el ciclo vapor del proceso

Coeficientes (%)	Ciclo vapor									
	LNG100	K101	K102	K103	E100	P100	P101	P103	E101	Mix1
$\lambda_{p,i}$	15.1	20.5	4.3	51	6.4	0.02	0.82	0.16	1.5	2.6
$\lambda_{t,i}$	45.3	0	0	0	0	0.02	0.82	0.16	8.2	4.2
η_i	84.6	87.1	85.5	76.5	61.5	76.1	82.4	85.6	84.8	62.3
η	72.05									

Ahora, es necesario conocer la cantidad de exergía total que se consume durante el proceso para determinar la carga de exergía primaria y transformada que ocurre durante el ciclo (Sorin y Brodyansky, 1992). La exergía consumida se identifica mediante un balance de exergía primaria global en el proceso, siendo esta la diferencia entre las corrientes de exergía primaria (o de flujo) que entran y las corrientes de exergía primaria (o del flujo) que salen. A esta diferencia se le conoce como la exergía total consumida durante el proceso. Si se observa el ciclo de gas, se evidencia que las corrientes que entran para que se lleve a cabo el proceso son la corriente de aire y la corriente de gas; la única corriente que sale del proceso total es la corriente GasOut', que sería todos los gases de combustión. Esta exergía total consumida que se definió sería igual a la suma de las exergías consumidas locales, es decir, a cada unidad del proceso. En la ecuación 13 se define el balance de la exergía consumida.

$$(\dot{E}_{Air} - \dot{E}_{AirComp.}) + (\dot{E}_{AirComp.} + \dot{E}_{Gas} - \dot{E}_{GasComb.}) + (\dot{E}_{GasComb.} - \dot{E}_{GasOut}) + (\dot{E}_{GasC} \quad (13)$$

Es a partir de la ecuación 13 que se define cada componente de la ecuación 7. Si se tiene en cuenta la consideración 8, es decir, que la carga primaria de exergía debe ser igual a la unidad, de esta expresión (al dividirse a ambos lados sobre la exergía total consumida) se obtiene la carga primaria de exergía definida como una fracción entre la exergía que entra y la exergía total consumida, por lo que habría cuatro cargas de exergía primaria. Estas cargas se definen de la siguiente manera:

$$\lambda_{p, \text{Cámara Combustión}} = \frac{(\dot{E}_{AirComp.} + \dot{E}_{Gas} - \dot{E}_{GasComb.})}{(\dot{E}_{AirComp.} + \dot{E}_{Gas} - \dot{E}_{GasOut})} \quad (14)$$

$$\lambda_{p, K-101} = \frac{(\dot{E}_{GasComb.} - \dot{E}_{GasOut})}{(\dot{E}_{AirComp.} + \dot{E}_{Gas} - \dot{E}_{GasOut})} \quad (15)$$

$$\lambda_{p, LNG-100} = \frac{(\dot{E}_{GasOut} - \dot{E}_{GasOut})}{(\dot{E}_{AirComp.} + \dot{E}_{Gas} - \dot{E}_{GasOut})} \quad (16)$$

Para este caso no hay carga primaria de exergía para el compresor debido a que no hay exergía consumida, pues la corriente de aire que entra al compresor se encuentra en el estado de referencia; por lo tanto, al comprimirse el aire no hay una variación directa entre la exergía que entra y la que sale, como puede observarse en la tabla 2.

La carga de exergía transformada se identifica al analizar cada una de las corrientes de flujo involucradas en el proceso. Si se observa un aumento en la exergía de flujo que sale respecto a la que entra en una determinada operación, esta será la exergía transformada. Para el ciclo de gas se evidencia que la corriente en la que hay un aumento de exergía de flujo es de la corriente de entrada, *AirComp*, y la corriente de salida, *GasOut*, tal y como se observa en la tabla 2. Sin embargo, se advierte que también hay un aumento en la corriente de entrada del compresor a la corriente de salida, pues la exergía de flujo va desde el estándar a un estado totalmente distinto al estándar. Por lo tanto, la carga de exergía transformada para el ciclo de gas sería:

$$\lambda_{t, \text{Cámara Combustión}} = \frac{(\dot{E}_{\text{GasComb.}} - \dot{E}_{\text{AirComp.}})}{(\dot{E}_{\text{AirComp.}} + \dot{E}_{\text{Gas}} - \dot{E}_{\text{GasOut}})} \quad (17)$$

$$\lambda_{t, K-100} = \frac{(\dot{E}_{\text{AirComp.}} - \dot{E}_{\text{Air}})}{(\dot{E}_{\text{AirComp.}} + \dot{E}_{\text{Gas}} - \dot{E}_{\text{GasOut}})} \quad (18)$$

Los resultados de estos cálculos se presentan en la tabla 5, junto con la eficiencia global del ciclo que está descrito en la ecuación 7. Se observa, entonces, cada una de las contribuciones de exergía en el ciclo y se evidencia que la eficiencia global del ciclo de gas es del 1.51 %; esto se debe a la gran irreversibilidad que existe en la transformación química del combustible para producir energía, pues la energía total suministrada no se transforma en un trabajo utilizable, lo que se advierte en la eficiencia de la cámara de combustión. El siguiente paso es determinar las cargas de exergía para el ciclo vapor del proceso ejemplificado. En primer lugar, hay que identificar la exergía total consumida durante el proceso; pero para este ciclo hay una variación, pues al realizar un balance de la exergía consumida se encuentra que hay unidades, como las bombas y los intercambiadores de calor, que presentan un aumento en la exergía de flujo entrante, por lo que para hallar la exergía total consumida es necesario identificar estos aumentos en la exergía.

Tal como se observa en la figura 4, se identifican las principales corrientes de flujo de exergía en las que hay un aumento. Por lo tanto, la exergía total consumida durante el ciclo va a ser la suma de las variaciones de exergía primaria durante las corrientes mostradas en la figura 4 y la exergía consumida de la corriente 1 y 2 del ciclo de vapor. Siendo así, la exergía total consumida se expresa de la siguiente manera:

$$(E2-E1)+(E3''-E4)+(E8-E7)+(E9-E8)+(E10-E9)+(E11-E10)+(E13+E11-E1) = \text{Exergía total consumida} \quad (19)$$

Por lo tanto, la ecuación 20 es el punto de partida para determinar la carga de exergía primaria y transformada en el ciclo vapor. De tal manera que la carga primaria de exergía para cada componente se expresaría tal como se muestra en las siguientes ecuaciones:

$$\lambda_{p, K-102} = \frac{(\dot{E}_2 - \dot{E}_3)}{\text{Exergía total consumida}} \quad (20)$$

$$\lambda_{p, K-103} = \frac{(\dot{E}_5 - \dot{E}_{5'})}{\text{Exergía total consumida}} \quad (21)$$

$$\lambda_{p, K-104} = \frac{(\dot{E}_6 - \dot{E}_{6'})}{\text{Exergía total consumida}} \quad (22)$$

$$\lambda_{p, P-100} = \frac{(\dot{E}_8 - \dot{E}_7)}{\text{Exergía total consumida}} \quad (23)$$

$$\lambda_{p, P-101} = \frac{(\dot{E}_{10} - \dot{E}_9)}{\text{Exergía total consumida}} \quad (24)$$

$$\lambda_{p, P-102} = \frac{(\dot{E}_{13} - \dot{E}_{12})}{\text{Exergía total consumida}} \quad (25)$$

$$\lambda_{p, E-100} = \frac{(\dot{E}_{6'} - \dot{E}_7)}{\text{Exergía total consumida}} \quad (26)$$

$$\lambda_{p, MIX100} = \frac{(\dot{E}_8 + \dot{E}_5 - \dot{E}_9)}{\text{Exergía total consumida}} \quad (27)$$

$$\lambda_{p, LNG-100} = \frac{(\dot{E}_{GasOut} + \dot{E}_1 + \dot{E}_3 - \dot{E}_{GasOut'} - \dot{E}_2 - \dot{E}_4)}{\text{Exergía total consumida}} \quad (28)$$

$$\lambda_{p, E-101} = \frac{(\dot{E}_{3'} + \dot{E}_{10} - \dot{E}_{12} - \dot{E}_{11})}{\text{Exergía total consumida}} \quad (29)$$

Como se definió anteriormente, la carga de exergía transformada se evidencia por un aumento en las corrientes de exergía del proceso en una determinada operación. Así, en la figura 4 se muestran las principales transformaciones de la exergía de flujo que entra a cada operación del ciclo. Por lo tanto, las cargas de exergía transformada serán las siguientes:

$$\frac{(\dot{E}_2 - \dot{E}_{3''} + \dot{E}_4 - \dot{E}_{3'})}{\text{Exergía total consumida}} \quad (30)$$

$$\lambda_{t, P-100} = \frac{(\dot{E}_8 - \dot{E}_7)}{\text{Exergía total consumida}} \quad (31)$$

$$\lambda_{t, P-101} = \frac{(\dot{E}_{10} - \dot{E}_9)}{\text{Exergía total consumida}} \quad (32)$$

$$\lambda_{t, P-102} = \frac{(\dot{E}_{13} - \dot{E}_{12})}{\text{Exergía total consumida}} \quad (33)$$

$$\lambda_{t, E-101} = \frac{(\dot{E}_{11} - \dot{E}_{10})}{\text{Exergía total consumida}} \quad (34)$$

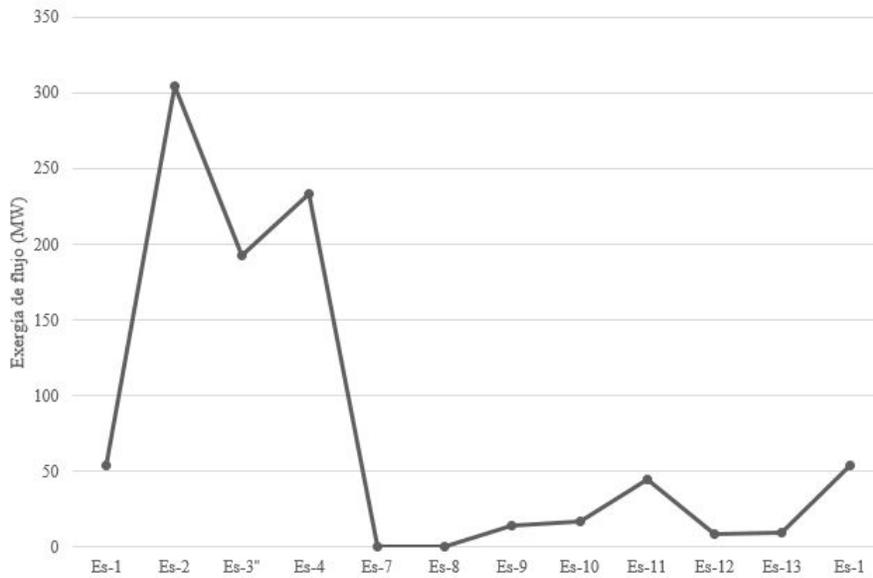


Figura 4. Aumento en la exergía primaria identificadas en el ciclo vapor.

Los resultados de estos cálculos se presentan en la tabla 6, en la que se muestra que la eficiencia global del ciclo de vapor es del 72.05 %.

Se observa, además, que el componente que tiene mayor carga de exergía primaria es el componente de la turbina 3; esto se debe al gran cambio que hay en la corriente de entrada de la turbina, pues al mirar la tabla 3 y las corrientes de exergía 6 y 6' se evidencia un consumo alto de exergía; por lo tanto, la carga primaria de exergía de la turbina 3 tendrá una gran contribución en el análisis de la eficiencia global del proceso. Para el caso de la carga de exergía transformada, se advierte que la mayor contribución la tiene el intercambiador de calor del ciclo de gas, debido a que para el ciclo vapor se tienen en cuenta todas las corrientes de flujo que entran y salen del intercambiador; contrario a lo que se evidencia en la tabla 5, pues en los resultados del ciclo de gas no hay contribución de la carga transformada para esta unidad, ya que disminuye la exergía de flujo o primaria, mientras que para la carga primaria de exergía la contribución es menor, debido a que no se tiene en cuenta las corrientes de flujo en la que solamente el componente principal es agua y únicamente se analiza la contribución de la reacción de combustión y sus componentes producidos.

Si se observa la ecuación 7, se puede inferir que la eficiencia global, η , puede ser incrementada manipulando la carga de exergía primaria, λ_{pi} , que entra a una determinada operación; esto puede ser realizado únicamente transfiriendo parte de una fracción de la exergía primaria desde una operación a otra (Sorin y Paris, 1998). De manera tal que al empezar a variar la carga de exergía primaria en las operaciones del proceso se puede constituir un diseño en la operación o en la optimización del mismo, tal y como se mencionaba anteriormente al respecto de realizar una integración energética del calor perdido en la cámara de combustión, con lo que se podría aumentar la eficiencia del ciclo de gas en el proceso.

CONCLUSIONES

Este estudio propone el mejoramiento de la eficiencia energética obtenida, pues al obtener una eficiencia energética neta mayor se obtendrá un potencial mayor de energía disponible para el sector eléctrico colombiano. Estas mejoras, destinadas principalmente a la eficiencia energética, pueden

ayudar a reducir pérdidas termodinámicas en el sistema y, como consecuencia, obtener un potencial mayor de energía, lo que beneficiaría al potencial energético requerido en Colombia.

El método de distribución de cargas de exergía permite entender (al realizar un análisis más detallado sobre el concepto de la exergía) la eficiencia global de un proceso como una función, cuyas contribuciones de la exergía de flujo generan la posibilidad de hacer un estudio racional sobre las pérdidas de energía de un proceso. Para este caso de estudio, el análisis realizado permitió conocer que la mayor contribución de la carga de exergía primaria se encuentran en la cámara de combustión, con un valor del 96.95 % del ciclo de gas, consecuencia de la gran destrucción de exergía que se evidencia en esta unidad, y en la turbina 3, con un valor del 51 % del ciclo de vapor, que se debe principalmente al alto consumo de exergía primaria que se lleva a cabo en esta unidad de operación.

Las grandes irreversibilidades que tiene la cámara de combustión en el ciclo de gas son consecuencia de la transformación química que ocurre en la cámara de combustión, pues la energía generada en esta unidad es pobre en calidad, ya que no permite aprovechar el trabajo que se genera en la combustión. Sin embargo, esta baja eficiencia presentada en el ciclo de gas puede ser aumentada si se hace una variación en las cargas de exergía primaria encontradas en esta unidad, es decir, si se disminuye las irreversibilidades termodinámicas del proceso, las cuales manipulan de manera proporcional la exergía consumida durante el ciclo.

AGRADECIMIENTOS

El autor agradece el apoyo recibido de la Fundación Universidad de América, al grupo de investigación en Procesos de Separación no Convencionales (GPS) y a su línea de investigación Simulación de Procesos Químicos y Biotecnológicos, por los recursos teóricos y tecnológicos con lo que apoyaron la realización de este trabajo.

REFERENCIAS

- Ameri, M., Ahmadi, P., y Khanmohammadi, S. (2007). Exergy analysis of a 420MW combined cycle power plant. *International Journal of Energy Research*, 32(2), 175 -183. doi: org/10.1002/er.1351
- Cihan, A., Hacıhafızoglu, O., y Kahveci, K. (2005). Energy-exergy analysis and modernization suggestions for a combined-cycle power plant. *International Journal of Energy Research*, 30(2), 115 -126. doi: 10.1002/er.1133
- Cengel, Y., y Boles, M. (2012). *Termodinámica* (7.ª ed.). México: McGrawHill Education
- Dincer, I., y Rosen, M. (2013). *Exergy energy, environment and sustainable development* (2.ª ed.). EE. UU.: Elsevier.
- En cinco años, Colombia tendrá nuevas plantas. (2012, 28 de noviembre). *Portafolio*. Recuperado de <http://www.portafolio.co/negocios/empresas/cinco-anos-colombia-tendra-nuevas-plantas-93312>
- Fernández, J., y Tovar, N. (2016). Spreadsheet: una poderosa herramienta dentro de Aspen HYSYS. *Revista Semilleros*, 2(1), 60- 65.
- Ghannadzadeh, A. (2012). *Exergetic balances and analysis in a process simulator: a way to enhance process energy integration* (tesis de doctorado). Institut National Polytechnique de Toulouse, Toulouse, Francia.
- Kotas, T. (1985). *Exergy method of thermal plant analysis*. London: Butterworths.
- Khellaf, S. (2016). *Modelado y simulación de una planta de cogeneración mediante el simulador de procesos HYSYS* (tesis de pregrado). Universidad de Sevilla, Sevilla, España.

- Luis, P. (2013). Exergy as a tool for measurement process intensification in chemical engineering. *Journal of Chemical Technology and Biotechnology*, 88(11), 1951-1958. doi: 10.1002/jctb.4176
- Moran, M., Shapiro, H., Boettner, D., y Bailey, M. (2014). *Fundamentals of engineering thermodynamics* (8.^a ed.). EE. UU.: John Wiley & Sons.
- Sato, N. (2004). *Chemical energy and exergy: an introduction to chemical thermodynamics for engineers* (1.^a ed.). EE. UU.: Elsevier Science & Technology books.
- Sorin, M., y Brodyansky, V. (1992). A method for thermodynamic optimization-I. Theory and application to an ammonia synthesis plant. *Energy*, 17(11), 1019-1031. doi: 10.1016/0360-5442(92)90019-V
- Sorin, M., Bonhivers, J., y Paris, J. (1998). Exergy efficiency and conversion of chemical reactions. *Energy Conversion and Management*, 39(16-18), 1863-1868. doi: 10.1016/S0196-8904(98)00085-5
- Sorin, M., y Paris, J. (1998). Integrated exergy load distribution method and pinch analysis. *Computers & Chemical Engineering*, 23(5), 497-507. doi: 10.1016/S0098-1354(98)00288-9
- Sorin, M., Lambert, J., y Paris, J. (1998). Exergy flows analysis in chemical reactors. *Trans IChemE*, 76(3), 389-395. doi: 10.1205/026387698524811
- Szargut, J. (2005). *Exergy method: Technical and Ecological Applications* (1.^a ed.). RU: WIT Press.