

Evaluación termoexérgica del generador de vapor del campus Lenin de la Universidad de Las Tunas.

Thermo-exergetic evaluation of the steam generator of the Lenin campus of the University of Las Tunas.

Alejandro Velázquez González¹ alejandrov@ult.edu.cu <https://orcid.org/0000-0002-1669-8349>

Jorge M. Corrales Suárez² jorgecs@ult.edu.cu <https://orcid.org/0000-0002-7431-5772>

Leonardo R. Pérez Molina³ leonardopm@ult.edu.cu <https://orcid.org/0000-0002-5289-7812>

Resumen

El trabajo muestra los resultados de un estudio térmico realizado al generador de vapor del campus Lenin de la Universidad de Las Tunas. Se hicieron mediciones de las propiedades termodinámicas del generador de vapor y de los gases de escape del mismo. Según la información recogida en la bibliografía consultada se hizo necesario hacer un análisis exérgico para calcular detalladamente los rendimientos térmicos y observar la magnitud de la influencia de las variables operacionales sobre el rendimiento exérgico. Se demostró que es necesario la sustitución del generador de vapor producto de su sobredimensionamiento.

Palabras claves: Generador de vapor pirotubular, exérgia, variables operacionales, rendimiento exérgico.

Abstract

The work shows the results of a thermal study carried out on the steam generator of the Lenin campus of the Universidad de Las Tunas. Measurements were made of the thermodynamic properties of the steam generator and of the exhaust gases thereof. According to the information gathered in the consulted bibliography, it was necessary to perform an exergy analysis to calculate the thermal performances in detail and to observe the magnitude of the influence of the operational variables on the exergetic performance. It was shown that the replacement of the steam generator due to its oversizing is necessary.

Key words: Pyrotubular steam generator, exergy, operational variables, exergetic performance.

¹ Máster en Eficiencia Energética. Profesor Asistente. Centro de Estudios de Eficiencia Energética y Procesos Tecnológicos. Universidad de Las Tunas. Las Tunas. Cuba.

² Doctor en Ciencias Técnicas, Profesor Auxiliar. Centro de Estudios de Eficiencia Energética y Procesos Tecnológicos, Universidad de Las Tunas, Las Tunas, Cuba.

³ Máster en Ingeniería Industrial, Profesor Auxiliar. Centro de Estudios de Eficiencia Energética y Procesos Tecnológicos, Universidad de Las Tunas, Las Tunas, Cuba.

Desde principios de los años sesenta, ha aumentado la conciencia mundial de que el crecimiento industrial y la producción de energía a partir de combustibles fósiles se acompañan de la liberación de contaminantes potencialmente nocivos en el medio ambiente (Kitto & Stultz, 2005).

Existe una fuerte relación entre la eficiencia energética y el impacto ambiental, ya que, para los mismos servicios o productos, una menor utilización de los recursos y la contaminación normalmente se asocian con una mayor eficiencia energética (Ibrahim Dincer y Rosen, 1998).

La preocupación creciente por el ahorro de energía ha fomentado un examen crítico de los métodos utilizados para evaluar e incrementar la eficiencia de los procesos industriales. Como respuesta, la atención se ha centrado recientemente en técnicas de análisis basadas en el Segundo Principio de la Termodinámica, y en particular, en el concepto de exergía (Lozano, 1987).

La exergía ha sido considerada es fundamentalmente la propiedad del sistema, que da el máximo potencial que puede extraerse del sistema cuando se lleva a un estado de equilibrio termodinámico desde un estado de referencia (Ayhan y Dermitas, 2001; Sami, Etesami, y Rahimi, 2011).

En los últimos años debido a la escasez de combustibles fósiles y su lógico encarecimiento, es evidente la importancia del desarrollo de sistemas térmicos que hagan un uso efectivo de estos recursos energéticos no renovables como, petróleo, gas natural y carbón mineral. El método del análisis exérgico es especialmente adecuado para conseguir un uso eficiente de los recursos energéticos, pues permite determinar la localización, tipo y magnitud real de su pérdida y despilfarro.

Un generador de vapor piro-tubular o de tubos de fuego es una máquina térmica donde se obtiene vapor de agua. Este vapor se genera cuando los gases producto de la combustión pasan por dentro de los tubos, los cuales están bañados por agua. De ésta, el vapor saturado que se produce, se conduce por las líneas de distribución hasta los consumidores que generalmente son las cocinas, en las tintorerías, hospitales, entre otros.

El uso eficiente de los recursos energéticos se conseguirá reduciendo tanto como sea posible la destrucción de exergía en los sistemas, es decir, disminuir las irreversibilidades de los procesos que ocurren dentro de los sistemas. Esto permitirá centrar la atención en aquellos aspectos de la operación del sistema analizado que ofrecen mayores oportunidades de mejora. En este caso el sistema a analizar es un generador de vapor enclavado en el Campus Lenin de la Universidad de Las Tunas.

En la Universidad de Las Tunas (campus Lenin) existe una cocina donde se preparan los alimentos para los estudiantes, profesores y personal de apoyo al proceso docente educativo. Para ello, este campus posee una instalación de generadores de vapor saturado, la misma cuenta con dos generadores de vapor piro-tubulares de los cuales

solo uno se encuentra en funcionamiento. Este generador se encuentra en la provincia de Las Tunas (en el oriente de Cuba) a 90 metros sobre el nivel del mar.

Descripción del proceso de generación del vapor saturado.

En la figura 1 se muestra el esquema del sistema a analizar, en éste se representaron los flujos de entrada y salida del generador de vapor. Estos flujos se obtuvieron a partir de mediciones y otros mediante la aplicación del balance de masa. La composición gravimétrica del combustible, Combustible Diésel Regular, (Rodríguez, 2014)) que entra en el generador se obtuvo de la ficha técnica que da el suministrador.

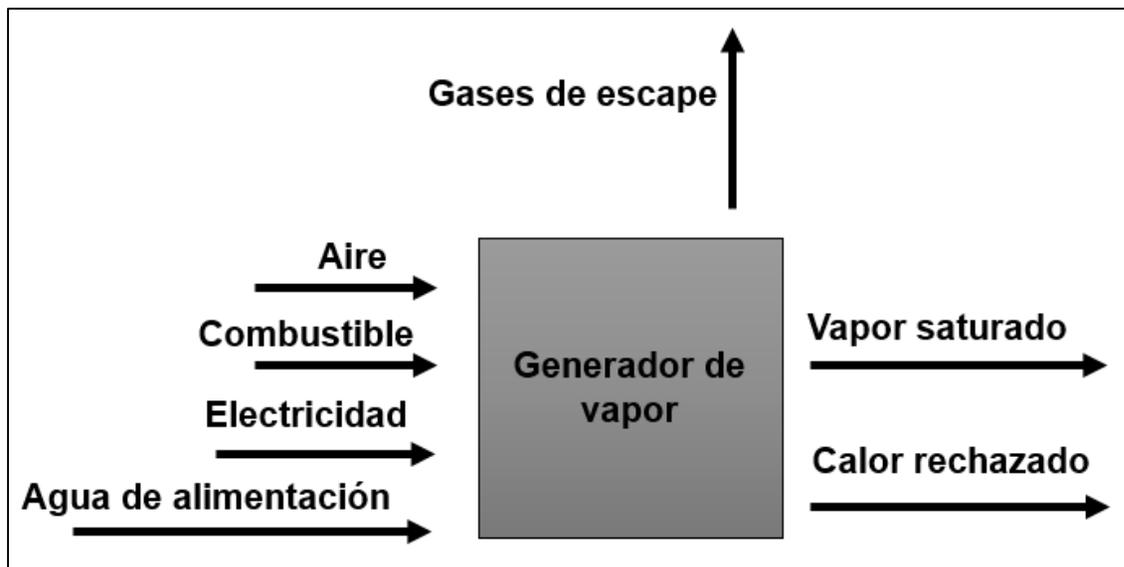


Figura 1. Esquema básico del sistema a estudiar.

Las especificaciones técnicas del generador de vapor en cuestión se muestran en la tabla 1. Estos datos fueron extraídos de la placa del fabricante.

Tabla 1. Especificaciones del generador de vapor analizado.

Características	Parámetros
Fabricante	ALASTOR
Modelo	CMS-660
Capacidad nominal	660 kg/h
Presión de vapor saturado	0,49 MPa
Combustible	Diésel Regular
Superficie de transferencia de calor	19,6 m ²

Partiendo de los datos anteriores, se procedió a realizar los cálculos pertinentes para el balance de masa. Las pruebas a los generadores de vapor se pueden realizar por dos métodos. Uno de ellos se conoce como el método directo en el cual se determina el rendimiento de forma directa a través de las magnitudes que se determinan durante las pruebas (Oliva, 2012).

El otro método es el indirecto, el cual se puede realizar sin necesidad de medir la producción de vapor y el gasto de combustible, a través de las pérdidas de calor que tienen lugar en el generador de vapor, las cuales son determinadas en las pruebas realizadas a tal efecto (Oliva, 2012). Para esta investigación se realizaron los cálculos de eficiencia energética por los dos métodos.

Por el método directo

$$\eta_{gv}^{bruto} = \frac{Q_{gv}}{B_{com} * Q_{disp}^t} * 100 = \frac{Q_1}{Q_{disp}^t} * 100\% \quad (1)$$

donde:

η_{gv}^{bruto} = rendimiento bruto del generador de vapor,

Q_{gv} = carga térmica útil del generador de vapor, debido al calor absorbido por el vapor sobrecalentado, saturado y la extracción, para mantener la concentración de sólidos en el domo de la caldera dentro de los límites permisibles, desde la temperatura del agua de alimentación.

Q_{disp}^t y Q_1 = calor disponible y útil utilizado en 1 kg de combustible.

B_{com} = consumo de combustible del generador de vapor.

Para el cálculo del calor útil se usó la ecuación (2) que no es más que una ecuación simplificada de la ecuación (15) dada por Oliva (Oliva, 2012) para el cálculo del calor útil.

$$Q_1 = \frac{D_{vap}(h_{vap} - h_{ag})}{B_{com}} \quad (2)$$

Basándose en la figura 1 se planteó el siguiente balance:

Balance de masa

$$G_{aire} + G_{H_2O} + G_{comb} = G_{vap} + G_{esc} \quad (3)$$

Conociendo que los flujos de agua y vapor son iguales, estos se anularon quedando la ecuación (4)

$$G_{aire} + G_{comb} = G_{esc} \quad (4)$$

Balance de energía

Aplicando la ley de conservación de la energía se obtuvo la siguiente ecuación (5):

$$G_{aire} * h_{aire} + G_{H_2O} * h_{H_2O} + G_{comb} * PCI + P_{elect} = q_{rech} + G_{vap} * h_{vap} + G_{esc} * h_{esc} \quad (5)$$

Las entalpías del aire, agua, vapor de agua se obtuvieron de las tablas termodinámicas de las sustancias que aparecen en la literatura (Çengel & Boles, 2012). El PCI del combustible se determinó por la ecuación (6) (Pankrátov, 1987; Rubio, 2015):

$$PCI = 339,2C + 1030,4H - 108,9(O - S) - 25,14W \quad (6)$$

El calor rechazado se calculó por la ecuación de enfriamiento de Newton, teniendo en cuenta que las paredes de la caldera se encontraban a temperaturas relativamente bajas, solo se tomó en consideración el calor rechazado por el mecanismo de convección natural. Mediante la ecuación (7) (Çengel & Boles, 2012; Pávlov, Romankov, & Noskov, 1981)

$$q_{rech} = h * A_s(T_s - T_f) \quad (7)$$

Donde h es el coeficiente global de emisión calorífica que se calcula por la ecuación (8):

$$h = \frac{Nu * \lambda}{l}; \quad (8)$$

Con los valores calculados del calor rechazado y los de entalpía para cada flujo, se sustituyeron en la ecuación general de balance (5), y se comprobaron mediante un cálculo de error relativo.

Cálculo de rendimiento energético:

El cálculo del rendimiento energético del generador de vapor por el método directo se calculó por las ecuaciones (9) y (10) (Ohijeagbon, Waheed, & Jekayinfa, 2013).

$$\eta_{gv} = \frac{P}{F} \quad (9)$$

Donde P es el producto y F es la fuente.

$$\eta_{gv} = \frac{E_{vap} - E_{ag}}{E_{aire} + E_{comb} + P_{elect}} \quad (10)$$

Por el método indirecto

El método indirecto, el cual se puede aplicar sin necesidad de medir la producción de vapor y el gasto de combustible, se basa en las pérdidas de calor que tienen lugar en el generador de vapor, las cuales son obtenidas en las pruebas y mediciones realizadas (Oliva, 2012).

El rendimiento η_{gv}^{bruto} en este caso se determinó por la ecuación (11):

$$\eta_{gv}^{bruto} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6)\% \quad (11)$$

donde:

q_2 = pérdida de calor con los gases de escape,

q_3 = pérdida de calor por incompleta combustión química,

q_4 = pérdida de calor por incompleta combustión mecánica,

q_5 = pérdida de calor por radiación y convección al medio ambiente,

q_6 = pérdida con el calor físico de las cenizas.

Partiendo por la siguiente ecuación:

$$\eta_{gv}^{bruto} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6)\% \quad (12)$$

se procedió a calcular cada una de las pérdidas que afectan el proceso de producción de vapor.

Pérdida de calor con los gases de escape (Rubio, 2015) (q_2):

$$q_2 = \frac{(I_{ge} - \alpha_{ge} * I_{af})(100 - q_4)}{Q_d} \quad (13)$$

Pérdidas por incombustión química (Rubio, 2015) (q_3)

La pérdida por incombustión química tiene su origen en el hecho de que no todas las sustancias combustibles logran una combustión (oxidación) total, lo cual trae como consecuencia que en la reacción, cierta cantidad de combustible solo llegue a productos intermedios, dejándose de desprender una determinada cantidad de calor.

$$q_3 = \frac{V_{gs} \cdot (126 \cdot CO + 108 \cdot H_2 + 358,2 \cdot CH_4)(100 - q_4)}{Q_d} \quad (14)$$

Pérdidas por incombustión mecánica (q_4)

La pérdida por incombustión mecánica tiene su origen en el hecho de que, en ocasiones, en una combustión real, una pequeña parte de las sustancias combustibles, ejemplificando puede plantearse el carbono, no encuentra oxígeno y no se quema. Los rangos de oscilación de su magnitud se dan en la tabla 3.3 de (Rubio, 2015). En esta investigación se estableció como valor de $q_4 = 0,5\%$.

Pérdida de calor por radiación al medio ambiente (Rubio, 2015) (q_5)

$$q_5 = q_{5nom} \frac{D_{nom}}{D_{real}} \quad (15)$$

El valor de q_{5nom} se tomó de la tabla 3.5 de (Rubio, 2015)

Pérdida de calor con los residuos del horno (q_6)

La pérdida de calor con los residuos del horno generalmente aparece cuando se queman combustibles sólidos y en menor medida en combustibles líquidos.

Volviendo a la ecuación general para el cálculo del rendimiento energético, se planteó que:

$$\eta_{gv}^{bruto} = 100\% - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6)$$

Y luego se sustituyeron los valores calculados de cada pérdida.

Balance de exergía

Como quiera que el balance exergético es inherente a la Segunda Ley de la Termodinámica, este es no conservativo. Es decir, la exergía de un sistema no se conserva pues una parte se destruye en las transformaciones energéticas, debido a las irreversibilidades. De modo que el balance exergético se planteó como:

$$\sum B_{in} = \sum B_{out} + I \quad (16)$$

Como la energía, la exergía de un flujo de materia puede ser dividida en distintos componentes, en ausencia de efectos nucleares, magnetismo, electricidad y tensión superficial la exergía B es (I Dincer & Rosen, 2013; Kotas, 1986; Oliveira, 2013):

$$B = B_C + B_P + B_F + B_Q \quad (17)$$

Donde B_C, B_P, B_F y B_Q son; exergía cinética, exergía potencial, exergía física y exergía química, respectivamente.

Para la instalación a analizar, la ecuación resultante es:

$$B_{aire} + B_{aa} + B_{comb} + B_{elect} = B_{qrech} + B_{gesc} + B_{vsat} + I \quad (18)$$

Donde B significa la exergía de la sustancia, la cual es el producto de la exergía específica b por el flujo de cada uno de los flujos que intervienen en el sistema y I son las irreversibilidades. A continuación se calcularon las exergías de todos los flujos entrantes y salientes del sistema, luego se realizó el balance entrópico y el cálculo del rendimiento exergético el cual fue comparado con el energético.

Aire

En cuanto a la determinación de la exergía del flujo de aire a la entrada de la caldera, se despreció la exergía física ya que éste posee prácticamente las mismas propiedades del ambiente de referencia (AR), siendo así, se calculó la exergía química utilizando los valores de la tabla 2.1 de (I Dincer & Rosen, 2013). Las expresiones utilizadas para calcular las componentes físicas y químicas de la exergía del aire fueron las siguientes:

$$b_{aire}^f = c_p \left[(T - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] + RT_0 \ln \left(\frac{P}{P_0} \right) \quad (19)$$

$$b_{aire}^q = \sum (n_i b_{xi}^q) + RT_0 \sum x_i \ln x_i \quad (20)$$

Agua de alimentación y vapor saturado

El vapor saturado sale de la caldera a una presión determinada. Con esta presión de vapor saturado y con la característica se localiza la entropía en las tablas de Çengel y Boles (Çengel & Boles, 2012). Ya con todos los parámetros de ambos flujos, se calcularon las exergías específicas de cada fluido por las siguientes ecuaciones:

$$b_{aa} = b_{aa}^q + b_{aa}^f \quad (21)$$

$$b_{aa}^f = h_{aa} - h_0 - T_0 (s_{aa} - s_0) \quad (22)$$

de donde $b_{aa}^{q\ st\ corr\ g}$ se calculó por la ecuación (23) (Kotas, 1986)

$$b_{aa}^{q\ st\ corr\ g} = b_{aa}^{q\ st} \frac{T}{T_0} - h^{st} \frac{T - T_0}{T_0} \quad (23)$$

Los valores de $b_{aa}^{q\ st}$ y h^{st} se extrajeron de la tabla A.3 de (Kotas, 1986)

Para el cálculo de las exergías específicas de las sustancias, se empleó la ecuación (23), esta ecuación usualmente se emplea cuando las condiciones ambientales del lugar donde se encuentra la instalación de vapor, no coinciden con las del ambiente de referencia establecido.

Para el cálculo de los valores de la exergía específica del vapor saturado, se aplicó el mismo procedimiento que para el agua de alimentación.

$$b_{vsat} = b_{vsat}^q + b_{vsat}^f$$

Combustible

Para el cálculo de la exergía química específica de combustibles industriales existe una ecuación general dada por Kotas (Kotas, 1986) en su anexo C. Szargut y Styrylska (Szargut, 1964) asumieron que la relación de exergía química con el valor calorífico

neto de los combustibles sólidos y líquidos industriales, es la misma que la de las sustancias químicas puras que tienen las mismas proporciones de componentes químicos (Kotas, 1986).

$$\varphi = \frac{b_{comb}^q}{PCI} \quad (24)$$

La ecuación (25) (Oliveira, 2013) se usó para calcular el exergía física específica de sustancias sólidas y líquidas cuando se puede asumir que el comportamiento es incompresible y su calor específico es constante.

$$b_{comb}^f = c_{pcomb} \left[(T - T_0) - T_0 \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) \right] + v_m (P - P_0) \quad (25)$$

Potencia eléctrica

Como la energía eléctrica puede ser convertida completamente en trabajo, el contenido de exergía de la electricidad es equivalente al contenido de energía del trabajo y por lo tanto, al contenido de energía del flujo eléctrico (Querol, Gonzalez-Regueral, & Perez-Benedito, 2013).

Calor rechazado

Para el cálculo de la exergía del calor rechazado por las superficies exteriores del generador de vapor, se utilizaron las siguientes ecuaciones:

$$b_{rech} = b_{pl} + b_{ff} \quad (26)$$

$$b_{pl} = \dot{q}_{pl} \left(1 - \frac{T_0}{T_{pl}} \right) \quad (27)$$

$$b_{ff} = \dot{q}_{ff} \left(1 - \frac{T_0}{T_{ff}} \right) \quad (28)$$

Gases de escape

Al igual que el cálculo de exergía del aire, para los gases de escape se aplican las mismas ecuaciones pero, como es evidente, los componentes químicos del flujo cambian:

$$b_{gesc}^q = \sum (n_i b_{xi}^q) + RT_0 \sum x_i \ln x_i \quad (29)$$

Para el cálculo de la exergía química específica de los gases de escape se utilizó la ecuación (29).

Balance de entropía

Se realizó un balance de entropía para calcular la entropía generada y más adelante se utilizó este valor para el cálculo de las irreversibilidades, por lo que se planteó la

siguiente ecuación:

$$s_{aire} + s_{aa} + s_{comb} + s_{Gen} = s_{gesc} + s_{vsat} + \frac{q_{pl}}{T_1} + \frac{q_{ff}}{T_2} \quad (30)$$

Entropía del aire

$$s_{aire} = s^0 + c_p \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) \quad (31)$$

Entropía del agua de alimentación

El valor fue obtenido por interpolación lineal de los valores de la tabla A-4 de los anexos de Termodinámica (Çengel & Boles, 2012).

Entropía de la combustión

$$s_{comb} = c_{p\ comb} \ln\left(\frac{T_{combustion}}{T_0}\right) \quad (32)$$

Entropía de los gases de escape

$$s_{gesc} = \frac{h_{gesc}}{T_{gesc}} \quad (33)$$

Entropía del vapor saturado

Este valor fue obtenido interpolando los valores de la tabla A-4 de los anexos de Termodinámica (Çengel & Boles, 2012).

Despejado s_{Gen} se obtuvo la ecuación (34)

$$s_{Gen} = s_{gesc} + s_{vsat} + \frac{q_{pl}}{T_1} + \frac{q_{ff}}{T_2} - s_{aire} - s_{aa} - s_{comb} \quad (34)$$

Rendimiento exergético

Para el cálculo del rendimiento exergético (ε_{GV}) se emplea la fórmula (35)

$$\varepsilon_{GV} = \frac{B_{Producto}}{B_{Fuente}} \quad (35)$$

donde $B_{Producto}$ es la exergía del vapor saturado menos la exergía del agua de alimentación y B_{Fuente} es la exergía del aire más la exergía del combustible.

Ya calculadas todas las exergías de los flujos de sustancias que entran y salen del generador de vapor, así como la entropía generada mediante el balance de entropía del sistema antes mencionado; se pudo entonces calcular las irreversibilidades del sistema

analizado. Éstas se calcularon de dos formas, una es aplicando el balance de exergías y la otra, por la ecuación dada por Gouy-Stodola (Gouy, 1889). En este trabajo se aplicaron ambas con el fin de comparar los cálculos realizados.

Resultados alcanzados en el proceso de generación del vapor.

La instalación tiene 7 años de explotación, posee una producción de 457,2 kg/h, sin embargo la demanda del proceso es de 114,3 kg/h, con un consumo de combustible de 0,008 kg/s. Trabaja al año unas 600 horas. Las temperaturas de las paredes exteriores son de (34°C y 42°C), y el condensado del proceso retorna desde el área de cocina hasta el área de calderas por una tubería sin aislamiento térmico y se desecha. Las tuberías que transportan el vapor saturado dentro de la cocina no están aisladas.

Mediante las expresiones y el procedimiento antes expuesto se procedió a calcular todas las variables operacionales del sistema analizado. Con los valores calculados se obtuvieron la tabla 2 y la figura 2, que visualiza el máximo potencial energético que se puede extraer de cada sustancia involucrada en el proceso térmico en cuestión.

Tabla 2. Resultados generales de los cálculos realizados

Parámetros	Energía	Exergía	U/M
Aire	31,057	0,575	kW
Combustible	339,590	362,664	kW
Gases de escape	52,365	14,838	kW
Agua de alimentación	42,545	32,194	kW
Vapor saturado	348,806	175,393	kW
Rendimiento Método Directo	0,901		
Rendimiento Método Indirecto	0,882		
Irreversibilidades	206,190		kW
Irreversibilidades Gouy-Stodola	192,889		kW
Rendimiento exergético	0,394		

Como se observó, la sustancia que más afecta al rendimiento exergético, es el combustible en el proceso de combustión, debido a su alto contenido energético.

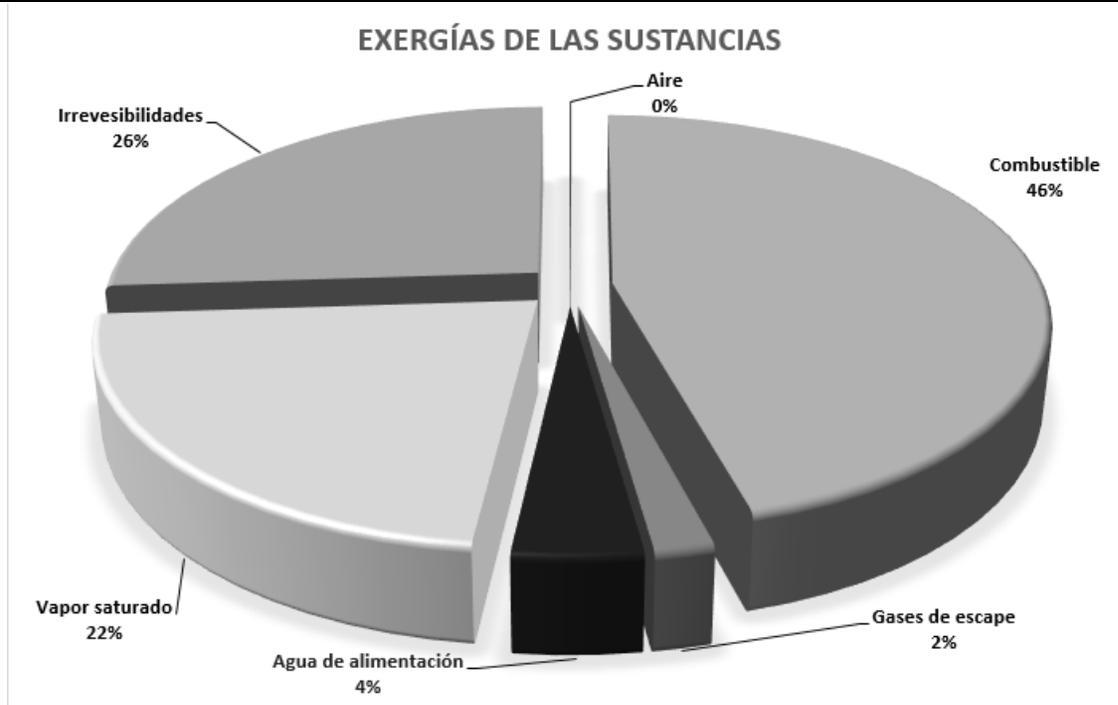


Figura 2. Gráfica de los porcentajes de las exergías de cada sustancia en el proceso.

La sustancia que le siguió en importancia fue el vapor saturado con un 22% del potencial exérgico del conjunto analizado, se notó además que el agua que parte de los 80 °C y se transforma en vapor saturado a 151 °C a una presión de saturación de 0,49 MPa, tuvo solo un 4% del potencial total y llegó hasta el 22% mencionado antes.

Las sustancias restantes (aire y gases de escape) son prácticamente despreciables, aunque se les prestan atención cuando la diferencia de temperatura del aire y la cámara de combustión es muy grande y cuando las mediciones de los parámetros térmicos y químicos de los gases están alteradas. En este caso, no sucedió pues estuvimos en presencia de una combustión completa.

Las irreversibilidades representaron cerca del 26% de las exergías, debido en gran parte, a las transformaciones que ocurrieron en los procesos de combustión y de transferencia de calor. Los cálculos realizados permitieron determinar que, para las condiciones de operación, las irreversibilidades están en el orden del 30%, mientras que el rendimiento exérgico en el 0,394.

Como se observó, el rendimiento exérgico calculado para el generador de vapor estudiado posee un valor superior al 0,27 revisado en la literatura (Jiménez Borges, Madrigal Monzón, Lapido Rodríguez, & Vidal Moya, 2016). Por lo que se concluye que, para las variables operacionales y las condiciones de una combustión completa, el rendimiento del generador de vapor del campus Lenin es elevado.

Para evaluar el efecto de la presión del vapor saturado en los rendimientos energéticos y exergéticos, así como en las irreversibilidades, se replicaron los cálculos antes expuestos para el intervalo 0,1 MPa-1,3 MPa. De acuerdo a esto, se obtuvieron los resultados expuestos en la figura 3.

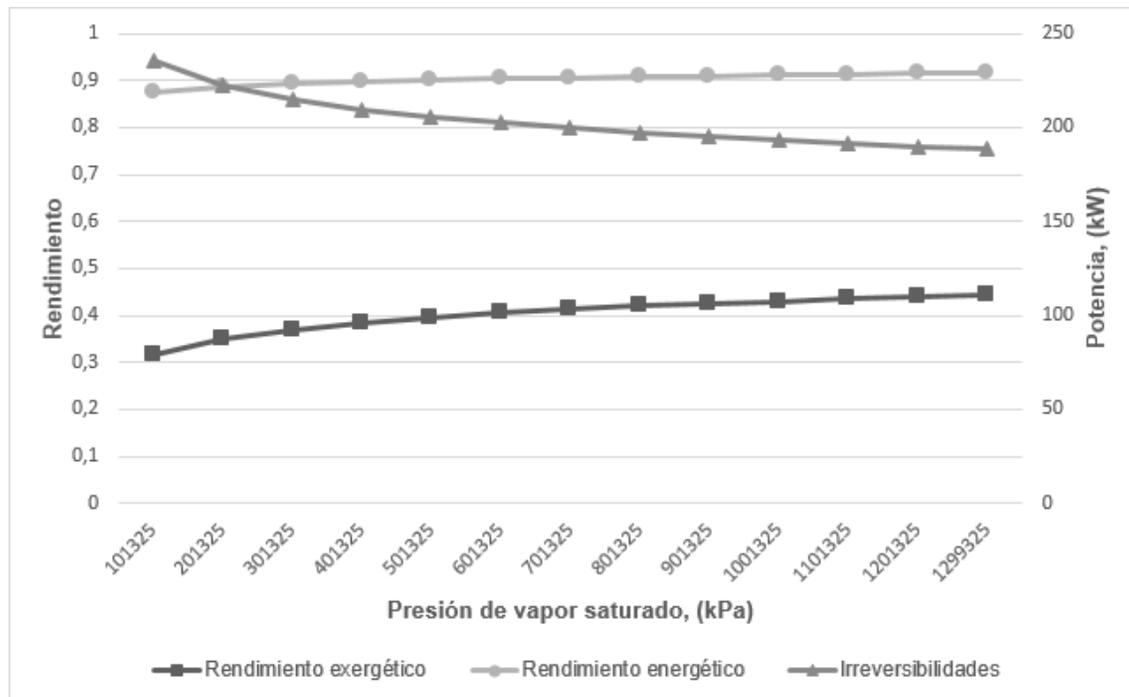


Figura 3. Gráfico comparativo del rendimiento exergético, rendimiento energético y las irreversibilidades en función de la presión de vapor.

Se observó que ambos rendimientos se incrementan con el aumento de la presión del vapor saturado, pero el crecimiento más significativo se aprecia en el rendimiento exergético, con una variación positiva del 13%. Por otra parte, las irreversibilidades decrecen significativamente en el intervalo de 0,1 MPa a 0,4 MPa; a partir del cual muestra una disminución moderada, para una variación total negativa de 45 kW.

Para las condiciones ambientales y de operación del generador de vapor, el análisis exergético permitió identificar, clasificar y medir las pérdidas de energía, así como estimar el impacto de modificaciones en los parámetros de operación.

Conclusiones

El rendimiento energético del generador de vapor utilizando el método directo es de 0,901 por el método indirecto es de 0,882 y la sustancia que más influyó en este resultado es el vapor saturado. El rendimiento exergético del generador de vapor es de 0,394 y la sustancia que mayor influyó en él es el combustible con un 46%, luego las irreversibilidades del proceso con un 26%, por este motivo resulta de vital importancia

su estudio. El generador de vapor está sobredimensionado para las condiciones reales de operación y del proceso, se recomienda su sustitución por otro de menor producción de vapor.

Referencias

- Ayhan, B., y Dermitas, C. (2001). Investigation of turbulators for fire tube boilers using exergy analysis. *Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences*, 25(4), 249-258.
- Çengel, Y. A., y Boles, M. A. (2012). *Termodinámica* (7ma Ed.). Mexico: McGRAW-HILL.
- Dincer, I., y Rosen, M. A. (1998). A worldwide perspective on energy, environment and sustainable development. *International Journal of Energy Research*, 22(15), 1305-1321.
- Dincer, I., y Rosen, M. A. (2013). *Exergy. Energy, Environment and Sustainable Development* (2da. Ed.). <https://doi.org/http://dx.doi.org/10.1016/B978-0-08-097089-9.00001-2>
- Gouy, G. (1889). Sur l'énergie utilisable. *Journal de physique*, 8(2nd edition), 501.
- Jiménez, R., Madrigal, J.A., Lapido, M. J., y Vidal, D.A. (2016). Método para la evaluación de la eficiencia e impacto ambiental de un generador de vapor. *Ingeniería Energética*, 37(2), 135-143.
- Kitto, J. B., y Stultz, S. C. (2005). *Steam its generation and use*. (41.^a ed.). 41.^a ed. Ohio: The Babcock & Wilcox Company.
- Kotas, T.J. (1986). Exergy method of thermal and chemical plant analysis. *Trans IChemE*, 64, 212-229.
- Ohijeagbon, I. O., Waheed, M. A., y Jekayinfa, S. O. (2013). Methodology for the physical and chemical exergetic analysis of steam boilers. *Energy*, 53, pp.153-164.
- Oliva, L. O. (2012). *Indicaciones metodológicas para el cálculo de los rendimientos de los generadores de vapor*. Universidad de Oriente. Santiago de Cuba, Cuba.
- Oliveira, S. de. (2013). *Exergy. Production, Cost and Renewability*. <https://doi.org/10.1007/978-1-4471-4165-5>
- Querol, E., Gonzalez, B., y Perez, J. L. (2013). *Practical Approach to Exergy and Thermo-economic Analyses of Industrial Processes*. U.K: Springer.
- Rodríguez, N. G. (2014). *Catálogo de especificaciones de productos rama combustibles*. (CUPET, Ed.). La Habana: CUPET.

Rubio, A. M. (2015). *Generadores de vapor. Funcionamiento y explotación*. Santa Clara, Cuba: Feijóo.

Sami, S., Etesami, N., & Rahimi, A. (2011). Energy and exergy analysis of an indirect solar cabinet dryer based on mathematical modelling results. *Energy*, 36, 2847-2855.

Szargut, J. (1964). Angenaherte Bestimmung der Exergie von Brennsstoffen. *Brennst.-Wärme-Kraft*, 16(12), 589-596.