



REVISTA CIENTÍFICA TRIMESTAL DE CUBASOLAR

**REVISTA CIENTÍFICA de las
FUENTES RENOVABLES de ENERGÍA**

10



| | |
|--|-----------|
| Estimación de las propiedades relacionadas con el comportamiento energético de la biomasa..... | 1 |
| Analogía entre las transferencias de calor y masa..... | 12 |
| Aprovechamiento de la energía solar por medio de una estufa solar con reflectores interiores multipasos..... | 25 |
| Métodos para la determinación de la eficiencia energética en los motores de inducción trifásicos..... | 40 |
| Análisis cualitativo de indicadores de impacto ambiental global para instalaciones energéticas..... | 51 |
| El uso de las fuentes residuales térmicas de la industria azucarera en los sistemas de refrigeración por absorción..... | 74 |

Estimación de las propiedades relacionadas con el comportamiento energético de la biomasa

Estimations of the Properties linked to the Energy Behavior of Biomass

*Dr. Jesús E. Castellanos Estupiñán,
Ing. Rubén O. Espinosa Pedraja
y M.Sc. Alexis Zamora Báez
Facultad de Química y Farmacia,
Universidad Central Marta Abreu de Las Villas,
Santa Clara, Cuba.
Tel.: (5342) 281164.
Faculty of Chemistry and Pharmacy,
Universidad Central Marta Abreu, Las Villas,
Santa Clara, Cuba.*

e-mail: jece@uclv.edu.cu, respinosa@uclv.edu.cu y azamora@uclv.edu.cu

Resumen

En el ambiente ingenieril es frecuente encontrar valores de las propiedades de los compuestos, relacionadas con el comportamiento energético, para utilizarlas en los análisis propios de los procesos en que este participa. No sucede así con los compuestos conceptuados como biomasa, donde es menos frecuente encontrar estos valores. El presente trabajo ofrece algunas recomendaciones a la hora de trabajar los balances de masa, energía y exergía y algunas vías para estimar las propiedades más comunes a estas técnicas, como son las capacidades caloríficas, los calores de combustión y la exergía específica de algunos compuestos conceptuados dentro de la categoría de biomasa.

Palabras clave: Energía, exergía, entalpía, composición másica.

In the engineering environment, it is frequent to find values of the properties of compounds linked to the energy yield to use it later in the analyses of these processes. That is not the case of compounds regarded as biomass, where these values are less frequent to find. This paper deals with some recommendations on biomass, energy and exergy values and some ways to estimate the most common properties of these techniques as heat capacity, combustion heat and specific exergy of some compounds identified within the biomass category.

Key words: Energy, exergy, enthalpy, mass composition.

Introducción

Entre las etapas de mayor importancia en los procesos industriales se encuentran aquellas relacionadas con la determinación de términos energéticos, los que conllevan en su solución la aplicación de la primera ley de la termodinámica, es decir, el planteamiento y solución de los balances de energía y el estudio de las limitaciones al intercambio energético representado

por el segundo principio, una de cuyas acepciones puede ser el balance de exergía. Tanto en una como en otra expresión se necesitan del cálculo o estimación de propiedades. Según Peacock [1995] la predicción correcta de propiedades es vital en la práctica de la ingeniería y es conveniente poseer correlaciones que describan las variaciones de las propiedades físicas con las variables de las cuales depende. En su estudio recomienda, además, valores tabulados, gráficas y correlaciones para evaluar densidades, entalpías, capacidades caloríficas, viscosidades, etc., de soluciones azucaradas, resaltando las vías y métodos para su obtención.

Balance de energía en procesos sin reacción química

Las operaciones de calentamiento y/o enfriamiento de corrientes intermedias con vistas a obtener un adecuado balance energético son frecuentes en las instalaciones industriales. Entre las ecuaciones de balance de energía que conforman el modelo de comportamiento de un sistema específico siempre aparece la correspondiente a este efecto, en función de la integral de la masa y la capacidad calorífica a presión constante para un diferencial de temperatura, siempre que se considere comportamiento ideal. Cuando se trabaja con una masa determinada de sólidos o líquidos, la capacidad calorífica puede considerarse constante en un amplio rango de temperaturas [Hougen, 1975 y Reklaitis, 1989] y la expresión se simplifica hasta obtener la siguiente ecuación:

$$Q = \Delta H = m c_p (T_2 - T_1)$$

Donde:

Q: Calor evolucionado durante el proceso.

ΔH : Variación de entalpía del sistema.

m: Masa del sistema.

c_p : Capacidad calorífica media a presión constante.

T: Temperatura (1: estado inicial y 2: estado final).

Tradicionalmente, a pesar de lo elemental de las expresiones y sus soluciones matemáticas, la determinación precisa o estimación aproximada de la capacidad calorífica resulta en extremo complicada, debido a las características de esta propiedad y la complejidad del medio en estudio. Tanto en la industria de los derivados de la caña de azúcar, tales como alcohol, torula, etc., como en otras con características similares, es común la existencia de microorganismos como componentes de algunas corrientes sometidas a variaciones energéticas [ICIDCA, 1986] u otras formas de biomasa. En la literatura especializada no siempre aparece un método que recomiende cómo determinar las capacidades caloríficas de estos compuestos.

Balance de energía en procesos con reacción química

El calor evolucionado en un proceso con reacción química se determina, en condiciones de referencia ($T = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ y presión atmosférica), a partir de los calores de formación (ΔH_F) y combustión (ΔH_C) de acuerdo con las leyes de la termoquímica [Hougen, 1975; y Reklaitis, 1989]. Cuando se involucran compuestos orgánicos:

$$\Delta H_R = (\sum n \Delta H_C) \text{Reaccionantes} - (\sum n \Delta H_C) \text{Productos}$$

Los valores de ΔH_F y ΔH_C de compuestos inorgánicos y orgánicos se encuentran en la mayoría de los textos dedicados a estudios energéticos [Hougen, 1975 y Reklaitis, 1989] o en manuales especializados [Perry's Chemical Engineering Handbook, 1999]. Cuando en una reacción, como ocurre en la industria de los derivados azucareros y otras relacionadas con los bioprocesos, se ven involucrados diversas formas de biomasa, incluyendo microorganismos, no es fácil acceder a información para la determinación o estimación de los calores de reacción.

Carnelutti [1996] propone una fórmula química para biomasa de origen vegetal similar a la de la celulosa ($C_6H_{10}O_5$ con masa molar 162,00): $C_xH_yO_z$ y oferta valores de x, y, y z de acuerdo con la composición másica ($x = 6$, $y = 6(H/C)(12/1)$ y $z = 6(O/C)(12/16)$), donde C, H y O representan las composiciones de carbono, hidrógeno y oxígeno expresadas en tanto por ciento (% peso). Propone además valores para el calor de combustión del bagazo de caña de diferentes composiciones y métodos para evaluar las características energéticas de los procesos de combustión. Baley [1986], Atkinson y Mavituna [1991] y Doran [1998] proponen métodos para evaluar las propiedades de la biomasa, cuando además de los elementos C, H y O contienen nitrógeno, azufre, fósforo, etc., como es el caso de los microorganismos y otras formas de biomasa.

Balance de exergía

La exergía [Baloh, 1995; y Montero, 1998] se define como la capacidad específica de trabajo de un flujo y se designa por:

$$e = (h - h_0) - T_0 (s - s_0)$$

Donde:

h: Entalpía.

s: Entropía.

T: Temperatura.

Los parámetros p y T representan al flujo y p_0 y T_0 al medio.

Este concepto es muy cómodo al analizar el grado de perfección termodinámica de cualquier aparato térmico. A un aparato térmico entra un agente de transformación en condiciones p_1 y T_1 y sale en condiciones p_2 y T_2 ; dentro del aparato realiza un trabajo útil. Si el proceso es reversible este trabajo útil será máximo:

$$W_{rev. \text{ máx.}} = (h_1 - h_2) - T_0 (s_1 - s_2) = e_1 - e_2$$

Si el proceso es irreversible, existe una pérdida en la capacidad de trabajo:

$$W_{\text{útil}} = W_{rev. \text{ máx.}} - W_{\text{perdido}}$$

Rivero [1998] define la exergía como el trabajo máximo que puede obtenerse de la masa de una corriente al llevarla al equilibrio (físico: presión y temperatura, y químico: composición) con el ambiente y puede ser calculada considerando la suma de los efectos físicos y químicos; expone, además, cómo

el método de análisis energético permite considerar de manera integral los aspectos energéticos, económicos y ecológicos al analizar procesos industriales. Montero [1998] propone varios métodos para evaluar la exergía química apoyado en la energía libre de formación de los compuestos involucrados, los grupos funcionales, los electrones disponibles o el poder calorífico.

Como aproximación puede tomarse como exergía química el poder calorífico del compuesto en cuestión, situación perfectamente aplicable al caso de la biomasa. Debe tenerse presente que cuando no existen procesos de reacción puede asumirse la exergía física como la exergía total [Baloh, 1995]. Cuando ocurren reacciones químicas, generalmente el valor de toda la exergía puede ser asumido como el de la «química». Todas estas sugerencias implican la asignación de un valor prácticamente utilitario a la exergía específica en una situación determinada, como lo es el caso del bagazo en el central azucarero: a la salida del molino se puede considerar sólo la exergía física, pero cuando se usa de combustible en el horno, se asume el valor del calor de combustión (exergía química).

El rendimiento exergético (η_e) mide el grado de perfección termodinámica de un sistema y se define como la relación entre el beneficio y el gasto exergético:

Aparatos que producen trabajo útil:
$$\eta_e = \frac{W_{util}}{(e_{ent} - e_{sal})}$$

Aparatos que no producen trabajo útil:
$$\eta_e = \frac{e_{sal}}{e_{ent}}$$

En cualquier caso, si los procesos son reversibles: $\eta_e = 1$. Este límite superior significa que a diferencia del análisis basado en el rendimiento energético, existe un valor propio para la comparación del rendimiento energético al cual se debe aspirar, y este es 100 %.

Este trabajo ofrece algunos métodos aproximados de estimación de propiedades, principalmente capacidad calorífica, calor de combustión y exergías específicas para sistemas en los que se encuentran involucrados diversas formas de biomasa y están sometidos a procesos donde se ponen de manifiesto propiedades energéticas.

Desarrollo

La primera consideración que se propone es la simulación de la biomasa como un compuesto orgánico y a partir de la composición elemental adjudicarle una fórmula química estructural y una masa molar. En la literatura especializada [Baley, 1986; Atkinson y Mavituna, 1991; Doran, 1998, y Cargnelutti, 1996] se ofertan estos datos para diversas formas de biomasa, incluyendo un grupo de microorganismos, muchos de los cuales aparecen resumidos en la tabla 1. A partir de esta primera aproximación es posible dar a los sistemas que contienen

microorganismos el mismo tratamiento que a cualquier otro constituido por mezclas de compuestos orgánicos y/o inorgánicos.

Tabla 1. Fórmula química y masa molar de algunos microorganismos

| Microorganismo | Fórmula | Masa molar |
|-----------------|--|------------|
| A. aerógenes | $\text{CH}_{1,78}\text{O}_{0,33}\text{N}_{0,24}$ | 22,5 |
| Otras bacterias | $\text{CH}_2\text{O}_{0,5}\text{N}_{0,25}$ | 25,5 |
| Klebsiella | $\text{CH}_{1,74}\text{O}_{0,43}\text{N}_{0,22}$ | 23,7 |
| C. utilis | $\text{CH}_{1,82}\text{O}_{0,47}\text{N}_{0,19}$ | 24,0 |
| Otras levaduras | $\text{CH}_{1,66}\text{O}_{0,4}\text{N}_{0,13}$ | 23,5 |

Cuando no se poseen datos que permitan establecer una fórmula específica, Doran [1998] propone una expresión general ($\text{CH}_{1,8}\text{O}_{0,5}\text{N}_{0,2}$) a la que se recurre en estas situaciones. Para otras formas de biomasa puede operarse de igual manera, teniendo en cuenta que si es de origen vegetal, tal como el bagazo de caña y remolacha, puede asumirse una fórmula estructural similar a la de la celulosa y ajustarla en función de su composición elemental, como se explicó en caso de los microorganismos.

Estimación de capacidad calorífica

Hougen, Watson y Ragatz [1975] proponen estimar la capacidad calorífica molar de un compuesto a partir de la Regla de Kopp, apoyándose en el conocimiento de su fórmula estructural, usando la ley de las mezclas como la sumatoria de los productos del subíndice y el aporte individual de cada elemento constituyente. Estos aportes (capacidades caloríficas atómicas) se encuentran en función del estado de agregación molecular y se resumen en la tabla 2.

Tabla 2. Capacidades caloríficas atómicas a temperatura ambiente

| Elemento | Aporte (J/átomo. K) | |
|----------|---------------------|---------|
| | Sólido | Líquido |
| C | 7,524 | 11,704 |
| H | 9,614 | 17,974 |
| O | 16,720 | 25,080 |
| P | 22,572 | 30,932 |
| S | - | 30,932 |
| Otros | 25,916 | 33,440 |

Esto significa que para un compuesto sólido que responde a la fórmula $C_{\alpha}H_{\beta}O_{\gamma}N_{\delta}$ la capacidad calorífica puede obtenerse de la siguiente forma:

$$c_p \text{ (J/mole. K)} = \alpha(7,524) + \beta(9,614) + \gamma(16,720) + \delta(25,916)$$

Como por lo general los compuestos que representan microorganismos se formulan para un átomo de carbono, $\alpha = 1$.

Ejemplo 1

Estimar la capacidad calorífica específica (J/g. K) de una crema de levadura *S. cerevisiae* que circula en el proceso de producción de alcohol etílico por vía fermentativa y que contiene 13 % de levadura en agua.

Solución:

La capacidad calorífica de la mezcla será:

$$c_{pM} = 0,13 (c_{pLEV}) + (1 - 0,13)(c_{pAGUA})$$

La capacidad calorífica específica del agua es de 4,18 J/g.K [Hougen, 1975]. Según la tabla 1 la fórmula estructural de la levadura es $CH_{1,66}O_{0,4}N_{0,13}$ y su masa molar es

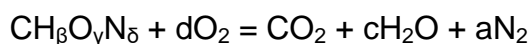
23,5 g/mol; por tanto, la capacidad calorífica específica se determina según:

$$c_{pLEV} = [1(7,524) + 1,66(9,614) + 0,4(16,720) + 0,13(25,916)]/23,5 = 1,43 \text{ J/g. K}$$

Sustituyendo para la mezcla: $c_{pM} = 3,82 \text{ J/g. K}$

Estimación de calor de combustión

Según experiencias reportadas [Bailey, 1986] el calor de combustión de un microorganismo se puede estimar en función del oxígeno teórico, es decir, el necesario para su combustión completa. Para el microorganismo de la forma $C_{\alpha}H_{\beta}O_{\gamma}N_{\delta}$ el oxígeno teórico se determina de forma clásica cuando en la combustión se obtienen los compuestos de máximo grado de oxidación. La reacción de combustión completa del microorganismo será ($\alpha = 1$):



Haciendo el balance de masa por elementos se obtienen los coeficientes estequiométricos, donde, por definición, d representa el oxígeno teórico. Experimentos con gran cantidad de microorganismos, entre ellos *E. coli*, *C. Intermedia*, *B. subtilis*, *A. niger*, etc. [Bailey, 1986; y Atkinson y Mavituna, 1991] demostraron que el calor desprendido durante la combustión se encuentra en el rango de 434,72 a 518,32 kJ por cada mole de oxígeno teórico. También es posible estimar el calor de combustión por una expresión equivalente en función del grado de reducción del compuesto en cuestión, es decir, del microorganismo representado como un compuesto orgánico. Por su parte Cargnelutti [1996] propone valores determinados para el poder calorífico superior e inferior para la biomasa con fórmula similar a la celulosa y lo ajusta a valores de 18 700,22 (PCS) o de 17 323,73 (PCI) expresados en kJ/kg, pero en realidad pueden ser calculados basados en el mismo principio.

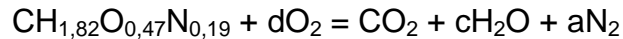
Ejemplo 2

Estimar el calor de combustión de *Cándida utilis*, supuesta un compuesto orgánico.

Solución:

Según la tabla 1, la fórmula orgánica del microorganismo es $\text{CH}_{1,82}\text{O}_{0,47}\text{N}_{0,19}$.

Determinación del oxígeno teórico para un mole de célula:



Planteando el balance de masa por elementos:

$$\text{C: } 1 = 1$$

$$\text{H: } 1,82 = 2c$$

$$\text{N: } 0,19 = 2a$$

$$\text{O: } 2d + 0,47 = 2 + c$$

La solución del sistema de ecuaciones suministra el valor de $d = 1,22$ (oxígeno teórico).

Para estimar el calor de combustión, puede tomarse un valor intermedio del propuesto entre 434,72 a 518,32 kJ.

$$\Delta H_c = 1,22(434,72) = 530,36 \text{ kJ}$$

Este valor del calor de combustión puede ser utilizado como una aproximación en los cálculos del calor de reacción en procesos donde se encuentre involucrada la *C. utilis*.

Estimación de valores de exergía específica

A continuación se presentan algunos datos de exergía útiles a la hora de analizar diferentes procesos. Estos se ofertan en su forma original [Baloh, 1995] o con transformaciones tales como la conversión de datos de gráficos a tablas o de datos tabulados a ecuaciones. Dado su grado de aproximación son útiles, al menos para un análisis preliminar.

Algunas consideraciones respecto a los datos muestran que:

- La exergía de un combustible coincide con su valor calórico superior.
- La misma fuente de datos para el aire puede ser utilizada para gases de combustión en función del contenido de humedad.
- Los datos determinados para remolacha se pudieran usar en otras formas de biomasa con características similares. De la misma manera se puede interpretar el «bagazo».

Exergía del vapor de agua (kJ/kg): $e_v = -1154,3 + 4,58 \cdot (T_{(K)})$

Exergía del agua líquida (kJ/kg): $e_L = -258,7 + 0,88 \cdot (T_{(K)})$

Tabla 3. Exergía de remolacha fresca (kJ/kg)

| | | | | | | |
|---------------|------|------|------|------|------|------|
| T (°C) | 20 | 25 | 30 | 35 | 40 | 45 |
| e | 13,2 | 14,0 | 14,4 | 15,2 | 16,0 | 17,2 |

Tabla 4. Exergía del bagazo de remolacha (50 % de humedad) (kJ/kg)

| | | | | | | | | | |
|---------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------|
| T (°C) | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 | 55 | 60 | 65 | 70 |
| e | 0,6 | 1,4 | 2,0 | 3,3 | 4,6 | 6,3 | 8,0 | 9,5 | 12,5 |

Tabla 5. Exergía o valor calórico superior de combustibles comunes

| Combustible | Exergía (kJ/kg) |
|-------------------------------|------------------------|
| Carbón de cocina | 31 506 |
| Carbón de grasa | 29 722 |
| Carbón de llama de gas | 30 618 |
| Lignito | 19 766 |
| Petróleo S (3,5 % de Azufre) | 42 287 |
| Petróleo EL (1 % de Azufre) | 45 427 |
| Gas natural | 41 868 |
| Bagazo de caña (50 % de agua) | 9 500 |
| Biomasa seca | 18 700 |

Tabla 6. Exergía de soluciones azucaradas de 94,3 % de pureza (kJ/kg)

| | | | | | | | | | | | | |
|------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|------------|------------|------------|------------|------------|
| C\T | 20 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | 100 | 110 | 120 | 130 | 140 |
| 0 | 27 | 31 | 34 | 39 | 44 | 51 | 58 | 67 | 75 | 85 | 95 | - |
| 10 | 19 | 22 | 25 | 29 | 34 | 41 | 48 | 56 | 65 | 74 | 85 | - |
| 20 | 14 | 16 | 19 | 23 | 28 | 34 | 40 | 48 | 57 | 66 | 76 | 88 |
| 30 | 9 | 12 | 14 | 18 | 23 | 28 | 34 | 42 | 50 | 59 | 68 | 79 |
| 40 | 5 | 7 | 10 | 13 | 18 | 23 | 29 | 36 | 42 | 52 | 61 | 71 |

| | | | | | | | | | | | | |
|-----|---|-----|-----|---|-----|-----|----|----|----|----|----|----|
| 50 | 2 | 4 | 6 | 9 | 14 | 18 | 24 | 31 | 38 | 47 | 55 | 64 |
| 60 | 1 | 2,5 | 4 | 8 | 11 | 16 | 21 | 27 | 34 | 41 | 49 | 58 |
| 70 | 0 | 1,5 | 3,5 | 6 | 9,5 | 14 | 19 | 24 | 31 | 39 | 47 | 53 |
| 80 | - | 1 | 3 | 5 | 9 | 13 | 18 | 23 | 28 | 34 | 42 | 49 |
| 90 | - | 1 | 2 | 4 | 8 | 10 | 14 | 18 | 24 | 31 | 39 | 45 |
| 100 | - | 0,5 | 1,5 | 3 | 5 | 7,5 | 10 | 13 | 18 | 22 | 27 | 37 |

(La concentración (C) se expresa en tanto por ciento (%) de sólidos solubles, y la temperatura en grados celsius, 0C)

Tabla 7. Exergía del aire y gases de combustión (kcal/kg)

| X/T | 70 | 100 | 150 | 200 | 250 | 300 | 350 | 400 | 450 | 500 | 550 | 600 |
|------|------|------|------|------|-----|------|------|-----|------|------|------|------|
| 0 | 1 | 3 | 6,5 | 10 | 15 | 21 | 27 | 34 | 41,5 | 49 | 57 | 65,5 |
| 0,05 | 1 | 3 | 6 | 11 | 16 | 22 | 28,5 | 36 | 43 | 51 | 60 | 69 |
| 0,1 | 3,5 | 5 | 9 | 13,5 | 18 | 25 | 32 | 39 | 47 | 55,5 | 64,5 | 73,5 |
| 0,2 | 9 | 11 | 14,5 | 19 | 25 | 31,5 | 39 | 46 | 55 | 64 | 73,5 | 83 |
| 0,3 | 15 | 16 | 20 | 25 | 31 | 38 | - | - | - | - | - | - |
| 0,4 | 20,5 | 22 | 26 | 31 | 38 | - | - | - | - | - | - | - |
| 0,5 | 25,5 | 27 | 31 | 37 | - | - | - | - | - | - | - | - |
| 0,6 | 30 | 31,5 | 35 | 41 | - | - | - | - | - | - | - | - |

(X (humedad) = kg de agua/kg de aire seco y T en °C)

Ejemplo 3:

Determine la eficiencia energética de un generador de vapor que quema bagazo para producir 45 t/h de vapor con un índice de generación de 2,23 t_{VAPOR}/t_{BAGAZO}, 20 % de exceso de aire y extracciones continuas de vapor equivalentes a 1,8 t/h.

Solución:

El esquema puede esquematizarse de la siguiente manera:

Planteamiento de la eficiencia exergética:

En el generador de vapor no se produce trabajo útil:

$$\eta_e = \frac{e_{sal}}{e_{ent}}$$

Las exergía a la entrada y la salida se evalúan de acuerdo con la suma del producto de la masa y la exergía específica de cada corriente involucrada:

$$e_{SAL}: e_{VAPOR} + e_{GASES} + e_{EXTRACCIONES} \text{ Y } e_{ENT}: e_{AGUA} + e_{BAGAZO} + e_{AIRE}$$

Los valores de la exergía específica de cada corriente se determinan con ayuda de las fuentes de datos propuestas en el presente trabajo:

| Corriente | Exergía específica (kJ/kg) |
|--------------|----------------------------|
| Vapor | 1 653,24 |
| Gases | 54,34 |
| Extracciones | 192,74 |
| Agua | 85,0 |
| Bagazo | 9 500 |
| Aire | 4,18 |

Una vez aplicado el balance de masa se obtienen los siguientes resultados:

| Corriente | Flujo másico (t/h) |
|---------------------|--------------------|
| Vapor producido | 45 |
| Agua alimentada | 46,8 |
| Extracción | 1,8 |
| Consumo de bagazo | 20,17 |
| Aire | 80,7 |
| Gases de combustión | 101,6 |

Sustituyendo los valores en las expresiones para la determinación de exergía y finalmente en la expresión de la eficiencia, se obtiene un valor de 41 % de eficiencia exergética. Debe recordarse que este valor es comparable a 100 % de eficiencia que pudiera obtenerse, pero que siempre es inalcanzable debido, entre otras cosas, a la irreversibilidad de los procesos y otros elementos relacionados con las fuentes de pérdidas, especialmente las de origen interno.

Conclusiones

1. Para el caso de no conocer valores precisos, las capacidades caloríficas medias de la biomasa pueden ser estimadas a partir del conocimiento de la Regla de Kopp, partiendo del conocimiento de la composición elemental del

compuesto y los aportes energéticos de cada elemento en la fórmula química.

2. El calor de combustión de la biomasa puede estimarse en función de diversos factores, como son el oxígeno teórico o el grado de reducción, de acuerdo con la composición elemental o la fórmula química del compuesto.
3. La exergía específica de la biomasa puede estimarse en función de diferentes factores entre los que se destacan la composición elemental, la presión y la temperatura. El valor puede ser estimado a partir de su definición siempre que se cuente con datos de propiedades que contengan entalpías y entropías específicas. En el caso de compuestos que se usen como combustibles, pueden asumirse como valor aproximado el del poder calorífico superior. Si los compuestos involucrados en el análisis no participan de una reacción, puede asumirse como valor de la exergía total el de la exergía física solamente.

Bibliografía

- ATKINSON, B. Y F. MAVITUNA. *Biochemical Engineering and Biotechnology Handbook*. Stockton Press, 1991.
- BAILEY, J. E. Y D. F. OLLIS. *Biochemical Engineering Fundamentals*. Mc Graw Hill Book Company, 1986.
- BALOH, T. *et al.* *Manual de energía para fábricas de azúcar*. Druckhaus am Treptower Park. 1995. ISBN 3-87040-055-2.
- CARGNELUTTI, M. . «Temperatura, composición y propiedades de los gases producto de la combustión de la biomasa». *Int. Sugar Jnl.* vol 98, No. 1168, 1996.
- DORAN, P. *Principios de Ingeniería de los bioprocesos*. Editorial ACRIBIA, 1998.
- HOUGEN, O. A., K. M. WATSON Y R. A. RAGATZ. *Principios de los procesos químicos*. Parte I: Balances de Materia y Energía. Ed. REVERTE, 1975.
- ICIDCA. *La industria de los derivados de la caña de azúcar*. La Habana: Ed. Científico-Técnica, 1986.
- MONTERO, G. *et al.* «Métodos para la estimación de la exergía química satandar de compuestos orgánicos». *Revista del IMIQ*. Año XXXIX. Vol 9-10, 1998.
- PEACOCK, S. «Predicting physical propierties of factory juices and syrups». *Int. Sugar Jnl.* vol 97. No. 1162, 1995.
- Perry's Chemical Engineering Handbook*. 7ma. edición. Mc Graw Hill, 1999.
- REKLAITIS, G. V. *Balances de materia y energía*. Mc Graw Hill, 1989.
- RIVERO, R. *et al.* «Determinación de la exergía de una mezcla de crudos Istmo-Maya». *Revista del IMIQ*. Año XXXIX. vol. 5-6, 1998.

Analogía entre las transferencias de calor y masa

Analogy between Transferences of Heat and Mass

Dr. Juan José González Bayón

Centro de Estudio de Tecnologías Energéticas Renovables (CETER), Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría (ISPJAE), Ciudad de La Habana, Cuba.

Center of Studies on Renewable Energy Technologies (CETER), José Antonio Echeverría Higher Polytechnic Institute (ISPJAE), Havana City, Cuba.

Tel.: (537) 2663628.

e-mail: jjgbayon@ceter.cujae.edu.cu

Resumen

El presente trabajo es resultado de la revisión bibliográfica desarrollada por el autor y de su propia experiencia en la aplicación de la analogía entre la transferencia de calor y la transferencia de masa para la medición de los coeficientes locales y global de transferencia de calor en diferentes tipos de geometrías. En el texto se exponen, inicialmente, todos los aspectos teóricos relativos a la aplicación de la analogía transferencia de calor-masa. A continuación se señalan un grupo de técnicas experimentales que hacen uso de la analogía entre la transferencia de calor y de masa y finalmente se describe la técnica de la sublimación de naftaleno como la más representativa y ampliamente usada en las investigaciones experimentales; aplican la analogía entre la transferencia de calor y de masa.

Palabras clave: transferencia de calor y masa, técnica de sublimación de naftaleno.

Abstract

This paper is the result of a compilation made by the author where he also added his own experience on the analogy between the heat and mass transferences through the measurement of local and global coefficients of heat transfer in different types of geometries. All the theoretical aspects are discussed on the paper concerning the application of the heat-mass transfer analogy. A set of experimental techniques that use the analogy between heat and mass transfer is stated. Finally, the technique on naphthalene sublimation is described as the most representative and widely used in the experimental researches applying the analogy between heat and mass transferences.

Key words: Heat and mass transference, technique of naphthalene sublimation.

Introducción

Los coeficientes de transferencia de calor por convección generalmente son determinados a través de experimentos que envuelven el uso de complejos instrumentos y mediciones difíciles. Un método alternativo para obtener el coeficiente de transferencia de calor por convección, o en general estudiar procesos donde existe transferencia de calor, es conducir los experimentos a través de la transferencia de masa. Los métodos de medición basados en la

transferencia de masa en general reportan menores índices de incertidumbre y son relativamente más simples para el montaje y para el control de los parámetros del experimento.

El fundamento para poder ejecutar los estudios en el campo de la transferencia de masa y transformar los resultados al dominio de la transferencia de calor es la llamada analogía calor-masa.

En este trabajo se pretende mostrar las consideraciones básicas para el establecimiento de la analogía entre la transferencia de calor y la transferencia de masa e su campo de validez.

Analogía calor-masa para fluido con propiedades constantes

La analogía entre la transferencia de calor y la transferencia de masa para un fluido con propiedades constantes fue descrita en detalles por Eckert [1976]. El flujo de un fluido con propiedades constantes puede ser descrito totalmente por las ecuaciones de continuidad, las ecuaciones de Navier-Stokes y por las correspondientes condiciones de contorno. Observe que el hecho de ser las propiedades constantes permite desacoplar estas ecuaciones de la ecuación de la energía o de la ecuación de las especies químicas.

Para expresar las ecuaciones de una forma compacta y general se utiliza la notación tensorial en coordenadas cartesianas con parámetros adimensionales. Los términos con unidades de longitud son adimensionalizados a través de una longitud de referencia (L_0); las velocidades por medio de una velocidad de referencia (v_0); los términos de tiempo según un tiempo de referencia (L/v_0) y las presiones según la presión de referencia dada por (ρv_0^2). Esto es:

$$x_i^* = \frac{x_i}{L_0} \quad u_i^* = \frac{u_i}{v_0} \quad \tau^* = \frac{\tau}{L_0/v_0} \quad p^* = \frac{p}{\rho v_0^2} \quad (1)$$

Con esta notación las ecuaciones de la continuidad y de Navier-Stokes toman la siguiente forma:

$$\frac{\partial}{\partial x_i^*} (u_i^*) = 0 \quad (2)$$

$$\frac{Du_i^*}{D\tau^*} = -\frac{\partial p^*}{\partial x_i^*} + \frac{1}{Re_0} \frac{\partial}{\partial x_j^*} \left[\left(1 + \frac{\varepsilon}{\nu} \right) \left(\frac{\partial u_i^*}{\partial x_j^*} + \frac{\partial u_j^*}{\partial x_i^*} \right) \right] \quad (3)$$

Se debe notar que la ecuación (3) en realidad representa tres ecuaciones, una para cada dirección cartesiana. El número de Reynolds Re_0 que aparece en (3) está definido sobre la base de los parámetros de referencia, i.e.: $Re_0 = L_0 v_0 / \nu$

El término (ε/ν) expresa la relación entre la difusividad turbulenta de momentum y la viscosidad cinemática del fluido, puede ser conocida a partir de consideraciones de semejanza o de pruebas experimentales y queda como una

función del número de Reynolds y de la posición $(\varepsilon/\nu) = f(Re_0, x_i^*)$

Como un flujo con propiedades constantes es independiente del hecho que exista o no exista transferencia de calor o de masa, se puede superponer a dicho campo de velocidades un proceso de transferencia de calor o de masa sin producir ninguna alteración sobre él.

Considérese entonces un proceso de transferencia de calor superpuesto al flujo anterior. La ecuación de la energía que caracteriza el proceso (en términos adimensionales) puede ser expresada de la forma siguiente:

$$\frac{DT^*}{Dx^*} = \frac{1}{Re_0 Pr} \frac{\partial}{\partial x_i^*} \left[\left(1 + \frac{\varepsilon}{\nu} \frac{Pr}{Pr_t} \right) \left(\frac{\partial T^*}{\partial x_i^*} \right) \right] \quad (4)$$

El número de Prandtl (Pr) expresa la relación entre la viscosidad cinemática y la difusividad térmica del fluido, y de igual forma el número de Prandtl (Pr_t) expresa la relación entre la difusividad turbulenta de momentum ε y la difusividad turbulenta

de calor εh . El número de Prandtl turbulento es dado por una relación del tipo $Pr_t = f(Re_0, Pr, x_i^*)$ determinada por consideraciones de semejanza y por evidencias experimentales.

$$T^* = \frac{T - T_0}{T_\infty - T_0}$$

La temperatura adimensional T^* es definida como:
Donde:

T_0 es una temperatura de referencia arbitraria, y T_∞ es la temperatura de la corriente fluida lejos de la superficie de transferencia.

En la ecuación (4) se puede observar que el campo de temperatura obtenido como solución tendrá la forma:

$$T^* = T^*(Re_0, Pr, x_i^*) \quad (5)$$

Conociendo la definición del número de Nusselt, que caracteriza el gradiente de temperatura sobre la superficie de transferencia en forma adimensional:

$$Nu = \left. \frac{\partial T^*}{\partial x_j^*} \right|_{x_j^*=0} = \frac{hL_0}{k} \quad (6)$$

Entonces, el número de Nusselt puede ser usado para describir la relación funcional (5) expresada anteriormente; de ello se obtiene:

$$Nu = Nu(Re_0, Pr, x_i^*) \quad (7)$$

Ahora consideramos, en lugar del proceso de transferencia de calor, la superposición al flujo de un proceso de transferencia de masa en un medio de

una sola fase y dos componentes. Este proceso será descrito por la ecuación de las especies en la forma siguiente:

$$\frac{Dw^*}{Dt^*} = \frac{1}{Re_0 Sc} \frac{\partial}{\partial x_i^*} \left[\left(1 + \frac{\varepsilon}{\nu} \frac{Sc}{Sc_t} \right) \left(\frac{\partial w^*}{\partial x_i^*} \right) \right] \quad (8)$$

La concentración w^* (o fracción) de masa de uno de los componentes en forma

adimensional es definida como:

$$w^* = \frac{w - w_0}{w_\infty - w_0}$$

Donde w_0 es la concentración del componente sobre la superficie de transferencia de masa y w_∞ es la concentración del componente lejos de la superficie de transferencia. $Sc = \nu/D$ es el número de Schmidt, donde D es el coeficiente de difusión de masa del componente que está siendo transferido en el fluido, y $Sc_t = \varepsilon / \varepsilon_m$ el número de Schmidt turbulento, con ε_m difusividad turbulenta de masa.

La solución de la ecuación (8) reporta que $w^* = w^*(Re_0, Sc, x_i^*)$. Entonces el número de Sherwood, adimensional que caracteriza el gradiente de concentración sobre la superficie de transferencia quedará expresado por:

$$Sh = \left. \frac{\partial w^*}{\partial x_j^*} \right|_{x_j^*=0} = \frac{hL_0}{D}; \quad Sh = Sh(Re_0, Sc, x_i^*) \quad (9)$$

Un análisis de las ecuaciones (4) y (8) manifiesta que las dos son similares; la ecuación (4) describe el campo de temperatura de la misma forma que la ecuación (8) describe el campo de concentración, como puede ser verificado de las soluciones adimensionales encontradas para Nu y Sh . Mas para que exista analogía plena entre las dos ecuaciones y en consecuencia en las soluciones, aún debe ser satisfecha la condición: $Pr_t = Sct$.

Todas las evidencias experimentales demuestran que esta condición es cierta. El resultado expresado antes muestra que para configuraciones geométricas y condiciones de contorno similares, simplemente se puede sustituir en la ecuación de la energía o de las especies, T^* por w^* y Pr por Sc y una se transforma en la otra. Esto significa que en (7) Nu puede ser sustituido por Sh y Pr por Sc ; se obtiene la expresión (9). Por lo tanto, la transferencia de calor y la transferencia de masa son análogas y basta conocer la solución para el proceso de transferencia de masa que entonces se dispone de la solución para el proceso análogo de transferencia de calor o viceversa. Los resultados experimentales en transferencia de calor generalmente son correlacionados a través de ecuaciones empíricas de la forma:

$$Un = cRe^m Pr^n$$

De acuerdo con la analogía calor-masa, los resultados de transferencia de masa pueden ser correlacionados en la misma forma:

$$Sh = cRe^m Pr^n$$

La razón de estas dos ecuaciones indica que los resultados de la transferencia de masa pueden ser convertidos en sus análogos de transferencia de calor:

$$\frac{Nu}{Sh} = \left(\frac{Pr}{Sc} \right)^n \quad (10)$$

En la expresión (10) el exponente n es una constante empírica determinada de los resultados experimentales, y se encuentra en el intervalo de 1/2 a 1/3. El valor de n es tomado generalmente igual a 1/3 para régimen laminar. Sparrow y Hajiloo [1980] recomiendan utilizar $n = 0,4$ para $Sc < 2,5$. En realidad n debe ser determinado para cada condición, pues su valor es dependiente del régimen de flujo y de la geometría. La analogía entre la transferencia de calor y de masa puede ser expresada de otras formas. El número de Sherwood y el número de Nusselt pueden ser presentados como el producto de tres adimensionales, i.e.:

$$\begin{aligned} Sh &= St_m \cdot Re \cdot Sc \\ Nu &= St_c \cdot Re \cdot Pr \end{aligned} \quad (11)$$

Donde:

St_m y St_c son los números de Stanton para transferencia de calor y de masa respectivamente. Sustituyendo estos en la ecuación (10) se obtiene:

$$St_m \cdot Sc^{1-n} = St_c \cdot Pr^{1-n}$$

que es la forma equivalente de presentar la analogía j de Colburn para transferencia de calor y masa.

$$j_m = j_c \quad (12)$$

con $j_m = St_m \cdot Sc^{1-n}$ y $j_c = St_c \cdot Pr^{1-n}$

Las expresiones de la analogía fueron presentadas en términos de números adimensionales locales, pero pueden ser integradas y resultar expresiones semejantes en términos de valores globales. La expresión de la analogía es válida para flujo laminar o turbulento, siempre que $Pr_t = Sc_t$.

Lewis mostró que los coeficientes de transferencia de calor y de masa pueden ser relacionados de forma más precisa siguiendo un tratamiento más estricto. Usando una expresión derivada del perfil universal de velocidad de la capa límite turbulenta y asumiendo iguales la difusividad turbulenta de calor y de cantidad de movimiento ($Pr_t = 1$), puede ser obtenido el coeficiente de transferencia de calor de la capa límite turbulenta en términos del coeficiente de fricción y del número de Prandtl.

Siguiendo esta línea de análisis fue demostrado que para flujos turbulentos simples, tales como el flujo sobre placa plana o flujo turbulento totalmente desarrollado en tubo, existen discrepancias con la analogía de Colburn. Según Colburn, la relación $\Phi = (St/St_m)$ debe tener un valor constante dado que Pr y Sc se mantienen prácticamente constantes, sin embargo Lewis encontró que en general el factor Φ disminuye con el incremento del número de Reynolds. Para ilustrar lo expresado hasta aquí se presentan a continuación dos ejemplos:

Placa plana

Usando la correlación analítica de Von Karman para St se tiene:

$$St = \frac{C_f / 2}{1 + \sqrt{C_f / 2} [5 Pr + 5 \ln(5 Pr + 1) - 14]} \quad (13)$$

donde el factor de fricción C_f es dado por Schultz-Grunow:

$$C_f / 2 = 1,6 (\ln Re)^{-2,584} \quad (14)$$

sustituyendo (14) en (13)

$$St = \frac{1,6 (\ln Re)^{-2,584}}{1 + \sqrt{1,6 (\ln Re)^{-2,584}} [5 Pr + 5 \ln(5 Pr + 1) - 14]} \quad (15)$$

Realizando el mismo tratamiento para el St de masa se obtiene:

$$St_m = \frac{1,6 (\ln Re)^{-2,584}}{1 + \sqrt{1,6 (\ln Re)^{-2,584}} [5 Sc + 5 \ln(5 Sc + 1) - 14]} \quad (16)$$

A partir de estas relaciones se puede encontrar Φ como función del número de Reynolds, cuyo comportamiento se muestra en la figura 1. Nótese de la figura (construida para flujo de aire $Pr = 0,71$ e intercambiando masa con una superficie de naftaleno $Sc = 2,28$) que Φ de Colburn es constante e igual a 2,03 para todo Re , sin embargo el Φ hallado según Von Karman va disminuyendo con Re , de forma tal que para $Re = 107$ la diferencia alcanza hasta un 25% de diferencia con relación al valor de Colburn.

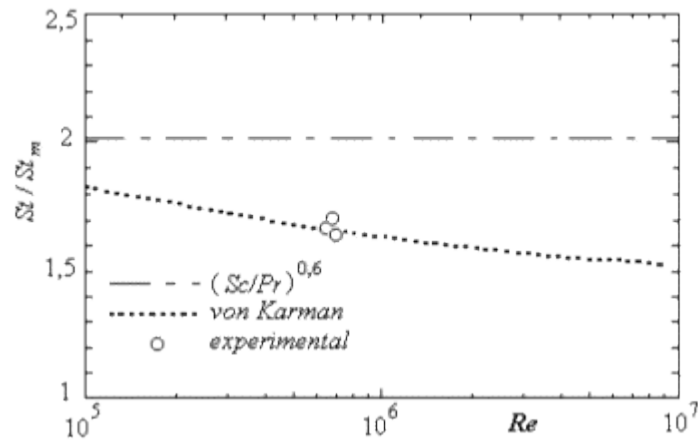


Fig. 1. Razón de número de Stanton para flujo turbulento sobre placa plana. ($Pr = 0,71$ y $Sc = 2,28$).

Flujo totalmente desarrollado en tubo

En este caso la expresión para el número de Stanton St es similar a la ecuación (13) solo que debe colocarse el coeficiente de fricción para el tubo

$$C_f / 2 = 0,023(Re)^{-0,2}$$

Así es obtenido:

$$St = \frac{0,023(Re)^{-0,2}}{1 + \sqrt{0,023(Re)^{-0,2} [5Pr + 5 \ln(5Pr + 1) - 14]}} \quad (17)$$

$$St_w = \frac{0,023(Re)^{-0,2}}{1 + \sqrt{0,023(Re)^{-0,2} [5Sc + 5 \ln(5Sc + 1) - 14]}} \quad (18)$$

A partir de estas relaciones se hace el mismo análisis que para la placa plana y se obtienen los resultados mostrados en la figura 2. Obsérvese en la figura que Φ se comporta nuevamente como en el caso de la placa plana, solo que la

disminución con el número de Reynolds es aún mayor, alcanzando una diferencia de hasta 30 % para $Re = 106$.

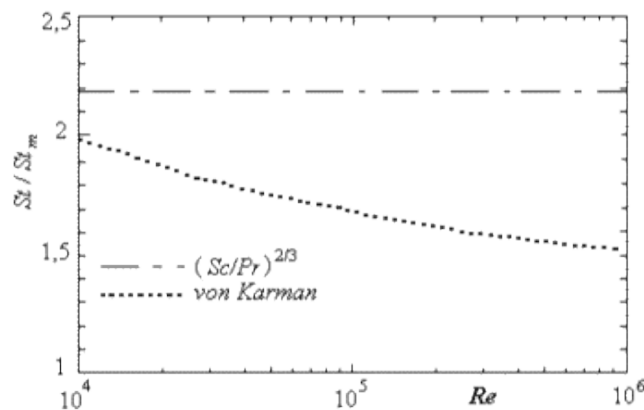


Fig. 2. Razón de número de Stanton en flujo turbulento totalmente desarrollado en tubo. ($Pr = 0,71$ y $Sc = 2,28$).

Cuando el flujo es altamente turbulento, el número de Prandtl y el número de Schmidt de difusión molecular ejercen influencia sobre la transferencia sólo en la región de la subcapa laminar, es decir, muy cerca de la pared. Así, en flujos con alto número de Reynolds la turbulencia presente en la capa límite se torna más significativa que la difusión molecular, pues esta queda restringida apenas a la subcapa laminar, la cual es cada vez de menos espesor en razón de la alta turbulencia. Esto significa que en la aplicación de la analogía calor-masa debe ser con mucho cuidado, y reservar la analogía simple de Colburn a los flujos laminares.

Para cerrar la discusión sobre el establecimiento de la analogía calor-masa es importante dejar resumidas las consideraciones fundamentales que han sido asumidas:

1. Propiedades constantes.
2. Baja tasa de transferencia de masa.
3. No existen reacciones químicas en el fluido.
4. La disipación viscosa es despreciable.
5. No existe transferencia de calor por radiación.
6. No existe difusión por gradientes de presión o térmico, ni difusión forzada.

Las dos primeras restricciones son las más importantes para la mayoría de los problemas.

Si bien la analogía calor-masa fue desarrollada para propiedades constantes, también es aplicable en el caso de propiedades variables si es satisfecha la condición de que la dependencia de las propiedades con la temperatura sea

similar a la dependencia con la fracción de masa en el intervalo de T y w donde se analiza el problema.

Para gases casi siempre es posible aplicar la analogía con propiedades variables, pues Pr y Sc son prácticamente constantes. La dependencia de la densidad ρ

muestra un comportamiento similar con T y w , según puede observarse de las relaciones presentadas a continuación (obtenidas de la consideración de gas perfecto):

$$\rho = f(T) \quad \rho = \frac{pM}{R(f+T_0)} \quad (19)$$

$$\rho = f(M) \quad \rho = \frac{p}{RT} \frac{M_1 M_2}{w + M_1} \frac{(M_2 - M_1)}{(M_2 - M_1)} \quad (20)$$

Para la viscosidad no sucede exactamente lo mismo, mas el problema puede ser resuelto adoptando una ley de variación lineal de μ con T y con w en el intervalo de trabajo.

Técnicas de medición de los coeficientes de transferencia de calor usando la analogía entre la transferencia de calor y de masa

Existe gran número de técnicas para desarrollar experiencias donde la analogía entre la transferencia de calor y de masa es utilizada para estudiar la transferencia de calor entre superficies y medios gaseosos. Una clasificación de las técnicas para la medición de la transferencia de masa en flujos sobre superficies es encontrada en Kottke [1978].

Kottke divide las técnicas en tres tipos: las técnicas de absorción con reacciones químicas e intensidad de color, las técnicas de evaporación y las técnicas de sublimación. La primera técnica generalmente es usada a través de la absorción de amoniaco en la superficie de transferencia [Kottke, 1985; Shüz, 1992, y Gaiser, 1989]. La absorción del amoniaco implica un cambio en la coloración de la superficie, coloración a partir de la cual se determina el coeficiente de transferencia de masa. El método resulta bastante complejo, pues exige la calibración de los resultados con geometrías donde el coeficiente de transferencia de masa sea conocido.

Los métodos de sublimación han sido ampliamente usados, en especial la sublimación de naftaleno (como muestra el artículo de revisión bibliográfica Goldstein [1995]). El método de sublimación de naftaleno es una técnica relativamente simple y con pequeño grado de incertidumbre (5-6 %), aunque cuando es usada para mediciones de los coeficientes locales exige de equipamientos sofisticados y alta precisión (alto costo) para poder determinar las pequeñas deformaciones de la superficie con una incertidumbre razonable.

Los métodos de evaporación se basan en determinar la pérdida de líquido de una superficie húmeda midiendo la variación de masa transferida (para mediciones globales) o de otra propiedad vinculada con la pérdida de humedad, como puede ser la variación de los tonos de color de la superficie, la cual por producirse con diferente intensidad en los distintos puntos puede ser usada para la determinación de coeficientes locales de transferencia de masa (calor). La medición del coeficiente global de transferencia de calor con los métodos de evaporación se comporta de forma semejante al método de la sublimación de naftaleno.

Para mediciones locales, la evaporación ha sido aplicada fundamentalmente para visualización. La principal desventaja atribuida al método de medición por evaporación –(citada por Kottke [1982])–, consiste en la alteración de la capa límite de concentración cuando ocurre el secado parcial de regiones de la superficie investigada. La limitación mencionada antes no constituye un impedimento insuperable, como puede ser visto en Bayón [1999] donde fue desarrollado un método para la medición de los coeficientes locales de transferencia que aprovecha la relación existente entre la variación de los tonos de color de una superficie (revestida de una capa de polvo de tiza mojado uniformemente con agua) con el cambio del contenido de humedad del material.

La técnica establece una graduación entre la masa de agua transferida por la superficie y sus tonos de color a través de la digitalización de las imágenes captadas por una cámara fotográfica conectada a una computadora. Los tonos de color son evaluados en una escala numérica de 0 hasta 255, correspondiente a los tonos de gris de la imagen procesada por un software desarrollado para la interpretación de los datos. Los resultados de la aplicación del método en la determinación de los coeficientes de transferencia de calor presentan incertidumbre del orden de 5 %, comparables con las incertidumbres de otras técnicas mucho más sofisticadas. Los valores experimentales obtenidos mostraron buena correspondencia con los resultados obtenidos por otros métodos de medición.

Dentro del grupo de técnicas mencionadas antes, la más empleada universalmente es la sublimación de naftaleno.

Técnica de sublimación de naftaleno

La técnica de sublimación de naftaleno fue introducida para estudios de analogía entre calor y masa por Jacob & Kezios [1953].

Las ventajas de este método están en que confiere resultados con muy buena exactitud y alta resolución para la determinación de los coeficientes global y locales de transferencia de calor.

La sublimación de naftaleno permite estudiar la componente convectiva de los procesos de transferencia de calor, sin tener presentes las indeseables pérdidas externas debidas a la conducción y la radiación de calor.

Así, con esta técnica es posible obtener condiciones de contorno isotérmicas o adiabáticas con mínimo o ningún error, lo que solo se consigue de forma aproximada en ensayos de transferencia de calor. La temperatura y presión constantes sobre la superficie del naftaleno conllevan a que la presión de vapor saturado y la concentración de naftaleno sobre la superficie también sean constantes. Esta condición de contorno equivale a una superficie isotérmica en la analogía con la transferencia de calor. Por otro lado una superficie inactiva (no sublimante) corresponde a una condición de pared adiabática.

La técnica de sublimación de naftaleno es simple, por lo que es relativamente fácil construir y manipular la sección de pruebas usada para los ensayos, pues

no necesita de complejos sistemas de calentamiento y medición (tales como resistencias, aislamientos y termopares) propios de los procesos térmicos análogos.

El naftaleno es un compuesto del grupo de los hidrocarburos aromáticos. Su estado normal, a presión atmosférica, es sólido, solo que resulta un sólido con características muy adecuadas para ser utilizado en experiencias de transferencia de masa. El naftaleno tiene la propiedad de sublimar en condiciones de presión normal y temperatura relativamente baja, o sea, a la temperatura ambiente presenta una presión de vapor suficientemente alta.

El naftaleno a presión normal (1 bar) posee una temperatura de fusión baja (80 0C), lo que permite fundirlo y moldearlo sin gran esfuerzo en la forma más útil para su empleo en diferentes experiencias.

Las propiedades físicas del naftaleno son bien conocidas y es un material fácil de adquirir, no oxidante y de baja toxicidad.

Propiedades del naftaleno

El método de la sublimación de naftaleno ofrece resultados con pequeños valores de incertidumbre, pero para esto es necesario que los valores de las propiedades sean tomados con suficiente exactitud, especialmente de las propiedades básicas: densidad del sólido, presión de vapor saturado, coeficiente de difusión en el aire y el número de Schmidt.

En la tabla 1 son presentadas las propiedades del naftaleno dadas por Kudchadker apud Goldstein y Cho [1995].

Tabla 1. Propiedades del naftaleno

| Propiedades | Unidad | Valor |
|--|-------------------|--------------------------------|
| Fórmula química | | C ₁₀ H ₈ |
| Peso molecular | g/mol | 128,16 |
| Punto de fusión | 0C | 80,2 |
| Punto triple | 0C | 0,28 |
| Punto de ebullición | 0C | 217,993 |
| Entalpía de sublimación | kJ/mol | 70,36 |
| Temperatura crítica | 0C | 472,50 |
| Densidad del líquido (a 80,23 0C) (a 120 0C) (a 130 0C) | kg/m ³ | 987,0 946,0 938,0 |
| Densidad del sólido (a 20 0C) | kg/m ³ | 1175,0 |
| Conductividad térmica | w/mK | 0,333 |

El naftaleno contiene impurezas mezcladas; no obstante estas no constituyen un problema, pues durante el proceso de fusión pueden ser extraídas, lo que afecta poco el resultado de las experiencias.

Presión de vapor de naftaleno

La presión de vapor saturado del naftaleno puede ser calculada mediante ecuaciones semiempíricas derivadas de la ecuación de Clausius-Clapeyron, cuya forma general es:

$$\log p_v = \frac{a}{T} + b \quad (21)$$

Donde a y b son constantes específicas de la sustancia, y se hallan tabuladas para intervalos de temperatura bien definidos.

Se sabe, sin embargo, que existen diferencias razonables de una referencia para otra en el mismo intervalo de temperatura para la misma sustancia. La razón para esa diferencia se debe al hecho de que la presión de vapor de los sólidos puede variar con la forma de cristalización, de acuerdo con Sherwood e Bryant [1957].

Las ecuaciones encontradas en la literatura no ofrecen datos sobre las condiciones del naftaleno; esto hace difícil escoger una ecuación como la mejor para un determinado trabajo.

En la tabla 2 se presenta un resumen de las ecuaciones ordenadas cronológicamente para la determinación de la presión de vapor saturado del naftaleno obtenidas por diferentes autores.

Después de comparar los valores suministrados por las correlaciones (Fig. 3), se observa que las diferencias son del orden de 7 %. La correlación escogida en la mayoría de los trabajos sobre el tema es la ecuación de Ambrose et al. [1975], cuyos resultados se colocan en la media del conjunto, con la característica de que su rango de incertidumbre de 3,8 % abarca las diferencias con las otras correlaciones.

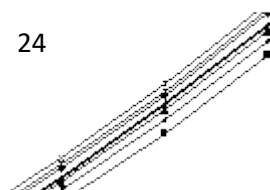
Se debe observar en la figura, la alta sensibilidad de la presión de vapor saturado de naftaleno con la temperatura. La presión varía 10 % con el cambio de cada grado celsius en la temperatura. Por tanto, se debe tomar un cuidado especial con relación a las mediciones de temperatura cuando sea aplicado este método.

Tabla 2. Presión de vapor de naftaleno

| Referencia | Temp. (°C) | Correlaciones |
|--------------------------------------|-------------|--|
| International Critical Tables [1929] | 0 a 60 | $\log p_n = 11,7797 - \frac{3812,34}{T} - 0,02593 \log T$; p_n [mm Hg] ; T [K] |
| Bradley & Cleasby [1953] | 6,7 a 20,7 | $\log p_n = 10,597 - \frac{3783}{T}$; p_n [cm Hg] ; T [K] |
| Sherwood & Bryant [1957] | 0 a 38 | $\log p_n = 11,55 - \frac{3765}{T}$; p_n [mm Hg] ; T [K] |
| Gil'denblat <i>et al.</i> [1960] | 16 a 50 | $\log p_n = 11,424 - \frac{3722,5}{T}$; p_n [mm Hg] ; T [K] |
| Fowler <i>et al.</i> [1968] | 16 a 80 | $\log p_n = 10,0896 - \frac{2926,61}{T+237,332}$; p_n [mm Hg] ; T [K] |
| Ambrose <i>et al.</i> [1975] | -43 a 71 | $T \cdot \log p_n = (1/2) a_0 + \sum_1^3 a_i \cdot E_{i(x)}$ $x = [2T - (T_{\min} + T_{\max})] / (T_{\max} - T_{\min})$ $a_0 = 301,6247$; $a_1 = 791,4937$; $a_2 = -8,2536$; $a_3 = 0,4043$ $E_{1(x)} = x$; $E_{2(x)} = 2x^2 - 1$; $E_{3(x)} = 4x^3 - 3x$ p_n [Pa] ; T [K] |
| Kudchadker <i>et al.</i> [1978] | -10 a 36,8 | $\log p_n = 14,47884 - \frac{8037,107}{T+137,62}$; p_n [bar] ; T [K] |
| Macknick & Prausnitz [1979] | 7,15 a 31,8 | $\log p_n = 26,25 - \frac{8575}{T}$; p_n [mm Hg] ; T [K] |
| De Kruif <i>et al.</i> [1981] | 0 a 80 | $R \ln p_n = 20,09 + 72513 \left(\frac{1}{298,15} - \frac{1}{T} \right) - 57,53 \left[\frac{298,15}{T} - 1 + \ln \left(\frac{T}{298,15} \right) \right]$ p_n [Pa] ; T [K] |

P_n [Pa]

24



Aprovechamiento de la energía solar por medio de una estufa solar con reflectores interiores multipasos

Use of Solar Energy through Solar Chamber with Interior Multi-Step Reflectors

*Pedro Quinto Diez e Hilario Terrés Peña
Laboratorio de Ingeniería Térmica e Hidráulica Aplicada, SEPI-ESIME,
Instituto Politécnico Nacional. Av. IPN s/n, Edif. 5 3er. Piso. C.P. 07738,
México D. F., México.
Laboratory of Thermal and Hydraulic Engineering Lab, SEPI-ESIME, National
Polytechnic Institute . Ave. IPN, Building 5 3rd Floor. Zip Code. 07738,
Mexico D. F., Mexico.
nada Tel.: 57296000 ext. 54783
e-mail: pqd510@hotmail.com*

□

Resumen

En este trabajo se propone una forma de aprovechamiento de la energía solar, a través del uso de una estufa solar con reflectores interiores multipasos. Esta estufa solar se desarrolló en el Laboratorio de Ingeniería Térmica e Hidráulica Aplicada (LABINTHAP), de la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica (ESIME) del Instituto Politécnico Nacional (IPN) de México. La estufa solar con reflectores interiores multipasos es una variante de la estufa solar tipo caja que, conservando la sencillez de construcción, introduce mejoras importantes al producir una concentración de la energía solar sobre el recipiente que contiene el producto que se ha de cocinar. Esto se logra por medio de la incorporación de reflectores interiores, colocados a diferentes ángulos de inclinación, como se muestra en la figura adjunta. Como características constructivas principales de la estufa solar con reflectores interiores multipasos se encuentra la cubierta de doble vidrio y diferentes pasos interiores de reflexión formados por espejos planos. Se muestran los resultados de la simulación numérica de dos estufas solares con reflectores interiores multipasos, una con tres y otra con cinco pasos de reflexión. De esta forma se muestra el aprovechamiento de la energía solar con este tipo de estufa solar.

Palabras clave: Estufa solar, reflectores multipasos, energía convencional.

Abstract

This paper proposes a form of taking advantage of solar energy through the use of a solar chamber with multisteps interior reflectors. This solar chamber was developed at the Laboratory of Applied Thermal and Hydraulic Engineering (LABINTHAP) of the Higher School of Mechanic and Electrical Engineering (ESIME) of the Mexico's National Polytechnic Institute (IPN). The solar chamber with multistep reflectors is another design of the box-type solar chamber, which keeping the simplicity of construction, introduces major improvements when producing a concentration of solar energy on the receptacle that contains the product to be cooked. This can be achieved adding interior reflectors, placed at different inclination angles as shown in the attached figure. As major building construction characteristics of the solar chamber with interior multistep reflectors are the double-glass cover and different interior reflection steps

formed by plain mirrors. Results of the numeric simulation are shown for two solar chambers with multistep reflectors, one with three and the other one with five steps of reflection.

Key words: Solar stove, interior multistep reflectors, conventional energy.

Introducción

De acuerdo con estudios realizados durante varios años se sabe que la energía solar resulta una buena opción para sustituir la energía convencional en aplicaciones domésticas, en el cocinado de alimentos. Esto se logra a través del aprovechamiento de la energía solar en estufas solares.

Se han desarrollado diferentes tipos de estufas solares que se pueden clasificar en las de concentración, las de colectores de placa plana y las de caja. Por su sencillez de construcción y sus buenos resultados técnicos, la estufa solar tipo caja es la que más se ha difundido y la que se ha buscado mejorar para obtener mejor aprovechamiento de la energía solar. Una modificación importante a esta estufa ha sido colocarle reflectores interiores.

Posteriormente, la estufa solar con reflectores interiores se ha mejorado colocándole los reflectores formados por espejos planos, a diferentes ángulos de inclinación, para de esta forma producir una concentración de la radiación reflejada, sobre el recipiente que contiene el producto que se va a cocinar. A esta estufa solar se le ha dado el nombre de «estufa solar con reflectores interiores multipasos» y ha sido propuesta por El-Sebaai y Domanski [1994]. Además, ha sido estudiada experimentalmente por Martínez [1999], y posteriormente Terrés y Quinto [2001] han desarrollando el modelo matemático que describe con precisión aceptable el comportamiento de esta estufa solar.

En el Laboratorio de Ingeniería Térmica e Hidráulica (LABINTHAP) de la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica (ESIME) del Instituto Politécnico Nacional (IPN) de México, se ha construido una estufa solar con reflectores interiores multipasos con tres pasos de reflexión, como se muestra en la figura 1. Esta estufa solar se ha usado para evaluar el aprovechamiento de la energía solar en el cocinado de alimentos y también para evaluar el modelo matemático desarrollado para la simulación de su comportamiento a diferentes condiciones constructivas y de operación.

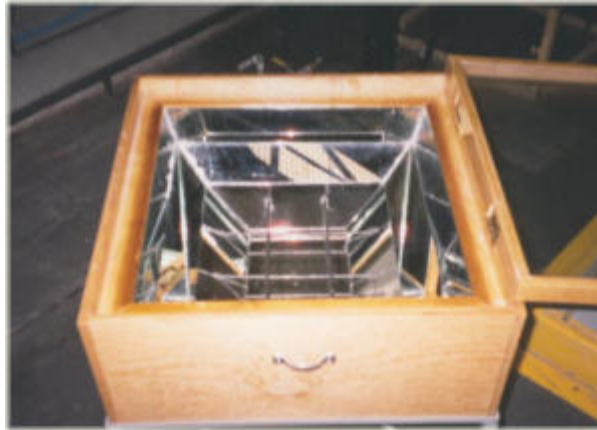


Fig. 1. Estufa solar con tres pasos interiores.

Aquí se presentan los resultados de la simulación numérica que muestran el aprovechamiento de la energía solar a través de la estufa solar con reflectores interiores multipasos, considerando tres y cinco pasos de reflexión.

Análisis de comportamiento

Los componentes de la estufa solar con reflectores interiores multipasos son:

- a. Cubierta, formada por dos vidrios planos, con una separación entre ellos de 2,54 cm.
- b. Reflectores interiores formados por espejos planos, colocados a diferentes ángulos de inclinación.
- c. Aislante térmico lateral.
- d. Recipiente.

En la figura 2 se presenta un diagrama esquemático de esta estufa, que corresponde al caso de tres pasos de reflexión.

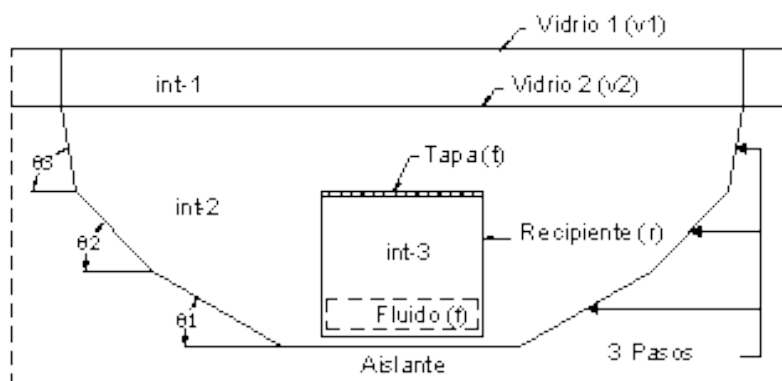


Fig. 2. Estufa solar con reflectores interiores con tres pasos de reflexión.

Los flujos de energía que se intercambian en esta estufa solar se indican en la figura 3, y a partir del análisis de las interrelaciones de dichos flujos, se desarrolla el modelo matemático que permite evaluar el comportamiento térmico de la estufa.

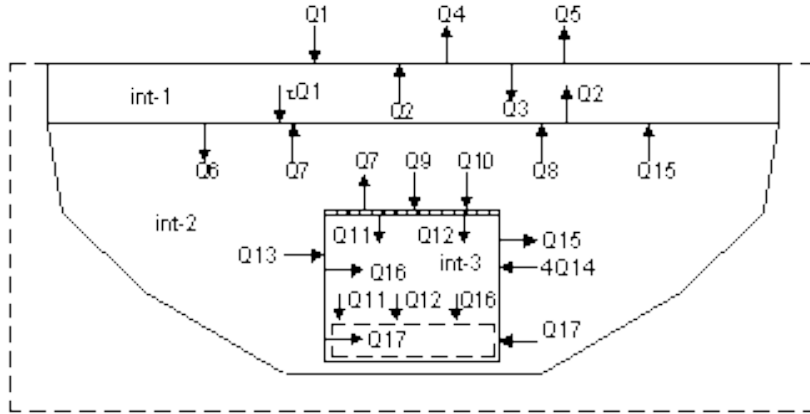


Fig. 3. Esquema de los componentes analizados de la estufa solar.

Los balances de energía correspondientes son los siguientes:

a. En el vidrio 1:

$$m_{v1} c_{v1} \frac{dT_{v1}}{dt} = Q_1 + Q_2 - Q_3 - Q_4 - Q_5 \quad (1)$$

b. En el vidrio 2:

$$m_{v2} c_{v2} \frac{dT_{v2}}{dt} = \tau_v Q_1 - Q_2 - Q_4 + Q_7 + Q_8 + Q_{15} \quad (2)$$

c. En la tapa del recipiente:

$$m_{tapa} c_{tapa} \frac{dT_t}{dt} = -Q_7 + Q_9 + Q_{10} - Q_{11} - Q_{12} \quad (3)$$

d. En el recipiente:

$$m_r c_r \frac{dT_r}{dt} = Q_{13} + 4Q_{14} - Q_{15} - Q_{16} - Q_{17} \quad (4)$$

e. En el fluido:

$$m_f c_f \frac{dT_f}{dt} = Q_{11} + Q_{12} + Q_{16} + Q_{17} \quad (5)$$

Donde:

$$\begin{aligned}
Q_1 &= A_{v1} G \alpha_{v1} \\
Q_2 &= A_{v1} \sigma \varepsilon_v (T_{v2}^4 - T_{v1}^4) \\
Q_3 &= A_{v2} h_{,v1-int1} (T_{v2} - T_{v1}) \\
Q_4 &= A_{v1} \sigma \varepsilon_v (T_{v1}^4 - T_c^4) \\
Q_5 &= A_{v1} h_{v1-amb} (T_{v1} - T_{amb}) \\
Q_6 &= A_{v2} h_{v2-int1} (T_{v2} - T_{v1}) \\
Q_7 &= A_{tapa} \sigma \varepsilon_{tapa} (T_t^4 - T_{v2}^4) \\
Q_8 &= A_{v2} h_{v2-int2} (T_{int2} - T_{v2}) \\
Q_9 &= A_{tapa} h_{tapa-int2} (T_t - T_{int2}) \\
Q_{10} &= A_{tapa} G \tau_v^2 \alpha_{tapa} \\
Q_{11} &= A_{tapa} h_{tapa-int3} (T_t - T_f) \\
Q_{12} &= A_{tapa} \sigma \varepsilon_{tapa} (T_t^4 - T_f^4) \\
Q_{13} &= A_r h_{r-int2} (T_{int2} - T_r) \\
Q_{14} &= \sum_{i=1}^n \rho A_{ref,n} G \tau_v^2 \cos(\varphi_0 - \theta_{ref,n}) \\
Q_{15} &= A_r \sigma \varepsilon_r (T_r^4 - T_{v2}^4) \\
Q_{16} &= A_r \sigma \varepsilon_r (T_r^4 - T_f^4) \\
Q_{17} &= A_m h_{r-fl} (T_r - T_f) \\
Q_{18} &= A_r h_{r-int2} (T_{int2} - T_r) \\
Q_{19} &= \sum_{i=1}^n \rho A_{ref,n} G \tau_v^2 \cos(\varphi_0 - \theta_{ref,n}) \\
Q_{20} &= A_r \sigma \varepsilon_r (T_r^4 - T_f^4) \\
Q_{21} &= A_m h_{r-fl} (T_r - T_f)
\end{aligned}$$

El sistema de ecuaciones que describe el comportamiento de la estufa lo forma el conjunto de las ecuaciones (1) a (5), en el que las incógnitas son 7: T_{v1} , T_{v2} , T_t , T_r , T_c , T_{int2} .

Estas incógnitas se reducen cuando se hacen las siguientes consideraciones:
a. La temperatura T_c se calculada mediante la correlación dada por Swinbank [1963]:

$$T_c = 0.0552 T_{amb}^{1.5} \quad (6)$$

b. La temperatura T_{int2} se obtiene por la relación:

$$T_{int2} = \frac{T_{r2} + T_i + T_r}{3} \quad (7)$$

En la estufa, los vidrios 1 y 2 son de la misma dimensión, y los coeficientes de convección que intervienen en el sistema de ecuaciones son estimados a partir de la referencia [Thulasi Das, 1994] y se consideran constantes.

Con estas consideraciones, el sistema de ecuaciones (1) a (5) se expresa en forma explícita como:

$$m_1 c_1 \frac{dT_{i1}}{dt} = A_1 G \alpha_1 + A_1 \sigma \varepsilon_1 (T_{i2}^+ - T_{i1}^+) - A_1 h_{i1-int1} (T_{i2} - T_{i1}) - A_1 \sigma \varepsilon_1 (T_{i1}^+ - (0.0552 T_{amb}^{1.5})^+) - A_1 h_{i1-amb} (T_{i1} - T_{amb}) \quad (8)$$

$$m_2 c_2 \frac{dT_{i2}}{dt} = \tau_1 A_1 G \alpha_1 - A_1 \sigma \varepsilon_1 (T_{i2}^+ - T_{i1}^+) - A_1 h_{i2-int1} (T_{i2} - T_{i1}) + A_1 \sigma \varepsilon_1 (T_i^+ - T_{i2}^+) + A_1 h_{i2-int2} \left(\frac{T_{i2} + T_i + T_r}{3} - T_{i2} \right) + A_1 \sigma \varepsilon_1 (T_r^+ - T_{i2}^+) \quad (9)$$

$$m_{supt} c_{supt} \frac{dT_{supt}}{dt} = - A_1 \sigma \varepsilon_1 (T_i^+ - T_{i2}^+) + A_1 h_{i-int2} (T_i - T_{int2}) + A_1 G \tau_1^2 \alpha_1 - A_1 h_{i-int3} (T_i - T_j) - A_1 \sigma \varepsilon_1 (T_i^+ - T_j^+) \quad (10)$$

$$m_r c_r \frac{dT_r}{dt} = A_r h_{r-int2} \left(\frac{T_{i2} + T_i + T_r}{3} - T_r \right) + 4 \sum_{i=1}^n \rho A_{ref,i} G \tau_i^2 \cos(90 - \theta_{ref,i}) - A_r \sigma \varepsilon_r (T_r^+ - T_{i2}^+) - A_r \sigma \varepsilon_r (T_r^+ - T_j^+) - A_m h_{r-\beta} (T_r - T_j) \quad (11)$$

$$m_j c_j \frac{dT_j}{dt} = A_j h_{j-int3} (T_i - T_j) + A_j \sigma \varepsilon_j (T_i^+ - T_j^+) + A_r \sigma \varepsilon_r (T_r^+ - T_j^+) + A_m h_{r-\beta} (T_r - T_j) \quad (12)$$

El sistema de ecuaciones (8) a (12) se resuelve por el método numérico de Runge-Kutta. Para esto se desarrolló el programa de cómputo ESCRIM, con el que se puede simular la evolución de las temperaturas de los diferentes elementos de la estufa, a partir de conocer las condiciones iniciales que corresponden a los valores iniciales de las temperaturas de los diferentes elementos de la estufa.

Aplicación

Para analizar el aprovechamiento de la energía solar en la estufa solar con reflectores interiores multipasos, se usaron los valores de los parámetros indicados en la tabla 1. Se analizan dos estufas con reflectores interiores multipasos. La primera con tres pasos de reflexión y la segunda con cinco pasos de reflexión. Las características geométricas de cada una de estas estufas se muestran en las figuras 4 y 5, respectivamente.

Tabla 1. Valores numéricos de los parámetros utilizados en el programa ESCRIM

| Variable | Cantidad | Unidades |
|-----------------|----------|-------------------|
| m_r | 0,2 | kg |
| m_t | 0,1 | |
| m_f | 2 | |
| ρ_v | 2 730 | kg/m ³ |
| ρ_f | 1 000 | |
| C_v | 800 | J/kg-K |
| C_t | 900 | |
| C_r | 900 | |
| C_f | 4 190 | |
| A_v | 0,4761 | m ² |
| A_t | 0,0201 | |
| A_r | 0,0804 | |
| A_{fs} | 0,0201 | |
| ε_v | 0,35 | Adimensional |
| ε_t | 0,85 | |

| | | |
|-----------------|------|---------------------|
| α_v | 0,17 | |
| α_r | 0,9 | |
| α_t | 0,9 | |
| α_e | 0,5 | |
| h_{v1-amb} | 13,3 | W/m ² -K |
| $h_{v1-int1}$ | 3,8 | |
| $h_{v2-int2}$ | 4,4 | |
| h_{r-int2} | 4,4 | |
| h_{r-int2} | 4,4 | |
| $h_{tapa-int2}$ | 4,4 | |
| $h_{tapa-int3}$ | 4 | |

Los valores de las dimensiones geométricas de las estufas se presentan en la tabla 2. En la tabla 3 se muestran los valores de temperatura ambiente y de radiación solar que se usaron para la simulación. Estos valores fueron obtenidos experimentalmente por Martínez [1999], y corresponden al día 16 de junio de 1998.

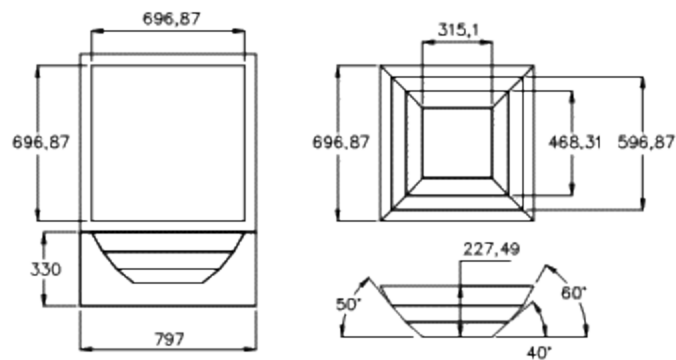


Fig. 4. Estufa solar con tres pasos interiores y ángulos de sus reflectores: 40°, 50° y 60°. Acotación: mm

□

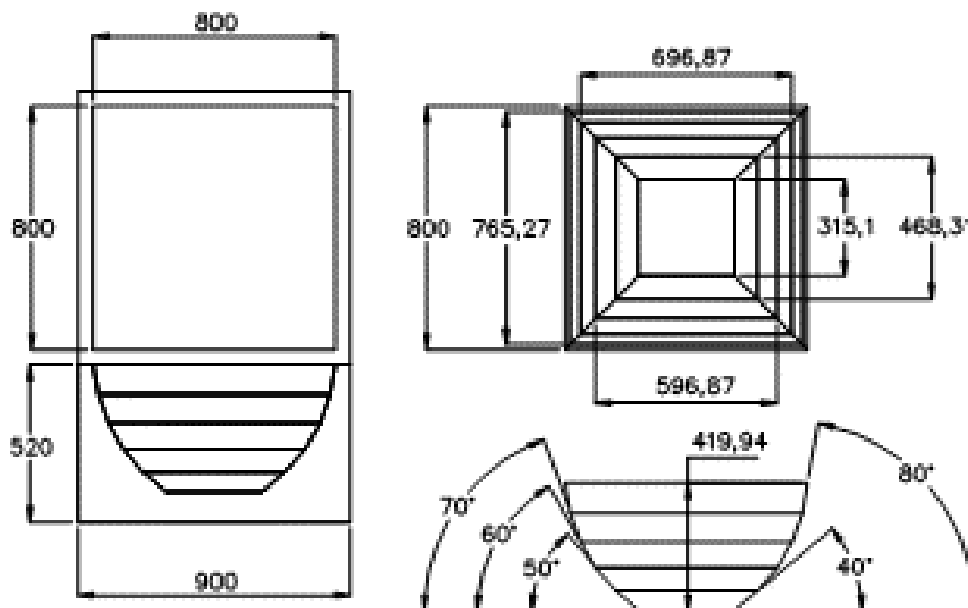


Fig. 5. Estufa solar con cinco pasos interiores y ángulos de sus reflectores: 40°, 50°, 60°, 70° y 80°. Acotación: mm

Los resultados numéricos obtenidos se muestran en las tablas 4 y 5, y en las figuras 6 y 7 aparecen gráficamente los mismos resultados.

Análisis de resultados

En las tablas 4 y 5 se observa que el mayor valor de la temperatura del fluido es de 66,1 °C para la estufa de tres pasos de reflexión y de 93,3 °C para la estufa de cinco pasos de reflexión. Esta situación se explica porque con el aumento del número de pasos interiores de reflexión, la temperatura del recipiente aumenta, esto trae como consecuencia el incremento en la temperatura del fluido.

El tiempo de simulación considerado fue 3,5 h y, de acuerdo con los resultados obtenidos, este tiempo es suficiente para usar la estufa en los servicios de cocina más comunes.

Tabla 2. Valores geométricos de las estufas solares para tres y cinco pasos interiores

| Variable | Reflector | 3 pasos | 5 pasos |
|---------------------------------|------------|---------|---------|
| Ángulo de un reflector (grados) | θ_1 | 40 | 40 |
| | θ_2 | 50 | 50 |
| | θ_3 | 60 | 60 |

| | | | | |
|---|------------|-------|---|-------|
| | $\theta 4$ | - | | 70 |
| | $\theta 5$ | - | | 80 |
| Área de un reflector (m ²) | 1 | 0,039 | | 0,039 |
| | 2 | 0,053 | | 0,053 |
| | 3 | 0,064 | | 0,064 |
| | 4 | - | | 0,073 |
| | 5 | - | - | 0,078 |
| Área de uno de los vidrios 1 y 2 de la cubierta (m ²) | | 0,485 | | 0,64 |
| Espesor de uno de los vidrios 1 y 2 (m) | | 0,005 | | |
| Área de la tapa del recipiente (m ²) | | 0,031 | | |
| Área del recipiente (lateral+base) (m ²) | | 0,094 | | |
| Masa del fluido (kg) | | 2 | | |

Tabla 3. Temperatura y radiación solar utilizadas para la simulación. 16 Junio 1998 [Martínez, 1999] □

| Tiempo [h] | Temperatura ambiente T amb [°C] | Intensidad de radiación solar [W/m²] |
|-------------------|--|--|
| 10:00 | 20,2 | 160 |
| 10:15 | 20,6 | 190 |
| 10:30 | 21 | 220 |
| 10:45 | 21,4 | 250 |
| 11:00 | 21,8 | 280 |
| 11:15 | 22,2 | 307,5 |

| | | |
|--------------|------|-------|
| 11:30 | 22,7 | 335 |
| 11:45 | 23,1 | 362,5 |
| 12:00 | 23,6 | 390 |
| 12:15 | 24,0 | 455 |
| 12:30 | 24,4 | 520 |
| 12:45 | 24,8 | 585 |
| 13:00 | 25,3 | 650 |
| 13:15 | 25,6 | 680 |
| 13:30 | 26,0 | 710 |

Tabla 4. Resultados de la simulación para el caso de una estufa solar con tres pasos interiores de reflexión

| t (h) | Tv1 | Tv2 | Tt | Tr | Tf |
|--------------|-------------|------------|-----------|-----------|-----------|
| | [°C] | | | | |
| 10:00 | 20,2 | 20,2 | 20,2 | 20,2 | 20,2 |
| 10:15 | 19,7 | 23,7 | 27,7 | 27,2 | 21,7 |
| 10:30 | 20,2 | 25,9 | 30,6 | 30,1 | 23,7 |
| 10:45 | 20,7 | 27,8 | 33,7 | 33,1 | 26,0 |
| 11:00 | 21,3 | 29,8 | 36,8 | 36,2 | 28,5 |
| 11:15 | 22,0 | 31,8 | 40,1 | 39,4 | 31,2 |
| 11:30 | 22,6 | 33,9 | 43,4 | 42,7 | 34,1 |
| 11:45 | 23,2 | 36,0 | 46,7 | 46,0 | 37,1 |
| 12:00 | 23,9 | 38,1 | 50,1 | 49,3 | 40,3 |
| 12:15 | 24,5 | 40,2 | 53,6 | 52,8 | 43,6 |
| 12:30 | 25,5 | 43,3 | 58,5 | 57,7 | 47,3 |
| 12:45 | 26,5 | 46,7 | 63,7 | 62,9 | 51,5 |
| 13:00 | 27,5 | 50,3 | 69,1 | 68,4 | 56,1 |
| 13:15 | 28,5 | 54,0 | 74,7 | 74,1 | 61,1 |
| 13:30 | 29,1 | 56,9 | 79,2 | 78,6 | 66,1 |

Tabla 5. Resultados de la simulación para el caso de una estufa solar con cinco pasos interiores

| T (h) | Tv1 | Tv2 | Tt | Tr | Tf |
|--------------|------------|------------|-------------|-----------|-----------|
| | | | [°C] | | |
| 10:00 | 20,2 | 20,2 | 20,2 | 20,2 | 20,2 |
| 10:15 | 19,7 | 24,7 | 27,9 | 33,5 | 22,9 |
| 10:30 | 20,0 | 27,4 | 31,9 | 38,3 | 26,3 |
| 10:45 | 20,5 | 30,0 | 36,1 | 43,2 | 30,1 |
| 11:00 | 21,1 | 32,6 | 40,4 | 48,3 | 34,3 |
| 11:15 | 21,6 | 35,2 | 44,9 | 53,5 | 38,7 |
| 11:30 | 22,2 | 37,9 | 49,5 | 58,6 | 43,4 |
| 11:45 | 22,8 | 40,6 | 54,1 | 63,7 | 48,3 |
| 12:00 | 23,4 | 43,3 | 58,8 | 68,9 | 53,4 |
| 12:15 | 24,0 | 46,1 | 63,6 | 74,2 | 58,5 |
| 12:30 | 24,9 | 50,0 | 69,9 | 81,8 | 64,4 |
| 12:45 | 25,9 | 54,3 | 76,6 | 89,8 | 70,9 |
| 13:00 | 26,8 | 58,8 | 83,6 | 98,0 | 78,1 |
| 13:15 | 27,8 | 63,4 | 90,9 | 106,3 | 85,8 |
| 13:30 | 28,5 | 67,2 | 97,2 | 112,7 | 93,3 |

□

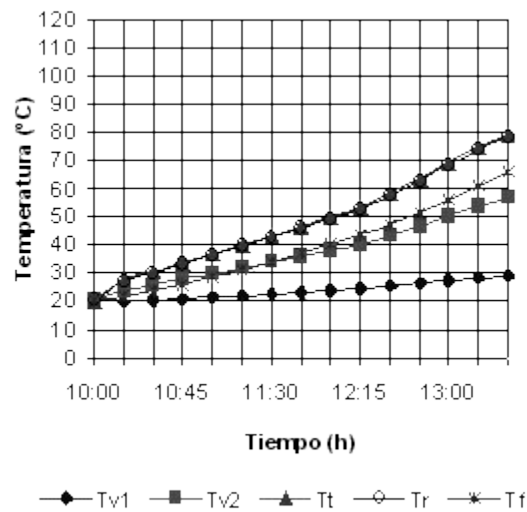


Fig. 6. Resultados numéricos para una estufa solar con tres pasos interiores.

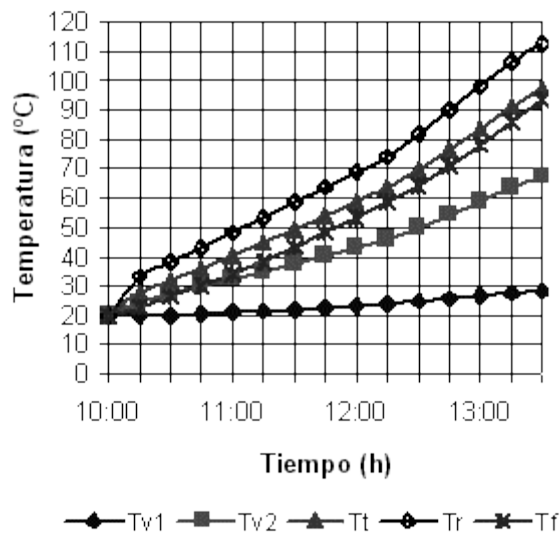


Fig. 7. Resultados numéricos para una estufa solar con cinco pasos interiores.

Conclusiones

Se ha presentado el estudio del aprovechamiento de la energía solar para aplicaciones de cocinado de alimentos, usando una estufa solar con reflectores interiores multipasos.

Se han descrito las características constructivas para dos de estas estufas: una con tres y la otra con cinco pasos de reflexión interior. Se ha presentado el modelo matemático que permite simular la operación de estas estufas y se ha hecho una aplicación para unas condiciones específicas de radiación solar para

la Ciudad de México. Durante la simulación de una duración de 3,5 h, de las 10 a las 13:30 h se ha visto que la temperatura del fluido alcanza el valor máximo de 66,1 y de 93,3 °C; el primer valor corresponde para tres pasos de reflexión y el segundo para cinco pasos de reflexión. Estos resultados son válidos porque resaltan la importancia que tiene el aprovechamiento de la energía solar por medio de las estufas solares.

Bibliografía

EL-SEBAIL, A. A. Y R. DOMANSKI. «Experimental and Theoretical Investigation of a Box Type Solar Cooker with Multi-Step Inner Reflectors», *Energy*, Vol. 19, No. 10, pp. 1011-1021, 1994.

MARTÍNEZ C., HÉCTOR. *Diseño teórico experimental de una estufa solar tipo caja con reflectores interiores multipasos*. México: SEPI-ESIME, IPN, 1999.

TERRÉS PEÑA, H. Y P. QUINTO DIEZ. «Modelo matemático para fines de diseño o predictivos del comportamiento de una estufa solar con reflectores interiores», 6º Congreso Nacional de Ingeniería Electromecánica y de Sistemas, México, D.F., 2001.

SWINBANK, W. C. «Long-wave radiation from clear skies», *Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society*, pp.89, 1963.

Thulasi Das T. C., S. Karmakar, y D. P. Rao. «Solar Box Cooker: part I—modeling and part II—analysis and simulation», *Solar Energy*, Vol. 52, No.3, pp. 274, 1994.

Nomenclatura

| | |
|--|--|
| Q: Flujo de calor (W) | Q ₇ : Calor por radiación de la tapa del recipiente hacia el vidrio 2 |
| A: Area (m ²) | Q ₈ : Calor por convección del int-2 hacia el vidrio 2 |
| h: Coeficiente de transferencia de calor por convección (W/ m ² °C) | Q ₉ : Calor por convección del int-2 hacia la tapa |
| T: Temperatura (°C) | Q ₁₀ : Calor por radiación por el sol y absorbido por la tapa |
| G: Intensidad de radiación solar (W/ m ²) | Q ₁₁ : Calor por convección de la tapa hacia el int-3 |
| C: Calor específico a presión constante (kJ/kg °C) | Q ₁₂ : Calor por radiación de la tapa del recipiente hacia el fluido |
| Q ₁ : Calor por radiación solar y absorbido por el vidrio 1 | Q ₁₃ : Calor por convección del recipiente al int-2 |
| Q ₂ : Calor por radiación del vidrio 2 | Q ₁₄ : Calor por reflexión de la radiación |

| | |
|---|--|
| hacia el vidrio 1 | incidente sobre los espejos reflectores (con n = número de reflectores) |
| Q ₃ : Calor por convección del vidrio 1 hacia el int-1 | Q ₁₅ : Calor por radiación del recipiente hacia el vidrio 2 |
| Q ₄ : Calor por radiación del vidrio 1 hacia el cielo | Q ₁₆ : Calor por radiación del recipiente hacia el fluido |
| Q ₅ : Calor por convección del vidrio 1 hacia el ambiente | Q ₁₇ : Calor por convección del recipiente hacia el fluido |
| Q ₆ : Calor por convección del vidrio 2 hacia el interior 1 | |

Subíndices

v: Vidrio

r: Recipiente

c: Convección o cielo

f: Fluido

e: Espejo

s: Superior

m: Mojada

int 1: Interior 1

int 2: Interior 2

int 3: Interior 3

Letras griegas

σ : Constante de Steffan Boltzman ($5,669 \times 10^{-8} \text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}^4$)

ϵ : Emitancia

α : Absortancia

Métodos para la determinación de la eficiencia energética en los motores de inducción trifásicos

Methods for the Energy Efficiency Determination in Three-Phase Induction Engines

Dra. Miriam Vilaragut Llanes

Dr. Ángel Costa Montiel

Dr. Armando García Trujillo

Téc. Alberto Carlos Ayala Anaya

Centro de Investigaciones y Pruebas Electroenergéticas

Center of Electroenergetic Research and Tests

(CIPEL), Havana, Cuba

(CIPEL), Habana, Cuba.

e-mail: miriamv@electrica.cujae.edu.cu, aacm@electrica.cujae.edu.cu,

aegt@electrica.cujae.edu.cu y acaa@electrica.cujae.edu.cu,

Resumen

Como es conocido, los motores de inducción trifásicos son los principales consumidores de energía eléctrica en el mundo y desde hace unos cuantos años en muchos países del mundo se han realizado estudios para la disminución del consumo de energía en estos motores. Como parte esencial dichos estudios está la determinación de su eficiencia y del consumo de energía del motor in situ. Existen diferentes métodos en la literatura técnica y en las normas, algunos más exactos, pero que requieren de equipos más costosos, tales como analizadores de redes y medidores de par, y otros más aproximados pero más sencillos por ser de más fácil realización, y más baratos por utilizar un mínimo de instrumentos. En el trabajo se hace una breve descripción y comparación de estos métodos y se expone uno elaborado por los autores que se basa solamente en la lectura de las corrientes y tensiones del motor en línea, el conocimiento de sus datos de catálogo y la aplicación de un programa en MATLAB mediante el cual puede determinarse el consumo energético y otras características de comportamiento. Se ejemplifica el método con su aplicación a un motor de la Empresa de Frigoríficos del MINCIN.

Palabras clave: motores de inducción trifásicos, eficiencia energética

Abstract

It is known that three-phase induction engines are major consumers of electric power worldwide and studies have been carried out in some countries in order to decrease the power consumption of these devices. An essential part of these studies is the determination of the efficiency and power consumption of the engine in situ. There are different methods in the technical information and standards, some of them more accurate, but requiring more expensive equipments such as grid analyzers and rotating force measurement devices and other more exact but simpler, since they are easier to manufacture and cheaper to use with a minimum of instruments. A brief description and a comparison of these methods are shown in this paper and one carried out by

the authors is presented, only based on reading currents and voltages of the engine on line, the knowledge of its user's manual data and the implementation of a MATLAB program, through which power consumption and other working characteristics can be determined. Examples are given on the method with its application on an engine manufactured at the Refrigeration Plant of the Ministry of Domestic Trade (MINCIN).

Keywords: Three-phase induction engines, energy efficiency.

Introducción

Se ha comprobado que aproximadamente 50 % de la energía eléctrica que se consume en el mundo es a través de los motores de inducción trifásicos por constituir estos la fuerza motriz principal de la industria moderna. Esta realidad, unida a la crisis energética de fines del siglo pasado y principios del actual, ha motivado, por una parte, la fabricación de motores cada vez más eficientes, y por otra, la adopción de disposiciones legales por parte de los gobiernos de muchos países del mundo tendientes a obligar a los usuarios de los motores a utilizarlos y a tomar todas las medidas conducentes a la disminución del consumo de energía eléctrica de estas máquinas [De Almeida, *et al.*, 2000 y Office..., 1998].

Es fundamental entonces poder desarrollar métodos que permitan conocer el consumo de energía de cada motor instalado y el de algún otro que se proponga como alternativa más eficiente. Como ya se dijo, para esto existen diferentes métodos, algunos son más exactos pero implican la utilización de un equipamiento más caro y la realización de ensayos de relativamente larga duración.

Cuando el objetivo del análisis es justificar desde el punto de vista económico una nueva inversión, debe determinarse la potencia consumida por el motor y la entregada al mecanismo accionado, o sea, la eficiencia. El nivel de exactitud requerido no es grande y pueden emplearse métodos más sencillos, aunque más aproximados. En el presente trabajo se exponen primeramente los métodos más importantes que se utilizan en la actualidad y se propone uno, desarrollado por los autores, que sólo necesita de las lecturas de tensión y corriente de un instrumento de gancho (*hook-on*). Finalmente se ejemplifica con un caso de estudio.

Métodos para la determinación de la eficiencia y la potencia consumida por un motor

Existen numerosos métodos para la determinación de la eficiencia y la potencia entregada o consumida por un motor trifásico de inducción [Kueck, *et al.*, 1996 y Hsu, *et al.*, 1998]. Todos se basan en combinaciones de acciones que pueden ejercerse sobre el motor y se evalúan caracterizando los parámetros, que a continuación se enumeran:

1. Invasividad.
2. Tiempo fuera de servicio del motor.
3. Exactitud.
4. Recursos materiales necesarios.

Se entiende por invasividad la mayor o menor necesidad de instalar o conectar algún instrumento o equipo en el motor o el mecanismo.

El tiempo fuera de servicio se refiere a si la acción correspondiente conlleva la necesidad de detener el motor y el tiempo necesario.

La exactitud se evalúa mediante el tanto por ciento de error cometido en mediciones o estimaciones.

Finalmente, los recursos materiales necesarios evalúan la necesidad de tener que adquirir o disponer de determinado equipamiento para la prueba.

Las acciones que pueden ejercerse para la aplicación de cualquier método se enumeran y explican a continuación:

Lectura del dato de chapa. A partir de los datos de chapa se determina o lee la eficiencia y con la lectura de la potencia de entrada se determina la potencia de salida. Esta acción no es invasiva y tampoco requiere sacar el motor de servicio ni de un equipamiento adicional, pero parte de suponer que la eficiencia es constante para cualquier estado de carga e igual a la de la chapa. En motores medios y grandes el error cometido no es muy grande, ya que la curva de eficiencia de estos motores es prácticamente plana; ahora bien, en motores menores de 5 kW la eficiencia baja apreciablemente con la carga y el error cometido puede ser grande sobre todo si el motor está subcargado.

Medición de velocidad con un estroboscopio o tacómetro óptico. Debido a lo cerca que está la velocidad del rotor de la velocidad sincrónica y a su poca variación con la carga, la medición de velocidad debe hacerse en este caso utilizando este tipo de tacómetro. Su nivel de invasividad es bajo, pues funciona proyectando un haz de luz sobre el eje del motor y conectándolo a la misma red de alimentación. Es necesario sacar el motor de servicio sólo para hacerle una marca en el eje. Su exactitud está alrededor de 1 r/min en motores de cuatro polos. Ahora bien, es necesario disponer de este instrumento o comprarlo, en cuyo caso su precio es superior al de un amperímetro de gancho. La medición de la velocidad y el cálculo del deslizamiento pueden ser utilizados para determinar la potencia de salida, ya que el par o momento electromagnético es proporcional al deslizamiento.

Medición de la corriente y la tensión. Un *hook-on* o instrumento de gancho puede servir para determinar la corriente y la tensión de trabajo del motor y con ella ayudar a determinar la potencia de entrada. Es poco invasivo, aunque la medición de tensión lo es algo más. Estos instrumentos pueden tener un error de hasta 0,5 %. No es necesario sacar el motor de servicio. Si existe una pizarra o panel con amperímetro y/o voltímetro que lean la corriente y la tensión del motor el método no es invasivo, pero hay que tener en cuenta que la exactitud de los instrumentos de panel no es buena en general.

Medición del consumo mediante un analizador de redes. La conexión de un analizador de redes a la entrada del motor es el método más exacto para determinar la potencia de entrada del motor. También pueden leerse la corriente y la potencia reactiva y determinar el factor de potencia. Es invasivo y, a menos que el instrumento esté conectado permanentemente, es necesario detener el motor para su instalación. Este instrumento es relativamente caro.

Medición directa del par o momento. Puede emplearse un medidor de par cuya medición unida a la de la velocidad da la potencia de salida. Es muy exacto pero también es caro y altamente invasivo; necesita sacar el motor de servicio para la instalación del medidor, cuyo costo adicionalmente es elevado.

Realización de ensayos sin carga. Este método necesita desacoplar el motor y conectarle instrumentos de medición para llevar a cabo los ensayos. A partir de estos ensayos y, en combinación con otras acciones, puede determinarse el consumo del motor y la potencia entregada a la carga.

Estimación estadística de pérdidas. Se refiere a estimar el valor de algunas de las pérdidas, tales como las adicionales, las de acero y las mecánicas a partir de un conocimiento previo del tipo y fabricante del motor del cual se poseen datos relativos de pérdidas. El método es muy sencillo, económico y no invasivo, pero su exactitud depende del conocimiento que se tenga de la probable distribución de sus pérdidas.

Utilización del circuito equivalente. Si se conocen los parámetros del circuito equivalente pueden determinarse con ellos, y en combinación con otras acciones, la potencia de entrada y la de salida del motor. Su exactitud depende de la exactitud de medición o estimación de los parámetros. No es invasivo y muy sencillo de aplicar.

Utilización de un inversor de frecuencia variable [Grantham y Mc. Kinnon, 2004]. Este método tiene la ventaja de poder determinar la eficiencia y la distribución de pérdidas del motor con bastante exactitud y sin tener necesidad de acoplarle una carga o electrodinamómetro. Es muy apropiado por tanto para motores grandes. Ahora bien, es necesario sacar el motor de servicio, conectarlo a un inversor y necesita, evidentemente, de recursos no disponibles fácilmente y de alta inversión inicial. No es adecuado, por tanto, para el análisis que se pretende hacer.

Aplicando algunas de estas acciones pueden usarse las normas de la IEEE o de la IEC [IEEE, 1996 y IEC, 1994] y obtener, con bastante exactitud, la potencia consumida y la entregada al mecanismo accionado. Ahora bien, requieren del empleo de las acciones más invasivas y necesitadas de recursos materiales y, por lo tanto, no son recomendables para ser empleadas en una caracterización energética del motor in situ.

Método propuesto

El método propuesto es una combinación de la medición de la corriente y la tensión, la estimación estadística de las pérdidas y la utilización del circuito equivalente. Sus resultados preliminares se mostraron en [Costa y Vilaragut, 2004].

Sólo necesita de las lecturas de corriente y tensión en las tres fases del motor en operación y del conocimiento de sus datos de catálogo. A partir de esta información se aplica el programa CARACMOT, confeccionado en MATLAB para determinar los parámetros del motor, hacer una estimación de pérdidas [Costa, et al., junio 2004 y Costa, et al., 2004], calcular la potencia que entrega

el motor a la carga y con ella seleccionar en un catálogo un motor de alta eficiencia u otro de ejecución básica, pero de una potencia adecuada al mecanismo que acciona. Mediante el programa PROPMOT, también elaborado en MATLAB, se calculan los parámetros del nuevo motor, se determina cuál sería la corriente que consumiría y la potencia a su entrada.

Con los resultados de estos programas se realiza un análisis económico comparativo para determinar la factibilidad de un cambio de motor.

El programa CARACMOT recibe como información los siguientes datos del motor en uso:

1. Tensión nominal, en volts.
2. Corriente nominal, en amperes.
3. Velocidad nominal, en r/min.
4. Potencia nominal, en kW.
5. Eficiencia nominal, en %.
6. Factor de potencia nominal, en p.u.

Calcula los parámetros del circuito equivalente del motor de inducción y hace una estimación de sus pérdidas. A partir de la solución del circuito equivalente, y para valores de deslizamiento comprendidos entre 0 y 120 % del nominal, calcula las variables de comportamiento del motor siguiente:

1. Velocidad, en r/min.
2. Corriente del estator, en amperes.
3. Eficiencia, en %.
4. Factor de potencia, en p.u.
5. Potencia de salida, en kW.

Después se calculan y grafican las características de la eficiencia, la corriente y el factor de potencia en función de la potencia de salida. Con el valor de corriente leído se interpola en la curva de corriente en función de la potencia de salida (utilizando la instrucción SPLINE de MATLAB) y se obtiene la correspondiente potencia de salida, que es, evidentemente, la potencia que el mecanismo accionado demanda del motor.

Con ella se selecciona en un catálogo un motor de potencia adecuada, en caso necesario, y/o uno más moderno de alta eficiencia.

El programa PROPMOT, por su parte, tiene una estructura muy similar al anterior, con la diferencia de que, en este caso, procesa los datos de catálogo del motor antes seleccionado. Con la potencia de salida ya calculada anteriormente, correspondiente al estado de carga de la máquina, se lleva a cabo la interpolación entrando en las características de potencia de entrada, corriente y factor de potencia del nuevo motor para determinar estos valores.

El método fue validado en [Costa, *et al.*, 2004] para motores mayores de 15 kW. De acuerdo con este trabajo y a [Hsu, *et al.*, 1998] no son de esperar errores mayores de 10 %; ahora bien, de acuerdo con resultados obtenidos de

forma experimental en el Laboratorio de Accionamiento Eléctrico del CIPEL, para potencias menores no puede garantizarse un error adecuado.

Caso de estudio

Para aplicar el método se utilizó un motor de inducción que acciona un compresor del frigorífico de La Habana del Este, perteneciente a la Empresa ENFRIGO del MINCIN, cuyos datos nominales se muestran en la planilla preparada a este efecto mostrada en el anexo 1, en la cual se vuelcan también las lecturas tomadas in situ.

Como puede verse, el motor debe ser conectado en delta, pero está conectado en estrella con el objetivo de ahorrar energía, pues trabaja muy por debajo de su carga nominal. Se aprecia, además, que el dato de momento o par máximo no se tenía, cuestión esta muy frecuente en un motor con varios años de uso. Este valor fue estimado a partir de un catálogo de la firma SIEMENS para un motor de la misma potencia, velocidad, tensión y tipo de ejecución que el analizado.

En la figura 1 se muestra la característica de corriente; en la 2, la de eficiencia, y en la 3, la del factor de potencia, todas en función de la potencia de salida, que se obtienen como resultado de la corrida del programa CARACMOT.

La potencia que consume la carga en las condiciones analizadas resultó ser 20,83 kW.

La eficiencia correspondiente a ese valor de potencia de salida fue de 86,04 % y el consumo de potencia del motor, resultado de dividir esta última entre la eficiencia resultó ser 24,21 kW.

Se propone entonces sustituir este motor por uno de menor potencia y alta eficiencia marca WEG, cuyos datos se muestran en el anexo 2. Las características de corriente, eficiencia y factor de potencia en función de la potencia de salida, resultados de la aplicación del programa PROMOT se muestran respectivamente en las figuras 4, 5 y 6. En este caso se supuso, por supuesto, la conexión del motor en delta.

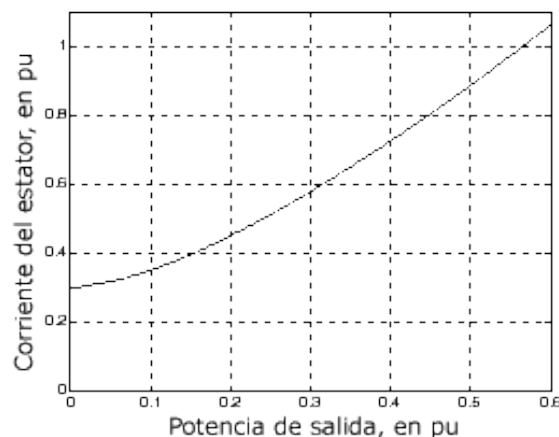


Fig. 1. Corriente en función de potencia de salida del motor actual del compresor

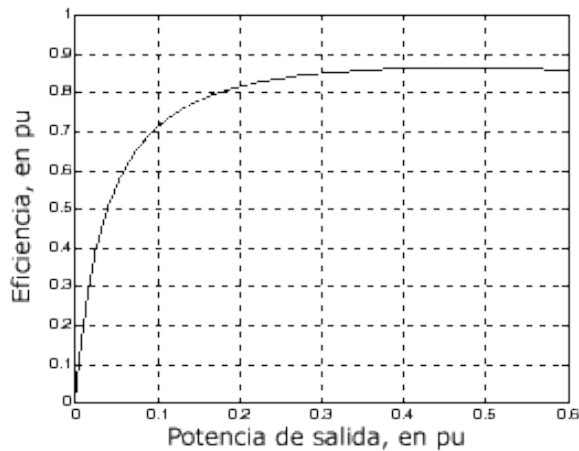


Fig. 2. Eficiencia en función de potencia de salida del motor actual del compresor

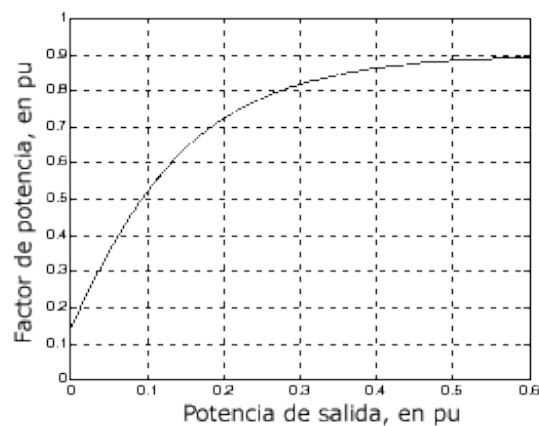


Fig. 3. Factor de potencia en función de la potencia de salida del motor del compresor

La eficiencia correspondiente a la potencia de 21,947 kW consumida por el compresor es, en este caso, 92,9 %, ahorrándose 2,26 kW. Esto quiere decir que, por cada hora de operación del motor, se ahorran 2,26 kW-h.

Para tomar una decisión definitiva sobre la factibilidad en la sustitución del motor habría que realizar un procedimiento de cálculo económico.

Con el objetivo de tener una idea de la magnitud de los errores que pueden cometerse con este método aproximado, se partió de la base de suponer un error de 15 % máximo en los datos de catálogo, tal y como lo expresan los fabricantes. Considerando que la resistencia del rotor es el parámetro que más influye en sus características se supuso en ella una variación de 15 % para ambos motores, volviéndose a calcular el ahorro en kilowatt, que en este caso

dio 2,545 kW; comparado con el anterior de 2,265 kW arroja una diferencia de 12,3 %, lo cual puede considerarse un error aceptable por encontrarse por debajo de 15 % especificado por los fabricantes para los datos de catálogo.

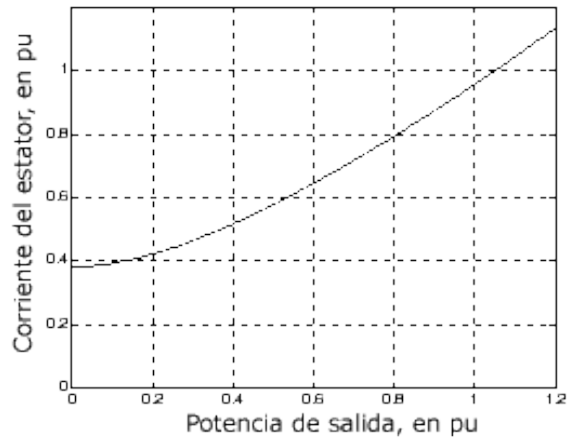


Fig. 4. Corriente en función de potencia de salida del motor seleccionado para el compresor

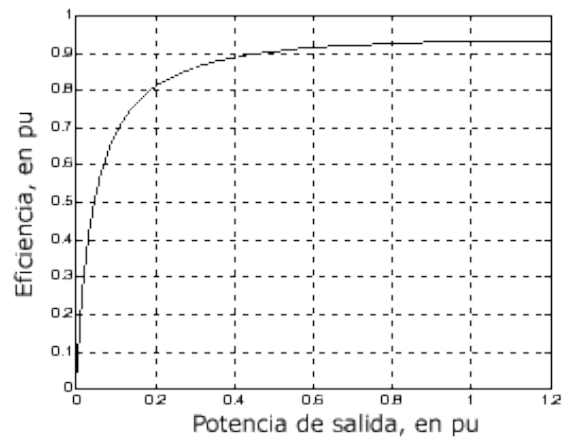


Fig. 5. Eficiencia en función de potencia de salida del motor seleccionado para el compresor

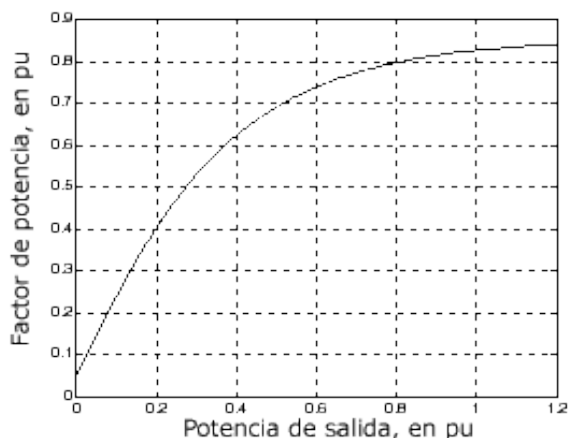


Fig. 6. Factor de potencia en función de la potencia de salida del motor seleccionado para el compresor

Conclusiones

Se ha desarrollado un método para evaluar energéticamente el comportamiento de los motores de inducción trifásicos, que tienen la ventaja de ser sencillos de aplicar y necesitar solamente los datos de chapa o catálogo del motor y lecturas tomadas con un amperímetro de gancho.

Es un método aplicable a motores mayores de 15 kW y permite hacer un análisis de factibilidad técnico económica de manera rápida y sencilla cualquier y con la exactitud requerida para este tipo de estudio.

Bibliografía

- COSTA, A. Y M. VILARAGUT. *Determinación del comportamiento energético del motor de inducción a partir de sus datos de catálogo y la lectura de las corrientes del estator*.
- III Taller Caribeño de Energía y Medio Ambiente, Cienfuegos, Cuba, Abril 2004.
- COSTA, A.; G. CIUMBULEA, N. GALAN Y X. M. LÓPEZ FERNÁNDEZ. «Cálculo de los parámetros del motor de inducción a partir de datos de catálogo», *Revista Energía y Computación*, Cali, Colombia, 2004.
- COSTA, A.; M. VILARAGUT, M. DE ARMAS Y J. GÓMEZ. *Determinación de las características de comportamiento de los motores de inducción trifásicos*. Congreso de Ingeniería Mecánica, Eléctrica e Industrial de la UNAICC, CIMEI 2004, Holguín, Cuba, junio 2004.
- DE ALMEIDA, ANÍBAL T., et al. *Improvement the Penetration of Energy Efficient Motors and Drives*. Proyecto SAVE II, 2000.
- GRANTHAM, C. Y D. J. MC. KINNON. *A Novel Method for Load Testing and Efficiency Measurement of Three Phase Induction Motors*. International Conference on Electrical Machines. Cracovia, Polonia, junio, 2004.
- HSU, J. S.; J. D. KUECK, M. OLSZEWSKI, D. A. CASADA, P. J. OTADUY Y L. M. TOLBERT. *Comparison of Induction Motor Field Efficiency Evaluation Methods*. IEEE Transactions on Industry Applications, No. 1, Jan/Feb 1998.
- IEC-34-2. *Methods for Determining Losses and Efficiency of Rotating Electric Machinery from Tests*, 1994.

IEEE Standard 112-B. *Standard Test Procedure for Induction Motors and Generators* . 1996.

KUECK, J. D.; M. OLSZEWSKI, D. A. CASADA, J. S. HSU, P. J. OTADUY Y L. M. TOLBERT. *Assesment of Methods for Estimating Motor Efficiency and Load under Field Conditions* . Lockheed Martin Energy Research Corp., Oak Ridge, TN, Rep. ORNL/TM -13165, Jan. 1996.

OFFICE OF ENERGY EFFICIENCY AND RENEWABLE ENERGY US DEPARTMENT OF ENERGY . *United States Industrial Motor Systems Market Opportunities Assesment* . Report 1998.

Anexo 1

| Datos generales | |
|----------------------|------------------|
| Fabricante | ELPRON ENERGO |
| Año | |
| Posición tecnológica | Compresor 3 |
| Tipo de motor | Jaula de Ardilla |
| Conexión | delta |
| No. de serie | |
| Otro | |
| Datos nominales | |
| Potencia, en kW | 55 |
| Velocidad, en r/min | 1175 |
| Tensión, en V | 440 |
| Corriente, en A | 91 |
| Eficiencia, en % | 91,5 % |
| Factor de potencia | 0,87 |
| Clase NEMA | |
| Protección | IP 44 |
| Frame | |
| Tipo de arranque | Y-? |
| Aislante | F |
| Otro | |

| Mediciones | | | | | | |
|------------|-----|-----|------------|----|----|-----------|
| Tensiones | | | Corrientes | | | Fecha |
| AB | BC | CA | A | B | C | |
| 440 | 440 | 440 | 37 | 37 | 38 | Oct. 2003 |

| | | | | | | |
|---|--|--|--|--|--|--|
| | | | | | | |
| | | | | | | |
| Observaciones | | | | | | |
| Está operando en Y por tener baja carga, para ahorrar energía | | | | | | |

Anexo 2

| Resultado del análisis realizado | |
|---|--------|
| Potencia solicitada por la carga, en kW | 20,833 |
| Potencia consumida, en kW | 24,21 |
| Datos motor nuevo | |
| Marca | WEG |
| Potencia nominal, en kW | 30 |
| Tensión nominal, en V | 440 |
| Corriente nominal, en A | 51,5 |
| Velocidad nominal, en r/min | 1 175 |
| Eficiencia | 93 % |
| Factor de potencia | 0,82 |
| Momento máximo, en p.u. | 2,2 |
| Potencia consumida, en kW | 21,947 |
| Ahorro de potencia consumida, en kW | 2,265 |

Análisis cualitativo de indicadores de impacto ambiental global para instalaciones energéticas

Global Environment Impact Qualitative Analysis Indicators for Energy Facilities

*Dr. Lisandro Vázquez Hernández.
Investigador Auxiliar del Centro de Gestión de la Información
y Desarrollo de la Energía (CUBAENERGÍA).
Calle 20 No. 4111 esq. a 47, Playa,
Ciudad de La Habana ,Cuba. CP 10300.
Ancillary Researcher, Energy Information and Development Management Center .
(CUBAENERGÍA).
Tel.: (537) 2062064.
e-mail: lisandro@cubaenergia.cu*

Resumen

A partir de los conceptos principales de impacto ambiental, sistemas energéticos integrales e internalización de externalidades, así como de los conceptos de costos, balance energético total e impacto ambiental, se analizan en el presente trabajo los índices ambientales de uso actual más generalizado para la evaluación del impacto ambiental de instalaciones y sistemas energéticos. Se valoran los siguientes indicadores ya establecidos internacionalmente: Potencial de destrucción del ozono (ODP), el potencial de calentamiento global directo (DGWP) y el impacto de calentamiento equivalente total (TEWI), que incluye el efecto de calentamiento global directo del refrigerante y el calentamiento global adicional debido al efecto del CO₂ generado a partir del consumo energético del equipo durante su tiempo de vida útil, por electricidad o combustión directa. Asimismo, se valoran otros no tan generalizados, como los índices de sustitución energética y de sustitución de emisiones. Finalmente, se analiza la contribución de los indicadores de rendimiento energético de las instalaciones y su comparación con los indicadores antes mencionados.

Palabras clave: indicadores de gestión energética

Abstract

This paper analyzes the environmental rates which are mostly and currently used for evaluating the environmental impact of energy facilities and systems deriving from the main concepts on environmental impact, comprehensive energy systems and internalizations of externalities, as well as cost concepts, total energy balance and environmental impact. The following internationally-established indicators are valued: Ozone destruction power (ODP), direct global warm potential (DGWP) and the equivalent total energy warm impact (TEWI), which include the direct global warm effect of the refrigerant and the additional global warm caused by the effect of increased CO₂ concentrations, generated from the energy consumption of the equipment during its life span by direct electricity or combustion. Likewise, other indicators which are not so widely

used are valued, as the energy replacement rates and emission replacement rates. Finally, the contribution of energy-yielding indicators of the facilities are analyzed and their comparison with the above mentioned indicators.

Keywords: Indicators of environmental management

Introducción

La industria energética mundial ha estado funcionando mayoritariamente a partir del consumo de combustibles fósiles. Los problemas relacionados con la eficiencia de conversión, desde los yacimientos hasta el usuario consumidor, incluyendo su transportación, la disponibilidad y distribución de dichos yacimientos, su agotabilidad y su economía han sido constantes barreras que se han considerado en diversos tipos de análisis, particularmente después de la crisis de 1973. Pero ya a partir de 1980 se comienza a considerar la dimensión ambiental como elemento adicional de relevancia para los análisis de la industria energética. El 20 % de la población mundial (6,5.109 hab. en 2004, con un crecimiento anual en los últimos cinco años de más de setenta millones) [Castro, 2004] devora el 20 % del consumo de energía primaria, cuyo monto total asciende hoy a 12,5 TW-año, a un ritmo de crecimiento de casi un 20 % en los últimos 10 años [Boletines SIEE, 2002 y 2003]. El petróleo saltó en 1973 de 2 a 13 USD/barril [Palz, 1986] y hoy promedia por encima de los 50 USD/barril [Opciones].

Ya a inicios de los años 90 los niveles de polución ambiental se situaban en el orden de más de 30 billones de toneladas de CO₂, CO, SO₂, NO_x, hollín y cenizas [Solar Energy, 1992]. Hoy se inyecta a la atmósfera una cantidad de CO₂ equivalente al 10 % de su contenido actual y sólo el 5 % es reciclable por su ciclo natural [Rubio, 2005].

Durante los años 1990 al 1999 se trabajó con bastante profundidad en la elaboración de indicadores energéticos y ambientales para valorar el efecto de las emisiones nocivas a la atmósfera, producto del funcionamiento de las instalaciones energéticas para la obtención de calor, electricidad y refrigeración, y se definieron nuevos conceptos e indicadores que aportan una valoración cuantitativa. Incluso, hoy para el financiamiento de proyectos y para otras muchas actividades de desarrollo económico e industrial se valora la tonelada de CO₂ como un elemento de carácter financiero. Lo cierto es que producto de todas las emisiones generadas por la combustión de los combustibles fósiles se ha incrementado la acidificación de las lluvias y el efecto invernadero artificial. También a esto se suman las sustancias refrigerantes, cuya mayoría en uso aún está formada por compuestos halogenados (CFCs) que además afectan considerablemente la capa de ozono. Estas emisiones han sido denominadas gases de efecto invernadero (GEI) y las de mayor responsabilidad por su efecto nocivo como GEI son las siguientes: CO₂ 55 %, CFCs 24 %, CH₄ 15 %, NO_x 6 % [Turrini, 1998].

Si bien la energía nuclear aporta hoy sólo el 16,1 % de toda la electricidad que se genera en el mundo [Rubio, 2005], y que no emite CO₂ durante su funcionamiento, son otros los problemas que la limitan, entre ellos los relacionados con el tratamiento de sus residuos, aún no solucionado acorde con las exigencias de riesgo mínimo de los ecologistas, su alto costo de

instalación, bajo coeficiente energético de recuperación y otras barreras de tipo social por haber estado directamente relacionadas con lo militar y con el alto impacto negativo producto de averías, sobre todo en los últimos años, además de que este tipo de combustible es un recurso no renovable. [Rubio, 2005; Turrini, 1998].

Después de haber analizado las características fundamentales del desarrollo de la energética mundial y dentro de ella el papel de las FRE, así como su relación con el crecimiento tecnológico, a partir del cual, considerando su relación con el medio ambiente llegamos al concepto de desarrollo sostenible.

Por una parte los niveles actuales y perspectivas del consumo energético mundial indican que debe trabajarse en su disminución debido a las emanaciones nocivas que esto implica así como a la influencia negativa de la industria energética actual sobre el medio ambiente; y por otra parte los niveles de deterioro del medio ambiente, tanto desde el punto de vista global como específico, así como para la salud del hombre.

Es decir, que ese desarrollo sostenible debe lograrse a partir de la satisfacción de un doble imperativo: ahorro energético y protección ambiental. Desde ambas partes de ese doble imperativo las energías renovables desempeñan un papel fundamental. Es la vía suave que propone Enrico Turrini.

Para lograr una valoración suficientemente acertada del impacto ambiental y su cuantificación, deben precisarse los conceptos actuales en torno al tema.

Se conoce, y de hecho está establecido, que el sector energético es el mayor contaminador global del medio ambiente, que a mayor energía útil disponible habrá mayor desarrollo, pero éste debe ser sostenible. También se conoce el desbalance entre población y consumo energético. Un cuarto de la población mundial ubicada en países desarrollados consume 3/4 de toda la energía comercial que se produce en el mundo. En materia de consumo energético un boliviano es 1/20 de un estadounidense, un cubano consume 2,58 veces más electricidad que ese boliviano y un venezolano lo hace 8,96 veces más. Al parecer no es posible desarrollarse sin alterar el MA. [Boletines SIEE, 2002 y 2003].

En los países del Tercer Mundo la situación es un poco más o un poco menos crítica, pero crítica al fin, con tendencia y perspectiva de agudizarse.

En este contexto las energías renovables aparecen como una opción que cumple o puede cumplir el doble imperativo de ahorro energético y protección ambiental, pero tiene sus propias peculiaridades (escalas de utilización, grado de madurez tecnológica, altos costos de inversión, etcetera.).

Pero, ¿cómo se ve o se aprecia el impacto ambiental? Veamos algunos datos:

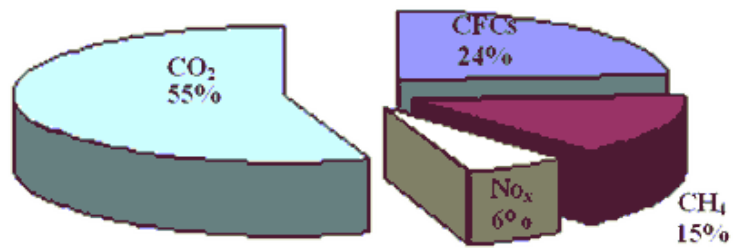


Fig. 1. Contribución de los gases al efecto invernadero.

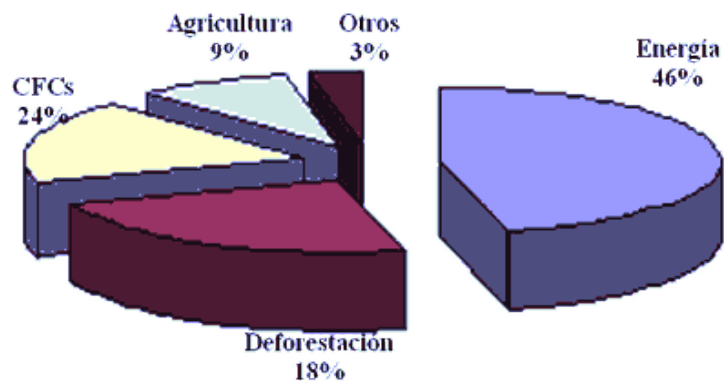


Fig. 2. Contribución de sectores económicos al calentamiento global.

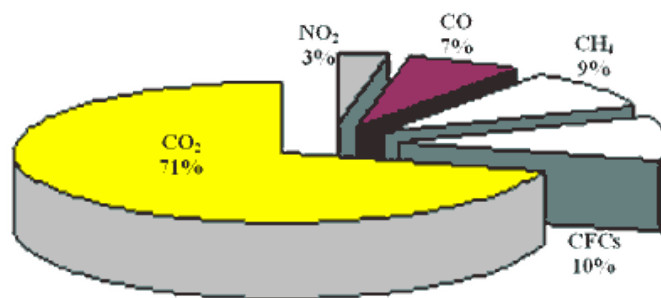


Fig. 3. Contribución de los principales gases al efecto invernadero en 1985.

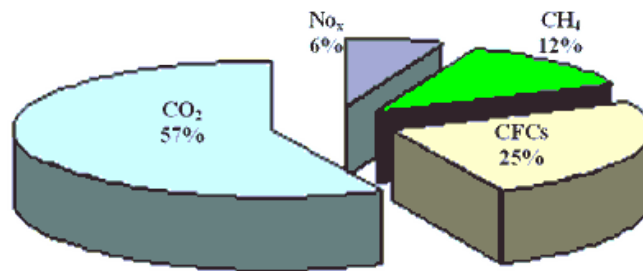


Fig. 4. Contribución de los gases al efecto invernadero en 1980-1990.

Emisiones por regiones per cápita (ton.) de CO₂ en 1990 [Boletines SIEE, 2002 y 2003]

| | |
|--|------|
| Norteamérica | 22,0 |
| Antigua URSS | 13,0 |
| Australia + Oceanía | 12,8 |
| Japón | 9,3 |
| Europa (sin Rusia) | 9,0 |
| Latinoamérica | 2,4 |
| China | 2,2 |
| África | 1,0 |
| Asia (sin la antigua URSS, China, Japón) | 0,9 |

Tabla 1. Emisión de CO₂ en América Latina y Cuba, según datos de la OLADE [Boletines SIEE, 2002 y 2003].

| Año | Por generación de electricidad | | En general | |
|------|--------------------------------|-------|------------|--------|
| | A. Latina | Cuba | A. Latina | Cuba |
| 1993 | 161 818 | 7 875 | 1 059 568 | 41 250 |
| 1994 | 165 876 | 5 930 | 1 108 920 | 40 376 |
| 1995 | 174 372 | 5 931 | 1 154 651 | 40 430 |
| 2003 | 247 500 | 7 225 | 1 218 205 | 24 711 |

Otros gases contribuyentes al incremento del efecto invernadero son los HCFC, que no sólo se utilizan como refrigerantes. En la tabla 2 se dan las variaciones de sus usos en los últimos tiempos:

Tabla 2. Consumo de HCFC

| Consumo de HCFC | 1974 | 1988 |
|--------------------------------------|------|------|
| Propelente de aerosoles | 69 | 19 |
| Refrigerantes | 18 | 30 |
| Limpieza de componentes electrónicos | 6 | 19 |
| Espumantes | 5 | 28 |
| Otros | 2 | 4 |

Nuevos conceptos

1. Impacto ambiental : Efecto que sobre el medio ambiente causa un proceso o fenómeno artificial. Es la influencia que ejercen sobre el medio ambiente los procesos tecnológicos a través de su intercambio de masa y energía. Como ejemplo de ello podemos citar los efluentes, emanaciones, desechos, calor, ruidos, etcétera.

2. Sistemas integrales: Para lograr la conjugación armónica de la ciencia y la tecnología con el medio ambiente a través del desarrollo sostenible, deben diseñarse, construirse y ejecutarse instalaciones que cumplan todos estos requerimientos de modo balanceado y buscando prioridades en el sentido de que se cumpla el doble imperativo sin deterioro del medio ambiente. Es decir, que los sistemas energéticos integrales deben ser económicos, eficientes energéticamente y de impacto ambiental positivo, y producir una respuesta de verdadero confort y beneficio al ser humano, no sólo en orden individual, sino colectivo.

3. Internalización de externalidades : En un análisis de costos no se tienen en cuenta valoraciones económicas de otros efectos colaterales, que no influyen directamente ni a corto ni a mediano plazos sobre el dueño, responsable o centro de costo, tales como la influencia de desechos y emanaciones vertidos al ambiente y la influencia de éstos sobre la biosfera, ecosistemas y al ser humano propiamente dicho.

Las externalidades de los sistemas energéticos están consideradas como los impactos del sistema energético analizado y que no han sido considerados antes. Estos impactos se estiman, se calculan y se pueden medir, según sea el caso. Luego se determinan en expresiones monetarias para su valoración.

En un intento por considerar estos elementos se ha tratado de llevar o expresar en términos económicos todos estos efectos. Incluso se desarrolló un proyecto de investigaciones al respecto que llevó la CEE conjuntamente con los Estados Unidos a inicio de la década de los noventa. Posteriormente se desarrollaron otros dos proyectos. Ese proceso de expresar los efectos o impactos externos de los sistemas energéticos (que no se expresan normalmente en dinero) en cantidades monetarias para llevarlos a los costos (gastos expresados en moneda) es lo que se conoce como Internalización de externalidades. A

nuestro juicio esto no debe ser el punto de vista integrador que sirva para evaluar acertadamente el efecto del impacto ambiental o social negativo de una determinada tecnología o sistema, ya que existen, entre otras, severas limitaciones.

Al internalizar las externalidades todo quedará expresado en la misma unidad de medida (moneda), lo cual obligará a que al menos se deberá dar la composición o la ponderación de cada componente con respecto al total y las condiciones que sirvieron de base para el cálculo. Además en caso de buscar disminuciones del total, se podría reducir indebidamente de uno de los componentes del total.

Los índices o cuantificaciones monetarias de una externalidad son relativos al país; dependen de la tecnología utilizada, de las condiciones ambientales, e incluso varían de año en año, en cuanto a costo por reparar el impacto. Pero, además, hay muchos impactos que no pueden expresarse en moneda por su magnitud o su naturaleza, como por ejemplo el costo de 0,10 C de calentamiento global cuando ya está en peligro la supervivencia de algunos pueblos, como es el caso de las Islas Maldivas en el Océano Índico, o el costo de una vida o de una enfermedad incurable, como el de algún tipo de cáncer originado por emanaciones nocivas producto de una determinada tecnología. Se puede calcular, por ejemplo, el costo del tratamiento de una enfermedad que puede sufrir un operario o un especialista, pero no debe expresarse en unidades monetarias la afectación crónica a su salud, sino medirse en cantidad de personas afectadas y a partir de qué edad están afectados. Tendría que hacerse una tabla general mundial que de hecho exigiría una interpretación muy rigurosa con resultados inevitablemente inexactos.

En su lugar debe medirse un efecto o un principio en grado de cumplimiento de dicho efecto o de sus objetivos. Por ejemplo, un sistema alternativo de energía para sustituir el consumo de energía convencional debe medirse en términos de sustitución de cantidades de energía convencional.

No obstante, la determinación de estimados de impacto ambiental o social producto de la industria energética cobra fuerza cada día más y a partir de esos estimados de impactos en cantidades de masa de GEI que anualmente se vierte a la atmósfera o de concentración de sustancias nocivas en un área determinada sí es un trabajo de gran valor. Incluso, estimar o determinar con un grado dado de exactitud lo que esto implica o representa desde el punto de vista económico o financiero para condiciones previamente establecidas, también puede utilizarse como herramienta de análisis, siempre y cuando se consideren los elementos cualitativos sobre los que se fundamenta dicho cálculo. Incluso en Cuba se trabaja en este sentido y se ha podido determinar que para las condiciones del 2003, como promedio la externalidad debida a la emisión de GEI es de 1 a 1,5 centavos por kWh [Turtós, 2004].

Existen otros métodos de evaluación de procesos a partir de la ponderación de diferentes elementos, « no directamente sumables », que pueden aplicarse para realizar evaluaciones de sistemas que puedan cumplir con el concepto de desarrollo sostenible y puedan dar un determinado grado de sustitución o

mejoramiento. En tal sentido deben ser evaluados los sistemas energéticos integrales.

Tres elementos fundamentales para el análisis energéticos

Además de los índices energéticos de explotación de los equipos, sistemas e instalaciones, y del análisis de la inercia social, por la resistencia que ofrece la sociedad a la introducción o generalización de una determinada tecnología en un determinado escenario, deben observarse los siguientes elementos:

A. Costos: Existe la tendencia, muchas veces generalizada, de los análisis de costos de instalaciones energéticas sólo en función de la explotación y mantenimiento, y de lo que sustituye como portador energético. Incluso, en ocasiones, no se hacen comparaciones adecuadas al existir diferencias en el tiempo de vida útil (TVU) de los sistemas que se comparan.

El análisis de los costos de los sistemas debe hacerse comparativo a partir de la igualdad del TVU de las partes que se deben comparar y con una concepción integral que incluya inversión (proyección, desarrollo, montaje, puesta en marcha, etc.) y explotación (funcionamiento, mantenimiento, etc.).

B. Balance energético total: Es, en síntesis, un análisis de costos energéticos que incluye todos los procesos energéticos y los procesos que intervienen en la formación y « producción » de la energía. Es decir, que debe buscarse un balance energético tal, de modo que la energía consumida en la fase de inversión del equipo, sistema o instalación sea menor que la que aporta durante su TVU.

C. Impacto ambiental: Debe hacerse una comparación entre lo que implica como impacto ambiental el sistema durante la inversión y durante el TVU, así como compararlo con el sistema que se va a sustituir, incluso en ambos aspectos.

Índices y ejemplos de cálculo. [Energías..., 1995].

Balance de CO₂ de un sistema de microhidrogeneración:

Consideremos un sistema de 30 kW con una caída de 55 m , caudal de diseño de 100 litros/seg. y con una tubería de PVC de 300 m de longitud con 300 mm de diámetro. La producción anual sería de 160 000 kWh y una vida útil de 25 años. Antes de mayores reparaciones.

Solución:

Producción bruta total: 160 MWh/año x 25 años = 4 GWh.

Tabla 3. Energía consumida.

| Material o actividad | Consumo kWh/kg | Magnitudes |
|----------------------------------|----------------|--|
| Acero | 15,5 | 400 kg ; 6 200 kWh (Turbina y generador) |
| Cobre | 25,0 | 100 kg ; 2 500 kWh (Generador, devanado) |
| PVC | 19,3 | 2 700 kg ; 52 100 kWh (Tubería de presión) |
| Concreto | 0,5 | 20 000 kg ; 10 000 kWh (Obra civil) |
| Diésel | 9,6 | 300 kg ; 2 880 kWh (Instalación) |
| Mantenimiento anual | 0 | 6 250 kWh |
| Consumo energético total en TVU. | - | 79 940 kWh |

Para calcular la producción de CO₂ resultante del proyecto debemos considerar cuales son las fuentes de energía que se han usado para producir las materias primas. En este caso se asume un valor promedio de 0,4 kg de CO₂ por cada kWh. Entonces:

$$\text{Emanación total de CO}_2 \text{ en el TVU} = 79\,940 \text{ kWh} \times 0,4 \text{ kg CO}_2 / \text{kWh} = 31\,976 \text{ kg CO}_2$$

(Emanación total: ET)
APROX. = 32 ton. CO₂

Balance de CO₂ del sistema = $ET(\text{CO}_2) / \text{CET} = 32/4 = 8 \text{ ton. CO}_2 / \text{GWh}$.
(emanación específica: EE).

Para este caso particular este índice depende del lugar, ya que generalmente el balance mejora con el aumento del salto.

Tabla 4. Comparación con otras fuentes

| Fuente | Carbón | Aceite | Gas | Geotérmica | MMHE |
|---------------------------|---------|--------|--------------|------------|------|
| Ton. CO ₂ /GWh | 964 | 820 | 484 | 57 | 8,0 |
| Fuente | Nuclear | Eólica | Fotovoltaica | GCHE | |
| Ton. CO ₂ /GWh | 7,8 | 7,4 | 5,4 | 3,1 | |

Notas:

1. PCHE y MCHE darán cifras probablemente entre GCHE y MMCHE.
2. Los datos asumen que la energía eólica y la fotovoltaica están alimentando la red. Los sistemas aislados requerirían de baterías; asimismo deberían tomarse en cuenta sus altos costos de energía.

Índice de sustitución de energía [Análisis... 1991]

Cuando un nuevo sistema energético se propone para sustituir a otro de diferente calidad con el objetivo de variar el consumo energético, y por consiguiente el valor de las emisiones nocivas, debe hacerse en términos, precisamente de sustitución de cantidades de consumo energético. Para este fin se utiliza el índice de sustitución de energía, que se calcula como sigue:

$$S_E = 1 - E_2 / (E_1 + E_3).$$

Donde:

- E₁: Consumo energético del sistema actual en explotación.
- E₂: Inversión energética en el nuevo sistema energético propuesto.
- E₃: inversión energética del sistema que será desplazado.

Índice de supresión de emisiones de CO₂

Este índice relaciona las cantidades de CO₂ emitidas al ambiente entre la instalación energética actual y la variante que se propone para sustituirla.

$$S_C = 1 - C_2 / (C_1 - C_3).$$

Donde:

- C₁: Emisión de CO₂ correspondiente a E₁
- C₂: Emisión de CO₂ correspondiente a E₂.
- C₃: Emisión de CO₂ correspondiente a E₃.

La inversión energética se calcula a partir del consumo energético específico de cada material utilizado en la inversión de la obra. Esto presupone el conocimiento profundo de la industria de que se trate. Por ejemplo [*Opciones*], se realiza el análisis energético y evaluación de la emisión de un sistema

energético de hidrógeno solar para el sistema de transportación de Japón, según la metodología y datos que a continuación se ofrecen:

Tabla 5. Coeficientes de inversiones energéticas (CIE) y cantidades de CO2 emitidas de los materiales (CEC) según la fuente de energía [Análisis..., 1991]

| Material | CIE en MJ/kg | Proporción de la fuente % | | | CEC en kg CO ₂ /kgmat. |
|--------------------|--------------|---------------------------|----------|--------|-----------------------------------|
| | | Electricidad | petróleo | carbón | |
| Acero | 27,9 | 11 | 6 | 83 | 2,25 |
| Acero especial | 52,1 | 20 | - | 80 | 4,01 |
| Aluminio | 211,8 | 87 | 13 | - | 9,86 |
| Silicona base | 2 546,5 | 100 | - | - | 87,9 |
| Cemento | 4,6 | 24 | 4 | 72 | 0,85 |
| Concreto | 0,7 | 24 | 4 | 72 | 0,85 |
| Vidrio en planchas | 13,8 | 15 | 85 | - | 0,87 |
| Fibra de vidrio | 42,6 | 40 | 60 | - | 2,3 |
| Perlita | 13,8 | 15 | 85 | - | 0,87 |
| Plástico | 104,1 | 25 | 75 | - | 6,15 |
| Poliuretano | 104,1 | 25 | 75 | - | 6,15 |
| Caucho | 104,1 | 25 | 75 | - | 6,15 |

En este caso la inversión energética de electricidad es indicada sobre la base de 10,26 MJ/kWh. En el caso de Cuba, a partir de centrales termoeléctricas con un consumo específico de combustible de 0,25 a 0,30 kg/kWh es de 10,464 a 12,557 MJ/kWh.

Para determinar el coeficiente de emisiones de CO₂ debe conocerse esta característica anterior para la termogeneración, según cada tipo de combustible, como por ejemplo lo mostrado en la tabla 6 [Análisis..., 1991]:

Tabla 6. Cantidades de CO2 emitidas por distintas fuentes energéticas [Análisis..., 1991]

| Fuente | Carbón | Petróleo | Gas natural | Electricidad |
|--|---------------|-----------------|--------------------|---------------------|
| Valor energético MJ/kg | 25,96 | 46,06 | 55,69 | - |
| Concentración de carbono % en peso | 62 | 85 | 75 | - |
| Cantidad de CO ₂ emitido g/MJ | 87,7 | 67,6 | 49,4 | 345 g/kWh |

A partir del conocimiento de los valores que aparecen en las dos tablas anteriores se puede determinar el CIE y el CEC para un producto o equipo dado. Siguiendo el mismo orden de ideas, se expresa el siguiente ejemplo [Análisis..., 1991] : *T*

Tabla 7. Valores promedios de CIE y CEC para los componentes principales de los sistemas fotovoltaicos

| Equipo | CIE | CEC |
|------------------------------------|------------------------|-----------------------|
| Panel de fotoceldas | 5,78 GJ/m ² | 220 kg/m ² |
| Baterías | 1,09 MJ/Wp | 55 g/Wp |
| Facilidades eléctricas controladas | 4,44 MJ/Wp | 225 g/Wp |

En resumen, se pueden establecer y calcular con las siguientes ecuaciones el grado de supresión energético y el grado de supresión de dióxido de carbono:

$$S_E = 1 - (CIE + CCE)_{NS} / (CIE + CCE)_{VS} = 1 - (CIEt)_{NS} / (CIEt)_{VS}$$

Donde el coeficiente de inversión energética total CIEt es la suma de los coeficientes de inversión energética CIE más el de explotación CCE para cada caso.

Por otra parte, los subíndices NS y VS indican nuevo y viejo sistema, respectivamente.

$$S_C = 1 - (CIEC + CCEC)_{NS} / (CIEC + CCEC)_{VS} = 1 - (CIECt)_{NS} / (CIECt)_{VS}$$

Donde el coeficiente de inversión de emisiones de CO₂ total, o sea CIECt, es la suma de los coeficiente de inversión de emisiones de CO₂, expresado como CIEC más el de explotación CCEC. Los subíndices tienen igual significación que en el caso anterior.

No obstante, es muy conveniente calcular el grado de supresión por separado para cada proceso de inversión y de explotación, ya que es de mucha utilidad conocer la variación en cada parte, porque puede darse el caso de que el coeficiente total de supresión disminuya y sólo uno de sus componentes aporte a esa disminución, y con la valoración general se puede perder la perspectiva de la valoración de la influencia de cada uno de sus componentes, con la consiguiente falta de visión para tomar las medidas pertinentes.

Además, para otros tipos de nocividades, como por ejemplo la cantidad de óxidos de nitrógeno u otros gases que se formen en el proceso de combustión de los combustibles, se puede proceder de modo similar, como se hizo para el CO₂, incluso se pueden determinar equivalencias de esos gases con respecto al dióxido de carbono por su efecto nocivo en términos de impacto ambiental global.

Otros índices actuales para evaluar el impacto ambiental global [Instituto..., 1992, 1993 y 1995; Pérez y Espigares, 1993; Eyre y Michadis, 1991]

La industria y la comunidad científica y técnica en el campo de la refrigeración han tenido que profundizar en estos aspectos ya que además de ser altos consumidores de energía y por consiguiente contribuyentes considerables al problema de la contaminación global de la atmósfera, los propios refrigerantes que se han utilizado en las últimas décadas, lo son intrínsecamente, siendo ésta una de las razones de mayor peso para la creación y evaluación de nuevas sustancias refrigerantes. Y todo este trabajo ha contribuido a la definición de varios nuevos índices para evaluar dicho impacto. Comentaremos a continuación los más representativos y la relación entre ellos.

ODP: Ozone Depletion Potential. Es el potencial de destrucción que ejerce sobre la capa de ozono cada gas. Tradicionalmente se ha definido como el efecto producido en la columna de ozono por una determinada cantidad de un gas específico, en relación con el efecto producido por la misma cantidad de un gas de referencia.

Este índice mide el efecto acumulativo de destrucción el ozono por cada unidad de gas liberada a la atmósfera. Depende fundamentalmente de [6]:

- Contenido de cloro de cada gas: CFC-1 = 715 y HCFC-22= 41 %.
- El lugar en que cada compuesto es destruido: Por ejemplo el HCFC-123 y el HCFC-22 se eliminan mayoritariamente en la troposfera, lo cual hace que sólo una parte del cloro de sus moléculas alcanza la estratosfera: Por otra parte, el CFC-11 pasa íntegro a la estratosfera.

De acuerdo con los cálculos realizados hasta el momento, los HCFC tienen un ODP diez veces menor que los CFC, e incluso más baja. No obstante, estos resultados no pueden considerarse definitivos, pues no se han tenido en cuenta reacciones químicas heterogéneas que tienen la posibilidad de ocurrir en la baja estratosfera entre finales de invierno y principios de primavera, en el interior del vórtice polar antártico, como consecuencia de la presencia de PSCs

(nubes polares). En estas condiciones la pérdida de ozono guarda una estrecha relación con la cantidad de cloro disponible en las citadas nubes, de tal manera que las ODPs podrían verse incrementadas en el ámbito de los polos. También esto depende del impacto del agujero de ozono en latitudes más bajas y de las cantidades de cloro reactivo que puedan estar en los polos.

Al margen de estas consideraciones, la ODP que resulta de sustituir un CFC por un HCFC se puede calcular como sigue:

ODP del CFC-12 = 0,93.

ODP del HCFC-22= 0,0049.

ODP= 0,93 / 0,0049 = 19.

Es decir, que la sustitución del CFC-12 por el HCFC-22 reduce el ODP en diecinueve veces.

Por otra parte, la disminución de la ODP de los diferentes compuestos químicos también puede influir en el efecto invernadero, al que contribuyen en un notable porcentaje los CFCs.

La capacidad potencial de calentamiento de un halocarbono (HGWP) puede definirse de modo similar al ODP, cuya expresión sería como sigue:

$P = \text{Capacidad radiativa del compuesto X} / \text{Tasa de emisión del compuesto X}$

$\text{Capacidad radiativa del CFC-11} / \text{Tasa de emisión del CFC-11}.$

Esto es considerando la capacidad radiativa como el cambio neto de emisión de energía infrarroja en el ámbito de la tropopausa. El cálculo de la energía infrarroja de una emisión determinada es proporcional al producto del cambio específico de la temperatura superficial (dT_s); es decir, el incremento superficial de temperatura debido al incremento de una ppbv de un determinado gas, y a su abundancia relativa en la atmósfera, que a su vez viene expresada por la razón entre vida media multiplicada por su tasa de emisión y su peso molecular: Por ello la expresión anterior es equivalente a:

$\text{HGWP} = [\text{dT}_s(\text{X}). \text{Vida media}(\text{X})] / \text{Pm}(\text{X})$

$[\text{dT}_s(\text{CFC-11}). \text{Vida media}(\text{CFC-11})] / \text{Pm}(\text{CFC-11})$

Los valores de HGWP calculados para los diferentes halocarbonos se expresan en la tabla 8, considerando dos modelos diferentes de cobertura nubosa, que influye lógicamente en el albedo y, por lo tanto, en la radiación incidente y el flujo de energía recibida y emitida:

Modelo DuPont: 50 % de cubierta nubosa gris (albedo = 0,5).

Modelo AER: 48,5 % de cubierta nubosa no gris.

Tabla 8. Valores HGWP de diferentes compuestos CFCs, HCFCs y HFCs

| Compuesto | Vida media (años) | AER | DuPont |
|----------------------------------|-------------------|-------|--------|
| CFC-11 | 60,0 | 1,0 | 1,0 |
| CFC-12 | 120,0 | 3,4 | 2,8 |
| CFC-113 | 90,0 | 1,4 | 1,4 |
| CFC-114 | 200,0 | 4,1 | 3,7 |
| CFC-115 | 400,0 | 7,5 | 7,6 |
| HCFC-22 | 15,3 | 0,37 | 0,34 |
| HCFC-123 | 1,6 | 0,02 | 0,017 |
| HCFC-124 | 6,6 | 0,1 | 0,092 |
| HFC-125 | 28,1 | 0,65 | 0,51 |
| HFC-134 ^a | 15,5 | 0,29 | 0,25 |
| HCFC-141b | 7,8 | 0,097 | 0,087 |
| HCFC142b | 19,1 | 0,39 | 0,34 |
| HFC-143 ^a | 41,0 | 0,76 | 0,72 |
| HFC-152 ^a | 1,7 | 0,033 | 0,026 |
| CCl ₄ | 50,0 | 0,34 | 0,35. |
| CH ₃ CCl ₃ | 6,3 | 0,022 | 0,026 |

Activación radiativa

Es necesario definir este concepto antes de hablar del GWP para su mejor comprensión.

Por definición la actividad radiativa es la perturbación generada por la presencia en la atmósfera de una molécula adicional de un gas de efecto invernadero; o sea, la variación de la capacidad de radiación de la Tierra debida a cambios en las concentraciones de gases invernadero, expresada en W.m-2.ppm-1. Está condicionada, en primer lugar, por la concentración inicial de ese gas, por lo que para los gases del tipo CFC, con concentraciones muy bajas, la activación radiativa crece linealmente con su concentración.

Sin embargo, otros gases tales como el metano u óxido nitroso, que suelen encontrarse en concentraciones atmosféricas significativas, presentan una actividad radiativa proporcional a la raíz cuadrada de su concentración.

Finalmente, es necesario considerar que ciertas partes del espectro de absorción del CO₂ son ya tan opacas que una molécula adicional sólo tiene un efecto limitado. Su actividad radiativa es proporcional al logaritmo de su concentración.

Potencial de calentamiento global de gases invernadero

GWP: Direct Global Warming Potential. Es el potencial de calentamiento global directo. Está basado en el efecto de calentamiento global de un gas de referencia, el CO₂. Con un horizonte de tiempo de 100 años, por ejemplo, el GWP del R134a es mil doscientas veces mayor que el del CO₂, y el del R404a es tres mil quinientas veces mayor.

La vida media de los gases de efecto invernadero en la atmósfera es muy variada, por lo que su impacto sobre el clima también lo es (Tabla 8); puede prolongarse durante años, décadas e incluso siglos. Se ha acuñado el término de potencial de calentamiento global de los gases traza (GWP), para significar este hecho; se define como la capacidad de activación radiativa, en un tiempo determinado, generada por un kilogramo de un determinado gas respecto a la del CO₂.

$$GWPI = \int_{0}^{\infty} a_i(t) \cdot c_i(t) \cdot dt$$

$$\int_{0}^{\infty} a_c(t) \cdot c_c(t) \cdot dt$$

Donde:

$a_i(t)$: Fuerza de radiación instantánea debida al incremento en la concentración de un gas (i).

$c_i(t)$: Concentración o fracción del gas que está presente en el tiempo (t).

$a_c(t)$: Fuerza de radiación instantánea debida al incremento en la concentración del CO₂.

$c_c(t)$: Concentración o fracción de CO₂ que está presente en el tiempo (t).

Tabla 9. Potencial de calentamiento global de varios gases invernadero, por mol y por peso, con relación al CO₂

| Gas | A | B | C | D | E | F |
|------------------|------|-------|---------|-------|------|-------|
| CO ₂ | 230 | 0,015 | 19 | 1 | 0,42 | 1 |
| CO | 2,1 | 0,65 | 26 | 1,4 | 0,94 | 2,2 |
| CH ₄ | 14,4 | 0,65 | 71 | 3,7 | 4,4 | 10 |
| N ₂ O | 160 | 3,8 | 3 400 | 180 | 77 | 180 |
| HCFC- 22 | 15 | 190 | 15 000 | 810 | 180 | 410 |
| CFC-11 | 60 | 220 | 74 000 | 4000 | 540 | 1 300 |
| CFC-12 | 120 | 280 | 190 000 | 10000 | 1600 | 3 700 |
| Ozono troposfera | - | - | - | - | 4 | - |

Aquí la sensibilidad climática se ha estimado en 0,5-1,30 C W- 1 m², correspondiente a un calentamiento de 2- 50 a causa de una duplicación de las concentraciones de CO₂ [10].

A: Tiempo de residencia (años).

B: Capacidad instantánea (W.m-2.ppm-1).

- C: Capacidad acumulativa (W.m-2.año.Pmol-1).
- D: Potencial global de calentamiento.
- E: Capacidad acumulativa (W.m-2.año.Pgr).
- F: Potencial global de calentamiento.

En el denominador de la fracción están representados los valores correspondientes al CO₂. En general a_i es función de la concentración del gas (i) y de otros gases invernadero, como consecuencia de la saturación y superposición de sus respectivas bandas de absorción. Por ejemplo, la capacidad radiativa de un incremento de CO₂ es aproximadamente 30 % mayor con concentraciones previas de 350 ppm, que si éstas fueran de 450 ppm.

Los cálculos de la columna C de la tabla 9 están basados en el promedio de capacidad radiativa para los siguientes incrementos de la concentración atmosférica:

- CO₂ : de 350ppm a 450 ppm.
- CH₄: de 1,7 ppm a 2,7ppm.
- N₂O: de 0,31 ppm a 0,41 ppm.

Sin embargo, existen dudas respecto a la evaluación de las posibles variaciones climáticas mediante modelos basados en la asimilación del efecto de otros gases invernadero a la actividad radiativa del CO₂, ya que las actividades radiativas de muchos gases invernadero son muy diferentes a la del anhídrido carbónico, y por tanto es necesario considerar la opacidad de cada uno de ellos al infrarrojo, con lo cual los efectos modelados pueden variar sustancialmente.

Para el cálculo de los clorofluorcarbonos se pueden utilizar, con bastante certeza, los datos emitidos por el Instituto Internacional del Frío [5], que aparecen en la tabla 10:

Tabla 10. Valores relativos de ODP y GWP para refrigerantes con respecto al CFC-11

| Parámetro | CFC 11 | CFC 12 | HCFC 22 | CFC 142b | HFC 32 | HFC 125 | HFC 134a | HFC 152a | NH ₃ | Propano | Butano |
|--------------|--------|--------|---------|----------|--------|---------|----------|----------|-----------------|---------|--------|
| ODP | 1 | 1 | 0,05 | 0,04 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| GWP | 1 | 2,1 | 0,43 | 0,46 | 0,14 | 0,71 | 0,34 | 0,04 | 0 | 0 | 0 |
| Tóxico | NO | NO | NO | NO | NO | NO | NO | NO | SI | NO | NO |
| Flamabilidad | NO | NO | NO | SI | SI | NO | NO | SI | SI | SI | SI |

Esta tabla ha sido confeccionada para un horizonte de tiempo de integración de cien años (ITH) y sobre la base del CFC 11, el cual, comparado con el CO₂, tiene un ODP de 4 500 para este ITH. Nótese además que mientras el CO₂ se libera directamente a la atmósfera producto de la combustión, los refrigerantes

pueden permanecer dentro del equipo de refrigeración por quince años como promedio.

Pero este solo parámetro GWP puede ser erróneo por dos causas:

- El refrigerante daña la atmósfera sólo cuando se libera. La mayoría de los sistemas son cerrados y tienen posibilidades de recuperación. La prioridad está dada en la prevención de la emisión. Muchos países han adoptado ya regulaciones al respecto y el GWP puede entonces no tener ya significación alguna.
- El equivalente en CO₂ por emanación de refrigerante corresponde a un tiempo pequeño de operación, durante el cual, por concepto de consumo eléctrico se tiene una cantidad igual de CO₂ emitido al medio ambiente.

Ejemplo: Un refrigerador familiar de R134a está cargado con 140 g . Si todo el gas es expulsado, liberado al medio ambiente esto equivale a 170 kg de CO₂ para el efecto de calentamiento global, que a su vez equivale a igual emisión de CO₂ por consumo de electricidad durante tres meses de operación, que es menor de 2 % del consumo eléctrico del refrigerador durante todo su TVU. De modo que si un refrigerante alternativo conduce a un ahorro energético de 5 %, comparado con un refrigerante sin GWP, estaría justificado su uso desde el punto de vista del medio ambiente, aún en el peor caso de que todo el refrigerante fuese liberado a la atmósfera. Entonces, el GWP es de hecho un criterio *imperfecto y errático* .

Impacto total equivalente de calentamiento

Total Equivalent Warming Impact (TEWI)

El indicador de impacto por calentamiento global más integral hasta el momento, ya que incluye:

- El efecto de calentamiento global directo del refrigerante (GWP x emisión total).
- El calentamiento global indirecto o adicional obtenido por el CO₂ generado a partir del consumo energético del equipo durante su TVU, por electricidad o combustión directa.

$$TEWI = GWP_{CO_2} \times M_R + a.B$$

Donde:

GWP_{CO₂} : Es el GWP del fluido relativo al CO₂ . Recordar que se toma como referencia el GWP del CO₂ como la unidad.

M: Masa total de refrigerante liberado.

a: Masa del CO₂ liberado en la generación de electricidad (kg CO₂ / kWh.).
Depende de cómo se «produce» la energía. Para una CHE es 0 y para una CTE es 0,8 kg CO₂ /kWh como promedio. Este último valor depende de la propia CTE. sí, a varía por regiones y depende de las estrategias nacionales

b: Consumo energético en TVU del equipo (kWh).

El TEWI también depende de la eficiencia del sistema: para un refrigerador doméstico normal con 15 años de TVU, el primer sumando es el 1 %, y el segundo es el 99 %. Pesa mucho su rendimiento.

COP: Cuando se trabaja con valores asumidos de tiempo de operación, TVU y eficiencia, esto hace que el TEWI sea más problemático. Éste sirve para tener una representación del peso de los efectos directo e indirecto en el calentamiento global, pero la mayoría de los sistemas tienen mayor TEWI por el efecto indirecto, el cual depende de cómo se consume la energía y se transforma en la entrada necesaria para el equipamiento o sistema. Es por ello que la lucha fundamental está en lograr altos rendimientos.

Por ejemplo, los COP de los refrigeradores son como sigue:

Tabla 11. Indicadores de operación de diferentes sistemas de refrigeración

| Equipo | Tiempo de operación (h) | Masa refrigerante | Relación h/g |
|---------------|--------------------------------|--------------------------|---------------------|
| R/F doméstico | 40 000 | 140 g R134a | 285,71 |
| AA. automóvil | 1 000 | 300- 1500 g | 3,33-0,66 |

El incremento del COP de los equipos comerciales ha sido desde 2,5 en 1960 hasta 3,33 en 1990 y se espera un 4,0 en el 2000. El valor teórico es de 10,0.

El rendimiento de los generadores de vapor actuales es de 80-85 % y el valor prospectivo es de 88-90 %.

Energías renovables

Las energías renovables constituyen la alternativa por excelencia que responde al desarrollo sostenible y sus exigencias del doble imperativo.

Además del ahorro energético (reducción de l consumo energético convencional y aumento de la eficiencia), otra estrategia es el cambio de las fuentes energéticas. Para el 2050 el uso continuo de las energías convencionales fósiles (carbón, petróleo y gas) triplicaría las emisiones, el cambio a las energías renovables implica sólo un incremento de 25 %.

En cuanto a emisiones las energías renovables son ventajosas y los cálculos realizados de costos considerando la monetarización del impacto ambiental de diferentes tecnologías para la generación de electricidad, se plantean valores promedios en la tabla 12.

Tabla 12. Costos externos por efecto invernadero para diferentes fuentes energéticas

| Fuente | Fósiles | CEN | Solar | Eólica |
|----------------|----------------|------------|--------------|---------------|
| Costos (C/kWh) | 1,5-4,2 | 2,1-12,4 | 0,3 | 0,01 |

Esto está actualmente limitado por altos consumos de inversión inicial, sobre todo para los países en desarrollo. Considerando los costos sociales (impacto ambiental y costos de explotación para el futuro), se llega a la conclusión de que las energías renovables son ya más baratas.

Medidas

En cuanto a la alteración de la capa de ozono se han adoptado diversos acuerdos a escala internacional, fundamentalmente entre los países desarrollados, conducentes a definir intentos para paliar dicha situación.

Entre éstos podemos citar el Protocolo de Montreal (1987), firmado por 93 países, con el compromiso de disminuir la emisión de CFCs del 50 % de los emitidos en 1986 para el 1998 y autorizando a los países en desarrollo a aumentar el consumo durante ese tiempo.

El 14 de octubre de 1988, la Decisión del Consejo 88/540/CEE aprobó la ejecución del Convenio de Viena y el Protocolo de Montreal. Pero las reducciones que se pensaron por la programación de las medidas contenidas en los documentos emanados de las reuniones anteriores obligó a que se adoptara en 1990 la Enmienda al Protocolo de Montreal con medidas aún más drásticas, que supone la total eliminación de emisiones de los principales gases nocivos para el año 2000, pese a la oposición previa de los principales países industrializados debido a la dificultad de adaptar sus industrias en el plazo previsto.

Las últimas investigaciones condujeron a que los mismos 93 países firmantes del Protocolo de Montreal recomendaran la eliminación de emisiones de los principales gases nocivos antes del 1ro. de enero de 1996, suponiendo cuatro años de adelanto con respecto a la fecha prevista en la Enmienda del Protocolo Montreal. Ya en la Reunión de Copenhague de noviembre de 1992 se planteó la eliminación total de los CFCs para el 1ro. de enero de 1996, la eliminación total de los halones usados en extintores para el 1ro. de enero de 1994 y la eliminación del metilcloroformo usado en procesos de limpieza en seco para el 1ro. de enero de 1996, la congelación del uso de los HCFC al nivel de utilización de 1991 para intentar su eliminación total en el año 2020 e incluir en la lista de gases nocivos a controlar el bromuro de metilo que tiene amplio uso como pesticida en la agricultura. Además de esto los países firmantes hicieron permanente el Fondo Multilateral acordado en la Reunión de Londres de 1990 para ayudar a los países en desarrollo a eliminar las sustancias nocivas para el ozono y permitir la transferencia de tecnologías, dotado de un mínimo de 113 millones de dólares para 1994.

Con respecto a la prevención del recalentamiento global propiciado por el efecto invernadero, a pesar de las limitaciones políticas y tecnológicas existentes, es posible aplicar de manera más o menos inmediata algunas medidas de prevención, aunque más difícilmente que en el caso del ozono, ya que las posibles soluciones implican transformaciones de los modelos económicos actuales.

Se necesita una disminución radical del consumo de combustibles fósiles y el empleo de alternativas limpias, la transformación de tecnologías básicas altamente contaminantes, la amplia repoblación forestal del Planeta, conservación de masas forestales actualmente existentes y la modificación de diversas técnicas agrícolas que favorecen la erosión del suelo y contribuyen a la desertificación.

Todos estos cambios implicarían una variación drástica de la producción de bienes que fundamentan el actual status socioeconómico del cual depende el actualmente denominado «estado de bienestar», que pudiera producir un empobrecimiento general de la clase media de los países desarrollados y empeoraría la ya difícil situación de los países subdesarrollados. Pero aún así esta disyuntiva admite plantearse si sería peor la aplicación de las medidas propuestas que la propia enfermedad que padece hoy nuestro planeta, ya que posiblemente los efectos sobre la población quizá fueran más perjudiciales al aplicar las medidas de prevención que están hoy a nuestro alcance en comparación con el intento de adaptación progresiva a un cambio climático imposible de producirse de forma repentina, sino que sería el resultado de una lenta evolución de al menos un siglo, con la posibilidad de que en este período de transición podrían actuar mecanismos naturales o antropogénicos de retroacción o que la inteligencia humana contando con el desarrollo científico y tecnológico podría generar soluciones temporales que permitieran paliar los efectos esperados.

No obstante es imprescindible tomar conciencia de la situación. Teniendo en cuenta la tendencia actual en el consumo de las fuentes convencionales de energía, hacia la mitad del próximo siglo la mayor parte del petróleo y el gas natural estarán agotados; quedarán alrededor de 95 % del carbón explotable en sólo tres zonas del planeta (USA, antigua URSS y China), por lo que se subraya nuevamente la necesidad de desarrollar suficientemente otras fuentes energéticas ecológicamente limpias, lo que implica una mayor incidencia de la Comunidad Internacional en la cooperación al respecto, al margen de diferencias políticas, en la búsqueda de soluciones más factibles y eficaces que permitan afrontar con garantías de éxito y con los menores efectos secundarios perjudiciales posibles los problemas medioambientales señalados. En una palabra, trabajar por el desarrollo sostenible.

Un ejemplo concreto como instrumento de lucha contra el efecto invernadero es el Fondo Global para el Medio Ambiente (GEF), de la ONU, fundado en 1992 para el financiamiento de medidas contra el cambio de clima global. Hasta agosto de 1995 tenía fondos de aproximadamente 2 000 millones de dólares y en su Consejo Ejecutivo existía una composición mayoritaria de países en desarrollo. Sus principios son los siguientes:

- Se necesitan más tecnología para ofrecer opciones para la reducción de emisiones a costo menor.
- El GEF apoya el desarrollo y la difusión de tecnologías promisorias, en caso de que todavía no exista un mercado.
- Tecnologías promisorias son caracterizadas por un potencial amplio de su aplicación y posibilidades de inversión local.

Las prioridades para el financiamiento de proyectos son:

- Eficiencia en el uso final de la energía.
- Reducción de la intensidad de emisiones en la producción de energía (FRE).
- Reducción de las emisiones a parte del CO₂.
- Actividades generales.

Conclusiones

1. El ODP es el potencial de destrucción que cada gas ejerce sobre la capa de ozono. Tradicionalmente se ha definido como el efecto producido en la columna de ozono por una determinada cantidad de un gas, en relación con el efecto producido por la misma cantidad de un gas de referencia. Este índice aún no tiene en cuenta todos los factores que inciden en este fenómeno, pero hasta el momento se considera bastante acertado para medir el efecto acumulativo de destrucción de los gases sobre la capa de ozono por cada unidad de gas liberada a la atmósfera.

2. El TEWI es el índice más completo de los que actualmente se usan para evaluar la influencia de los gases sobre el efecto invernadero de la atmósfera. Considera el efecto de calentamiento global de gases y refrigerantes, así como el indirecto o adicional por consumo energético del equipo durante su TVU (por electricidad o debido a los gases producto de la combustión), a partir de los equivalentes en CO₂ de cada uno de dichos gases. Depende de la forma en que se « produce » industrialmente la energía y de la eficiencia de los equipos, sistemas e instalaciones que se analicen. Esto lo hace un parámetro incompleto.

3. El COP o coeficiente de rendimiento tiene en cuenta la forma en que se consume la energía en un equipo, instalación o sistema, así como las transformaciones energéticas e irreversibilidades. A partir de aquí se pueden establecer equivalentes de emanaciones nocivas al medio ambiente y por ello se considera más completo que el índice anterior, pero no es definitivo, ya que no tiene en cuenta la composición de la electricidad generada y otras emanaciones que no se deben a consumos energéticos, pero tiene mayor peso que el TEWI.

4. El balance energético y de emanaciones nocivas al medio ambiente debe realizarse teniendo en cuenta los efectos de cada uno de ellos, tanto en la

actividad de inversión como en el período de explotación, y deben ser considerados en los cálculos de la instalación.

5. El grado de sustitución de componentes energéticos y de emanaciones nocivas en la instalación que se evalúa sustituir con respecto a la nueva, expresa claramente en qué valor puede disminuirse o variarse una causa que origine un impacto ambiental negativo, ya sea por consumo energético o por otra fuente de emanaciones nocivas que no dependa directamente de éste, sino del proceso como tal. Debe también considerar la influencia de cada uno de ellos sobre los procesos de inversión y de explotación de las instalaciones durante todo el TVU.

6. La evaluación definitiva de una solución propuesta o en aplicación en cuanto a consumo energético o influencia sobre el medio ambiente debe realizarse usando todos estos índices e incluyendo los elementos económicos suficientes que permitan hacer una verdadera evaluación integral, considerando los elementos económicos, energéticos y ambientales como un conjunto único que permita tomar o seleccionar la decisión adecuada.

Bibliografía

«Análisis energético y evaluación de la emisión de CO₂ de un sistema energético de hidrógeno solar para el sistema de transportación de Japón. II Parte. Evaluación el sistema». Revista *Hydrogen Energy* . Vol. 16. No. 11, 1991. pp. 755-764.

Boletines SIEE , del Sistema de Información Económica-Energética de la OLADE. Quito. Versiones 5, 6 y 7 de 1993, 1994 y 1995, y versiones 12 y 13 de 2002 y 2003, respectivamente.

Castro Ruz, Fidel . 3.01.04. Discurso pronunciado en enero de 2004. Periódico *Granma* . La Habana : pp. 4 y 5.

Energías Regenerativas y Desarrollo. No. 8., Quito: Ed. Proper, agosto de 1995.

Eyre, N.J. y L.A. Michadis. «The impact of UK Gas and oil use on Global Warming». Energy Technology Support Unit, Building 149, Harwell Lab, Abingdon, Oxfordshire, 1991.

Notas informativas del Instituto Internacional del Frío sobre los CFCs, su influencia sobre el medio ambiente y los índices más comunes en la actualidad. No. 8, 9 y 11 de agosto de 1992, julio de 1993 y febrero de 1995, respectivamente.

Opciones . La Habana : 2001-2003. <http://www.opciones.com>

Palz, W. *Electricidad solar* . Madrid: Ed. Blume, 1986.

Pérez López, José A. y Miguel Espigares García. *Agujero de ozono y efecto invernadero. Influencia en la salud y en el Medio Ambiente*. Granada: Universidad de Granada, 1993.

pp. 47-49 y 120-127.

Rubio, José A. Conferencia Magistral en el CEADEN. La Habana : febrero de 2005.

Solar Energy . Vol. 49, No. 4, p 221. Londres: Ed. Pergamon Press, 1992.

Turrini, Enrico. *El camino del Sol* . La Habana : Ed. CUBASOLAR, 1998.

Turtós Carbonel, Leonor. *Determinación de externalidades de la industria eléctrica en Cuba*. Informe Final. La Habana : CUBAENERGÍA, 2004.

El uso de las fuentes residuales térmicas de la industria azucarera en los sistemas de refrigeración por absorción

The Use of Thermal Residual Sources of the Sugar Industry in the Refrigeration Systems by Absorption

*Dr. Oscar M. Cruz Fonticiella*¹

*Dr. Miguel L. González Petit-Jean*²

*Dr. Leonel Martínez Díaz UCF*³

*Dr. Juan Castellanos Alvarez*⁴

¹ *Universidad Central de Las Villas, Cuba. e-mail: ocf@uclv.edu.cu*

² *Universidad Veracruzana, México. e-mail: mgonzalezpetitjean@yahoo.com.mx*

³ *Universidad de Cienfuegos, Cuba. e-mail: vlmtinez@fmec.ucf.edu.cu*

⁴ *Universidad de Cienfuegos, Cuba. e-mail: jcastel@fmec.ucf.edu.cu*

Resumen

Se estudia la integración de los sistemas de refrigeración por absorción a las fuentes residuales térmicas de la industria azucarera mediante un procedimiento de cálculo y un análisis exergoeconómico.

Palabras clave: Refrigeración por absorción, integración térmica, exergoeconomía.

Abstract

The integration of the absorption refrigeration systems with the thermal residual sources of the sugar cane industry is studied through an estimation procedure and an exergoeconomic analysis.

Keywords: Refrigeration by absorption, thermal integration, exergoeconomy.

Introducción

El acondicionamiento de aire partiendo de la refrigeración por absorción, en la industria azucarera así como otras industrias de procesos, requiere comúnmente la combustión de bagazo y/o combustibles derivados del petróleo. Si los productos de la combustión se encuentran a una temperatura significativamente mayor que la requerida para el calentamiento del sistema de refrigeración por absorción (SRA), el uso final no estará bien integrado (Moran) con la fuente calorífica y se obtendrá como resultado un uso ineficiente del combustible consumido. Las fuentes térmicas residuales de los centrales azucareros, tales como los vapores secundarios, el retorno del condensado y los gases calientes procedentes de las chimeneas [Hugot], pueden integrarse a los sistemas de refrigeración por absorción los cuales tienen un consumo mínimo de electricidad [ASHRAE , 1997; Herold , *et al.*, 1996; Misra, *et al.*, 2002]. Se ha investigado poco acerca del aprovechamiento de calores residuales de industrias de procesos, en particular de la industria azucarera, con fines de garantizar el acondicionamiento de aire de sus instalaciones y de otras cercanas mediante la refrigeración por absorción.

En este artículo se estudia la integración de los sistemas de refrigeración por absorción a las fuentes residuales térmicas de la Industria Azucarera utilizando un procedimiento de cálculo, paso a paso, y un análisis exergoeconómico-ambiental.

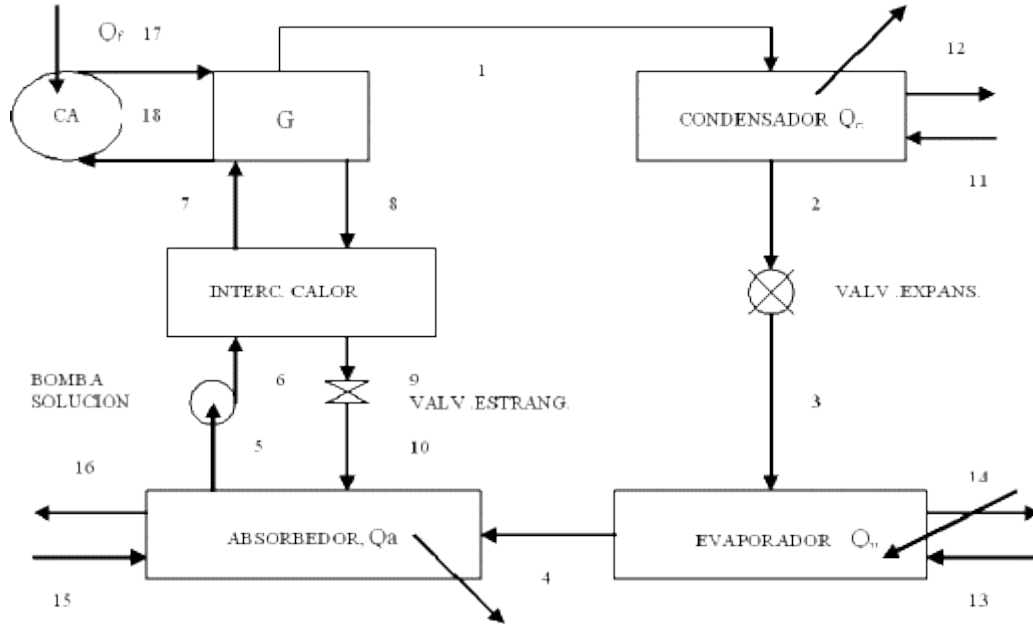


Fig. 1. Sistema de refrigeración por absorción asistido por gases residuales de la industria azucarera.

Desarrollo

En el SRA de simple efecto de la figura 1, el refrigerante, agua, se evapora en el evaporador tomando el calor de cambio de estado del fluido (calor útil, Q_u) que circula por el interior del haz tubular de este intercambiador, que también es agua pero se le denomina agua helada y es la que va a los serpentines de acondicionamiento de aire. Los vapores producidos se absorben por el absorbente, solución de bromuro de litio, en un proceso de disolución exotérmico (calor de absorción, Q_a) que requiere de refrigeración externa (corrientes de enfriamiento) para que la solución se mantenga en condiciones de temperatura correctas y no aumente la presión en la cámara en la que se produce la absorción y que se denomina absorbedor. En este circuito de refrigeración externa se utilizan normalmente torres de refrigeración de agua de tipo abierto o cerrado, o abundante agua de pozo o de acueducto. La masa de absorbente conteniendo el refrigerante absorbido se transporta, mediante bombeo, calentándose previamente en un Intercambiador de calor recuperativo y sigue hasta otro intercambiador de calor cuya función es separar el refrigerante del absorbente, por destilación del primero.

Este intercambiador de calor se denomina, indistintamente, concentrador, desorbedor o generador y es de tipo inundado. Por su haz tubular se hace circular el fluido caliente, normalmente agua presurizada caliente o vapor de agua, que constituye la fuente principal de energía (calor de la fuente térmica, Q_f) para el funcionamiento del ciclo de absorción, y que procede como efluente de cualquier tipo de proceso en el que se genere calor residual. En el generador se produce la ebullición del refrigerante (agua), que se separa del absorbente (LiBr) y que como consecuencia aumenta su concentración, o su pureza cuando se trata de agua, para que pueda ser utilizado de nuevo en el proceso de absorción. El flujo de absorbente vuelve al absorbedor enfriándose en el Intercambiador de calor recuperativo y disminuyendo su presión mediante una válvula de estrangulamiento, mientras que el flujo de vapores del refrigerante destilado en el concentrador pasa, por simple diferencia de presión, a otro intercambiador de calor por el interior de cuyo haz tubular circula agua procedente también de la torre de refrigeración, y que se denomina Condensador porque alrededor de su haz tubular se produce la condensación (calor de condensación, Q_c) de los vapores del agente frigorífico para volver al estado líquido.

El líquido obtenido en el condensador se canaliza hacia la cámara del evaporador, por gravedad y por diferencia de presión, ya que esta se encuentra a una presión inferior a la de la cámara del condensador. Cuando el líquido llega a la cámara del evaporador se evapora parcialmente, llevando la temperatura de la masa del líquido a la temperatura de saturación que corresponde a la presión en la que la cámara del evaporador se encuentra. De esta forma, el líquido frío está en condiciones de tomar calor del fluido que circula por el interior del haz tubular del evaporador (Q_u), hasta evaporarse, cerrando así su ciclo [ASHRAE, 1997; Misra . et al., 2002]. Como ejemplo, se utilizará un procedimiento de cálculo para un SRA de cien toneladas de refrigeración:

Procedimiento de cálculo

[González Petit-Jean, 2004; Misra . et al., 2002; Misra . et al., 2003]

Refrigerantes LiBr/agua; capacidad de refrigeración, $Q_o = 100 \text{ ton}$ a $Q_u = 100 \text{ ton} \times 3,52 \text{ kW/ton} = 352 \text{ kW}$; efectividad térmica del evaporador, $\epsilon_{ev} = 0,67$; temperatura del agua helada de entrada al evaporador, $t_{ahe} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; temperatura del agua helada de salida del evaporador, $t_{ahs} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$; temperatura del evaporador ($^\circ\text{C}$):
 $t_e = t_{ahe} - (t_{ahe} - t_{ahs}) / \epsilon_e = 20 - (20 - 10) / 0,67 = 5,07 \text{ }^\circ\text{C}$

Efectividad térmica del generador, $\epsilon_g = 0,50$; temperatura del agua caliente presurizada de entrada al generador, $t_{age} = 130 \text{ }^\circ\text{C}$; temperatura del agua caliente presurizada de salida del generador, $t_{ags} = 105 \text{ }^\circ\text{C}$.

1. Temperatura del generador ($^\circ\text{C}$), t_g :

$$t_g = t_{age} - (t_{age} - t_{ags}) / \epsilon_g = 130 - (130 - 105) / 0,5 = 80 \text{ }^\circ\text{C}$$

Efectividad térmica del absorbedor, $\epsilon_a = 0,625$; temperatura del agua de enfriamiento de entrada al absorbedor, $t_{aae} = 27 \text{ }^\circ\text{C}$; temperatura del agua de enfriamiento de salida del absorbedor, $t_{aas} = 32 \text{ }^\circ\text{C}$

2. *Temperatura del absorbedor ($^\circ\text{C}$):*

$$t_a = (t_{aas} - t_{aae}) / \epsilon_a + t_{aae} = (32 - 27) / 0,625 + 27 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$$

Efectividad térmica del condensador, $\epsilon_c = 0,625$; temperatura del agua de enfriamiento de entrada del condensador, $t_{ace} = 27 \text{ }^\circ\text{C}$ temperatura del agua de enfriamiento de salida del condensador, $t_{acs} = 32 \text{ }^\circ\text{C}$

3. *Temperatura del condensador ($^\circ\text{C}$), t_c :*

$$t_c = (t_{acs} - t_{ace}) / \epsilon_c + t_{ace} = (32 - 27) / 0,625 + 27 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$$

Propiedades del agua y el vapor en la línea de saturación (84, 110, 120)

$$H_0 = 6\ 010,277$$

4. *Temperatura de saturación (evaporador) (K), T_{se} :*

$$T_{se} = t_e + 273,15 = 5,07 + 273,15 = 278,22 \text{ K}$$

$$H_{1e} = H_0 - 47\ 493 \cdot (T_{se} / 1\ 000) = 6\ 010,277 - 47\ 493 \cdot (278,22 / 1\ 000) = -7\ 203,45$$

$$H_{2e} = H_{1e} + 238\ 841,6 \cdot (T_{se} / 1\ 000)^2 = -7\ 203,45 + 238\ 841,6 \cdot (278,22 / 1\ 000)^2 = 11\ 285,03$$

$$H_{3e} = H_{2e} - 570\ 404,6 \cdot (T_{se} / 1\ 000)^3 = 11\ 285,03 - 570\ 404,6 \cdot (278,22 / 1\ 000)^3 = -999,82$$

$$H_{4e} = H_{3e} + 677\ 286,5 \cdot (T_{se} / 1\ 000)^4 = -999,82 + 677\ 286,5 \cdot (278,22 / 1\ 000)^4 = 3\ 058,58$$

5. *Entalpía vapor agua saturado evaporador (kJ/kg), h_{5e} :*

$$h_{5e} = H_{4e} - 326\ 486,2 \cdot (T_{se} / 1\ 000)^5 = 3\ 058,58 - 326\ 486,2 \cdot (278,22 / 1\ 000)^5 = 2\ 514,28 \text{ kJ/kg}$$

6. *Flujo másico vapor refrigerante (kg/s), m_r :*

$$m_r = Q_o \cdot 3,52 / (h_{5e} - 4,19 \cdot t_c) = 100 \cdot 3,52 / (2\ 514,28 - 4,19 \cdot 35) = 0,149 \text{ kg/s}$$

Temperatura del generador (K), T_g :

$$T_g = t_g + 273,15 = 80 + 273,15 = 353,15 \text{ K}; Y = T_g / 1\ 000 = 353,15 / 1\ 000 = 0,35315$$

$$B_0 = 0,0003237; B_1 = 0,0025; B_2 = -0,0011354; B_3 = -0,0004381; C_0 = 0,0000056084; C_1 = -0,0000025993; C_2 = 0,000000012604; I_0 = 8; I_1 = 14; K_0 = 2\ 127,87; K_1 = 1\ 482,85; K_2 = 379,026; K_3 = 46,174; K_4 = 10\ 816,1; Y_1 = 0,21; R = -0,46151$$

Sustituyendo los valores anteriores en A2, A3 y H0:

$$A2 = B0 + 3 \times B2/Y^2 + 3 \times B3/(Y - Y1)^2 + 2 \times B3 \times Y1/(Y - Y1)^3 = -0,154$$

$$A3 = C0 + (I0 \times 1) \times C1/Y10 + (I1 + 1) \times C2/Y11 = -0,489$$

$$H0 = K0 + K1 \times Y + K2 \times Y^2 + K3 \times \ln(Y) = 2\,650$$

7. *Temperatura de saturación (condensador) (K), T_{sc} :*

$$T_{sc} = t_c + 273,15 = 35 + 273,15 = 308,15 \text{ K}$$

$$H1_c = H0 - 47\,493 \times (T_{sc}/1\,000) = 2\,650 - 47\,493 \times (308,15/1\,000) = -8\,624,69$$

$$H2_c = H1_c + 238\,841,6 \times (T_{sc}/1\,000)^2 = -8\,624,69 + 238\,841,6 \times (308,15/1\,000)^2 = 14\,054,85$$

$$H3_c = H2_c - 570\,404,6 \times (T_{sc}/1\,000)^3 = 14\,054,85 - 570\,404,6 \times (308,15/1\,000)^3 = -2\,635,65$$

$$H4_c = H3_c + 677\,286,5 \times (T_{sc}/1\,000)^4 = -2\,635,65 + 677\,286,5 \times (308,15/1\,000)^4 = 3\,471,25$$

8. *Entalpía vapor agua saturado condensador/generador (kJ/kg), H_{5c} :*

$$H_{5c} = H4_c - 326\,486,2 \times (T_{sc}/1\,000)^5 = 3\,471,25 - 326\,486,2 \times (308,15/1\,000)^5 = 2\,564,11$$

$$SP0_g = 0 - 7,821541 \times (T_{sc}/1\,000)(0 - 1) = 0 - 7,821541 \times (308,15/1\,000)(0 - 1) = -25,38$$

$$SP1_g = SP0_g + 82,86568 \times (T_{sc}/1\,000)(1 - 1) = -25,38 + 82,86568 \times (308,15/1\,000)0 = 57,48$$

$$SP2_g = SP1_g + 10,28003 \times (T_{sc}/1\,000)(2 - 1) = 57,48 + 10,28003 \times (308,15/1\,000)1 = 60,651$$

9. *Presión de saturación en el generador (MPa), p_{sg} :*

$$p_{sg} = \text{EXP}(SP2_g - 11,48776 \times \ln(1\,000 \times T_{sc}/1\,000)) =$$

$$= \text{EXP}(60,651 - 11,48776 \times \ln(1\,000 \times 308,15/1\,000)) = 0,005626 \text{ MPa}$$

Presión de saturación zona alta presión (mm Hg), p_{sAP} :

$$p_{sAP} = p_{sg} \times 106/133,3 = 0,005626 \times 106/133,3 = 42,20 \text{ mm Hg}$$

10. *Entalpía vapor sobrecalentado generador (kJ/kg), h_{vsg} :*

$$h_{vsg} = H0 + (A2 \times p_{sg} + A3 \times p_{sg}^2/2) \times 1\,000 =$$

$$= 2\,650 + (-0,154 \times 0,005626 - 0,489 \times 0,005626^2/2) \times 1\,000 = 2\,564,11 \text{ kJ/kg}$$

11. *Flujo másico de vapor sobrecalentado = Flujo másico de vapor refrigerante*
 $m_{vsg} = m_r = 0,149 \text{ kg/s}$

$$SP0_e = 0 - 7,821541 \times (T_{se}/1\,000)(0 - 1) = 0 - 7,821541 \times (278,22/1\,000)(0 - 1) = -28,11$$

$$SP1_e = SP0_e + 82,86568 \times (T_{se}/1\,000)(1 - 1) = -28,11 + 82,86568 \times (278,22/1\,000)(1 - 1)$$

$$SP1_e = 54,75$$

$$SP2_e = SP1_e + 10,28003 \times (T_{se} / 1\ 000)(2 - 1) = 54,75 + 10,28003 \times (278,22/1\ 000)(2 - 1)$$

$$SP2_e = 57,61$$

12. Presión de saturación en el evaporador (MPa), p_{se} :

$$p_{se} = \text{EXP}(SP2_e - 11,48776 \cdot \text{LN}(1\ 000 \cdot T_{se} / 1\ 000)) =$$

$$p_{se} = \text{EXP}(57,61 - 11,48776 \times \text{LN}(1\ 000 \times 278,22/1\ 000)) = 0,000872 \text{ MPa}$$

Presión de saturación zona baja presión (mm Hg), p_{sBP} :

$$p_{sBP} = p_{se} \times 106 / 133,3 = 0,000872 \times 106 / 133,3 = 6,54 \text{ mm Hg}$$

Temperatura solución absorbedor (°F), t_{sla} :

$$t_{sla} = t_a \times 9/5 + 32 = 35 \times 9/5 + 32 = 95 \text{ °F}$$

13. Concentración solución absorbedor (%), X_{sla} :

$$X_{sla} = 177,5554608 - 5,562122879 \times p_{sBP} - 22\ 153,27629/t_{sla} - 0,5494956165 \times p_{sBP}^2 + 1\ 223\ 136,328/t_{sla}^2 + 1\ 429,500024 \times p_{sBP} / t_{sla} + 0,04372647989 \times p_{sBP}^3 - 21\ 757\ 657,9/t_{sla}^3 - 53\ 331,2680099999 \times p_{sBP} / t_{sla}^2 - 24,91852777 \times p_{sBP}^2 / t_{sla}$$

Sustituyendo los valores de p_{sBP} y t_{sla} en la ecuación anterior, $X_{sla} = 55,41 \%$ y este último valor en:

$$A_a = -1\ 015,07 + 79,5387 \times X_{sla} - 2,358016 \times X_{sla}^2 + 0,03031583 \times X_{sla}^3 - 0,0001400261 \times$$

$$X_{sla}^4 = -10,11$$

$$B_a = 4,68108 - 0,3037766 \times X_{sla} + 0,00844845 \times X_{sla}^2 - 0,0001047721 \times X_{sla}^3 + 0,000000480097 \times X_{sla}^4 = 0,489$$

$$C_a = -0,0049107 + 0,000383184 \times X_{sla} - 0,00001078963 \times X_{sla}^2 + 0,00000013152 \times X_{sla}^3 - 0,000000005897 \times X_{sla}^4 = 1,029 \times 10^{-5}$$

Sustituyendo A_a , B_a , C_a y t_{af} en la entalpía solución LiBr absorbedor (Btu/lb), $h_{sla'}$:

$$h_{sla'} = A_a + B_a \times t_{af} + C_a \times t_{af}^2 = 36,47 \text{ Btu/lb}$$

14. Entalpía solución LiBr absorbedor (kJ/kg), h_{sla} :

$$h_{sla} = h_{sla'} \times 2,326 = 36,47 \times 2,326 = 84,83 \text{ kJ/kg}$$

Temperatura solución salida generador (°F), t_{sslfg} :

$$t_{sslfg} = t_g \times 9/5 + 32 = 80 \times 9/5 + 32 = 176 \text{ °F} ; \text{ con } t_{sslfg} \text{ y } p_{sAP} \text{ se determina, igualmente, } X_{slg} \text{ } X_{slg} = 59,84 \text{ \% y, también, } A_g = 1,388; B_g = 0,461; C_g = 3,59 \times 10^{-6}$$

Sustituyendo en la entalpía solución salida generador (Btu/lb), $h_{sslg''}$:

$$h_{sslg''} = A_g + B_g \cdot t_{sslg} + C_g \cdot t_{sslg}^2 = 82,68 \text{ Btu/lb}$$

15. *Entalpía solución salida generador (kJ/kg), h_{sslg} :*

$$h_{sslg} = h_{sslg''} \times 2,326 = 82,68 \times 2,326 = 192,32 \text{ kJ/kg}$$

16. *Flujo másico salida solución LiBr absorbedor (kg/s), m_{ssla} :*

$$m_{ssla} = m_r / (1 - (X_{sla} / 100) / (X_{slg} / 100)) = 0,149 / (1 - (55,41 / 100) / (59,84 / 100)) = 2,01 \text{ kg/s}$$

Sustituyendo los valores anteriores en el:

17. *Calor absorbido generador con IQ (kW), Q_{glQ} :*

$$Q_{glQ} = (m_r \times h_{vsg} + (m_{ssla} - m_{vsg}) \times h_{sslg}) - m_{ssla} \times h_{sla} = 469,6 \text{ kW}$$

18. *Coficiente de Comportamiento con Intercambiador de Calor (fracc.), COP:*

$$COP_{IQ} = Q_u / Q_{glQ} = 352 / 469,6 = 0,750$$

La eficiencia energética, ε , relaciona los flujos de energía de acuerdo al concepto productos/recursos para dar:

$$\varepsilon = Q_u / Q_f$$

En el caso de la refrigeración, se considera la eficiencia energética como el Coeficiente de Comportamiento $(COP)_{IQ}$.

19. *Factor de integración térmica, (fracc.), e:*

$$e = - COP \times (1 - T_0 / T_u) / (1 - T_0 / T_f)$$

Donde e = Parámetro (épsilon) o factor de integración térmica (fracción o por ciento) el cual mide la efectividad de la conversión de recursos en productos, en términos exergéticos.

COP = Coeficiente de comportamiento (fracción o por ciento) que mide la efectividad de la conversión de recursos en productos, en términos energéticos.

T_0 = Temperatura del estado muerto (K) = 298,15 K

T_u = Temperatura de uso a que se entrega la el calor útil Q_u (K)=

T_f = Temperatura de la fuente a que se recibe el calor Q_f (K)

El signo menos es para volver positiva la expresión, ya que en el caso de la refrigeración

$T_0 > T_u$. Esta expresión indica que la tendencia es que el valor del COP_{IQ} debe ser tan cercano o mayor a la unidad como sea posible para una utilización

correcta de la exergía transferida desde los gases calientes al SRA. No obstante, este parámetro no es suficiente para garantizar una utilización efectiva. También, las temperaturas T_f y T_u son importantes. A medida que la temperatura T_u se acerque a la temperatura de la fuente T_f , aumentará el uso eficiente de la exergía. Por tanto, resulta deseable alcanzar un valor para COP_{IQ} tan próximo o mayor a la unidad como sea posible y también una integración adecuada a las temperaturas de la fuente y de uso. Tomando T_u como la media entre la temperatura del agua helada de entrada al evaporador ($t_{ahe} = 20^\circ\text{C}$) y la temperatura del agua helada de salida del evaporador ($t_{ahs} = 10^\circ\text{C}$); $T_u = (t_{ahe} + t_{ahs}) \times 0,5 + 273,15 = (20 + 10) \times 0,5 + 273,15 = 288,15 \text{ K}$ y T_f como la media entre la temperatura del agua caliente presurizada de entrada al generador ($t_{age} = 130^\circ\text{C}$) y la temperatura del agua caliente presurizada de salida del generador ($t_{ags} = 105^\circ\text{C}$); $T_f = (t_{age} + t_{ags}) \times 0,5 + 273,15 = (130 + 105) \times 0,5 + 273,15 = 390,65 \text{ K}$

Sustituyendo en:

$$e = -COP_{IQ} \times (1 - T_0 / T_u) / (1 - T_0 / T_f) = -0,750 \times (1 - 298,15 / 288,15) / (1 - 298,15 / 390,65) = 0,1098$$

Evidentemente, se aprecia una pobre integración térmica entre la fuente y el uso. Se conoce, a partir de la literatura consultada, que si se mantiene la temperatura de salida del agua helada (t_{ahs}) entre $4,5$ y 10°C , se producirá una variación lineal de las temperaturas del aire que sale del equipo enfriador desde $8,5$ a 14°C a una humedad relativa de 95% , lo cual garantiza que el punto que representa las temperaturas finales de bulbo seco y húmedo de este aire, caiga en la línea de porcentaje de calor sensible o por debajo de la misma (1). Por tanto, manteniendo la t_{ahs} en 10°C , se puede aumentar la efectividad térmica del evaporador, ϵ_e , con el objetivo de elevar la temperatura de evaporación, t_e , y elevar, consecuentemente, el factor de integración e . Variando los valores de ϵ_e entre los valores típicos de 67 a 75% , se pueden calcular las magnitudes de e , t_e y COP_{IQ} , tomando como base el procedimiento de cálculo anterior, y el valor de a^* (Costo unitario exergoeconómico-ambiental, $\$/\text{GJ}$), tomado de la Tesis Doctoral del autor [González Petit-Jean, 2004], para esa misma variación de ϵ_e . A partir de esa variación se conforman la tabla 1 y la figura 2:

Tabla 1. Valores de e , t_e , COP_{IQ} y a^* , para valores variables de ϵ_e

| e , % | t_e , $^\circ\text{C}$ | ϵ_e , % | COP_{IQ} , % | a^* , $\$/\text{GJ}$ |
|---------|--------------------------|------------------|----------------|------------------------|
| 10,98 | 5,070 | 67 | 75,00 | 22,91 |
| 11,15 | 5,714 | 70 | 76,10 | 22,55 |
| 11,30 | 6,301 | 73 | 77,00 | 22,26 |
| 11,37 | 6,67 | 75 | 77,60 | 22,10 |

a^* : El costo unitario exergoeconómico-ambiental toma en cuenta los costos asociados a los flujos exergéticos de la instalación, y a los flujos de costos de inversión (no asociados a los flujos exergéticos) considerando los efectos

ambientales de agotamiento de la capa de ozono y de calentamiento global [González Petit-Jean, 2004].

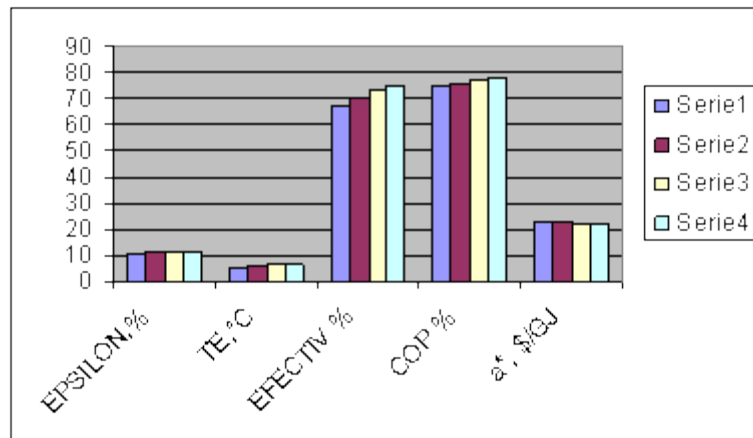


Figura 2. Variaciones gráficas de e , t_e , COP_{IQ} y a^* , para valores variables de ϵ_e .

Conclusiones

Se aprecia, de acuerdo a la tabla 1 y la figura 2, que al aumentar la efectividad térmica del evaporador (ϵ_e) desde 67 a 75 %, aumenta la temperatura de evaporación del refrigerante (t_e , °C) desde 5,070 a 6,67 °C, trayendo como consecuencia una ligera mejora del factor de integración térmica (e) desde 10,98 a 11,37 %, un aumento aceptable del coeficiente de comportamiento (COP_{IQ}) desde 75 a 77,6 % y una disminución del costo unitario exergoeconómico-ambiental (a^* , \$/GJ) desde 22,91 a 22,10 \$/GJ.

Un aspecto interesante es la factibilidad de integración de este tipo de esquema para la producción de frío con la industria azucarera, mediante el uso de las fuentes residuales de la misma, lo que brinda determinadas posibilidades de aplicación para los países azucareros en vías de desarrollo en lo referente a alternativas tecnológicas sostenibles.

ibliografía

- ASHRAE. *Handbook of Fundamentals*. Atlanta, 1997.
- GONZÁLEZ PETIT-JEAN, M. L. «Procedimiento de cálculo basado en costos exergoeconómico-ambientales para la evaluación de sistemas de refrigeración por absorción», Tesis en opción al grado de Doctor en Ciencias Técnicas, Universidad Central de Las Villas, 2004.
- GONZÁLEZ PETIT-JEAN, M. L., *et al.* «Estudio del LiBr-Agua en SRAS para la industria azucarera», *Centro Azúcar*, ISSN 0253-5777, No.1, Enero-Marzo 2005.
- HEROLD, E. K., *et al.* *Absorption chillers and heat pumps*, CRS, Press, 1996.
- HUGOT, EMILE. *Handbook of cane sugar engineering*, Sugar Series 7, ISBN: 0-444-42438-5, 1186 págs., Elsevier, Amsterdam, 1986.

MISRA, R. D, *et al.* «Application of the exergetic cost theory to the LiBr/H₂O vapour absorption system» , *Energy* 27, 1009-1025, 2002.

MISRA, R. D, *et al.* «Thermoeconomic optimization of a single effect water/LiBr vapour absorption refrigeration system» , *International Journal of Refrigeration*, Elsevier Science Ltd and IIR, 26, 158-169, 2003.

MORAN, M. J Y H. N. Shapiro. *Fundamentos de termodinámica técnica*. Primer Tomo. Editorial Reverté, S.A., 1996.

OGANESIAN, L., *et al.* *Análisis computarizado de ciclos termodinámicos*. Camagüey: Facultad y Departamento de Termoenergética, Universidad de Camagüey, 1989.

TOZER, R, *et al.* «Thermoeconomics applied to an air conditioning system with cogeneration» , *Proc. CIBSE A: Building Serv. Eng.. Res. Technol.* 17 (1) 37-42, 1996.

Eco Solar es una publicación científica electrónica trimestral para los especialistas de las fuentes renovables de energía. Se dedica a la promoción de temas relacionados con la energética, las energías alternativas, la física ambiental, la arquitectura bioclimática, el impacto sobre el medio ambiente la educación ambiental, la termoconversión, la eficiencia energética, y las energías de origen hidráulico, fotovoltaico, eólico, solar, biomasa y ciencias relacionadas.

DIRECTOR GENERAL:

Dr. Luis Bérriz Pérez.

DIRECTOR:

Lic. Manuel Álvarez
González.

EDITOR:

Lic. Alejandro Montecinos
Larrosa.

CORRECCIÓN:

M Sc. Roberto Manzano
Díaz.

Ing. Jorge Santamarina

DISEÑO ELECTRÓNICO:

D.I. Antonio Romillo Polaino.

TRADUCCIÓN:

Lic. Lázaro O´Farril Lazo.

CONSEJO ASESOR:

Dr. Luis Hernández (Energía fotovoltaica)

Dr. Conrado Moreno Figueredo (Energía
eólica)

Lic. Bruno Henríquez Pérez (Física
ambiental)

Dr. Jorge Luis Paretas (Energía hidráulica)

Dr. Dania González Couret (Arquitectura
bioclimática)

Dr. Jorge Guardado (Biomasa)

Dr. Sergio Corp Linares (Energía solar
térmica)

Lic. Leonor Turtós Carbonell (Impacto
ambiental)

Lic. Alejandro Montecinos Larrosa (Energía
humana)

Lic. Ricardo Bérriz Valle (Educación
ambiental)



**SOCIEDAD CUBANA PARA LA PROMOCIÓN
DE LAS FUENTES RENOVABLES DE ENERGÍA Y EL RESPETO
AMBIENTAL**

Calle 20 no. 4113, esquina a 47, Miramar, Playa,
Ciudad de La Habana, Cuba. Código Postal: 11300.

Teléfono: (537) 205-9949.

Apartado postal: 6611, CP: 10600, Ciudad de La Habana, Cuba.

e-mail: editora@cubasolar.cu

<http://www.cubasolar.cu>