

Diagnóstico termoeconómico a la turbina de gas regenerativa Siemens-V93.1

María Fernanda García-López¹, Sergio Castro-Hernández¹, Eduardo González Peto¹, Helen Denise Lugo-Méndez², Raúl Lugo-Leyte¹

¹Departamento de Ingeniería de Procesos e Hidráulica, Área Académica de Ingeniería en Recursos Energéticos, Universidad Autónoma Metropolitana Iztapalapa, Ciudad de México, México.

Email: cbi2223804253@xanum.uam.mx

²Departamento de Procesos y Tecnología, Universidad Autónoma Metropolitana Cuajimalpa, Ciudad de México, México.

Resumen

En este trabajo se realiza un diagnóstico termoeconómico a la turbina de gas regenerativa Siemens-V93.1 con el propósito de evaluar el impacto de la disminución de la eficacia del regenerador en el consumo de combustible del sistema. El diagnóstico termoeconómico integra el análisis energético, exergetico y económico. En el análisis energético, se desarrollan modelos matemáticos para determinar la presión, temperatura, entalpía y entropía de cada estado. A partir de estas propiedades, se determinan los flujos de exergía física en cada estado, así como la eficiencia exergetica y las irreversibilidades de cada componente y del sistema en su conjunto. Basándose en los flujos exergeticos, se determinan los costos exergeticos y exergoeconomicos utilizando el modelo FPR (Fuel-Product-Residue). Finalmente, para realizar el diagnóstico termoeconómico en función del impacto en el consumo de combustible, se realiza una comparación del sistema cuando opera con las condiciones de operación, con respecto a las de diseño.

Palabras clave: Turbina de gas regenerativa, eficacia, ahorro técnico, impacto en el consumo de recursos.

Abstract

In this work, a thermoeconomic diagnosis of the regenerative gas turbine Siemens-V93.1 is performed in order to evaluate the impact of the reduction in the efficiency of the regenerator on the fuel consumption of the system. Thermoeconomic diagnosis integrates energy, exergetic and economic analysis. In energy analysis, mathematical models are developed to determine the pressure, temperature, enthalpy and entropy of each state. From these properties, the flows of physical exergy in each state are calculated, as well as the exergetic efficiency and irreversibility of each component and the system as a whole. On the basis of the exergetic flows, exergetic and exergoeconomic costs are determined using the FPR (Fuel-Product-Residue) model. Finally, a comparison of the system when operating with the current conditions, with respect to the design, is made to perform the thermoeconomic diagnosis according to the impact on fuel consumption.

Keywords: Regenerative gas turbine, efficacy, technical savings, Impact on resources consumption.

1. Introducción

El crecimiento de la población mundial ha incrementado la demanda en los servicios energéticos, lo que ha resultado en una mayor extracción y quema de combustibles fósiles. Al incrementar la quema de combustibles fósiles han aumentado las emisiones de gases de efecto invernadero, contribuyendo significativamente al calentamiento global. La mayor parte de la generación de potencia eléctrica se obtiene

con turbinas de gas, que utilizan combustibles fósiles como el carbón, combustóleo y gas natural [1]. Estos sistemas han evolucionado continuamente, con el fin de aprovechar de manera más eficiente los recursos que utilizan.

Por mencionar algunos ejemplos de mejora en la turbina de gas, se han implementado modificaciones en el compresor para incrementar su relación de presiones. Esto da lugar a un aumento en la temperatura del aire

comprimido y a una disminución en el consumo de combustible en la cámara de combustión.

Otro ejemplo de mejora está asociado al uso de materiales resistentes a altas temperaturas en la turbina. Al incrementar la temperatura a la entrada de la turbina, se tiene un mayor consumo de combustible, pero también aumenta la potencia generada por el sistema, volviéndolo más eficiente.

A la turbina de gas se ha integrado el enfriamiento entre las etapas de compresión. Esto resulta en una disminución de la potencia suministrada al compresor, un aumento en el consumo de combustible y una mayor potencia generada por el sistema.

El regenerador es otro equipo que se acopla al sistema; esto se coloca a la salida del proceso de compresión y a la salida de la etapa de expansión con el fin de disminuir el consumo de combustible, aprovechar la energía contenida en los gases de escape e incrementar la eficiencia del sistema.

Debido a la evolución de la turbina de gas, recientemente se han realizado trabajos sobre la implementación de análisis termoeconómico y diagnóstico a los sistemas de turbinas de gas. Memon et al., [2] realizaron un análisis termoambiental y económico de ciclos de turbinas de gas simples y regenerativas, para determinar el desempeño de éstos, el impacto ambiental y los costos. Baghernejad y Anvari-Moghaddam [3] realizaron un estudio a tres configuraciones de ciclos combinados desde la perspectiva energética, exergética, exergoeconómica y ambiental, con el fin de mostrar el efecto del cambio en la relación de presiones del compresor y la temperatura de entrada de la turbina de gas, sobre la potencia generada, la eficiencia exergética, los parámetros exergéticos-económicos y ambientales. Castro et al., [4] realizaron una evaluación exergoeconómica de la integración de un compresor con enfriamiento intermedio y/o un regenerador a una turbina de gas simple, bajo las mismas condiciones de operación, para mostrar la influencia de la evolución de la turbina de gas simple al acoplarle distintos equipos para obtener diferentes arreglos.

Por lo anterior, este trabajo se enfoca en determinar el ahorro técnico y el impacto en el consumo de combustible de la turbina de gas regenerativa Siemens V93.1 [5], ya que el propósito principal de acoplar el regenerador es recuperar la energía térmica contenida en los gases de escape, mediante el diagnóstico termoeconómico. Este enfoque evalúa la cantidad de exergía que se puede recuperar del sistema y cómo se refleja en el consumo adicional de combustible.

La turbina de gas regenerativa Siemens V93.1 se conforma de un compresor, un regenerador, una cámara de combustión y una turbina de potencia; su característica principal es el regenerador, que aprovecha la energía térmica contenida en los gases de escape para precalentar el aire comprimido antes de entrar a la cámara de combustión y como consecuencia,

consumir menos combustible. Para determinar del ahorro técnico y el impacto en el combustible, se implementa la teoría del costo exergético, principalmente del modelo FPR (Recurso-Producto-Residuo) [6], que relaciona las variables de los flujos de exergía y costos exergéticos con su producto total y se comparan dos condiciones, la condición de diseño y la de operación, manteniendo la potencia útil constante. En la turbina de gas Siemens V93.1, se realiza una comparación entre las condiciones de diseño y las condiciones de operación; esto mediante la disminución de la eficacia del regenerador

2. Caso de estudio

En la Tabla 1 se presentan las condiciones que se obtuvieron de la ficha técnica de la turbina de gas Siemens V93.1 [5].

Tabla 1. Condiciones de operación

TET (°C)	\dot{W} (MW)	ΔP_{CC} (%)	η_{SIC} (-)	η_{SIT} (-)
850	60	2	0.84	0.85

Fuente: elaboración propia.

En la Tabla 2 se presenta el estado de referencia de presión, temperatura, entalpía y entropía.

Tabla 2. Condiciones del medio ambiente y estado de referencia.

T_{amb} (°C)	P_{amb} (bar)	h_0 (kJ/kg)	S_0 (kJ/kg°C)
25	1.01352	0	6.603

Fuente: elaboración propia.

En la Figura 1 se muestra el diagrama esquemático de la turbina de gas regenerativa (TGR) Siemens V93.1. El sistema se integra por cinco equipos, éstos son el compresor (C), el regenerador (REG), la cámara de combustión (CC), la turbina (T) y el generador eléctrico (GE). En el sistema, la turbina se acopla al compresor mediante una flecha con el fin de suministrarle potencia; además, el regenerador en un intercambiador de calor entre el flujo de aire comprimido y el flujo de gases de escape.

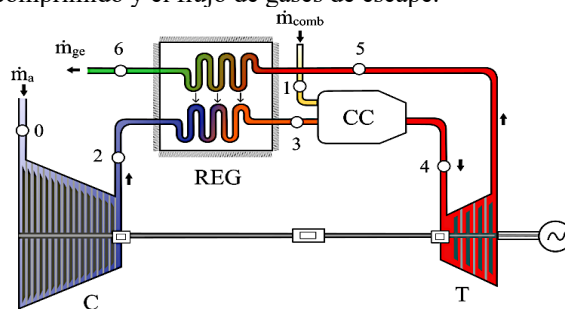


Figura 1 Diagrama esquemático de la turbina de gas Siemens V93.1.

En la Figura 2 se muestra el diagrama Exergía-Entalpía de la TGR. Este diagrama muestra los procesos de compresión (0-2), intercambio de calor (6-5 a 2-3), proceso de combustión (3-4) y expansión (4-5).

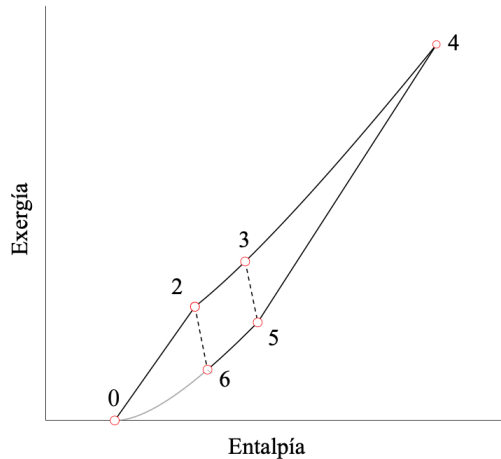


Figura 2. Diagrama Exergía-Entalpía.

El sistema opera de la siguiente manera, una cantidad de flujo de aire es aspirado por el compresor; debido a que el aire está en equilibrio restringido con el medio ambiente (mismas condiciones de presión y temperatura), su exergía es nula. Una vez que el aire entra al compresor, estado 0, se lleva a cabo el proceso de compresión, con el propósito de aumentar la presión hasta la presión de entrada de la turbina; debido al cambio de presión y aumento de temperatura, la exergía del aire aumenta. A la salida del compresor, estado 2, el aire comprimido pasa por un regenerador con el fin de incrementar su temperatura debido al calor que sede los gases de escape, lo que resulta en un aumento de temperatura del aire comprimido y por ende su exergía también aumenta. Posteriormente, el aire comprimido y precalentado, estado 3, entra a la cámara de combustión junto con el flujo de combustible y se mezclan para llevar a cabo la reacción de oxidación entre ambos compuestos y obtener gases de combustión. Con la reacción de combustión, se libera calor que se refleja en un aumento de temperatura a la salida de la cámara de combustión, estado 3; en este estado se tiene la máxima exergía porque está a la máxima presión y temperatura en todo el sistema. Enseguida, los gases de combustión entran a la turbina para expandirse; en el proceso de expansión se disminuye la presión y temperatura de los gases de combustión y su exergía también disminuye. En este proceso se tiene como productos a la potencia y el flujo de gases de escape; la potencia generada por la turbina una parte se suministra al compresor y otra al generador eléctrico, en cuanto a los gases de escape, estos entran al regenerador para transferir su energía en forma de calor al aire que sale del compresor.

3. Consideraciones

Para realizar el diagnóstico termoeconómico se tomaron las siguientes consideraciones

- La composición molar del aire aspirado es 78% de nitrógeno, N_2 , y 21% de oxígeno, O_2 .
- La composición molar del gas natural es 88% metano, CH_4 , 10% etano, C_2H_6 , y 2% de propano, C_3H_8 .
- El poder calorífico inferior de la composición del gas natural es de 49,408.86 kJ/kg_{comb.}
- Los fluidos de trabajo operan con flujo estable.
- Los equipos que conforman al sistema de TGR operan de manera adiabática.
- Se desprecian los cambios de la energía cinética y potencial.
- Se desprecia la exergía química del aire y el gas natural.
- Se considera que la transferencia de calor entre los gases y el aire es teórico.

4. Metodología

4.1 Análisis energético

Del análisis energético se determina las propiedades termodinámicas, tales como, la presión, temperatura, entalpía y entropía. En la Tabla 3 se presentan los modelos matemáticos para determinar la presión y temperatura de cada estado.

Tabla 3. Modelos matemáticos de la presión y temperatura.

Estado	T	P
0	T_0	P_0
2	$T_0 \left[1 + \frac{1}{\eta_{sic}} (\pi_c^{\gamma_a} - 1) \right]$	πP_0
3	$T_2 + \eta_{reg} (T_5 - T_2)$	P_2
4	Dato	$P_2 - \Delta P_{CC}$
5	$T_4 \left[1 - \eta_{sIT} \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\gamma_{gc}}} \right) \right]$	P_0
6	$\frac{h_6}{c_{p,gc}} + T_0$	P_0

Fuente: elaboración propia.

La entalpía y entropía de cada estado se define como

$$h_i = c_{p,\alpha} (T_i - T_0) \quad (1)$$

$$s_i = s_0 + c_{p,\alpha} \ln \left(\frac{T_i}{T_0} \right) - R_\alpha \ln \left(\frac{P_i}{P_0} \right) \quad (2)$$

donde, i representa los estados termodinámicos y α corresponde al aire o gases de combustión.

Como se muestra en la Tabla 3, los estados 3 y 6 están en función del regenerador. El regenerador es un

intercambiador de calor, donde su principal función es transferir el calor contenido en los gases de escape hacia al aire comprimido antes de entrar a la cámara de combustión, como se muestra en la Figura 3. Esta recuperación de energía permite que el calor suministrado al sistema mediante el combustible sea menor y por ende se incrementa la eficiencia térmica del sistema.

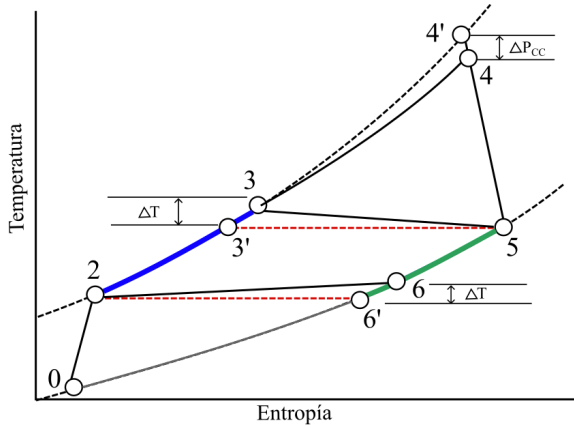


Figura 3. Diagrama Temperatura-Entropía

La eficacia del regenerador es la relación entre el calor transferido al aire comprimido y el calor transferido teóricamente máximo, es decir

$$\eta_{\text{reg}} = \frac{\text{Calor transferido al aire}}{\text{Calor transferido teórico máximo}}$$

o bien

$$\eta_{\text{reg}} = \frac{(\dot{m}c_p)_{\text{aire}} \Delta T_{\text{aire}}}{(\dot{m}c_p)_{\text{min}} \Delta T_{\text{máx}}} \quad (3)$$

donde $(\dot{m}c_p)_{\text{min}}$ es valor mínimo del producto del flujo y el calor específico a presión constante del aire o gases de escape. La $\Delta T_{\text{máx}}$ representa la diferencia de temperaturas de entrada de ambas corrientes; es decir, $T_5 - T_2$.

Como el producto del flujo y el calor específico de los gases de escape es mayor que la del aire; entonces la eficacia del regenerador se reescribe solamente en términos de las temperaturas de la siguiente manera:

$$\eta_{\text{reg}} = \frac{T_3 - T_2}{T_5 - T_2} \quad (4)$$

y, por lo tanto, la temperatura del aire a la salida del regenerador, T_3 , en función de la eficacia, está dada por:

$$T_3 = T_2 + \eta_{\text{reg}} (T_5 - T_2) \quad (5)$$

Una vez que se conoce la temperatura del aire comprimido a la salida del regenerador, es posible determinar la temperatura de los gases de combustión a la salida del regenerador mediante el balance de masa

y energía. La temperatura a la salida de los gases del regenerador se define en función de la entalpía del estado 6, la temperatura a la entrada del aire y el calor específico a presión constante de los gases de escape

$$T_6 = \frac{h_6}{c_{p,gc}} + T_0 \quad (6)$$

4.1.1. Parámetros de desempeño energéticos

Trabajo motor: el trabajo motor específico es la diferencia entre el trabajo producido por la turbina de gas y el trabajo suministrado al compresor y se expresa como

$$w_m = c_{p,a} T_0 \left[(1+rca) \frac{c_{p,gc}}{c_{p,a}} \eta_{\text{STT}} \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{x_{gc}}} \right) - \frac{1}{\eta_{\text{STC}}} (\pi_C^{x_c} - 1) \right] \quad (7)$$

donde, “y” es el cociente entre la temperatura a la entrada de la turbina (TET) y la temperatura a la que ingresa el aire al sistema (T_0); rca, es la relación combustible-aire es la relación de la masa de combustible entre la masa de aire; donde la masa es el número de moles por su peso molecular. Por lo tanto, la relación combustible-aire en función del número de moles es

$$rca = \frac{PM_{\text{comb}}}{4.76(1+\lambda) \left(n + \frac{m}{4} \right) PM_a} \quad (8)$$

donde, n y m representan el número de moles del gas natural.

Flujo de calor suministrado: El flujo de calor suministrado es la cantidad de energía que se suministra en la cámara de combustión para llevar a cabo la reacción de combustión. El flujo de calor suministrado se define como el flujo de aire a la salida del regenerador por el calor suministrado por unidad de masa.

$$\dot{Q}_{\text{sum}} = \dot{m}_a q_{\text{sum}} \quad (9)$$

donde, el calor suministrado por unidad de masa se obtiene mediante el balance de masa y energía en la cámara de combustión

$$q_{\text{sum}} = (1+rca) h_4 - h_3$$

En la Tabla 4 se presentan las expresiones para determinar a los flujos máscos

Tabla 4. Flujo de aire, flujo de combustible y flujo de gases de combustión.

$\dot{m}_a = \frac{\dot{W}_m}{w_m}$	$\dot{m}_{\text{comb}} = \frac{\dot{m}_a q_{\text{sum}}}{\text{PCI}}$	$\dot{m}_{\text{gc}} = \dot{m}_a + \dot{m}_{\text{comb}}$
-------------------------------------	---	---

Fuente: elaboración propia.

Flujo de calor ahorrado: es la cantidad de energía que aprovecha de los gases de escape y por ende no se requiere suministrar en la cámara de combustión

$$\dot{Q}_{\text{ahorrado}} = \dot{m}_a (h_3 - h_2) \quad (10)$$

Flujo de combustible ahorrado: es la cantidad de combustible que no se suministra en la cámara de combustión; ya que, el calor que puede generar mediante su combustión es el que se recupera de los gases de escape

$$\dot{m}_{\text{comb, ahorrado}} = \frac{\dot{Q}_{\text{ahorrado}}}{\text{PCI}} \quad (11)$$

Eficiencia térmica: es la cantidad de energía que se aprovecha de la energía suministrada a un sistema. Para la turbina de gas regenerativa se define como la potencia motor y el flujo de calor suministrado

$$\eta_{\text{TH}} = \frac{\dot{W}_m}{\dot{Q}_{\text{sum}}} \quad (12)$$

4.2. Análisis exergético

Para realizar el análisis exergético se determina la exergía física, que es el trabajo máximo que se puede obtener de una corriente de materia al llevar sus condiciones de temperatura y presión a las condiciones del medio ambiente

$$\dot{E}_i = (\dot{h}_i - \dot{h}_0) - T_0 (\dot{s}_i - \dot{s}_0) \quad (13)$$

El flujo de exergía asociado a la potencia se expresa de la siguiente manera

$$\dot{E}^w = \dot{W} \quad (14)$$

La TGR tiene como recurso al flujo de combustible; por lo tanto, la exergía asociada al flujo de combustible suministrados es

$$\dot{E}_{\text{comb}} = \dot{m}_{\text{comb}} \text{PCI} \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{fa}}} \right) \quad (15)$$

4.3. Diagnóstico termoeconómico

El balance general de exergía de acuerdo con la metodología termoeconómica se define como, el recurso que ingresa al equipo y/o sistema es igual al producto más la irreversibilidad que se genera en cada proceso.

$$F = P + \dot{I} \quad (16)$$

La eficiencia exergética es la relación entre el producto útil y el recurso suministrado

$$\eta_{\text{EXE}} = \frac{P}{F} \quad (17)$$

En la Tabla 5 se presentan el recurso y producto por equipo y del sistema de la TGR Siemens-V93.1

Tabla 5. Recurso y producto por equipo y del sistema

Equipo	F	P
C	\dot{E}^w_c	$\dot{E}_2 - \dot{E}_0$
REG	$\dot{E}_5 - \dot{E}_6$	$\dot{E}_3 - \dot{E}_2$
CC	\dot{E}_{comb}	$\dot{E}_4 - \dot{E}_3$
T	$\dot{E}_4 - \dot{E}_5$	\dot{E}^w_t
Sistema	\dot{E}_{comb}	\dot{E}^w_m

Fuente: elaboración propia.

Para determinar la cantidad de flujo de exergía que necesita cada equipo del sistema, es fundamental entender cómo interactúan las corrientes exergéticas con los equipos. Para ello, es necesario elaborar la estructura productiva. Esta estructura es un diagrama de bloques, en el que, los bloques representan a los equipos y se conectan entre sí y con el medio ambiente a través de corrientes exergéticas. Estas corrientes pueden ser recurso para otro equipo, un producto final, o bien un residuo que se envía al medio ambiente.

Con base a la identificación del recurso y producto de cada equipo mostrados en la Tabla 5, en la Figura 4 se ilustra la estructura productiva de la TGR. El sistema está conformado por 4 equipos productivos y el medio ambiente, los equipos que conforman al sistema son la cámara de combustión, el compresor, la turbina y el regenerador; cada equipo se identifica con los números 1, 2, 3 y 4 respectivamente, y se conectan mediante corrientes exergéticas que sirven como recurso y producto.

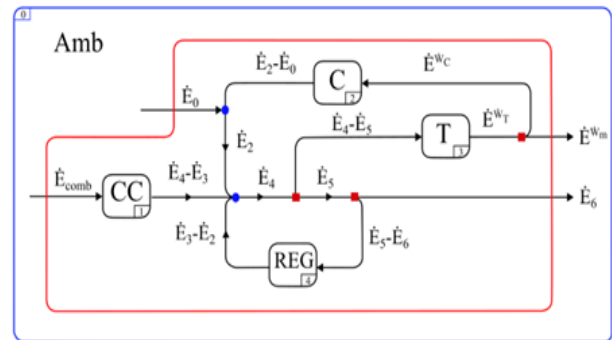


Figura 4. Estructura productiva de la TGR Siemens-V93.1.

De acuerdo con la estructura productiva se construye el modelo FPR para determinar los costos exergéticos. En la Tabla 5, se presenta el modelo FPR donde, cada fila corresponde al producto de un elemento y como dicho producto sirve como recurso para otros equipos (sección F) y también, para la formación del residuo

(Sección R). El subíndice 0 representa el medio ambiente; el cual, es tomado como un equipo ya que a partir de éste se obtienen los recursos externos que alimentan al sistema y es a donde se envían tanto el producto útil como los residuos generados.

Tabla 5. Tabla FPR para la TGR Siemens-V93.1.

	F ₀	F ₁	F ₂	F ₃	F ₄	R ₁	R ₂	R ₃	R ₄
P ₀	-	\dot{E}_{01}	-	-	-	-	-	-	-
P ₁	-	-	-	\dot{E}_{13}	\dot{E}_{14}	R ₁₁	-	-	-
P ₂	-	-	-	\dot{E}_{23}	\dot{E}_{24}	-	R ₂₂	-	-
P ₃	\dot{E}_{30}	-	\dot{E}_{32}	-	-	-	-	-	-
P ₄	-	-	-	\dot{E}_{43}	-	-	-	-	R ₄₄

Fuente: elaboración propia.

donde

$$\begin{aligned}\dot{E}_{30} &= \dot{E}_{Wm} & \dot{E}_{23} &= r_2(\dot{E}_4 - \dot{E}_5) & R_{22} &= r_2(\dot{E}_6) \\ \dot{E}_{01} &= \dot{E}_{comb} & \dot{E}_{14} &= r_1(\dot{E}_5 - \dot{E}_6) & R_{44} &= r_4(\dot{E}_6) \\ \dot{E}_{32} &= \dot{E}_{WC} & \dot{E}_{43} &= r_4(\dot{E}_4 - \dot{E}_5) \\ \dot{E}_{13} &= r_1(\dot{E}_4 - \dot{E}_5) & R_{11} &= r_1(\dot{E}_6)\end{aligned}$$

r_1 , r_2 y r_4 son los denominados coeficientes de recirculación y representan la contribución del j -ésimo componente en la formación de una corriente; es decir

$$r_1 = (\dot{E}_4 - \dot{E}_3) / \dot{E}_4; \quad r_2 = \dot{E}_2 / \dot{E}_4 \quad y \quad r_4 = (\dot{E}_3 - \dot{E}_2) / \dot{E}_4$$

siendo, $r_1 + r_2 + r_3 = 1$

El costo exergético es el flujo de exergía más la suma del flujo de las irreversibilidades acumuladas a lo largo del proceso

$$E^* = \dot{E} + \sum_{\text{Proceso}} \dot{I} \quad (18)$$

Para obtener el costo exergético del recurso, del producto y del residuo se utilizan los modelos matemáticos planteados en la metodología de los costos exergéticos de Valero et al., [6].

$$\mathbf{P}^* = \langle \mathbf{P}^* | \mathbf{F}_e \text{ donde } \langle \mathbf{P}^* | = [\mathbf{U}_D - \langle \mathbf{FP} \rangle]^{-1} \quad (19)$$

$$\mathbf{F}^* = \mathbf{F}_e + \langle \mathbf{RP} \rangle \mathbf{P}^* \quad (20)$$

$$\mathbf{R}^* = \langle \mathbf{FP} \rangle \mathbf{P}^* \quad (21)$$

Como ya se mencionó, la tabla FPR (Tabla 5) se divide en dos secciones, la del recurso (F) y la del residuo (R). La sección F se conforma por la parte del producto del j -ésimo que es utilizado como recurso del i -ésimo componente (\dot{E}_{ji}). La sección R se compone del residuo generado por el j -ésimo componente e imputado al i -ésimo componente. A las contribuciones se les denominan coeficientes de distribución (y_{ij} , ψ_{ij}), y se expresan de la siguiente manera:

$$\begin{aligned}\left\{ y_{ij} = \frac{\dot{E}_{ji}}{P_j} \right\}_{n \times n} &= \langle \mathbf{FP} \rangle \\ \left\{ \psi_{ij} = \frac{R_{ji}}{P_j} \right\}_{n \times n} &= \langle \mathbf{RP} \rangle\end{aligned} \quad (22)$$

donde

$$\sum_{i=0}^n (y_{ij} + \psi_{ij}) = 1$$

Los costos exergoeconómicos, que representan el costo económico que conlleva la formación de una corriente exergética, se obtienen mediante las siguientes expresiones

$$\Pi_p = \langle \mathbf{P}^* | \Pi_e \quad (23)$$

$$\Pi_F = \Pi_e + \langle \mathbf{FP} \rangle \Pi_p \quad (24)$$

$$\Pi_R = \Pi_p - \Pi_F \quad (25)$$

4.4. Impacto en el consumo de combustible

El impacto en el combustible se evalúa mediante el incremento en el consumo de recursos, ΔF_T , asociado a un cambio en la condición de operación con respecto a la de diseño [$F(x) - F(x_0)$], manteniendo el producto constante, y se puede obtener mediante un balance exergía

$$\Delta F_T = \Delta P_T + \Delta \dot{I}_T = \sum_{i=1}^n \Delta \dot{I}_i + \Delta \dot{I}_{ext} \quad (26)$$

El impacto en el recuso, en términos de costos exergoeconómicos, se expresa de la siguiente manera

$$\Delta \Pi_{FT} = \Delta \Pi_{F(x)} - \Delta \Pi_{F(x_0)} \quad (27)$$

5. Resultados

Como resultado del análisis energético, en la Tabla 6 se presentan las propiedades termodinámicas de cada estado. Se muestra cómo la temperatura del aire al pasar por el regenerador (2-3) aumenta 236.39°C, debido a la recuperación de energía en forma de calor de los gases de escape (5-6), que estos presentan una disminución en su temperatura de 176.97°C.

Tabla 6. Propiedades termodinámicas de cada estado

Estado	T (°C)	P (bar)	h (kg/s)	s (kJ/kg °C)
0	25	1.01325	0	6.603
2	252.17	5.72	230.58	6.68
3	488.56	5.72	470.52	7.05
4	850	5.61	1102.68	7.87
5	547.66	1.01325	698.58	7.96
6	370.69	1.01325	462.05	7.63

Fuente: elaboración propia.

Del análisis exergético, en la Tabla 7 se presentan el flujo másico, la exergía específica y el flujo de exergía. Así mismo, se muestra que, el estado 4 (gases de combustión), representa el estado con mayor flujo de exergía tal y como se muestra en la Figura 2 y posteriormente disminuye hasta que ceden su contenido exergético (5-6) para que el flujo de aire incremente el suyo (2-3). Cabe mencionar que el estado 0 corresponde al medio ambiente y al tener las mismas condiciones de temperatura y presión que las del estado restringido su exergía es nula.

Tabla 7. Flujo másico, exergía específica y flujo de exergía de cada estado termodinámico.

Estado	\dot{m} (kg/s)	ϵ (kJ/kg)	\dot{E} (MW)
0	334.57	0	0
2	334.57	208.99	69.92
3	334.57	336.49	112.58
4	339.96	724.13	245.45
5	339.96	295.02	99.98
6	339.96	155.26	52.57

Fuente: elaboración propia.

En la Tabla 8 se muestran a los parámetros de desempeño, tales como, el flujo de calor suministrado, el flujo de calor ahorrado debido al regenerador, el flujo de combustible ahorrado, la eficiencia térmica, la eficiencia exergética y el flujo de irreversibilidad de todo el sistema de la TGR Siemens-V93.1. El calor total suministrado al sistema es la suma de calor ahorrado ($\dot{Q}_{\text{ahorrado}}$) y el calor suministrado (\dot{Q}_{sum}); que en el caso de que el sistema no tuviera el regenerador requeriría 297.25 MW de energía suministrada total, lo que equivaldría a un consumo de 6.02 kg/s de combustible. Pero con el uso del regenerador con una eficacia del 80% sólo se requieren 4.39 kg/s de combustible teniendo un ahorro de 1.65 kg/s. Esto representa un aumento de la eficiencia térmica del 20.19% al 27.67%; de la eficiencia exergética del 23.36% al 31.67%; y una disminución en el flujo de irreversibilidades de 198.47 MW a 129.06 MW.

Tabla 8. Flujo másico, exergía específica y flujo de exergía de cada estado termodinámico.

\dot{Q}_{sum} (MW)	$\dot{Q}_{\text{ahorrado}}$ (MW)	$\dot{m}_{\text{ahorrado}}$ (kg/s)	η_{TH} (%)	η_{EXE} (%)	\dot{I} (MW)
216.82	80.43	1.65	27.67	31.67	129.06

Fuente: elaboración propia.

En la Figura 5 se muestra el comportamiento del flujo de calor suministrado y el flujo de calor ahorrado en función de la eficacia del regenerador. El propósito de integrar el regenerador a una turbina de gas simple es la disminución o ahorro del flujo de calor suministrado a la cámara de combustión, que se ve reflejado en el consumo del flujo de combustible. Entonces, a medida

que aumenta la eficacia del regenerador el flujo de calor ahorrado aumenta y por ende, el flujo de combustible requerido en la cámara de combustión disminuye. Para el caso de estudio, la eficacia del regenerador es del 80% y de acuerdo con el gráfico, el calor requerido por el sistema es de 216.82 MW de los 297.25 MW requeridos por el sistema si no tuviera regenerador. Con una eficacia del 80%, se ahorra 1.65 kg/s de flujo de combustible, pero si la eficacia del regenerador es del 70% sólo se ahorra 1.42 kg/s; esto muestra que a mayor eficacia en el regenerador, mayor flujo de combustible ahorrado en la cámara de combustión.

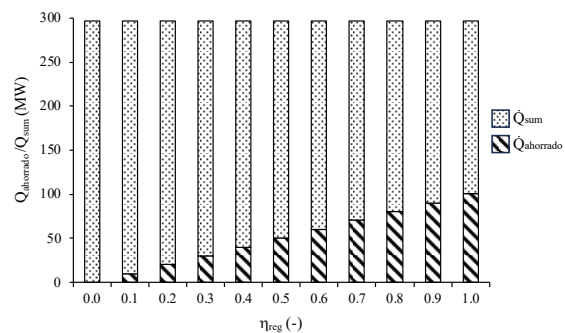


Figura 5. Flujo de calor suministrado y flujo de calor ahorrado en función de la eficacia del regenerador

En la Figura 6 se muestra la eficiencia térmica en función de la relación de presiones en el compresor para distintas eficacias. La eficiencia térmica de acuerdo con la ec. (12), se define como el cociente entre la energía útil y la energía suministrada; la energía útil está en función de la relación de presiones y la energía suministrada en función de la eficacia del regenerador. Por esta razón, a medida que se incrementa la eficacia y la relación de presiones disminuye la eficiencia térmica aumenta. Para el caso de estudio se tiene una eficacia del 80%, la relación de presiones de 5.64 y su eficiencia térmica es de 27.67%; por otra parte, cuando la relación de presiones es de 14 (punto A), aunque varíe la eficacia del regenerador, el cambio en la eficiencia térmica es mínima (aproximadamente 23%). Posteriormente a este punto, la eficiencia térmica disminuye para cualquier eficacia. Esta relación de presiones es un punto de inflexión; ya que, para relaciones de presiones mayores a ésta, ya no es posible recuperar energía de los gases de escape.

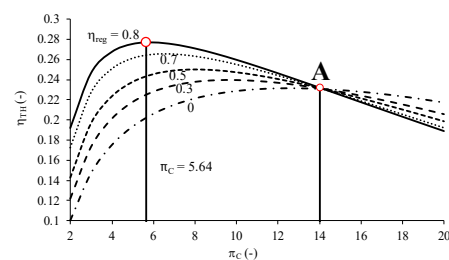


Figura 6. Eficiencia térmica en función de la relación de presiones del compresor para distintas eficacias

Para determinar los costos exergéticos del recurso, producto y residuo, es necesario determinar los coeficientes de distribución para obtener la cantidad de recurso que requiere cada elemento y, cuáles son los equipos que contribuyen en la formación del residuo y en qué proporción lo hace; tal y como lo indica la metodología FPR. En la Tabla 9 se presentan los coeficientes de recirculación, se puede encontrar por columnas que, parte del producto de un elemento sirve como recurso para otro equipo. Para el caso del regenerador (F_{REG}) su recurso es formado por el producto del compresor (P_C), el mismo regenerador (P_{REG}) y la cámara de combustión (P_{CC}) en una proporción de 0.28, 0.17, 0.54, respectivamente. Por otra parte, la última columna muestra la contribución de los equipos en la formación del residuo; en este caso, la exergía física de los gases de escape, que contribuyen en su formación son el C, el REG y la CC. Cabe mencionar que la suma de los coeficientes de distribución por columna debe ser igual a uno.

Tabla 9. Costos exergéticos del recurso, producto y residuo.

	F_C	F_{REG}	F_{CC}	F_T	R^{PH}
P_0	0	0	1	0	0
P_C	0	0.28	0	0.28	0.28
P_{REG}	0	0.17	0	0.17	0.17
P_{CC}	0	0.54	0	0.54	0.54
P_T	1.00	0	0	0	0

Fuente: elaboración propia.

Conociendo los coeficientes de distribución se determina la tabla FPR. La Tabla 10 exhibe los resultados del modelo FPR. En la tabla se puede leer por fila o por columna; para el caso de la fila asociada al producto del compresor (P_C), se muestra que su producto total (69.85 MW) se distribuye en el REG (13.52 MW), en la T (41.37 MW) y en la generación del residuo (14.96 MW). Si se lee por columna, por ejemplo, la columna asociada al recurso que ingresa al reg (F_{reg}) es formado por una porción del producto del C, otra del producto del mismo regenerador y finalmente por la porción del producto de la CC.

Tabla 10. Contribución del producto de cada equipo al recurso y al residuo del sistema.

	F_C	F_{REG}	F_{CC}	F_T	F_{TGR}	R^{PH}
	(MW)					
P_0	0	0	188.88	0	0	0
P_C	0	13.52	0	41.37	0	14.96
P_{REG}	0	8.27	0	25.31	0	9.15
P_{CC}	0	25.72	0	78.69	0	28.46
P_T	77.07	0	0	0	60.00	0

P_{TGR}	0	0	0	0	60.00	52.57
-----------	---	---	---	---	-------	-------

Fuente: elaboración propia.

En la Tabla 11 se presentan los costos exergéticos del producto, recurso y residuo por componente del sistema y del sistema en general. Como se presenta en la tabla, el costo exergético del recurso y producto para el sistema en general (Siemens V93.1) es el mismo, debido a la regla de asignación de costos, que menciona que, el costo exergético para obtener un producto útil va a ser igual al costo exergético del recurso requerido. Además, de acuerdo con la estructura productiva, el compresor, el regenerador y la cámara de combustión son los equipos que contribuyen a la formación del residuo, por eso, tienen valor en el costo exergético del residuo, en este caso; para los equipos que contribuyen en la formación de un residuo, el costo exergético de su producto será igual al costo exergético de su recurso más el costo exergético del residuo generado.

Tabla 11. Costos exergéticos del recurso, producto y residuo

Equipo	F^* (MW)	P^* (MW)	R^* (MW)
C	243.32	309.64	66.31
REG	141.29	179.80	38.50
CC	188.88	240.36	51.47
T	432.21	432.21	0.00
Siemens-V93.1	188.88	188.88	0.00

Fuente: elaboración propia.

La Figura 7 muestra el comportamiento del costo exergético del producto de cada equipo que integra al sistema de estudio; así como, el sistema en general. De acuerdo con la Tabla 9, el costo exergético asociado a la generación de potencia es de 188.88 MW, de los cuales 60 MW corresponde a la potencia eléctrica generada, 76.48 MW a las irreversibilidades internas y 52.58 MW asociados al residuo.

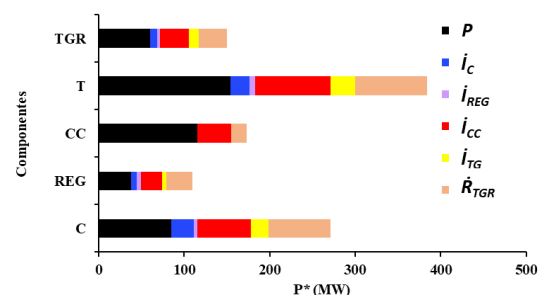


Figura 7. Costo exergético del producto de la TGR Siemens-V93.1.

En la Tabla 12 se presentan los costos exergoeconómicos del producto, recurso y residuo por componente del sistema; así como, para el sistema en general. En la tabla se muestra que, sólo el costo en el

recurso externo se atribuye a la cámara de combustión, ya que es el equipo en donde ingresa el flujo de combustible. De manera general se puede observar que, en todos los equipos el costo exergoeconómico del recurso es menor en comparación a los costos exergoeconómicos del producto, debido a que en cada proceso se generan irreversibilidades y éstas contribuyen al costo en los productos. Para el caso de la turbina de gas se muestra que, su costo exergoeconómico del producto es quien más contribuye en el sistema, esto es porque es quien genera el producto útil, el segundo equipo en contribuir es el compresor ya que, la potencia que genera la turbina, una parte se suministra al compresor, además, al ser la turbina de gas el último equipo en el sistema TGR, las irreversibilidades de los procesos

Tabla 12. Costos exergoeconómicos del recurso externo, recurso, producto y residuo.

Equipo	Π_e (USD/s)	Π_P (USD/s)	Π_F (USD/s)	Π_R (USD/s)
C	0	1.59	1.13	0.34
REG	0	0.80	0.62	0.17
CC	0.606	0.82	0.61	0.17
T	0	2.02	1.90	0.00
Siemens-V93.1	0.606	1.77	1.49	0

Fuente: elaboración propia.

Para realizar la comparación entre dos puntos de operación para determinar el impacto en el consumo de combustible, se toma a la eficacia del regenerador como parámetro de comparación. Considerando que la eficacia del regenerador disminuye del punto de operación, $\eta_{reg} = 0.8$, a $\eta_{reg} = 0.7$, dicha disminución puede ser ocasionada por incrustaciones sobre la tubería que genera una disminución en la transferencia de calor. La Figura 8 muestra el comportamiento del recurso cuando se tiene una disminución de la eficacia de regeneración de 0.8 a 0.7. Se puede observar cómo esta disminución genera un incremento en el consumo de recursos para el sistema de turbina de gas de 188.88 MW a 197.64 MW; es decir, se requiere un incremento en el consumo de combustible de 4.43 % para satisfacer la generación de 60 MW. Esto se ve reflejado en un incremento de combustible de 0.20 kg/s y una disminución en la recuperación de flujo de calor en el regenerador de 12.5%. Dicha disminución en la recuperación de la energía genera que las eficiencias, térmica y exergética, del sistema disminuyan 4.43% y 4.30%, respectivamente

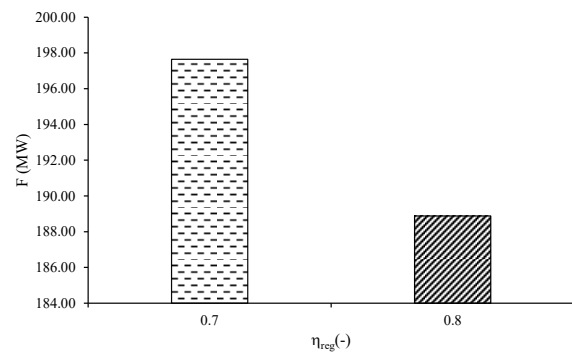


Figura 8. Costos exergético del recurso en función de la eficacia del regenerador.

La Figura 9 muestra el comportamiento de los costos exergoeconómico del recurso externo en función de la eficacia del regenerador y se muestra que, éste disminuye conforme aumenta la eficacia del regenerador; ya que, el flujo de calor que se recupera es mayor y por ende el consumo de combustible para satisfacer la generación de potencia en el sistema disminuye. Al realizar la comparación entre los dos puntos de operación, $\eta_{reg} = 0.8$, a $\eta_{reg} = 0.7$, el impacto en el combustible en términos de los costos exergoeconómico representa un aumento de 0.03 USD/s.

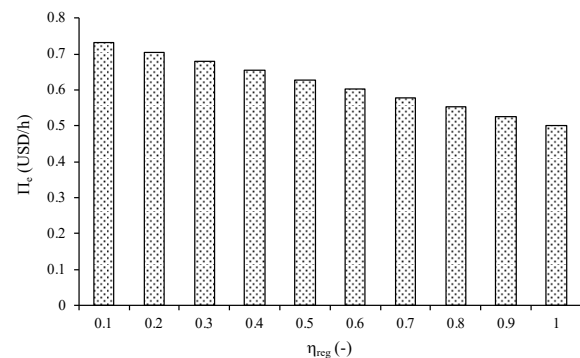


Figura 9. Costos exergoeconómico del recurso en función de la eficacia del regenerador.

6. Conclusiones

El diagnóstico termoeconómico del sistema de turbina de gas regenerativo muestra una disminución en el desempeño tanto energético como exergético, al realizar la comparación de los dos puntos de operación. Esto es provocado debido, a la disminución de la eficacia en el regenerador que trae consigo una menor recuperación de la energía de los gases de escape y, por ende, un mayor consumo de combustible para satisfacer el recurso requerido por el sistema, para generar la potencia útil. Por dicha situación, las eficiencias, térmica y exergética, disminuyen, los flujos de irreversibilidades aumentan, los requerimientos de flujos de recursos asociados al

consumo de combustible aumentan y, por este motivo, el costo de generación de potencia también.

7. Agradecimiento

Se agradece al posgrado en Ciencias en Energía y Medio Ambiente de la Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Iztapalapa, el cual, pertenece al Padrón Nacional de Posgrados de Calidad del CONACYT, por la beca recibida. De la misma manera, se agradece a la Planta Piloto 2 de la UAM-I.

8. Referencias

- [1] Regulagadda, P., Dincer, I., & Naterer, G. F. (2010). Exergy analysis of a thermal power plant with measured boiler and turbine losses. *Applied Thermal Engineering*, 30(8-9), 970-976.
- [2] Memon, A. G., Harijan, K., Uqaili, M. A., & Memon, R. A. (2013). Thermo-environmental and economic analysis of simple and regenerative gas turbine cycles with regression modeling and optimization. *Energy Conversion and Management*, 76, 852-864.
- [3] Baghernejad, A., & Anvari-Moghaddam, A. (2021). Exergoeconomic and environmental analysis and Multi-objective optimization of a new regenerative gas turbine combined cycle. *Applied Sciences*, 11(23), 11554.
- [4] Castro, S., Tenorio, F., Lugo, R. & Lugo, H. (2023). Exergoeconomic evaluation of the integration of an intercooled compressor and/or a regenerator in a simple gas turbine. *Energy: Science, Technology and Management*. Vol. 3, No. 1.
- [5] Sayyaadi, H., & Mehrabipour, R. (2012). Efficiency enhancement of a gas turbine cycle using an optimized tubular recuperative heat exchanger. *Energy*, 38(1), 362-375.
- [6] Torres, C., & Valero, A. (2000). Curso de doctorado (termoeconomía). Universidad de Zaragoza, Departamento de Ingeniería Mecánica: Zaragoza, Spain [1] A. Villagrán, P.R. Harris. "Algunas claves para escribir correctamente un artículo científico". *Rev. Chilena de Pediatría*, vol. 80, n.º 1, pp. 70-78, 2009. [PDF]. Disponible en: <http://www.scielo.cl/pdf/rcp/v80n1/art10.pdf>

9. Nomenclatura

c_p	Calor específico a presión constante; (kJ/kg°C),
\dot{E}	Flujo de exergía; (MW),

F	Recurso; (MW),
F^*	Costo exergético del recurso; (MW),
h	Entalpía específica; (kJ/kg)
\dot{I}	Flujo de irreversibilidades; (MW)
\dot{m}	Flujo másico; (kg/s),
P	Presión; (bar),
P	Producto; (MW),
P^*	Costo exergético del producto; (MW),
PCI	Poder calorífico inferior; (kJ/kg _{comb}),
\dot{Q}	Flujo de calor; (MW),
R	Residuo; (MW),
R^*	Costo exergético del residuo; (MW),
rca	Relación combustible aire; (kg _{comb} /kg _a),
s	Entropía específica; (kJ/kg°C)
T	Temperatura; (°C o K),
\dot{W}	Potencia; (MW),
y	Relación de temperaturas; (-).

Letras griegas

η	Eficiencia; (-),
Π	Costo exergoeconómico (USD/s)
π	Relación de presiones; (-).

Subíndices

a	Aire,
comb,	Combustible ahorrado
ahorrado	
EXE	Exergética,
fa	Flama adiabática,
gc	Gases de combustión,
i	Estado termodinámico,
m	Motor,
SIC	Isoentrópica del compresor;
SIT	Isoentrópica de la turbina;
sum	Suministrado;
TH	Térmica,
0	Ambiente.

Abreviaciones

comb	Combustible,
C	Compresor,
CC	Cámara de combustión,
T	Turbina de gas,
reg	Regenerador.