

POTENCIAL ENERGÉTICO DE LOS GASES DE ESCAPE DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

Cristian Fabian Jaimes Saavedra (1), José Manuel Riesco Ávila (2)

1 Licenciatura en Ingeniería en Energía, Universidad Autónoma de Bucaramanga | Dirección de correo electrónico: cjaimes64@unab.edu.co

2 Departamento de Ingeniería Mecánica, División de Ingenierías, Campus Irapuato-Salamanca, Universidad de Guanajuato | Dirección de correo electrónico: riesco@ugto.mx

Resumen

En un motor de combustión interna (MCI) una gran cantidad de la energía suministrada por el combustible se pierde a través de los gases de escape y el sistema de refrigeración, principalmente. Dependiendo del régimen de giro y la carga del motor, la energía liberada al medio ambiente a través de los gases de escape es del 30-40%, aproximadamente. Existen muchas formas de recuperar la energía de los gases de escape, algunos ejemplos son: Calentar aire para la calefacción, montar un turbocompresor en el colector de escape para dar más potencia/par al vehículo, entre otros. En este trabajo se plantea la determinación del potencial energético de los gases de escape de un motor de combustión interna de encendido por chispa, para el uso de estos en un ciclo de refrigeración por absorción y por compresión de vapor, en función del régimen de giro del motor.

Abstract

In an internal combustion engine (ICE) a large amount of energy supplied by the fuel is lost through the exhaust and cooling system. Depending on the engine speed and load, the energy released to the environment through exhaust gas is approximately 30-40%. There are many ways to recover energy from the exhaust gases, some examples are: Warming air for house heating, a turbocharger mounted in the exhaust manifold to give more power / momentum to the vehicle, among others. This work will determine the energy potential of the exhaust gases of an internal combustion engine ignition, for the use of a refrigeration cycle by absorption and vapor compression arises, depending on the engine speed motor.

Palabras Clave

Motores de combustión interna, gases de escape, recuperación de energía, refrigeración.

INTRODUCCIÓN

Habitualmente los usuarios satisfacen sus necesidades energéticas comprando la electricidad y los combustibles a las correspondientes compañías suministradoras. Esta modalidad de abastecimiento es cómoda para el usuario, suele conllevar unos costos elevados y desde el punto de vista de uso racional de la energía es bastante ineficiente. La cogeneración es un sistema alternativo, de alta eficiencia energética, que permite reducir de forma importante la factura energética de ciertos consumidores, sin alterar su demanda energética.

Se define cogeneración como la producción simultánea de energía mecánica, la cual después es transformada en energía eléctrica y energía térmica útil. Gracias a este aprovechamiento simultáneo de electricidad y calor, se pueden obtener un rendimiento global más elevado a comparación de un proceso industrial convencional [1].

Se puede señalar las principales características de la cogeneración, las cuales son el aumento en la eficiencia de la planta y el aumento en la autonomía de la planta, ya que una gran cantidad de energía se producirá dentro de la fábrica, por lo tanto también se reducirá las pérdidas por transporte.

Una de las formas del aprovechamiento de este calor útil es para la generación de frío o calor, para este fin se hace uso de sistemas de refrigeración por absorción y/o por compresión de vapor.

MATERIALES Y MÉTODOS

Motor de Combustión interna

Fueron las primeras tecnologías de generación distribuida que utilizaron combustible fósil. Son los más utilizados entre los motores térmicos para la transformación de la energía química del combustible en energía mecánica, tienen una gran versatilidad, ya que pueden usar todo tipo de combustible ya sea líquido o gaseoso [2].

Para el sistema de recuperación de calor del motor, se aprovecha el calor eliminado en el circuito de refrigeración y del calor que sale de los gases de escape. En general, los órdenes de magnitud de los flujos de calor son: circuito de agua de refrigeración, aceite de refrigeración,

gases de escape, refrigerador del aire de combustión [3].

El sistema de recuperación de calor del motor está formado por el circuito primario, por el que circula el agua de las camisas que refrigeran el motor, y el secundario, por el que circula el agua de proceso que recupera el calor del motor para utilizarlo como fuente de calor. Esto se puede observar gráficamente en la Figura 1 [4].

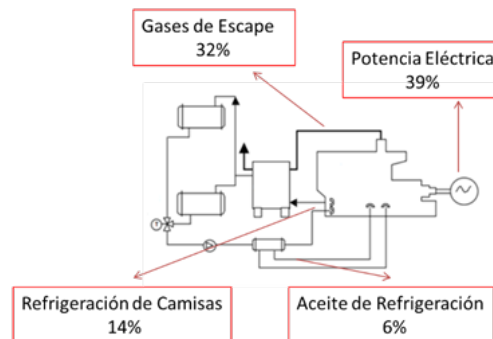


Figura 1. Energía dentro de un MCI

Sistema de refrigeración por absorción

Las plantas de refrigeración por absorción (Figura 2) hacen uso de un fluido refrigerante y un fluido absorbente.

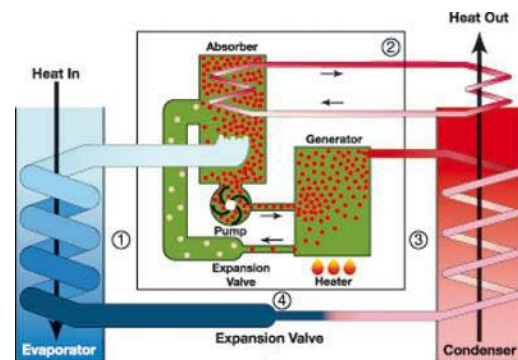


Figura 2. Esquema de sistema de refrigeración

Las mezclas de fluidos refrigerante-absorbente más usados son el agua/bromuro de litio y el amoníaco/agua. En los sistemas que usan el primer tipo de mezcla, el refrigerante es el agua por lo que estas plantas se usan para refrigerar entornos a temperaturas por encima de 0°C, utilizándose principalmente para la climatización.

Las plantas de refrigeración con amoníaco-agua lo usan como refrigerante y tienen un rango de temperaturas de refrigeración desde los 0°C hasta -70°C [5].

Si se compara el sistema de refrigeración por compresión con las de absorción el compresor mecánico es sustituido por un compresor químico o térmico. El calor aportado en el generador es calor residual procedente de cualquier medio posible.

Modelo del sistema de refrigeración

Tomando como base el ciclo de absorción de la Figura 3 [6].

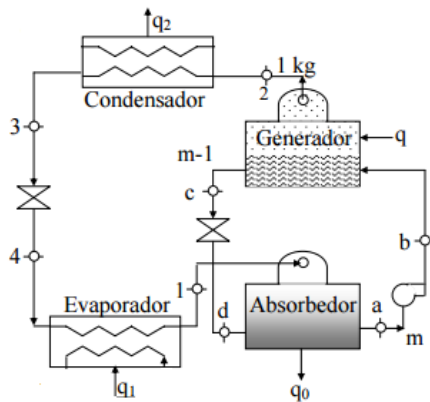


Figura 3 Esquema del sistema modelado.

En donde los estados a y b representan la mezcla rica de amoníaco-agua (alta concentración de amoníaco) y los estados c y d representan la mezcla pobre, y los estados 1, 2, 3 y 4 son puramente amoníaco y representan el ciclo de refrigeración como tal.

Para obtener las propiedades termodinámicas de todos los estados es necesario definir inicialmente la temperatura del evaporador (T1), la presión del evaporador (P1) y la del condensador (P2). Así como una temperatura de generador (Tg) y finalmente una Temperatura del absorbedor [6].

Una vez definido el método de cálculo de las propiedades termodinámicas de los fluidos de trabajo, el siguiente paso consiste en definir cada uno de los estados de la Figura 3.

Estado a: Este estado representa la mezcla rica de amoníaco-agua a la salida del absorbedor a la temperatura Ta definida inicialmente y a la presión

del evaporador, por lo tanto se calcula su fracción másica (xa) y con el modelo h su entalpia (ha).

Sabiendo que en el estado "a" existe una mezcla de líquidos se puede calcular el volumen específico de este estado con base en el volumen específico del agua a las condiciones del estado (Pa y Ta) [6].

$$V_a = \left(\frac{V_{H_2O}}{1 - 0.35X_a} \right) \quad (1)$$

Estado b: Está situado a la salida de la bomba y la mezcla posee la misma temperatura y fracción másica del estado "a" pero en este estado la mezcla se encuentra a la presión del condensador (P1). Para el cálculo de la entalpia de b se hace uso de la ecuación 2:

$$h_b = h_a + w_b \quad (2)$$

Donde w_b es el trabajo específico de la bomba en el ciclo de absorción. Este trabajo se calcula como un diferencial de presión entre el estado a y b.

$$w_b = v_a * (P_b - P_a) * \frac{100}{n_b} \quad (3)$$

Donde n_b representa la eficiencia de la bomba.

Estado c: Localizado a la salida del generador y caracterizado por ser compuesta por la mezcla pobre de amoníaco-agua ya que gran parte del amoníaco fue separado de la mezcla y enviado al ciclo de refrigeración. Este estado se encuentra a la temperatura del generador (Tg) y a la presión del condensador (P1).

Estado d: En el proceso c-d se realiza una expansión isoentálpica por lo tanto la entalpia y la fracción másica de c es la misma de d y este estado se encuentra a la presión del evaporador por lo que es posible encontrar la temperatura (Td).

Estado 2: El vapor del amoníaco sale del generador a una temperatura (Tg) y pasa por el condensador por lo tanto su presión debe ser la misma del condensador (P2) y con ella se puede calcular la entalpia del amoníaco a esas condiciones.

Estado 3: En este estado el amoníaco se condensa por lo tanto se encuentra a la temperatura de saturación del amoníaco a la presión del condensador.

Estado 4: En el proceso 3-4 ocurre una expansión isoentálpica por lo que la entalpía de 3 es la misma de 4 y la presión en este estado es la presión del evaporador.

Estado 1: Definida la presión y la temperatura del evaporador (P_1 y T_1) fácilmente se puede calcular la entalpía a la salida del evaporador.

Después de definir los estados del proceso, se realizan los balances de energía específica para cada uno de los componentes del ciclo.

Evaporador: Al realizar el balance en el (4) evaporador los estados que afectan su efecto frigorífico son el estado 4 y 1.

$$q_1 = q_{eva} = h_1 - h_4$$

Condensador: El condensador se va afectado principalmente por el estado 2 y 3.

$$q_2 = q_{cond} = h_2 - h_3 \quad (5)$$

Generador: El generador se afectado directamente por el estado b, c y 2. Al realizar un balance de masa de Amoniaco en el generador obtenemos:

$$m_b x_b = m_2 + m_c x_c \quad (6)$$

Con ayuda de este balance podemos calcular los kg de solución por kg de refrigerante del ciclo con la siguiente ecuación.

$$m = \left(\frac{1 - x_c}{x_a - x_c} \right) \quad (7)$$

Ahora realizando un balance de energía en el generador obtenemos:

$$q = q_{gen} = (h_2 - h_c) + m(h_c - h_b) \quad (8)$$

Absorbedor: El absorbedor se ve afecta directamente por los estados d, a y 1.

$$q_0 = q_{abs} = (h_1 - h_d) + m(h_a - h_d) \quad (9)$$

Coefficiente de operación COP: El coeficiente de operación para este ciclo de refrigeración se calcula de la siguiente forma:

$$COP = \frac{q_1}{q + w_b} \quad (10)$$

El COP es la relación entre el calor retirado por el evaporador y la suma del calor recibido en el generador y el trabajo de la bomba.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Para el modelo explicado en la sección anterior se le definieron las propiedades del ciclo como son: la presión en el condensador, la presión en el evaporador, la temperatura del evaporador, la temperatura del generador y la temperatura del absorbedor. Con estos datos definidos se sensibilizaron algunas variables y se encontraron los diferentes valores de calores específicos y trabajos específicos del ciclo en función de algunas variables. Estos resultados pueden observarse a continuación.

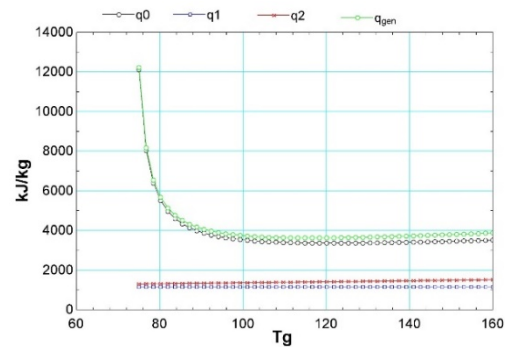


Figura 4. Calor específico vs Temp de generador

Se puede resaltar en la figura anterior que al variar la temperatura del generador desde aproximadamente 100 a 160 C el calor específico del generador se mantiene prácticamente constante.

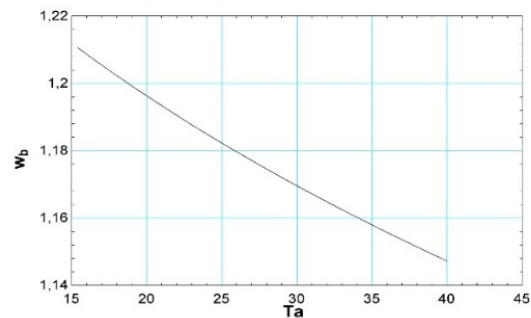


Figura 5. Trabajo específico vs Temp absorbedor

Otro aspecto importante es que mientras que la temperatura del absorbedor aumenta, el trabajo específico de la bomba disminuye debido a que su fracción másica disminuye por lo tanto su volumen específico definido en la ecuación 1 disminuye.

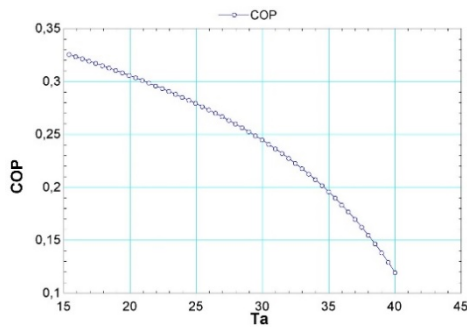


Figura 6. COP vs Temp absorbedor

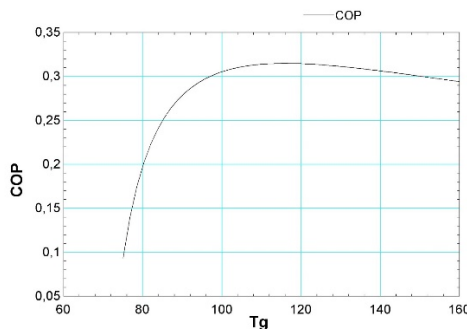


Figura 7 COP vs Temp generador

Tal y como lo vimos anteriormente al aumentar la temperatura del absorbedor se aumenta el calor específico en el generador por lo tanto el COP disminuye. Y al aumentar la temperatura del generador el calor específico del generador disminuye por lo que el COP aumenta siempre y cuando esta temperatura no sea muy alta.

El uso de los gases de escape de un motor de combustión interna como fuente de calor para el generador es posible debido a que normalmente estos gases de escape poseen temperaturas de hasta los 300 C lo cuales los hace energéticamente muy atractivos para este tipo de tecnologías. Suponiendo que los gases de escape posee una calor específico de aproximadamente 1.3699 kJ/kg y si se presenta una caída de

temperatura de 100 C máximo por medio de un intercambiado de calor, estos calores pueden suministrar un calor de generador aproximado de 7.9347 kW. Este valor nos sirve para calcular cuanta cantidad de refrigerante necesitamos que circule dentro del sistema con la siguiente formula:

$$m_{\text{refrigerante}} = \frac{Q_{\text{gases}}}{q_{\text{gen}}} \quad (11)$$

Si se llegara a tomar un caso real en el que la temperatura de los gases de escape de motor oscila debido al régimen en él que trabaja el motor y la carga que esté presente, esta oscilación en la temperatura de los gases no es muy elevada, es aproximadamente de los 270 a los 320 C de oscilación, pero desde que la temperatura del generador sea lo suficientemente alta para asegurar que a esa temperatura el amoniaco este en estado de vapor, no interesa si ese calor oscila o no el ciclo funcionara normalmente. Este se debe a que a presiones comunes de condensadores (entre los 9 y los 20 bar) la temperatura de saturación del amoniaco va desde los 50 C a los 25 C [7].

CONCLUSIONES

La definición de parámetros como la presión del condensador y evaporador es muy importante a la hora de diseñar un sistema de refrigeración por absorción ya que estas variables afectan directamente el funcionamiento y la eficiencia del sistema.

Es recomendable mantener la temperatura del absorbedor cercana a la temperatura de saturación del amoniaco a la presión del condensador para poder mantener un calor de generador pequeño, por lo tanto un COP elevado.

Si se llegara a aumentar la temperatura del absorbedor, a pesar de que el trabajo de la bomba disminuya, no cae a la misma proporción que el calor del generador aumenta provocando una disminución en el COP del sistema.

Es bueno mantener una temperatura de generador para este caso entre los 100 y los 130 C ya que en este punto es donde se obtiene el mayor COP del

sistema y el calor del generador se mantiene constante.

Es posible el uso de este sistema de refrigeración usando los gases de escape por su gran potencial energético, además que aun así su temperatura oscile, es lo suficientemente alta para asegurar que el amoniaco se evapore.

REFERENCIAS

- [1] Velasco Ramiro, F (2009). Estudio de la viabilidad y diseño de una planta de cogeneración para una industria cárnica. Universidad Carlos III de Madrid.
- [2] RDC (2001). Assessment of Replicable Innovative Industrial Cogeneration Applications. Resource Dynamics Assessment. Disponible en <http://uschpa.admgt.com>.
- [3] Onovwiona, H.I. y Ugursal, V.I (2006). Residential Cogeneration Systems: review of the current technology.
- [4] Rubio Maya, C (2010). Tecnologías Motriz primario para Poligeneración. Fundación CIRCE
- [5] J. M. Arroyo Rosa (2005). Sistemas de refrigeración por absorción. Temarios formativos profesionales.
- [6] Romero Romo G. M. (2006). Análisis termodinámico de ciclos de refrigeración por absorción amoniaco-agua. Instituto politécnico Nacional.
- [7] Howell J. R, (1997), Termodinámica para ingenieros, pp. 352