

Modelado Energético y Exergético para el Estudio del Ciclo Brayton

Energy and Exergy Model for the Brayton Cycle Study

Villamar, Carlos^{1-3*}; Santos, Rafael²⁻³; Rondón, Alirio³ y Valera, Yoel³

¹Grupo de Motores Térmicos (GRUMOTE)

²Grupo de TermoFluidodinámica (TFD)

³Escuela de Ingeniería Mecánica, Facultad de Ingeniería, Universidad de los Andes.

Mérida 5101, Venezuela.

*villamar@ula.ve

Resumen

En este trabajo se presenta un modelo que permite determinar los principales parámetros de funcionamiento del ciclo Brayton, así como realizar su análisis energético y exergético. El modelo utiliza un método de cálculo basado en ecuaciones termodinámicas específicamente de conservación de la masa, Primera y Segunda Ley de la Termodinámica, las cuales permiten determinar la cantidad, calidad y degradación de la energía durante los procesos. Se considera que el fluido de trabajo se comporta como un gas ideal y que su composición así como sus propiedades cambian a lo largo del ciclo debido al proceso de combustión. De los resultados obtenidos se puede concluir que, de los combustibles estudiados, el que más potencia produce consume menos combustible y permite obtener una mayor eficiencia exergética, es el metano, consiguiéndose con esto una reducción en las emisiones de dióxido de carbono. Al comparar el comportamiento del ciclo Brayton de aire con el ciclo que emplea diversos combustibles, se puede observar que los parámetros de operación tienen un comportamiento similar, esto permite concluir que la suposición hecha en los estudios iniciales de la Termodinámica de que el ciclo Brayton opera solo con aire con calores específicos constantes y solo con procesos de transferencia de calor sin combustión, es válida. La ventaja de emplear esta suposición es que simplifica notablemente el análisis del ciclo en las etapas iniciales del estudio de la Termodinámica, lo que permite concentrarse en su funcionamiento básico con una considerable disminución en la complejidad de los cálculos.

Palabras clave: Ciclo Brayton, eficiencia, disponibilidad, energía, exergía.

Abstract

In this work is presented a model for determining the main parameters of the Brayton cycle, and perform energy and exergy analysis. The model uses a calculation method based on thermodynamic equations, specifically, conservation of mass, First and Second Law of Thermodynamics, which can determine the quantity, quality and energy degradation during processing. It is considered that the working fluid behaves as an ideal gas and that their composition and their properties such as specific heat, which are a function of temperature and composition, change throughout the cycle due to the combustion process. From the results it can be concluded that the studied fuel that produces more power, less fuel consumption and enables higher exergetic efficiency, is methane, getting with this a reduction in carbon dioxide emissions. Comparing the behavior of air Brayton cycle with the cycle that uses various fuels, we can see that the operating parameters have a similar behavior, the conclusion is that the assumption made in the initial studies of the thermodynamics of Brayton cycle operates only air with constant specific heats and only with heat transfer processes without combustion, is valid, the advantage of using this assumption greatly simplifies the analysis of the cycle in the early involvement of Thermodynamics, which allows to focus on basic operation with a considerable reduction in the complexity of the calculations.

Key words: Brayton cycle, efficiency, availability, energy, exergy.

1 Introducción

En el presente trabajo se presenta un modelo del ciclo Brayton con sus diversas mejoras tales como regeneración, compresión por etapas con enfriamiento intermedio y ex-

pansión por etapas con procesos de combustión entre etapas, las mejoras tienen la finalidad de hacer más eficiente el ciclo y/o producir mayor potencia, (Van Wylen, 2003; Cengel, 2002; Wark, 2001). Un esquema de este ciclo se puede observar en la Fig. 1, que cuenta con 3 etapas de compresión y dos de expansión. Se considera que el compresor 1 (C1) toma aire del ambiente, mientras que el intercambiador de calor 3 (IC3) expulsa gases producto de la combustión a temperatura ambiente, dicho intercambiador no existe realmente pero se coloca en el ciclo con el fin de cuantificar la energía perdida por los gases al salir del regenerador (Reg). Adicionalmente se considera que en las cámaras de combustión (CC) se inyecta el combustible, la primera cámara (CC1) quema el combustible en presencia de sólo aire, mientras que la(s) cámara(s) posterior(es), queman el combustible en presencia del oxígeno remanente que contiene el aire y los gases de combustión generados en la(s) cámara(s) anterior(es), mientras que la(s) turbina(s) (T) expanden los gases proveniente de la cámara de combustión anterior a ella, cabe resaltar que el número de etapas de compresión y expansión puede ser distinto al mostrado en la Fig. 1, la cual es sólo una muestra representativa de los componentes básicos del ciclo.

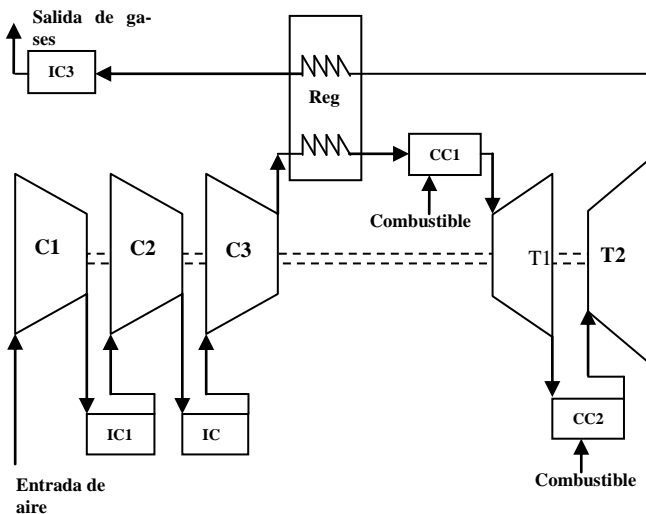


Fig. 1 Modelo del ciclo Brayton

Como es bien sabido el objetivo del ciclo Brayton es modelar el funcionamiento de las turbinas de gas y su propósito es el de producir potencia al transformar la energía química contenida en el combustible en trabajo mecánico, por lo cual su rendimiento se expresa en términos de eficiencia térmica. (Van Wylen, 2003)

El modelo propuesto permite realizar estudios energéticos basados en la Primera Ley de la Termodinámica y estudios exergéticos o de disponibilidad empleando la Segunda Ley de la Termodinámica, con el fin de comparar la eficiencia del ciclo bajo estudio desde dos puntos de vista: el convencional basado en la conservación de la energía y el segundo desde el punto de vista de la calidad de la ener-

gía.

2 Marco Teórico

En el presente artículo se considera que el fluido de trabajo es un gas ideal ya que en las turbinas de gas es común trabajar con relaciones de aire y combustible de 50 o más, por lo tanto esta suposición se aproxima bastante a la naturaleza del fluido de trabajo real, (Cengel, 2006). Por otro lado se considera que la composición del fluido de trabajo cambia a lo largo del ciclo debido al proceso de combustión y por consiguiente sus propiedades tales como la entalpía y calores específicos, que son función de la temperatura y composición.

El análisis del ciclo requiere el empleo de la ecuación de la Primera ley de la Termodinámica aplicada a cada uno de los dispositivos que lo conforman. Considerando que todos ellos trabajan en estado estable y despreciando los cambios de energía cinética y potencial dicha ecuación queda expresada de la siguiente manera:

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum (\dot{m}h)_e - \sum (\dot{m}h)_s = 0 \quad (1)$$

Dónde: \dot{Q} : flujo de calor; \dot{W} : potencia; \dot{m} : flujo másico; h : entalpía específica y los subíndices e y s se refieren a la entrada y salida respectivamente.

Aplicando la Segunda ley de la Termodinámica mediante un balance de entropía a cada dispositivo del ciclo y con las mismas consideraciones anteriores se obtiene la siguiente expresión:

$$\sum (\dot{m}s)_e + \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} + \dot{S}_{gen} = \sum (\dot{m}s)_s \quad (2)$$

En donde, s : representa la entropía específica; \dot{S}_{gen} es la entropía generada, la cual es una medida de las irreversibilidades. La Ec. (2) considera que existe intercambio de

calor con los alrededores en una tasa igual a \dot{Q}_k y T_k es la temperatura de la superficie del volumen de control, en este estudio se considera que la temperatura de la frontera del volumen de control es igual a la temperatura de los alrededores en cualquier punto, además se asume que la transferencia de entropía asociada con la transferencia de calor es igual en magnitud al cambio de entropía de los alrededores pero con signo opuesto. (Van Wylen, 2003; Cengel, 2006)

La eficiencia térmica o energética del ciclo se expresa como:

$$\eta_t = \frac{W_n}{Q_H} = \frac{W_T - |W_c|}{\sum Q_{cc}} \quad (3)$$

Donde W_n representa el trabajo neto; Q_H el calor total

suministrado al ciclo; Q_{cc} : es el calor suministrado en cada cámara de combustión, que se puede determinar por medio de la Ec. (42) y los subíndices T y c indican turbina y compresor, respectivamente.

Por otro lado, la eficiencia isentrópica para cada dispositivo que produce trabajo, se determina como la relación entre el trabajo real y el isentrópico mientras que para los dispositivos que consumen trabajo mediante la relación inversa.

Despreciando los efectos magnéticos, eléctricos de tensión superficial y nuclear, se dice que un sistema está en el estado muerto cuando este se encuentra en equilibrio termodinámico con sus alrededores, es decir; la temperatura (T_0) y presión (p_0) deben ser iguales a las de los alrededores, no debe existir variación de la cantidad de masa que se encuentra en cada fase y su composición química debe ser constante. (Cengel, 2006; Wark, 2002)

El análisis de disponibilidad requiere el empleo del término exergía (X), que representa el potencial de trabajo o la parte de la energía que puede convertirse en trabajo cuando un sistema que se encuentra en un estado inicial especificado es llevado reversiblemente hasta el estado muerto. (Szargut, 1988)

La exergía es la máxima cantidad de trabajo que se puede obtener de un desequilibrio entre un sistema y su entorno, por lo tanto es una cantidad física que depende de las variables de dos sistemas, es por ello una propiedad singular: vale cero cuando ambos sistemas están en equilibrio y es diferente de cero cuando están en desequilibrio; por lo tanto la exergía es la capacidad de realizar trabajo de dos sistemas en desequilibrio y nunca puede ser negativa. (Moran, 1982; Villamar, 2003)

La cantidad de trabajo neto real que se obtiene de un sistema se conoce como trabajo útil (W_U) o real y el trabajo reversible (W_{rev}) se define como la cantidad máxima de trabajo que puede producirse cuando un sistema realiza un proceso entre un estado inicial y uno final de manera totalmente reversible, o el trabajo mínimo que requiere un dispositivo que consume trabajo; si el estado final es el estado muerto entonces el trabajo reversible es igual a la exergía. Cuando existe diferencia entre el trabajo reversible y el trabajo útil se está en presencia de irreversibilidades (I), las cuales representan el trabajo potencial desperdiciado o la oportunidad perdida de realizar trabajo. (Wark, 2001; Van Wylen, 2003).

Al combinar las Ecs. (1) y (2) y considerando que T_K es la temperatura ambiente T_0 , se obtiene la siguiente expresión:

$$\dot{W}_U = \sum \left(\dot{m}h - T_0s \right)_e - \sum \left(\dot{m}h - T_0s \right)_s - T_0\dot{S}_{gen} \quad (4)$$

A partir de esta definición, la energía puede considerarse constituida por dos partes, una de ellas "útil", llamada exergía, y otra "inútil" o no disponible denominada energía,

la cual viene representada por el producto T_0s .

El trabajo reversible entre los mismos estados inicial y final de los procesos reales se puede determinar haciendo cero el término de la entropía generada (\dot{S}_{gen}) (Cengel, 2006), mientras que el producto $T_0\dot{S}_{gen}$ se conoce como irreversibilidad (I).

El empleo de la Segunda Ley de la Termodinámica está estrechamente relacionado con el análisis de la exergía, ya que esta ley brinda los medios necesarios para determinar la calidad de la energía, así como su nivel de degradación durante un proceso. También analiza la cantidad y tipos de energías que pueden transformarse en energía útil; éstas se clasifican en dos tipos:

- Energías de transformación restringida: Son las llamadas energías térmicas, como el calor (Q), la energía interna (U) y la entalpía (H), las cuales son función de la temperatura y no están del todo disponibles para su transformación en trabajo durante los procesos, su disponibilidad puede determinarse según las siguientes ecuaciones:

$$X_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) Q \quad (5)$$

$$X_U = U - T_0S \quad (6)$$

$$X_H = H - T_0S \quad (7)$$

La disponibilidad del calor está limitada por la fracción de calor que puede transformarse en trabajo mediante una máquina reversible, tal como se muestra en la Ec. (5), el primer término de la izquierda representa la eficiencia de Carnot.

- Energías de transformación no restringida: No sufren disminución al transformarse en otro tipo de energía, son las energías no térmicas, como el trabajo y las energías potencial (E_p) y cinética (E_c), su disponibilidad puede determinarse según las siguientes ecuaciones:

$$X_W = W \quad (8)$$

$$X_{Ec} = m \frac{V^2}{2} \quad (9)$$

$$X_{Ep} = m g z \quad (10)$$

Donde: m: masa; V: velocidad; g: gravedad; z: elevación del sistema relativa al nivel de referencia.

Para realizar el análisis exerético se establecen las siguientes suposiciones: En todo proceso reversible, la exergía se conserva, todo proceso irreversible implica pérdida de exergía, es decir, la transformación de exergía en irreversibilidad, un proceso es tanto más irreversible, cuánto más exergía destruya. (Van Wylen, 2003, Cengel, 2006).

Para realizar un análisis de exergía el primer paso es elegir un volumen de control (vc) apropiado y luego aplicar

un balance de exergía a dicho volumen, en donde la exergía que entra menos la que sale y la destruida es igual al cambio exergético del volumen de control, según la Ec. (11)

$$X_Q - X_W + X_{m,e} - X_{m,s} - X_{destruida} = X_2 - X_1 \quad \text{vc} \quad (11)$$

Los términos $X_{m,e}$ y $X_{m,s}$, representan la exergía que entra y sale con la masa que atraviesa el volumen de control respectivamente y los subíndices 1 y 2 representan el estado inicial y final respectivamente del vc. Al desarrollar la Ec. (11) sustituyendo cada término de las Ecs. (5 a la 10) considerando el trabajo de frontera y expresándola en función del tiempo se obtiene la siguiente expresión:

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k} \right) \dot{Q}_k - \left[\dot{W} - P_0 \frac{dV_{vc}}{dt} \right] + \sum \dot{m}_e \psi_e - \sum \dot{m}_s \psi_s - \dot{X}_{destruida} = \frac{dX_{vc}}{dt} \quad (12)$$

donde la exergía de flujo (ψ) expresada por unidad de masa para una sola corriente de fluido que entra y sale de un dispositivo de flujo permanente despreciando la E_c y E_p , se obtiene al considerar la entrada del estado real y la salida del estado muerto. (Cengel, 2006).

$$\psi = h - T_0 s - h_0 - T_0 s_0 = h - h_0 - T_0 (s - s_0) \quad (13)$$

El cambio de exergía de flujo entre una entrada y una salida se obtiene así:

$$\Delta\psi = \psi_s - \psi_e = h_s - h_e - T_0 (s_s - s_e) \quad (14)$$

Una manera alterna de medir la utilización adecuada de los recursos exergéticos es mediante la llamada eficiencia exergética, la cual se define como el cociente de la exergía recuperada durante un proceso y la exergía suministrada en el mismo como se aprecia en la Ec. (15), el valor máximo de la eficiencia exergética es de uno y el mínimo de cero y ocurre cuando no se obtiene trabajo de algún proceso.

La eficiencia exergética, es distinta de la eficiencia tradicional empleada en el análisis de los diversos dispositivos y ciclos, también llamada eficiencia energética ya que esta última se cuantifica desde el punto de vista de la conservación de la energía, mientras que la eficiencia exergética mide la aproximación de un proceso o ciclo a su operación reversible y se expresa de forma general mediante la siguiente ecuación.

$$\eta_{II} = \frac{X_{recuperada}}{X_{suministrada}} = \frac{X_{suministrada} - X_{destruida}}{X_{suministrada}} = 1 - \frac{X_{destruida}}{X_{suministrada}} \quad (15)$$

Se debe resaltar que en gran parte de la bibliografía especializada, el análisis del ciclo Brayton se hace considerando que el fluido de trabajo es solo aire durante todo el ciclo, con calores específicos constantes es decir independiente de la temperatura, lo que reduce en gran medida la complejidad y el tiempo requerido para realizar los cálculos, el modelo propuesto considera la variación de la composición del fluido de trabajo a lo largo del ciclo debido a la adición y combustión del combustible así como la variación de los calores específicos los cuales se consideran que son función de la temperatura y composición, por lo tanto su estudio es más realista ya que se acerca más al funcionamiento real del ciclo, pero se incrementa la dificultad en los cálculos de los diversos parámetros de operación.

3 Desarrollo del Modelo

El modelo considera que el fluido de trabajo es solo aire durante las etapas previas a la combustión y una mezcla de productos de combustión en los procesos posteriores, cuya composición y propiedades serán función de la temperatura, tipo de combustible y la cantidad de cada especie formada o empleada.

Adicionalmente se considera que los procesos de compresión y expansión son adiabáticos, no hay caídas de presión ni pérdidas de calor a través de las tuberías de interconexión, las propiedades del fluido son uniformes, los procesos se analizan en estado estable y el fluido de trabajo se comporta como gas ideal con calores específicos variables, en función de la temperatura y la composición, también se asume que la variación de la energía cinética y potencial es despreciable, por lo que no se consideran dichos términos en el balance de energía.

La definición de calor específico a presión constante aplicada a gases ideales queda expresada de la siguiente manera:

$$C_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \quad (16)$$

La ecuación anterior permite determinar el cambio de entalpía en función de la temperatura, para ello se debe conocer la función que relaciona ambas propiedades.

Para determinar la temperatura de salida isentrópica del compresor se emplean las siguientes relaciones.

$$T ds = dh - v dp \quad (17)$$

$$pv = R_u T \quad (18)$$

Al combinar las Ecs. (16), (17), y (18) se obtiene:

$$\bar{s}_s - \bar{s}_e = \int_{T_e}^{T_s} \bar{C}_p(T) \frac{dT}{T} - R_u \ln \left(\frac{p_s}{p_e} \right) \quad (20)$$

Las propiedades con una barra en la parte superior están expresadas en base molar; R_u es la constante universal de los gases, el calor específico se determina como una función de la temperatura, para ello se emplea el polinomio de cuarto grado propuesto por Cengel (2006)

$$\bar{C}_p = R_u \left(a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4 \right) \quad (20)$$

En donde: a_1 ; a_2 ; a_3 ; a_4 y a_5 son constantes que dependen del fluido.

De la Ec. (19) se obtiene la temperatura de salida isentrópica ($T_{s,s}$), al considerar que la compresión es adiabática reversible.

La temperatura real de salida se obtiene a partir de la definición de eficiencia isentrópica (η_{is}) para el compresor:

$$\eta_{is,c} = \frac{h_e - h_{s,s}}{h_e - h_{s,r}} = \frac{\int_{T_c}^{T_{s,s}} \bar{C}_p(T) dT}{\int_{T_c}^{T_{s,r}} \bar{C}_p(T) dT} \quad (21)$$

Los subíndices s, r y s, s representan salida real y salida isentrópica respectivamente. Empleando la Ec. (1) se realiza un balance de energía, al compresor y considerando que este dispositivo opera solo con aire, bajo condiciones de flujo permanente, no involucra transferencia de calor y además posee una entrada y una salida se puede determinar la potencia consumida.

$$\dot{W}_{u,c} = \dot{m} \left(h_e - h_{s,r} \right) = \frac{\dot{m}_a}{M_a} \int_{T_c}^{T_{s,r}} \bar{C}_p(T) dT \quad (22)$$

El término M_a representa el peso molecular del aire.

La potencia reversible se obtiene mediante las condiciones de entrada y salida reales:

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m} \left[h_e - h_s - T_0 (s_e - s_s) \right] = \frac{\dot{m}}{M_a} \left[\int_{T_c}^{T_{s,r}} \bar{C}_p(T) dT - T_0 \left(\int_{T_c}^{T_{s,r}} \bar{C}_p(T) \frac{dT}{T} - R_u \ln \frac{p_s}{p_c} \right) \right] \quad (23)$$

Para obtener el cambio de exergía de flujo se usa la Ec. (14), empleando para ello la temperatura de salida real.

La irreversibilidad y la entropía generada se pueden determinar considerando la diferencia entre la potencia útil y la reversible:

$$\dot{I} = \dot{X}_{destr} = \dot{W}_{util} - \dot{W}_{rev} \quad (24)$$

$$\dot{S}_{gen} = \frac{\dot{I}}{T_0} \quad (25)$$

La eficiencia de exergética del compresor se determina considerando la Ec. (15) aplicada específicamente a ese dispositivo.

$$\eta_{II,c} = \frac{\dot{W}_{rev}}{\dot{W}_{u,c}} = \frac{\Psi_2 - \Psi_1}{\dot{W}_{u,c}} \quad (26)$$

Para analizar los inter enfriadores empleados en el ciclo con el fin de reducir la temperatura de entrada del aire en cada etapa de compresión y con esto reducir la potencia consumida por los compresores, se requiere realizar un balance de energía similar al que se hizo para el compresor, sabiendo que en estos dispositivo no hay trabajo, se asume que el calor absorbido por el fluido "frío" (aire del ambiente) es el mismo que el rechazado por el fluido "caliente" (aire comprimido que circula en el ciclo)

El flujo de calor rechazado por el aire empleado en el ciclo se determina mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{ic} = \frac{\dot{m}}{M_a} \int_{T_c}^{T_s} \bar{C}_p(T) dT = \frac{\dot{m}}{M_a} \int_{T_{s,r}}^{T_0} \bar{C}_p(T) dT \quad (27)$$

En este caso se considera que la temperatura de entrada del aire comprimido es la temperatura de salida real del compresor y se asume que el enfriamiento se realiza hasta la temperatura mínima que es la del ambiente.

Para determinar la eficiencia exergética, se emplea la Ec. (28). En este caso la exergía recuperada corresponde a la exergía absorbida por la corriente del fluido frío (aire atmosférico) y la exergía suministrada es la que cede la corriente de aire caliente comprimido, en este caso la exergía del fluido de trabajo disminuye debido al enfriamiento.

$$\eta_{II,ic} = \frac{\left[\dot{m} \Psi_s - \Psi_e \right]_{a,atmosferico}}{\left[\dot{m} \Psi_e - \Psi_s \right]_{a,comprimido}} \quad (28)$$

Por otro lado los regeneradores son intercambiadores de calor en donde un fluido caliente (gases de escape) y uno frío (aire comprimido del ciclo) fluyen en sentido opuesto sin que se produzca mezcla entre ellos. Su función en el ciclo es precalentar el aire que entra a la cámara de combustión con el fin de reducir el consumo de combustible, ya que el aire al entrar con mayor temperatura a la cámara de combustión requiere menos combustible para alcanzar la temperatura máxima. Para ello se emplea la energía disponible en los gases calientes de escape de la última etapa de expansión, que de no emplearse en este proceso simple-

mente se expulsarían a la atmósfera, desechando gran cantidad de energía. (Cengel; 2006; Van Wylen; 2003; Bejan, 1997)

Para el análisis de este dispositivo se considera que el regenerador se comporta como un intercambiador de calor con dos corrientes de fluido sin mezclarse.

Para determinar la eficiencia de Primera ley para el regenerador se usa la expresión:

$$\eta_{I,Reg} = \frac{\int_{T_e}^{T_{s,r}} \bar{C}_p dT}{\int_{T_e}^{T_{s,a}} \bar{C}_p dT} \quad (29)$$

En la Ec. (29) las temperaturas ideales son las que se obtiene asumiendo que el regenerador posee una eficiencia del 100%, si este es el caso la $T_{e, gases} = T_{s,a}$ y $T_{s, gases} = T_{e,a}$.

Para determinar la eficiencia de segunda ley, en este caso la exergía recuperada corresponde a la exergía absorbida por la corriente del fluido frío (aire comprimido) y la exergía suministrada es la que cede la corriente de gases calientes producidos por la de combustión (gases) y que han sido previamente expandidos en la(s) turbina(s) como se observa en la ecuación:(Wark, 2001; Cengel; 2006).

$$\eta_{II,Reg} = \frac{\dot{m}_a \psi_{s,a} - \psi_{e,a}}{\dot{m}_{gases} \psi_{e,gases} - \psi_{s,gases}} \quad (30)$$

La cámara de combustión (cc) es el lugar donde se realiza la reacción de combustión entre el aire y el combustible inyectado, se asume que está bien aislada y no hay pérdidas de calor al ambiente, por lo tanto la temperatura de los productos será la máxima posible, dicha temperatura se conoce como la temperatura de llama adiabática (Wark, 2001; Araque, 2005). La temperatura máxima del ciclo se obtiene a la salida de este dispositivo, la cual está limitada a 1200°C que es la máxima temperatura que comúnmente soportan los alabes de la turbina. Se considera que la combustión es completa, ya que ésta se presenta en las cámaras de combustión ideales cuando existe suficiente cantidad de oxígeno para que todo el carbono y el hidrógeno que contiene el combustible se transformen en CO₂ y H₂O, de lo contrario aparecerán otros productos como el monóxido de carbono (CO), hidrocarburos (C_xH_y), hidrógeno (H), etc; en este caso la combustión es incompleta. La suposición de combustión completa se debe a que la relación aire – combustible con que operan las turbinas de gas, son elevadas y esto hace que las probabilidades de obtener combustión completa también lo sea. (Wark, 2001; Araque, 2005)

Luego de hacer el balance de energía, considerando que no hay trabajo y suponiendo que la cámara de combus-

ción está perfectamente aislada se llega a la siguiente ecuación:

$$H_{prod} = H_{react} \quad (31)$$

Los subíndices prod y react indican productos y reactivos respectivamente, al considerar que los reactivos están formados por la mezcla aire - combustible para la primera cámara de combustión la ecuación anterior queda como:

$$H_{prod} = H_{comb} + H_a = H_{react} \quad (32)$$

En donde

$$H = \sum_{i=1}^n N_i \bar{h}_f + \bar{h}_T - \bar{h}_{T_0} \quad (33)$$

Donde: \bar{h}_f es la entalpía de formación que se obtienen de las tablas de propiedades publicadas por JANAF (1971); $\bar{h}_T - \bar{h}_{T_0}$ es la diferencia de entalpía sensible referida al estado estándar de referencia: 100 kPa y 298 K.

Para las cámaras de combustión posteriores se toma en cuenta la presencia de los gases de escape producidos en las cámaras de combustión anteriores, más la cantidad de combustible adicional suministrada en cada cámara con el fin de obtener la máxima temperatura del ciclo, pero la cantidad de aire no se incrementa ya que las turbinas de gas operan comúnmente con relaciones aire-combustible de 50 o más (Cengel, 2006), por lo tanto la cantidad de aire inicialmente admitida es suficiente para quemar el combustible adicional en las diversas cámaras de combustión, en estos casos la ecuación de balance de energía queda expresada como:

$$H_{prod} = H_{comb} + H_a + H_{prod cc anterior} \quad (34)$$

Para determinar la entalpía del combustible se emplean las relaciones propuestas por Heywood (1988):

$$H_{comb} = N_{comb} \bar{C}_{pcomb} \quad (35)$$

$$\bar{C}_{pcomb} = 4184 \left(b_1 \theta + \frac{b_2}{2} \theta^2 + \frac{b_3}{3} \theta^3 + \frac{b_4}{4} \theta^4 - b_5 \theta^{-1} + b_6 \right) \quad (36)$$

$$\theta = \frac{T(K)}{1000} \quad (37)$$

Dónde: b_1 ; b_2 ; b_3 ; b_4 ; b_5 y b_6 son constantes que dependen del combustible empleado.

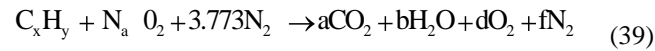
La entalpía de cada especie se determina con la ecuación propuesta por Heywood (1988):

$$\bar{H} = N \left[\bar{h}_f + R_u T \left(d_1 + \frac{d_2}{2} T + \frac{d_3}{3} T^2 + \frac{d_4}{4} T^3 + \frac{d_5}{5} T^4 + \frac{d_6}{T} \right) \right] \quad (38)$$

Donde: d_1 ; d_2 ; d_3 ; d_4 ; d_5 y d_6 son constantes que dependen de la especie y N es el número de moles de dicha especie.

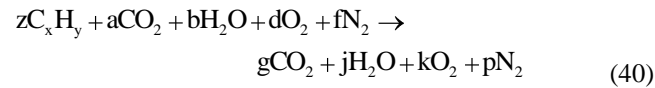
Para poder determinar la entalpía de los productos y reactantes se requiere conocer los moles de cada especie que participa en la reacción, para ello se plantea la ecuación de la reacción de combustión para cada cámara y luego se balancea.

La reacción para la primera cámara es:



Los subíndices x e y determinan la composición del combustible seleccionado; a , b , d , f denotan la cantidad de moles de dióxido de carbono, agua, oxígeno y nitrógeno respectivamente que salen de la cámara de combustión.

Para las cámaras de combustión posteriores al tomar en cuenta las consideraciones antes expuestas la ecuación de la reacción queda de la siguiente manera:



En este caso z representa los moles de combustible que deben suministrarse a la cámara de combustión en presencia de los productos de la cámara anterior para alcanzar la temperatura máxima y g , j , k , p son el número de moles que salen de cada especie respectivamente.

El flujo másico de los productos que salen de la(s) cámara(s) de combustión será:

$$\dot{m}_s = \dot{m}_{aire} + \dot{m}_{comb} \quad (41)$$

El calor suministrado idealmente por el combustible si éste se quema completamente será:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{comb} PCS \quad (42)$$

En donde: PCS representa el poder calorífico superior del combustible.

Para determinar las irreversibilidades o entropía generada en los procesos de combustión se emplea las siguientes expresiones:

$$S_{gen} = S_{prod} - S_{react} = \sum N_i \bar{s}_i_{prod} - \sum N_i \bar{s}_i_{react} \quad (43)$$

$$\bar{s}_i = \int_{T_e}^{T_i} \bar{C}_{p_i}(T) \frac{dT}{T} - R_u \ln \frac{P_{s,i}}{P_{e,i}} \quad (44)$$

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{gen} = T_0 \dot{m}_{s_{gen}} \quad (45)$$

Las presiones de la Ec. (44) son presiones parciales de cada especie, el subíndice “ i ” representa la especie química respectiva.

Los procesos de combustión son altamente irreversibles incluso cuando se presenta la combustión completa ya que no producen trabajo.

El análisis de la turbina requiere determinar el cambio de entropía considerando primeramente que ésta es adiabática reversible mediante la Ec (49).

Se debe garantizar que el aumento de presión durante la compresión sea igual a la caída de presión durante la expansión y se considera que la relación de expansión es la misma para cada etapa de la turbina, la relación de expansión r_e para cualquier etapa de la turbina es:

$$r_e = \frac{P_e}{P_s} \quad (46)$$

El valor del calor específico de la mezcla de productos de combustión que provienen de la cámara de combustión que la anteceden se determina mediante la ecuación:

$$\bar{C}_p = \sum Y_i \bar{C}_{p_i} \quad (47)$$

$$Y_i = \frac{N_i}{N} \quad (48)$$

El valor de N_i se obtiene del balance de masa aplicado a la reacción de combustión de cada cámara como se observa en las Ecs. (39) y (40) según sea el caso; \bar{C}_{p_i} se obtiene de los polinomios propuestos por Heywood (1988) los cuales son expresiones similares a los presentados en la Ec. (20) pero aplicados a los productos de combustión y permiten determinar los calores específicos para cada especie en función de la temperatura; N representa el número total de moles en los productos.

Para calcular la temperatura de salida isentrópica, real, potencia real, potencia reversible, irreversibilidad y la entropía generada se realiza un procedimiento similar al realizado en los compresores con la diferencia de que al flujo másico total que circula por cada turbina se le debe agregar el flujo másico de combustible agregado en cada cámara de combustión anterior. La eficiencia de la Primera Ley para las turbinas se determina mediante la ecuación:

$$\eta_{i,T} = \frac{h_e - h_{s,r}}{h_e - h_{s,s}} = \frac{\int_{T_e}^{T_{s,r}} \bar{C}_p(T) dT}{\int_{T_e}^{T_{s,s}} \bar{C}_p(T) dT} \quad (49)$$

La eficiencia exergética se determina mediante la Ec. (50).

$$\eta_{II,T} = \frac{\dot{W}_{util}}{\psi_2 - \psi_1} \quad (50)$$

Por último la exergía destruida durante todo el ciclo se determina haciendo la sumatoria de las irreversibilidades producidas por cada proceso del ciclo, tal como se puede apreciar en la ecuación:

$$\dot{I}_{ciclo} = \sum T_0 S_{gen} \quad (51)$$

La eficiencia de exergética del ciclo se determina empleando la relación entre la entre el trabajo obtenido y el trabajo reversible el cual es el trabajo máximo posible, tal como se expresa en la ecuación:

$$\eta_{exergética,ciclo} = \frac{\dot{W}_u}{\dot{W}_{rev}} \quad (52)$$

Con el modelo descrito se implementó en un programa de computación que se puede obtener (ver ref PROGRAMAS). Este programa permite realizar el estudio del ciclo Brayton con, o sin regeneración, considerando varias etapas de compresión y expansión, empleando diferentes combustibles.

4 Resultados

A continuación se presenta una muestra de los resultados que se pueden obtener empleando el programa desarrollado, se tomó un ciclo Brayton con dos etapas de compresión y dos de expansión con regeneración, se consideró que las condiciones ambientales eran de 27°C y 100 kPa, temperatura máxima del ciclo de 1200°C, relación de presión de cada etapa de compresión igual a 3, flujo másico de aire unitario, las eficiencias isentrópicas de los compresores, turbinas y regenerador fueron de 80%, 85% y 75% respectivamente, dichos valores se tomaron de condiciones promedio de operación en esta clase de dispositivos (Cengel; 2006; Van Wylen; 2003; Wark, 2002)

En la tabla 1 se puede apreciar un resumen de los resultados obtenidos al emplear el modelo utilizando diferentes combustibles, en la última columna se hace la comparación con un ciclo de aire con calores específicos constantes; el programa no resuelve este tipo de problema, el resultado de dicha columna se obtuvo al realizar los cálculos manualmente y se muestran solo con fines de comparación.

Se puede observar que al emplear metano como combustible se obtiene una eficiencia exergética ligeramente superior, mayor potencia neta y menor consumo de combustible, aunque la eficiencia energética es la menor de los casos mostrados.

Tabla 1. Resumen de resultados

	Hexano	Metano	Propano	Octano	Aire
\dot{W}_c [kW]	-277.31	-277.31	-277.31	-277.31	-277.5
\dot{W}_T [kW]	714.12	720.02	715.42	713.83	677
\dot{W}_n [kW]	436.81	442.71	438.11	436.52	399.4
\dot{m}_c [kg/s]	0.0217	0.0199	0.0212	0.0219	0
η_I	0.4170	0.4009	0.4112	0.4165	0.4689
η_{II}	0.8589	0.8600	0.8591	0.8588	0.8488

En la Fig. 1 se puede observar la variación de la eficiencia energética, exergética y consumo de combustible, mientras que en la Fig. 2 se observa la variación de la potencia neta, potencia reversible neta, calor rechazado y suministrado, al emplear metano como combustible en función de la temperatura máxima del ciclo.

En las Fig. 1 y 2 se aprecia que al aumentar la temperatura máxima todas las eficiencias, potencias y calores involucrados se incrementan, ya que al aumentar la temperatura de la fuente térmica los parámetros indicados se incrementan como era de esperarse.

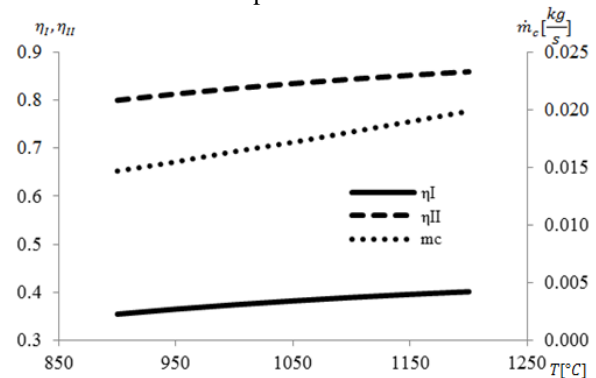


Fig. 1 Eficiencia energética, exergética y flujo másico de combustible para el Metano en función de la temperatura máxima

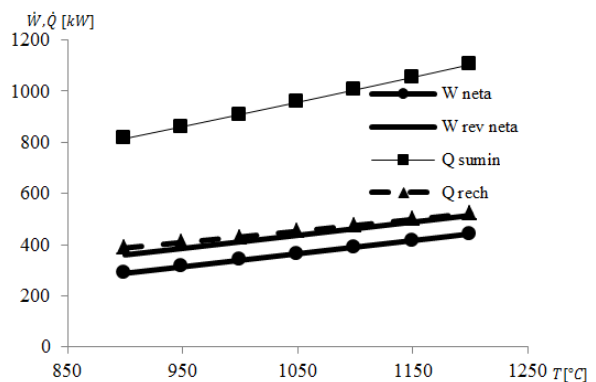


Fig. 2 Potencia neta y calor intercambiado al emplear Metano en función de la temperatura

En la Fig. 3 se puede observar la variación de la eficiencia energética, exergética y consumo de combustible

cuando se emplea metano como combustible en función de la temperatura ambiente.

La Fig. 4 muestra la variación de la eficiencia energética, la Fig. 5 la variación de la eficiencia exergética y la Fig. 6 la variación de consumo de combustible, todas ellas empleando diferentes combustibles y en función de la relación de presiones.

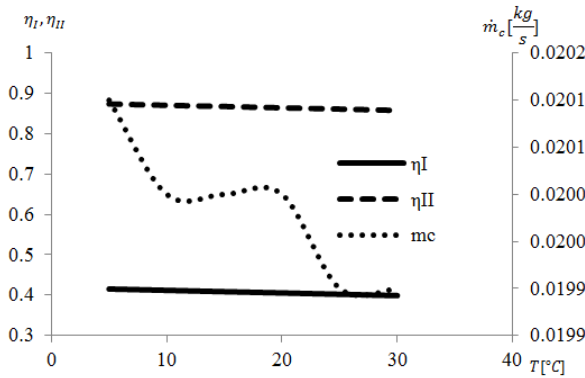


Fig. 3 Eficiencia energética, exergética y flujo másico de combustible para el Metano en función de la temperatura ambiente

El comportamiento del consumo de combustible mostrado en la Fig. 3, es el esperado, ya que al ser mayor la temperatura ambiente se requiere menos energía para llegar a una temperatura máxima específica, se observa una ligera disminución de las eficiencias, esto es debido a que al mantener la temperatura máxima constante para poder incrementar la eficiencia se debe rechazar calor a la menor temperatura posible, pero esta se está incrementando, lo que disminuye la diferencia entre ambas. En la Fig. 4 las mayores eficiencias energéticas se obtienen al emplear aire ya que este tiene un mayor valor de relación de calores específicos (C_p / C_v). De las Fig. 6, 7, 8 y la tabla 2, se puede observar que al aumentar la relación de presión se incrementa el consumo de combustible, la eficiencia energética y la potencia neta, pero se reduce la eficiencia exergética. En la tabla 2 se presenta la variación de la potencia neta obtenida empleando diferentes combustibles, al variar la relación de presiones.

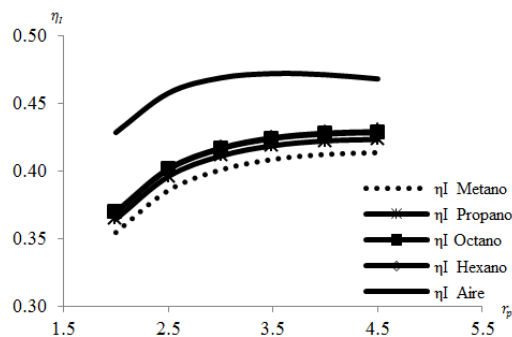


Fig. 4 Eficiencia energética en función de la relación de presiones empleando diferentes combustibles

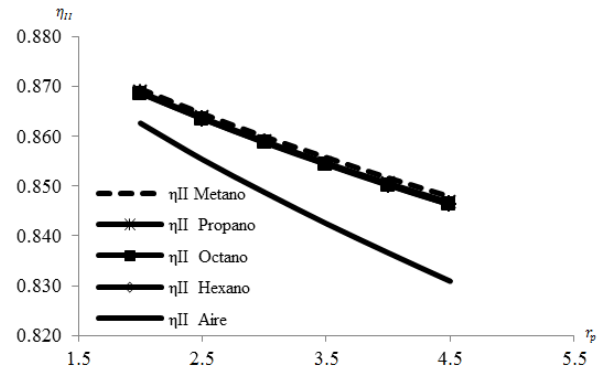


Fig. 5 Eficiencia exergética en función de la relación de presiones empleando diferentes combustibles

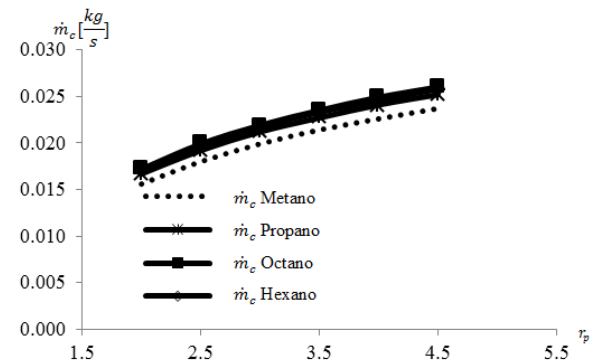


Fig. 6 Consumo de combustible en función de la relación de presiones

Tabla 2. Potencia neta en kW empleando diferentes combustibles en función de la relación de presiones

rp	2	2.5	3	3.5	4	4.5
$\dot{W}_{netaMetano}$	308.11	386.35	442.70	485.04	517.76	543.57
$\dot{W}_{netaPropano}$	305.63	382.75	438.11	479.55	511.48	536.58
$\dot{W}_{netaOctano}$	304.77	381.50	436.52	477.66	509.32	534.17
$\dot{W}_{netaHexano}$	304.93	381.73	436.81	478.01	509.71	534.61
$\dot{W}_{netaAire}$	286.60	353.60	399.40	432.20	456.10	473.70

5 Conclusiones

El modelo presentado permite determinar los principales parámetros de funcionamiento del ciclo Brayton mediante un análisis energético y exergético, con el fin de poder realizar su estudio desde dos puntos de vista distintos tales como la conservación de la energía y la degradación de la calidad de la energía.

Se puede observar en la tabla 1 que al hacer la suposición de que el ciclo Brayton opera como un ciclo de aire, con calores específicos constantes, los resultados obtenidos solo difieren en 0.06% y 5.44% al comparar la potencia del compresor y turbina respectivamente con los casos cuando se emplea el modelo propuesto con diferentes tipos de

combustibles al tomar resultados promedios, además al observar las diversas graficas se puede apreciar que el comportamiento del ciclo de aire es igual al que se obtiene empleando diferentes combustibles, con esto se puede concluir que la suposición hecha en los estudios iniciales de la Termodinámica de que el ciclo Brayton opera solo con aire con calores específicos constantes y procesos de transferencia de calor, es válida, la ventaja de emplear esta suposición es que simplifica notablemente el análisis del ciclo en las etapas iniciales del estudio de la Termodinámica y permite concentrarse en su funcionamiento básico con una considerable disminución en la complejidad de los cálculos.

De los resultados de la tabla 1 y 2 se puede concluir que el combustible que más potencia produce al emplearlo en el ciclo es el metano, así mismo consume menos combustible y tiene mayor eficiencia exergética, además el metano (CH_4) al contener solo un átomo de carbono es el combustible que menos dióxido de carbono produce, reduciendo con esto el efecto sobre la contaminación atmosférica debido al efecto invernadero.

Ya que el gas natural está compuesto por metano en una proporción de 91% a 95% es recomendable su uso en este tipo de dispositivos.

Referencias

- Araque J, Fygueroa S, 2005, El proceso de combustión en motores de combustión interna alternativos, Consejo de Estudios de Postgrado de la Universidad de los Andes, Mérida.
- Bejan A, 1996, Entropy generation minimization, CRC Press LLC. New York.
- Bejan A, 1997, Thermodynamics, Jhon Wiley and Sons, Inc, New York.
- Borman G, 1998, Combustion engineering, McGraw-Hill, Singapore.
- Bruges E, 1959, Available energy and the second law analysis, Butter Worths Scientific Publications. London
- Çengel Y, 2006, Termodinámica, McGraw-Hill, México.
- Heywood J, 1988, Internal combustion engines fundamentals, McGraw Hill, Singapore.
- JANA F, 1971, Thermochemical tables, NSRDS-NBS-37.
- Moran M, 1982, Availability analysis: A guide, to efficient, energy use, Pretince – Hall Internacional Inc, London.
- Rondon Y, Valera Y, 2006, Software para el análisis exergético del ciclo Brayton, Proyecto de grado. Universidad de los Andes, Mérida.
- Stepen T, 1996, An introduction to combustion concepts and applications, Mc. Graw-Hill, Sigapore.
- Szargut J, Morris D, Steward F, 1988, Exerxy analysis of thermal, chemical and metallurgical processes, Hemisphere Publishing Corporation, New York.
- VanWylen, Sonntang R, Borgnakke C, 2003, Fundamentos de Termodinámica, LimusaWiley, México.
- Villamar C, 2003, Termodinámica intermedia, análisis de disponibilidad, Mérida.
- WarkK, 2002, Termodinámica, McGraw-Hill, España.
<http://www.webdelprofesor.ula.ve/ingenieria/villamar/PROGRAMAS/Programas%20Computacion.htm>.

Recibido: 11 de noviembre de 2011

Revisado: 27 de junio de 2012

Villamar G, Carlos. L: Profesor Agregado, Ingeniero Mecánico, ULA. MSc en Matemáticas Aplicada a la Ingeniería, ULA. Jefe del Laboratorio de Conversión de Energía. Investigador Reconocido por PEII, PEI, PPI

Santos L, Rafael J: Profesor Titular, Ingeniero Mecánico. MSc, University of Iowa-Iowa State-USA. Doctor en Ingeniería Industrial, Universidad Politécnica de Valencia-España. Autor y co-autor de varios artículos científicos. Correo electrónico: rsantosl@ula.ve

Rondón S, Alirio J: Ingeniero Mecánico, ULA. Cemento Andino, Jefe de Mantenimiento. Correo electrónico: alirio_rs@hotmail.com

Valera, Yoel J.: Ingeniero Mecánico, ULA. Gerente de Construcción, Empresas Y&V. Correo electrónico: Valerayoel.valera@yvsite.com