

CONF-9411350--

**15th national seminar on the rational use of energy and exposition of
equipment and services. Transactions. [Selected Papers]**



ASOCIACIÓN DE TÉCNICOS
Y PROFESIONISTAS EN
APLICACIÓN ENERGÉTICA, A. C.

**XV SEMINARIO NACIONAL SOBRE EL
USO RACIONAL DE LA ENERGÍA Y
EXPOSICIÓN DE EQUIPOS Y SERVICIOS**

MEMORIA TÉCNICA

[selected Papers]

MÉXICO, D.F. NOVIEMBRE DE 1994



FIDEICOMISO DE APOYO AL
PROGRAMA DE AHORRO DE ENERGÍA
DEL SECTOR ELÉCTRICO



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA
METROPOLITANA

DISCLAIMER

Portions of this document may be illegible in electronic image products. Images are produced from the best available original document.

**USO RACIONAL DE LA ENERGÍA EN EQUIPOS
DE REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL MEDIANTE
LA ELECCIÓN APROPIADA DEL REFRIGERANTE
COMO SUSTANCIA DE TRABAJO**

Jesús Reyes Z.
Instituto Mexicano del Petróleo
Subdirección de Ingeniería de Proyectos de Explotación.
Eje Central Lázaro Cárdenas 152.
Tel. 368-59-11, 368-93-33; ext. 20583. Fax. 368-45-37.

R E S U M E N

Este trabajo presenta un análisis para disminuir el consumo de energía en los equipos de refrigeración industrial mediante la selección apropiada del refrigerante. El análisis muestra los niveles de seguridad y toxicidad del refrigerante, las ventajas constructivas del equipo, así como el impacto ecológico derivado de su empleo.

Por la inyección de líquido y la compresión del gas en dos etapas, se logra un aumento de capacidad de enfriamiento y disminución de la energía demandada por la instalación. Finalmente un análisis económico se presenta, involucrando los gastos del equipo, operación, mantenimiento, costos de consumos de fluidos utilizados etc. Que demuestran la selección del fluido de trabajo utilizado.

Este análisis fue hecho tomando en cuenta las instalaciones de " **PETRÓLEOS MEXICANOS** ". No obstante, esta aplicación puede ser adaptada en cualquier instalación industrial para un uso racional de los energéticos. Además se muestran las principales ventajas para el uso de los sistemas propuestos, ahorrando gastos de combustible, incrementando la eficiencia térmica y disminuyendo la contaminación.

INTRODUCCIÓN:

La escasez de energéticos que padecen la mayoría de los países, y el dispendio de otros que lo tiene, origina controversias respecto a la mejor forma de como deben ser utilizadas las fuentes energéticas.

El uso inadecuado de los energéticos, además de ocasionar desajustes económicos, representa una peligrosa amenaza para el ambiente, ya que la emisión indiscriminada de contaminantes, nos puede orillar a un desastre ecológico.

El progreso de los ciclos termodinámicos, contribuye en el empleo racional de la energía, disminuyendo el consumo de combustibles y emisiones contaminantes. En éste estudio, se evaluarán algunas de las alternativas a seguir para ahorrar energía en equipos de refrigeración, analizando la substancia de trabajo desde el punto de vista energético, económico y de seguridad.

PROYECTO DE ESTUDIO.

En plantas petroquímicas, con frecuencia se requiere recuperar substancias que se evaporan, mediante equipos de refrigeración; tal es el caso de las Plantas Endulzadoras y estabilizadoras de Hidrocarburos (ver Fig. No 1). Para recuperar los vapores de hidrocarburos, es necesario condensarlos, para lo cual se requiere extraer calor, Esto se logra mediante un equipo de refrigeración, sin embargo, la elección del tiempo de sistema, no siempre resulta fácil, ya que es necesario analizar un gran número de variables. Para facilitar la elección se dan las siguientes recomendaciones.

INYECCIÓN DE REFRIGERANTES AL COMPRESOR.

Se puede lograr un aumento de capacidad y disminución en los requerimientos de potencia de los sistemas de refrigeración, si el gas que se evapora en el paso del condensador al evaporador, se comprime antes de completarse la expansión. Cuando el líquido saturado (punto 1) se expande, la fracción de gas refrigerante (flash gas) aumenta progresivamente, a medida que se aproxima al punto 2. (Ver figura No 2).

Antes de terminar la expansión se debe extraer el gas que se evapora. Para facilitar la separación de líquido y vapor (punto 3) , se emplea un tanque de separación o evaporación (flash tank) donde la velocidad del refrigerante, no debe ser superior a 1 m/s, para evitar arrastre de líquido a los compresores, ya que el efecto sería similar al que provocaría una bala en una placa de acero el estrellarse, sólo que repetido una infinidad de veces (cada vez que incida una gota de líquido en el impulsor).

INTERENFRIAMIENTO.

El enfriamiento de gas entre escalonamientos de compresión, reduce el trabajo de compresión. En la figura 3, se muestra el ahorro de potencia, por el área sombreada, cuando se enfría entre las etapas de compresión.

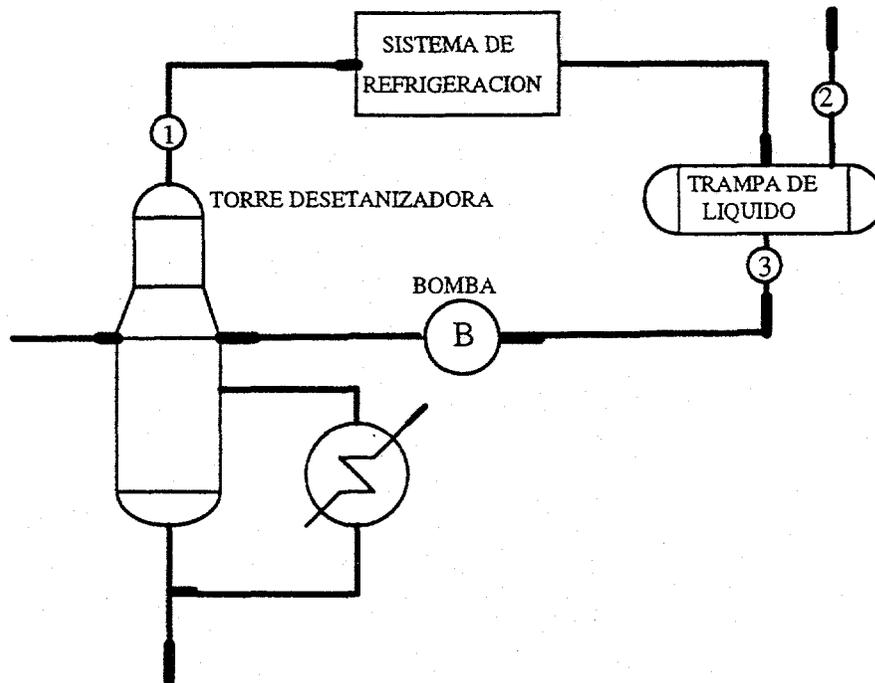


Fig. N°1 Localización del Sistema de Refrigeración

TABLA N°1
CORRIENTES DEL SISTEMA

| CORRIENTE | 1 | 2 | 3 |
|-----------|--------|--------|--------|
| m (kg/s) | 28.15 | 5.61 | 22.64 |
| p (bar) | 16.50 | 16.18 | 16.18 |
| T (°C) | -13.6 | -21.56 | -21.56 |
| h (kJ/kg) | 297.45 | 264.12 | -68.40 |

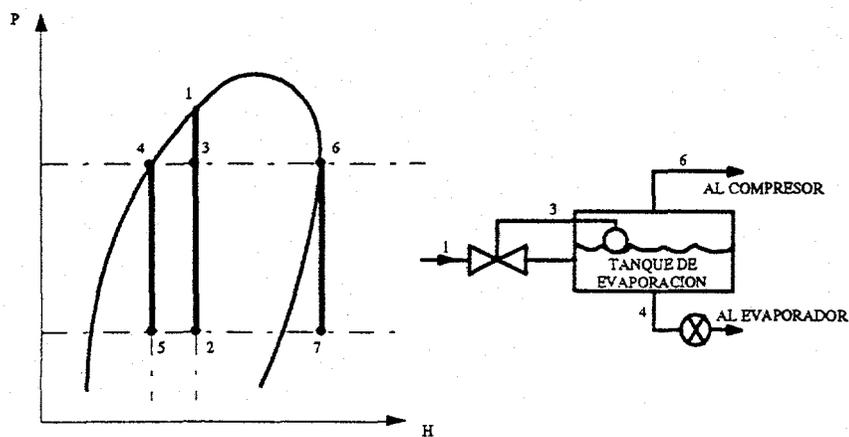


FIG. N°2 PROCESO DE EXPANSION EN UN TANQUE DE EVAPORACION.

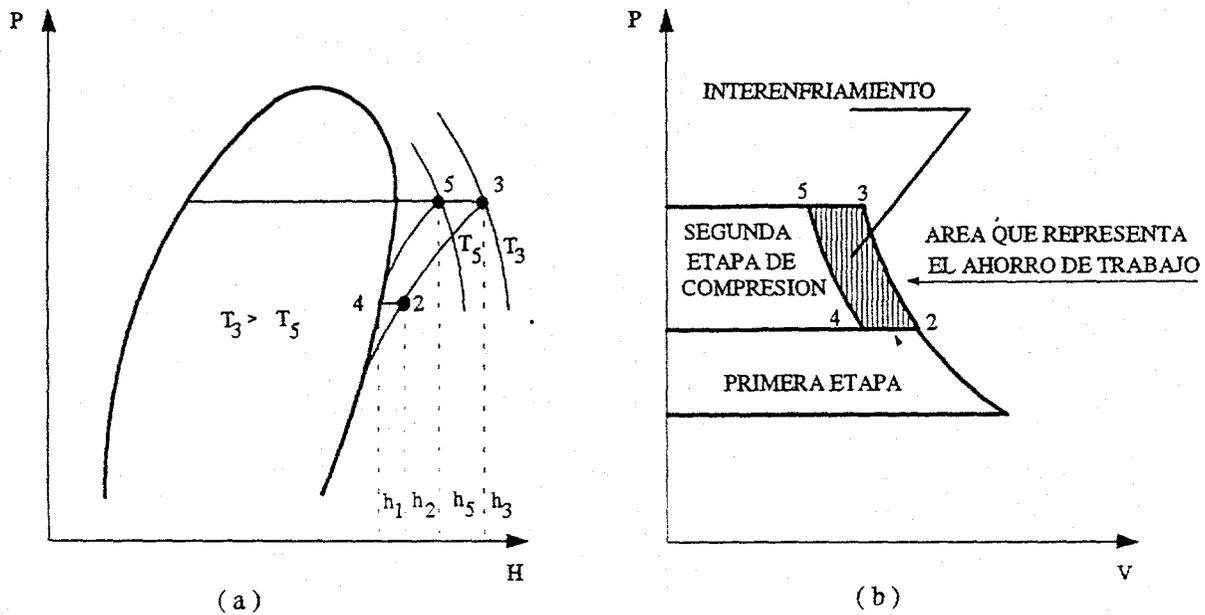


FIG. N° 3 COMPRESION DE UN GAS EN DOS ETAPAS CON INTERENFRIAMIENTO

La figura 3 (b) muestra los procesos de compresión en el diagrama de presión (p) entalpía (h) . Los procesos 1-2-3 y 4-5, están sobre líneas isoentrópicas (s), sin embargo, el proceso 2-3, se encuentra en una línea isoentrópica menos favorable que la del proceso 3-4, debido a que la diferencia de entalpías, que representan el trabajo de compresión (h₃- h₂) es mayor que (h₅- h₄), siendo la potencia de la primera etapa mayor que la segunda.

Otra manera de mostrar que el trabajo de compresión aumenta, es examinando la ecuación de trabajo siguiente. .

$$W = \int v dp$$

$$W = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]$$

$$W = \frac{n}{n-1} p_2 v_2 \left[1 - \left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]$$

$$W = \frac{n}{n-1} p_4 v_4 \left[1 - \left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]$$

Siendo el volumen específico proporcional al trabajo de compresión y dado que v₂ es mayor que v₄, el trabajo W₂₋₃ es mayor que W₄₋₅.

El interenfriamiento puede realizarse con agua por medio de un intercambiador de calor, o inyectando refrigerante en la interetapa de compresión

TEMPERATURAS DE APROXIMACIÓN.

Las temperaturas de aproximación entre el refrigerante y los fluidos de trabajo, juegan un papel muy importante en el costo del consumo de energía del equipo de refrigeración.

Si se elige una diferencia de temperaturas alta entre el refrigerante y la substancia de trabajo. El área del ciclo de refrigeración crecerá y de ésta manera, aumentara el consumo de energía, (ver Figura No 5). No obstante, el tamaño del condensador y evaporador serán menores, ya que las dimensiones de estos equipos son proporcionales al área de transmisión de calor, y disminuyen con la diferencia de temperaturas.

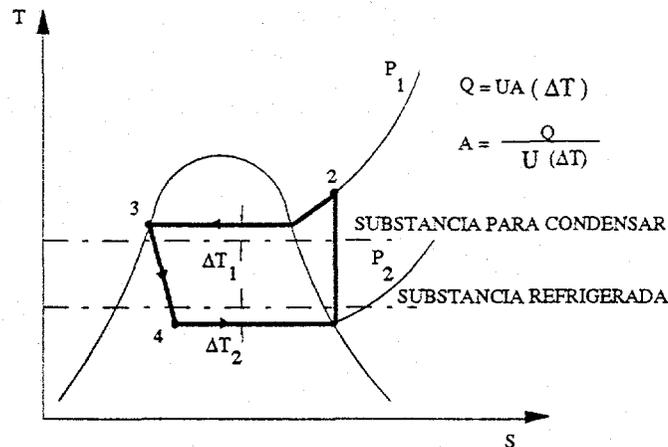


FIG. No 5. Temperaturas de Aproximación

Por el contrario, si la temperatura de aproximación entre el refrigerante y la substancia de trabajo es baja, el consumo de potencia disminuye; pero el tamaño del condensador y evaporador aumentarán. Al caso extremo de tener dimensiones infinitas cuando la diferencia de temperaturas tienda a cero¹.

¿Cuál debe ser entonces la temperatura de aproximación ?. La respuesta es que se debe procurar una temperatura de aproximación tan pequeña como sea posible, sin descuidar el aspecto económico de los equipos y el consumo de energía. La temperatura de aproximación más económica, quedará definida al encontrar el punto de inflexión de la curva "c" ver (Figura No 6) .

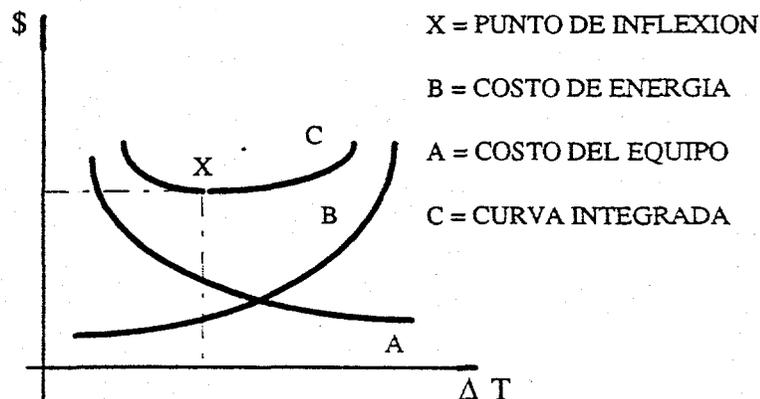


FIG. 6 TEMPERATURA DE APROXIMACION MAS ECONOMICA

TIPO DE REFRIGERANTE:

Existe una gran diversidad de sustancias que pueden emplearse como refrigerantes. Cada una de ellas posee características especiales que las distinguen de otras, en una aplicación específica. Antes de seleccionar un refrigerante, es importante evaluar sus características de flamabilidad, toxicidad, ventajas de sus variables termodinámica a condiciones de operación, efectos sobre empaques, metales aceites, etc. (Ver tabla 1).

¿ Puede la selección de un fluido refrigerante contribuir al ahorro de energía, sin descuidar los efectos económicos y de seguridad ?. La respuesta no es tan simple, no obstante, es posible seleccionar un refrigerante, que dé respuesta afirmativa, si se analizan las alternativas sistemáticamente, como en el caso siguiente.

TABLA N° 1

SEGURIDAD RELATIVA DE LOS REFRIGERANTES¹²

| REFRIGERANTE | CODIGO DE SEGURIDAD ASAB99 (A) (B) | CODIGO NFPA GRUPO N° | LIMITES DE CONCENTRACION EN AIRE VOLUMEN |
|-----------------------|---------------------------------------|----------------------|--|
| METANO | 3 | 5 | 4.9 a 15.0 |
| ETILENO | 3 | 5 | 3.0 a 25.0 |
| OXIDO NITROSO | 1 | 6 | NO FLAMABLE |
| CLOROTRIFLUOROMETANO | 1 | 6 | NO FLAMABLE |
| ETANO | 3 | 5 | 3.3 a 10.6 |
| BIOXIDO DE CARBONO | 1 | 5 | NO FLAMABLE |
| PROPANO | 3 | 5 | 2.3 a 7.3 |
| CLORODIFLUOROMETANO | 1 | 5 | NO FLAMABLE |
| AMONIACO | 2 | 2 | 16 a 25 |
| DICLORODIFLUOROMETANO | 1 | 6 | NO FLAMABLE |
| ISOBUTANO | 3 | 5 | 1.8 a 8.4 |
| BIOXIDO DE AZUFRE | 2 | 1 | NO FLAMABLE |
| BUTANO | 3 | 5 | 1.6 a 6.5 |

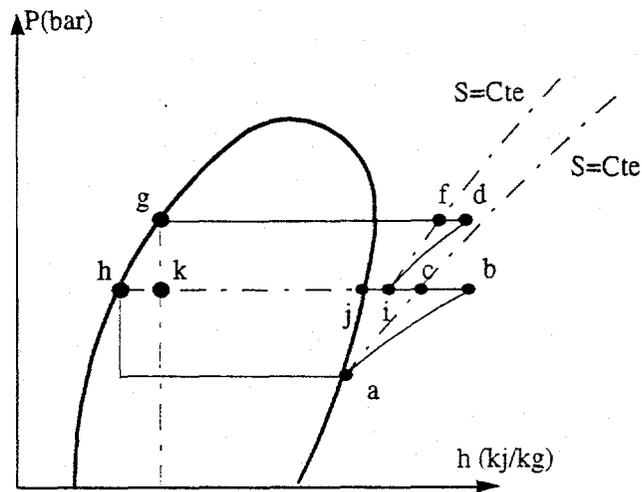
(A) EL GRUPO 1 DEL NFPA, REPRESENTA EL GAS MAS TOXICO, SI EL NUMERO DE GRUPO AUMENTA DISMINUYE LA TOXICIDAD.

(B) EL GRUPO 1 DEL CODIGO ASA B9 REPRESENTA EL GAS MAS SEGURO, SI EL NUMERO DE GRUPO AUMENTA, DISMINUYE LA SEGURIDAD

ANÁLISIS DEL SISTEMA.

El sistema de refrigeración que se tomará como base para éste estudio, es parte del circuito de recuperación de vapores de etano en una Planta Endulzadora y Estabilizadora de Hidrocarburos de Petróleos Mexicanos. (Ver Figura No 7).

Se tiene la opción de seleccionar entre dos refrigerantes como son el propano y el amoniaco (aunque el análisis puede extenderse a más refrigerantes si se quiere). El análisis se empezará definiendo la capacidad del equipo de refrigeración³.



CICLO DE REFRIGERACION CON INYECCION DE REFRIGERANTE

PROPANO

| No. | P (bar) | h (kJ/Kg) | U m ³ /kg | T °C |
|-----|---------|-----------|----------------------|-------|
| a | 1.85 | 240 | 0.235 | -26.5 |
| b | 6.34 | 338.6 | 0.083 | 38.5 |
| c | 6.34 | 312 | 0.08 | 28 |
| d | 18 | 390.0 | 0.03 | 83 |
| f | 18 | 371 | 0.028 | 75 |
| g | 18 | 40 | | 53 |
| h | 6.34 | 80 | | 10 |
| i | 6.34 | 321 | 0.081 | 29 |
| j | 6.34 | 285 | | 10 |
| k | 6.34 | 40 | | 10 |

AMONIACO

| No. | P (bar) | h (kJ/Kg) | U m ³ /kg | T °C |
|-----|---------|-----------|----------------------|------|
| a | 1.4 | 480 | 0.81 | -265 |
| b | 6.1 | 740.82 | 0.3 | 109 |
| c | 6.1 | 685 | 0.265 | 76 |
| d | 22 | 1074 | 0.1 | 218 |
| f | 22 | 975 | | 210 |
| g | 22 | -475 | | 53 |
| h | 6.1 | -687 | | 10 |
| i | 6.1 | 270.6 | 0.28 | 92 |
| j | 6.1 | 530 | | 10 |
| k | 6.1 | -475 | | |

FIG. Nº 7 SISTEMA DE REFRIGERACION BASICO

CAPACIDAD DEL EQUIPO

La capacidad del equipo de refrigeración, queda establecida, realizando un balance de materia y energía en el evaporador (ver figura No 8). así la capacidad del equipo de refrigeración será de:

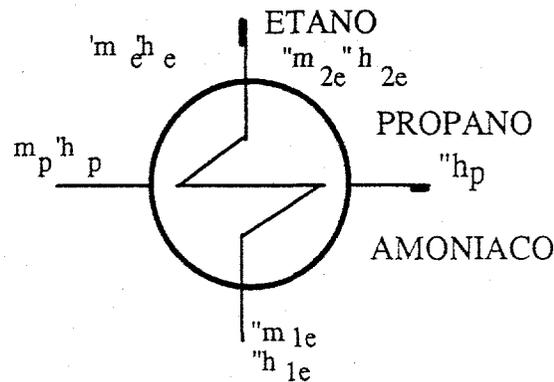


FIG No 8. BALANCE DE MATERIA Y ENERGIA EN EL EVAPORADOR

$$Q_e = m_e h_e + m_{2e} h_{2e} - m_{1e} h_{1e} \quad (\text{ETANO})$$

$$Q_p = m_p (h_p - h_p) \quad (\text{PROPANO})$$

Sustituyendo los valores de la figura N° 1 en Q_e

$$\begin{aligned} Q_e &= 22.54 \times (-68.1) + 5.61 \times 264.12 - 28.15 \times 297.45 \\ &= 8426.46 \text{ kW} \\ &= 2396 \text{ TR} \end{aligned}$$

Así:

$$Q_e = Q_p \quad \text{CAPACIDAD DEL EQUIPO DE REFRIGERACION}$$

$$Q = 2396 \text{ TR.}$$

ANÁLISIS DEL SISTEMA UTILIZANDO PROPANO COMO REFRIGERANTE.

Una vez definida la capacidad del sistema de refrigeración, se elige la diferencia de temperatura de aproximación, poniendo especial cuidado en los efectos mostrados en las figuras No 5 y 6. Para el análisis que se desarrolla a continuación, éstas se establecieron así:

TABLA N° 2
TEMPERATURAS DE APROXIMACION

| EQUIPO | ΔT APROXIMACION | °C |
|-------------|--------------------------|----|
| EVAPORADOR | $\Delta T_e = T_2 - T_1$ | 3 |
| CONDENSADOR | $\Delta T_c = T_c - T_1$ | 5 |

$$\Delta T_e = 3^\circ \text{C Evaporador } (T_2 - T_e)$$

$$\Delta T_c = 10^\circ \text{C Condensador } (T_c - T_1)$$

De tal manera que las temperaturas de evaporación y condensación serán:

$$\begin{aligned} T_e &= T_2 - \Delta T_e \\ &= -21.5 - 3 \\ &= -26.5^\circ \text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_c &= T_1 + \Delta T_c \\ &= 43 + 10 \\ &= 53^\circ \text{C} \end{aligned}$$

De esta forma, una vez definidas las temperaturas de condensación T_c y evaporación T_e , se pueden representar gráficamente en el ciclo del diagrama presión (p) entalpía (h) (Fig.7).

a) El flujo en masa del refrigerante que circula a través del evaporador, se determina por la ecuación:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_p &= \dot{m}_p (h_p - h''_p) \\ &= \dot{m}_p (h_a - h_h) \\ \text{Así:} \quad &= m_p (h_a - h_h) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_p &= \frac{\dot{Q}_p}{h_a - h_h} \\ &= \frac{8426.4}{240 - (-80)} \\ &= 26.332 \text{ kg / s} \end{aligned}$$

b) El flujo volumétrico a la entrada del compresor v_1 quedará definido por :

$$\begin{aligned} v_1 &= v_a (\dot{m}_p) \\ \text{Así:} \quad v_1 &= 0.235 \times 26.332 \\ &= 6.188 \text{ m}^3 / \text{s} \end{aligned}$$

c) Para definir la cantidad total de refrigerantes que deberá circular en el sistema de refrigeración, se realiza un balance de materia y energía en el economizador o separador (ver figura N° 9)

Balance de masa:

$$m_k = m_j + m_h$$

$$1 = \frac{\dot{m}_j}{\dot{m}_k} + \frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_k}$$

$$1 = x + y$$

$$h_k = h_k + x_h (h_j - h_h)$$

$$x = \frac{h_k - h_h}{h_j - h_h}$$

$$x = \frac{40 - (-80)}{285 - (-80)}$$

$$= 0.329$$

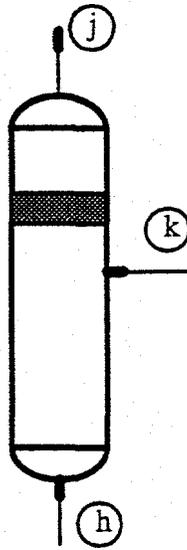


Fig. N° 9 Balance de Materia y Energía en el Evaporador

Así:

$$y = 1 - 0.329$$

$$y = 0.671$$

Pero como:

$$m_k = m_h / y$$

$$m_k = 26.332 / 0.671$$

Así:

$$m_j = m_k - m_h$$

$$m_j = 39.243 - 26.332$$

$$m_j = 12.911 \text{ kg / s}$$

La potencia de la primera etapa de compresión, se calcula por:

$$\dot{W} = \frac{\dot{m}_h (h_c - h_a)}{\eta_{p1}}$$

El rendimiento politrópico de la primera etapa de compresión se determinará de la gráfica A.

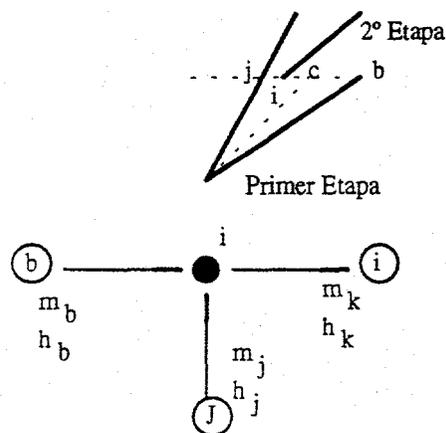
Para :

$$6.188 \text{ m}^3/\text{s} \text{ se tiene ; } \Rightarrow \eta_{p1} = 73 \%$$

$$\dot{w}_1 = 26.3332 \times (312 - 240) \times 0.73$$

$$\dot{w}_1 = 2597 \text{ kW}$$

La succión de la segunda etapa de compresión, queda determinada al conocer el punto de mezcla de la corriente de descarga de la primera etapa de compresión (b) y la corriente (j) procedente del economizador.



Las condiciones termodinámicas de la corriente (b) se define por medio de la entalpía y la presión de descarga del compresor en la primera etapa⁴.

$$\eta_{P_1} = \frac{h_c - h_a}{h_b - h_a}$$

$$h_b = h_a + \frac{h_c - h_a}{\eta_{P_1}}$$

$$h_b = 338.6 \text{ kJ/kg}$$

Del diagrama (p-h) para:

$$h_b = 338.6 \text{ kJ/kg y } p = 6.34 \text{ bar.}$$

Se tiene:

$$V_b = 0.083 \text{ m}^3/\text{kg}; \quad T = 38.5^\circ\text{C.}$$

Por lo tanto

$$h_i = \frac{\dot{m}_b h_b + \dot{m}_j h_j}{\dot{m}_k}$$

$$h_i = 321 \text{ kJ/kg.}$$

Del diagrama (p-h) para:

$$h_i = 321 \text{ kJ/kg. y } p = 6.34 \text{ bar se tiene:}$$

$$V_i = 0.81 \text{ m}^3/\text{kg}; \quad T = 29^\circ\text{C.}$$

La potencia de la segunda etapa de compresión , se calcula por medio de .

$$\dot{v}_2 = \dot{m}_k \bar{v}_i$$

$$= 39.243 \times 0.081$$

$$= 3.1787 \text{ m}^3 / \text{s}$$

De la gráfica A, se tiene que el rendimiento politrópico es $\eta_p = 0.725$, por lo que la potencia será .

$$\dot{w}_2 = \dot{m}_k \left[\frac{h_f - h_i}{\eta_{p_2}} \right]$$
$$\dot{w}_2 = 39.243 \left[\frac{371 - 321}{0.725} \right]$$

$$\dot{w}_2 = 2706.4 \text{ kW}$$

Siendo la potencia total del compresor.

$$\dot{w}_t = \dot{w}_1 + \dot{w}_2$$
$$= 2597 + 2706.4$$
$$= 5303.4 \text{ kW}$$

Si consideramos las pérdidas por fricción en chumaceras y sellos del compresor en 1.5% se podrá definir la potencia del accionador mecánico que en este caso se utilizará una turbina de vapor . Esto es.

$$= 5303.4 + 5303.4 \times (0.015)$$
$$= 5383 \text{ kW.}$$

Las condiciones termodinámicas de la segunda etapa de compresión quedan establecidas por medio de.

$$h_d = 390 \text{ kJ / kg.}$$

Así:

$$h_d = 390 \text{ kJ / kg y } p = 18 \text{ bar.}$$

Se tiene:

$$v_d = 0.03 \text{ m}^3 / \text{kg y } T = 83 \text{ }^\circ\text{C.}$$

El gasto de agua necesario queda establecido al realizar un balance de materia y energía en el condensador (ver fig. 10).

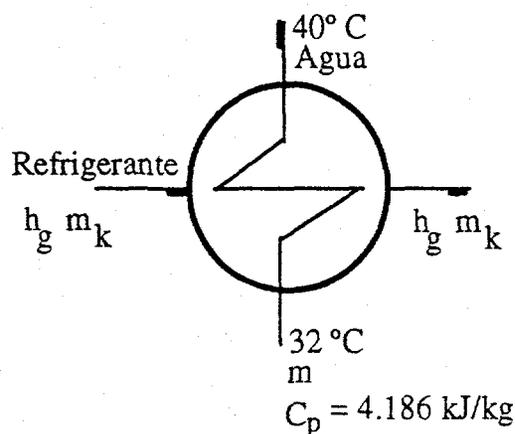


Fig. N° 10 Balance de Materia y Energía en el Condensador

$$m_k h_d + m c_p T_1 = m_k h_g + m c_p T_2$$

$$\dot{m} = \frac{\dot{m}_k (h_d - h_g)}{C_p (T_2 - T_1)}$$

$$\dot{m} = \frac{39.243(390 - 40)}{4.186(40 - 32.20)}$$

$$= 420.66 \text{ L/s (1514.4 m}^3\text{/h)}$$

Para determinar el consumo de vapor en la turbina, será necesario conocer las propiedades del vapor a utilizar. Esto es.

Condiciones de vapor a la entrada de la turbina.

$$p_1 = 46.8 \text{ bar (abs).}$$

$$t_1 = 399^\circ\text{C.}$$

$$h_1 = 3200 \text{ kJ/kg.}$$

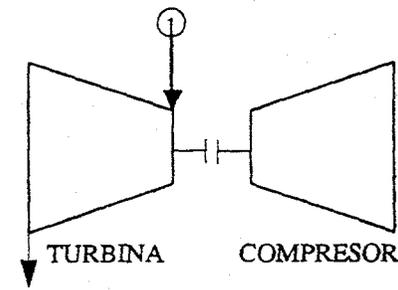
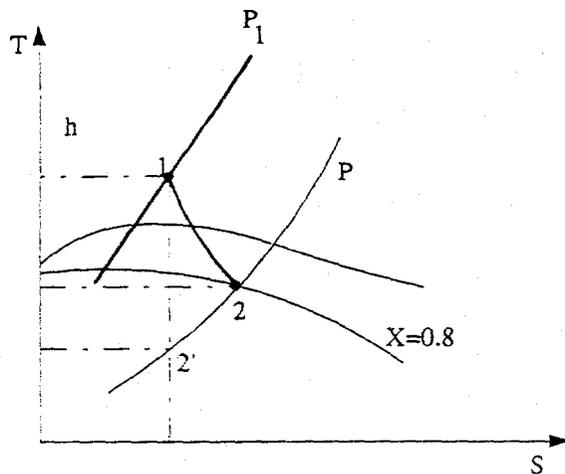
Condiciones de vapor a la salida de la turbina.

$$p_2 = 5.613 \text{ bar (abs).}$$

$$x = 80 \text{ \%}$$

$$h_2 = 2715 \text{ kJ/kg.}$$

Si se considera un rendimiento de la turbina de vapor del 74%, el gasto real de vapor será (ver fig 11).



$$\dot{m}_v = \frac{P_u(t)}{(h_1 - h_2)}$$

$$\dot{m}_v = \frac{5383 \times 0.74}{(3200 - 2715)}$$

$$\dot{m} = 8.2132 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_v = 8.2132 \times 3600 \times 24 \times 360$$

$$\dot{m}_v = 255.463 \times 10^3 \text{ Ton/año}$$

FIG. N° 11 CONSUMO DE VAPOR EN LA TURBINA

ANALISIS DEL SISTEMA UTILIZANDO AMONIACO COMO REFRIGERANTE

El análisis, se realiza en forma similar al realizado para el propano, por lo tanto los resultados son :

a) Flujo en masa del amoniaco.

$$m_a = 7.233 \text{ kg / s.}$$

b) El flujo volumétrico a la entrada del compresor es.

$$v_1 = 5.858 \text{ m}^3 / \text{s}$$

c) El flujo en masa del refrigerante que circula en el sistema de refrigeración , será .

$$m_k = 8.759 \text{ kg / s}$$

$$m_h = 7.233 \text{ kg / s}$$

$$m_j = 1.525 \text{ kg / s}$$

d) Potencia del compresor.

Primera etapa:

$$w_1 = 2020 \text{ kW}$$

Segunda etapa:

$$w_2 = 3084 \text{ kW.}$$

Potencia total:

$$w_t = 5180 \text{ kW}$$

e) Gasto de agua de enfriamiento en el condensador.

$$m = 1494 \text{ m}^3 / \text{h}$$

f) El consumo de vapor para la turbina es.

$$m_v = 7.9 \text{ kg / s}$$

$$= 249.1344 \times 10^3 \text{ Ton / año}$$

ANALISIS ECONOMICO⁵

La selección del refrigerante más apropiado, queda establecida por medio del monto de la inversión. El análisis que se realiza a continuación, se basa en el estudio de valor presente; los precios del equipo fueron estimados a la fecha actual, y los costos del consumo de vapor y agua de enfriamiento, son los vigentes en Petróleos Mexicanos y la tasa de interés bancaria se tomó como 95%.

a) Los costos de operación anual, son los que resultan del consumo de vapor y agua que se tienen para operar los equipos, así como las refacciones empleadas. Estos gastos se toman anualmente.

El costo de operación anual por consumo de vapor es;

$$\begin{aligned} \text{N\$/año} &= \text{N\$/Ton (vapor)} \times \text{Ton (vapor) / año.} \\ &= 255.463 \times 10^3 \times 31.581 \text{ N\$/Ton} \\ &= \$80'67,777.00 \text{ Nuevos Pesos / año} \end{aligned}$$

El costo del agua de enfriamiento será:

$$\begin{aligned} \text{N\$/año} &= \text{N\$/m}^3 \times (\text{m}^3 / \text{año}) \\ &= 0.528 \times (1514.4 \times 24 \times 360) \\ &= \$4'030,000.00 \text{ Nuevos Pesos / año} \end{aligned}$$

El costo estimado de refacciones anualmente es de:

$$\text{N\$ } 538.253.51$$

Por lo tanto los gastos de operación anual son:

TABLA N°3
GASTOS DE OPERACION ANUAL

| CONCEPTO | \$ Nuevos Pesos |
|----------------------|----------------------|
| Consumo de Vapor | 8'067,777.00 |
| Agua de Enfriamiento | 6'908,571.00 |
| Refacciones | 538,233.00 |
| TOTAL | 15'514,582.00 |

b) El costo estimado del equipo que utiliza propano como refrigerante es:

$$B = \text{N\$ } 26'914,127.00$$

c) El costo de recuperación del equipo después de haber trabajado 10 años es:

$$C = \text{N\$ } 1'353,780.00$$

La distribución de los gastos durante el tiempo de vida del equipo se muestra en la fig N°13. Para llevar los gastos de operación anual (vectores A) al tiempo cero de decisión, se tendrá que aplicar la fórmula siguiente.

$$A' = A \frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n}$$

Ya que el interés es del 14 % y el periodo de amortización de 10 años.

$$A' = \text{N\$ } 80'917,852.00$$

El vector de gastos de operación, contraído al tiempo de decisión, también se muestran en la Fig. N° 13. Y el valor de recuperación del equipo en el tiempo cero de la decisión es.

$$C' = C \frac{1}{(1+i)^n}$$

$$C' = \text{N}\$ 365,173.77$$

Por lo tanto el costo de inversión en el tiempo de decisión cero son (D).

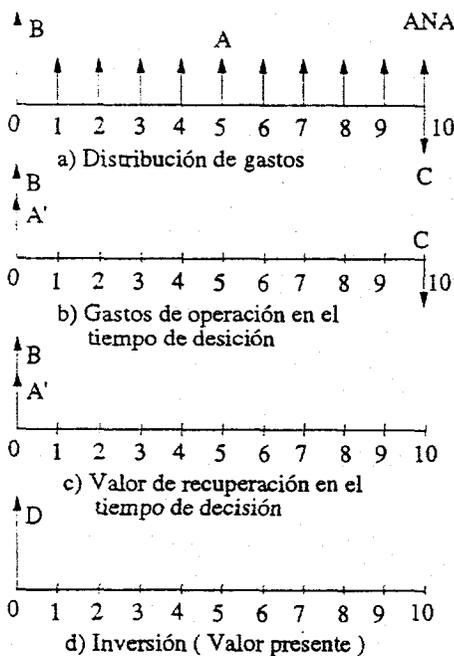
TABLA N° 4
COSTOS DE INVERSION PARA EL PROPANO

| COSTO | \$ Nuevos Pesos |
|----------------------------|-----------------|
| Operación Tiempo Cero (A') | 80'917.852.00 |
| Equipo | 26'914.127.00 |
| Recuperación Equipo (-C') | 365.173.77 |
| TOTAL (D) | 107'466.796.00 |

Para el caso del amoniaco , el análisis se realiza en forma similar , obteniéndose los siguientes resultados.

TABLA N° 5
COSTOS DE INVERSION PARA EL AMONIACO

| COSTO | \$ Nuevos Pesos |
|----------------------------|-----------------|
| Operación Tiempo Cero (A') | 76'066.094.00 |
| Equipo | 23'010.336.00 |
| Recuperación Equipo (-C') | 248.318.00 |
| TOTAL (D) | 98'828.112.00 |



| | |
|----|--|
| A' | $= \frac{A \times (1+i)^n \cdot i}{i(1+i)^n}$ |
| C' | $= C \times \frac{1}{(1+i)^n}$ |
| D | $= B + A' - C'$ |
| A | GASTOS DE OPERACION MANUAL |
| A' | GASTOS DE OPERACION LLEVADOS AL TIEMPO DE LA DECISION |
| B | COSTO DEL EQUIPO |
| C | VALOR DE RECUPERACION DEL EQUIPO |
| C' | VALOR DE RECUPERACION DEL EQUIPO EN EL TIEMPO DE LA DECISION |
| D | INVERSION EN EL TIEMPO DE LA DECISION (VALOR PRESENTE) |

FIG. N° 12

TABLA N° 6
RESULTADOS DEL ANALISIS

| CONCEPTO | AMONIACO | PROPANO |
|--|-------------|------------|
| Capacidad en Toneladas de Refrigeración | 2396 | 2396 |
| Flujo volumétrico m ³ /s 1 ^a /2 ^a . Etapa | 5.86/ | 6.188/3.18 |
| Temperatura de Descarga (°C) 1 ^a /2 ^a . Etapa | 109/218 | 38.5/ 83 |
| P O T E N C I A | | |
| a) Compresor (kW) | 5104 | 5303 |
| b) Accionador (kW) | 5180 | 5383 |
| Consumo de Vapor en (kg/ s) | 7.9 | 8.213 |
| Agua de Enfriamiento (L/s) | 415 | 420.6 |
| S E G U R I D A D R E L A T I V A | | |
| a) Toxicidad (NFPA) | 2 | 5 |
| b) Seguridad Relativa (ASAB 9) | 2 | 3 |
| c) Flamable o Tóxico (% en volumen) | 16 a 25 | 2.3 a 7.3 |
| Equipo a Prueba de Explosión | NO | SI |
| ANALISIS ECONOMICO (MM de Nuevos Pesos) | | |
| Costo de Equipo | \$ 5'864.00 | \$6'858.84 |
| Gastos de Operación anual | \$2'177.00 | \$2'275.99 |
| Valor de Recuperación del Equipo | \$234.60 | \$345.00 |
| Valor Presente | \$8'147.40 | \$9'250.04 |

CONCLUSIONES

- 1.- La selección adecuada de un refrigerante como sustancia de trabajo, aunado al mejoramiento del ciclo termodinámico de un sistema o equipo, representa una alternativa eficaz para ahorrar energía y de esta forma.
- 2.- También se contribuye a disminuir la emisión de los contaminantes del medio ambiente.
- 3.- Las perspectivas de la utilización del amoniaco como sustancia de trabajo son bastantes prometedoras ya que no solamente los gastos de inversión son menores sino que tiene mejores cualidades en cuanto a la seguridad.
- 4.- Puesto que el amoniaco no requiere equipo a prueba de explosión como es el caso del propano, a demás de que su manejo casi no implica riesgo.

5.- La elección de un fluido como refrigerante , debe basarse sobre un análisis termodinámico, económico y de seguridad y no en una preferencia personal o de fluidos de bajo costo. Puesto que esto podría significar desventajas no solamente económicas si no también de seguridad y de contaminación ambiental.

Siempre será poco el esfuerzo que se ponga bajo este rubro, ya que la salud del ser humano no tiene precio.

SIMBOLOGIA.

| | |
|------------|---|
| A | Area de transferencia de calor en m^2 |
| A' | Gastos de operación anual en N\$ |
| B | Costo del equipo en N\$ |
| C_p | Calor Específico en $kJ/kg^{\circ}K$ |
| C | Costo de recuperación del equipo en N\$ |
| C' | Costo de recuperación del equipo en el tiempo cero N\$ |
| D | Gasto de la inversión N\$ |
| ΔT | Diferencia de temperaturas en $^{\circ}C$ |
| h | Entalpía en kJ/kg |
| k | Relación de Calores Específicos |
| \dot{m} | Flujo en masa en kg/s |
| n | Coefficiente Politrópico |
| p | Presión en bar |
| \dot{Q} | Flujo calorífico en kW |
| s | Entropía en $kJ/kg^{\circ}K$ |
| T | Temperatura en $^{\circ}C$ |
| U | Coefficiente Global de Transferencia de Calor en $W/m^2^{\circ}C$ |
| v | Volumen Específico en m^3/kg |
| \dot{v} | Flujo Volumétrico en m^3/s |
| w | Trabajo específico en $kJ/kg^{\circ}K$ |
| \dot{w} | Potencia en kW |
| x | Calidad del Vapor |
| y | Contenido de humedad |
| η_p | Rendimiento Politrópico |

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.

¹J. Reyes Z. El Amoniaco una Alternativa para el Ahorro de Energía 2° Congreso ASME 1985.

²Ernest. Ludwing. Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plantas., GULF Publish Co.

³W.F. Stoecker, J.W. Jones Refrigeration and Air Conditionig., Mc. Graw Hill.

⁴F. Lee, F.W. Sears Thermodynamics., Addison Wesley.

⁵G. Taylor Engineering Economy; V.N.C.

AHORRO DE ENERGÍA EN INTERCAMBIADORES DE CALOR EN LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL.

A. Padilla, H. Romero Paredes, J.J. Ambriz.
Universidad Autónoma Metropolitana-Iztapalapa.
Depto. de Ingeniería de Procesos e Hidráulica.
A.P. 53-540, Iztapalapa, C.P. 09340, México D.F.
Tel: 724-46-44, 724-46-45; Fax: 724-49-00.

RESUMEN.

El trabajo presenta las pérdidas energéticas que se tienen en los intercambiadores de calor usados en los sistemas de refrigeración industrial. Se presentan los efectos que tienen los diferentes incrustantes en las tasas de transferencia de calor y se evalúa la energía que no se transfiere causada por aquellos. Se desarrolla un método simplificado de evaluación y se aplica a los evaporadores y condensadores mas comunes empleados en los sistemas de refrigeración industrial. Se evalúan los coeficientes internos y externos en diferentes tipos de intercambiadores. Se muestran las pérdidas energéticas en función del espesor del incrustante en la pared del intercambiador.

1. INTRODUCCIÓN.

Los sistemas de refrigeración y aire acondicionado están sujetos a un número considerable de pérdidas energéticas, una de las cuales se debe a la ausencia de mantenimiento correctivo en las superficies de intercambio de calor. Obviamente al presentarse esa situación, el mantenimiento preventivo y predictivo no son aplicados en lo absoluto. En los evaporadores es frecuente encontrar un grado de mantenimiento mayor que el que se observa en los condensadores. Esto último es debido principalmente a que los condensadores se encuentran normalmente en áreas remotas de la planta (v.g. patios, azoteas, etc.).

Los depósitos continuos de sales minerales en las superficies de intercambio de calor de los condensadores de agua y evaporadores de enfriamiento de agua, salmueras y otros fluidos de enfriamiento, así como el polvo, grasas y escarcha en los condensadores de aire y evaporadores de cámaras frías respectivamente, causan una disminución considerable en los coeficientes de transferencia de calor. Esto contribuye a disminuir la capacidad refrigerante o en un aumento en la potencia demandada por el compresor a fin de mantener la capacidad refrigerante y/o condensante constante.

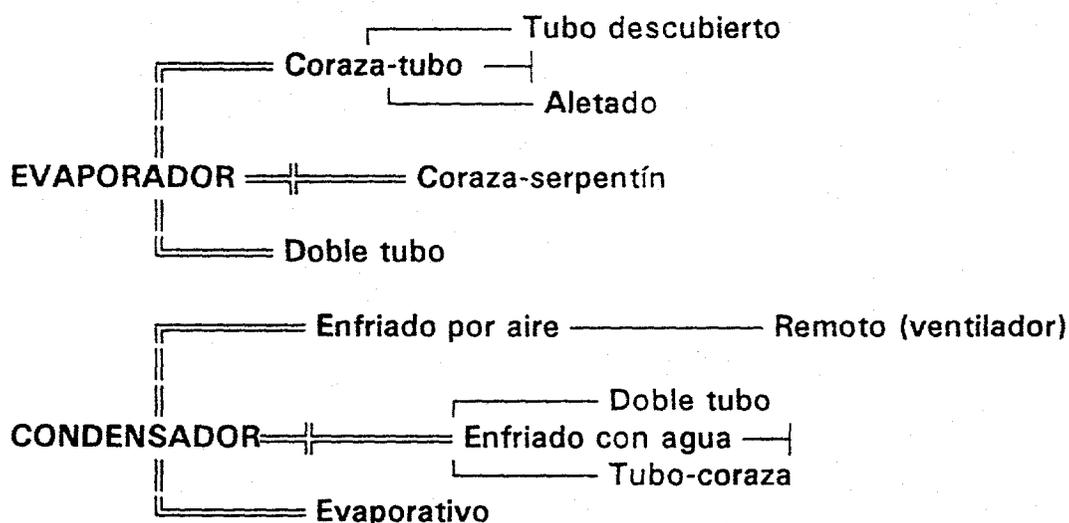
Es frecuente encontrar en el mercado dispositivos que, según sus distribuidores, permite aumentar la capacidad refrigerante de un sistema dado y/o disminuir la potencia requerida en el compresor. No obstante esto es posible lograrlo en primera

instancia sin ninguna inversión adicional al mantenimiento que por programa se le debe dar al equipo. Es aquí dónde toma un papel preponderante las acciones de mantenimiento de la unidades de refrigeración y aire acondicionado.

2. EVAPORADORES Y CONDENSADORES: UN MODELO SIMPLIFICADO.

Los evaporadores y condensadores son intercambiadores de calor para el refrigerante y que lleva a cabo el trabajo de evaporar y condensar respectivamente al fluido. Existen diferentes tipos de evaporadores y condensadores usados en esos sistemas.

A continuación se hace mención de la clasificación de evaporadores y condensadores.



Cada uno con características diferentes con ventajas y desventajas diferentes que no se tratarán aquí.

MODELO TEÓRICO.

La ecuación de transferencia de calor en un intercambiador es la siguiente:

$$Q_t = A U_g \Delta T_{1n} \quad (1)$$

Donde A es el área total de transferencia de calor.

En la ecuación 1 se observa que el coeficiente de transferencia global es directamente proporcional a el calor transferido. El coeficiente global de transferencia de calor se calcula mediante la ecuación siguiente:

$$U_g = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i} + \frac{L_t}{k_t} + \frac{L_{inc}}{k_{inc}}} \quad (2)$$

dónde h_o y h_i son los coeficientes de convección externo e interno respectivamente, que dependen del régimen de operación, la temperatura de trabajo, del flujo másico, del fluido de trabajo y de sus propiedades termofísicas.

Los materiales incrustantes añaden una resistencia térmica adicional a las naturales. Esa resistencia produce pérdidas de energía o mayor demanda de trabajo en los compresores.

Para calcular las pérdidas de energía se determina primero el coeficiente global para un espesor de incrustación de cero que sería el coeficiente de transferencia de calor limpio.

$$U_l = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i} + \frac{L_t}{k_t}} \quad (3)$$

Al presentarse incrustaciones en las superficies de transferencia de calor esta ecuación se modifica de la siguiente manera:

$$U_g = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i} + \frac{L_t}{k_t} + \frac{L_x}{k_x}} \quad (4)$$

dónde L_x y K_x son el espesor y conductividad térmica de la materia incrustante y U_g es el coeficiente global de transferencia de calor sucio.

El porcentaje de pérdida, se obtiene con la siguiente ecuación:

$$U_p (\%) = \left(1 - \left(\frac{U_g}{U_l}\right)\right) * 100 \quad (5)$$

donde las pérdidas se calculan para cada espesor de incrustación.

3. MATERIALES ESTUDIADOS.

Los materiales estudiados en este trabajo se seleccionaron en función de la frecuencia con la que aparecen en las instalaciones industriales. Se dividieron en dos categorías, a saber: 1) las sales minerales contenidas en el agua ya sea como fluido de transporte de frío o como medio condensante y 2) debido a las condiciones del medio ambiente; polvo, grasas (cochambre) y humedad (escarcha).

Dentro de las sales minerales se encuentran varios materiales que producen incrustaciones debido a sus propiedades para formar cristales y que son naturalmente agentes no deseados en las superficies de transferencia de calor. A continuación se da una lista de materiales que provocan dichos problemas.

TABLA 1. PROPIEDADES DE LOS MATERIALES INCRUSTANTES Y OTROS.

| MATERIAL | COMPOSICIÓN QUÍMICA | T (°F) | k (BTU/°FFt ² h) | ORIGEN DE LOS MATERIALES |
|-----------------------|--------------------------------------|--------|-----------------------------|--------------------------|
| Carbonato de calcio | CaCO ₃ | 41 | 15.60 | Depósitos minerales |
| Sulfato de calcio | CaSO ₄ | 41 | 2.64 | Depósitos minerales |
| Carbonato de magnesio | MgCO ₃ | 41 | 3.84 | Depósitos minerales |
| Gypsum | CaSO ₄ -2H ₂ O | 41 | 3.00 | Depósitos minerales |
| Dolomite | CaCO ₃ -MgCO ₃ | 41 | 12.00 | Depósitos minerales |
| Polvos y grasa | --- | 68 | 2.02 | Ambientes sucios |
| Escarcha | (H ₂ O) _s | 32 | 3.24 | Humedad del aire |

Para el estudio se seleccionaron los refrigerantes R22 y R717 (amoníaco), que son usados con mayor frecuencia en los sistemas industriales.

TABLA 2. PROPIEDADES GENERALES DE LOS FLUIDOS UTILIZADOS.

| NOMBRE QUÍMICO | FORMULA QUÍMICA | PESO MOLECULAR | PUNTO DE EBULLICIÓN (°F) |
|--------------------------------|--|----------------|--------------------------|
| R22 Monoclorodifluorometano | CHClF ₂ | 86.5 | -41.4 |
| R717 Amoníaco | NH ₃ | 17 | -28.0 |
| Agua | H ₂ O | 18 | 212 |
| Aire | 79%N ₂ 21%O ₂ | 29 | -318 |

4. DESARROLLO DEL MODELO Y RESULTADOS.

El modelo mostrado en las ecuaciones 1, 2, 3 y 4 se probó con diferentes incrustantes: de acuerdo con las ecuaciones de los coeficientes de transferencia de calor mostrados en la tabla 3, para cada tipo de intercambiador de calor. Para los polvos y grasas se supuso que su estructura es similar a la del polietileno y para la escarcha se tomó la conductividad térmica de la nieve.

TABLA 3. ECUACIONES PARAMÉTRICAS DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR PARA DIFERENTES TIPOS DE RÉGIMEN DE FLUJO.

T = 41 °F PARA LOS INCRUSTANTES.

| TIPO DE INTERCAMBIADOR | INCRUSTANTE | ECUACIONES PARAMÉTRICAS |
|------------------------|-------------------|---|
| ETC | CaCO ₃ | $k = 15.64.$ Flujo turbulento $h_o(t) = 0.22 (Re)^{0.6} (Pr)^{0.33} (RV)^{0.14}$ $h_i(t) = 0.024 (Re)^{0.8} (Pr)^{0.4}$ Flujo laminar. $h_i(t) = 1.86(k/D)(Re)^{1/3} (Pr)^{1/3} (RV)^{0.14}$ $h_o(t) = 0.22 (Re)^{0.6} (Pr)^{0.33} (RV)^{0.14}$ |
| CTC | CaCO ₃ | $k = 15.64$ Flujo turbulento en ambos. $h_o(t) = 0.22 (Re)^{0.6} (Pr)^{0.33} (RV)^{0.14}$ $h_i(t) = 0.026 (Re)^{0.8} (Pr)^{0.4}$ Flujo laminar. $h_i(t) = 1.86(k/D)(Re)^{1/3} (Pr)^{1/3} (RV)^{0.14}$ $h_o(t) = 0.22 (Re)^{0.6} (Pr)^{0.33} (RV)^{0.14}$ |
| DT | CaCO ₃ | $k = 15.64$ Flujo turbulento en ambos. $h_o(t) = 0.22 (Re)^{0.6} (Pr)^{0.33} (RV)^{0.14}$ $h_i(t) = 0.024 (Re)^{0.8} (Pr)^{0.4}$ Flujo laminar. $h_i(t) = 1.86(k/D)(Re)^{1/3} (Pr)^{1/3} (RV)^{0.14}$ $h_o(t) = 0.22 (Re)^{0.6} (Pr)^{0.33} (RV)^{0.14}$ $De = ((D_2)^2 - (D_1)^2) / D_1$ |
| ECS | CaCO ₃ | $k = 15.64$ Flujo turbulento en h_o . Flujo con $Re > 7000$ en h_i . $h_o(t) = 0.22$ $(Re)^{0.6} (Pr)^{0.33} (RV)^{0.14}$ $h_i(t) = 0.023 (C_p G) (Re)^{0.2} (Pr)^{2/3}$ $[1 + (3.2 * D_i / D_c)]$ |

| TIPO DE INTERCAMBIADOR | INCRUSTANTE | ECUACIONES PARAMÉTRICAS |
|------------------------|-------------------|--|
| CTCAIRE | CaCO ₃ | $k = 15.64$ Flujo turbulento en hi. Flujo con Re de 1000 a 50000 en ho $(t) = 0.3 (C_p) (G^{0.8}) / D^{0.4}$ $hi(t) = 0.026 (Re)^{0.8} (Pr)^{0.4}$ |
| ETCA | CaCO ₃ | $k = 15.64$ Flujo turbulento $h(t) = 0.22 (Re)^{0.6} (Pr)^{0.33} (RV)^{0.14}$ $m = (h P / ka)^{1/2}$ $\xi = (\tanh(mb)) / mb$ $ho(t) = (h / Ai) (\xi Af + Ao)$ (para ambos flujos) $hi(t) = 0.024 (Re)^{0.8} (Pr)^{0.4}$ Flujo laminar. $h(t) = 1.86(k/D)(Re)^{1/3}(Pr)^{1/3}(RV)^{0.14}$ $ho(t) = 0.22 (Re)^{0.6} (Pr)^{0.33} (RV)^{0.14}$ |
| ETC | CaSO ₄ | $k = 2.64$ Flujo turbulento $ho(t) = 0.22 (Re)^{0.6} (Pr)^{0.33} (RV)^{0.14}$ $hi(t) = 0.024 (Re)^{0.8} (Pr)^{0.4}$ Flujo laminar. $hi(t) = 1.86(k/D)(Re)^{1/3}(Pr)^{1/3}(RV)^{0.14}$ $ho(t) = 0.22 (Re)^{0.6} (Pr)^{0.33} (RV)^{0.14}$ |
| CTC | CaSO ₄ | $k = 2.64$ Flujo turbulento en ambos. $ho(t) = 0.22 (Re)^{0.6} (Pr)^{0.33} (RV)^{0.14}$ $hi(t) = 0.026 (Re)^{0.8} (Pr)^{0.4}$ Flujo laminar. $hi(t) = 1.86(k/D)(Re)^{1/3}(Pr)^{1/3}(RV)^{0.14}$ $ho(t) = 0.22 (Re)^{0.6} (Pr)^{0.33} (RV)^{0.14}$ |
| DT | CaSO ₄ | $k = 2.64$ Flujo turbulento en ambos. $ho(t) = 0.22 (Re)^{0.6} (Pr)^{0.33} (RV)^{0.14}$ $hi(t) = 0.024 (Re)^{0.8} (Pr)^{0.4}$ Flujo laminar. $hi(t) = 1.86(k/D)(Re)^{1/3}(Pr)^{1/3}(RV)^{0.14}$ $ho(t) = 0.22 (Re)^{0.6} (Pr)^{0.33} (RV)^{0.14}$ $De = ((D_2)^2 - (D_1)^2) / D_1$ |
| ECS | CaSO ₄ | $k = 2.64$ Flujo turbulento en ho. Flujo con Re > 7000 en hi. $ho(t) = 0.22 (Re)^{0.6} (Pr)^{0.33} (RV)^{0.14}$ $hi(t) = 0.023 (C_p G) (Re)^{0.2} (Pr)^{2/3} [1 + (3.2 * Di / Dc)]$ |

| | | |
|---------|-------|--|
| CTCAIRE | CaSO4 | $k = 2.64$ Flujo turbulento en h_i . Flujo con Re de 1000 a 50000 en h_o $h_o(t) = 0.3 (C_p) (G^{0.6}) / D^{0.4}$ $h_i(t) = 0.026 (Re)^{0.8} (Pr)^{0.4}$ |
| ETCA | CaSO4 | $k = 2.64$ Flujo turbulento $h(t) = 0.22$ $(Re)^{0.5} (Pr)^{0.33} (RV)^{0.14}$ $m = (h P / ka)^{1/2}$ $\xi = (\tanh(mb)) / mb$ $h_o(t) = (h / A_i) (\xi A_f + A_o)$. (Para ambos fluidos) $h_i(t) = 0.024 (Re)^{0.8} (Pr)^{0.4}$ Flujo laminar. $h(t) = 1.86(k/D)(Re)^{1/3}(Pr)^{1/3}(RV)^{0.14}$ $h_o(t) = 0.22 (Re)^{0.5} (Pr)^{0.33} (RV)^{0.14}$ |

- ETC** Evaporador tubo coraza.
CTC Condensador tubo coraza.
DT Doble tubo.
ECS Evaporador coraza serpentín.
CTCAIRE Condensador tubo coraza enfriado por aire.
ETCA Evaporador tubo coraza aletado.

Las tabla anterior contiene las ecuaciones para evaluar las pérdidas de energía correspondientes para cada tipo de incrustante. Estas mismas ecuaciones se utilizan para evaluar las pérdidas para los otros incrustantes, sólo variará la ecuación para la conductividad térmica que depende de la temperatura en el intercambiador.

Para la evaluación necesario conocer el tipo de intercambiador y el régimen de flujo para aplicar correctamente las ecuaciones que describan exactamente el fenómeno real.

También se necesita conocer las dimensiones del intercambiador como: largo de los tubos, número de tubos, diámetro de los tubos, arreglo, etc.

A continuación se presentan algunas gráficas obtenidas con la información de la tabla anterior y las ecuaciones paramétricas descritas. En ellas se observa la influencia que se tiene para cada tipo intercambiador y el espesor de los diferentes incrustantes.

Las gráficas 1 y 2 muestran los efectos que se tiene en un evaporador y condensador respectivamente sobre la perdida de energía debida al crecimiento de la capa de incrustación de carbonato de calcio. Se observa que para un régimen turbulento en ambos fluidos (amoníaco-agua) las perdidas pueden superar el 40%. Esta situación incrementaría la potencia del compresor en aproximadamente 22%, dependiendo del tipo y potencia nominal del mismo.

En las gráficas 3 y 4 se compara el efecto que se tiene en un evaporador de tubo y coraza, con flujo laminar en ambos fluidos, usando los pares agua-R22 y agua-amoniaco respectivamente. Se puede observar un efecto mayor en el caso del amoniaco hasta en 20% más de perdidas.

Las gráficas 5 y 6 presentan esos mismos efectos pero con un intercambiador aletado y un régimen turbulento en el lado del agua. El efecto es mayor en este caso, superando respecto al anterior en 4.5 veces las pérdidas.

Las gráficas 7 y 8 presentan las perdidas cuando se tiene un incrustante basado en el carbonato de magnesio. Si se compara con el obtenido en las gráficas 3 y 4 se puede observar un incremento de 3.3 veces en las perdidas en la transferencia de calor.

Cuando el incrustante es gypsum ($\text{CaSO}_4 \cdot \text{H}_2\text{O}$) el efecto se incrementa considerablemente pudiendo registrar hasta un 70% de pérdida (gráfica 9).

En los difusores de las cámaras de refrigeración frecuentemente se forma una gruesa capa de escarcha, la que disminuye considerablemente la transferencia de calor hacia la misma y que repercute en la potencia del compresor. Se puede observar en la gráficas 10 que las pérdidas pueden incrementarse casi proporcionalmente con el espesor de la escarcha y alcanzar un 35% cuando se tiene un espesor de una pulgada.

La gráfica 11 muestra que ese efecto es diferente si el evaporador es aletado (difusor). Se observa que después de un espesor de 6/8" la tendencia a la disminución es asintótica.

Para el caso de un condensador de amoniaco enfriado por aire, la acumulación de cochambre entre las aletas genera pérdidas que pueden superar el 30% para espesores de 3/8". Es frecuente encontrar espesores de 1/8", que generan un 10% de perdidas en la transferencia de calor y repercute casi en un 7 % en la potencia del compresor.

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

El modelo general que se presenta se basa en las referencia bibliográficas clásicas de transferencia de calor. Las propiedades de los materiales incrustantes son fruto de la investigación en diferentes fuentes de la literatura y citados al final. Respecto a los compuestos que no fue posible encontrar sus propiedades termofísicas se calcularon en función de su composición y cuyo método sale de los objetivos del presente trabajo.

Los resultados mostrados a lo largo de las diferentes gráficas mostradas y que son un ejemplo de los que se puede obtener al aplicar las ecuaciones paramétricas presentadas en la tabla 3, permiten prever grandes potenciales de ahorro de energía

eléctrica (en el compresor) y una mejor operación de los equipos de transferencia de calor. Esto se logra con el sólo hecho de limpiar la superficie de intercambio de calor periódicamente. La periodicidad en cada caso dependerá de las características de los fluidos de trabajo.

El modelo simplificado es fácil de aplicación y permite determinar con un simple cálculo el ahorro de energía que es posible tener al realizar un mantenimiento correctivo en las superficies de intercambio. Una vez que se detecte la periodicidad requerida para la limpieza es posible realizar una programación del mantenimiento. En tanto se recomienda evaluar la posibilidad de realizar un tratamiento mas efectivo del agua de enfriamiento y de colocar filtros de cortina en los condensadores de aire.

Por el lado de la formación de escarcha, se recomienda la instalación de resistencias eléctricas de una tubería de gas caliente para efectuar el desescarche de la superficie de intercambio.

6. BIBLIOGRAFÍA.

- 1.- Ingeniería de proyectos para plantas de proceso. Rase, A.F.; Barrow, M.H. Ed. 253-290, C.E.C.S.A. 1984.
- 2.- Fenómenos de transporte. Bird, Byron; Stewart, E. Warren. Cap 13, Ed. Reverté S.A.
- 3.- Procesos de transferencia de calor. Kern, Q. Donald, Cap.6 y 7, Ed. Mc Graw Hill, New York, U.S.A, 1987.
- 4.- Manual del ingeniero mecánico. Marks, Vol III, Cap. 4., 58-69, Ed. Mc Graw Hill, México, Barcelona, España. 1987.
- 5.- Manual del ingeniero químico. Perry, H. Robert; Chilton, H. Cecil. Vol III, Ed. Mc Graw Hill, 5a. ed.
- 6.- Transferencia de calor. Karlekar, B.V.; Desmond, R.M., Ed. Interamericana, 461-588, 2a. ed. México, D.F., 1985
- 7.- Principles of unit operations. Foust, A.S. Ed. Jhon Wiley & Sons. 10a.ed. 1980.
- 8.- Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración. Hernández, G. Eduardo. Ed. Limusa. México, 1973.
- 9.- Teoría de la refrigeración y evaporadores. Hernández, L. Tomás E. Sem. de Proy. I y II. Ing. en Energía. U.A.M.I. 1989.
- 10.- Comercial, industrial and institutional refrigeration. Cooper, B. William. Prentice Hall. U.S.A., 1987.
- 11.- Refrigeración industrial, principios, diseño y aplicaciones. MyCom. Vigarti.
- 12.- Generadores de vapor, hornos y torres de enfriamiento (**Notas**). Ambriz, Juan José; Romero-Paredes, H. Diplomado en administración y ahorro de energía. CONAE-UAM. México, 1992.
- 13.- Ingeniería del ámbito térmico. Threlkeld, L. James. Ed. Prentice Hall. New Jersey, U.S.A., 1973.

8. NOMENCLATURA.

A: Área de transferencia de calor (Ft^2).

C_p : Calor específico ($\text{BTU}/^\circ\text{F lb}$).

D, D_i , D_c , D_1 , D_2 : Diámetro de los tubos, interno, serpentín, interno, externo (doble tubo) (Ft).

G: Velocidad másica ($\text{lb}/\text{Ft}^2 \text{ h}$).

h_o, h_i : Coeficiente de convección externo, interno ($\text{BTU}/^\circ\text{F h Ft}^2$).

k, k_t, k_{inc} : Conductividad térmica, tubo, incrustación ($\text{BTU} \cdot \text{in}/^\circ\text{F h Ft}^2$).

L_t, L_{inc} : Espesor de incrustación, tubo, incrustación (in).

Pr: Prandtl [C_p / k](adimensional).

Q_t : Calor total transferido (BTU/h).

Re: Número de Reynolds (DG/ μ)(adimensional).

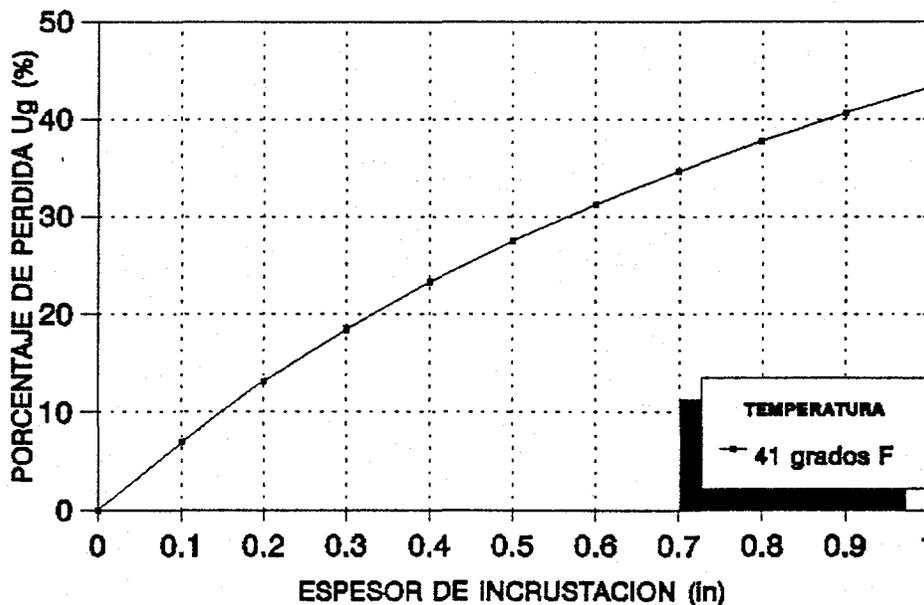
RV: Relación de viscosidad. (μ / μ_w)(adimensional).

U_g, U_i : Coeficiente de transferencia global de calor ($\text{BTU}/^\circ\text{F Ft}^2 \text{ h}$).

ξ : Eficiencia de la aleta (adimensional).

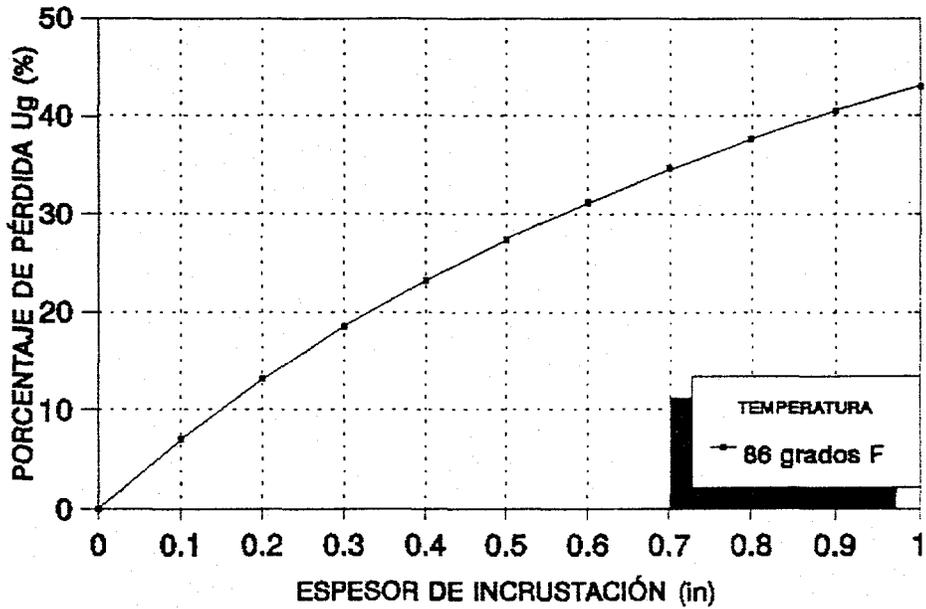
T_{ln} : Diferencia de temperaturas logarítmica. (adimensional).

FIG. 1. DISMINUCIÓN DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA GLOBAL DE CALOR (U_g)
 INCRUSTANTE: CARBONATO DE CALCIO (CaCO_3)
 EVAPORADOR TUBO-CORAZA



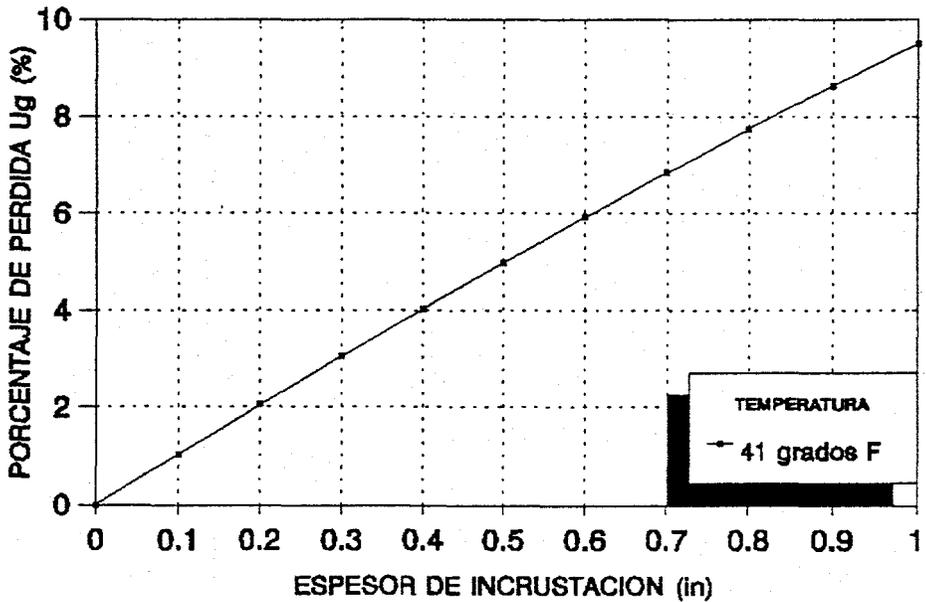
FLUJO TURBULENTO EN AMBOS FLUIDOS
 PAR AGUA-AMONIACO.
 AGUA EN LA CORAZA Y AMONIACO EN LOS TUBOS.

FIG. 2. DISMINUCIÓN DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA GLOBAL DE CALOR (U_g)
 INCRUSTANTE: CARBONATO DE CALCIO (CaCO_3)
 CONDENSADOR TUBO-CORAZA



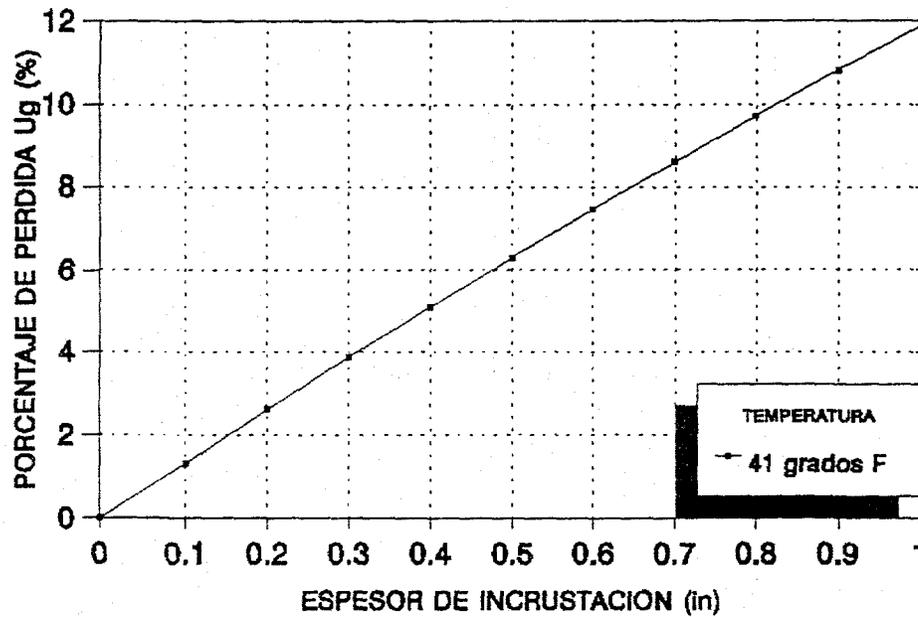
FLUJO TURBULENTO EN AMBOS FLUIDOS
 PAR AGUA-AMONIACO
 AGUA EN LA CORAZA Y AMONIACO EN LOS TUBOS.

FIG. 3. DISMINUCIÓN DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA GLOBAL DE CALOR (U_g).
 INCRUSTANTE: CARBONATO DE CALCIO (CaCO_3)
 EVAPORADOR TUBO-CORAZA



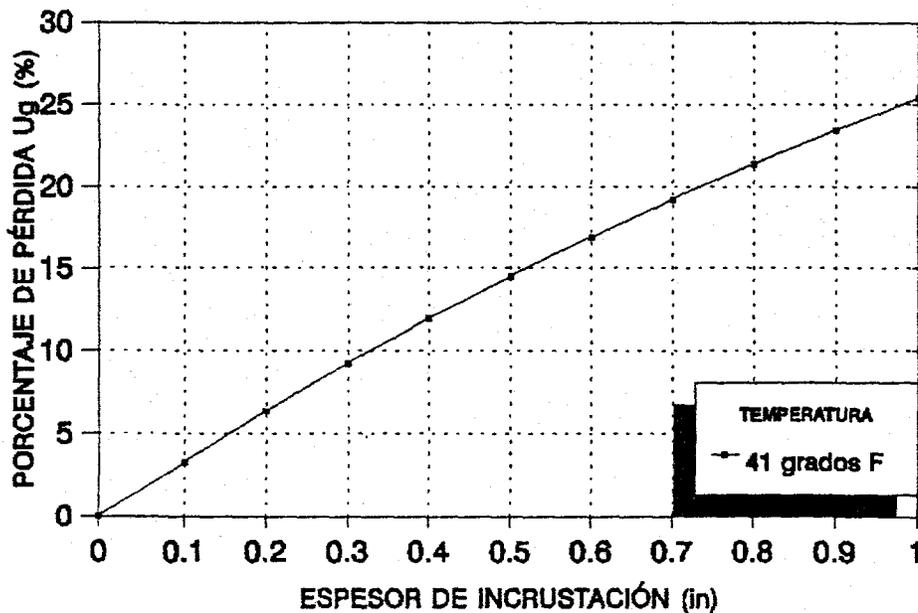
FLUJO LAMINAR EN AMBOS FLUIDOS
 PAR AGUA-R22
 AGUA EN LA CORAZA Y R22 EN LOS TUBOS.

FIG. 4. DISMINUCIÓN DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA GLOBAL DE CALOR (U_g)
 INCRUSTANTE: CARBONATO DE CALCIO ($CaCO_3$)
 EVAPORADOR TUBO-CORAZA



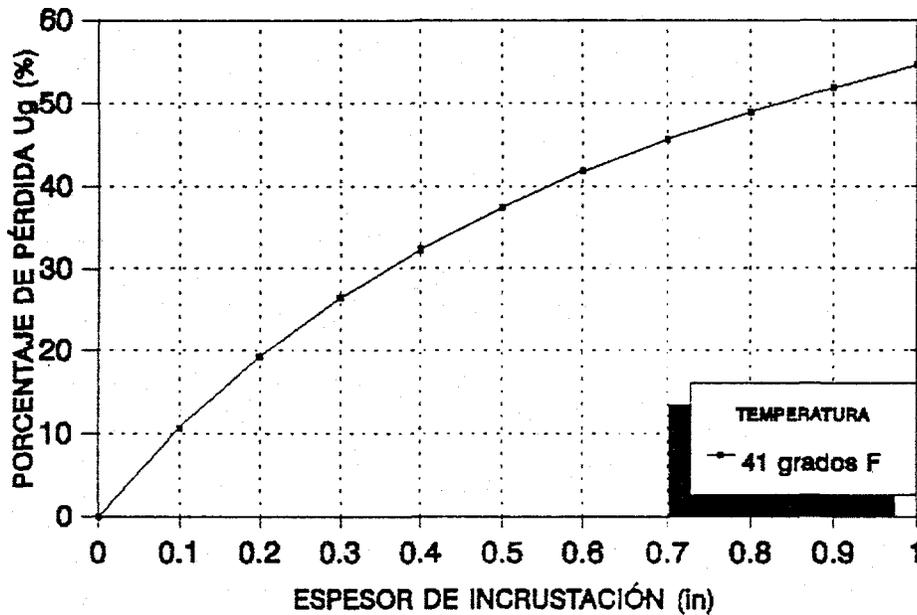
FLUJO LAMINAR EN AMBOS FLUIDOS
 PAR AGUA-AMONIACO
 AGUA EN LA CORAZA Y AMONIACO EN LOS TUBOS.

FIG. 5. DISMINUCIÓN DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA GLOBAL DE CALOR (U_g)
 INCRUSTANTE: CARBONATO DE CALCIO ($CaCO_3$)
 EVAPORADOR ALETADO



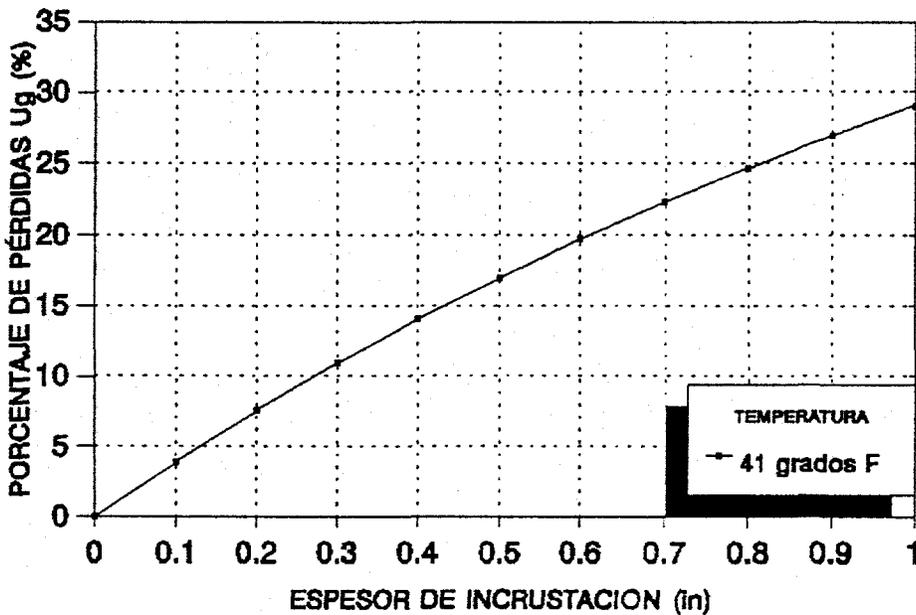
FLUJO LAMINAR EN R22
 FLUJO CON $Re > 7000$ EN AGUA
 PAR AGUA-R22; AGUA EN LA CORAZA Y R22 EN LOS TUBOS.

FIG. 8. DISMINUCIÓN DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA GLOBAL DE CALOR (U_g)
 INCRUSTANTE: CARBONATO DE CALCIO (CaCO_3)
 EVAPORADOR ALETADO



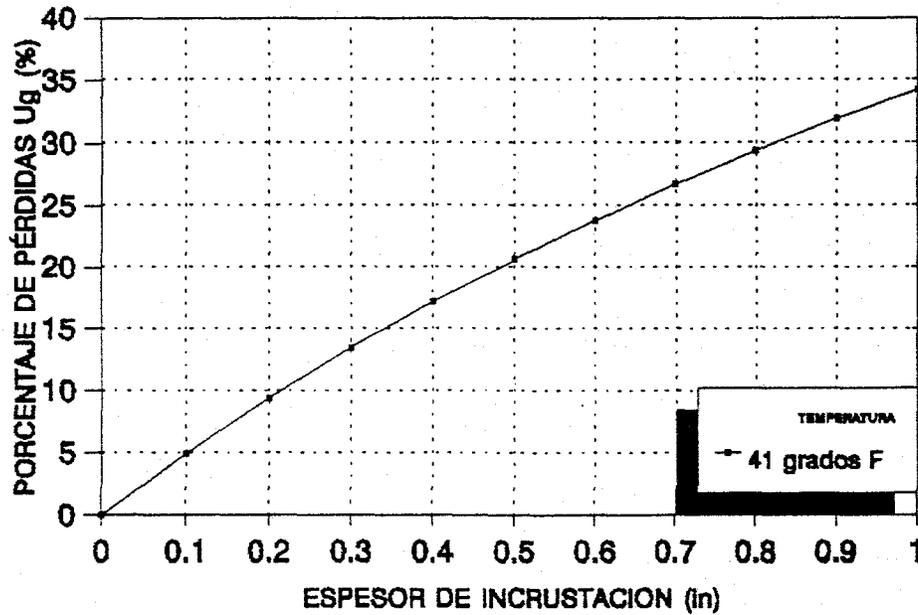
FLUJO LAMINAR EN AMONIACO
 FLUJO CON $Re > 7000$ EN AGUA
 PAR AGUA-AMONIACO; AGUA EN LA CORAZA Y AMONIACO EN LOS TUBOS

FIG. 7. DISMINUCIÓN DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA GLOBAL DE CALOR (U_g)
 INCRUSTANTE: CARBONATO DE MAGNESIO (MgCO_3)
 EVAPORADOR TUBO-CORAZA



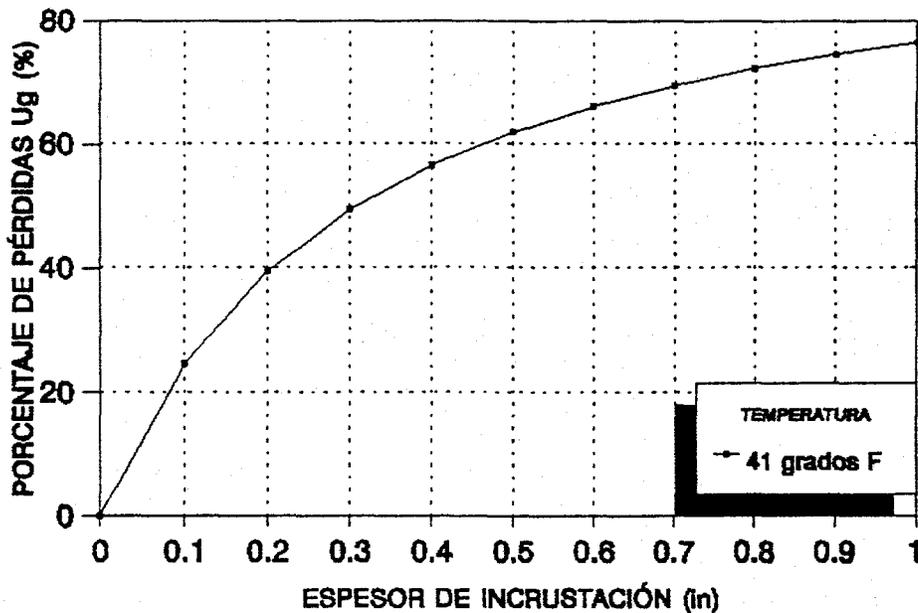
FLUJO LAMINAR EN AMBOS FLUIDOS
 PAR AGUA-R22.
 AGUA EN LA CORAZA Y R22 EN LOS TUBOS.

FIG. 8. DISMINUCIÓN DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA GLOBAL DE CALOR (U_g)
 INCRUSTANTE: CARBONATO DE MAGNESIO ($MgCO_3$)
 EVAPORADOR TUBO-CORAZA



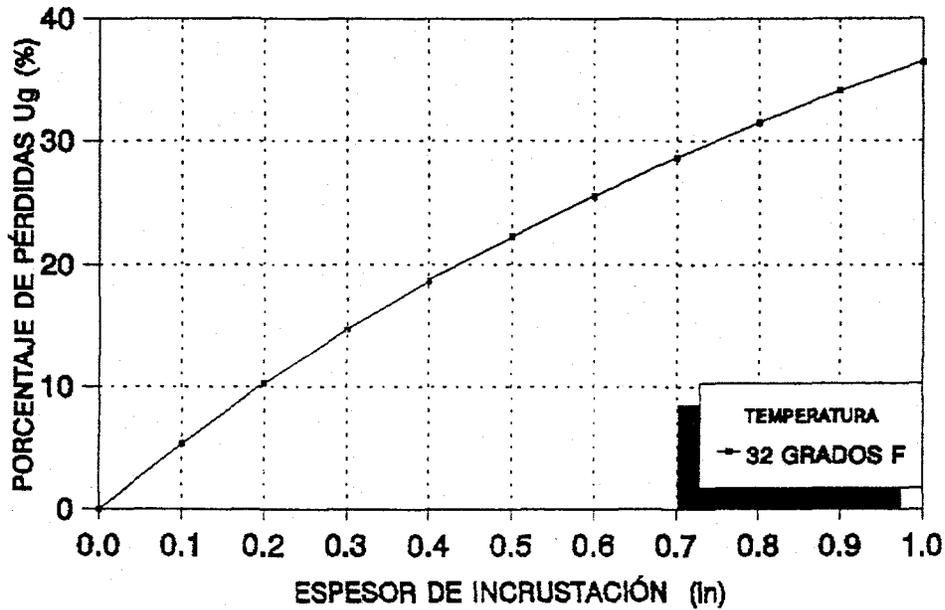
FLUJO LAMINAR EN AMBOS FLUIDOS
 PAR AGUA-AMONIACO
 AGUA EN LA CORAZA Y AMONIACO EN LOS TUBOS.

FIG. 9. DISMINUCIÓN DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA GLOBAL DE CALOR (U_g)
 INCRUSTANTE: GYPSUM ($CaSO_4 \cdot 2H_2O$)
 EVAPORADOR TUBO-CORAZA



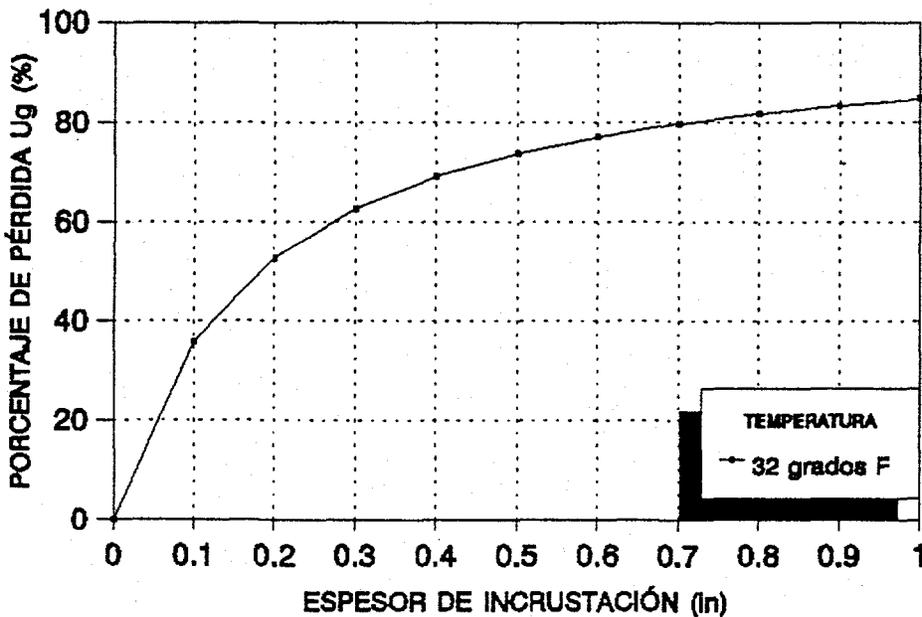
FLUJO TURBULENTO EN AMBOS FLUIDOS
 PAR AGUA-R22
 AGUA EN LA CORAZA Y R22 EN LOS TUBOS.

FIG 10. DISMINUCIÓN DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA GLOBAL DE CALOR (U_g)
 INCRUSTANTE: ESCARCHA (H_2O)S
 EVAPORADOR TUBO-CORAZA



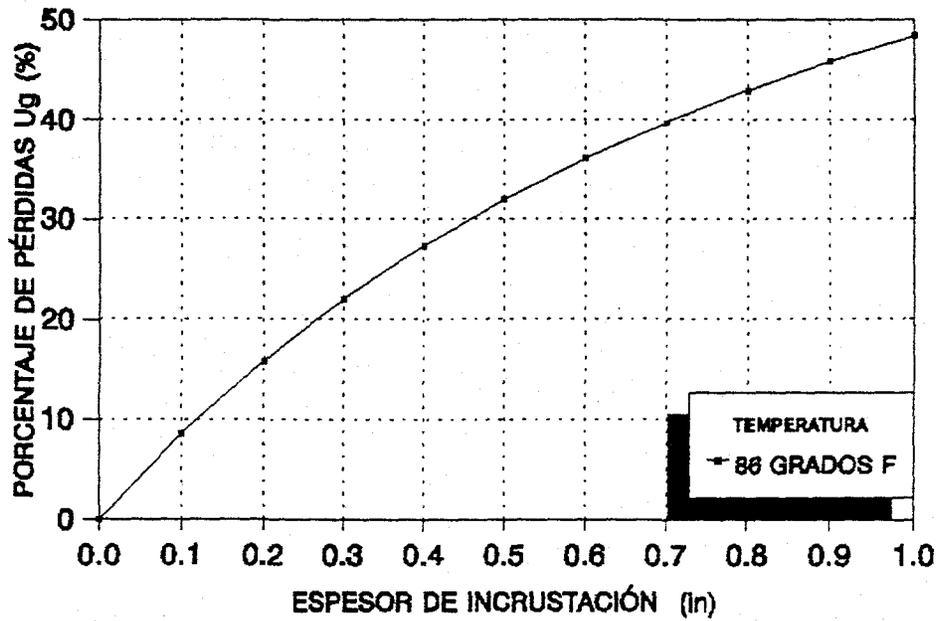
FLUJO TURBULENTO EN AMONIACO
 FLUJO CON Re EN EL INTERVALO DE 1000 A 50000 EN AIRE
 PAR AIRE-AMONIACO; AIRE EN LA CORAZA Y AMONIACO EN LOS TUBOS.

FIG. 11. DISMINUCIÓN DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA GLOBAL DE CALOR (U_g)
 INCRUSTANTE: ESCARCHA (H_2O)S
 EVAPORADOR ALETADO



FLUJO TURBULENTO EN AMONIACO
 FLUJO CON Re EN EL INTERVALO DE 1000 A 50000 EN AIRE
 PAR AIRE-AMONIAZO; AIRE EN LA CORAZA Y AMONIACO EN LOS TUBOS.

FIGURA 12. DISMINUCIÓN DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA GLOBAL DE CALOR (U_g)
INCRUSTANTE: COCHAMBRE (POLVOS Y GRASA)
CONDENSADOR ENFRIADO POR AIRE



FLUJO TURBULENTO EN AMONIACO
FLUJO CON Re EN EL INTERVALO DE 1000 A 50000 EN AIRE
PAR AIRE-AMONIACO; AIRE EN LA CORAZA Y AMONIACO EN LOS TUBOS.

SELECCIÓN DE UN REFRIGERANTE QUE SEA TERMODINÁMICAMENTE EFICIENTE Y ECONÓMICO

Enrique Lemus F, Juan José Ambriz, Raúl Lugo L.
Departamento de Ingeniería de Procesos e Hidráulica.
Universidad Autónoma Metropolitana- Iztapalapa.
A.P. 55-534, Iztapalapa, 09340, México D.F.
Tel. 724-46-44, 724-46-45; Fax. 724-49-00.

RESUMEN

Se presenta una forma de cómo abordar el problema de la selección de un refrigerante que cumpla con las restricciones de operación tales como la capacidad de refrigeración y temperaturas del ciclo. Esta selección puede hacerse si se conoce la cantidad de refrigerante que maneja el sistema, así como las relaciones que proporcionan el COP y la eficiencia del ciclo invertido con base en la segunda ley de la termodinámica.

1. INTRODUCCION.

Los sistemas de refrigeración son ampliamente utilizados en procesos industriales. Debido a que en la actualidad existe un fuerte interés por ahorrar energía y proteger el ambiente, es importante saber discernir en la etapa de diseño de los sistemas de refrigeración cual es la configuración óptima en la que deben operar (1). Sin embargo el esfuerzo computacional requerido para encontrar el diseño óptimo puede ser bastante amplio, debido a que con frecuencia se utilizan diferentes ecuaciones de estado para determinar los estados termodinámicos del ciclo lo que trae consigo procedimientos iterativos que consumen tiempo.

2. COP Y EFICIENCIAS CON BASE EN LA SEGUNDA LEY.

El diagrama P-h (Mollier) de un ciclo invertido por compresión de vapor se presenta en la fig. 1. Con base en este diagrama se derivan las relaciones para el ciclo real y el de Carnot. El método que es utilizado se describe en un trabajo previo (2).

Los balances energéticos en cada equipo dan las relaciones siguientes:

evaporador

$$Q_e = \Delta h_v - C_{pL} (T_a - T_b) \quad (1)$$

compresor

$$W = \frac{C_{pv}}{\eta_c} T_b \left(\frac{T_a - T_b}{T_b} \right) \quad (2)$$

condensador

$$Q_c = \Delta h_v - C_{pl} T_b \left(\frac{T_a - T_b}{T_b} \right) + \frac{C_{pv} T_b}{\eta_c} \left(\frac{T_a - T_b}{T_b} \right) \quad (3)$$

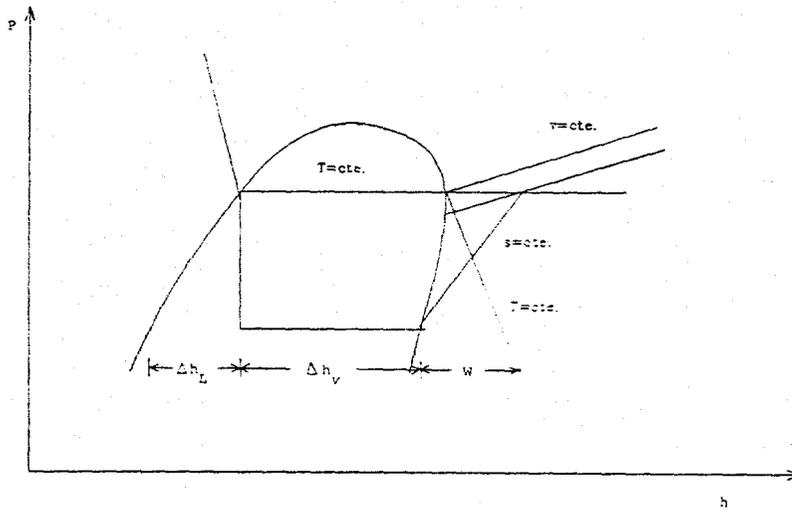


fig. 1.- Diagrama P-h del ciclo de refrigeración

Una característica importante de un ciclo termodinámico invertido es su coeficiente de comportamiento, que indica la relación entre el calor aprovechable y el trabajo requerido para operar el ciclo.

El coeficiente de comportamiento de un ciclo invertido de Carnot que opera como refrigerador se expresa de la manera siguiente

$$COP_C = \frac{T_b}{T_a - T_b} \quad (4)$$

y el coeficiente de comportamiento del ciclo invertido real que funciona como refrigerador se obtiene al dividir el calor retirado en el evaporador, Q_c , y el trabajo del compresor, W , lo cual da:

$$COP_R = \frac{\Delta h_v \eta_c}{C_{pv} T_b} \left[\left(\frac{T_b}{T_a - T_b} \right) - \frac{C_{pl} T_b}{\Delta h_v} \right] \quad (5)$$

Las eficiencias basadas en la segunda ley se obtienen (3) al dividir el coeficiente de comportamiento real entre el coeficiente correspondiente al ciclo inverso de Carnot:

$$\eta_2 = \frac{COP_R}{COP_{RC}} = \frac{\Delta h_v \eta_c}{C_{pv}} \left[\frac{1}{T_b} - \frac{C_{pl}}{\Delta h_v} \left(\frac{T_a - T_b}{T_b} \right) \right] \quad (6)$$

3. APLICACIONES.

Varios fabricantes de compresores para refrigeración proporcionan datos acerca de las temperaturas de operación, es decir, dan temperaturas del condensador y del evaporador, así como la capacidad de refrigeración y la potencia al freno.

Ejemplo. Determinar qué refrigerante es más eficiente y más económico para las siguientes condiciones:

Tabla 1

| TR | T_a (°C) | T_b (°C) |
|----|---------------|---------------|
| 6 | 35 | -20 |
| 8 | 35 | -15 |
| 11 | 35 | -10 |

Los refrigerantes para los cuales se hace el estudio son los siguientes: R-22, R-502, R-717; éstos se han escogido debido a que son los fluidos que se utilizan en compresores que tienen las mismas características.

Es importante señalar que para utilizar las ecuaciones 5 y 6 solo se necesita conocer las propiedades de saturación. Debido a esto se han ajustado las propiedades termodinámicas que aparecen en las ecuaciones, en un intervalo de temperaturas mucho mayor que los manejados por el ciclo de refrigeración (4).

Tabla 2

| Refrig. | N\$ | COP | η_2 |
|---------|-----|------|----------|
| 22 | 7.2 | 2.28 | 0.4956 |
| 502 | 3.6 | 2.11 | 0.4589 |
| 717 | 1.5 | 2.31 | 0.5037 |

Resultados obtenidos para el caso en el cual la carga de refrigeración es de 6 TR, la temperatura en el evaporador es de -20°C y en el condensador es de 35°C .

Tabla 3

| Refrig. | N\$ | COP | η_2 |
|---------|-----|------|----------|
| 22 | 9.5 | 2.77 | 0.5374 |
| 502 | 5.2 | 2.58 | 0.5003 |
| 717 | 2.0 | 2.81 | 0.5454 |

Resultados obtenidos para el caso en el cual la carga de refrigeración es de 8 TR, la temperatura en el evaporador es de -15°C y en el condensador es de 35°C .

Tabla 4

| Refrig. | N\$ | COP | η_2 |
|---------|------|------|----------|
| 22 | 12.8 | 3.55 | 0.6074 |
| 502 | 7.8 | 3.32 | 0.5688 |
| 717 | 2.7 | 3.62 | 0.6205 |

Resultados obtenidos para el caso en el cual la carga de refrigeración es de 11 TR, temperatura en el evaporador es de -10°C y en el condensador es de 35°C .

4. CONCLUSIONES.

El procedimiento desarrollado para resolver el problema de seleccionar el refrigerante más eficaz es fácil de implementar, debido a que solo se requieren las temperaturas entre las que opera el ciclo de refrigeración, así como las propiedades de saturación de los refrigerantes que se estudian, evitando con esto los cálculos iterativos que consumen mucho tiempo si se utilizan ecuaciones de estado.

Una tabulación de los COP y de η_2 así como del costo de la cantidad de refrigerante utilizado permite un análisis rápido para decidir qué refrigerante conviene más, claro está que el análisis se ha hecho únicamente desde el punto de vista termodinámico. Sin embargo, se puede observar en las tablas 2-4 que el refrigerante más eficiente es el R-717 el cual además es el más barato.

5. REFERENCIAS.

- 1.- M.R. Shelton & I.E. Grossmann, Computers and Chemical Engineering, Vol. 9, No 6, pp. 615-619, 1985.
- 2.- E. Lemus y col., Avances en Ingeniería Química 1993, pp. 307-311.
- 3.- M. Burghardt., Ingeniería Termodinámica, pp. 174-180, Harla, 1984.
- 4.- W.B. Cooper, Commercial, industrial and institutional refrigeration, Prentice Hall, 1986.

NOMENCLATURA

- Δh_v - Entalpía de vaporización, kJ/kg.
W - Trabajo por unidad de masa en el compresor, kJ/kg.
 Q_e - Calor transferido en el evaporador, kJ/kg.
 Q_c - Calor transferido en el condensador, kJ/kg.
 Cp_L - Calor específico del líquido saturado, kJ/kg K.
 Cp_v - Calor específico a presión constante del vapor saturado, kJ/kg K.
 T_a - Temperatura de saturación a la salida del condensador, K.
 T_b - Temperatura de saturación a la salida del evaporador, K.
TR - Toneladas de refrigeración.
R-22 - Diclorodifluorometano.
R-502- Azeotropo de R-22 y r-115 (cloropentafluoroetano).
R-717- Amoníaco.
 η_c - Eficiencia del compresor.

PERDIDAS DE ENERGIA PRODUCIDAS POR CORRIENTES DIFERENCIALES EN LA TUBERIA METALICA DE INSTALACIONES ELECTRICAS

Eduardo Campero L., Neagu Bratu S., Luis Márquez M. y Rafael Caballero R.
Departamento de Energía, Ciencias Básicas e Ingeniería,
Unidad Azcapotzalco, Universidad Autónoma Metropolitana

RESUMEN

En este artículo se explica lo que se entiende por corrientes diferenciales y se describen las condiciones en las que éstas aparecen en las instalaciones eléctricas. Se plantea brevemente el fenómeno de inducción magnética que aparece en las tuberías metálicas, debido a la circulación de corrientes diferenciales por el interior de tubo y que a su vez produce pérdidas de energía en forma de calor, que se disipa en el ambiente que rodea al tubo. Se muestran los resultados de las mediciones que se llevaron a cabo en laboratorio para poder cuantificar las pérdidas de energía en tubería metálica ("conduit"). Se encontró que para ciertas condiciones estas pérdidas son significativas.

INTRODUCCION

De acuerdo con las normas de instalaciones eléctricas las canalizaciones y tuberías no metálicas solamente pueden utilizarse cuando queden empotradas en la construcción. Por esta razón es muy común encontrar que toda la tubería de una instalación es de metal conocida como "conduit" pared gruesa.

La ventaja principal de la tubería metálica es su rigidez mecánica, ya que protege a las personas que se encuentran a su alrededor y a los conductores que van en el interior. Por otra parte la continuidad eléctrica permite que funcione como tierra alternativa para protección de los usuarios.

El metal también resulta ser material propicio para las trayectorias de campos magnéticos que se generan por la presencia de corrientes alternas en el interior del tubo o en su exterior (cercanas). Esto representa una ventaja ya que funciona como pantalla e impide la interferencia con otras líneas cercanas ya sean de control o de fuerza. Sin embargo, estos campos magnéticos producen a su vez corrientes parásitas y pérdidas por histéresis que provocan el calentamiento del tubo. La cantidad de pérdidas por histéresis y por corrientes parásitas dependen de la intensidad del campo magnético que fluye por el material metálico del tubo. De la misma manera la intensidad del flujo depende del valor de la corriente que lo induce.

CORRIENTES DIFERENCIALES

Al instalar los conductores de un sistema monofásico se deben colocar en el mismo tubo la línea de corriente y el neutro, de forma que la corriente neta total vista por el tubo sea cero. En el caso del sistema trifásico el tubo debe contener a las tres fases y al neutro para garantizar que en cualquier instante la suma total de corrientes dentro del tubo sea cero. Desafortunadamente este detalle no se vigila en todas las instalaciones y resulta que la suma de corrientes en el tubo es diferente de cero. Son estas corrientes las que los autores llaman diferenciales y son las que inducen campos magnéticos en las paredes de los tubos.

Estas corrientes diferenciales pueden tener magnitudes significativas sobre todo en los casos en que, por la cantidad de cables que son necesarios o por errores de supervisión, se instala cada fase dentro de tubos distintos. El efecto que esto produce es que los sentidos de las corrientes son tales que se suman como una trayectoria que circula alrededor del metal del tubo (como una espira de transformador alrededor de un núcleo metálico), produciendo un campo magnético de gran intensidad y pérdidas por histéresis y por corrientes parásitas.

Una situación más común, que produce el mismo efecto, es la costumbre de algunos instaladores de aterrizar el neutro en los tableros derivados o en algún otro punto de la instalación. Esto propicia que el circuito se cierre a través de trayectorias fuera del tubo, de tal forma que la corriente neta dentro del tubo tiene un valor distinto de cero.

PRUEBAS REALIZADAS

En este artículo se presentan las pérdidas de calor obtenidas en tres tipos de tubo "conduit": tubo pared gruesa de diámetro interior de 2.19cm (comercialmente conocido como de 3/4 de pulgada); tubo pared delgada de diámetro interior de 2.035cm y 1.54cm (3/4 y 1/2 pulgada). La instalación se hizo de forma que circulara por el conductor colocado dentro del tubo una corriente de valor conocido y se hicieron mediciones, en períodos regulares, del incremento de la temperatura del tubo. En los casos en que fue posible se midió la corriente que circulaba por las paredes de los tubos

Para simular las condiciones que se pueden presentar en las instalaciones se hicieron dos arreglos:

1. Desde la fase de una salida monofásica se condujo un cable dentro de un tubo; el conductor del neutro se llevó por fuera del tubo (para simular trayectorias de corriente por fuera de los tubos conduit) y en el extremo se

conectó una resistencia que demandaba la circulación de una corriente de 17A, tal y como se muestra en la figura 1.

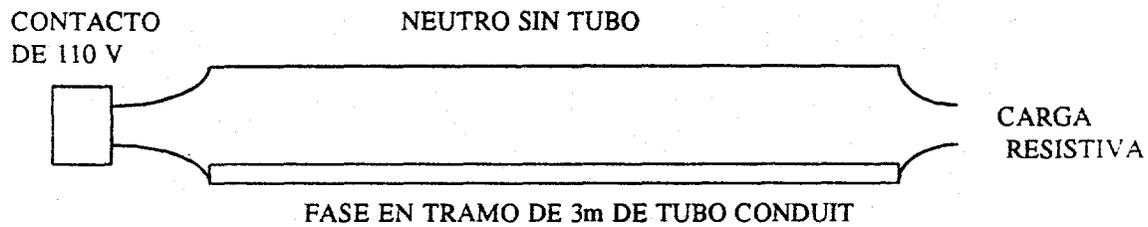


Figura 1. Arreglo para obtener las pérdidas en un tramo no aterrizado.

2. En el segundo arreglo se utilizaron dos tubos, uno para el conductor de la fase y otro para el neutro. Los dos tubos fueron unidos mediante un conductor que se colocó en los extremos de los tubos para simular el contacto que pueden hacer los tubos en las cajas de registro (ver la figura 2). La prueba se hizo para dos corrientes (17A y 10A). En este caso se registró la corriente que circulaba por las paredes de los tubos.

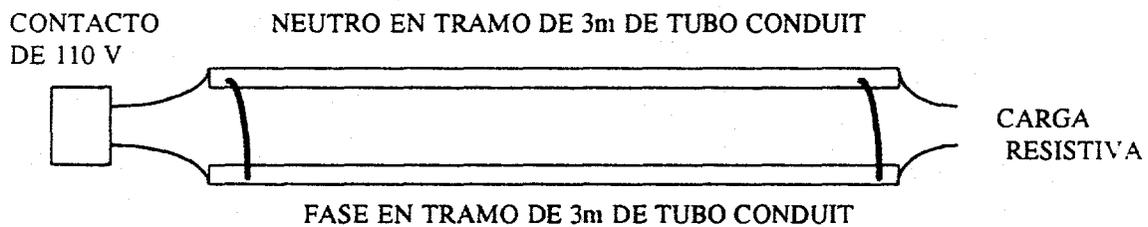


Figura 2. Arreglo para obtener las pérdidas cuando se establece una espira alrededor de un par de tubos metálicos.

En ambos arreglos se aislaron los tubos y se consideró que durante el período de prueba el flujo de calor se concentraba en la elevación de la temperatura de los tubos, es decir, que todavía no se iniciaba el proceso de disipación en el ambiente alrededor del tubo. Esta suposición es razonable ya que el tiempo en que se registraron los cambios de temperatura es relativamente corto y el flujo de calor se obtuvo con el cambio de temperatura del tubo. La gráfica de temperatura contra tiempo se utilizó para determinar el momento en que se iniciaba la condición de estado estable.

Por otra parte las condiciones del laboratorio fueron propicias ya que el cambio de la temperatura ambiente que se registró a lo largo del experimento fue de 0.2 a 0.4 °C.

RESULTADOS OBTENIDOS

Las curvas de temperatura -vs- tiempo permitieron que se estableciera la diferencia de temperatura del tubo lograda por la generación de corrientes parásitas y por histéresis en el tubo metálico que rodea al conductor. Considerando que todo el calor es producido por la corriente inducida en el tubo, se puede encontrar la energía o flujo de calor mediante la diferencia de temperaturas al principio y al final de la prueba, la masa del tubo y el calor específico del metal.

Además del registro de la temperatura en el arreglo descrito en el inciso dos se hizo la medición de la corriente que circulaba por el tubo y de la resistencia del circuito compuesto por los tubos.

Las pruebas se realizaron dos veces para cada arreglo y los resultados fueron aproximadamente los mismos.

Los resultados se expresan en watts/metro-ampere, es decir, potencia instantánea equivalente por cada metro de tubo conduit por el interior del cual viajan conductores con una corriente instantánea neta de un ampere:

- I. En el tubo de pared delgada de 1/2" de diámetro: a) Para el caso del conductor de la fase dentro de un tubo y el neutro sin tubo (arreglo No. 1), el valor es de 0.015 W/m-A. b) Para el arreglo No. 2 en que los tubos están en contacto es de 0.042 W/m-A.
- II. En el tubo de pared delgada de 3/4" de diámetro: a) Para el arreglo No. 1 se obtuvo un valor de 0.023 W/m-A. b) Para el arreglo No. 2 el resultado es de 0.071 W/m-A.
- III. En el tubo de pared gruesa de 3/4" de diámetro: a) Para el arreglo No. 1 el valor resultó de 0.03 W/m-A. b) Para el arreglo No. 2 el resultado es de 0.12 W/m-A.

El resultado también se calculó en watts por unidad de masa (kg) y por unidad de corriente y resultó muy parecido para cada uno de los arreglos (de las figuras) sin importar el tipo de tubo: a) Arreglo de un tubo: 0.035 W/kg-A y b) Arreglo con dos tubos: 0.11 W/kg-A. Los autores recomiendan que se utilicen los valores por unidad de longitud específicamente para los tubos en los que se hicieron las mediciones, y para valores de corrientes diferenciales cercanas a las utilizadas en las pruebas, para evitar que la no linealidad del fenómeno de saturación magnética afecte los resultados. Sin embargo, para estimaciones que no requieran precisión podrían utilizarse los valores

por unidad de peso para determinar las pérdidas en tubos de otras dimensiones por los que circulan corrientes mayores a las utilizadas en las pruebas.

CONCLUSIONES

La presencia de corrientes netas distintas de cero circulando por el interior de tubos metálicos tiene grandes desventajas: produce pérdidas por histéresis, pérdidas por corrientes parásitas, aumenta la demanda de potencia reactiva de una instalación eléctrica y puede provocar distorsión de la onda de corriente (generación de armónicas).

Las pérdidas se traducen en costo de operación por energía y probablemente también impactan la demanda máxima ya que se presentan cuando las líneas están cargadas.

Resulta conveniente incluir dentro de los diagnósticos de instalaciones eléctricas la medición de la corriente total instantánea que circula por el interior de los tubos metálicos y en caso de que sea diferente de cero investigar su origen y corregir el defecto.

La cuantificación de pérdidas producidas por el efecto de las corrientes diferenciales muestra que pueden evitarse gastos de operación inútiles, que aunque pueden ser proporcionalmente pequeños no hay razón para que no se eviten. Además este incremento en la temperatura de operación de la instalación eléctrica puede tener consecuencias sobre la vida de la instalación y de los aparatos conectados a ella.

Las condiciones en que se realizaron las pruebas y la repetición de los resultados permiten afirmar que las mediciones tienen un error dentro del 10% (aunque no se hizo una estimación estadística).

AGRADECIMIENTOS

Los autores desean expresar su agradecimiento a los profesores: Peter Allen, Jorge Rodríguez González y Rubén Dorantes por sus comentarios al método utilizado en este trabajo.

REFERENCIAS

- * H.J. Strauss. *Handbook for Chemical Technician*. Macgraw Hill, quinta edición.
- * N. Bratu y E. Campero. *Instalaciones Eléctricas*. Alfaomega, segunda edición, 1993.

CALIDAD DE LA ENERGIA ELECTRICA

ANALISIS DE LAS PERDIDAS RELACIONADAS CON LA DISTORSION DE LA TENSION Y CORRIENTE DE LA RED ELECTRICA

Vladimir Rauch Sitar

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE QUERETARO, FACULTAD DE INGENIERIA
AREA DE INSTRUMENTACION Y CONTROL DE PROCESOS
C. U. CERRO DE LAS CAMPANAS, 76010, QUERETARO, QRO.
TEL. 91 (42) 15-16-45 EXT. 06, FAX. 91 (42) 15-08-98

1.- RESUMEN

En los últimos tiempos cada día más se esta hablando sobre la calidad de la energía eléctrica (Power quality) y sobre las pérdidas provocadas con este factor. La distorsión de la red eléctrica y del consumo tiene la tendencia de seguir aumentando y cada día más habra que dedicar más recursos para manejarla dentro de un rango razonable.

En el artículo presentado se analiza la situación de la calidad de energía en caso más general y también simplificada para los casos especiales. A base de coeficientes de distorsión, de tensión y corriente se crea una "Matriz" donde figuran tanto los coeficientes de armónicas de tensión como de corriente en una forma ordenada y se analizan todos los elementos de esta matriz. Se crean algunas reglas topológicas para dar la orientación más simple en la situación compleja.

El artículo sirve para dar supervisión a la calidad de energía en todos los casos típicos y establecer una base para el análisis más detallado.

2.- INTRODUCCION.

Desde la segunda mitad del siglo pasado cuando el sistema de corriente alterna trifásico inventado por el Yugoslavo Nicolás Tesla, definitivamente ganó y superó al sistema de corriente continua de Edison, existian los problemas de desfasaje entre corriente y función más tarde los problemas de distorsión de la onda senoidal de fusión y corriente producida.

Si queremos analizar diferentes tipos de pérdidas ligadas con transporte de la energía eléctrica dividimos nuestro problema en tres etapas:

- a) Primera etapa (histórica) tanto tensión como corriente senoidal sin distorsión.
- b) Segunda etapa (contemporánea) tensión todavía senoidal, corriente distorsionada.
- c) Tercera etapa (futura) tanto tensión como corriente distorsionada.

3.- PRIMERA ETAPA (HISTORICA).

Al principio cuando la distorsión era mínima y despreciable y tanto la tensión como la corriente eran senoidales se tomaba ante todo el defasaje entre tensión y corriente como el factor determinante para evaluar las pérdidas. En aquellos tiempos se elaboraron fórmulas clásicas conocidas, que para el caso senoidal se usan hasta hoy.

$$U(t) = U_{\max} \cdot \sin(\omega t) \quad I(t) = I_{\max} \cdot \sin(\omega t + \varphi)$$

$$U_{\text{ef}} = \sqrt{\frac{1}{T_0} \int_0^T u^2(t) dt} = \frac{U_{\max}}{\sqrt{2}} \quad [1]$$

$$I_{\text{ef}} = \sqrt{\frac{1}{T_0} \int_0^T i^2(t) dt} = \frac{I_{\max}}{\sqrt{2}}$$

Factor de potencia

$$FP = \cos \varphi$$

Potencia aparente

$$S = U_{\text{ef}} \cdot I_{\text{ef}} = \sqrt{Q^2 + P^2}$$

Potencia activa

$$P = S \cdot \cos \varphi = S \cdot FP$$

Potencia reactiva

$$Q = S \cdot \sin \varphi = S \cdot \sqrt{1 - FP^2}$$

Mantener el $\varphi = 0$ significa el factor de potencia $FP = \cos \varphi = 1$ fué la condición básica para transportar la energía eléctrica con mínimo de pérdidas

4.- SEGUNDA ETAPA (CONTEMPORANEA).

Con el tiempo conectando a la red como consumidores los rectificadores y los hornos eléctricos de arcos empezó a producirse la distorsión de la red más fuerte.

En el tiempo cuando entraron en función masiva los consumidores con semiconductores de potencia (transistores y triacs) ante todo como rectificadores controlados empezó de una forma rápida a empeorarse tanto el factor de potencia como la "calidad de la energía" que está expresada por la distorsión.

La época que estamos viviendo, por ahora está caracterizada por la tensión todavía senoidal y consumo no senoidal provocado ante todo por tiristores.

Uno de los caminos como abordar el problema de consumo no senoidal es el acceso frecuencial.

Según el Fourier cualquier transcurso periódico no senoidal puede descomponerse en una serie de armónicas (senoidales) que en suma dan transcurso original. Esta idea vamos aplicar al transcurso no senoidal de la corriente.

Para el cuadrado de la potencia aparente en este caso podemos escribir:

$$S^2 = U_{ef}^2 * I_{ef}^2 = U_{1ef}^2 * \frac{1}{T} \int_0^T i^2(t) dt \quad [2]$$

Según Fourier podemos sustituir:

$$I_{ef}^2 = \frac{1}{T} \int_0^T i^2(t) dt = \sum_{k=0}^n I_{kef}^2 = (I_{1ef}^2 + I_{2ef}^2 + \dots + I_{nef}^2)$$

Donde las diferentes armónicas salen de análisis de Fourier.

Usando esta descomposición la fórmula original sale:

$$\begin{aligned} S^2 &= U_{ef}^2 * I_{ef}^2 = U_{1ef}^2 * I_{ef}^2 = & [3] \\ &= U_{1ef}^2 * (I_{1ef}^2 + I_{2ef}^2 + \dots + I_{nef}^2) = \\ &= S_1^2 + D^2 = P_1^2 + Q_1^2 + D^2 \end{aligned}$$

Debido a que la potencia aparente de la primera armónica S_1^2 puede descomponerse según fórmula.

$$S_1^2 = P_1^2 + Q_1^2$$

Donde D es la potencia de distorsión que producen todas las armónicas salvo la primera.

La ecuación [3] se puede interpretar como:

$$S^2 = P_1^2 + Q_1^2 + D^2 = S_1^2 + D^2$$

Donde S_1 es la potencia aparente de la primera armónica o como:

$$S_1^2 = P_1^2 + Q_1^2 + D^2 = P_1^2 + Q^2$$

Donde Q es la potencia reactiva total (incluyendo la potencia de la distorsión)

En la ecuación está presente una única potencia activa $P = P_1$ que es la potencia activa de la primera armónica.

Aplicando a diferentes potencias la fórmula de Pitágoras sale el prisma de las potencias como indica el dibujo. 1.

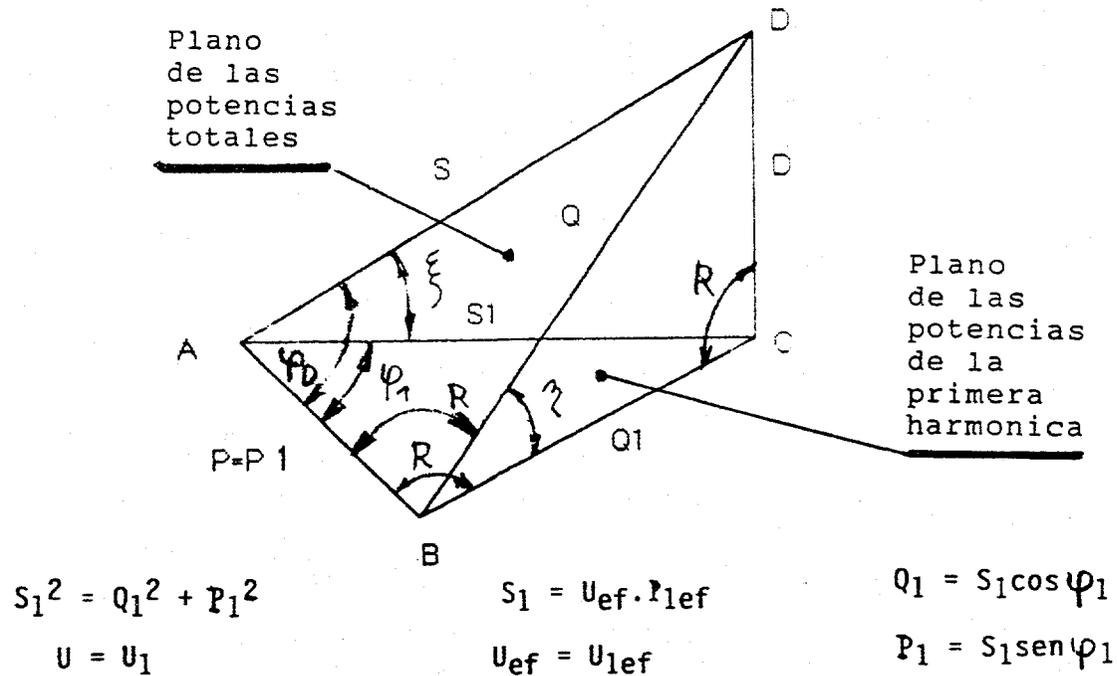


Fig. 1. El prisma de potencias en caso de tensión senoidal y corriente distorsionada.

Del dibujo podemos fácilmente analizar algunos casos extremos como $D = 0$, otro caso interesante es $Q = 0$. La conclusión siempre será que con el aumento de la distorsión siempre se aumentan las pérdidas.

5.- TERCERA ETAPA (FUTURA).

A pesar que se hace todo lo posible para que por lo menos la tensión sea senoidal en el futuro la situación se va seguir empeorando. Analicemos el caso en el que tanto la tensión como corriente está distorsionada.

Aplicamos la misma filosofía del caso anterior y calculamos la potencia aparente.

Según la ecuación [2] podemos escribir:

$$S^2 = U_{ef}^2 * I_{ef}^2 = \left(\sum_{K=0}^m U_{kef}^2 \right) * \left(\sum_{K=0}^n I_{kef}^2 \right)$$

El resultado es una larga suma de productos, que organizamos en filas y columnas así en las columnas hacia la derecha se aumenta el índice de las armónicas de la corriente y con las filas el índice de las armónicas de la tensión obtenemos una "Matriz" de todos los elementos que suman la potencia aparente.

Porque en todos los casos se trata de valores efectivos eliminamos el índice ef de la variables. Resolviendo el producto obtenemos:

$$\begin{array}{cccccccc}
 S = & +U_1^2 * I_1^2 & +U_1^2 * I_2^2 & +U_1^2 * I_3^2 & +U_1^2 * I_4^2 & + \dots & +U_1^2 * I_n^2 & + \\
 & +U_2^2 * I_1^2 & +U_2^2 * I_2^2 & +U_2^2 * I_3^2 & +U_2^2 * I_4^2 & + \dots & +U_2^2 * I_n^2 & + \\
 & +U_3^2 * I_1^2 & +U_3^2 * I_2^2 & +U_3^2 * I_3^2 & +U_3^2 * I_4^2 & + \dots & +U_3^2 * I_n^2 & + \\
 & +U_4^2 * I_1^2 & +U_4^2 * I_2^2 & +U_4^2 * I_3^2 & +U_4^2 * I_4^2 & + \dots & +U_4^2 * I_n^2 & + \\
 & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots & \\
 & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots & \\
 & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots & \\
 & +U_m^2 * I_1^2 & +U_m^2 * I_2^2 & +U_m^2 * I_3^2 & +U_m^2 * I_4^2 & + \dots & +U_m^2 * I_n^2 &
 \end{array}$$

Según regla de ortogonalidad el integral:

$$S = \int_C^T U \cdot \text{sen}(n\omega t) * I \cdot \text{sen}(m\omega t + \varphi) dt$$

Es cero en caso $n \neq m$, y es $U * I \cos(\varphi)$ para $n = m$

Todos los elementos de la suma donde $m \neq n$ pueden representar solamente las potencias puramente reactivas y solamente en el caso cuando $m = n$ el elemento puede tener tanto potencia activa $P_n = m$ como reactiva $Q_n = m$ y su potencia aparente S .

La "Matriz" se nos descompone a los elementos de la "Diagonal" donde puede existir la componente activa de la potencia y a los dos "Triángulos" que tienen solamente componente reactiva así como indica la figura. 2.

En la diagonal hay elementos que contienen tanto la potencia ACTIVA como REACTIVA

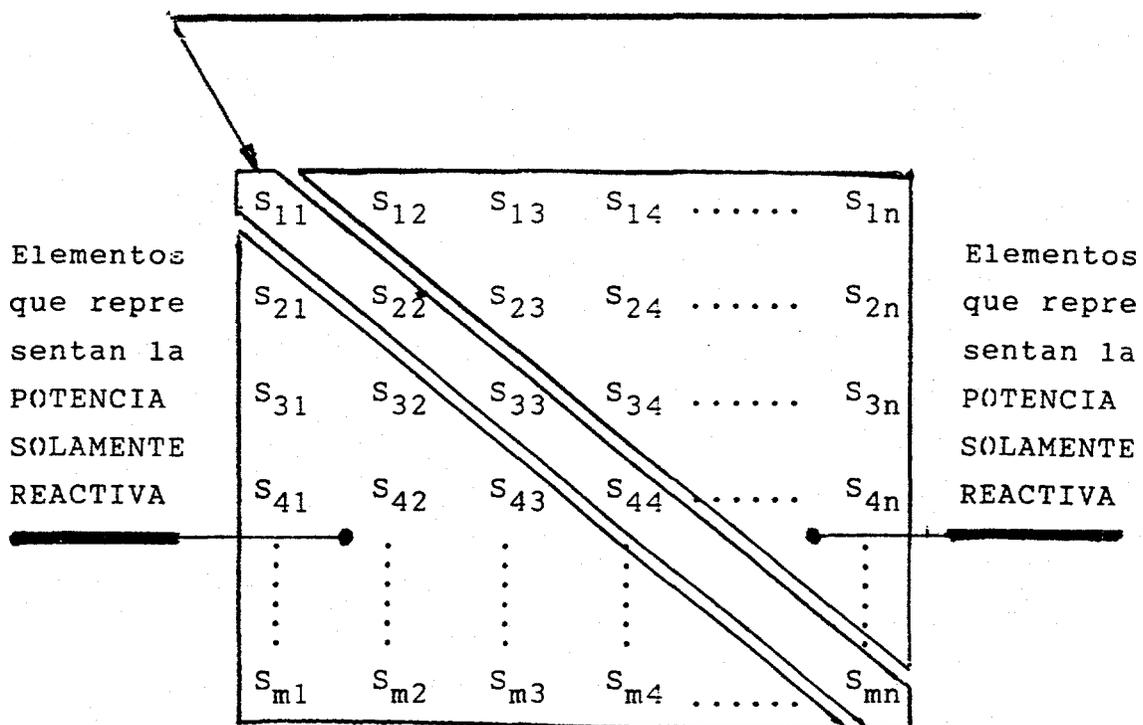


Fig. 2. Carácter y distribución de las diferentes potencias.

Para un análisis más profundo es mejor repartir la "Matriz" a más partes para poder abarcar diferentes situaciones.

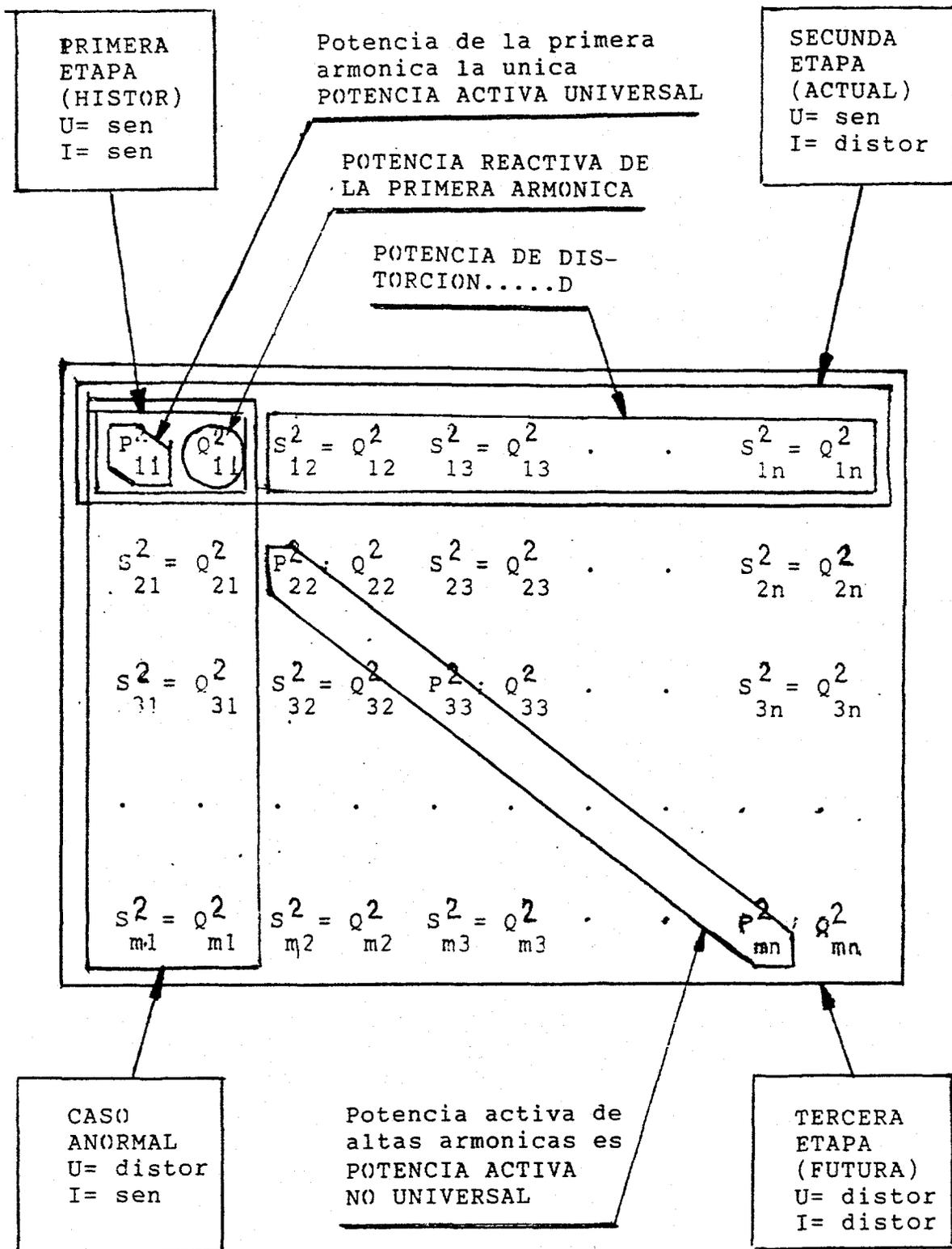


Fig. 3. La "Matriz" repartida a las partes interesantes.

De la figura 3. se puede ver que la "Matriz" se esta extendiendo según número de armónicas, de tensión y de corriente y se esta notando que con la distorsión se esta aumentando ante todo la potencia reactiva (no manejable) que siempre representa las pérdidas.

En la misma figura se pueden ver marcadas las zonas que abarcan los coeficientes de las diferentes etapas en la historia del empeoramiento de la calidad de la energía mencionados al principio de este artículo.

- a) La primera etapa (histórica-sin distorsión) esta representada solamente por el -- primer elemento S_{11} de la matriz.
- b) La segunda etapa (contemporánea-tensión todavía senoidal, corriente distorsionada) esta representada por el primer renglón de la misma.
- c) Tercera etapa (futura-tanto tensión como corriente distorsionada) esta representada por toda la matriz. Felizmente los coeficientes de la misma se estan disminuyendo notablemente hacia abajo y también a la derecha de la matriz.

La potencia activa universal P esta representada solamente por el coeficiente P_{11} de la primera armónica del primer elemento de la matriz.

La potencia activa de altas armónicas P_k ya no se puede considerar como universal porque en algunos consumidores (motores de inducción) provoca solamente las pérdidas térmicas sin aumentar la potencia en el eje, mientras que para los otros (hornos eléctricos) la misma potencia puede ser considerada como activa.

6.- CONSECUENCIAS.

La complejidad de la situación provoca varias consecuencias.

La primera es que se esta notando la necesidad de crear las nuevas normas para la definición, medición y evaluación de diferentes partes de las potencias.

La segunda consecuencia es que se deben desarrollar los nuevos sensores computacionales por que son los únicos que pueden dar respuesta exacta a lo que toca a diferentes componentes de las potencias en el transporte de la energía y que al fin posibilitan a reducir las pérdidas al mínimo.

La tercera consecuencia va ser la discrepancia entre productores y consumidores de la energía lo que toca a los pagos de diferentes partes de la misma.

La cuarta consecuencia es que teniendo la información detallada sobre la magnitud de componentes que forman las pérdidas se va iniciar el gran esfuerzo para su eliminación.

7.- CONCLUSIONES.

El artículo tuvo como el fin de dar una supervisión simple sobre los componentes de diferentes potencias que se pueden aparecer en las redes distorsionadas.

En este artículo se analizan los casos monofásicos omitiendo la explicación de todas las consecuencias adicionales en caso de la red trifásica.

8.- BIBLIOGRAFIA.

- [1] Gilberto Enriquez Harper: Análisis Moderno de Sistemas Eléctricos de Potencia, Editorial Limusa, 1992.
- [2] William H. Hayt y Jack E. Kemmerly: Análisis de Circuitos en Ingeniería, Mc Graw Hill, 1988.
- [3] David E. Johnson, John L. Hilburn y Johnny R. Johnson: Análisis Básicos de Circuito Eléctricos, Prentice Hall, 1991.
- [4] E. J. Mastascusa: Computer-Assisted Network and System Analysis, John Wiley & Sons, 1988.

OPTIMIZACIÓN ENERGÉTICA EN SISTEMAS DE SECADO INDUSTRIAL.

Daniel Alarcón, Juan José Ambriz y Hernando Romero Paredes.

Área de Ingeniería en Recursos Energéticos

Departamento de Ingeniería de Procesos e Hidráulica

Universidad Autónoma Metropolitana-Iztapalapa.

A.P. 55-534, Iztapalapa, 09340, México, D.F. Tel. 724-46-44 y 45; fax: 724-49-00

RESUMEN.

El secado de productos, entendido como la extracción de agua o humedad en exceso, hasta niveles adecuados para su conservación o presentación final, demanda una gran cantidad de energéticos, principalmente de origen fósil. No obstante, desde el punto de vista de la eficiencia energética, el quemar combustible a muy alta temperatura para emplearlos a una muy baja representa un dispendio energético impresionante, lo cual puede ser claramente establecido mediante el balance energético y exergético de dichas instalaciones de secado.

En el presente estudio se presenta la metodología de análisis energético de sistemas industriales de secado y se aplica a distintos casos prácticos. Se evalúa la eficiencia total del sistema y las pérdidas por cada concepto. Con la finalidad de obtener los potenciales de ahorro de energía.

1. INTRODUCCIÓN.

El proceso de secado, desde un punto de vista industrial, hace referencia a toda aquella acción que tiene como objetivo retirar una cierta cantidad de humedad de un material, mediante procesos de transferencia de calor y de masa. El secado se considera una de las tres operaciones energéticas elementales y una de las operaciones térmicas básicas en el campo de la industria.

El secado es utilizado en la mayoría de los procesos industriales donde se procesan sólidos. Es una de las operaciones principales en la fabricación de productos químicos, industrias madereras, de cerámica, alimentos, papelera y textil, etc. El costo del proceso de secado representa con frecuencia un porcentaje considerable de los costos en la elaboración de un producto.

De la revisión a los procesos que se llevan a cabo en la industria, se puede concluir que los secadores industriales de sólidos representan la mayor intensidad energética de las operaciones unitarias.

Existen diferentes razones por las cuales se efectúa el secado. Estas razones van desde que el agua representa un inconveniente en una operación de la elaboración de un cierto producto, hasta el de facilitar su manejo para su transportación, etc.

De los estudios realizados en relación con el proceso de secado, se ha obtenido que para un país medianamente desarrollado este proceso absorbe en promedio entre el 4 y 5% de la energía total consumida en el país, cantidad que equivale entre el 10 y 11% de la energía total consumida en la industria. Lógicamente, la incidencia del consumo energético del secado varía notablemente dependiendo del tipo de industria. A continuación se muestra una tabla con la incidencia energética del proceso de secado en diferentes industrias.

TABLA 1. ENERGÍA USADA PARA EL SECADO

| INDUSTRIA | % DE INCIDENCIA |
|----------------------|-----------------|
| Maderera | 27 |
| Agricultura | 12 |
| Cemento | 30 |
| Mat. de Construcción | 11 |
| Textil | 5 |
| Papelera | 33 |
| Alimenticia | 12 |
| Cerámica | 11 |

2. TIPOS DE SECADORES.

Los equipos secadores se clasifican en secadores directos e indirectos.

En los primeros el secado se efectúa por transferencia de calor por convección entre los gases calientes y el material mojado; en este caso el flujo del agente de secado extrae el líquido vaporizado del material. Otro punto importante es que el secador directo consume más combustible por kilogramo de agua evaporada mientras más bajo sea el contenido de humedad.

Los secadores indirectos son aquellos en los que la extracción de vapor se efectúa por otro método que no sea el antes citado. En esta división entran los secadores dieléctricos, por radiación infrarroja, etc.

3. PRINCIPIOS DE SECADO.

Cuando un material sólido se seca, ocurren dos procesos fundamentales y simultáneos:

- a) Transferencia de calor, el cual su acción principal es la evaporación del líquido internado en el material sólido a secar.
- b) Transferencia de masa, la masa se transfiere durante el secado en forma de líquido o vapor dentro del sólido, y como vapor que se desprende en las superficies expuestas.

Puesto que el secado es una operación de contacto entre gases y sólidos la transmisión de calor y masa se desarrolla en las superficies de estos últimos. Se puede esperar entonces una máxima eficiencia de proceso con una máxima exposición de la superficie de los sólidos a la fase gaseosa.

En general, en cualquier proceso de secado, se distinguen tres diferentes velocidades de secado, como se observa en la figura 1.

Período de arranque.

Durante este período la velocidad de secado comienza a aumentar hasta llegar a un cierto contenido de humedad, el cual corresponde a la humedad de la saturación de la superficie del sólido a secar (1-2).

Período de velocidad constante.

En este lapso el secado se efectúa debido a la difusión de vapor desde la superficie saturada del material hacia el medio que lo rodea. La superficie del sólido a secar se mantiene saturada y la velocidad de secado es controlada por medio de la velocidad de transmisión de calor a la superficie de evaporación. Mientras esto sucede la temperatura de la superficie saturada del sólido permanece constante. Si la transferencia de calor se realiza primordialmente por convección la temperatura se acerca a la temperatura de bulbo húmedo y el mecanismo de evaporación es el mismo que se tendría en un estanque de agua, independientemente de la naturaleza del sólido a secar (2-3).

Período de velocidad decreciente.

Este período se da al concluir el período de velocidad constante que es cuando el material llega a un cierto contenido de humedad denominada humedad crítica. Generalmente este período es el más largo, ya que se necesita una mayor energía para transferir la humedad desde el interior del sólido a la superficie de evaporación (3-4).

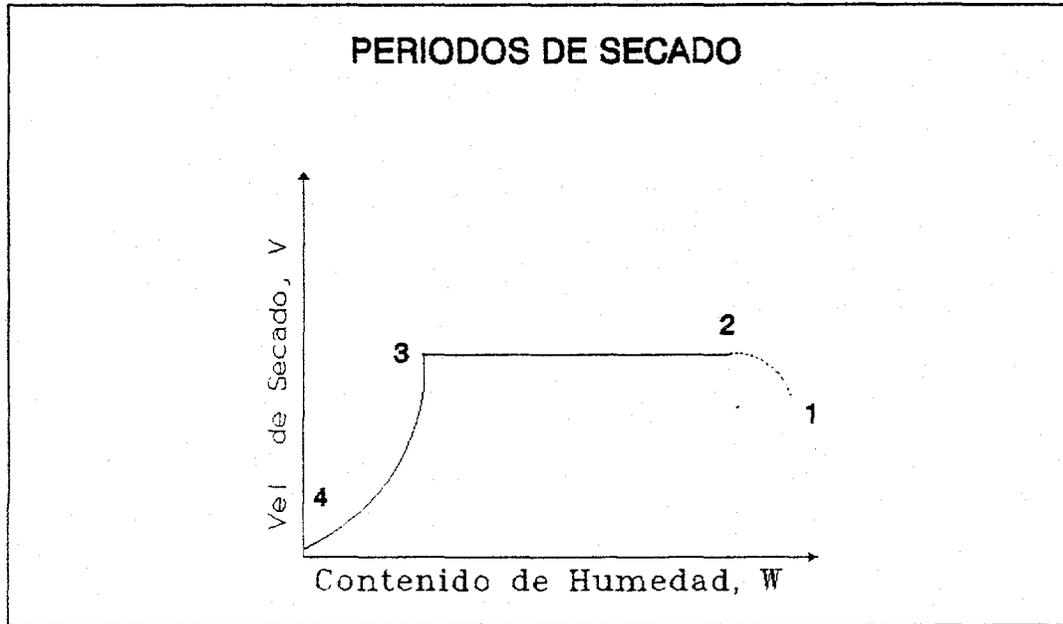


Fig. 1 Gráfica de velocidad de secado en función del contenido de humedad.

4. APLICACIÓN DE METODOLOGÍA DE DIAGNÓSTICO ENERGÉTICO A SECADORES DIRECTOS EVAPORATIVOS.

Los secadores evaporadores de agua por convección, representan la aplicación más común y de mayores requerimientos energéticos, además de una eficiencia de secado muy baja.

Para el desarrollo del análisis metodológica se supone un secado isoentálpico, es decir, que la energía calorífica aportada por la corriente de aire caliente es exactamente igual a la requerida para la evaporación del agua en el material. Esto hace que el aire caliente y seco va haciendo una doble función: primero va transfiriendo calor al material a secar y, segundo, sirve para retirar el agua que le transfirió el material, por lo cual, al salir, tiene una disminución de la temperatura y un aumento en su humedad relativa. Este aire contiene aún una cantidad importante de calor, lo que repercute económicamente a la industria, ya que una gran parte de la energía que se utilizó para calentar el aire se va hacia la atmósfera.

Los datos mínimos que se necesitan para calcular el rendimiento de un secador son:

- a) Contenido de humedad del sólido al inicio y al final.
- b) Temperaturas del gas o agente de secado, en la entrada y la salida del secador.
- c) Temperaturas del material en la entrada y la salida.
- d) Tasa de alimentación de material.
- e) Velocidad del agente de secado.
- f) Humedades en la entrada y la salida del agente de secado.
- g) Tiempo de retención en el secador.
- h) Tasa de consumo de combustible.

En la figura 2 se muestra un balance de energía y materia aplicado a un secador continuo evaporativo por convección.

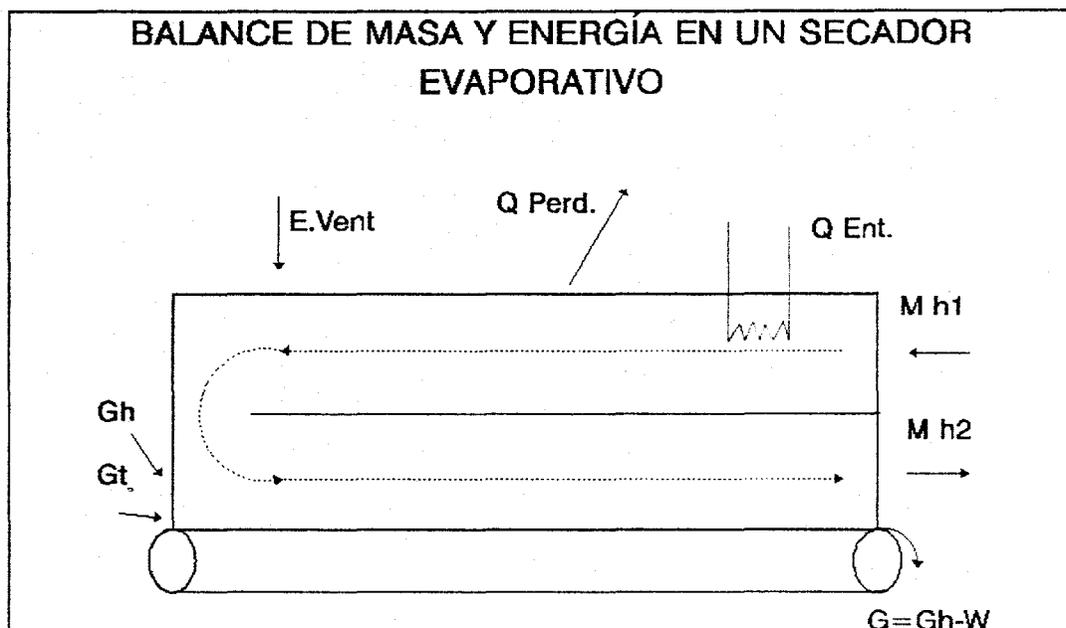


Fig.2 Balance de energía y materia para un secador continuo.

En donde:

E. Vent. representa la energía del ventilador para facilitar la circulación del flujo de aire de secado.

Q. Perd. -Es la energía perdida por radiación.

Q. Ent. -Es la energía utilizada para calentar el flujo de aire.

Mh1. -Es la energía que entra con la corriente de aire del ambiente.

Mh2. -Representa la energía que sale del secador con la corriente de aire.

Gh. -Es la cantidad de material húmedo a secar, el cual lleva un calor de entrada.

Gt. -Es la cantidad de material del transportador, que lleva asociado una cierta cantidad de calor

En la tabla 2 se muestran los resultados obtenidos del balance de energía al secador evaporativo. Se puede observar que la energía requerida para la evaporación de la humedad y la energía arrastrada por la salida de la corriente de aire es la que demanda la mayor cantidad de energía. A continuación se presentan los resultados de una evaluación energética realizada a un secador por convección típico. Nótese que en las pérdidas de la cámara de secado van implícitas las pérdidas por convección, considerando que el secador no tiene aislante.

TABLA 2. BALANCE ENERGÉTICO PARA UN SECADOR EVAPORATIVOS POR CONVECCIÓN.

| Circunstancia | kcal/hr | Porcentaje |
|------------------|----------------|------------|
| Evaporación | 375,525 | 42.6 |
| Aire de Salida | 239,715 | 27.2 |
| Cámara de Secado | 159,810 | 18.1 |
| Radiación | 49,900 | 5.7 |
| Transportador | 43,800 | 4.9 |
| Ventiladores | 13,300 | 1.5 |
| Total | 882,050 | 100 |

La *eficiencia térmica* de un secador (η), puede ser descrita por la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{\text{Energía Requerida para la evaporación}}{\text{Energía total proporcionada al secador}} \dots\dots(1)$$

en este caso para el secador por convección típico se tendría 42.6 % de eficiencia.

De estudios realizados en 1985 en Estados Unidos, se observó que los secadores evaporativos (flash, rotatorio, de horno y de lecho fluidizado, representan cerca del 80% del consumo de energía total de todos los tipos de secadores.

4.1. Factores que afectan la eficiencia del secado.

a) Tiempos de residencia en el secador.

Al disminuir la cantidad de humedad a evaporar, también disminuye el tiempo de secado. Otra opción de disminuir el tiempo de secado es la de aumentar la temperatura del aire y así se tenga un incremento en la tasa de transferencia del calor necesaria para evaporar la humedad del material a secar. Se debe de tener cuidado de que la temperatura del aire no sea demasiado alta, ya que puede ocasionar daños al producto a secar.

b) Relación entre el contenido de humedad del producto y el consumo energético.

Independientemente del material a secar es muy importante la determinación de la humedad crítica y de la humedad de equilibrio para definir las condiciones de almacenamiento, las cuales pueden variar desde condiciones atmosféricas normales hasta atmósferas controladas.

El cálculo de estos períodos es muy complejo pero necesario pues permite conocer con exactitud

los requerimientos energéticos, en cada momento, para así evitar el deterioro del producto y el derroche de energía.

En general, la tasa de secado óptima será la máxima posible que cree gradientes de humedad interior que no deterioren el producto. Debido a lo anterior se llega a que las humedades óptimas de entrada y salida de material en un secador se encuentran cuando secamos lo menos posible.

c) Humedad inicial óptima.

El contenido de humedad inicial de entrada al secador será el mínimo posible, lo cual implica que el producto debe de secarse por otros medios antes de introducirlo al secador. Para ello hay que evitar humedecimientos previos de cualquier tipo.

Existen diferentes métodos de secado alternativos, los cuales, pueden disminuir el contenido de humedad de un material, antes de introducirlo a un secador de evaporación por convección. Estos métodos pueden ser el secado al aire libre, secado solar, secadores dieléctricos e incluso otro tipo de secador térmico, ya que comparativamente, su consumo energético es menor.

d) Humedad final óptima.

El secado puede considerarse como exitoso cuando el contenido del material que sale del secador se ha reducido lo suficiente como para que éste pueda pasar a otros procesos o para que el producto pueda salir de la planta inmediatamente. Debido a esto, en algunas ocasiones se pueden encontrar factores de seguridad, que conducen a un sobrecado; por ejemplo, en la industria textil, un secado insuficiente puede provocar la germinación de esporas, lo que a su vez crea problemas en el siguiente proceso de producción.

Como se mencionó anteriormente, no tiene caso secar más allá del contenido de humedad de equilibrio, ya que el material tiende a recuperar humedad hasta que se estabilice con la atmósfera que lo rodea. La humedad óptima de salida es la humedad de equilibrio del material con la atmósfera donde se va a almacenar, en caso de que sea un proceso de acabado. Si el material pasa a otro proceso, la humedad óptima de salida va a estar en función a la máxima humedad permisible en el siguiente proceso.

Existen en la literatura, diferentes datos de la humedad de equilibrio para los más variados materiales, tal como la mostrada en la tabla 3.

Es muy importante recordar que la humedad de equilibrio de un material varía de acuerdo a las condiciones atmosféricas que lo rodean, en especial con la humedad relativa. Con ayuda de ésta información se determina la humedad de salida.

La aplicación de la medida propuesta, de secar el producto hasta su humedad de equilibrio, reduce el consumo de combustible, mejora el control y acelera la producción, calidad y uniformidad de secado del producto.

**TABLA 3. HUMEDADES DE EQUILIBRIO EN (% PESO SECO)
PARA DIFERENTES MATERIALES.**

| Material | Humedad Relativa (%) | | | | |
|------------------|----------------------|------|------|------|-------|
| | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 |
| Algodón | 3.5 | 4.5 | 6 | 7 | 7.5 |
| Jabón | 4 | 5 | 6.5 | 8 | 10.5 |
| Madera | 4.5 | 6 | 7.25 | 9 | 11.25 |
| Asbesto | 0.7 | 0.8 | 0.9 | 0.95 | 1 |
| Cuero | 11.5 | 13.5 | 15 | 16 | 17.5 |
| Pegamento Blanco | 5 | 6 | 6.75 | 7.5 | 8.6 |

e) Flujo óptimo de aire.

La optimización del flujo requerido de aire es importante, puesto que es el encargado de extraer su humedad. Debido a esto, la temperatura inicial de la corriente de aire desciende, conforme avanza en el secador. A lo largo de su recorrido en el secador, el aire aumenta su humedad relativa. Para un proceso de secado ideal, esta humedad relativa debe de ser lo más próxima posible a la humedad de saturación. En un proceso eficiente y dado que la circulación de aire implica un costo, es necesario determinar el flujo de aire óptimo para secar el producto, en el menor tiempo posible el cual va a depender de la naturaleza del producto, tipo de secador, etc.

Si se conocen las temperaturas existentes en diversos puntos del secador, podemos determinar aproximadamente que tan correctamente está trabajando la corriente de aire de entrada. La corriente de aire de secado óptima será alcanzada cuando en el punto final del secador, la humedad del aire sea cercana a la humedad de saturación. Esto corresponderá cuando la temperatura en la salida del secador, sea igual a la temperatura de bulbo húmedo correspondiente a las condiciones de la temperatura del flujo de aire y de humedad iniciales en la entrada del secador. Basándose en lo anterior, se propone la siguiente expresión para expresar que tan eficiente es el flujo de aire inicial:

$$\frac{T_{bs} - T_s}{T_{bs} - T_{bh}} \dots\dots\dots(2)$$

en donde:

T_{bs} = temperatura de bulbo seco de la corriente de aire de entrada, °C

T_{bh} = temperatura de bulbo húmedo de la corriente de aire, correspondiente a las condiciones de la humedad relativa y T_{bs} , °C.

T_s = temperatura de salida en el secador, °C.

Si en los puntos intermedios el aire tiene una temperatura próxima a la temperatura de bulbo húmedo correspondiente a la temperatura de entrada, quiere decir que el flujo de aire utilizado no es el suficiente, ya que se está saturando antes de la salida del secador.

En el caso de que la temperatura disminuyese progresivamente a lo largo del túnel de secado, pero no experimente un apreciable descenso de la temperatura, significa que el flujo de aire es excesivo, lo cual representa pérdidas apreciables, ya que se requiere energía para hacerlo circular por medio de ventiladores y la energía térmica se pierde debido a que sale del secador con alta temperatura.

Además del ahorro que se puede obtener por reducción del uso de combustible, la potencia eléctrica requerida por los ventiladores del equipo será menor. El volumen de aire utilizado en un secador es proporcional al consumo de combustible usado; es calentado, aumenta la temperatura de la cámara de secado. Si el secador es operado por debajo de su capacidad máxima o si el material a secar tiene un contenido de humedad menor al promedio, se debe controlar el quemador para reducir el flujo de combustible.

4.2. Otras Alternativas de ahorro de energía

a) Utilización de otro tipo de secador más eficiente.

Debido a sus altos requerimientos energéticos, no debe adoptarse o incrementarse el uso de este tipo de secador cuando sea posible utilizar otros métodos de secado, tales como secadores por separación mecánica. Estos equipos generalmente requieren de una cantidad de energía substancialmente menor.

b) Efecto de la recirculación del aire de secado.

Como con muchos productos no es posible trabajar con altas temperaturas de aire de entrada debido a que se deteriorarían, se emplean otros procedimientos con el fin de incrementar la eficiencia térmica, consistentes en volver a calentar parte del aire y recircularlo a través del secador.

Supóngase un secador con recirculación, de tal forma que por cada unidad de masa de aire seco que pasa por el secador se recircula x unidades de masa de aire seco. De este modo, la eficiencia teórica es:

$$E = \frac{T_1 - T_2}{(T_1 - T_2) + (1-x)(T_2 - T_a)} \dots\dots\dots(3)$$

en donde:

T_1 = Temperatura de entrada de la corriente de aire, °C

T_2 = Temperatura de salida de la corriente de aire, °C

x = Fracción de retorno de la corriente de aire.

T_a = Temperatura del ambiente, °C.

En algunos casos, el contenido de humedad en el aire de salida de un equipo de secado es alto debido a la humedad absorbida del material a procesar, por lo tanto, no se puede reutilizar en el secador sin antes aplicarle un tratamiento de deshumidificación.

Una alternativa a este problema es aprovechar este calor de salida mediante el uso de equipos recuperadores.

Al igual que en otros sistemas térmicos, se debe revisar la temperatura de los gases de escape, pues una temperatura muy alta significa que se está desperdiciando calor.

c) Uso de intercambiadores de calor.

La recuperación de calor de los sólidos requiere de operaciones de intercambio de calor sólido-gas o sólido-líquido en el cual este gas o líquido puede ser usado de nuevo en el proceso de secado.

Los balances de masa y de energía y los costos de beneficio evaluados, deberán realizarse cuidadosamente, debido a que el potencial de recuperación de calor es limitado considerando que la temperatura del sólido deberá ser cercana a la temperatura de bulbo húmedo de la corriente de aire de secado.

d) Uso de bombas de calor.

Otro acercamiento hacia el ahorro de energía es el uso de bombas de calor para remover calor de las corrientes de aire de salida y regresarlo al sistema. La aplicación de las bombas de calor al secado es, normalmente atractiva. Este tipo de máquinas toman un bajo grado de energía (a baja temperatura) y, debido a la entrada de trabajo, hacen que la energía recuperada sea de mayor grado, a mayor temperatura.

El tipo más común de bombas de calor utilizan el principio del ciclo Rankine, tal como en refrigeración (fig. 2) en el cual, el fluido es evaporado en el intercambiador de calor (evaporador), por la corriente que sale del secador a una temperatura T_1 ; posteriormente es comprimido y después es condensado a una alta presión y temperatura en otro intercambiador de calor (condensador); de esta forma el fluido desprenderá calor a una alta temperatura T_2 , para después expandirlo adiabáticamente a baja presión y, de esta manera, cerrar el ciclo.

El sistema mostrado en la fig. 3 es llamado deshumidificador de bomba de calor, en donde el aire exhausto del secador es enfriado por abajo de su punto de rocío hasta obtener agua condensada. El calor latente recuperado es retirado por el fluido de trabajo, el cual es evaporado, y después de una compresión es condensado en el segundo intercambiador de la

bomba de calor a una alta temperatura. El aire de salida del secador, ya deshumidificado, es pasado ahora a través del condensador y aumenta su temperatura antes de reciclarlo de nuevo al secador.

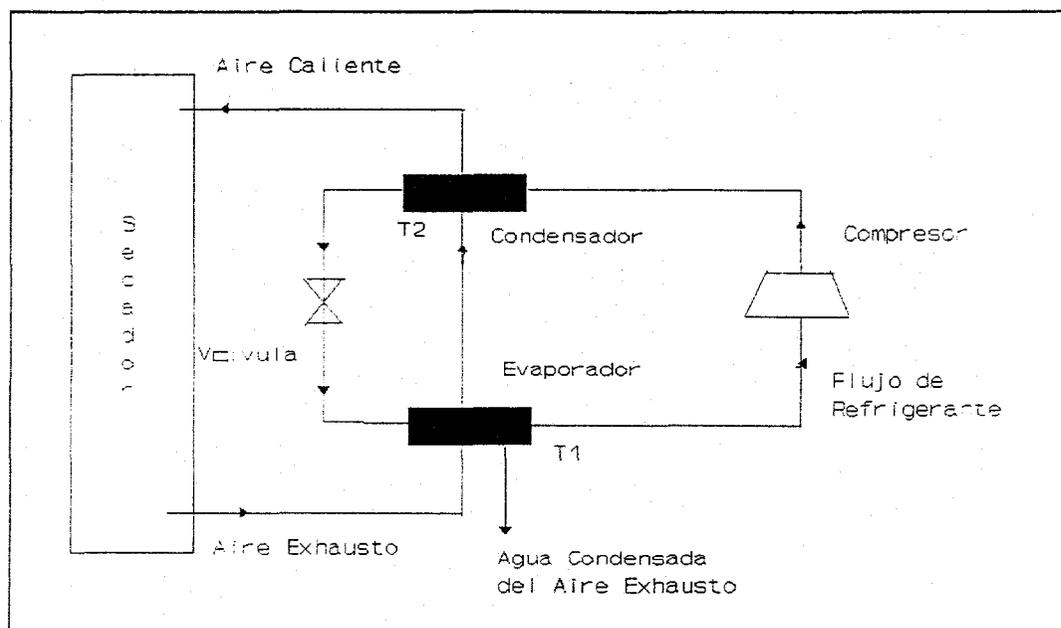


Fig. 3 Bomba de calor con deshumidificador.

e) Uso de aislantes.

Como en la mayoría de los casos en donde se utiliza energía térmica, las pérdidas por radiación y convección en los equipos de secado, representa una disipación de energía que podemos evitar mediante el uso de aislantes.

5. APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA.

Tomando como ejemplo una industria maderera, se obtuvo la siguiente información:

Humedad inicial (H_1) = 40 % (en peso húmedo)

Humedad final (H_2) = 5 % (en peso húmedo)

Temperatura inicial de la madera (T_1) = 19°C

Temperatura de evaporación = 95°C

Material Procesado = 24,285 kg/día

Entonces, el calor necesario para evaporar el agua contenida en la madera:

$$(Q_a) = \text{Calor para elevar la temperatura de madera húmeda } (Q_c) \\ + \text{ Calor para evaporar agua } (Q_v)$$

$24285 * 0.4 = 9,714$ kg de agua y $14,571$ kg de madera seca

$$Q_c = 9,714 * 1 * (95-19) = 738,264 \text{ kcal/d} +$$

$$14,571 * 0.38 * (95-19) = 420,810 \text{ kcal/d}$$

$$Q_c = 1,159,075 \text{ kcal/día}$$

Ahora se calcula la cantidad de agua evaporada:

$$y_1 = 0.4/1-0.4 = 0.666 \text{ kg de agua/kg mad. seca}$$

$$y_2 = 0.0526 \text{ kg de agua/kg mad. seca}$$

Entonces, el agua evaporada es:

$$= 14,571 * (.666 - .0526) = 8,939 \text{ kg}$$

Multiplicando el agua evaporada el calor de vaporización:

$$= 8,939 * 542$$

$$= 4,849,316 \text{ kcal/d}$$

$$Q_v = 4,849,316 \text{ kcal/d}$$

Entonces, el calor total requerido para evaporar el agua es de:

$$Q_a = 6,008,406 \text{ kcal/día.}$$

Humedad inicial óptima.

De un estudio se determinó que mediante un presecado al aire libre era posible disminuir la humedad inicial de la madera a un 35% sin alterar la producción. Realizando nuevamente el cálculo anterior pero ahora con la humedad inicial propuesta se obtienen los resultados reportados en la tabla 5.

Humedad final óptima.

De datos obtenidos en el mes de octubre, se tiene una humedad relativa del aire de 57%. Con la ayuda de información de humedades de equilibrio para madera se obtuvo un valor de humedad de equilibrio de 10.5% (en peso húmedo). Aplicando el mismo cálculo anterior, pero ahora considerando la humedad de equilibrio como la final, se obtuvieron los resultados mostrados en la tabla 5. Cabe hacer notar que este ahorro puede ser mayor considerando que para un secador evaporativo, entre menor sea el contenido de humedad en el material a secar es mayor la cantidad de calor necesaria para evaporarla.

Recirculación de aire.

Para analizar la influencia de la recirculación sobre la eficiencia se consideró que el cual el aire ambiente entra al calentador a 15°C y humedad relativa de 57%, ahí alcanza los 160°C. A la

salida del secador se encuentra a 98°C. En la tabla 4 se expresa la eficiencia térmica correspondiente a diferentes circulaciones.

TABLA 4. VARIACIÓN DE LA EFICIENCIA CON LA RECIRCULACIÓN DE AIRE.

| Recirculación | Eficiencia(%) |
|---------------|---------------|
| 0,0 | 42,6 |
| 0,3 | 51,6 |
| 0,5 | 60 |
| 0,7 | 71,3 |

Uso de aislamiento.

Para la aplicación de esta alternativa se obtuvo la siguiente información:

Temperatura de superficie = 130°C

Temperatura del ambiente = 15°C

Superficie = 210 m²

Con los datos de emisividades, de los coeficientes de transferencia por convección para secadores evaporativos y la ayuda de la ecuación 4 se calcula la cantidad de calor perdido por las paredes:

$$Q = UA(T_s - T_a) + \sigma A \epsilon (T_1^4 - T_2^4) \dots (4)$$

donde:

T_s = Temperatura de la superficie del secador, °C.

T_a = Temperatura de los alrededores, °C.

ϵ = Constante de emisividad.

σ = Constante de Stefan-Boltzman.

A = Superficie del secador, m².

U = Coeficiente de transferencia global, kcal/h.m².°C.

Entonces:

$$Q_p = 200,000 \text{ Kcal/hr}$$

Utilizando la misma fórmula pero considerando la capa de aislante propuesta, se obtienen los resultados mostrados en la tabla 5.

TABLA 5. RESULTADOS FINALES¹

| MEDIDA | % DE AHORRO DE ENERGÍA | AHORRO (kg/AÑO) |
|---------------|------------------------|-----------------|
| H. INICIAL | 8.4 | 49,090 |
| H. FINAL | 4 | 19,418 |
| RECIRCULACION | 7.9 | 29,121 |
| AISLANTE | 17 | 125,672 |

6. CONCLUSIONES.

Los ahorros potenciales de energía en los equipos de secado son importantes ya que representan una parte considerable de la energía utilizada en la industria, no obstante, esta operación unitaria básica ha sido muy descuidada, por lo que en un futuro se deberá enfocar con mayor énfasis a estudios de ahorro de energía hacia el proceso de secado.

El método de análisis energético propuesto en este trabajo es lo suficientemente exacto para generar información sobre las oportunidades de ahorro de energía en los dispositivos analizados.

7. REFERENCIAS.

- [1] Uso Eficiente de la Energía en la Industria.
David A. Reay.
Internacional Research and Development Co. Ltd.
Pergamon Press.
Newcastle-Upon-Tyne, England, 1982.
- [2] Técnicas de Conservación Energética en la Industria.
Instituto para la Diversificación y Ahorro de Energía.
Ministerio de Industria y Energía.
Madrid, España, 1985.
- [3] Manual de Eficiencia Energética Térmica en la Industria.
Centro para el Ahorro y Desarrollo Energético y Minero.
Grupo Eve. Bilbao, España.
- [4] Handbook of Industrial Drying.
Aruns J. Mujumdar.
Marcel Dekker Incorporation. E.U.A., 1987.

¹ Para el ahorro de combustible, se consideró el poder calorífico del combustóleo.

CONSUMO DE ENERGIA Y USO DE AISLAMIENTOS TERMICOS UN ANALISIS COMPARATIVO DE TENDENCIAS EN EL TIEMPO

Ing. Luis Felipe Ordóñez C.
Director Técnico
Aislantes Minerales, S.A. de C.V.

RESUMEN:

A base de realizar observaciones y comparaciones del comportamiento de las tendencias de cambio en crecimiento poblacional, Producto Interno Bruto y consumo de energía, se puede analizar si las tendencias de ahorro de energía en México son positivas y son semejantes a las tendencias en el consumo de aislamientos térmicos y a cifras semejantes de otros países. El análisis de estas cifras nos permiten detectar si se pueden correlacionar los esfuerzos de ahorro de energía con el consumo de aislamientos térmicos y con el nivel de vida de un país (determinado por su ingreso per cápita), y establecer un índice futuro de efectividad de conservación de energía por el uso adecuado de materiales de espesor económico. El Índice propuesto en esta ponencia sirve este propósito y nos arroja resultados interesantes.

A lo largo de los años recientes y como resultado del cambio en el nivel de industrialización y de vida en México, el consumo de energéticos ha aumentado en proporción mayor al crecimiento de población, tomando como base las cifras de 1980. En ese mismo período, el producto interno bruto per cápita ha aumentado en proporción también ligeramente menor al crecimiento poblacional. Esto significa que la cifra de *Intensidad Energética*, definida como *la proporción de consumo de energéticos sobre el Producto Interno Bruto*, ha aumentado ligeramente en el mismo período en consideración, significando que el país se ha vuelto mas ineficiente en años recientes. Al mismo tiempo, la capacidad de producción de materiales aislantes térmicos ha permanecido constante desde 1980 hasta principios de 1994. Esto compara desfavorablemente con todos los países desarrollados, en los cuales la intensidad energética ha disminuido considerablemente en los últimos años, al tiempo que la producción de materiales aislantes térmicos ha crecido a un ritmo de proporciones semejantes.

ANTECEDENTES:

En México, como en otras naciones y en especial en los países desarrollados, se están realizando esfuerzos para lograr eficientar el uso de energéticos en todas las áreas de la economía nacional. En especial, se pone énfasis en la reducción y posible eliminación de los desperdicios e ineficiencias de los procesos. Precisamente con este tema y especialidad, es que el uso de *aislamientos térmicos* destacan de manera notable; **"la reducción de los desperdicios de energía, restringiendo la conducción a desecho por la disipación del calor desde las superficies envolventes de edificios, casas, tuberías, equipos industriales y otros"**.

Este concepto, muy reconocido internacionalmente, ha provocado que en todos los países desarrollados existan *Normas y Reglamentos* de construcción residencial, comercial e industrial que *limitan los valores máximos permisibles de transferencia de energía a través de los sistemas constructivos*. En ellas se definen las resistencias térmicas de los elementos de envolvente de edificación y de cubierta de tuberías y equipos, para las distintas condiciones atmosféricas, de operación y de uso.

Los objetivos se miden en términos de

- Recursos **Energéticos** preservados
- Beneficio **Económico** resultante de estos ahorros (Nacional e Individualmente)
- Impacto **Ecológico** derivado del menor uso de combustibles

Las tres **E's** que se presentan como beneficios directos de la instalación de *Sistemas Aislantes de Espesor Económico y Calidad Confiable*, sobre tuberías y equipos en plantas industriales y en edificación.

Las metas se alcanzan a lo largo del tiempo, al cabo de la progresiva implementación y observación del público en el cumplimiento de las normas, en las nuevas edificaciones y construcciones de todo tipo.

Inicialmente, los preceptos de los reglamentos se ejecutan solo en las obras mas visibles, que si bien son las de mayor impacto ambiental en lo individual, no producen todo el beneficio esperado de la observancia de normas. Es por ello que los beneficios tardan varios años en poderse medir, hasta que el cumplimiento se convierta en una costumbre generalizada, como por un encanto gestado por los beneficios y el interés individuales, que resultan de los ahorros que impactan en lo específico a los dueños de las viviendas, las edificaciones y las instalaciones industriales.

Es así que el proceso de convencimiento, mas que de imposición, de acatar el contenido de una norma o reglamento, surge de los efectos de una adecuada instrucción y difusión de los beneficios resultantes de su aplicación. Rendimientos que van directo a los bolsillos de los inversionistas y finalmente a los números macroeconómicos de la nación.

Actualmente, México está viviendo un proceso de gran actividad en la elaboración y mejoramiento de las normas y reglamentos que afectan amplios sectores de la vida nacional. Estas normas, ya sean voluntarias u oficiales, apelan a un razonamiento justificatorio para su aceptación y contienen reflexiones sobre los motivos que convencen a los sectores de la sociedad afectados, de las bondades ciertas y comprobables de su observancia.

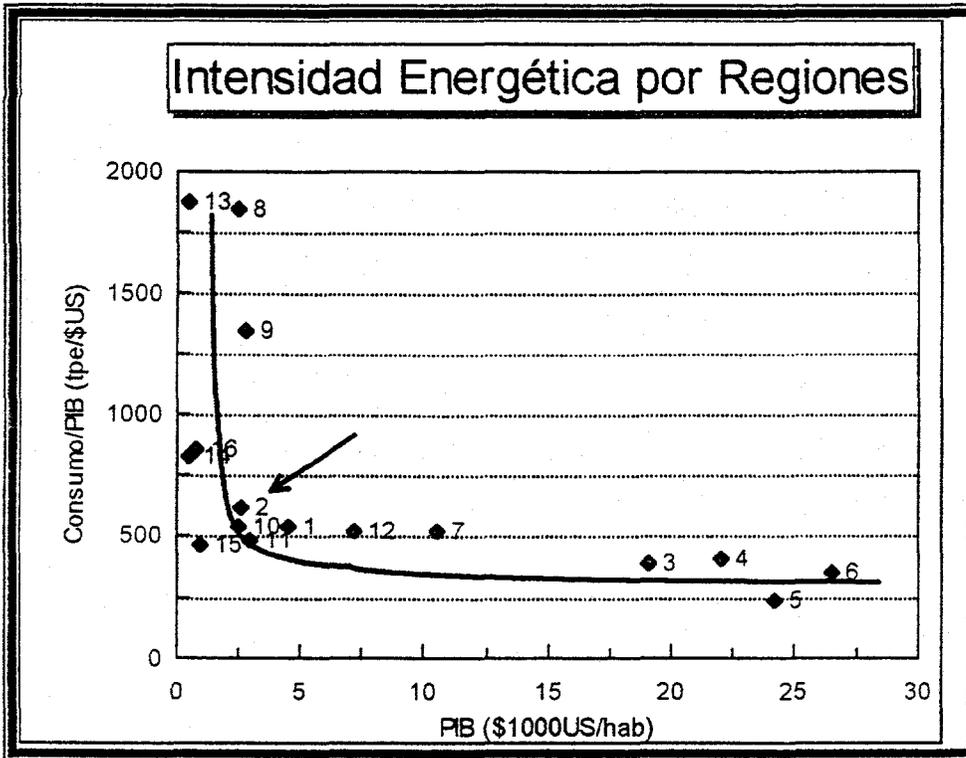
INDICES DE EVALUACION:

Existen muchos índices que se han utilizado para conocer la eficiencia energética de las naciones, sin embargo la definición de **Intensidad Energética** ha sumado muchos adeptos. La Comunidad Económica Europea ha fijado sus objetivos alrededor de este Índice. El Programa SAVE, "Acciones Específicas para una Vigorosa Eficiencia Energética" (Specific Actions for Vigorous Energy Efficiency), adoptado por el Consejo de la CCE en Octubre de 1991, reiteró su objetivo de eficiencia energética de "*reducir la demanda final de energía por unidad de PIB (Intensidad Energética) en 20%, a partir de las cifras de 1985, hacia el año 2005*". Así mismo, otras naciones desarrolladas tienen objetivos específicos en estos términos.

Las expectativas de emisiones contaminantes al aire, especialmente en lo referente a calentamiento atmosférico y gas CO₂, pueden estimarse con relación a estos índices. Así mismo, las apreciaciones sobre requerimientos de elementos técnicos y materiales necesarios para lograr este fin, pueden basarse sobre estos índices acompañados y sopesados con los índices de crecimiento poblacional y PIB, lo que a final de cuentas son los índices económicos básicos. Es pues normal esperar un aumento en la demanda de materiales aislantes térmicos, así como de otros productos básicos utilizados en el ahorro de energía, al reducirse el Índice de Intensidad Energética para un País.

INTENSIDAD ENERGÉTICA y la COMPETENCIA INTERNACIONAL:

En la Gráfica #1, se muestran los datos de Intensidad Energética promedio para distintas regiones del mundo, publicadas por la Comisión de la Comunidad Europea para el año 1991:



GRAFICA #1

Intensidad Energética y Desarrollo Económico en 1991 (tpe/MSUS)

- 1.- Mundo
- 2.- México
- 3.- Com. Econ. Europea
- 4.- E.U.A.
- 5.- Japón
- 6.- EFTA
- 7.- Resto del OECD
- 8.- Países antes URSS
- 9.- Europa Oriental
- 10.- Africa Norte
- 11.- América Latina
- 12.- Industr. Asiáticos
- 13.- China
- 14.- Otros Asia
- 15.- Medio Oriente
- 16.- Otros Africa

tpe = toneladas de petróleo equivalente = 10^7 Kcal.

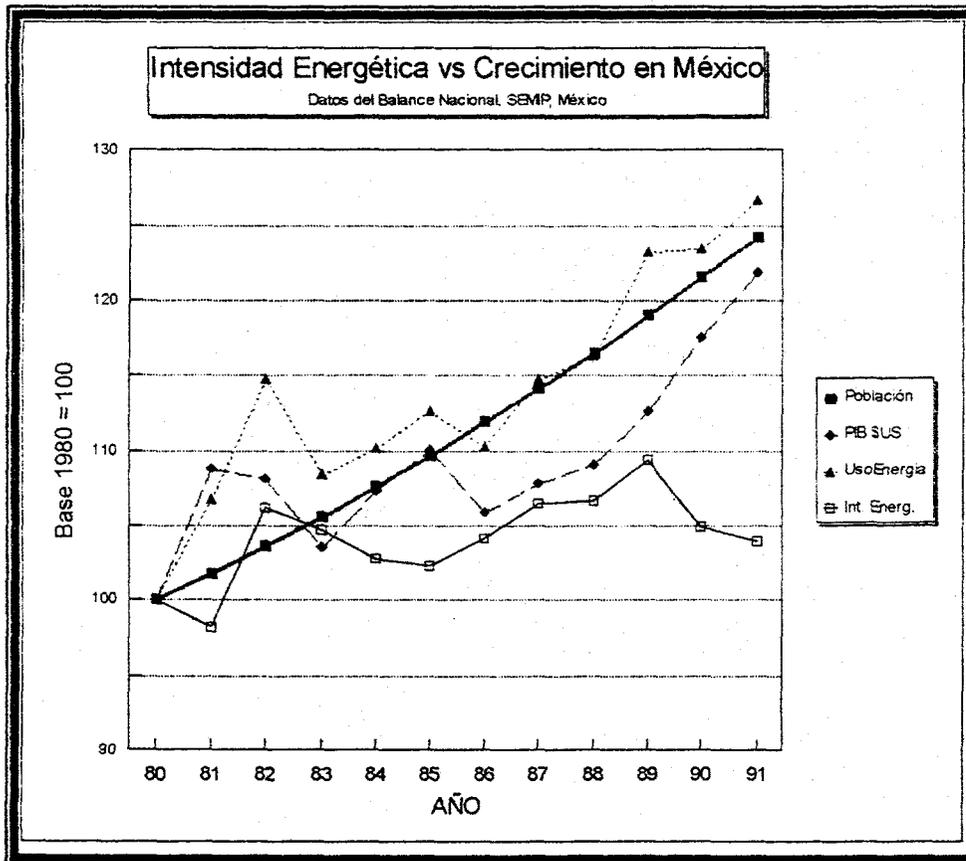
La gráfica muestra el comportamiento del valor de Intensidad Energética con respecto al PIB per cápita para las distintas regiones y países del mundo. Se observa que el caso de México queda situado cercano al promedio mundial, al resto de América Latina y a los países del norte de Africa. El valor de Intensidad Energética es varias veces inferior al mismo dato para los países mas ineficientes, en tanto que nuestro PIB per cápita es mayor en menor proporción. Al mismo tiempo, el valor de **Intensidad Energética es superior** al de los países desarrollados y ricos del mundo **en un 50%**, en tanto que el valor del PIB per cápita es ciertamente muchas veces menor.

México, para alcanzar los mas altos niveles de eficiencia energética que le permitan competir a nivel internacional, debe emprender planes ambiciosos de control en el consumo de energía en todas sus formas; para compensar con el crecimiento del índice de PIB per cápita (riqueza) multiplicado por la proporción que el Índice Energético actual es superior al de los países mas eficientes, con los que realizamos la mayor parte de nuestro comercio internacional.

Este esfuerzo no es tan grande como parece si los ahorros de energía se generalizan entre toda la población; resultado de la promoción de nuevas Normas y Reglamentos; acompañado de los esfuerzos de difusión e instrucción de los conceptos de ahorro de energía; además del convencimiento y demostración de que su aplicación es en beneficio directo de la economía de los inversionistas y los usuarios de los energéticos. Si todos los sectores y actores de la economía nacional hacen su parte por reducir los desperdicios y por mejorar los procesos de transformación y de aprovechamiento de los energéticos.

CONSUMO DE ENERGIA y el CRECIMIENTO EN MEXICO:

En la Gráfica #2 se observan las curvas que muestran el comportamiento que han tenido los índices económicos de México y su comparación con el índice de Intensidad Energética. Los datos provienen del "Balance Nacional de SEMIP, 1991".



GRAFICA #2

Las curvas representan los índices de variación, con respecto a la Base de 1980, de:

- Población (habs.)
- PIB (Total en \$US)
- Consumo Total de Energía (Petacalorías)
- Intensidad Energética (Petacalorías/PIB \$US)

El crecimiento Poblacional ha permanecido constante desde 1980, por lo que los índices de crecimiento muestran una recta. En este lapso el Producto Interno Bruto mostró grandes variaciones; crecimiento acelerado en 1981 para luego caer bruscamente hasta 1986, fecha a partir de la cual el PIB ha mostrado una clara, aunque lenta, tendencia de recuperación. Desafortunadamente en 1991, México aún no alcanzaba el mismo nivel de PIB per cápita de 1980. Sin embargo, el consumo de energía per cápita, cuyo comportamiento ha sido algo errático, ha superado el nivel de 1980.

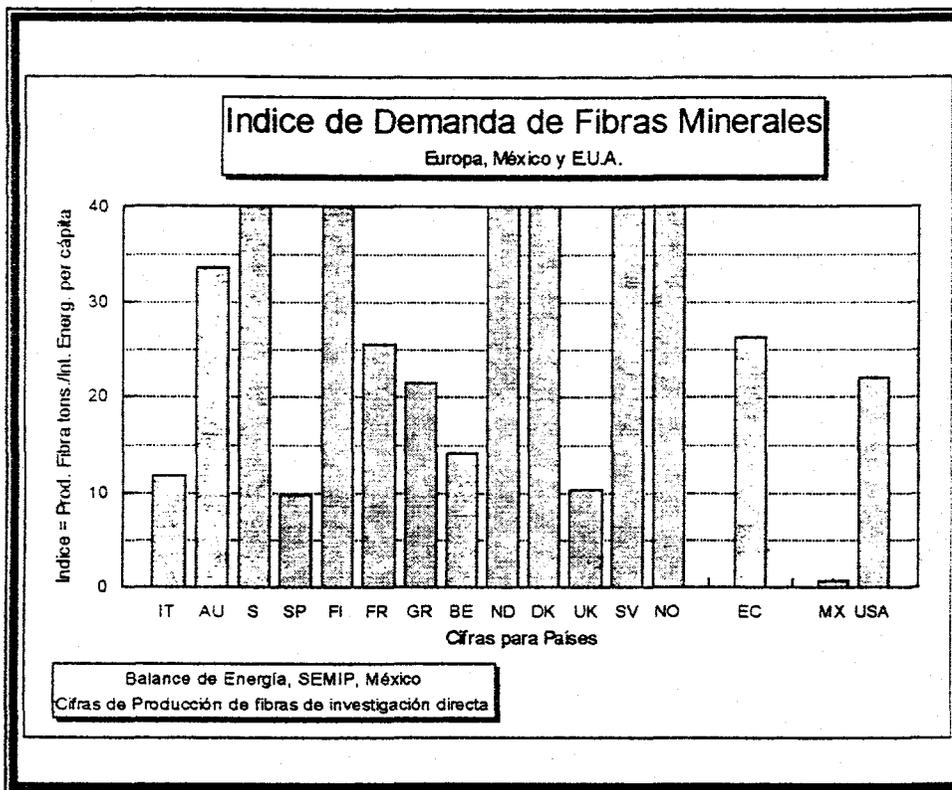
El resultado de la combinación de estas cifras económicas, un tanto cuanto desafortunado para los esfuerzos de eficiencia energética de nuestro país, ha sido que **el índice de Intensidad Energética para 1991 es mayor que para el año de 1980 en un 4%**. Vale la pena observar el hecho positivo que durante los últimos dos años, la tendencia fue en el sentido correcto; la disminución de su valor desde el nivel más alto alcanzado en el período de referencia.

Del cúmulo de acciones que en todos sentidos se están llevando a cabo por los sectores económicos del país, la elaboración de Normas y Reglamentos ocupan un lugar preponderante, al dispersar e involucrar el esfuerzo entre todos los usuarios y transformadores de energéticos en todo el territorio nacional.

PRODUCCION DE FIBRAS MINERALES AISLANTES:

Cualquiera pudiera pensar que en los países en los que el clima es mas extremo, la Intensidad Energética sería mayor a la de los países en los que no es necesario climatizar el ambiente de la vivienda, sin embargo esto no es cierto; aún a pesar que la mayor parte del consumo de energía está destinada precisamente a la climatización de la vivienda, el uso intenso de materiales aislantes térmicos de acuerdo con preceptos marcados por normas y reglamentos de construcción y de ahorro de energía, es el medio que permite a estas naciones a mantener un alto nivel de vida con un consumo controlado de energéticos.

La Gráfica #3 muestra este hecho de manera muy elocuente.



GRAFICA #3

Se calculó este Índice de Producción de Fibras Minerales Aislantes, para distintos países de Europa E.U.A. y México.

- IT - Italia
- AU - Austria
- S - Suiza
- SP - España
- FI - Finlandia
- FR - Francia
- GR - Alemania
- BE - Bélgica
- ND - Holanda
- DK - Dinamarca
- UK - Reino Unido
- SV - Suecia
- NO - Noruega
- EC - Comunidad Europea
- MX - México
- USA - E.U.A.

El Índice de Producción de Fibras Minerales se calcula dividiendo el tonelaje total de fibras minerales aislantes producidas en el país, entre la Intensidad Energética per cápita, en períodos anuales. De esta manera, se logra contrapesar el valor de producción de varios países comparados, por el tamaño de su población y su relativo consumo de energía, de forma que las cifras se pueden confrontar.

El valor para México (0.68) es, por ejemplo; casi 15 veces menor al valor para España (9.8), el mas cálido de los países europeos, 39 veces menor al promedio de Europa (26.37) y 32 veces menor al valor para Estados Unidos (22.03).

La producción tan escasa de aislamientos térmicos en México, es un factor mas para que el valor de Intensidad Energética sea alto. Es de esperarse que conforme aumente el uso de productos cuyo fin sea el de evitar las pérdidas de calor, mejorará la eficiencia en el uso de energéticos y, debido a que la mayor parte ellos provienen del uso de combustibles, los efectos de reducción de emisiones contaminantes serán también sumamente importantes.

CONCLUSIONES:

La década de los 80's fue muy desafortunada para la eficiencia energética de México. Fueron tiempos difíciles en muchos aspectos de la vida nacional, particularmente desde el punto de vista económico; las consecuencias fueron muy negativas al haber limitado la habilidad de los Mexicanos de realizar inversiones y gastos encaminados al ahorro en el consumo de combustibles y otros energéticos. Vivíamos la irrealidad del aislamiento económico con respecto a nuestros países vecinos y teníamos actitudes que nos relegaron con respecto a sus niveles de eficiencia y costo. El valor actual de la Intensidad Energética en México es cuando menos 50% superior al de nuestros socios comerciales, lo que significa que gastamos 50% mas en costo de energía para producir igual número de bienes y servicios. Desde el punto de vista de la fabricación de aislamientos térmicos, la capacidad instalada a nivel nacional no se ha incrementado desde 1980.

Ahora nos encaminamos a la globalización de los mercados y México se abre a la difícil competencia internacional, lo que significa que ya no podemos unilateralmente decidir ser o no eficientes, so pena de perder nuestra inversión en el aparato productivo. Debemos aislar térmicamente con espesor económico nuestros equipos, edificios y tuberías al nivel de eficiencia internacional (entre otras acciones encaminadas al mismo fin) ya que no podemos ser competitivos gastando 50% mas en el rubro de energéticos; ni podemos suponer que la CFE o el Gobierno Federal estén en capacidad de subsidiar tal valor en forma indiscriminada.

Debemos involucrar a todos los actores de la vida nacional; industria, comercio, banca, bienes raíces, firmas de ingeniería y de consultoría, población en general y otros, en un esfuerzo mancomunado que a todos interesa; por los beneficios económicos que redunda a los usuarios e inversionistas, al igual que a los intereses de la nación Mexicana. **Las Normas y Reglamentos Oficiales deben ser desarrollados, ya que son los medios de difusión mas efectivos para este fin.**

Los fabricantes Mexicanos de aislantes térmicos debemos permanecer dispuestos a enfrentar el crecimiento y a mantenernos capacitados técnica y económicamente; estar en condiciones de realizar las inversiones requeridas, en satisfacer productos de calidad y ofrecer soluciones óptimas a los usuarios en edificación e industria. Debemos alcanzar un dinamismo que ya es común en otras ramas industriales, lo que se reflejará como aumento en los índices de producción de fibras y reducción en Intensidad Energética nacional.

REFERENCIAS:

ENERGY IN EUROPE - DGXVII

Commission of the European Communities - Luxembourg, 1993

BALANCE NACIONAL

Secretaría de Energía Minas e Industria Paraestatal, Dirección General de Política Energética, 1992

Luis Felipe Ordóñez

Reducción de Contaminantes Atmosféricos con el uso de Aislantes Térmicos,

ATPAE, XII Seminario Nacional - 1992

Breve Exégesis sobre las Normas de Aislamiento Térmico existentes en el mundo.

ATPAE, XI Seminario Nacional - 1991

Todas las referencias a las cifras de producción de fibras minerales a nivel mundial se obtuvieron por investigación directa del autor y no se publican.

LOS AISLAMIENTOS TÉRMICOS Y SUS RECUBRIMIENTOS PARA TUBERÍAS SUBTERRÁNEOS.

ING. SALVADOR SALCIDO LOPEZ

DIRECTOR COMERCIAL

AISLANTES MINERALES, S.A. DE C.V.

RESUMEN:

AHORRO DE ENERGETICOS mediante la adecuada selección y aplicación de los aislamientos térmicos, así como de sus recubrimientos para tuberías subterráneas que conducen fluidos tanto en alta como en baja temperatura.

Los beneficios son destacados tanto a nivel **ECONOMICO** para el inversionista, como a nivel **ECOLOGICO** (de vital importancia en la actualidad), y son observados con ejemplos prácticos en procesos industriales y comerciales.

INTRODUCCION:

Cuando por necesidades del proyecto se requiere que las tuberías para conducir fluidos en altas o bajas temperaturas sean subterráneas, tanto en procesos industriales como en la construcción de hoteles y hospitales, en los cuales los equipos de generación de energía están centralizados en una casa de máquinas de la cual se dará servicio de agua caliente, vapor, agua refrigerada para los equipos de aire acondicionado de los diferentes módulos habitacionales, es necesario el uso de aislamientos térmicos para la conservación de la energía tanto en alta como en baja temperatura.

Un método que resulta muy económico es el tendido de las tuberías directamente enterradas, ya que evita la construcción de trincheras y túneles que resultan sumamente costosos.

Para obtener los mejores resultados y garantizar el buen funcionamiento del sistema termoaislante, se tiene que ser muy cuidadoso en la selección de los materiales aislantes así como sus acabados para la protección de los mismos, y se deben considerar los siguientes aspectos:

- Tipo del sistema.- Agua refrigerada, agua caliente, vapor o cualquier otro fluido.
- Temperaturas de operación.
- Longitud de las tuberías, diámetros, separación y ramales.
- Tipo del terreno.
- Localización del nivel freático.
- Número de juntas de expansión dependiendo del material de las tuberías y de las temperaturas de operación, así como válvulas y demás accesorios.
- Localización de registros y sus dimensiones.

La selección del material aislante es muy importante, ya que de él depende del éxito tanto en el funcionamiento como en la durabilidad del sistema, existen varios tipos de aislamientos que de acuerdo a su naturaleza se dividen de la siguiente forma:

- **Fibrosos:** fibra mineral de roca, vidrio o escoria.
- **Granulados:** silicato de calcio, perlita expandida, etc.
- **Celulares:** de celda abierta como el poliuretano espumado, poliestireno expandido o extruído, espuma fenólica, etc.
- Celda cerrada como los elastómeros, poliolefina/polietileno y el vidrio celular.

Todos los aislamientos son buenos y cumplen su función, sin embargo para instalaciones subterráneas los mas recomendables son los de celda cerrada, ya que siempre existe el riesgo de que falle la barrera contra humedad y penetre el agua con lo cual se deteriora el

aislamiento, también los aislamientos de celda cerrada del tipo flexible se deben proteger y lo mas recomendable es encapsularlos dentro de un tubo de PVC que además evite que se compriman por el propio peso de la tierra y se reduzca su espesor y por lo tanto su poder aislante.

El material aislante recomendado para líneas subterráneas debe reunir las siguientes características:

- Alta resistencia a la compresión.
- Alta resistencia a la humedad de la tierra (en forma líquida o de vapor).
- Que no lo afecten los diferentes ácidos que pueden estar presentes en la tierra.

Un material que reúne estas características es el vidrio celular, ya que su estructura es de celdas cerradas de vidrio, por lo cual es impermeable, ligero, incombustible, alta resistencia a los ácidos, fácil de instalar, gran durabilidad y un amplio rango de temperaturas de operación a servicio continuo que van desde menos 268°C hasta los 482°C.

Para el cálculo del espesor aislante se debe considerar lo siguiente:

- Límite de la transferencia de calor por razones económicas y de normas oficiales.
- Límite de las variaciones de la temperatura del fluido al principio y al final de la línea por necesidades de proceso.
- Temperatura límite del adhesivo y del recubrimiento.

Para calcular la transferencia de calor se usa la siguiente fórmula:

$$Q = \frac{2 \pi K_i K_g (t_s - t_g)}{K_g \ln \frac{r_2}{r_1} + K_i \ln \frac{r_3}{r_2}}$$

En donde:

- Q= Transferencia de calor en w/metro lineal
- Ki= Conductividad térmica del material aislante en w/(m.k)
- Kg= Conductividad térmica de la tierra en w/(m.k)
- ts= Temperatura de servicio de la tubería en °C
- tg= Temperatura promedio de la tierra en un punto donde no se vea afectada por el calor de la tubería, en °C
- r1= Radio exterior de la tubería en m (sin aislamiento)
- r2= Radio exterior de la tubería incluyendo el aislamiento en metros
- r3= Distancia en m de el centro de la tubería a un punto donde la temperatura de la tierra es estable (tg)
- ln= Logaritmo natural

Generalmente r_3 se estima a 12 m y t_g a 5°C

La temperatura de superficie en el aislamiento se obtiene con la siguiente fórmula:

$$t = t_s - \frac{Q}{2\pi Ki} \ln \frac{r_2}{r_1}$$

A continuación se hace un ejemplo con diferentes diámetros de tuberías y con diferentes temperaturas de operación, considerando la temperatura de la tierra a 5°C y un factor de conductividad térmica de 0.9 w/(m.k), en donde se puede observar el espesor del aislamiento en mm y la transferencia de calor expresada en watt por metro lineal de tubería (w/m).

| Diámetro de Tubería mm | Temperatura de Operación en °C | | | | | | | | | |
|---------------------------|--------------------------------|-------|------|-------|------|-------|------|-------|------|-------|
| | 150 | | 175 | | 200 | | 225 | | 250 | |
| | (mm) | (w/m) | (mm) | (w/m) | (mm) | (w/m) | (mm) | (w/m) | (mm) | (w/m) |
| 13 | 32 | 29.9 | 32 | 36.5 | 32 | 43.8 | 32 | 50.3 | 32 | 58.4 |
| 25 | 32 | 37.5 | 32 | 45.8 | 32 | 53.5 | 32 | 62.9 | 32 | 73.1 |
| 38 | 32 | 45.3 | 32 | 53.9 | 32 | 64.5 | 32 | 75.8 | 32 | 88.0 |
| 51 | 32 | 51.0 | 32 | 60.8 | 32 | 72.6 | 32 | 85.3 | 32 | 85.6 |
| 76 | 32 | 61.7 | 32 | 75.2 | 32 | 89.6 | 38 | 91.0 | 51 | 94.2 |
| 101 | 32 | 70.9 | 32 | 86.2 | 38 | 89.1 | 51 | 93.4 | 63 | 98.6 |
| 152 | 32 | 87.4 | 38 | 92.8 | 51 | 99.0 | 63 | 105.8 | 76 | 105.7 |
| 203 | 38 | 100.4 | 38 | 107.3 | 63 | 105.0 | 76 | 113.8 | 89 | 115.7 |
| 254 | 38 | 99.8 | 51 | 109.3 | 76 | 110.4 | 89 | 113.6 | 114 | 118.4 |
| 305 | 38 | 109.3 | 63 | 110.5 | 76 | 114.0 | 101 | 119.0 | 114 | 125.1 |
| 356 | 38 | 114.9 | 63 | 116.6 | 76 | 120.5 | 101 | 125.9 | 127 | 126.8 |
| 406 | 51 | 112.5 | 76 | 117.0 | 89 | 122.9 | 114 | 129.8 | 140 | 132.1 |
| 508 | 51 | 126.9 | 76 | 125.1 | 101 | 133.2 | 127 | 136.1 | 165 | 141.0 |
| 610 | 63 | 130.2 | 89 | 131.7 | 114 | 135.6 | 152 | 141.2 | 190 | 143.7 |

En el cuadro anterior se puede observar que con espesores de aislamiento relativamente bajos, mas la tierra alrededor de la tubería aislada aumenta el poder aislante y se reducen las pérdidas de calor, las cuales se encuentran dentro de los límites de las normas internacionales así como de la nueva Norma Oficial Mexicana que determina que la transferencia de calor no deberá ser mayor a 100 w/m² aproximadamente.

INSTALACION:

La tubería deberá estar libre de impurezas y de preferencia deberá protegerse con pintura anticorrosiva, antes de aplicar el aislamiento térmico.

Una vez que se ha excavado la zanja, se deberá prever una separación mínima de 15 cm. entre las tuberías aisladas, asimismo se deberá dejar la misma distancia de 15 cm. mínimo alrededor de la tubería aislada en cualquier dirección, como se ilustra en la figura número 1.

El aislamiento preformado en forma de medias cañas se instalará sobre la tubería, debiéndose aplicar el adhesivo en todas las uniones tanto longitudinales como transversales.

Posteriormente se aplicará un recubrimiento que puede ser de base asfáltica o bien una cubierta bituminosa reforzada con malla de fibra de vidrio, también existen cubiertas prefabricadas de polímero modificado y un laminado de polietileno las cuales se pueden sellar con calor, las juntas se deberán traslapar 5 cm, tanto longitudinal como transversalmente.

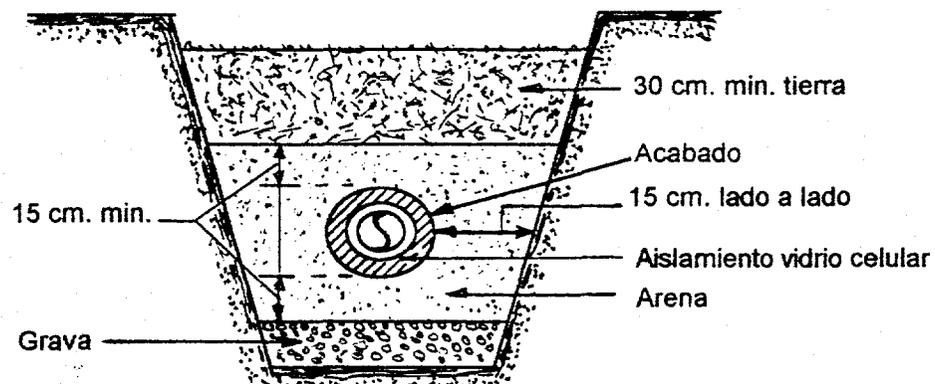


FIGURA 1 Vista en Corte

JUSTIFICACION ECONOMICA

Como ejemplo consideramos una tubería de 152 mm de diámetro nominal, que conduce vapor a una temperatura de 250°C y el espesor del material aislante es de 76 mm.

Costo del calor N\$ 64.50 el millón de watts.
Pérdidas de calor sin aislamiento 519.85 w/m
Pérdidas de calor con aislamiento 105.70 w/m
Horas de operación por año 8,500 hs.
Costo aproximado del aislamiento instalado N\$ 212.30 m
Longitud de la tubería 1,000 m.

Pérdidas de calor por año por metro lineal:

Sin aislamiento $519.85 \times 8500 = 4'418,725 \text{ w}$
Con aislamiento $105.70 \times 8500 = 898,450 \text{ w}$

Costo del calor por año en nuevos pesos:

Sin aislamiento $64.50 \times 4.418 = 284.96$
Con aislamiento $64.50 \times 0.898 = \underline{57.92}$
Ahorro por m 227.04

Considerando la longitud de la tubería 1,000 m, tendremos que el ahorro anual será de 227,040.00

Costo del aislamiento instalado 212,300.00

Con lo anterior se demuestra que la inversión en el aislamiento térmico se recupera en menos de un año.

Considerando que la vida útil del equipo, así como la del aislamiento sea de 25 años, el ahorro acumulado en ese lapso será de mas de 5 millones de pesos (a precios actuales de la energía) y de 88 millones de watts.

CONCLUSIONES:

Los aislamientos térmicos adecuadamente seleccionados e instalados, contribuyen grandemente al mejoramiento ambiental, debido a que al emplear menor cantidad de energéticos se disminuye la emisión de gases de combustión a la atmósfera.

Con el ejemplo anterior se demuestran las ventajas económicas que se obtienen con el uso de los sistemas termoaislantes.

BIBLIOGRAFIA:

FOAMGLAS INDUSTRIAL INSULATION HANDBOOK - 1992

Pittsburgh Corning Europe

Bélgica.

FOAMGLAS INSULATION SYSTEMS FOR UNDERGROUND AND DIRECT BURIAL
APPLICATIONS.

Pittsburgh Corning Corporation

NORMA OFICIAL MEXICANA "AISLAMIENTOS TERMICOS" 1994.

SISTEMA EXPERTO ASESOR EN EL ANALISIS ENERGETICO DE CALDERAS INDUSTRIALES

Nicolás Kemper Valverde
Felipe Lara Rosano
Rodolfo Vázquez Nava

Laboratorio de Inteligencia Artificial
Instituto de Ingeniería, UNAM, Ciudad Universitaria
Apdo. Postal 70-472, Coyoacán, 04510, México, D.F.
E-mail: kemper@redvax1.dgsca.unam.mx
FAX: 622-8091

RESUMEN

En este trabajo se presenta un sistema experto para analizar la operación de calderas industriales estimando el potencial de recuperación de calor, en la pequeña y mediana industria. El paquete es amigable, práctico, flexible, fácil en su mantenimiento y expandible para tomar en consideración los requerimientos específicos de los usuarios y permite el análisis de las pérdidas de energía en la combustión, agua de alimentación, purgas y aislamientos, identificando las mejoras y estimando ahorros potenciales, tanto energéticos como económicos.

1.INTRODUCCION

Una de las formas para mejorar eficiencia y aumentar beneficios en una planta industrial, es la gestión experta de los costos de energía, especialmente, el costo de combustible, dado que hay altos costos ocultos en la energía desperdiciada en los desechos de las calderas (Humos, purgas y condensados principalmente).

Con estos antecedentes, se ha desarrollado un sistema experto (SE) para apoyar el análisis y estimación de la eficiencia de calderas recomendando soluciones que en la actualidad son técnicamente viables y económicamente aceptables para reducir pérdidas, mejorar la eficiencia de la conversión de energía, economizar combustible, reducir costos de producción y reducir significativamente las emisiones contaminantes al aire. Así, este SE asesora el ahorro energético en calderas industriales, indicándole al usuario como trazar su propio programa de ahorro y uso eficiente de la energía sin necesitar ser un especialista en el tema, evitando postegar estas tareas por falta de tiempo o de recursos para pagar a consultores externos.

El SE está estructurado de tal manera que el trabajo de optimización de calderas sea fácil, sencillo y comprensible. El software está orientado principalmente a jefes de planta, ingenieros de diseño de calderas, ingenieros en energía, operadores y cualquier técnico o ingeniero interesado en mejorar la eficiencia de estos equipos. El sistema revisa las tres áreas principales donde generalmente ocurren pérdidas de energía en una caldera que son: el sistema de combustión, el sistema de agua de alimentación y los aislamientos.

Dentro del análisis del sistema de combustión se destaca, la verificación del exceso de aire, el nivel de inquemados, pérdida de calor en gases de chimenea, estado de quemadores, características relativas al suministro de combustible, etc.

Dentro del análisis referente al sistema de agua de alimentación, se evalúa la frecuencia y caudal de las purgas, la cantidad de sólidos disueltos en el agua, la recuperación del calor de las purgas (vapor flash), recuperación de condensados, tratamiento del agua, etc.

Respecto a las pérdidas por radiación, se evalúan los aislamientos y refractarios, el estado de los mismos, espesores, tipo, etc. Así también, se evalúan algunos factores relacionados con la operación y control de la caldera. Con base en una auditoría energética de primer nivel, el sistema le ofrece al usuario una estimación del estado actual de la caldera desde el punto de vista energético y de operación de la misma, planteando las recomendaciones de ahorro de energía respectivas, con los respectivos ahorros energéticos y económicos que se obtendrían.

2. SISTEMA EXPERTO PARA EL ANALISIS ENERGETICO DE CALDERAS INDUSTRIALES

Un Sistema Experto (SE), es un conjunto de programas informáticos capaces de emular exitosamente las capacidades de un experto humano en una determinada área del conocimiento, de tal manera que se puede interactuar con él para pedir consejo o ayuda en los mismos términos que se desarrollaría una consulta con un experto humano. Consta de una base de conocimientos, interfaces de usuario, máquina de inferencia y diversos componentes adicionales como bases de datos, programas externos etc.

El desarrollo del SE que se propone está basado en criterios de muchos especialistas, que se recogen en la amplia literatura técnica y práctica que sobre operación y mantenimiento de calderas existe.

En base a esta información se ha sistematizado un procedimiento para realizar las tareas de evaluación energética de calderas industriales, el cual se describe a continuación:

2.1. Parametros básicos para la optimización energética de calderas

La base sobre la cual se sustenta el proceso de optimización de las calderas es la **eficiencia**, que sirve como dato para calcular el beneficio esperado. La eficiencia actual es importante para las evaluaciones económicas y para justificar las modificaciones a los sistemas existentes y posibles cambios de personal operativo⁽¹⁷⁾.

2.1.1. Eficiencia actual: Es la eficiencia de la caldera y su sistema de distribución, considerando el estado actual de operación, reparación y mantenimiento. Este valor de eficiencia es usado como la línea de referencia para cualquier valor de eficiencia mejorada.

2.2.2. Eficiencia mejorada: Es la eficiencia que resulta después de que los ajustes operacionales, reducción de exceso de aire, modificaciones técnicas, reparaciones menores, y todas las mejoras adicionales han sido llevadas a cabo.

Es muy importante que la "eficiencia mejorada" sea estimada apropiadamente, porque los beneficios económicos del mejoramiento serán estimados a partir de este valor. Esta información es usada para determinar si futuros trabajos en una caldera se justifica y para determinar prioridades para proyectos competitivos.

2.2. Proceso para la optimización energética de calderas

La acción inmediata para ahorrar energía en una caldera es asegurar que esté funcionando en las condiciones óptimas de operación, lo cual requiere inspección periódica y ajuste de algunos componentes vitales. El siguiente paso es considerar la posibilidad de minimizar las pérdidas así como reducir los costos de producción y combustibles. Esto involucra recuperar el calor de

humos, mejoramiento del aislamiento, modificación del quemador, instalación de trampas de vapor, recuperar calor de purgas, recuperar condensados, etc., todo lo cual necesita diversos cálculos de ingeniería y análisis económicos⁽¹⁷⁾.

2.2.1. Determinar las condiciones actuales de operación y mantenimiento de la caldera

Estas condiciones están referidas a:

.Características de diseño: Las más importantes son, la capacidad nominal de producción de vapor, tipo de caldera, combustibles que se emplean, presión de timbre de la caldera, tipo de quemador y sistema de automatización, margen de regulación del quemador, regulación aire/combustible, sistemas automáticos de regulación y control.

.Condiciones mecánicas y funcionales actuales de equipos e instrumentos: Tales condiciones se determinan a través del control y registro de parámetros como el factor de carga, continuidad de operación, presión y temperatura del vapor, tipo de combustible empleado, regulación de la automatización, etc.

.Características del combustible: Se refieren a poder calorífico, densidad, punto de inflamación, viscosidad, contenido de azufre, contenido de cenizas, agua y sedimentos, etc. A través de estas variables se puede establecer la influencia del combustible en la operación, eficiencia y mantenimiento de la caldera.

.Características del aire de combustión: Se toma en cuenta la densidad y contenido de humedad del aire. La altura sobre el nivel del mar es también importante debido a la variación de la presión atmosférica, con lo cual la disponibilidad de oxígeno en un volumen determinado de aire resulta menor, afectando los niveles de exceso de aire.

.Características del agua de alimentación y su sistema de tratamiento: Las características del agua de alimentación, sea o no tratada, explican muchos de los inconvenientes de operación, eficiencia y mantenimiento de la caldera, especialmente los problemas de incrustaciones que reducen el coeficiente global de transferencia de calor.

2.2.2. Determinación de pérdidas

Las pérdidas más importantes que se identifican en una caldera son por combustión ineficiente (calor en humos, inquemados, exceso de aire), purgas excesivas sin recuperación de vapor flash, no recuperación de condensados y pérdidas por paredes sin aislar o refractarios en mal estado.

.Combustión ineficiente: Para determinar las pérdidas por combustión ineficiente se deben hacer como mínimo las siguientes mediciones:

- (a) Medición del CO₂ en los gases de chimenea, para establecer el nivel de exceso de aire con que se está operando.
- (b) Medición de la temperatura de los gases de chimenea para determinar las pérdidas de calor que se vá en estos gases.
- (c) Medición del nivel de inquemados sólidos (índice de Bacharach) para detectar combustiones incompletas, eficiencia del quemador, etc.

.Pérdidas por purgas: Para determinar la pérdidas por purgas, es necesario determinar mediante análisis químico el contenido de sólidos disueltos totales en el agua de alimentación y en el agua de purga, así como registrar la frecuencia y el tiempo de esta operación. En caso de existir un bajo contenido de sólidos disueltos totales en el agua de caldera (< 3000 ppm) reducir la frecuencia de purga hasta alcanzar este nivel.

El control de la concentración de sólidos disueltos debe efectuarse periódicamente para evitar el aumento de la concentración a niveles superiores (> 3500 ppm) con lo cual pueden provocarse

incrustaciones y obstrucciones, reduciendo el coeficiente de transferencia de calor, lo que se traduce en mayor consumo de combustible.

.Pérdidas por no recuperar condensados: El vapor que se utiliza en procesos de calentamiento, al ceder su calor latente y condensarse, mantiene todo su calor sensible, calor que se pierde cuando el condensado se tira al desagüe y no es retornado a la caldera. Si se recupera el condensado, éste aporta calor que sustituirá parte del que resulta necesario generar utilizando combustible. Adicionalmente, la recirculación de agua químicamente pura (destilada) permitirá disminuir la necesidad de tratamiento del agua de alimentación, ahorrando el volumen de agua recuperada-que en muchos casos puede ser escasa, y los productos químicamente usados en la planta de tratamiento.

.Pérdidas por paredes: Estas pérdidas pueden ser por conducción y radiación, las cuales no pueden medirse con exactitud. Se pueden calcular mediante gráficos empíricos construidos en función de las diferencias de temperaturas de las paredes respecto al ambiente y la superficie expuesta, pero nunca deben representar más del 3% del calor total aportado a la caldera. En caso de hacerlo, significa que la caldera se encuentra en malas condiciones de aislamiento o de refractarios y ello no sólo se traduce en pérdidas de calor sino que implica problemas de seguridad que deben ser enfocados como primera prioridad.

2.2.3. Cálculo de las eficiencias

La eficiencia de una caldera es la relación entre la cantidad de calor que se transfiere al agua o fluido térmico (calor útil) y el calor total aportado al equipo. Existen dos métodos para determinar la eficiencia de una caldera: el método directo y el método indirecto o de pérdidas separadas.

En nuestro caso el SE emplea el segundo método y el valor de eficiencia calculado puede ser tan preciso como lo sean los instrumentos instalados para medir los diferentes parámetros. El método consiste en medir las pérdidas de calor en la caldera y por diferencia respecto al calor total que ingresa, calcular el calor útil contenido en el vapor. La eficiencia se calcula entonces según:

$$\text{Eficiencia} = 100 - P_g - P_i - P_p - P_r$$

donde:

P_g = pérdidas de calor en los gases de combustión

P_i = pérdidas de calor por inquemados

P_p = pérdidas de calor en purgas

P_r = pérdidas por radiación y convección.

El empleo de tablas y nomogramas adecuados facilita la determinación del rendimiento en forma rápida y suficientemente exacta, y precisamente estos son los criterios que emplea el SE desarrollado.

2.2.4. Identificación y evaluación de medidas de ahorro energético

El objetivo final y más importante del proceso de evaluación energética de una caldera es la determinación de las posibles mejoras a través de las cuales se puede obtener un ahorro energético. La identificación de medidas se efectúa por comparación de las pérdidas actuales con los niveles mínimos recomendables. Identificadas las posibles medidas, se calcula la eficiencia mejorada, determinándose el ahorro de energía que cada medida ocasiona. A partir de dicho análisis podrá elaborarse un cuadro resumen donde se plasme todas las medidas propuestas con sus respectivos ahorros de energía y económicos ordenadas en forma decreciente.

2.2.5. Selección de medidas de ahorro

La selección de las medidas de ahorro de energía se efectúa en función de cuatro niveles:

.Acciones inmediatas: para agrupar aquellas medidas que no requieren de inversión ni mano de obra nueva, simplemente se trata de llevar a cabo una política de mentalización contra la mala utilización de la energía.

.Acciones a corto plazo: mejorando las políticas de mantenimiento, se tratará de aumentar el rendimiento energético de los equipos.

.Acciones a mediano plazo: cuando es necesario hacer algunas inversiones pero de poca cuantía. Se trata de aprovechar energía residual (calor de humos, calor de purgas, etc.), automatizar procesos, etc.

.Acciones a largo plazo: Cuando son necesarias grandes inversiones, pues se pretende cambiar los procesos, incluso las materias primas si fuese necesario

Para la selección de las medidas de los dos últimos niveles es necesario hacer un análisis de rentabilidad.

El SE solo cubre una parte de este análisis ya que se trata de una evaluación energética de primer nivel. Respecto a las medidas que requieren inversión, el SE sí las recomienda presentando una estimación de los ahorros anuales, pero no realiza el análisis de rentabilidad. La estructuración de todas estas características se presentan en el siguiente apartado.

3. DESARROLLO DEL SISTEMA EXPERTO

Las diferentes etapas de desarrollo de este SE se basan en la metodología general elaborada en el Laboratorio de Inteligencia Artificial del Instituto de Ingeniería de la UNAM (Lara y Kemper, [16]). A continuación se describen brevemente los aspectos más resaltantes de este proceso de desarrollo.

3.1. Adquisición del conocimiento:

El conocimiento se obtuvo de manuales técnicos, revistas, informes, libros, personal operativo de calderas, especialistas, consultores y fabricantes de calderas. Una vez recopilado este conocimiento fué catalogado y estructurado para poder formar la base de conocimientos del SE.

La adquisición del conocimiento no siempre es fácil, ya que involucra la separación y diferenciación de lo que es conocimiento experto y de lo que no lo es; por lo que requiere de un cierto aprendizaje por parte del desarrollador para poder ir discriminando qué tipo de conocimiento es fundamental para el SE. De hecho es la etapa más larga del proceso de desarrollo.

3.2. Características de Hardware.

Requiere fundamentalmente:

- Una PC con procesador 286 o mayor.
- 4 Mb de memoria RAM.
- 3 Mb de espacio en disco duro (hard disk)
- 1 Mouse (opcional)
- Monitor a color (VGA opcional)

3.3. Características de software

El sistema experto ha sido implementado en el shell Level5 Object; el cual esta basado en la programación orientada a objetos y trabaja en ambiente windows 3.1.

Este shell posee varias ventajas, ya que permite al diseñador hacer modificaciones al sistema sin necesidad de programar, a diferencia de los lenguajes tradicionalmente utilizados al hacer sistemas expertos. Aprovechando las características que ofrece este shell al poder clasificar el conocimiento y representarlo por medio de objetos y el uso de las herramientas de diseño que posee, se ofrece al usuario pantallas muy amigables y además le permiten interactuar con el sistema de una forma dinámica.

En cada una de las pantallas presentadas por el sistema, el usuario encontrará información relacionada al modulo en que se encuentra, explicación sobre el porqué de la pregunta que se le hace, así como imágenes, hipertextos, etc.

Una de las ventajas que ofrece este shell es que se puede utilizar tanto la inferencia hacia adelante (forward chaining), la inferencia hacia atrás (backward chaining), o mixta (forward y backward), según los requerimientos del problema. Otra de las características de este shell es que permite trabajar con bases de datos con el formato de Dbase III plus, para la obtención y almacenamiento de la información requerida.

3.4. Estructura del sistema experto

El sistema experto está organizado dentro de cinco modulos: estos son:

1. El modulo principal.
2. El modulo de combustión.
3. El modulo de purgas y sistema de agua de alimentación.
4. El modulo de aislamientos.
5. El modulo de recomendaciones.

3.4.1. Módulo principal

Este módulo hace una presentación del sistema y de sus objetivos, así como una breve descripción de cada uno de los otros módulos que comprenden al sistema. Se puede destacar dentro de este módulo los siguientes submódulos informativos, cuya finalidad es brindarle al usuario una metodología básica para la implementación de un programa de ahorro energético a nivel empresa; estos submódulos son:

- a) **PAE.** (Programa de Ahorro Energético en la industria): El cual proporciona las bases para la implementación de un programa de ahorro energético en la industria.
- b) **IMA.** (Identificación de Medidas de Ahorro): En este submódulo se indica como podemos identificar medidas de ahorro energético en una caldera.
- c) **CCE.** (Como llevar un Control de Consumos Energéticos): En este submódulo se indica a manera de ejemplo, como pueden llevar un control de tipo cuantitativo, sobre la energía consumida a lo largo del año.

3.4.2. Módulo de combustión

Este módulo debe identificar ya sea de una forma cualitativa como cuantitativa, si el proceso de combustión se está realizando de una manera eficiente o no. Si el usuario posee la instrumentación necesaria y ha realizado mediciones, el sistema realizará un análisis cuantitativo del estado de la combustión. El nivel de inquemados, el porcentaje de pérdidas de calor en los gases de salida, el rendimiento de la caldera considerando las pérdidas en gases, el

3.3. Características de software

El sistema experto ha sido implementado en el shell Level5 Object: el cual esta basado en la programación orientada a objetos y trabaja en ambiente windows 3.1.

Este shell posee varias ventajas, ya que permite al diseñador hacer modificaciones al sistema sin necesidad de programar, a diferencia de los lenguajes tradicionalmente utilizados al hacer sistemas expertos. Aprovechando las características que ofrece este shell al poder clasificar el conocimiento y representarlo por medio de objetos y el uso de las herramientas de diseño que posee, se ofrece al usuario pantallas muy amigables y además le permiten interactuar con el sistema de una forma dinámica.

En cada una de las pantallas presentadas por el sistema, el usuario encontrará información relacionada al modulo en que se encuentra, explicación sobre el porqué de la pregunta que se le hace, así como imágenes, hipertextos, etc.

Una de las ventajas que ofrece este shell es que se puede utilizar tanto la inferencia hacia adelante (forward chaining), la inferencia hacia atrás (backward chaining), o mixta.(forward and backward), según los requerimientos del problema. Otra de las características de este shell es que permite trabajar con bases de datos con el formato de Dbase III plus, para la obtención y almacenamiento de la información requerida.

3.4. Estructura del sistema experto

El sistema experto está organizado dentro de cinco modulos: estos son:

1. El modulo principal.
2. El modulo de combustión.
3. El modulo de purgas y sistema de agua de alimentación.
4. El modulo de aislamientos.
5. El modulo de recomendaciones.

3.4.1. Módulo principal

Este módulo hace una presentación del sistema y de sus objetivos, así como una breve descripción de cada uno de los otros módulos que comprenden al sistema. Se puede destacar dentro de este módulo los siguientes submódulos informativos, cuya finalidad es brindarle al usuario una metodología básica para la implementación de un programa de ahorro energético a nivel empresa; estos submódulos son:

- a) **PAE.** (Programa de Ahorro Energético en la industria): El cual proporciona las bases para la implementación de un programa de ahorro energético en la industria.
- b) **IMA.** (Identificación de Medidas de Ahorro): En este submódulo se indica como podemos identificar medidas de ahorro energético en una caldera.
- c) **CCE.** (Como llevar un Control de Consumos Energéticos): En este submódulo se indica a manera de ejemplo, como pueden llevar un control de tipo cuantitativo, sobre la energía consumida a lo largo del año.

3.4.2. Módulo de combustión

Este módulo debe identificar ya sea de una forma cualitativa como cuantitativa, si el proceso de combustión se está realizando de una manera eficiente o no. Si el usuario posee la instrumentación necesaria y ha realizado mediciones, el sistema realizará un análisis cuantitativo del estado de la combustión. El nivel de quemados, el porcentaje de pérdidas de calor en los gases de salida, el rendimiento de la caldera considerando las pérdidas en gases, el

nivel de exceso de aire con el cual se realiza la combustión y cuales son los niveles recomendados para ese tipo de combustible; son los análisis principales que realiza este módulo. Así también efectúa los cálculos de los ahorros económicos que se obtendrían en cada caso al manejar los valores recomendados de inquemados, exceso de aire, y CO₂ en los gases de combustión.

De no haber mediciones, el sistema realiza un análisis cualitativo únicamente sobre el estado actual de la combustión, sin realizar una cuantificación sobre el porcentaje de pérdidas en los gases, por esta razón se recomienda al usuario realizar las mediciones solicitadas.

El SE ha sido dotado de todas las características de los combustibles comúnmente utilizados en calderas industriales como son; el combustóleo, diesel y gas natural. No se contempla análisis para calderas a carbón u otro tipo de combustible.

3.4.3. Módulo de purgas y sistema de agua de alimentación

Identifica el estado actual de la purga en cuanto a la cantidad de agua purgada y de la frecuencia con que se realiza, (continua o intermitente). Para ello se solicita al usuario el análisis químico de la cantidad de sólidos disueltos totales en el agua de alimentación y en el agua del interior de la caldera.

El sistema calcula el caudal de la purga actual, el porcentaje de pérdidas por purga, el rendimiento de la caldera considerando purgas y la posibilidad de recuperación de vapor flash para ser utilizado en otros procesos en la planta, así como la recuperación de condensados.

Se hace el cálculo del ahorro económico que se obtendrá al realizar la purga dentro de los límites adecuados, así como del ahorro de combustible derivado de la misma.

3.4.4. Módulo de aislamientos

En este módulo se hace un análisis del estado del aislamiento y el material refractario que posee la caldera, así como el cálculo de las pérdidas que se pudieran tener en este caso. También se lleva a cabo una estimación de los ahorros tanto energéticos, como económicos.

3.4.5. Módulo de recomendaciones

En este modulo se muestra el estado actual de su caldera, desde el punto de vista energético y se dan las recomendaciones necesarias para lograr ahorros energéticos y por consiguiente ahorros económicos.

Empleando el cuadro resumen que brinda el SE, e información adicional sobre cada medida, el usuario podrá elegir aquellas recomendaciones que más le convenga y que sean más factibles de implementar en su industria, tomando como base los ahorros económicos.

Dentro de este módulo también existe un submódulo informativo, en el cual el usuario puede consultar los distintos métodos de tratamiento del agua de alimentación.

4. OPERACION DEL SISTEMA EXPERTO

El tiempo de consulta puede oscilar entre 10 a 15 minutos, en función de las necesidades, datos proporcionados por el usuario y de las bases de datos que consulte el sistema al realizar la evaluación energética de la caldera.

4.1. Comunicación con el usuario:

El SE solicita información al usuario a través de pantallas de captura que pueden ser grupos de íconos alternativos, pantallas de despliegue o pantallas gráficas. Para introducir esta información, el usuario puede emplear el teclado o solamente el mouse (ratón). El SE también brinda información procesada al usuario a través de pantallas de despliegue y pantallas gráficas.

4.2. Información proporcionada por el usuario

En cada corrida del SE el usuario debe brindar los datos relevantes relacionados con una caldera específica y los datos medidos durante la auditoría energética de la caldera. Los datos solicitados pueden ser clasificados en dos categorías: datos generales y datos para cálculo. Los datos generales son referidos al tipo de caldera y de combustible y de acuerdo con ellos el sistema obtiene otros valores de las bases de datos. Los datos para cálculo se refieren a toda la información que ha sido obtenida por el usuario por medición. Ambos tipos de datos son requeridos para estimar las diferentes pérdidas de la calderas. El SE tiene la capacidad de verificar la validez de los datos dentro de un rango aceptable, por ejemplo el rango de presiones para el cálculo de vapor flash es de 0 a 20 Kg/cm².

4.3. Información determinada por el S.E.

El SE realiza todas las operaciones de cálculo y las comparaciones cuantitativas y cualitativas respectivas de acuerdo con los datos suministrados, datos recuperados de las bases de datos del SE y los datos calculados por el mismo sistema. Este conjunto de tareas que realiza el SE constituye el análisis energético de la caldera, estimación de la eficiencia, identificación y recomendación de las medidas de ahorro, presentando tales ahorros anuales estimados en unidades energéticas y económicas respectivamente para cada medida identificada.

5. CONCLUSIONES

El sistema experto que se presenta ofrece al personal de la pequeña y mediana industria, así como a consultores, ingenieros y técnicos interesados en el tema, una alternativa que les apoya en forma rápida y permanente en lograr una optimización energética de calderas industriales.

Es también una forma innovadora de presentar el conocimiento en relación al ahorro energético de calderas, por lo que también puede formar parte de los programas de capacitación del personal que está a cargo de una caldera, el cual tiene que hacer ciertos cálculos inmediatos para determinar si está dentro de lo recomendado o requiere poner más atención en ciertos puntos que le permitan obtener ahorros.

6. REFERENCIAS

- [1] Lara Rosano F. y L. Rodríguez Viqueira. "Utilización de Sistemas Expertos para Racionalizar el Uso de Energía en la Pequeña y Mediana Industria". Instituto de Ingeniería, UNAM, México, 1990.
- [2] CADEM, "Manual de Eficiencia Energética Eléctrica en la Industria", Centro para el Ahorro y Desarrollo Energético y Minero S.A., Bilbao, 1984.
- [3] IDAE, "Manuales Técnicos y de Instrucción para Conservación y Ahorro de Energía, Tomo 2: Generadores de Vapor", Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía, Madrid, 1983.
- [4] Generalitat Valenciana. "Ahorro de Energía en Instalaciones". Edita Coselleria D'Indústria, Comerç i Turisme, Valencia, 1987.

- [5] Jacobson Ivar, "Object Oriented Software Engineering". ACM Press, Addison Wesley Publishing Company, USA, 1993.
- [6] Dieter Nebendahl. " Sistemas Expertos: Tomo 1 y 2". Editorial Marcombo. España, 1991.
- [7] Jackson, P. " Introducction to Expert Systems", Second Edition. Addison Wesley.
- [8] Microsoft Windows. "LEVEL5 OBJECT: Object Oriented Expert Systems". User' Guide. New York, 1990.
- [9] Microsoft Windows. "LEVEL5 OBJECT: Object Oriented Expert Systems". Reference Manual's New York, 1990.
- [10] Alfonseca M. y Alfonso Alcalá. " Programación Orientada a Objetos. Teoría y Técnicas". Ediciones Anaya Multimedia, Madrid, 1992.
- [11] Parsaye Kamran y Mark Chignell. " Expert Systems For Experts". John Wiley & Sons, Inc. New York, 1988.
- [12] Galán L. Ramón. "Introducción a los Sistemas expertos". Universidad Politecnica de Madrid. E:T:S.I.I.I. Madrid, 1990.
- [13] Graham Ian, "Object Oriented Methods". Adison Wesley Publishing Company Inc. USA. Reprinted 1993
- [14] Turban Efraim, "Expert Systems and Applied Artificial Intelligence". Macmillan Publishing Company. New York, 1992.
- [15] Macromedia Inc., "AUTHORWARE Profesional for Windows, Users Guide and Variables & Functions" San Francisco, 1993.
- [16] Lara Rosano F. y N. Kemper Valverde. "Manual para la Elaboración de Sistemas Expertos". En proceso de desarrollo, Instituto de Ingeniería UNAM, México.
- [17] Kemper V. Nicolás, "Manual Práctico para la Evaluación Energética de Calderas Industriales", En proceso de desarrollo, DEPFI, UNAM, México.

ALGORITMO PARA EL CALCULO DE LA EFICIENCIA DE UN GENERADOR DE VAPOR

David Franco, Juan José Ambriz y Hernando Romero Paredes

Área de Ingeniería en Recursos Energéticos

Departamento de Ingeniería de Procesos e Hidráulica

Universidad Autónoma Metropolitana-Iztapalapa

A.P. 55-534, Iztapalapa, 09340, México, D.F. Tel. 724-46-44 y 45; fax: 724-49-00

RESUMEN.

El cálculo de la eficiencia de los generadores de vapor no siempre es sencillo, el presente trabajo tiene como objetivo el de proponer un algoritmo de cálculo de eficiencia de generadores de vapor. el cual sea fácil de entender y de llevar a cabo. en forma de una serie de pasos a seguir. Se toma, como punto de partida, que la persona encargada de aplicar estos cálculos tenga el conocimiento de los procesos de combustión y principios termodinámicos que rigen tales procesos.

1. INTRODUCCIÓN.

En la generación de vapor y los procesos de combustión es de vital importancia proporcionar niveles de mantenimiento adecuado para reducir las pérdidas de energía y, por ende, reducir los costos de producción de vapor. Pero, para conocer las condiciones de un generador de vapor es necesario determinar su eficiencia y para encontrarla se requiere determinar primero los parámetros y las variables que es necesario medir o calcular. Como éstas no siempre son fáciles de obtener, se ha encontrado y desarrollado un algoritmo que permita de alguna forma determinarlas.

Para poder identificar y estructurar un algoritmo para calcular la eficiencia de un generador de vapor se deben identificar los principales factores que afectan la eficiencia de un generador de vapor y, después, el método para calcular la eficiencia. En este trabajo se eligió el método indirecto o método de las pérdidas.

2. CALCULO DE LA EFICIENCIA DE LOS GENERADORES DE VAPOR.

Para poder hacer un cálculo de la eficiencia de un generador de vapor lo primero es delimitar las fronteras del sistema a analizar, en la figura 1 se aprecian las fronteras del sistema a analizar.

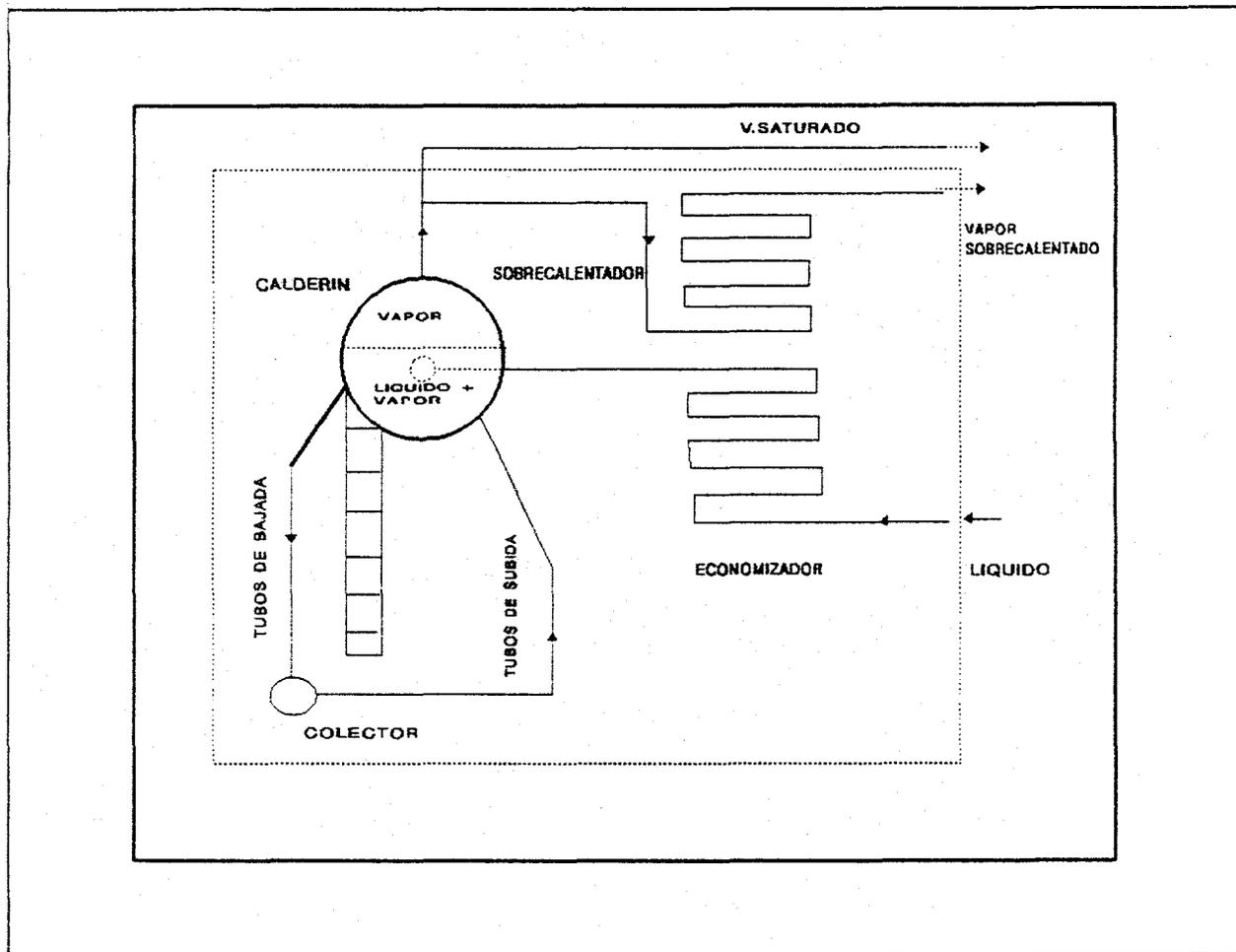


Figura 1. Delimitación del sistema generador de vapor.

2.1. DESCRIPCIÓN DEL MÉTODO DE LAS PERDIDAS.

Este método se basa en la identificación de los distintos flujos de energía para determinar la energía consumida por el proceso de generación de vapor y las pérdidas de estos flujos.

Se considera que la energía útil es la diferencia entre la consumida y las pérdidas, la eficiencia se puede obtener mediante la ecuación 1. La utilización de este método o método indirecto requiere de la medición y determinación de las diferentes pérdidas en todo el sistema. Para poder aplicar el método de las pérdidas se requiere un análisis de los gases de salida, ya que la mayor parte de las pérdidas se encuentran en este flujo; se deben de conocer las características del agua de alimentación, el análisis de la composición del combustible y tomar en cuenta las pérdidas por la pared.

Para el cálculo de la eficiencia de una caldera es necesario medir la temperatura de los gases de combustión, la temperatura del aire y del combustible antes de entrar al generador de vapor y la temperatura del agua de alimentación.

$$\eta = \left(1 - \frac{\text{Pérdidas}}{\text{Energía consumida}}\right) * 100 \% \quad (1)$$

2.2. PERDIDAS POR LOS GASES SECOS DE COMBUSTIÓN.

Para esta evaluación se requiere:

- El análisis de los gases de combustión, con el se puede determinar el exceso de aire.
- La masa de los gases de escape.
- La temperatura de los gases de salida.
- El exceso del aire de combustión, en caso de no tener el análisis respectivo de los gases.

Con los datos anteriores y el calor específico de los gases se pueden evaluar las pérdidas por gases secos en kcal por kg de combustible como:

$$P_g = W_{gs} * (T_g - T_a) * C_{p_{\text{promedio gases secos}}} \quad (2)$$

Donde:

W_{gs} = Kg de gases secos de combustión/kg de combustible.

T_g = Temperatura de los gases secos a la salida de la chimenea en °C.

T_a = Es la temperatura de referencia que puede ser la temperatura ambiente en °C.

$C_{p_{\text{promedio gases secos}}}$ = es el calor específico promedio de los gases secos de combustión que se calcula como:

$$C_{p_{\text{promedio}}} = \sum C_{p_i} * X_i \quad (\text{kcal/kg}) \quad (3)$$

Con:

C_{p_i} = Es el calor específico del i-ésimo componente de los gases de combustión en kcal/kg.

X_i = Es la fracción volumétrica del i-ésimo componente de los gases de combustión.

2.3. PERDIDA POR HUMEDAD EN EL AIRE.

Para calcular este concepto se requieren los siguientes datos:

- Temperatura a la salida de la chimenea (T_g) en °C.
- Entalpía del vapor del agua a la temperatura a la salida de la chimenea y a la presión atmosférica ($H_{v,g}$) (tablas de vapor sobrecalentado en kcal/kg).
- Entalpía del vapor de agua saturado a la temperatura ambiente y presión atmosférica ($H_{v,a}$) (tablas de vapor saturado en kcal/kg).

El cálculo se hace con la siguiente ecuación:

$$P_{ha} = W_{H_2O} * (H_{vg} - H_{va}) \text{ (kcal/kg combustible)} \quad (4)$$

Donde:

W_{H_2O} = es el peso del agua en el aire entre kg de combustible.

2.4. PERDIDA POR HUMEDAD EN EL COMBUSTIBLE.

Para calcular la pérdida por humedad en el combustible es necesaria la información siguiente:

- La entalpía H_{vg} en kcal/kg.
- La entalpía del agua líquida con la temperatura ambiente a bulbo seco (H_{wa}) en kcal/kg.
- La humedad del combustible en kg de agua por kg de combustible (h_c).

Y se calcula como:

$$P_{hc} = h_c * (H_{vg} - H_{wa}) \text{ (kcal/kg combustible)} \quad (5)$$

2.5. PERDIDA POR COMBUSTIÓN DE HIDRÓGENO.

En la combustión de hidrógeno se forma agua que al salir por la chimenea se lleva calor latente.

Para calcular este concepto se necesita lo siguiente:

- La entalpía H_{vf} en kcal/kg.
- La entalpía H_{wa} en kcal/kg.
- El peso del hidrógeno (H) del combustible en kg de hidrógeno por kg de combustible.

La ecuación es la siguiente:

$$P_{ch} = 8.936 * H * (H_{vf} - H_{wa}) \text{ (kcal/kg de combustible)} \quad (6)$$

2.6. PERDIDAS POR INQUEMADOS.

Las pérdidas ocasionadas por los productos inquemados (hidrógeno, carbón, monóxido de carbono, carbono libre e hidrocarburos) se puede evaluar para cada uno de ellos.

PERDIDAS POR CO.

Datos necesarios:

- Porcentaje en peso del carbono en el combustible (C).
- Porcentaje en volumen de CO en los gases de combustión en base seca (CO).
- Porcentaje en volumen de CO₂ en los gases de combustión en base seca (CO₂).

Con estos datos y con la siguiente relación se calcula las pérdidas por CO:

$$P_{CO} = 5.650 * \frac{c}{100} * \frac{CO}{CO + CO_2} \quad (\text{kcal/kg combustible}) \quad (7)$$

PERDIDAS POR HIDRÓGENO.

Para encontrar esta pérdida se usa la siguiente ecuación:

$$P_H = 0.97 * P_{CO} \quad (\text{kcal/kg combustible}) \quad (8)$$

Donde:

P_{CO} es la pérdida por CO inquemado calculado en el punto anterior.

PERDIDAS DE CALOR POR CARBONO LIBRE.

Se tiene que conocer el peso del carbono libre en los humos (p) en kg de carbono entre kg de combustible, calculándose con la siguiente relación:

$$P_{Cl} = 8080 * p \quad (\text{kcal/kg combustible}) \quad (9)$$

2.7. PERDIDAS POR LAS PAREDES.

Las pérdidas por paredes se pueden estudiar y evaluar dividiéndose en los tres procesos en los que se lleva acabo:

- Pérdidas por conducción.
- Pérdidas por convección.
- Pérdidas por radiación.

PERDIDAS POR CONDUCCIÓN.

Se calculan con la siguiente ecuación:

$$Q = k * (T_1 - T_2)/l \quad (\text{kcal/h*m}^2) \quad (10)$$

Donde:

T_1 = Temperatura de pared al interior en °C.

T_2 = Temperatura de pared al exterior en °C.

k = Conductividad térmica del material, en función de la temperatura en kcal/h*m²/m.

l = Es el espesor del sólido en la dirección de la transferencia de calor en metros.

Si se requiere la pérdida de calor en kcal/kg de combustible la ecuación (10) se debe multiplicar por el área de transferencia de calor (A) en metros cuadrados y dividir por el flujo de

combustible (J_c) en kilogramo de combustible por hora; por lo tanto la ecuación (10) queda como:

$$P_c = A * k * (T_1 - T_2) / (l * J_c) \quad (\text{kcal/kg combustible}) \quad (11)$$

PERDIDAS POR CONVECCION.

Se encuentran con la ecuación siguiente:

$$P_{cv} = A * h_m * (T_s - T_m) / J_c \quad (\text{kcal/kg combustible}) \quad (12)$$

Donde:

A = Area de transferencia de calor en metros cuadrados.

h_m = Coeficiente de transmisión por convección en $\text{kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$. este valor depende si la convección es forzada o no.

T_s = Temperatura de la superficie del sólido en $^\circ\text{C}$.

T_m = Temperatura media del fluido en $^\circ\text{C}$.

J_c = Flujo del combustible en kg combustible/h .

PERDIDAS POR RADIACIÓN.

Se obtienen como:

$$P_r = A * \sigma * e * (T_1^4 - T_2^4) / J_c \quad (\text{kcal/kg combustible}) \quad (13)$$

Donde:

A = Es el área de transmisión en m^2 .

σ = Es una constante igual a $4.88 \times 10^{-8} \text{ kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$.

e = Emisividad del material radiante.

T_1 = Temperatura del cuerpo emisor en $^\circ\text{K}$.

T_2 = Temperatura del cuerpo receptor en $^\circ\text{K}$.

J_c = Flujo del combustible en kg combustible/h .

El cálculo de las pérdidas totales por la pared se puede calcular por una sumatoria para cada área considerada, de esta forma y para comodidad en los cálculos se divide en varias partes y se considera una área de transferencia y al final se suman todas las contribuciones.

2.8. PERDIDAS POR PURGAS.

Para calcular las pérdidas por purgas primero se debe de conocer la cantidad en kg por hora y son calculadas como:

$$\text{Purga} = [SD_{\text{aportación}} / (SD_{\text{caldera}} - SD_{\text{aportación}})] * J_w \quad (\text{kg/h}) \quad (14)$$

Donde:

$SD_{\text{aportación}}$ = sólidos disueltos que entran con el agua nueva de alimentación en ppm.

SD_{caldera} = Sólidos disueltos totales que existen en la caldera en ppm.

J_w = Es el agua de alimentación que entra a la caldera en kg/h.

Una vez calculada la cantidad de las purgas se calcula este concepto de pérdidas así:

$$P_{\text{purga}} = (\text{purga} * H_{\text{ia}}/Q_{\text{cc}}) * 100\% \quad (15)$$

Donde:

Purga = es lo calculado en la ecuación (14) en kg/h.

H_{ia} = Es la entalpía del agua de la caldera a la temperatura de saturación correspondiente a la presión del calderín en kcal/h.

Q_{cc} = Cantidad de calor que entra al hogar en kcal/h.

2.9. PERDIDAS POR VAPOR DE ATOMIZACION.

Las pérdidas por vapor de vaporización se refieren a la utilización de vapor para la atomización del combustible líquido que se usa en un generador de vapor cuando este vapor proviene de la misma unidad de generación de vapor. Esta pérdida se calcula como:

$$P_{\text{va}} = W_{\text{vat}} * (H_{\text{vg}} - H_{\text{vat}}) \quad (\text{kcal/kg de combustible}) \quad (16)$$

Donde:

W_{vat} = Flujo del vapor de atomización en kg por kg de combustible.

H_{vg} = Entalpía del vapor de agua en los gases de escape de tablas de vapor sobrecalentado a la temperatura de los gases a la salida de la chimenea, en kcal/kg.

H_{vat} = Entalpía del vapor de atomización de tablas de vapor sobrecalentada a la temperatura y presión del vapor de atomización, en kcal/kg.

Una vez que se calcularon las pérdidas lo que sigue es calcular la entrada de calor al generador de vapor.

2.10. GANANCIAS DE ENERGÍA POR AIRE CALIENTE.

Si existen precalentadores aire-vapor y el vapor proviene de otra unidad, se hace el cálculo siguiente:

$$G_{\text{ac}} = W_a * C_{p_a} * (T_{2a} - T_{1a}) \quad (\text{kcal/kg combustible}) \quad (17)$$

Donde:

W_a = Flujo del aire de combustión en kg aire/kg combustible.

C_{p_a} = Capacidad calorífica del aire en kcal/kg*°C.

T_{2a} = Temperatura promedio del aire a la salida del precalentador en °C.

T_{1a} = Temperatura promedio del aire a la entrada del precalentador en °C.

2.11. POR VAPOR DE ATOMIZACION.

Es una ganancia si el vapor de atomización proviene de otra unidad generadora de vapor y se calcula como:

$$G_{vat} = W_{vat} * (H_{vat} - H_{va}) \quad (\text{kcal/kg combustible}) \quad (18)$$

Donde:

H_{vat} = Entalpía del vapor de atomización de tablas de vapor sobrecalentada a la temperatura y presión del vapor de atomización, en kcal/kg.

H_{va} = Entalpía del vapor de agua saturada a la temperatura ambiente y presión atmosférica de tablas de vapor saturado en kcal/kg.

2.12. POR CALOR SENSIBLE EN EL COMBUSTIBLE.

El combustible puede aportar calor sensible, que se encuentra de la siguiente manera:

$$G_{cc} = (1 \text{ kg}) * C_{p_c} * (T_c - T_{abs}) \quad (\text{kcal/kg combustible}) \quad (19)$$

Donde:

C_{p_c} = Capacidad calorífica del combustible en kcal/kg*°C.

T_c = Temperatura del combustible antes de entrar a la caldera, si sufre un precalentamiento y si se usa vapor que proviene de otra unidad T_c será la temperatura a la salida del precalentador en °C.

T_{abs} = Temperatura ambiente a bulbo seco en °C.

2.13. POR CALOR DE COMBUSTIÓN.

Otra contribución la representa la energía suministrada por el combustible y se calcula como:

$$G_{\text{calor combustión}} = \text{PCS} \quad (\text{kcal/kg combustible}). \quad (20)$$

3. ALGORITMO PARA CALCULAR LA EFICIENCIA DE UN GENERADOR DE VAPOR.

Para obtener la eficiencia de una caldera se requiere recopilar los siguientes datos:

3.1. VARIABLES A MEDIR.

TEMPERATURAS:

- $T_{abs} =$ _____ °C (temperatura ambiente bulbo seco)
 $T_{abh} =$ _____ °C (temperatura ambiente bulbo húmedo)
 $T_c =$ _____ °C (temperatura del combustible antes de quemarse)
 $T_g =$ _____ °C (temperatura de gases de la chimenea)
 $T_a =$ _____ °C (temperatura del aire a la entrada de la caldera)

Si existe precalentador de aire entonces se requiere además:

- $T_{1a} =$ _____ °C (temperatura del aire antes del precalentador)
 $T_{2a} =$ _____ °C (temperatura del aire después del precalentador).
 $T_1 =$ _____ °C (temperatura de la zona más caliente del área estudiada para calcular la pérdida de calor por conducción).
 $T_2 =$ _____ °C (temperatura de la zona más fría del área estudiada para calcular la pérdida de calor por conducción).
 $T_s =$ _____ °C (temperatura del sólido estudiado para calcular la pérdida de calor por convección).
 $T_m =$ _____ °C (temperatura del fluido sobre el sólido estudiado para calcular la pérdida por convección).
 $T_E =$ _____ °C (temperatura del cuerpo emisor para calcular la pérdida de calor por radiación).
 $T_R =$ _____ °C (temperatura del cuerpo receptor para calcular la pérdida de calor por radiación).

PRESIONES:

- $P_{atm} =$ _____ Kg/cm² (presión atmosférica).
 $P_{calderín} =$ _____ Kg/cm² (presión del calderín).

FLUJOS MASICOS:

- $J_c =$ _____ kg combustible/h (flujo del combustible usado).
 $J_w =$ _____ kg agua/h (flujo del agua de alimentación).

PODER CALORIFICO SUPERIOR DEL COMBUSTIBLE.

PCS = _____ kcal/kg.

Tipo de combustible _____.

ANÁLISIS DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN.

En el caso de poder obtener el análisis de los gases de combustión se llenará lo siguiente:

| composición | % volumen | composición | ppm |
|------------------|-----------|-------------|-------|
| CO ₂ | _____ | C | _____ |
| CO | _____ | | |
| SO ₂ | _____ | | |
| O ₂ | _____ | | |
| N ₂ | _____ | | |
| H ₂ O | _____ | | |

De este análisis y de la composición en % peso del combustible quemado se puede obtener el exceso de aire como:

$$n = 1 + \frac{\frac{C}{12} \times \% O_2}{\left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32}\right) \times \% CO_2} \quad (21)$$

Los índices C, H, y S están referidos al por ciento en peso de combustible; %O₂ y %CO₂ en volumen.

Si no se dispone de la composición de los gases de combustión, esta parte no se toma en cuenta.

3.2. CONSTANTES REQUERIDAS.

C_{p_c} = _____ kcal/kg °C (capacidad calorífica del combustible).

C_{p_a} = _____ kcal/kg °C (capacidad calorífica del aire).

k = _____ (kcal*m)/h*m²*°C (conductividad térmica del material estudiado para calcular las pérdida de calor por conducción).

h_m = _____ kcal/h*m₂*°C (coeficiente de transmisión desde la superficie al fluido para calcular la pérdida de calor por convección).

C_p DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN EN kcal/kg °C.

$$C_{p_{O_2}} = 0.36 - (5.378 / (1.8 * T_G + 492)^{1/2}) + (47.836 / (1.8 * T_G + 492)) = \underline{\hspace{2cm}}$$

$$C_{p_{N_2}} = 0.3384 - (123.99 / (1.8 * T_G + 492)) + (41449.11 / (1.8 * T_G + 492)^2) = \underline{\hspace{2cm}}$$

$$C_{p_{CO}} = 0.338 - (117.56 / (1.8 * T_G + 492)) + (38233.23 / (1.8 * T_G + 492)^2) = \underline{\hspace{2cm}}$$

$$C_{p_{H_2}} = 2.851 + (0.2891E-3 * (1.8 * T_G + 492)) + (10.05 / (1.8 * T_G + 492)^{1/2}) = \underline{\hspace{2cm}}$$

$$C_{p_{PH_2O}} = 1.1039 - (33.183 / (1.8 * T_G + 492)^{1/2}) + (416.87 / (1.8 * T_G + 492)) = \underline{\hspace{2cm}}$$

$$C_{p_{PCO_2}} = 0.3684 - (148.48 / (1.8 * T_G + 492)) + (32061 / (1.8 * T_G + 492)^2) = \underline{\hspace{2cm}}$$

$$C_{p_{SO_2}} = (4.186 * 0.23901) * (0.1875 + (0.0944 * (1.8 * T_g + 492) / 1E4) + (1.336E4 / (1.8 * T_g + 492))) = \underline{\hspace{2cm}}$$

Si el combustible es líquido entonces hay que dar los siguientes datos:

Si en la atomización del combustible se utiliza vapor se requiere además:

$W_{vat} =$ _____ kg vapor/kg combustible (solo si el vapor proviene de otra unidad).

$T_{vat} =$ _____ °C (temperatura del vapor de atomización).

$P_{vat} =$ _____ kg/cm² (presión del vapor de atomización).

Si no se tiene el poder calorífico superior del combustible se puede calcular teniendo la densidad.

$d =$ _____ g/cm³.

$PCS = 12.400 - 2100 d^2 =$ _____ kcal/kg.

Si el combustible es sólido:

$PCS = [80.8 * \%C + 344 * [\%H - (\%O/8)] + 22.2 * \%S] =$ _____ kcal/kg.

Si es gaseoso, se obtiene de la literatura o de datos del proveedor.

Para una mezcla de gases se puede emplear la ecuación:

$PCSm = \Sigma (X_i * PCS_i) =$ _____ kcal/kg.

Entalpías (kcal/kg).

Para el vapor de agua en los gases se obtiene de tablas de vapor sobrecalentado con la T_g y P_{atm} :

$H_{vg} =$ _____ kcal/kg.

Para el vapor de agua, de tablas de vapor saturado con T_A y P_{atm} :

$H_{va} =$ _____ kcal/kg.

Para el agua, de tablas de vapor saturado con T_{abs} y P_{atm} :

$H_{wa} =$ _____ kcal/kg.

Para el vapor de atomización, de tablas de vapor sobrecalentado con T_{vat} y P_{vat} :

$H_{vat} =$ _____ kcal/kg.

Para el agua de la caldera a la temperatura de saturación correspondiente a la presión del calderín ($P_{calderin}$):

$H_{ia} =$ _____ kcal/kg.

3.3. CALCULO DEL AIRE Y PRODUCTOS DE COMBUSTIÓN COMPLETA.

Para el cálculo del aire y los productos de combustión para el combustible usado se sigue el siguiente procedimiento:

| COLUMNA A | B | C | D | E | F | G | H | I | J | K | |
|-----------|---|-------|---------|-----------------|-----------|--|---------------------|---------------------|--------------------|--------|----------------------|
| línea | COMPOSICIÓN | %peso | div. PM | %vol.o no.moles | mult. por | O ₂ req. | CO ₂ /PM | SO ₂ /PM | N ₂ /PM | CO /PM | H ₂ O /PM |
| 1 | C | | 12 | | 1 | | | | | | |
| 2 | H ₂ | | 2 | | 0.5 | | | | | | |
| 3 | S | | 32 | | 1 | | | | | | |
| 4 | N ₂ | | 28 | | | | | | | | |
| 5 | O ₂ | | 32 | | 1 | | | | | | |
| 6 | H ₂ O | | 18 | | | | | | | | |
| 7 | CO ₂ | | 44 | | | | | | | | |
| 8 | CENIZA | | | | | | | | | | |
| 9 | SUMA | | | | | | | | | | |
| 10 | O ₂ TEÓRICO REQUERIDO | | | | | = LÍNEA 9 (COLUMNA F) = | _____ moles | | | | |
| 11 | DAR n (EL EXCESO DE AIRE) | | | | | = | _____ % | | | | |
| 12 | O ₂ EXCESO | | | | | = (LÍNEA 13 * LÍNEA 12)/100 = | _____ moles | | | | |
| 13 | O ₂ REQUERIDO | | | | | = LÍNEA (12 + 14) = | _____ moles | | | | |
| 14 | AIRE SUMINISTRADO SECO | | | | | = (3.76 * LÍNEA 15) + LÍNEA 15 = | _____ moles | | | | |
| 15 | DAR PRESIÓN BAROMÉTRICA EN mmHg | | | | | = | _____ mmHg | | | | |
| 16 | DAR LA PRESIONA DE SATURACIÓN DEL AGUA A TEMP. AMB. | | | | | = | _____ mmHg | | | | |
| 17 | DAR LA HUMEDAD RELATIVA | | | | | = | _____ % | | | | |
| 18 | PESO HÚMEDO DEL AIRE = | | | | | = (línea 16 * 29) + (18 * LÍNEA 16 * LÍNEA 18 * LÍNEA 19 / (LÍNEA 17 - (LÍNEA 18 * LÍNEA 19))) = | _____ (kg). | | | | |
| 19 | PESO SECO DE GASES DE COMBUSTIÓN | | | | | = LÍNEA 9 (COLUMNAS G,H,I y J) | = _____ kg | | | | |
| 20 | PESO HÚMEDO = LÍNEA 9 (COLUMNAS G,H,I,J y K) | | | | | = | _____ kg | | | | |

PARA COMBUSTIBLES SOLIDOS Y LÍQUIDOS

21 W_A (PESO AIRE/PESO COMB.) = LÍNEA 20/100 = _____ (kg AIRE/kg COMB.)

PARA COMBUSTIBLES GASEOSOS

21' $W_A = \text{LÍNEA 20} / (\Sigma(\text{MOLES DE C/COMP.} * \text{PM}_i))$ (COMBUSTIBLE) = _____ kg gases/kg combustible.

PARA COMBUSTIBLES LÍQUIDOS Y SOLIDOS

22 $W_{GS} = \text{LÍNEA 10}/100 =$ _____ kg GASES/kg COMB

PARA GASES

$$22' \quad W_{GS} = \text{LINEA10}/(\Sigma(\text{moles COMP.}_i \cdot \text{PM}_i) \text{ COMB.}) = \text{_____} \text{ kg GASES/kg COMBUSTIBLE}$$

$$23 \quad W_{GH} \text{ (PARA LÍQUIDOS Y SÓLIDOS)} = \text{LÍNEA 11}/100 = \text{_____} \text{ kg GASES/kg COMB.}$$

$$23 \quad W_{GH} \text{ (PARA COMB. GASEOSOS)} = \text{LÍNEA 11}/(\Sigma(\text{moles COMP.}_i \cdot \text{PM}_i) \text{ COMB.}) = \text{_____} \text{ kg GASES/kg COMBUSTIBLE.}$$

PERDIDAS.

$$P_g \text{ (pérdidas por gases secos ec.2)} = \text{_____} \text{ kcal/kg combustible.}$$

$$P_{ha} \text{ (por humedad en el aire ec.4)} = \text{_____} \text{ kcal/kg combustible.}$$

$$P_{hc} \text{ (por humedad en el combustible ec.5)} = \text{_____} \text{ kcal/kg combustible.}$$

$$P_{ch} \text{ (por combustión de hidrógeno ec.6)} = \text{_____} \text{ kcal/kg combustible.}$$

$$P_{co} \text{ (por CO ec.7)} = \text{_____} \text{ kcal/kg combustible.}$$

$$P_H \text{ (por hidrógeno ec.8)} = \text{_____} \text{ kcal/kg combustible.}$$

$$P_{cl} \text{ (por carbono libre ec.9)} = \text{_____} \text{ kcal/kg combustible.}$$

$$P_c \text{ (por conducción ec.10)} = \text{_____} \text{ kcal/kg combustible.}$$

$$P_{cv} \text{ (por convección ec.12)} = \text{_____} \text{ kcal/kg combustible.}$$

$$P_r \text{ (por radiación ec.13)} = \text{_____} \text{ kcal/kg combustible.}$$

$$P_{purga} \text{ (por purgas ec.15)} = (\text{purga} \cdot H_{ia}/Q_{cc}) \cdot 100\% = \text{_____} \%$$

$$P_{va} \text{ (por vapor de atomización ec.16)} = \text{_____} \text{ kcal/kg.}$$

GANANCIAS DE ENERGÍA.

$$G_{ac} \text{ (por aire caliente ec.17)} = \text{_____} \text{ kcal/kg combustible.}$$

$$G_{vat} \text{ (por vapor de atomización ec.18)} = \text{_____} \text{ kcal/kg combustible.}$$

$$G_{cc} \text{ (calor sensible en el combustible ec.19)} = \text{_____} \text{ kcal/kg combustible.}$$

CALCULO DE LA EFICIENCIA DE UN GENERADOR DE VAPOR.

La suma de las pérdidas totales es:

$$P_t = P_g + P_{ha} + P_{hc} + P_{ch} + P_{co} + P_H + P_{cl} + P_c + P_{cv} + P_r + P_{purgas} + P_{va} \\ = \text{_____} \text{ kcal/kg combustible.}$$

La suma de las entradas de energía simplificadas se calcula como:

$$G_t = G_{ac} + G_{vat} + G_{cc} + PCS = \text{_____} \text{ kcal/kg combustible.} \\ = \text{_____} \%$$

**EL EDIFICIO SUPER CONSERVADOR DE ENERGIA
DE LA CORPORACION OHBAYASHI
EN TOKIO JAPON**

**Ricardo Ramírez Vargas
Instituto Tecnológico de la Laguna**

Resumen

El principal edificio del instituto de investigación técnica de la corporación Ohbayashi en Tokio Japón, fue construido con el objetivo de ser el mejor en el mundo en el terreno de la conservación de energía.

La utilización de este edificio comenzó el 15 de Abril de 1982, registrando un consumo anual de energía en los dos primeros años de 87 y 96 Mcal/m² respectivamente, esto es, menos de un cuarto del consumo en edificios convencionales. El ambiente interno es mejor o igual que el de edificios ordinarios y el tiempo de recuperación de la inversión se estimó en 8.7 años.

La clasificación en el consumo de energía para esos dos primeros años fué de 31% para el acondicionamiento de aire, 41% para la iluminación/contactos y 25% para otros. El máximo consumo apareció en el mes de Agosto y fué de 10 a 11 Mcal/m². El mínimo consumo correspondió al mes de Noviembre y fué de 6 a 7 Mcal/m².

Este edificio ganó en 1984 el premio ENERGIA de la ASHRAE. Un total de 98 medidas de conservación de energía fueron adoptadas para su construcción y operación.

Introducción

La demanda de energía final total de Japón para 1991 fue de 358 millones de kilolitros en términos de petróleo crudo, correspondiendo un 51.7% al sector industrial, 23.5% al sector de transporte y 24.8% al residencial y comercial.

Sin embargo, el nivel de vida en Japón ha continuado mejorando y consecuentemente la demanda de energía en el sector doméstico se incrementa año con año. Se espera que este sector, llegue a representar el 30% de la demanda total de energía. Es por ello que el ahorro de energía en el campo residencial y comercial ha llegado a ser más importante que nunca.

La mayor parte de la energía consumida en el sector residencial y comercial se consume en edificios, tales como edificios de oficinas. Estos edificios tienen una larga vida, y una vez que han sido construidos es difícil llevar a cabo una remodelación en gran escala, por esta razón el diseño inicial de un edificio es el principal determinante de su futuro consumo de energía.

Por otra parte, si los usuarios de los edificios no son los dueños, es difícil para ellos tomar medidas consistentes de ahorro de energía.

Tomando esto en cuenta, la Corporación Ohbayashi diseñó y construyó el llamado edificio superconservador de energía en Tokio, Japón. Teniendo como objetivo 100 Mcal/m² año de consumo de energía.

Método de Diseño Tomando en Cuenta Conservación de Energía

Este método toma en cuenta tanto lo relacionado con la planeación del edificio como lo referente al equipo que se utiliza en él.

Las consideraciones más importantes se muestran a continuación.

Planeación del Edificio

1. Doble piel

Se le da este nombre al cristal que cubre la periferia de un edificio, generando así un espacio con circulación de aire. Este aire es utilizado para reducción de cargas térmicas.

En el caso del edificio Ohbayashi, el cristal cubre completamente los cinco pisos de la cara sur. El aire asciende entre las ventanas del edificio y la doble piel, proporcionando así del 17 al 32 % de la carga térmica en invierno y disminuyendo la carga térmica en verano entre un 19 y 25%.

2. Reducción del área abierta

Las áreas abiertas incrementan las cargas térmicas. En Tokio cuando el área de ventanas del lado sur es reducida de 60 a 40 %, la carga térmica disminuye en 17%. El edificio Ohbayashi tiene el área de ventanas del lado sur cubiertas por la doble piel. En los otros lados el área de ventanas está reducida al mínimo.

3. Optimización de la posición de núcleos

Cuarto de máquinas, sistema de elevadores, baños, etc., son "núcleos". Estos se colocan en la parte superior del edificio o en la periferia, constituyendo zonas de amortiguamiento de calor, disminuyendo así cargas térmicas.

El edificio Ohbayashi tiene en el lado oeste el área de escaleras y baños, en el lado este los tanques de almacenamiento de agua caliente y fría y en el piso superior está el cuarto de máquinas.

4. Optimización de la orientación del área abierta

El edificio Ohbayashi cuenta con la orientación óptima, las zonas nucleares en los lados este y oeste y el área abierta al lado sur. El lado sur cuenta además con la doble piel.

5. Persianas externas

Las persianas externas bloquean la radiación solar en las ventanas. La apertura es controlada automáticamente de tal manera que la carga de acondicionamiento del aire y la carga de iluminación se mantienen en un mínimo.

6. Techo flotante

En el caso de edificios de pocos pisos, la carga debida a la radiación solar en el techo es grande. El techo flotante bloquea esa radiación. El edificio Ohbayashi cuenta con un techo flotante formado por colectores solares.

Equipamiento del Edificio

1. Tanque de almacenamiento de calor de temperatura estratificada

Se utilizan dos de estos tanques debido a su alta eficiencia para el almacenamiento de calor y a su bajo costo.

2. Volumen de aire variable

El sistema convencional CAV (Volumen de Aire Constante) trata a las cargas parciales reduciendo la diferencia de temperaturas entre el aire suministrado y el de retorno, manteniendo constante el volumen de aire. En contraste el sistema VAV (Volumen de Aire Variable) trata a las cargas parciales reduciendo el volumen de aire y manteniendo constante la temperatura.

Para la utilización de este sistema el edificio Ohbayashi cuenta con un termostato en cada cuarto que detecta la carga de éste y cuenta además con una unidad terminal que reduce el volumen de aire al necesario.

3. Intercambiador de calor total

Se cuenta con este equipo para reducir la carga térmica del aire externo, la cual representa un 30% de la carga total de acondicionamiento de aire. Este equipo además recupera un 70% de la energía del aire expulsado.

4. Enfriamiento por ventilación.

Debido al valor calorífico interno (iluminación, cuerpo humano, equipo de oficina, etc.) algunas partes de los edificios requieren enfriamiento a través de todo el año. El edificio superconservador de energía utiliza en invierno aire frío externo para su acondicionamiento. En general en Tokio el consumo de energía en el serpentín de agua de enfriamiento disminuye de 10 a 20% al utilizar este sistema.

5. Utilización de agua de lluvia

El agua de lluvia es recolectada del techo y de las áreas de los alrededores. Se filtra y se almacena en depósitos bajo el edificio después de pasar por un tanque de sedimentación. Esta agua se utiliza para los sanitarios y para la torre de enfriamiento. Esta contribución llega a ser en promedio el 35% del agua total utilizada.

6. Sistema de diferencia de temperatura grande en el agua fría-caliente

En un sistema de acondicionamiento de aire que utiliza agua fría para la remoción del calor, la potencia de la bomba del agua es disminuida al reducir la cantidad de agua que se maneja. Esto es posible tomando un incremento grande en la temperatura del agua. Por otra parte, el generar una diferencia grande implica una mayor potencia del sistema de refrigeración. El edificio Ohbayashi utiliza un delta de temperatura tal que las potencias de la bomba y del sistema de refrigeración permanecen en un mínimo.

7. Utilización de la energía solar

a) Utilización pasiva

En verano la doble piel proporciona una ventilación natural. Añadiendo a ésto el efecto de las persianas, el resultado es un bloqueo de la radiación solar.

En invierno la doble piel se utiliza para precalentar el aire de calefacción y como aislante para el lado sur.

b) Utilización activa

200 m² de colectores solares suministran la energía a una máquina de refrigeración por absorción Bromuro de Litio-Agua. Este sistema es auxiliado por un equipo de refrigeración convencional. La operación de este conjunto es de medio Mayo a medio Octubre. Los colectores suministran también parte de la energía para el calentamiento del agua de baños.

12 m² de módulos fotovoltaicos con potencia máxima de 1 Kw, suministran parte de la energía requerida por la bomba de circulación de los colectores.

8. Almacenamiento de calor bajo tierra

Para almacenar el excedente de energía proveniente de los colectores, se construyó un almacenamiento bajo tierra a base de serpentines. Este opera en otoño y constituye la fuente de calor de una bomba térmica de recuperación de calor que funciona en invierno. La capacidad del almacén es de 5 Gcal/año.

9. Ducto bajo tierra

En verano y en invierno el aire fresco entra a través de un ducto bajo tierra, disminuyendo así su carga térmica. En los dos primeros años de operación del edificio, se registró en el verano una temperatura a la salida del ducto de 22-24° C contra una temperatura de entrada de 24-32° C, mientras que durante el invierno la temperatura a la salida del ducto fue de 7-8° C contra una temperatura de entrada de 1-5° C.

10. Sistema de suministro de aire acondicionado sin ductos

El suministro de aire acondicionado no se hace directamente del ducto al espacio habitacional, sino que el ducto descarga sobre un cielo colocado sobre dicho espacio, y pasa a éste mediante perforaciones.

11. Sistema de iluminación trabajo-ambiente

En contraste con el sistema convencional en donde la iluminación para trabajo es a la vez iluminación ambiental, este sistema divide a la iluminación en aquella para trabajo y aquella para ambiente.

Con este cambio la potencia necesaria es un tercio menor que la convencional y el consumo anual de energía el 45% del común.

12. Control de iluminación mediante utilización de luz de día

Un sistema computarizado disminuye la potencia de la luz de acuerdo a las condiciones exteriores. El resultado es una reducción en el consumo de energía de 580 a 690 Kwh/año.

Conclusiones

El objetivo principal del edificio Ohbayashi fue el reducir el consumo anual de energía de 100 Mcal/m² o menos. Los siguientes objetivos fueron satisfacer la factibilidad económica y tener condiciones ambientales y de funcionalidad mejores que las existentes en edificios convencionales.

El consumo de energía anual ha logrado ser menor que el objetivo, y el tiempo de recuperación de la inversión se redujo de 8.7 a 8.2 años. Las encuestas a los ocupantes indican que el edificio tiene condiciones confortables y de buena funcionalidad.

La experiencia con este edificio ha permitido evaluar y clarificar varios métodos de ahorro de energía.

Bibliografía

1. *Operation Record of Super Energy Conservation Building at Ohbayashi Corporation*
Technical Research Institute.
(2) Ohbayashi Corporation, Japan
2. *Energy Conservation Text Book*
Japan International Cooperation Agency
The Energy Conservation Center
Vol. 1 1994, Japan.

CONSIDERACIONES SOBRE LOS EFECTOS CAUSADOS POR UN SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR DE GASES DE ESCAPE, ADAPTADO A TURBINAS DE GAS DISEÑADAS ORIGINALMENTE PARA OPERAR BAJO UN CICLO SIMPLE.

Cuesta Escobar Cesar A.
 Instituto Mexicano del-Petróleo.
 Sudirección de Ingeniería de Proyectos de Explotación.
 Depto. de Ing. Mecánica.
 Eje central 152, México D.F. 07730.
 Tel: 368-59-11 ext 20583.

RESUMEN

En este artículo se plantean las consideraciones sobre lo que puede provocar un sistema de recuperación de calor de gases de escape adaptado a turbinas de gas ya instaladas, operando y que no fueron diseñadas originalmente para operar con este sistema.

Se plantean los probables efectos en los sistemas de control, en las cámaras de combustión y en los empaletados de las turbinas de gas usadas para bombeo de gas natural o generación eléctrica en instalaciones de tierra o plataformas marinas, al tratar de adaptarse a un ciclo regenerativo o un sistema para calentamiento. Efectos observados, fundamentalmente, en el "LOOP" de estabilidad de flama, velocidad del flujo, coeficiente de intensidad térmica, relaciones aire-combustible y flujo másico.

También se presentan las consecuencias que sufriría el sistema primario de producción debido, principalmente, a la reducción del bombeo de gas natural, a la disponibilidad de espacio, al consumo de combustible y a la cantidad máxima de calor susceptible de recuperarse, comparada con los requerimientos de éste en el sistema.

OBJETIVO

Plantear las consideraciones de lo que puede provocar un sistema de recuperación de calor de gases de escape adaptado a turbinas de gas ya instaladas, operando y que no fueron diseñadas originalmente para operar con este sistema.

ALCANCE

El alcance del presente análisis muestra el contenido del estudio que comprende, únicamente, los dos aspectos más importantes en el análisis sobre los efectos producidos por el equipo de recuperación de calor adaptados a las turbinas de gas. Estos aspectos son:

- 1).- Efectos en las turbinas de gas y sus dispositivos tomando en consideración el calor recuperado de los gases de escape para usarlos en un ciclo regenerativo y en un sistema de calentamiento de aceite "térmico"**.
- 2.- Efectos en el sistema primario de producción debido principalmente, a la reducción del bombeo de gas natural, a la disponibilidad de espacio, al consumo de combustible y a la cantidad máxima de calor susceptible de recuperarse, comparada con los requerimientos de éste en el sistema.

BASES DEL ESTUDIO

Con base en el alcance anteriormente planteado, los criterios principales sobre los cuales se apoya el estudio se enfocan a:

- A las implicaciones técnicas en el diseño, construcción, operación, regulación y control de los motores.
- A los problemas sobre disponibilidad de espacio y manejo optimizado de áreas, distancias y longitudes con miras a conocer las repercusiones en las turbinas.
- A los aspectos de ingeniería y adaptación para la implantación del recuperador de calor así como para la cancelación de los sistemas y dispositivos que serían sustituidos por éste.
- A los aspectos de regulación y control del sistema de calentamiento relacionado con la optimización de espacios y con el diseño de dispositivos y sistemas mecánicos.
- A la cantidad máxima de calor disponible en los escapes con enfoque a las demandas futuras de éste en el sistema.

Los cálculos analíticos se enfocan solo a los motores LM-2500 y RB-211 por ser los más representativos y de mayor capacidad.

* Sem. Nal. sobre el uso racional de la energía, ATPAE, 21-25 Nov. 1994, Museo Tecnológico CFE, México, D.F.,

** Se le denomina comúnmente: aceite de calentamiento.

INTRODUCCION

Debido a las altas temperaturas de los gases de escape de las turbinas de gas, se han investigado y diseñado equipos y dispositivos para recuperar el calor asociado a esta temperatura y usarlo en ciclos de cogeneración o en procesos de ahorro de energía.

Estos sistemas de recuperación de calor de gases de escape de turbinas de gas, tienen dos aplicaciones básicas, a saber:

- . Al propio ciclo termodinámico del motor y
- . Al sistema general, con miras al uso eficiente de la energía.

En el primer caso se contempla, entre otros, el ciclo regenerativo y en el segundo caso los sistemas para calentamiento, ambos, temas de este estudio.

Sin embargo, esto es solo posible siempre y cuando la magnitud del calor, susceptible de recuperar, sea la requerida para una optimización y el sistema de recuperación cumpla con el objetivo primordial, es decir, elevar el rendimiento termodinámico del motor, reducir su consumo de combustible u optimizar el uso de la energía, según sea el caso en el que se aplique y sin menoscabo del estado físico y operativo de la turbina de gas.

Así pues, el usar estos sistemas y/o dispositivos, solo se justifica en el caso de la "optimización", la cual no debe ser solo enfocada al aspecto energético sino también al uso eficiente de los recursos materiales, es decir, propiciar la optimización de los recursos económicos y energéticos.

Por lo tanto, esta necesaria optimización de recursos y energía, a través del ciclo regenerativo o el calentamiento de aceite, solo es logrado si el sistema de recuperación de calor es diseñado de origen y nace con el motor, de lo contrario, cuando son adaptados posteriormente a turbinas ya instaladas, operando y que no fueron concebidas para usar un sistema de esta naturaleza, se originan variaciones de los parámetros característicos del ciclo termodinámico que provocan cambios en su comportamiento y operación, reducen la potencia y su vida útil. Estos fenómenos nunca fueron previstos durante el diseño del motor y para el trabajo por el cual fueron adquiridos, por lo que, generan ciertas implicaciones técnicas, tanto en los motores como en el sistema primario de producción.

CONSECUENCIAS EN LOS ELEMENTOS CONSTRUCTIVOS INTERNOS DE LA TURBINA AL MODIFICARLA A CICLO REGENERATIVO.

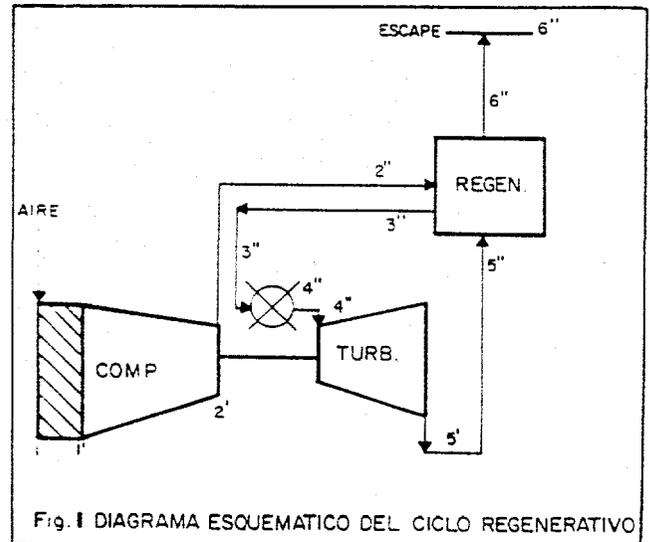
- . La interpretación del ciclo y las caídas de presión generadas.

El ciclo regenerativo en turbinas de gas es la recuperación de calor de sus gases de escape, a través de un cambiador de calor, con objeto de recalentar el aire destinado a la combustión.

Esto eleva el rendimiento térmico* de la máquina y reduce el consumo de combustible.

Sin embargo, cuando el sistema no nace con la turbina, sino es adaptado (caso de este estudio), es necesario instalar dispositivos para guiar o captar los gases de escape y el aire del compresor hacia el cambiador de calor.

En la figura No. 1 se muestra un diagrama esquemático de un arreglo del ciclo regenerativo, en el cual se observan los elementos que componen el equipo (regenerador y ductos) así como la ruta característica de los procesos termodinámicos.



Dichos dispositivos generan grandes caídas de presión en todos los puntos de instalación, traduciéndose esto en reducción de potencia y variaciones considerables en los parámetros característicos del ciclo termodinámico.

Estas variaciones, de dichos parámetros, provocan cambios en el comportamiento y operación de la turbina de gas.

En la figura No. 2 se observan los puntos característicos del ciclo regenerativo y muestran los procesos con sus estados termodinámicos finales originados por el regenerador y ductos asociados para la operación de éste. Los procesos originan las caídas de presión que obligan a que la potencia decaiga y los estados termodinámicos indican la magnitud en la que se deformó el ciclo simple y los nuevos parámetros que se deben regular y controlar. Así pues, los procesos más críticos, propios del ciclo regenerativo y que no contempla una turbina diseñada para ciclo simple son; (ver fig. 2):

- (ΔP_2) 2' - 2'': Ducto compresor-regenerador
- (ΔP_3) 2'' - 3': Regenerador, lado aire.
- (ΔP_4) 3' - 3'': Ducto regenerador - cámara de combustión.

* El rendimiento termodinámico se incrementa ya que la energía que debe aportar el combustible para la operación disminuye en mayor proporción que la caída de potencia provocada por ductos y cambiador de calor del sistema de regeneración.

- (ΔP_5) 4' - 4'' : Ducto de la cámara de combustión a la turbina (no en todos los casos)
- (ΔP_6) 5' - 5'' : Ducto turbina-regenerador
- (ΔP_7) 5'' - 6' : Regenerador, lado gases.
- (ΔP_8) 6' - 6'' : Chimenea (no en todos los casos)

Mientras que los procesos comunes e inherentes a los componentes básicos (compresor, cámara de combustión, turbina y filtros de aire) son:

- (ΔP_1) 1 - 1' : Filtros de aire
- 1' - 2' : Compresor
- (ΔP_{cc}) 3'' - 4' : Cámara de combustión
- 4'' - 5' : Turbina (expansión total)

Según lo anterior, la pérdida de presión originada por el regenerador y ductos asociados, estará dada por la siguiente expresión:

$$\Delta P_R = \sum_{l=2}^{l=7} \Delta P_l \quad \text{----- (1)}$$

Para un motor del ciclo simple, adaptado a regenerativo, dichas pérdidas ascenderían a un valor promedio entre 21 y 25 plg. de agua, de las cuales, alrededor 9 plg. de agua corresponden solo al regenerador y el resto a los ductos adaptados para el funcionamiento del mismo.

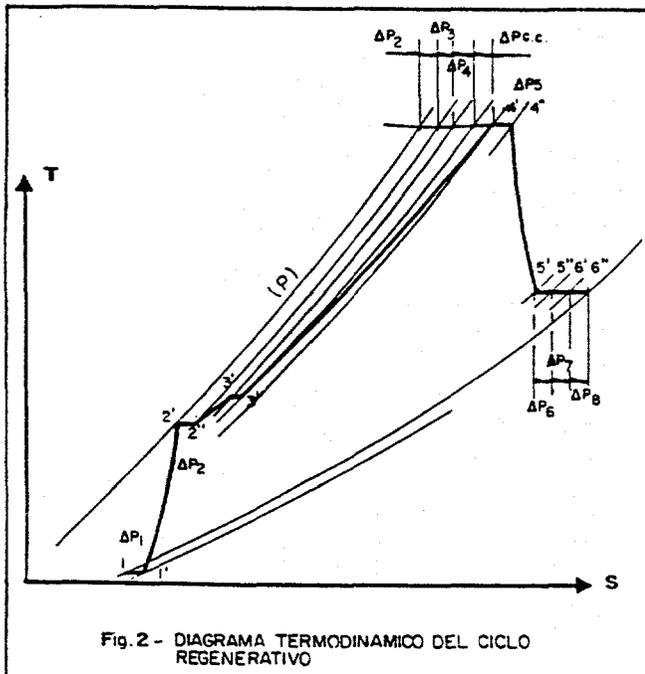


Fig. 2 - DIAGRAMA TERMODINAMICO DEL CICLO REGENERATIVO

Las pérdidas totales en el ciclo regenerativo, estarán dadas por la suma de las caídas parciales de presión, incluyendo chimenea, ducto de admisión y cámara de combustión, es decir:

$$\Delta P_T = \Delta P_R + \Delta P_1 + \Delta P_3 + \Delta P_{cc} \quad \text{----- (2)}$$

Lo cual agrupando convenientemente resultará:

$$\Delta P_T = \sum_{l=1}^{l=8} \Delta P_l + \Delta P_{cc} \quad \text{----- (3)}$$

Estas pérdidas totales, representan un global, aproximadamente, de 200 plg. de agua, poco más o menos.

Todas las pérdidas mencionadas, modifican la relación de presiones de la turbina (zona de expansión) en la siguiente proporción:

$$\pi_t = a \pi_c \quad \text{----- (4)}$$

siendo

$$a = \frac{1 - f_{ar} - f_{cc}}{1 + f_{gr}} \quad \text{----- (5)}$$

Estos factores también engloban las caídas de presión originadas por ductos asociados al regenerador y toman los siguientes valores.⁽⁴⁾

$$\begin{aligned} f_{ar} &= 0.02 \\ f_{gr} &= 0.03 \\ f_{cc} &= 0.03 \end{aligned}$$

Arrojando una magnitud de $a = 0.92$, lo cual obliga a que la relación de presiones en la turbina se reduzca hasta el 92% en comparación a la del compresor.

Se debe tomar en consideración que la relación de presiones π_t determina la magnitud del trabajo específico que se obtiene de la turbina gasógena y este trabajo, a su vez, fija el número de etapas en las cuales deberá efectuarse la expresión.

La ecuación No. 6 ilustra⁽⁵⁾ lo antes dicho, pudiéndose observar que el número de etapas (Z) depende directamente del trabajo específico de la turbina y de su velocidad periférica (U).

$$h = \mu U^2 Z \quad \text{----- (6)}$$

Cuando una turbina gasógena es diseñada, el número de etapas presenta un valor fijo e íntimamente relacionado con dicho trabajo. Durante la operación normal y dentro de rangos operativos de diseño, el trabajo específico y la velocidad periférica cambian, sobre todo para carga parcial, sin embargo este cambio fue planeado durante el diseño y el equipo acepta las modificaciones de esas variables ya que las componentes de velocidad del flujo, representadas por el coeficiente μ , son aún convenientes para el ángulo de ataque requerido por el empaletado.

Sin embargo, cuando un recuperador de calor adaptado obliga a que la relación de presiones de la expansión sea menor, rebasando los márgenes diseñados para la operación, significa que el trabajo específico disponible decaerá considerablemente por debajo de los valores permitidos por los rangos operativos de diseño, propiciando que el flujo de gas en el empaletado sea severamente perturbado.

La reducción de dicho trabajo específico disponible no es tan importante como el fenómeno provocado al no mantener la correspondencia adecuada, entre la expansión presentada y el número de pasos de diseño, fenómenos que se muestran como perturbaciones aerodinámicas en el flujo de gases, que pueden originar peligrosas frecuencias de vibración y además fatiga mecánica, prematura, en los materiales.⁽⁶⁾

Por otro lado, como puede observarse en la figura 2, las pérdidas en la admisión, las generadas en la descarga del compresor debido al regenerador y la modificación de la η_c , antes mencionada, obligan a un cambio drástico en la temperatura de escape, y en la de descarga del compresor, modificando los parámetros requeridos para la operación de la cámara de combustión y complicando la regulación y control del motor ya que esta se efectúa a través de dichas temperaturas.

El sitio de instalación del motor con ciclo regenerativo y el tipo de turbina.

Aún cuando pudiese ser modificada una turbina de gas para adaptarse a un ciclo regenerativo, su aplicación estará restringida por el espacio y área disponible para instalación.

Los cambiadores de calor usados como regenerador, normalmente son de grandes dimensiones ya que la magnitud del volumen específico (m^3/Kg) del gas quemado y usado para el regenerador es muy alta.

En plataformas marinas, no es posible usar estos cambiadores de calor, de grandes proporciones, obligando a que dichos dispositivos deban ser diseñados más compactos y por lo mismo con mayores caídas de presión. Esto es debido al estrechamiento voluntario, en la separación de cada elemento del haz de tubos.

Existen arreglos que permiten que el regenerador se sitúe sobre la turbina de gas, con el tiro de gases quemados inmediatamente a la atmósfera, es decir, sin ducto que los conduzca. En dichas plataformas marinas con aplicaciones para bombeo de gas, no es posible presentar un tiro (escape) inmediato a la atmósfera a partir del regenerador ya que, por lo general, en los niveles superiores al punto de instalación del motor, existen equipos como enfriadores, tanques, etc., y hay maniobras de personal, por lo que necesariamente deberá instalarse una chimenea que permita que los gases no estén en contacto con el personal y que además no interfieran con dicho equipo. Esto propicia una caída de presión mayor a las ya mencionadas.

Por otra parte, en turbinas de gas con relaciones de presión del compresor (η_c) mayores de 12, tal como las aeroderivadas, no es apropiado usar un ciclo regenerativo ya que debido a las altas presiones a la carga del compresor, la temperatura del aire en esta zona es muy alta, casi en la misma magnitud (y en algunos casos mayor) a la temperatura de gases de escape. Esto reduce la diferencial de temperatura posible de usar entre el escape y la entrada de la cámara de combustión, obligando así a que el calor a suministrar el aire sea casi nulo.

Así pues, el ciclo regenerativo es usual solo en turbinas de gas con relaciones de presión de compresión hasta un valor de 10, ya que esto origina bajas temperaturas (relativamente hablando) del aire a la des-

carga del compresor y por lo mismo mayores diferenciales de temperatura, susceptibles de usar en un regenerador.

Los motores LM-2500 y RB-211, de los cuales se ocupa este estudio son turbinas de gas aeroderivadas con relaciones de presión muy altas y por consiguiente no son equipos a los que se les pueda adaptar un ciclo regenerativo.

Los efectos provocados en las cámaras de combustión.

Una turbina de gas construida originalmente para operarse bajo su "ciclo simple" sin prever la posibilidad de adecuar un sistema regenerativo, no es susceptible, técnicamente, de adecuarse los cambios necesarios para dicho sistema, ya que su diseño original no lo permite. Sin embargo, si la turbina de gas pudiese ser adecuada para instalar el sistema regenerativo, las cámaras de combustión originales no permitirán un buen funcionamiento.

La ecuación 6 muestra que al incrementar la temperatura del aire para combustión, la velocidad del flujo de gas caliente, a la salida de la cámara, disminuirá propiciado lo siguiente:

- Las componentes de velocidad requeridas por los álabes de la turbina, para los procesos aerodinámicos en estos, no son correctos.
- La temperatura del flujo presenta un patrón no uniforme originando puntos calientes.
- El proceso de expansión se altera y,
- El desprendimiento de la capa límite del flujo en los álabes se anticipa.

$$C_4' = \sqrt{2 \cdot \left[\frac{h_3'' + B h_o}{(1+B)} \right] - h_4'} + \frac{C_3''}{(1+B)} \quad \text{---(7)}$$

Siendo:

con:

- C4' : Velocidad del flujo de gas caliente a la salida de la cámara de combustión (c.c)
- C3'' : Velocidad del aire a la entrada de la c.c.
- h4' : Entalpía del gas caliente a la salida de la cámara de combustión.
- h3'' : Entalpía del aire a la entrada de la c.c.
- η_{cmb} : Rendimiento de la combustión

$$h_o = (h_f + \eta_{cmb} PCI)$$

Lo anterior origina que la potencia entregada caiga, el nivel de vibraciones en los empaquetados se incremente y con esto último se reducirá la vida útil por presencia de fatiga térmica mecánica.

Por otra parte, las variaciones de carga y RPM de la turbina de gas, debido a su regulación y a las demandas de bombeo de gas natural, obligarán a que se presente discontinuidad en la velocidad del flujo, también a la salida de la cámara de combustión. Esto -- acrecentará el nivel de vibraciones y los efectos con secuentes mencionados en los párrafos anteriores.

Una de las causas fundamentales en el deterioro de -- las cámaras de combustión, son las fuerzas aerodinámicas generadas en su interior, las cuales se forman debido a las fluctuaciones de la presión dinámica del gas caliente. Estas fuerzas originan el deterioro -- porque las turbulencias formadas por la propia operación del combustor (torbellinador) y la variación de la presión dinámica, propician el choque del flujo -- con las paredes del elemento y crean fuentes de vibración.

Las fluctuaciones de la presión, originadas por la -- operación del ciclo regenerativo, pueden contener suficiente energía para "vencer" el amortiguamiento "mecánico" de las estructuras que forman los combustores.

Puesto que las frecuencias naturales de los elementos que constituyen la cámara de combustión oscilan en un rango de 0 -1000 Hz, y las fluctuaciones de presión -- generan frecuencias entre 0 y 500 Hz, se corre el -- riesgo de que los elementos de la cámara entren en resonancia* provocando alguna falla por fatiga, aún -- cuando la operación se mantenga en un breve periodo -- de tiempo.

Un tono de resonancia puede, pues, causar falla aún -- después de un muy breve periodo de operación.

Por lo tanto, un tono de resonancia por perturbación -- en la combustión, generado por el propio ciclo regenerativo, no es conveniente y puede presentarse en al -- gún punto de operación obligado por el recuperador de calor adaptado a una turbina diseñada para ciclo simple.

La geometría y dimensiones de la cámara de combustión es determinada por la -- instancia en función del calor suministrado a ella y la presión del fluido, por lo tanto, cuando alguno de estos parámetros cambie, -- la cámara de combustión se verá afectada en su comportamiento.

Para el diseño de la cámara de combustión y la estimación de su vida útil, se usa un parámetro denominado -- "COEFICIENTE DE INTENSIDAD TÉRMICA"**, el cual es función del combustible, el tipo de este y de la presión -- en el interior de la cámara, es decir:

$$\Phi = \frac{\zeta_{cmb} \dot{m}_f PCI}{V_{cc} P_3} \quad \text{-----} (8)$$

Siendo:
 Φ : Coeficiente de intensidad térmica.
 \dot{m}_f : Consumo horario de combustible.

En las turbinas de gas, este parámetro toma valores -- entre (20 y 30) X 10⁶ $\frac{Kcal}{Hr-m^3-ATA}$ (Ver ref. 3) ----
 y cuando el valor rebasa el límite superior, ----

* Cfr. vid. ref. 3 P. 140-141

** Es la máxima cantidad de calor que puede admitir una cámara de combustión por cada unidad de volumen. cfr. vid. ref. (1), p. 332.

la vida útil de la cámara de combustión decrece rápidamente ya que se forman grietas, quemaduras y depósitos de carbón, entre otros fenómenos.

La ecuación 7 representa dicho parámetro y muestra que para el ciclo regenerativo adaptado a la turbina de -- gas de ciclo simple, la dependencia con la cantidad de combustible y la presión del aire caliente para la combustión, obliga a que su magnitud varíe según lo siguiente:

a).- Para la condición de operación obligada por la -- adaptación del ciclo regenerativo, el flujo de combustible suministrado se reduce del requerido por diseño para ciclo simple y la presión del aire a la entrada de la cámara de combustión es menor que la de la operación original.

Esta presión cae en mayor proporción que el calor suministrado ($\zeta_{cmb} \dot{m}_f PCI$, de la ec. 7) dando como consecuencia que el coeficiente de intensidad térmica se eleve.

b).- Durante la condición de carga total, lograda -- lo mediante la máxima temperatura de gases en cámara de combustión, la magnitud de combustible suministrado permanece constante (después de su previa reducción mencionada en el inciso anterior), por lo que cualquier disminución de la presión de descarga del compresor, originada por la operación y ductos adaptados, propiciará una nueva elevación del coeficiente de intensidad térmica.

c).- Cuando la temperatura ambiente se eleva, el flujo másico de aire decrece (ver fig. 3), obligando a que la potencia aportada sea menor. Esto se compensa incrementando el gasto de aire, ya que -- la temperatura del flujo en la cámara no debe -- elevarse por cuestiones de vida útil, en esta y -- en los empaquetados.

Por otro lado, el volumen específico del aire -- (M^3/Kg) se eleva en la misma proporción que la temperatura ambiente, y según la ecuación de continuidad. ($U \dot{m} = CA$) para una sección transversal fija, esta elevación de la masa de aire y -- del volumen específico obligará a que la velocidad del flujo sea mayor.

Dado que las pérdidas de presión son directamente proporcionales al cuadrado de la velocidad -- del flujo, la presión en la admisión del compresor de la turbina será menor, propiciando que se obtenga una menor presión en la descarga de éste -- y en consecuencia, la presión del aire en el interior de la cámara de combustión se reducirá -- aún más.

Por lo tanto, el coeficiente de intensidad térmica crecerá nuevamente.

d).- Para la operación a carga parcial, sin usar el -- control de aire mediante la regulación de los -- VIGV (ver sección "La regulación y Control..."), la temperatura de gases en la cámara de combustión debe reducirse y en consecuencia, también -- la de gases de escape, por lo que la cantidad de calor disponible para el "regenerador" cae, tratando de elevar el suministro de combustible.

Sin embargo, esta aparente elevación de combustible con la aparente reducción de éste por la --

caída de T_4 , termina en mantener un suministro constante, dejando el valor del coeficiente de intensidad térmica en los mismos niveles altos.

Las consideraciones mostradas en los incisos anteriores significan que: si el coeficiente de intensidad térmica crece, para obtener una vida útil aceptable en la cámara de combustión, sería necesario prolongar la longitud del tubo de flamas, para con esto, reducir la magnitud de dicho coeficiente hasta el valor recomendado por el diseño. Esto en una turbina de gas de ciclo simple, no es factible técnicamente, por lo que no habría otra alternativa que operar el motor con su cámara original, provocando que la operación se efectúe permanentemente, con un coeficiente de intensidad térmica elevado y dando como resultado que la cámara de combustión, para ese coeficiente, sea más pequeña que la requerida.

Así pues, al ser esta cámara más pequeña de lo requerido, para la nueva operación con el "regenerador", se presentarán los siguientes fenómenos:

- . El flujo de gas no será enfriado a la temperatura necesaria para la turbina, disminuyendo la vida del equipo por la alta temperatura de operación y alterando los parámetros para la regulación y control.
- . La geometría (longitud) de la cámara de combustión, para el control de la longitud de flama, por turbulencia, no será adecuada, ocasionando su alargamiento y por lo mismo el riesgo de incidir directamente sobre los ductos intermedios o las toberas, fundiéndolos y desprendiendo partes metálicas que puedan destruir los empaletados.
- . La turbulencia del aire necesaria para una mezcla eficiente de aire combustible no será lograda, originando una disminución del rendimiento de combustión y del coeficiente de intensidad térmica (ver ec. # 7), acrecentando los fenómenos antes descritos y enviando a la atmósfera un mayor volumen de hidrocarburos sin quemar (contaminantes).

Para evitar todas estas reacciones de la turbina de gas, debidas al ciclo regenerativo adaptado, se deben buscar el cambiador de calor y difusores necesarios para que la magnitud del calor a recuperar de los escapes permita que la presión a la entrada de la cámara no se reduzca demasiado y el consumo de combustible no disminuya tanto, con objeto de que el coeficiente ϕ y por ende el volumen del combustor requieran una variación insignificante. Como consecuencia, esta búsqueda de equilibrar parámetros mostrarán que la cantidad de combustible ahorrado y el incremento de la eficiencia térmica no son considerables, por lo que el ahorro económico no será apreciable, pero en cambio, la inversión económica, para las modificaciones si sería muy alta.

Por otro lado, las pérdidas de presión que generan los difusores y el cambiador de calor, usados para el ciclo regenerativo, originan un incremento de la temperatura en las partes calientes de las últimas etapas de la expansión. Esto provoca que los álabes y toberas en esta zona se encuentren sometidos a intensos esfuerzos termo-mecánicos y en algunos casos a la corrosión caliente*, lo cual reduce considerablemente la vida de estos componentes.

* Corrosión caliente (HOT CORROSION) es el ataque de un metal, extremadamente rápido y a nivel intergranular por:

- 1.- Elementos contaminantes como el sodio, potasio y azufre (H.C. A ALTA TEMP.: 1450 F a 1800 F).
- 2.- Componentes eutecticos resultantes de la combinación del sulfato de sodio con aleaciones de nickel y cobalto (H.C. a baja temp. 1000 F a 1400 F).

Cuando el regenerador no opere, se presentará el estado normal de operación de la turbina, cuyas velocidades del gas deben ser más elevadas y los fenómenos mecánicos-dinámicos (esfuerzos y vibraciones) más intensos.

Esta variación cíclica, al operar la máquina con y sin el ciclo regenerativo, dará lugar a que la turbina de gas presente niveles más drásticos de fatiga y por lo mismo que su vida útil caiga aún más.

Finalmente, si se "desea" que la turbina de gas opere con un sistema regenerativo para recuperar el máximo posible de calor de los escapes y sin experimentar los fenómenos antes descritos, habrá necesidad de modificar sus internos (cámara de combustión y empaletados), lo cual es técnica y económicamente injustificable.

En conclusión, las cámaras de combustión están diseñadas para provocar y operar con las caídas de presión más bajas, es por esto que dicho coeficiente de intensidad térmica depende de la presión de descarga del compresor. Si esta decrece, el coeficiente se eleva, propiciando en primer término, que la vida de la cámara se reduzca y en segundo término, que la potencia aportada caiga. Esto afecta directamente al sistema primario de producción, ya que el bombeo de gas disminuye.

Así pues, esta relación entre el calor suministrado a la cámara de combustión, la presión del fluido en ella y el coeficiente de intensidad térmica en un ciclo regenerativo, adaptado a una turbina diseñada para el ciclo simple, debe originar que las caídas de presión, la eficiencia, distribución de temperaturas y estabilidad de flujo sean equilibradas y adecuadas, de lo contrario la cámara ofrecerá una vida útil muy corta.

Lo anterior, demuestra que para poder adaptar un ciclo regenerativo a una turbina de gas diseñada para ciclo simple se deberán modificar sus internos, de lo contrario se sufrirán los fenómenos ya descritos.

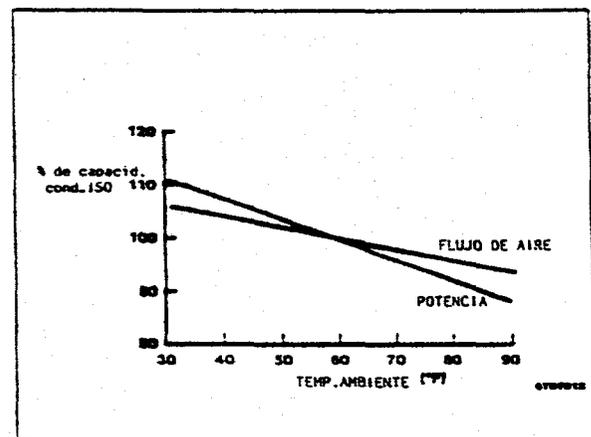


Fig. 3.- Variación de la capacidad por temp. ambiente

LA REGULACION Y CONTROL NECESARIA
PARA EL MOTOR CON RECUPERACION DE
CALOR.

Preámbulo.

El sistema de regulación y control de una turbina de gas es actuado en función, principalmente, de la temperatura de gases de escape, la temperatura de descarga del compresor y de la temperatura ambiente. La temperatura de la cámara de combustión define la cantidad de combustible necesario para obtener el trabajo específico requerido para la operación, mientras que el flujo másico permite manejar la potencia solicitada.

Todos estos parámetros varían en función a la carga parcial ya sea por velocidad, que es prácticamente el manejo del flujo de aire o por potencia, que es el manejo del combustible.

El manejo de combustible, para comenzar la caída de potencia o las demandas de ésta, tiene limitaciones de diseño, al igual que el manejo del flujo de aire a través de los VIGV (álabes variables del compresor: VARIABLE INLET GUIDE VANES).

El Control a Carga Parcial y Condición Sitio.

En la turbina de gas de ciclo simple es común que la velocidad del generador de gases varíe en la misma proporción que la potencia de salida. Normalmente, para regulación, se usa el control de máximo flujo de aire, sobretodo cuando ésta opera a su capacidad ambiente (condición sitio), dejando la variación de potencia en función al consumo de combustible, es decir a la temperatura de gases en la cámara de combustión.

En este arreglo de turbinas (ciclo simple con uso de máximo flujo de aire) el control actúa, exclusivamente, sobre la velocidad de rotación, arranque, paro y temperatura.

El control de la velocidad emplea una señal de corriente AC con frecuencia proporcional a la velocidad de la flecha.

El control de temperatura limita ésta a valores seguros a través de la medición de la temperatura de escape.

El arranque y paro es controlado mediante los álabes variables del compresor (VIGV) y solo para evitar que la operación de éste se sitúe en inestabilidad "SURGE" o "ROTATING STALL". Es decir, que los VIGV en turbinas de gas de ciclo simple son sólo usados para el control de SURGE y/o pulsaciones durante el arranque.

Por otro lado, la carga parcial en las turbinas de gas se logra con la reducción de la temperatura del flujo en la cámara de combustión, propiciando que la temperatura de gases de escape también decrezca y con ella el calor contenido en estos.

En aplicaciones de recuperación de calor de los gases de escape de las turbinas de gas, donde los motores operan a condiciones más críticas que las indicadas por su capacidad ambiente (Cond. sitio), la compensación de potencia y la obtención de altas temperaturas de gases de escape son una condición que se trata de lograr. Cuando el motor debe operar a carga parcial, debe reducirse la temperatura en cámara de combustión, siendo -

difícil mantener alta la temperatura del escape, por lo que esta condición sólo se obtendrá con el manejo y control del flujo del aire, ya que, debido a este control de flujo no existirá la necesidad de reducir la temperatura de gases.

Según lo anterior, el control de cualquier turbina de gas se efectúa de dos formas a saber:

- Control para usar máximo flujo de aire y alta temperatura de gases en cámara de combustión y
- Control para usar máxima temperatura de gases de escape con variación del flujo másico.

El primero permite la carga total y máxima potencia en ciclo simple y el segundo permite carga parcial en ciclo con recuperación de calor.

Así pues, cuando se requiere la carga total de la turbina de ciclo simple, el equipo debe operar con el máximo flujo de aire y la correspondiente temperatura en cámara de combustión (máxima).

Pero para lograr carga parcial esta temperatura debe disminuir y por lo mismo la temperatura del escape también decrece, debido a lo cual este arreglo de turbina no se recomienda para uso de recuperación de calor.

Sin embargo, cuando la operación es a carga parcial y para las aplicaciones de recuperación de calor, se requiere mantener los niveles de temperatura de gases de escape lo más alto posible, por lo que dicha carga parcial conviene conseguirla con la reducción del flujo de aire, el cual debe caer dentro de un rango de operación definido por la relación de presiones de diseño en el compresor y para la variación de carga requerida.

En turbinas no construidas originalmente con equipos de recuperación de calor, dicha relación de presiones no permite reducir el flujo de aire, sin salir del rango indicado, a menos de que se adapte el sistema de VIGV, lo cual implica una modificación al motor con su consecuente alto costo.

El Control en un Sistema de Recuperación de Calor para Calentamiento.

Dado que el calor disponible en los gases de escape es función de la temperatura y flujo másico de éstos, en cualquiera de los casos para el control a carga parcial, reducción de temperatura o flujo, existirá un decremento del calor disponible para el recuperador. Esto sitúa en una condición crítica a la disponibilidad de calor para calentamiento de aceite térmico, cuando éstos son planeados para requerimientos máximos.⁽²⁾

Sin embargo, esta condición crítica en carga parcial, puede minimizarse usando el control del flujo de aire por medio de los VIGV, ya que la reducción del flujo no afecta considerablemente el calor disponible en los escapes, tal como lo hace la caída de la diferencial útil de temperatura de los gases de escape (ver fig. No. 4).

Por otro lado, cuando la temperatura ambiente crece, la potencia y el flujo de aire que puede manejar el motor, es menor (ver fig. No. 3), por lo que esta condición agrava aún más la cantidad de calor que se podrá disponer en el recuperador. Es decir que, al decrecer el flujo másico debido al incremento de la temperatura ambiente, el calor disponible en los escapes podría disminuir, quizá, por debajo de los niveles mínimos requeri-

dos por algún equipo de recuperación de calor adaptado a los escapes de la turbina, tal como el sistema de ca lentamiento de aceite térmico.

Para evitar esto, deberá existir algún mecanismo de control que regule este suministro de calor, ya sea incrementando el flujo de gases o la temperatura de éstos, lo cual afectaría inmediatamente la operación del motor, ya que éste es acoplado a equipos "accionados" -- (bombas, compresores, etc.) que demandan una cantidad fija de potencia.

Esto significa que el flujo másico de gases al escape, necesario para mantener estable la cantidad de calor suministrada al recuperador de calor, debería ser regulada automáticamente, es decir que la variación de los parámetros de operación de la turbina de gas deberían interactuar con las variables del sistema de calentamiento, propiciando que el sistema de regulación y control de la turbina y el del sistema de calentamiento operen sin interferir entre ellos.

Debido a esta consideración, los sistemas de recuperación de calor no son diseñados para usar cantidades parciales de calor, ya que este es obtenido por intermedio del flujo de gases de escape y la diferencia --- útil de sus temperaturas en esta zona, por lo que la variación de estos parámetros puede ser originada, tanto por condiciones provocadas por el motor o por el propio recuperador.

A estas consideraciones de control y regulación deben agregarse las necesidades y demandas del equipo accionado (compresores de gas, bombas, etc.) cuya regulación y control también opera en relación al de la turbina de gas.

El Control Para Usar Máxima Temperatura de Gases de Escape.

En Turbinas de Gas de una Flecha.

Como ya se mencionó, el control del flujo de aire en las turbinas de gas puede ser efectuado a través de la modulación de los VIGV (variable Inlet guide vanes) y ofrecería grandes ventajas en carga parcial para uso con recuperación de calor,⁽²⁾ comparado con el control de carga parcial mediante reducción de temperatura en cámara de combustión.

Para una temperatura ambiente dada, la potencia de la turbina de gas puede ser reducida hasta aproximadamente el 80% de su capacidad sitio (ambiente) mediante la reducción del flujo de aire y manteniendo constante y en rangos de diseño, la temperatura de gases en cámara de combustión.

Reducciones por debajo del 80% de la potencia, requieren reducir esta temperatura y por lo mismo la temperatura del escape también disminuye, resultando no adecuado para el recuperador de calor.

Es importante vigilar la temperatura de gases de escape más alta y generada por intervención del control de los VIGV y en operación a carga parcial, ya que en el caso de uso del máximo flujo de aire esta temperatura será menor que con el control de los VIGV. Esto se debe a que, para el primer caso (máx.flujo de aire),

la potencia es completada con flujo másico y para el segundo caso (control de VIGV es obtenida con temperatura de cámara de combustión. (ver fig. No. 4).

En la figura No. 4 se puede observar que para una potencia de 25000 KW y 90°F (32.2°C) de temperatura ambiente y operando con el control de VIGV, la temperatura al escape debería ser alrededor de 1065°F (574°C), en contraste a 900°F (482°C) si la turbina opera con el máximo flujo de aire. Esto permite concluir que existe una "aparente" ventaja de usar el control con flujo de aire, por medio de los VIGV.⁽²⁾

Sin embargo, el mantener altas temperaturas al escape con objeto de usar un sistema de recuperación de calor, por un lado beneficia el uso de la energía (optimiza energéticos) pero por otro lado deteriora los elementos rotativos de las últimas etapas de la expansión de bido, principalmente, a la presencia de "corrosión caliente a baja temperatura" y a la gran fatiga térmica-sufrida, es decir, no se optimiza el uso de los recursos materiales ya que la vida del motor disminuirá considerablemente.

Por otro lado, el mantener la alta temperatura de gases en la cámara de combustión obliga a que el consumo térmico (Heat rate) sea más elevado y por ende el consumo de combustible también se incrementa.

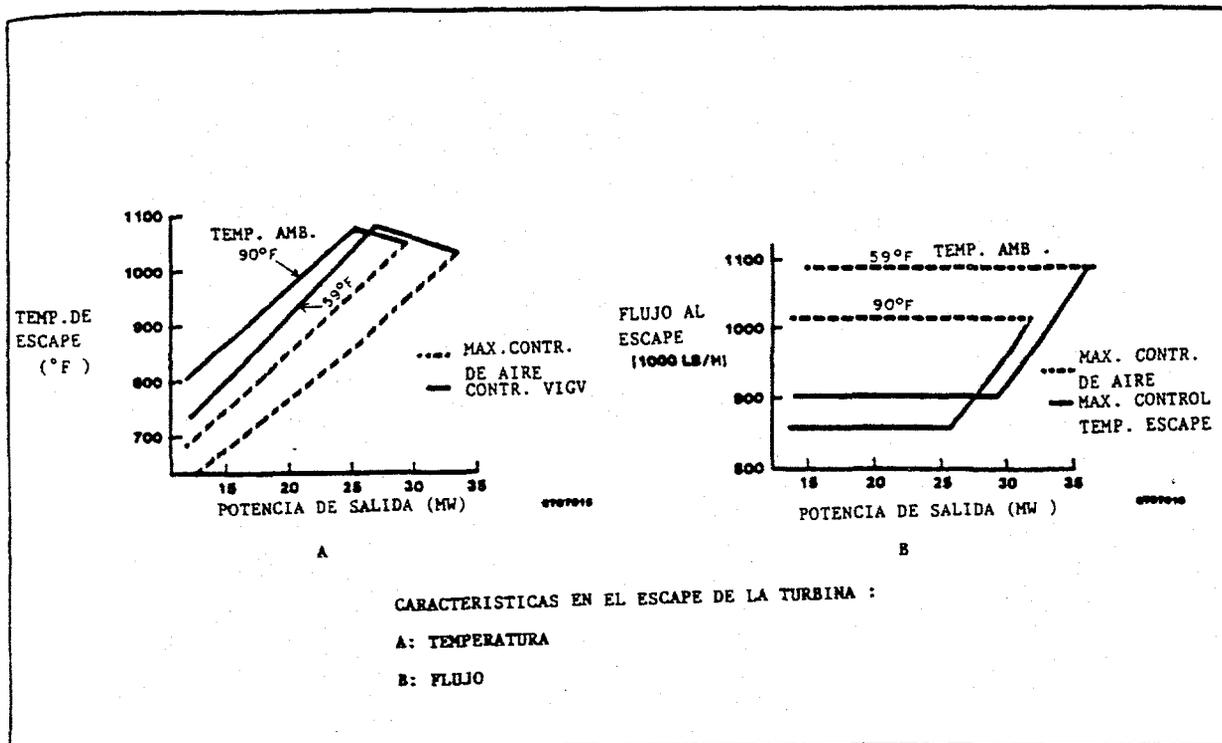
Ahora bien, las señales para el control de los VIGV es derivada de la señal para el control de la temperatura de escape y se usa para limitar el flujo de combustible de la turbina y prevenir el exceso de temperatura de gases en cámara de combustión.

Cuando el control de los VIGV es usado para la regulación de carga, el sistema se diseña para operar en un cierto rango de la temperatura de escape, en menores y/o mayores temperaturas, estos VIGV no operan. Existen sistemas electrónicos de seguridad, independientes, que impiden que los VIGV se muevan más allá de la posición normal del rango de operación.

Esto permite reducir pues, que en una turbina de gas de ciclo simple, ya construida y a la que se le desea adaptar un equipo de recuperación de calor, el sistema de regulación y control de los VIGV también debe ser modificado y adaptado, con objeto de que el motor se sitúe dentro de los rangos de operación normales y encañados al recuperador de calor.

En suma, las turbinas de gas ya construidas y no diseñadas originalmente para operar con un equipo de recuperación de calor, el control del flujo de aire sólo fue planeado para que durante el arranque se puedan evitar condiciones de inestabilidad en el compresor. Pero cuando se le desea adaptar a estos motores un recuperador de calor, previendo alguna condición de operación a carga parcial pero con necesidades de usar el máximo calor disponible de los gases de escape, conviene modificar y adecuar el control de los VIGV para, con esto, compensar potencia y obtener carga parcial ya que la temperatura de gases en cámara de combustión no deberá disminuir y por lo tanto la del escape deberá permanecer constante y en un valor alto.

Todo esto propiciará, pues, un alto costo de inversión para poder practicar las modificaciones necesarias y pertinentes al sistema de control.



- BASE :
1. COMBUSTIBLE GAS NATURAL
 2. 4 in. H₂O ΔP EN ADMISION
 3. 10 in. H₂O ΔP EN ESCAPE
 4. NIVEL DEL MAR

Fig. 4

LA ESTABILIDAD DE FLAMA EN CAMARAS DE COMBUSTION.

Los límites de Estabilidad.

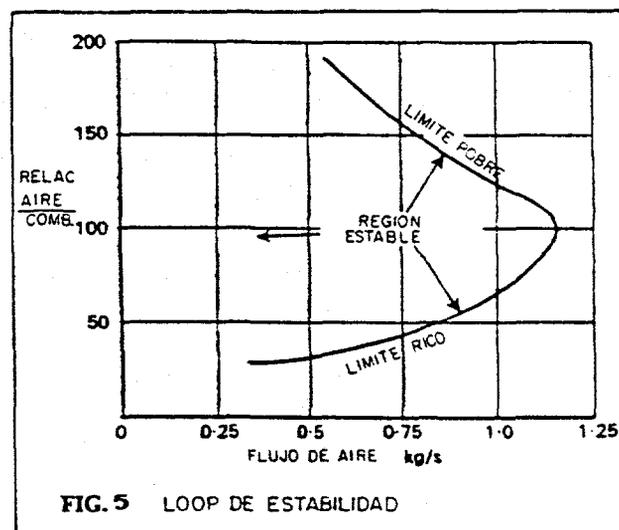
Las cámaras de combustión presentan límites en la relación aire/combustible, fuera de estos, la flama es inestable.

Estos límites de estabilidad muestran las relaciones aire/combustible en las cuales la flama se puede apagar, sin embargo, las inestabilidades generalmente se presentan antes que estos límites sean alcanzados.

Algunos límites forman un "LOOP" el cual indica una combustión pobre y altas vibraciones aerodinámicas, las cuales reducen la vida de la cámara y causan problemas en los álabes.

El rango de la relación aire/comb. entre el límite "RICO" y "POBRE" se reduce con el incremento de la velocidad del aire y, si el flujo másico es incrementado más allá de cierto valor, es imposible iniciar o mantener la combustión.

La figura No. 5 muestra un LOOP típico de estabilidad en el que se puede observar que el límite de aire/comb. evoluciona en forma ascendente y descendente en relación al flujo másico.



Si la cámara de combustión es apropiada, su rango de operación estará definido por dicho LOOP de estabilidad y, obviamente, cubre los requerimientos de las relaciones aire/comb. y flujo másico necesarios para la operación del motor, además, debe mantenerse bajo tolerancias aceptables durante condiciones de aceleración y desaceleración.

Por ejemplo, durante la aceleración se requiere un incremento rápido en el flujo de combustible tanto como el "estrangulamiento" sea abierto. Durante este tiempo, el flujo de aire no tendrá su nuevo punto de equilibrio hasta que el motor alcance su nueva velocidad. Momentáneamente el sistema de combustión deberá operar con una muy baja relación aire/comb. Sin embargo, el sistema de control tiene un dispositivo el cual obliga a situar un límite superior sobre el rango de cambio del flujo de combustible no solo para evitar altas temperaturas momentáneas, en la turbina.

El Efecto con el Ciclo Regenerativo.

El LOOP de estabilidad es función de la presión en la cámara de combustión, un descenso en esta, reduce el rango que permite la reacción química del combustible y consecuentemente se reduce el límite de estabilidad.

Lo anterior significa que un cambio en la presión y temperatura del aire a la entrada de la cámara de combustión reduce el tiempo necesario para la "preparación del combustible" y "la mezcla de aire" (7) (evaporación de gotas de agua) para la combustión.

De esta presión y temperatura depende la reacción química del combustible y su estabilidad y, por ende, la de la flama.

En el caso de un ciclo regenerativo adaptado a una turbina de gas de ciclo simple, la gran caída de presión a la entrada de la cámara de combustión (presión no prevista para las condiciones de diseño y operación original), propiciará que se reduzcan los límites del LOOP de estabilidad de flama y no permita una operación estable ya que, permanentemente, se tendrán bajas relaciones aire/combustible (A/C) en la cámara de combustión.

Esta baja relación A/C y el LOOP de estabilidad de diseño (ver fig. 5) ocasionan que la mezcla de combustible sea rica, el rendimiento de combustión baja y el flujo másico de aire se reduzca, originando con esto que el consumo de combustible se incremente (debido a la mezcla rica y baja eficiencia de combustión) y la potencia disminuya (debido al flujo de aire) otro tanto más de la ya originada por las caídas de presión del ciclo regenerativo. Por otro lado, la baja eficiencia de combustión permitirá que el nivel de contaminantes contenidos en los gases de escape enviados a la atmósfera, sea elevado.

Como es sabido, dentro de las características del ciclo regenerativo se tiene el disminuir el consumo de combustible e incrementar el rendimiento térmico del motor por medio de la reducción de la cantidad de calor a suministrar en cámaras de combustión, propiciada por el cambiador de calor. Sin embargo, en la turbina de gas de ciclo simple con regenerador adaptado, esto sería meramente aparente, ya que la disminución del combustible consumido debido al cambiador

de calor se contrapone al aumento en el suministro de combustible dictado por el LOOP de estabilidad, es decir no habría variación significativa, pero sí menor potencia aportada.

Otro aspecto que debe considerarse es que, por diseño, el consumo de combustible no puede crecer ilimitadamente, es decir, hay un máximo volumen que se puede admitir en la cámara de combustión, el cual está fijado por la máxima temperatura operativa de la turbina e íntimamente relacionado con el LOOP de estabilidad de flama.

Si esta limitación técnica es alcanzada, la potencia ya no podrá ser compensada por aumento de combustible, presentando pues, potencia y rendimiento, una variación en proporción directa (ver ec. 9), es decir, cada disminución de la potencia obligará a que la eficiencia térmica del motor disminuya (8), contraponiéndose es to al objetivo fundamental de un ciclo regenerativo -- que es elevar el rendimiento térmico.

$$\eta_{th} = \frac{THP}{B_{PCI}} \text{-----} (9)$$

En suma, la relación entre potencia, eficiencia termodinámica y consumo de combustible, dado por la ecuación 9, muestra una variación en proporción directa entre potencia y rendimiento y una variación en proporción inversa entre consumo de combustible y eficiencia, es decir, el decremento de potencia originado por el LOOP de estabilidad y por el aumento de combustible, hasta su límite técnico, reducirían en gran medida el rendimiento térmico de la turbina de gas de ciclo simple con regenerador adaptado, en lugar de incrementarlo como lo supondría el ciclo regenerativo original.

Todos los fenómenos descritos solo pueden ser minimizados, o quizá eliminados, siempre y cuando sea modificado el compresor, cámara de combustión y sistema de control del motor en cuestión.

El Efecto con un Sistema de Recuperación de Calor para cualquier Uso.

Un equipo de recuperación de calor adaptado en los escapes de una turbina de gas de ciclo simple, ocasiona una caída de presión extra que merma la potencia disponible.

Si la demanda de potencia es fija y no se permite la caída mencionada, la turbina tendrá que compensar esta por medio del incremento de la temperatura de gases de combustión, ya que el flujo de aire no puede ser incrementado grandemente. El ascenso de la temperatura de gases solo puede lograrse mediante un suministro extra de combustible.

Debido a que el suministro extra de combustible no se tenía previsto para una operación continua con un recuperador de calor y el flujo de aire se encuentra a su máximo, no existirá posibilidad de mantener la relación A/C adecuada para la nueva condición, teniendo pues, una mezcla rica y el riesgo de sobrepasar los límites de estabilidad de flama (ver fig. 5).

Si en el intento de compensar la potencia, se llega al límite técnico de suministro de combustible, se presentará el mismo fenómeno explicado por la ecuación 9, es decir, la eficiencia térmica habrá disminuido cada vez que la potencia caiga por cualquier causa.

Por otra parte, si la turbina a la que se le desearía adaptar el sistema de recuperación de calor es de accionamiento mecánico, es decir mueve un tren de "compresión" o de "bombas", la variación de velocidad será una característica básica de su operación.

Dado que la variación de carga en la turbina de ciclo simple es lograda con el manejo de temperatura, significa que a carga parcial no se podría obtener la cantidad máxima de calor necesaria para el recuperador, siendo inútil su adaptación.

Si por el contrario la regulación se pudiera efectuar a través del flujo de aire, para no disminuir así la temperatura en cámaras de combustión y con esto lograr la máxima temperatura de gases de escape, significa que cualquier descenso en el flujo de aire para la máxima potencia compensada con el combustible extra, propiciará a una relación A/C más rica que la mencionada anteriormente y se habrá rebasado el límite del "LOOP" de estabilidad. En consecuencia, la flama se puede desprender o apagar.

Por otro lado, este efecto se acrecentará al aumentar la temperatura ambiente, ya que con este ascenso, el flujo de aire manejado por el motor disminuirá (ver figura No. 3) y por lo mismo la relación aire/combustible caerá aún más.

En síntesis, en la sección sobre la regulación y control necesaria para la turbina con recuperación de calor, mostrada con anterioridad, se plantea la necesidad de utilizar la máxima temperatura operativa para lograr, así, el máximo calor disponible en gases de escape.

Sin embargo, esto requiere controlar el flujo de aire para poder permitir la variación de carga que se pudiera demandar. Esto significa que para la turbina de ciclo simple, que no fue diseñada para operar con un recuperador de calor, el "LOOP" de estabilidad de flama puede impedir la variación deseada para el control de carga, ya sea para compensar la potencia (incremento) o para regular velocidad (decremento).

REPERCUSIONES EN LA INSTALACION ACTUAL- DEL MOTOR.

Las turbinas de gas instaladas en plataformas marinas, tal como la LM-2500, requieren de un encabinado o recinto, el cual contiene a estas. Dicho recinto, en su diseño original, permite un sistema de ventilación y enfriamiento en el interior que utiliza la zona de los escapes para aliviar el aire caliente del interior del encabinado.

Cuando a estas turbinas de gas, diseñadas para ciclo simple, se les desea instalar en sus escapes algún recuperador de calor, ya sea para el ciclo regenerativo o para un sistema de calentamiento, se deberán efectuar cambios, tanto al recinto como a su sistema de ventilación, ya que el recuperador de calor deberá instalarse inmediatamente a la salida de la turbina, sobre el colector de gases de escape.

Además de requerirse cambios drásticos en el encabinado, el sistema de ventilación deberá ser modificado en capacidad y los ductos de desfogue de aire de ventilación tendrán que presentar nuevas trayectorias.

Por otro lado, los sistemas de supresión de fuego en el interior del recinto usan mecanismos para un "cic-

re hermético", cuando actúe el gas Hallon o el bioxido de carbono.

Al instalar un sistema de recuperación de calor en los escapes de estas turbinas, obligará a rediseñar los mecanismos actuadores del sistema contraincendio y cambiar de posición los alivios del aire de enfriamiento del encabinado.

Así pues, estos cambios podrán ser, entre otros, los siguientes:

- . Adecuación y/o cambio de las estructuras del encabinado.
- . Modificación a los mecanismos de control y desfogue del aire de enfriamiento.
- . Cambio de capacidad de los ventiladores del recinto.
- . Modificación a los mecanismos actuadores y de control del sistema contraincendio.

CONCLUSIONES.

1).- En el ciclo regenerativo.

Los principales efectos que se causarían en una turbina de gas diseñada para ciclo simple al adaptarles un ciclo regenerativo, serían sufridos en la zona caliente, a saber:

- . Fatiga prematura y corrosión caliente a baja y alta temperatura en los empaletados.
- . Fatiga en cámara de combustión debido a vibraciones generadas por fluctuaciones en la presión dinámica del flujo en el interior de ella.
- . Menor vida útil de la cámara de combustión, debido al coeficiente de intensidad térmica que provocaría formación de grietas, quemaduras, depósitos de carbón y corrosión caliente a alta temperatura.
- . Menor vida útil de los empaletados debido a la alta temperatura de operación ocasionada por el deficiente enfriamiento del flujo de gas en el interior de la cámara.
- . Deficiente control de la longitud de la flama, provocando grandes riesgos de incidir sobre las partes metálicas de los ductos intermedios y/o toberas, desprendiendo fragmentos que pueden destruir los empaletados.

Los efectos secundarios, pero no menos importantes, son observados en el sistema global:

- . Grandes caídas de presión originadas por los ductos y cambiador de calor adaptados para la operación del ciclo regenerativo que provocarán gran caída de la potencia de la turbina.
- . La pérdida de potencia causa una baja en el bombeo de gas natural o producción de energía eléctrica, según sea el caso.
- . Emisión a la atmósfera de gran cantidad de hidrocarburos sin quemar, debido a la reducción de la eficiencia de combustión que originó la elevación del coeficiente de intensidad térmica en relación a la menor longitud y/o volumen de la cámara de combustión.

2).- En el Sistema de Calentamiento.

Los principales efectos esperados en las turbinas de gas diseñadas para ciclo simple, adaptadas a un sistema de recuperación de calor para calentamiento, se observan fundamentalmente en los sistemas de regulación y control, a saber:

- . Modificaciones en el motor a los sistemas y actuadores mecánicos-neumáticos para regulación de flujo de aire.
- . Adaptación de los VIGV (variable Inlet guide vanes) para un nuevo servicio, es decir: regulación y control de aire para carga parcial y para control de SURGE.
- . Modificaciones a los sistemas de regulación de combustible.
- . Adaptación de todos los sistemas de regulación y control para actuar coordinadamente entre el motor, sistema de recuperación de calor, sistema accionado (compresor de gas o generador eléctrico), variaciones de carga térmica demandada por el aceite de calentamiento, variaciones de carga demandadas por elevación de temperatura ambiente, mecanismos (válvulas y compuertas) de desvío para el arranque, etc.
- . Cambio del compresor de aire para operar bajo el control de los VIGV y máxima temperatura de escape.

Los efectos secundarios son contemplados en:

- . En la turbina LM-2500 de plataformas marinas se deberán efectuar modificaciones al encabinado, sus estructuras, sus sistemas de ventilación al recinto y sistema contraincendio.
- . La potencia disponible será menor ocasionando la disminución del bombeo de gas natural o producción de energía eléctrica.

COROLARIO

Si no se practican dichas modificaciones al motor no se podrá operar este a carga parcial en coordinación con los requerimientos de calor para el sistema de calentamiento, ya que este requiere de una cantidad fija de energía a suministrar.

Por lo tanto, el sistema de calentamiento ofrece pocas probabilidades técnicas de instalarse en relación a los altos costos que se requieren para las modificaciones de la turbina.

SIMBOLOGIA

Indices.

- P : Caída de presión
- C : Velocidad del flujo [$\frac{m}{s}$]
- a : Relación de pérdidas de presión
- far : Factor lado aire del regenerador
- fgr : Factor lado gases del regenerador

- fcc : Factor cámara de combustión
- Π : Relación de presiones
- h : Entalpía; trabajo específico [$\frac{kcal}{kg}$]
- p : Presión [kg/cm^2]
- m : Flujo másico [Kg/Hr]
- V : Volumen [m^3]
- Φ : Coeficiente de intensidad térmica [$\frac{kcal}{H-m^3-ATA}$]
- PCI : Poder calorífico interior del combustible. [kcal/kg] ó [$\frac{kJ}{kg}$]
- B : Consumo específico de combustible [$\frac{Kg.combust.}{Kg. aire}$]
- η : Rendimiento
- v : Volumen específico
- A : Area de la sec. transversal
- U : Velocidad periférica [m/s]
- μ : Coeficiente de caída de la turbina gasógena
- THP : Potencia aportada por la turbina de gas [KW]
- BT : Consumo horario de combustible [Kg/s].

Subindices.

- c : Referido al compresor
- t : Referido a la turbina
- cc : Referido a la cámara de combustión
- R : Referido al regenerador
- f : Referido al combustible
- 3" : Referencia a la entrada de la cámara de combustión.
- 4' : Referencia a la salida de la cámara de combustión.
- cmb : Referido a la combustión
- 1 : Referencia a la entrada de filtros de aire
- 1' : Referencia a la entrada del compresor
- 2' : Referencia a la entrada del regenerador, lado aire.
- 3' : Referencia a la salida del regenerador, lado aire.
- 4" : Referencia a la entrada de la turbina
- 5' : Referencia a la salida de la expansión completa.
- 5" : Referencia a la entrada de regenerador lado gases.
- 6' : Referencia a la salida del regenerador, lado gases.
- 6" : Referencia a la salida de la chimenea

REFERENCIAS.

- (1) GÜNTHER SCHNEIDER; "Verbrennungskraftmaschinen".
- (2) ROWEN-VAN HOUSEN; "Gas Turbine Airflow Control - for optimum heat recovery", - (General Electric GE-3327).
- (3) VINCENT E.T.; "The theory and design of gas turbines".
- (4) CUESTA E. C.A.; "El Análisis Paramétrico de la - Turbina de Gas de Ciclo Abierto de uso Industrial para la Optimización de los Recursos Económicos y Energéticos". (Instituto Mexicano del Petróleo, XI Seminario Nacional sobre el Uso Racional de la Energía).
- (5) CUESTA E. C.A.; "Análisis del Comportamiento de una Turbina de Gas por medio - del incremento de entropía", (Depto. Ingeniería Mecánica, SIPE-IMP, 1993).
- (6) CUESTA E.C.A.; "Consideraciones Mecánicas, Dinámicas y Aerotermodinámicas necesarias sobre el Estudio de Validación técnica de la Restauración de álabes de turbinas de gas", - (2do. Encuentro de turbomaquinaria, CIATEQ, Qro. Mex. 1991).
- (7) SPALDING D.B.; "Some fundamentals of combustion" (Butterworths, Scientific Publ.).
- (8) CUESTA E.C.A.; "Influencia de la variación del - Rendimiento de la Turbina de Gas, LM-2500 en la disminución del - gas de proceso bombeado por los compresores I-RAND, acoplados - a ella". (Artículo No. FABBB-1433-1. Depto. Ingeniería Mecánica. SIPE-IMP, 1992).

SISTEMA TUTORIAL MULTIMEDIO APOYAR LA CAPACITACION TECNICA EN COGENERACION DE ENERGIA

Nicolás Kemper Valverde ⁽¹⁾
Felipe Lara Rosano ⁽¹⁾
Pedro Guerrero Briseño ⁽¹⁾
Arturo F. Monedero De La Vega ⁽²⁾

(1)Laboratorio de Inteligencia Artificial
Instituto de Ingeniería, UNAM
Apdo. Postal 70-472, Coyoacán, 04510 México D.F.
E-mail: kemper@red.vax1.dgsca.unam.mx
FAX: 622-8091, MEXICO

(2)Sección Ingeniería Energética, DEEFI, UNAM
Appto. Postal 70-472, Coyoacán
04510, México D.F.

RESUMEN

La incorporación de metodologías de enseñanza auxiliada por computadora incrementa la eficiencia en la transmisión y adquisición del conocimiento, permitiendo la manipulación de grandes volúmenes de información, la homogeneización del conocimiento en los educandos, la disponibilidad, masificación y la permanente actualización del mismo. Por otro lado, considerando que toda política de ahorro de energía debe estar soportada en un programa de capacitación y de divulgación de las tecnologías energéticas respectivas, una alternativa inmediata es el empleo de sistemas computarizados de enseñanza-aprendizaje. Precisamente, en este trabajo, se presenta los aspectos técnicos fundamentales del desarrollo de un sistema experto tutorial para apoyar la capacitación en cogeneración de energía, tratando de integrar en la aplicación, el empleo de las herramientas multimedia con el manejo inteligente del proceso de enseñanza-aprendizaje a través de la máquina de inferencia de un sistema experto.

1. INTRODUCCION

La educación en México requiere transformar los mecanismos de transmisión de conocimiento, por lo que el proceso enseñanza aprendizaje debe estar homologado con los avances tecnológicos. Una de las herramientas tecnológicas que han permitido modificar las técnicas y metodologías del proceso enseñanza-aprendizaje es la computación. Es así que actualmente, los sistemas tutoriales computarizados, constituyen una excelente alternativa de capacitación, tanto para estudiantes, técnicos u otros usuarios que requieran en algunos casos de cierta información especializada en un dominio de su interés. Un sistema tutorial permite la búsqueda y obtención rápida del conocimiento, el cual ha sido debidamente organizado, clasificado y estructurado para tales fines.

En la actualidad el desarrollo de aplicaciones educativas en computadora es foco de interés de instituciones educativas, de investigación y difusión, de empresas industriales y comerciales, consultoras, etc., aunado a esto, el desarrollo de la tecnología computacional se encuentra en la

una de las mejores etapas oferentes en lo que a recursos, herramientas y sistemas se refiere para desarrollar paquetes educativos en computadora, de los cuales los sistemas expertos tutoriales son una de las mejores alternativas por el enorme campo de acción potencial en todos los sectores, principalmente en la industria donde permitirían la posibilidad de capacitación personalizada del personal tendiente a mejorar productividad, calidad, y eficiencia.

Así también, la tecnología computacional ya ha incorporado técnicas y metodologías de comunicación en lenguaje natural, es decir aquel tipo de lenguaje de comunicación entre las personas. Dentro de estos grandes avances de la computación, una de las tecnologías con mayor crecimiento y empuje actual es la de multimedia. Considerando que el nivel del aprendizaje se ve altamente mejorado utilizando estas técnicas computacionales, se concibe integrar en los sistemas expertos tutoriales la tecnología multimedia a fin de que las presentaciones del conocimiento al alumno (interfases de usuario) sea a través de los múltiples medios que existen para brindar información, como son: texto, gráficos, imágenes fijas, animaciones, imágenes de video, sonido estereofónico, etc.

Según estas premisa, en el Laboratorio de Inteligencia Artificial del Instituto de Ingeniería de la Universidad Nacional Autónoma de México, estamos abocados a la tarea de desarrollar procedimientos computacionales para elaborar sistemas expertos tutoriales, integrando fundamentalmente las dos tecnologías de vanguardia actualmente, como son los sistemas expertos y la multimedia.

Una de las líneas que hemos contemplado como prioritarias es todo lo que se relacione con el uso eficiente y apropiado de la tecnología energética en la industria, transporte y servicios; debido a la carencia observada de especialistas tanto como instructores o como desarrolladores de proyectos y programas de ahorro de energía.

2. SISTEMAS EXPERTOS TUTORIALES Y MULTIMEDIOS

2.1. Características de un sistema experto tutorial

Un Sistema Experto Tutorial es una herramienta computacional educativa que apoyado en conocimientos pedagógicos y técnicas didácticas apropiadas, proporcionan al usuario-alumno un conjunto de conocimientos sobre un dominio o área específica a partir de un estado actual de información del alumno, considerando las características individuales y las condiciones de la evolución de su aprendizaje individual. En otras palabras, un sistema de este tipo, emula el aprendizaje a través de un curso personalizado.

El proceso del aprendizaje consta de varias etapas, cuyo propósito es el establecimiento de nuevos estados o capacidades internas y destrezas motoras por medio de la comunicación del conocimiento. Este conocimiento se construye y representa a partir de lenguajes básicos y de manera detallada.

Para la comunicación o la transferencia del conocimiento, los sistemas tutoriales se pueden dividir en dos grandes grupos:

(1) Los CAI (Computer Assisted Instruction), basados en cuadros predefinidos donde el conocimiento es almacenado en bloques de presentación y son desplegados al alumno por la computadora bajo ciertas condiciones,

(2) los KCS (Knowledge Computer System), basado en el uso de un módulo experto que contiene la representación del conocimiento y actúa como fuente del mismo. Esto incluye generalización de explicaciones y respuestas, así como tareas y preguntas. Además funciona como referencia para evaluar el desempeño del alumno.

2.2. Arquitectura de un sistema experto tutorial

La arquitectura general de un sistema experto tutorial consta generalmente de cuatro bloques funcionales:

-**Base de Conocimientos:** que esta configurado por: (1)El módulo especialista en el dominio sobre el cual se trata de instruir. En este proyecto, se incluye todo lo que se piensa enseñar sobre las tecnologías de cogeneración de energía, y, (2)El módulo pedagógico, que determina la secuencia del aprendizaje, como diagnosticar al alumno y la forma como transmitirse la información.

-**Módulo de evaluación:** Este módulo, con base en la información almacenada en la base de conocimientos y en las respuestas del alumno, evalúa el nivel de conocimientos de éste así como sus deficiencias en cada una de las fases de la secuencia de enseñanza que se establece en el módulo pedagógico.

-**Sistema de adquisición de conocimientos:** Sirve para transferir el conocimiento de uno o varios expertos a la base de conocimientos, tanto al módulo especialista en el dominio, como al módulo pedagógico. Se emplea este componente para la actualización de la base de conocimiento.

-**Interfaz del usuario:** La cual tiene la importancia decisiva para la aceptación o rechazo del sistema tutorial por parte del alumno. Su función es la de dar forma a la información que se desea presentar y permite controlar el flujo de información de la computadora hacia el alumno y viceversa. El objetivo es presentar la información de una manera más entendible y agradable, usando para ello las herramientas de interfaz como un poder de comunicación tal que se pueda dirigir el diseño de todo el sistema. Por lo tanto este componente está constituido por las diferentes pantallas que permiten la comunicación entre el usuario y el Sistema Experto Tutorial.

2.3. Desarrollo de la interfaz del usuario con multimedia

Los multimedia (conocidos también como multimedia) es una de las tecnologías de cómputo que a diferencia de otras tecnologías de interfaz, ofrece la posibilidad de integrar diferentes tipos de presentaciones de información en una sola aplicación para computadora, como son: texto, gráficas, imágenes fijas, audio, imagen en movimiento y animaciones, de los cuales la imagen fija, en movimiento y el audio son los principales mecanismos de comunicación natural del hombre.

La tecnología que permita desarrollar aplicaciones educativas por computadora, ya sean cursos de capacitación autodidácticos, sistemas de apoyo docente o de difusión del conocimiento debe satisfacer el siguiente objetivo general, "permitir que el conocimiento incremente su disponibilidad y eficiencia en lo referente a transmisión y asimilación del mismo por parte del usuario".

Los ejemplos prácticos relativos a la eficiencia en la transmisión del conocimiento se pueden ver claramente reflejados en la explicación del funcionamiento de un motor de combustión interna, mismo que para ser explicado en forma convencional requiere de un esfuerzo cognitivo que le permita al educando vislumbrar mentalmente la operación del sistema de combustión a tiempo que recibe la información hablada (en el caso de una exposición) o gráfica (dibujos en pizarrón, libros de texto, etc.). En caso de usar la tecnología de multimedia se puede presentar una animación que ejemplifique el trabajo de un motor de combustión interna a tiempo que la explicación es escuchada mediante audio, contando con la herramientas apropiadas para realizar mediciones y cálculos.

Las aplicaciones de multimedia por sus características se clasifican en:

-**Presentaciones de historias electrónicas**, las cuales son las aplicaciones con los niveles de interactividad más bajos. El objetivo principal de este tipo de aplicaciones es presentar una secuencia de pantallas con información sin interrupción. Estas historias pueden asociarse a archivos de audio concurrente o secuencial dentro de la presentación.

-**Publicaciones electrónicas (PE) o presentaciones interactivas**. Estas aplicaciones tienen un nivel de interactividad mayor, donde el usuario puede tomar diferentes direcciones en la secuencia. La Interactividad de las PE están basados en el concepto de aplicación de "árbol" con diferentes niveles de "navegación".

-**Kioskos multimedia**. Estos son desarrollados bajo los mismos principios que una presentación interactiva, solo que los kioskos están pensados para no ser aplicaciones transportables debido a la cantidad de información que incluyen. Entre estos se distinguen los espacios públicos para transmitir el conocimiento o información de carácter general, y las estaciones de conocimiento para instruir al usuario en un tema particular. Un kiosko multimedia tiene control absoluto sobre el flujo de información, y la navegación en el mismo se realiza dentro de toda la información que posee.

3. METODOLOGIA PARA EL DESARROLLO DE SISTEMAS EXPERTOS TUTORIALES EMPLEANDO MULTIMEDIOS

El desarrollo de un sistema tutorial inteligente y cuya interactividad con el usuario sea a través de interfaces que permitan mejorar el proceso de enseñanza-aprendizaje, integra la tecnología de sistemas expertos con las tecnologías de multimedia. De acuerdo a ello, el procedimiento general que se sigue para este tipo de desarrollos, se basa en la secuencia de desarrollo de un sistema experto, a la cual se le adiciona el procedimiento adicional respectivo para la generación de las interfaces empleando la tecnología de los multimedia.

El desarrollo de un sistema experto requiere una serie de fases tal como se muestra en la figura 1. Cada una de ellas comporta unos objetivos, una metodología y unas herramientas específicas. La inclusión de desarrollos multimedia en este esquema general, se da en las etapas de adquisición del conocimiento y de representación e implementación.

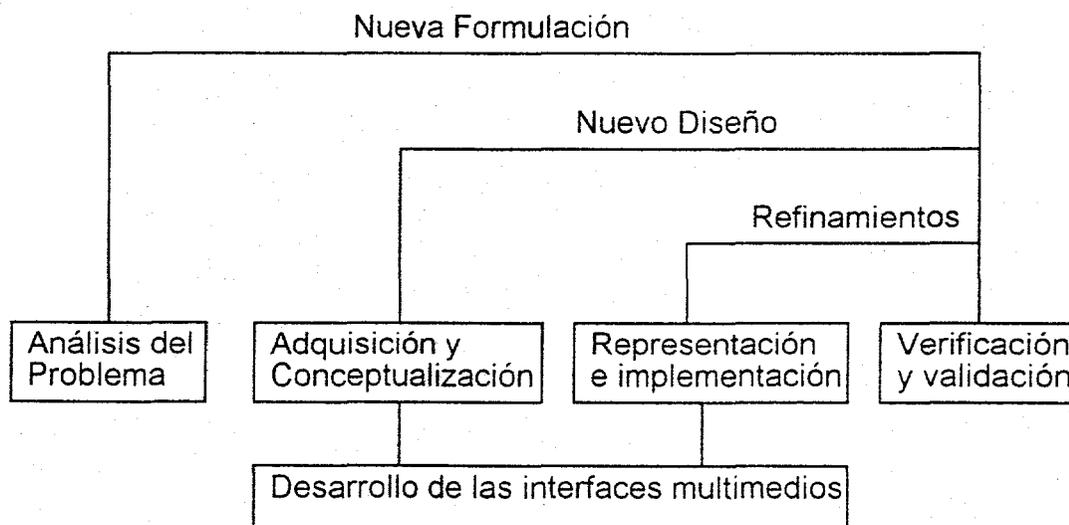


Figura 1: Ciclo de desarrollo de un sistema experto

En lo que se refiera al procedimiento para el desarrollo de las interfaces multimedia, se consideran las siguientes etapas:

3.1 Establecer necesidades y características de las interfaces

Es la etapa más importante en el desarrollo de las interfaces multimedia. En esta etapa el desarrollador trabaja directamente con el portador del conocimiento (instructor-experto) para establecer la necesidad de la aplicación. El desarrollador debe establecer los parámetros básicos de la información educativa que manejará el sistema. Esta información debe ser interpretada bajo las características intrínsecas de las aplicaciones multimedia considerando las características de hardware y software apropiadas para el desarrollo de la misma

El tiempo requerido para el desarrollo de una hora clase por computadora es variable de acuerdo a la complejidad de la aplicación, así como a las características de la misma (interactividad, manejo de los diferentes tipos de datos en la computadora, magnitud del sistema, etc.) El trabajo en esta etapa requiere desarrollarse bajo un patrón estructural de la transmisión del conocimiento, mismo que responda a una metodología instruccional. Para cumplir con esta etapa el instructor experto y el desarrollador de la aplicación multimedia, deberán establecer un marco general de las características del sistema llamada gráfica de escritorio, como base para el trabajo de las siguientes etapas. La gráfica de escritorio deberá contemplar las características generales de la aplicación (macronodal) hasta la especificidad de las funciones de mismo (micronodal).

3.2 Estructuración de la información

En esta etapa el trabajo del instructor experto es fundamental pues deberá estructurar la información con la secuencia, formatos y características recomendadas por el desarrollador de aplicaciones multimedia (gráfica de escritorio). La estructura debe responder a los objetivos académicos determinados por el instructor-experto, así como a las expectativas de desarrollo de la aplicación. Dentro de la elaboración de la estructura es conveniente la colaboración de personal de disciplinas como la pedagogía y el diseño gráfico que posean conocimiento de las características intrínsecas de una aplicación educativa en computadora.

3.3. Diseño de la aplicación multimedia.

Paralelamente al desarrollo de la segunda etapa, el desarrollador deberá implementar en la computadora la estructura nodal de la aplicación, basándose en la técnica "fast prototipe", de forma tal que le permita ejemplificar de manera operativa las restricciones de la aplicación final. En esta etapa es importante que el desarrollador elabore un "demo" operativo básico del sistema, mismo que deberá presentarse al autor para aclaraciones y modificaciones en la funcionalidad del sistema desarrollado.

3.4. Digitalización de los datos o información

Es en esta etapa cuando se transforma la información a formatos digitales. Incluyen actividades como transcribir textos en procesadores de computadora, transcribir textos principales de pantallas, digitalizar y editar imágenes, audio, video, desarrollo de animaciones, etc.

3.5. Integración de los datos

Con la misma estructura nodal con la que se diseñó la aplicación, se integrará la información digitalizada en sus respectivos nodos y pantallas, haciendo pruebas operativas del sistema desde los macronodales hasta los micronodales.

4. DESARROLLO DEL SISTEMA TUTORIAL EN COGENERACION DE ENERGIA

El sistema experto tutorial está orientado para brindar información técnica básica y general sobre las diversas tecnologías de cogeneración, y su empleo está destinado tanto a estudiantes de licenciatura y de posgrado, como a técnicos y profesionales que deseen iniciarse en el estudio de estos temas.

4.1. Descripción del proyecto

El sistema experto tutorial abarca los siguientes módulos:

- .Aspectos generales de la cogeneración
- .Sistemas de cogeneración con turbinas de vapor
- .Sistemas de cogeneración con turbinas de gas
- .Sistemas de cogeneración con motores de combustión interna
- .Caracterización técnica de sistemas de cogeneración
- .Evaluación final del aprendizaje

Todos los módulos estarán interrelacionados en forma secuencial, toda vez que conforman las diferentes tecnologías de cogeneración. Sin embargo el diseño y estructura de los mismos tendrán cierta independencia en cuanto a su empleo y secuencia de aprendizaje, pero manteniendo características de herencia de la información (características técnicas) obtenida en alguno de ellos y que pueda ser empleada para fines comparativos en cualquiera de los restantes. Con ello se estaría garantizando flexibilidad, mucho dinamismo y fácil repetitividad en el proceso de capacitación.

4.2. Estructuración del conocimiento experto

El conocimiento experto para la capacitación en tecnologías de cogeneración en cada uno de los módulos se ha conformado según:

- a).Fundamentos teóricos y prácticos de los diversos temas: 70%
- b).Procedimientos de evaluación: 30%

4.3. Estructura de las interfaces con el usuario

Para el desarrollo de los diferentes temas que serán comunicados al usuario, se han incluido los siguientes elementos:

- a).Hipertextos encadenados por íconos
- b).Tablas encadenadas a los hipertextos o como parte de ellos.
- c).Gráficos encadenados a los hipertextos o como parte de los mismos.
- d).Imágenes fijas (fotografías), encadenadas a los hipertextos, o como parte de ellos.
- e).Animaciones encadenadas a los hipertextos o como parte de ellos.

Hay que considerar que todos o alguno de los elementos descritos, están encadenados a los procesos de evaluación.

La presentación de cada uno de estos elementos al usuario se han establecidos según:

- a).Los hipertextos son los elementos principales del tutorial y serán presentados en todo instante.

b). Para la presentación al usuario de los elementos b,c,d y e, se contempló dos alternativas: la presentación obligada por ser el elemento parte de la secuencia de capacitación, y una presentación opcional a criterio del usuario.

4.4. Estructuración de los procesos evaluativos

El proceso de evaluación contempla las siguientes alternativas:

a). Las evaluaciones formativas podrán ser entre otras: cuestionarios de preguntas, problemas para resolver, simulación de procedimientos, etc. Para estas evaluaciones, existe la posibilidad de hacerlas cada cierto grupo de subtemas, o cada cierto grupo de temas. El sistema a través de un proceso inteligente de retroalimentación, recomendará al usuario-alumno los temas que debe volver a estudiar.

b). La evaluación sumativa contempla la integración de: cuestionario de preguntas, problemas para resolver y simulación de procedimientos de cálculo y diseño. Esta evaluación se ejecuta al final del sistema.

5. CONCLUSIONES

Una alternativa inmediata y eficiente para lograr la capacitación técnica en temas energéticos es el uso de tutoriales computarizados, por las siguientes razones:

- a) Facilitar la transmisión del conocimiento en el proceso de enseñanza-aprendizaje.
- b) Utilizar los recursos de esta tecnología adecuadamente para reemplazar la información exhaustiva de explicaciones, introducciones y conceptualizaciones, con el uso de audio, video y animaciones.
- c) Permitir el usuario una interactividad basada en el concepto de la transmisión continua.
- d) Utilizar técnicas pedagógicas y de diseño gráfico para la presentación de pantallas explicativas.
- e) Permitir que el usuario tenga sesiones con la aplicación dentro de rangos de tiempo suficiente para asimilar el conocimiento, evitando la saturación de conceptos e información.
- f) Ser de fácil manejo.
- g) Flexibilidad para modificaciones subsecuentes, es decir tener capacidad para ser actualizado.
- h) Estar orientado al aprovechamiento máximo de las arquitecturas de cómputo a las que se oriente.
- i) Integración de recursos y fuentes de información externa compatibles con la aplicación.
- j) Confiabilidad, reproducibilidad y transportabilidad.

7. BIBLIOGRAFIA

- (1). Gordon Blair, John, Gallagher, David Hutchison and Doug Shepherd. Object Oriented Languages. Systems and Applications. (1991)
- (2). Levine, Drag, Edelson. A Comprehensive guide to AI and Expert Systems. (1987)
- (3). Kamram Parsaye, Mark Chignell. Expert System for Expert (1988)
- (4). Lara Rosano F. y N. Kemper Valverde. Manual para la Elaboración de Sistemas Expertos. En desarrollo, Instituto de Ingeniería UNAM, México.
- (5). Goleman D., Kaufman P. & Ray M. . The Creative Spirit. (1992)
- (6). Wodaski R.. Multimedios Madness. (1992)
- (7) Guillen M. José. Cogeneración y Generación de Energía Electrica con Gas Natural. ENAGAS, España, (1991).
- (8) Monedero De La Vega, A.F. Esquemas de Cogeneración. Diplomado en Cogeneración, DEPEFI-CONAE, México (1992).
- (9) Joseph A. O. Cogeneration Planner's Handbook. Fairmont Press, (1991)

DISMINUCION DE EMISIONES NOCIVAS EN LA COMBUSTION DE ACEITE

COMBUSTIBLE RESIDUAL

Ing. Jorge Mandoki W.

Director Técnico de ECONERGIA S.de R.L. de C.V.
Loma Bonita 95 México D.F. C.P. 05100 FAX: 570-1297

RESUMEN. La combustión de aceite combustible residual emite sustancias nocivas como partículas carbonáceas, óxidos de nitrógeno y trióxido de azufre, a niveles inadmisibles. Agua emulsionada en el combustible reduce sustancialmente dichas emisiones, lográndose además, en la mayoría de los casos, un ahorro neto en el consumo de combustible. Se muestran los efectos benéficos de quemar el aceite combustible residual en forma de emulsión, así como el método para producir una emulsión adecuada. La tecnología del combustible emulsionado ofrece una opción de bajo costo para reducir la contaminación atmosférica.

La calidad del aceite combustible residual ha estado declinando durante las últimas décadas debido 1.- al aumento en la producción de petróleos crudos pesados, generalmente con mayor contenido de asfaltenos y de azufre; 2.- a menor disponibilidad de residuos de la destilación al vacío debido a su conversión a productos de mayor valor; 3.- a procesos de conversión más intensivos, como cracking catalítico, "visbreaking", etc., que aumentan la concentración de asfaltenos en los fondos, ocasionando problemas de inestabilidad; 4.- al aumento en el contenido de vanadio y de otros metales a medida que aumenta la concentración de asfaltenos.

El uso de aceite combustible emulsionado proporciona un medio eficaz y económico para reducir sustancialmente las emisiones nocivas a la atmósfera. La emulsión contiene partículas de agua de un diámetro entre 2 y 20 micras, dispersadas uniformemente dentro del aceite combustible, en una proporción generalmente entre 5 y 10%; además contiene un agente tensioactivo para asegurar una emulsión estable, capaz de resistir los esfuerzos cortantes del sistema de bombeo y distribución.

Cuando las gotas de aceite combustible atomizado llegan a la cámara de combustión, el agua emulsionada en ellas se convierte instantáneamente en vapor de alta presión, ocasionando una violenta atomización secundaria. El efecto de esta atomización secundaria es la ruptura de las gotas de aceite de combustible de varias centenas de micras, produciendo gotas de 5 a 15 micras de diámetro. Siendo el tiempo necesario para la combustión una función exponencial del diámetro de la gota, se logra una mejoría muy considerable en la combustión.

| | | | | | | |
|------------------------|-----|-----|-----|----|----|-----|
| diámetro en micras | 300 | 200 | 100 | 40 | 20 | 10 |
| tiempo en milisegundos | 200 | 90 | 30 | 6 | 2 | 0.6 |

La combustión del carbón es sustancialmente completa, de manera que las emisiones de partículas carbonáceas se reducen casi a cero. Adicionalmente el requisito de exceso de aire disminuye considerablemente debido al enorme incremento de la superficie específica de las gotas de combustible. Otros beneficios adicionales que se obtienen al quemar el aceite combustible en forma de emulsión se describen a continuación.

Al quemar aceite combustible residual se obtiene generalmente una flama voluminosa y larga que tiende a impactar el refractario y los fluxes; con el combustible emulsionado la flama es corta y compacta y el riesgo de impactación desaparece. La acumulación de hollín también disminuye sustancialmente.

Otro beneficio es la reducción de la temperatura de la flama por la presencia de agua, lo que disminuye la producción de NO_x . A medida que disminuye el exceso de aire, la formación de NO_x se reduce aún más.

| | | | |
|---------------------------------------|-------|-------|-------|
| relación aceite/agua | 90/10 | 80/20 | 60/40 |
| reducción porcentual de NO_x | 13-20 | 33-40 | 45-51 |

La reducción del exceso de aire también disminuye la relación $\text{V}_2\text{O}_5 / \text{VO}_x$.

| | | | | |
|---------------------------|----|----|----|----|
| % exceso de aire | 16 | 4 | 2 | 1 |
| % V_2O_5 | 90 | 80 | 30 | 25 |
| % otros óxidos de Vanadio | 10 | 20 | 70 | 75 |

El efecto combinado de reducir V_2O_5 y el exceso de aire disminuye la relación SO_3/SO_2 .

| | | | | | |
|---------------------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|
| % O_2 en gases de combustión | 2.0 | 1.5 | 1.0 | 0.5 | 0.2 |
| SO_3 mg/m ³ | 70 | 60 | 50 | 40 | 20 |

Al disminuir el exceso de aire, y consecuentemente el SO_3 , baja la temperatura de rocío de los gases de combustión.

| Tabla 5. DISMINUCION DEL PUNTO DE ROCIO A BAJOS EXCESOS DE AIRE (Ref. 4) | | | | | |
|---|-----|-----|-----|-----|-----|
| % O ₂ en gas de combustión | 3 | 2 | 1.5 | 1.0 | 0.5 |
| Temperatura de Rocío °C | | | | | |
| 1.3 % S en combustible | 121 | 116 | 104 | 82 | 66 |
| 2.4 % S en combustible | 143 | 132 | 121 | 104 | 77 |
| 3.2 % S en combustible | 154 | 143 | 132 | 116 | 80 |

Un efecto adicional de la reducción del exceso de aire es la disminución de la corrosión tanto la producida a bajas temperaturas como la causada por cenizas a altas temperaturas.

| Tabla 6. EXCESO DE AIRE vs CORROSION A BAJAS TEMPERATURAS (105°C) (Ref. 5) | | | |
|--|-----|-----|-----|
| % exceso de aire | 7 | 3.5 | 1.5 |
| mm/año | 1.8 | 1.1 | .25 |

| Tabla 7. EXCESO DE AIRE vs CORROSION POR CENIZAS A ALTAS TEMPERATURAS (Ref. 5) | | | |
|--|----|-----|-----|
| % exceso de aire | 7 | 1.5 | 1.0 |
| mm/año | 22 | 7.6 | 6.4 |

El agua de la emulsión requiere energía para su evaporación y su sobrecalentamiento a la temperatura dentro de la chimenea. Esta demanda de energía es compensada en gran medida o totalmente por la disminución del exceso de aire. Además se reduce considerablemente la frecuencia y duración del soplado de hollín lo que representa un ahorro adicional de energía.

| Tabla 8. ENERGIA REQUERIDA POR EL AGUA DE LA EMULSION | | | | | | |
|---|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| % de agua en la emulsión | 6 | 10 | 14 | 20 | 30 | 40 |
| % de energía requerida | 0.5 | 0.8 | 1.1 | 1.6 | 2.4 | 3.2 |

Es indispensable que la emulsión cumpla con los siguientes requisitos: a.- las partículas de agua deben tener un diámetro mínimo de 2 micras para que puedan desarrollar suficiente fuerza para atomizar el aceite combustible alrededor de ellas; b.- las partículas de agua deben tener un diámetro menor de 20 micras para que su número sea suficiente para atomizar todo el aceite combustible; c.- las partículas de agua deben estar dispersas uniformemente dentro del aceite combustible para asegurar que la atomización secundaria sea competente; d.- la emulsión debe ser estable tanto durante el almacenamiento como durante las operaciones de bombeo.

Uno de los métodos más prácticos y confiables para obtener una emulsión satisfactoria consiste en dispersar el agente tensioactivo en el agua, inyectar esta dispersión en el aceite combustible que fluye hacia un mezclador estático de diseño ade-

cuado, y homogeneizar la emulsión en dicho mezclador. La emulsión deberá almacenarse a una temperatura inferior a la de la ebullición del agua para evitar que ésta se evapore.

En conclusión, quemar el aceite combustible residual en forma de emulsión no sólo disminuye las emisiones nocivas a la atmósfera, sino también mejora la eficiencia de las calderas y reduce la frecuencia de paros de mantenimiento.

Referencias:

1. De la literatura de patentes de U.S.A. y Japón.
 2. Chaikivsky, M. & C.W. Sigmund, Trans. ASME "J. Eng. Power", **87**, Serie A (1965) 379
 3. Glaubitz, F. Mitt. Ver. Grosskesselbesitzer, **73** (1961) 289 (Transl. in "Combustion", **34**, March, 1963, 25)
 4. Glaubitz, F. Mitt. Ver. Grosskesselbesitzer, **68** (1960) 388 (Transl. in "Combustion", **34**, January, 1963, 31)
- Babcock & Wilcox, "Steam, Its Generation and Use". 39th ed.: 15-25 to 15-26.

IMPACTO AMBIENTAL DE LOS NO_x Y RESULTADOS EN MEXICO DE TECNOLOGIAS DE CONTROL

Ing. Marco Antonio Ribera Flores
Coord. de Ingenieria Ambiental de
Nissan Mexicana S.A. DE C.V.

Resumen

El presente trabajo expone la experiencia obtenida en el desarrollo del proyecto de instalación de tres quemadores para calderas industriales con tecnología de baja emisión de óxidos de nitrógeno. Se inicia haciendo una breve mención de las repercusiones al medio ambiente que se derivan de la generación de estos gases en equipos de combustión y las razones por las cuales se generan los NO_x térmicos y los NO_x asociados a los combustibles. Se hace una revisión sobre las regulaciones existentes para limitar las emisiones de estos contaminantes en equipos industriales en diferentes países incluyendo a México. Se mencionan las tecnologías de control existentes y en particular indicando el método de reducción de emisiones determinadas para los quemadores en pruebas funcionales utilizando como combustibles gas propano y diesel antes y después de instalar la tecnología de control para demostrar las fuertes reducciones obtenidas, se grafican también otros resultados como eficiencia térmica y emisiones de otros contaminantes importantes como CO y CO₂ para observar su comportamiento.

Impacto Ambiental de los NO_x y Resultados en México de Tecnologías de Control

Los Oxidos de Nitrógeno (NO_x) son formados en la naturaleza, pero también son creados por el hombre principalmente en los procesos de combustión. Como sabemos el aire se compone por 21 % de oxígeno y 79 % de nitrógeno en términos generales. Las moléculas de oxígeno y nitrógeno son muy estables en la atmósfera pero cuando se exponen a altas temperaturas absorben una gran cantidad de energía que las rompe y liberando así esta energía acumulada, a este proceso se le llama disociación térmica. Si un átomo de nitrógeno se combina con otro de oxígeno la nueva molécula se le conoce como óxido nítrico (NO). Si un átomo de nitrógeno se combina con una molécula de oxígeno que aún no se haya disociado se forma el dióxido de nitrógeno (NO₂) , ambos, el NO y NO₂ forman lo que comúnmente se le conoce como los "Oxidos de Nitrógeno" (NO_x). La formación de los NO_x por disociación térmica está en función de la turbulencia, el tiempo y la temperatura, estos factores son modificados por las diferentes técnicas de control de combustión para hacerla posible en mejores condiciones tanto de operación como de optimización térmica del potencial de energía contenido en el combustible,. Por la manera de producirlo a este NO_x se le denomina "NO_x térmico".

Existen combustibles que en su composición química pueden contener nitrógeno en forma de amoniaco o asociado a impurezas, en algún momento durante el proceso de combustión los átomos de nitrógeno son liberados y al igual que en el NOx térmico estos se combinan con el oxígeno para formar los NOx. De lo anterior resulta evidente que entre mayor contenido de impurezas tenga un combustible mayor potencial de generación de NOx tendrá.

La diferencia importante entre ambos tipos de formación de NOx es que en el térmico solamente una porción de las moléculas de nitrógeno se disocian, pero en cambio el nitrógeno asociado al combustible se libera casi completamente en forma de átomos inestables que se asocian con moléculas de oxígeno.

Las emisiones de óxidos de nitrógeno generadas por el hombre representan solo un 10 % de la formación total en la naturaleza, pero el hombre tiene la mala costumbre de concentrar estas emisiones en las zonas pobladas. Del 95 al 98 % de los NOx emitidos son en forma de NO y el restante como NO2. El NO es un gas incoloro e inodoro, en cambio el NO2 tiene una tonalidad café y es detectable a concentraciones de 0.15 partes por millón.

Las emisiones de NOx simultáneamente a las emisiones de Hidrocarburos de los automóviles forman el smog foto químico y el ozono, cuando estos contaminantes son activados por la radiación solar. Entre los principales efectos atmosféricos de los NOx están los siguientes: concentra agentes oxidantes fuertes en el aire, contribuye a la formación de la lluvia ácida y contribuye al deterioro de la capa de ozono.

Entre las diferentes regulaciones internacionales que existen para controlar las emisiones de óxidos de nitrógeno en este momento abordaremos solo dos de ellas, la de California en los Estados Unidos y la de México. El 9 de Septiembre de 1988 el Distrito de Administración de la Calidad del Aire de la Costa Sur de California adoptó la regla 1146 misma que fue revisada en 1989. Esta regla aplica a generadores de vapor y calentadores de proceso comerciales o industriales que requieran más de 5 millones de Btu por hr con las siguientes limitantes:

Emisiones Permisibles en La Costa Sur de California EE.UU.

| CAPACIDAD | NOx (ppm) | CO (ppm) |
|-----------------------------|-----------|----------|
| de 5 a 40 x 10e6 Btu/hr | 40 | 400 |
| mayores de 40 x 10e6 Btu/hr | 30 | 400 |

Estos límites están vigentes a partir de 1992 y para poder cubrirlos se requieren no solamente combustibles libres de nitrógeno sino además quemadores con tecnología de "Baja emisión de NOx"; es obligatorio el instalar monitores continuos de NOx en las chimeneas de los quemadores de más de 40 x 10 e6 Btu/hr.

Para el Distrito del Area Bahía de San Francisco los límites de emisión para equipos con consumos de energía de más de 10×10^6 Btu/hr es de 30 ppm al 3 % de oxígeno, para combustibles gaseosos y de 40 ppm para combustibles líquidos. En esta área se exige la instalación de medidores totalizadores sin restablecimiento a cero, el contar con bitácoras actualizadas de operación y para registros de lecturas de monitoreos actualizados mensualmente que se deben conservar hasta por tres años.

En México los límites de emisión permisibles se establecieron en la norma NOM-CCAT-019-93 con carácter emergente cuya primera versión fue publicada en el diario oficial el día 7 de abril de 1993 con una vigencia de seis meses. Una segunda publicación de esta norma que incluyó algunos cambios importantes respecto a la primera fue publicada el 18 de noviembre de 1993 y dejó de tener vigencia el pasado 18 de Mayo.

Al momento de redactar este documento no se cuenta con norma oficial vigente por lo que tomaremos los valores de la última norma citada. Los valores permisibles de emisión en nuestro país se muestran en la siguiente tabla.

**Emisiones Permisibles de NO_x Según Norma NOM-CCAT-019-93
Equipo Existente**

| CAPACIDAD | ZONA CRITICA | ZMVM | RESTO DEL PAIS | COMBUSTIBLE |
|--|--------------|------|----------------|-------------|
| Hasta 150 C.C. (5 MBtu/hr) | N. A. | N.A. | N. A. | |
| de 151 a 1200 C.C. (5 a 40Mtu/hr) | 200 | 150 | 270 | LIQUIDOS |
| | 150 | 130 | 180 | GASEOSOS |
| de 1201 a 3100 C. C. (40 a 104 Mbtu) | 180 | 140 | 250 | LIQUIDOS |
| | 140 | 120 | 160 | GASEOSOS |
| más de 3100 CC (más de 104 M Btu/hr) | 150 | 130 | 230 | LIQUIDOS |
| | 130 | 100 | 150 | GASEOSOS |

Equipo Nuevo

| | | | | |
|---------------------------------|-----|-----|-----|------------|
| Hasta 1200 C C (104 MBtu/hr) | 150 | 150 | 150 | LIQUIDOS Y |
| | | | | GASEOSOS |
| más de 1200 CC (104 MBtu/hr) | 140 | 100 | 200 | LIQUIDOS Y |
| | 100 | 75 | 130 | GASEOSOS |

La medición y análisis de la combustión se establece por el método de quimio-luminiscencia durante 45 minutos en equipos de 151 a 1200 Caballos Caldera con frecuencia anual; en equipos de 1200 a 3100 CC con frecuencia semestral y en equipos mayores a 3100 CC de manera continua.

Cabe resaltar que en esta norma se hace obligatoria la instalación de quemadores con tecnología de baja emisión de NOx en sistemas de nueva instalación. Esta norma no tuvo repercusión importante en la industria de los fabricantes de calderas debido a su corto período de vigencia.

Por lo que respecta a la tecnología de control, existen desarrollos tecnológicos que han permitido satisfacer los valores límite permisibles para California, aquí mencionaremos solo algunos de ellos:

- Operaciones de bajo exceso de aire
- Combustión fuera de estequiometría
- Recirculación de gases de chimenea (FGR)
- Combustión con inyección de aire y agua
- Entre otras...

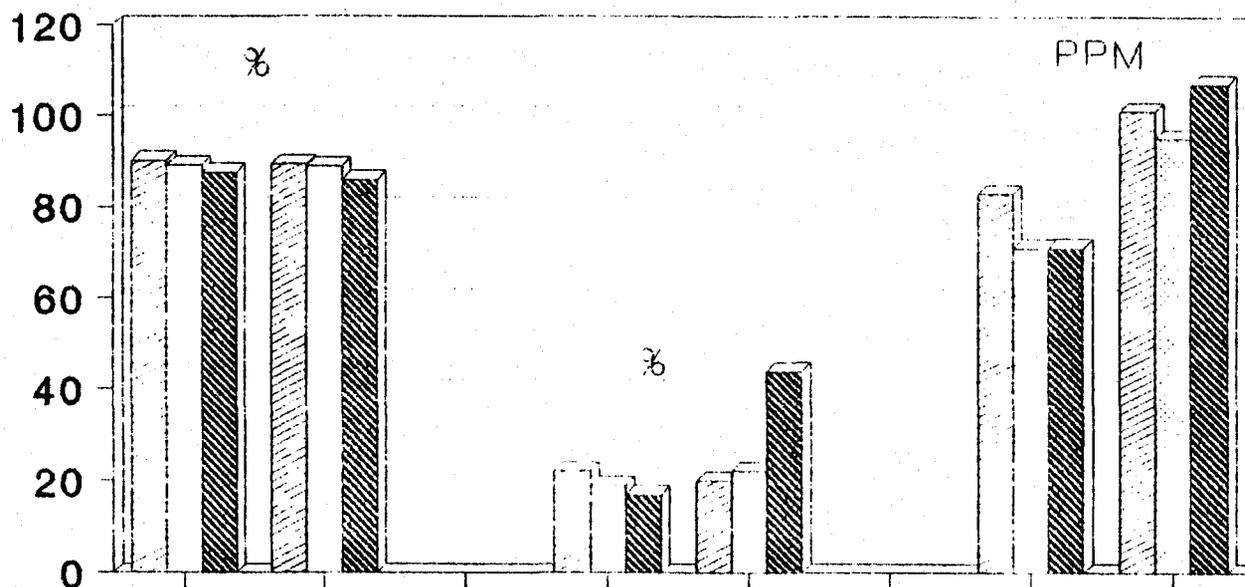
En nuestro país los quemadores standard, es decir los que no incorporan tecnología de baja emisión de NOx pueden cubrir perfectamente, por lo menos en calderas de baja capacidad (hasta 1200 CC), los valores límites establecidos en la norma nacional, por lo que esta nueva tecnología no se ha incorporado de manera importante en la industria mexicana. Los quemadores en funcionamiento actualmente y que ya incorporan esta nueva tecnología proceden en su mayoría de los Estados Unidos.

No se debe perder de vista que el fin que persiguen las normas es precisamente el de disminuir el impacto al medio ambiente y no el del cumplimiento de la norma, reglamento o la Ley por el hecho de su existencia, sobre todo en el caso de quemadores de baja capacidad térmica tan ampliamente utilizados en nuestro país, donde el sobrecosto de la nueva tecnología en quemadores no es superior al 40 % del costo de un equipo standard y donde es posible obtener valores que permiten satisfacer los límites de California.

Las gráficas siguientes muestran los resultados obtenidos en quemadores de baja emisión de NOx instalados en la zona industrial de CIVAC en el Estado de Morelos, con recirculación de gases de chimenea (C/FGR) y sin ella (S/FGR) utilizando como combustible diesel en la gráfica uno y gas lp en la gráfica 2.

EMISION EN CALDERA 100 HP

D
I
E
S
E
L



GRAFICA 1

| | EFICIENCIA COMBUSTION | | EXCESO DE AIRE | | OXIDOS DE NITROGENO | |
|-------------|-----------------------|-------|----------------|-------|---------------------|-------|
| | C/FGR | S/FGR | C/FGR | S/FGR | C/FGR | S/FGR |
| FUEGO BAJO | 90.2 | 89.3 | 22 | 20 | 83 | 101 |
| FUEGO MEDIO | 89.2 | 88.9 | 19 | 22 | 71 | 95 |
| FUEGO ALTO | 87.6 | 85.9 | 17 | 44 | 71 | 107 |

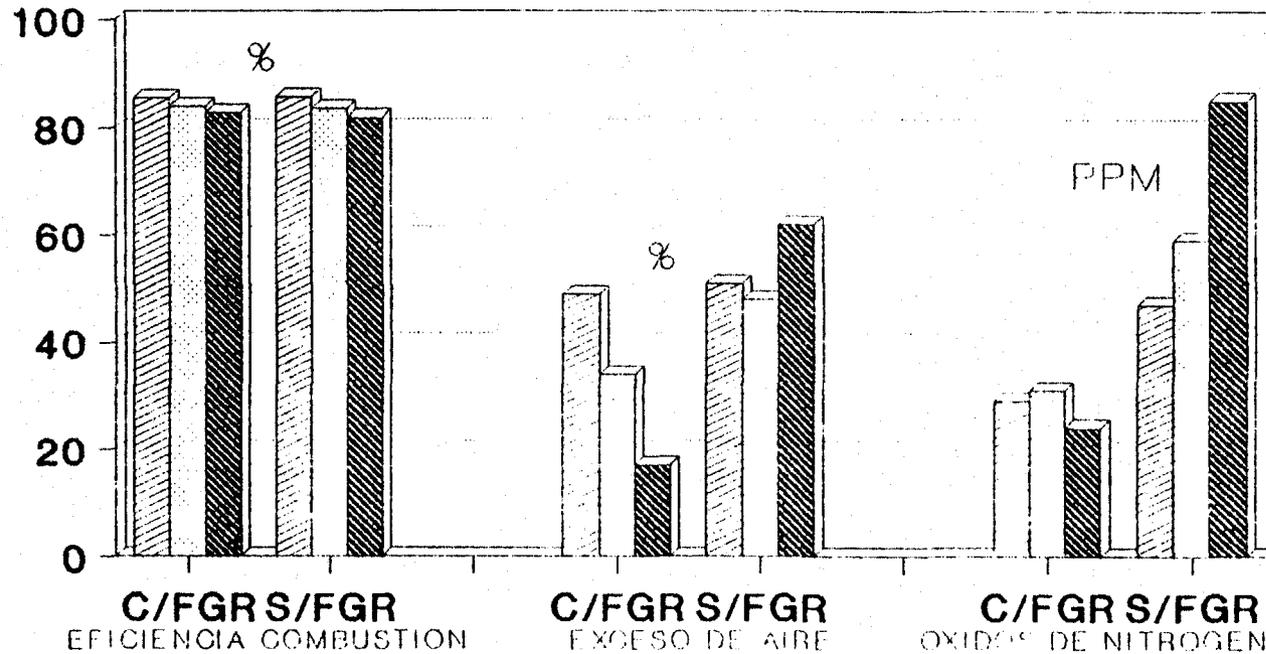
FUEGO BAJO
 FUEGO MEDIO
 FUEGO ALTO

FGR = RECIRCULACION DE GASES DE CHIMENEA

Arch. 7103

EMISION EN CALDERA 100 HP

P
R
O
P
A
N
O



| | C/FGR S/FGR | | C/FGR S/FGR | | C/FGR S/FGR | |
|-------------|-----------------------|------|----------------|----|---------------------|----|
| | EFICIENCIA COMBUSTION | | EXCESO DE AIRE | | OXIDOS DE NITROGENO | |
| FUEGO BAJO | 85.5 | 85.7 | 49 | 51 | 29 | 47 |
| FUEGO MEDIO | 83.9 | 83.6 | 34 | 48 | 31 | 59 |
| FUEGO ALTO | 82.8 | 81.9 | 17 | 62 | 24 | 85 |

FUEGO BAJO
 FUEGO MEDIO
 FUEGO ALTO

FGR - RECIRCULACION DE GASES DE CHIMENEA

Conslusiones

Después de la realización del proyecto de instalación de tres quemadores de Bajo NOx podemos concluir lo siguiente:

- 1) El incremento en el costo de los quemadores con tecnología de bajo NOx respecto a quemadores estandard no es, para el caso de equipos de baja capacidad (100-500 caballos caldera) superior al 40%, sin embargo cuando se compra el paquete quemador-caldera esta diferencia es menos significativa.
- 2) Los mayores beneficios ambientales y de retorno de inversión suceden cuando se sustituye la tecnología de combustión y el combustible simultaneamente, digamos de Diesel a gas L.P. o gas natural, sin embargo para plantas donde no exista disponibilidad de éstos 2 últimos combustibles o donde por disposición física resulta demasiado costoso el tender las líneas de suministro de éstos energéticos, el solo cambio de quemadores no reduce tan significativamente los valores de emisión de NOx (del 20 al 30% de reducción en el caso del Diesel), y por lo mismo es menos atractivo
- 3) Se obtuvieron notables ventajas en las condiciones de operación despues de sustituir los quemadores existentes por los de bajo NOx ya que en su diseño se han incorporado los conceptos de control de emisiones tanto en fuego bajo, medio y alto haciendo más fácil el mantener condiciones estables de emisión a diferentes capacidades, este punto es muy importante sobre todo en las calderas que tienen múltiples arranques durante su periodo de operación.
- 4) La comprensión de la problemática ambiental obliga a quienes toman desiciones sobre la tecnología disponible para controlar emisiones a anticiparse a incorporar equipos que permitan cubrir valores de emisión lo más bajo posibles desde ahora, más que por una presión normativa que a la fecha no se ha visto clara y consistente en nuestro país, por el sentido de contribución hacia un mejor futuro de la sociedad.

EL VIENTO, UNA ALTERNATIVA ENERGETICA LIMPIA

Roberto Cadenas Tovar
Comisión Federal de Electricidad
Unidad de Nuevas Fuentes de Energía

Resumen

Que una nueva fuente de energía, renovable y ambientalmente benigna se incorpore a nuestras redes eléctricas, es algo verdaderamente significativo. Qué mejor contribución para el uso racional de los energéticos convencionales que substituir una parte importante de su aportación con una fuente de las características mencionadas.

El viento es un recurso que nos brinda la naturaleza en forma gratuita, cuya energía puede transformarse en electricidad utilizando tecnologías de conversión que han alcanzado madurez y que actualmente se encuentran disponibles en el mercado.

En este documento se presentan las características del recurso eólico en la Región del Istmo de Tehuantepec, se hace una descripción del primer proyecto piloto de nuestro país, construido por la Comisión Federal de Electricidad en La Venta, Oaxaca, se exponen los argumentos que apoyan al desarrollo de proyectos en mayor escala y se exhiben los costos de inversión y producción para el proyecto mencionado.

Antecedentes

Cuando el hombre comenzó a cultivar la tierra y a obtener sus beneficios, tuvo que triturar los granos producto de las cosechas, inicialmente quizás contra el piso utilizando piedras o trozos de madera. Posteriormente, lo hizo friccionando dos piedras, una estacionaria y la otra deslizante. Después inventó los molinos impulsados por la fuerza animal, que con movimiento circular y atados a una viga molían el grano.

La necesidad de una fuente de energía más constante para mover pesadas piedras e incrementar la producción, trajo como consecuencia la invención del molino impulsado por las corrientes de agua, conocido como molino de agua, el cual fue perfeccionándose poco a poco. Sin embargo, dado que el agua no se encontraba disponible en todas partes, fue necesario buscar otras fuentes de energía para la propulsión de los molinos.

Hay evidencias de que los molinos de viento existieron en Persia en el siglo X, y probablemente se conocían desde el siglo VII. Estos molinos fueron un desarrollo resultado de los molinos de agua. La configuración actual que conocemos de los molinos de viento corresponde a los construidos en Europa en el siglo XII [1].

Una vez que se tuvo cierto dominio en la operación y construcción de los molinos de viento, el ingenio humano aprovechó para otras aplicaciones la energía mecánica obtenida, tales como el bombeo de agua, el aserrío de madera, la molienda de otros productos, etc.

Al comienzo del siglo XIX había miles de molinos de viento en Europa, formando en esa época una parte esencial de sus paisajes.

Con la revolución industrial, la potencia del vapor hizo posible la fabricación de grandes molinos de rodillos que se instalaron en los puertos donde los granos importados llegaban. Este acontecimiento comenzó a desplazar el uso de los molinos de viento.

Durante la primera guerra mundial y al término de la segunda, la calidad, costos y volúmenes de producción de la molienda que se obtenía con los molinos accionados por motores eléctricos, terminaron remitiendo casi al olvido a los molinos de viento al no poder competir con la modernidad de aquellos años.

El profesor danés La Cour, desarrolló investigaciones experimentales, de finales del siglo pasado a principios del presente, tendientes a mejorar el comportamiento de los viejos molinos logrando la construcción de uno dedicado a la generación de electricidad con capacidad de 18 kW.

Muchos fueron los esfuerzos orientados a mejorar la tecnología de generación de electricidad con el viento y, no fue sino hasta la década de los 70's en que países como Dinamarca, Holanda, Alemania, Estados Unidos, Inglaterra, etc., crearon incentivos que permitieron el desarrollo de esa tecnología hasta conseguir finalmente su madurez comercial.

En la actualidad, existen aproximadamente 40 fabricantes de aerogeneradores alrededor del mundo y una capacidad total instalada de 2700 MW eléctricos, cifra que continuará incrementándose, ya que cada día se hacen más evidentes las ventajas de utilizar el recurso eólico para generar electricidad.

Recurso Renovable y Limpio

El acelerado ritmo de desarrollo que ha tenido la sociedad en este siglo ha requerido la explotación intensiva de los recursos energéticos. Por ejemplo, se estima que la era del petróleo terminará en unos 50 años más, que habiendo comenzado en 1859 con la perforación de los primeros pozos en los Estados Unidos, las reservas probadas no han sido suficientes más que para 200 años de la existencia del ser humano moderno. El carbón, cuya utilización precede al petróleo, cuenta con reservas probadas para 220 años más [2,3] y ha sido objeto también de una intensiva utilización. La actividad humana al ritmo actual no sería posible en ausencia de estos energéticos, resultando preocupante el hecho de que se vislumbre un horizonte finito y no muy lejano en la existencia de esos recursos que hoy cubren un 65% de las necesidades mundiales, incluyendo el gas natural.

Pero lo que tecnológicamente ha significado avances substanciales procurándonos satisfactorios

en el ámbito energético, paradójicamente está significando un acelerado cambio en el entorno en que vivimos, pudiendo llegar a generarnos no solo incomodidades sino también trastornos mayores en el caso de no buscar formas que tiendan a mejorar la preservación de nuestro medio ambiente.

Parece pues necesario e impostergable el incorporar a nuestra base energética recursos que satisfagan por un lado el criterio de renovabilidad y por otro que operen en armonía con el medio ambiente. En este escenario cobran importancia relevante las energías del sol y del viento.

La circulación del viento es generada por el desigual calentamiento que producen los rayos solares sobre la superficie terrestre generando zonas de baja presión, donde el calentamiento es mayor, y zonas de alta presión, donde el calentamiento es menor. La intensidad del viento estará en proporción a la diferencia de presiones entre esas zonas. En la zona del ecuador terrestre se producen corrientes convectivas ascendentes que elevan masas de aire caliente, circulando estas por las capas superiores de la atmósfera hacia las zonas de alta presión, situadas en latitudes cercanas a los 30°N o S, en donde las masas de aire frío descienden para dirigirse, a través de las capas bajas de la atmósfera, nuevamente hacia el ecuador.

A los fenómenos naturales de circulación atmosférica del aire se debe el carácter inagotable del viento, cuya presencia a nivel de superficie se ve influenciada por efectos térmicos locales así como por la rugosidad del terreno, de tal manera que para cada sitio existirán condiciones particulares de este recurso energético.

Desde el punto de vista ambiental podemos decir que las centrales de generación de electricidad con viento, no afectan la vida vegetal, ni a los cuerpos de agua, no afectan al aire ni al clima, y no presentan riesgos sobre la salud del ser humano[4]. Se considera así mismo que presentan poco o ningún efecto sobre la vida animal. La operación de estas centrales no requiere de la combustión de sustancias ni genera emisiones de gases. Un proyecto eólico con capacidad de 100 MW instalado en el Istmo de Tehuantepec substituiría la combustión de 1'140,000 barriles anuales de petróleo y, evitaría la descarga de 250,000 Ton anuales de CO₂ a la atmósfera.

Los terrenos utilizados por las plantas eólicas pueden continuar sirviendo a la actividad a que estaban asignadas, es decir, si se trata de terrenos de cultivo o bien de pastoreo, pueden permanecer en el mismo uso. Los requerimientos de espacio para la instalación de los equipos eólicos es menor al 5% de la superficie de los predios.

Los efectos ambientales más importantes relacionados con las plantas eólicas están relacionados con la alteración del paisaje y un poco con el ruido. Sin embargo los niveles de ruido que se obtienen están dentro de los valores límite impuestos por las regulaciones locales de los lugares donde se encuentran las plantas.

Potencial Eólico de México

La República Mexicana cuenta con un gran número de manifestaciones de vientos susceptibles de ser aprovechadas en la generación de potencia. Las estaciones del Servicio Meteorológico reportan velocidades y persistencias del viento que hacen presumir la viabilidad de proyectos de conversión. Por ejemplo, sitios como Salina Cruz, Oax., donde se han efectuado mediciones desde hace más de 40 años, y donde los efectos del viento se hacen presentes al observar la vegetación local, cuyo crecimiento se desvía de la vertical, orientándose por la fuerza del viento.

Entre los sitios potenciales de México con un recurso catalogado como excelente se tienen los siguientes:

La Venta, Oax.
La Ventosa, Oax.
Veracruz, Ver.
La Virgen, Zac.
Pachuca, Hgo.
San Quintín, B. C.
Mazatlán, Sin.

De estos sitios, los localizados en el Istmo de Tehuantepec son los que están considerados como de mayor potencial en el país, de acuerdo con los registros de mediciones realizadas a la fecha.

El Viento en el Istmo de Tehuantepec

El Istmo de Tehuantepec es una vasta región de México en donde se localizan poblaciones como La Ventosa y Salina Cruz, ambas en el Estado de Oaxaca, tradicionalmente famosas por sus fuertes vientos, y la Venta, Oax., sitio con el mayor potencial eólico de la región, en donde Comisión Federal de Electricidad está instalando el primer proyecto eoloeléctrico en México.

El Istmo de Tehuantepec presenta características peculiares que propician la existencia de vientos con una intensidad y una dirección preferencial norte-sur, durante la mayor parte del año.

La orografía de la zona permite el paso de los vientos fríos del norte, que circulan en las capas bajas de la atmósfera.

El Istmo de Tehuantepec, faja continental del territorio nacional que se extiende en dirección Este-Oeste, confluyen por un lado La Sierra Madre de Oaxaca y La Sierra Madre del Sur, y por el otro La Sierra Madre de Chiapas. Estos macisos montañosos con elevaciones entre 2000 y 3000 metros descienden a alturas de 300 metros en la zona de confluencia, formándole al viento un paso natural de unos 100 km, que comunica los Golfos de México y Tehuantepec.

Como complemento al efecto que produce la orografía del Istmo de Tehuantepec en el viento de la zona, se tiene la presencia de dos grandes masas oceánicas: por el norte, El Golfo de

México y por el Sur el Océano Pacífico. Estas masas además de ofrecer una mínima resistencia al paso del viento, producen efectos térmicos que en ocasiones favorecen los vientos del norte y en otras se contraponen a ellos.

Básicamente el conocimiento del viento en El Istmo de Tehuantepec proviene de las mediciones efectuadas por el Servicio Meteorológico Nacional, que cuenta con unas diez estaciones en la zona, y las mediciones y estudios específicos hechos por el Instituto de Investigaciones Eléctricas, enfocados hacia el aprovechamiento del viento en la generación de electricidad.

Las mediciones confirman el potencial de la zona. Se tienen velocidades con un promedio anual de 7.9 m/s, medidas a 30 metros con direcciones Norte en un 68% del tiempo y Sur en un 18%. Durante el invierno se alcanzan las mayores velocidades, con promedios en esta época de 9.5 m/s. En primavera bajan a valores promedio de 5.5 m/s, mientras que en otoño y verano tienen respectivamente los valores de 8.7 y 8.3 m/s.

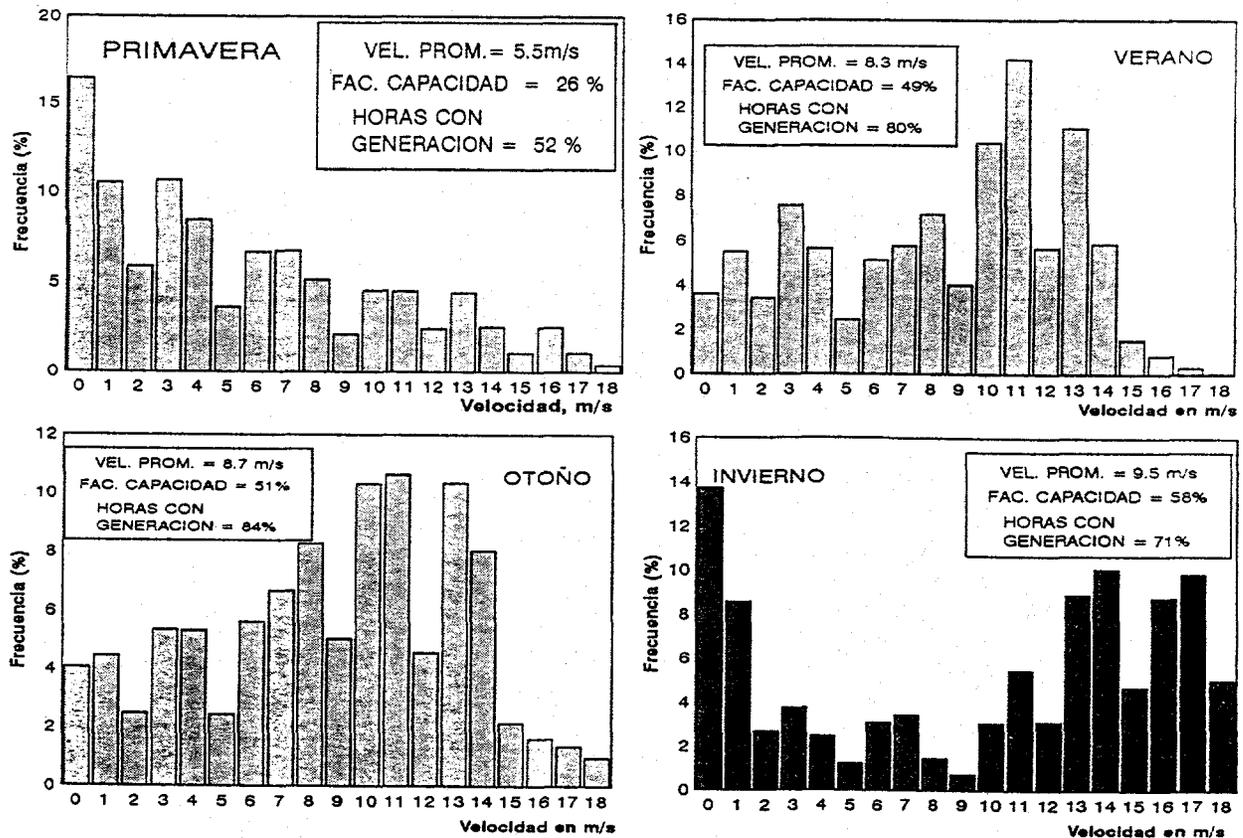


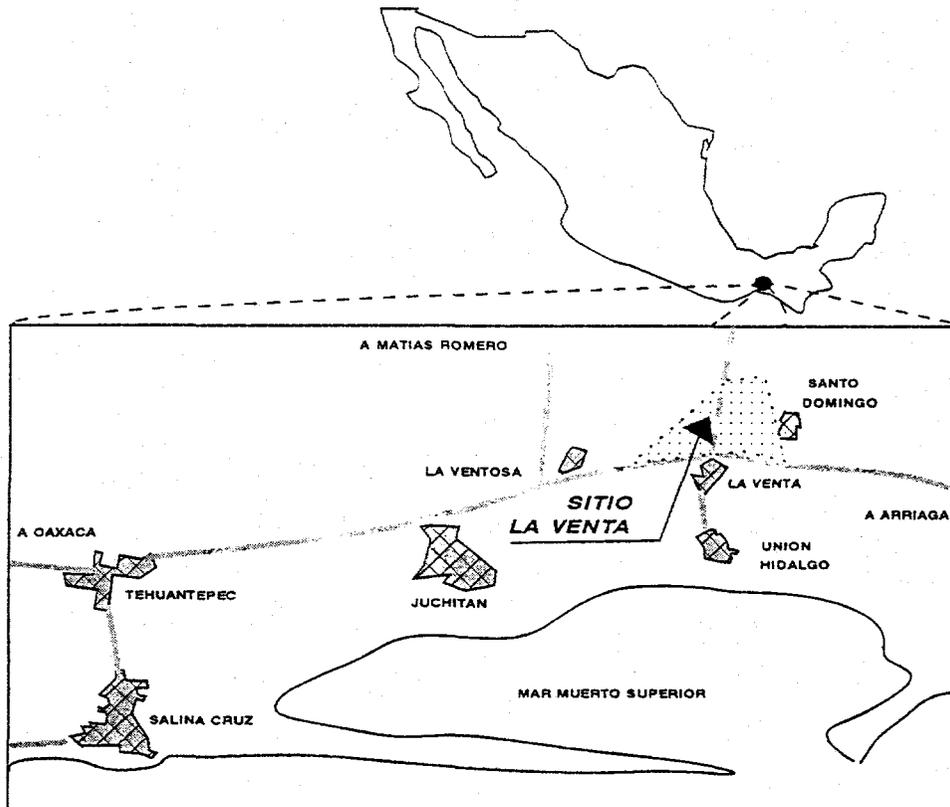
FIG. 1 LA VELOCIDAD DEL VIENTO EN LA VENTA, OAXACA
DISTRIBUCION ESTACIONAL

Es en la parte sur del Istmo, zona prácticamente plana, con una extensión aproximada de unos 1000 km², con vientos cuya velocidad promedio anual es de 8 m/s, medidos a 30 metros de altura, donde se presume un potencial eoloelectrico mínimo de unos 2,000 MW.

Descripción del Proyecto

El desarrollo de un proyecto de conversión de energía en el sitio de La Venta, Oaxaca, con una capacidad de 1.5 MW, es la etapa inicial de lo que podría ser uno de los desarrollos eoloelectricos más grandes del mundo. Su localización se muestra en la Fig. 2 siguiente.

FIGURA 2
LOCALIZACION DEL SITIO LA VENTA, OAXACA



La CFE nunca ha permanecido al margen de los adelantos tecnológicos en generación de electricidad y el viento no es la excepción, sobre todo contando con regiones como el Istmo de Tehuantepec, de elevado recurso eólico, que está en espera de ser aprovechado.

Para integrar una nueva forma de generación de electricidad a la red nacional se requiere el cumplimiento de los requisitos de confiabilidad y bajo costo. Ello presume que la tecnología de que se trate haya sido probada y que sus características de operación sean compatibles con el modelo típico de carga del sistema eléctrico regional.

Es frecuente que diversas tecnologías sean presentadas a consideración de CFE y de SEMIP¹, desgraciadamente no siempre satisfacen los criterios anteriores, razón por la cual no logran su inclusión en los planes del Sector Eléctrico. Esto sucede especialmente con los desarrollos recientes de tecnologías que aprovechan recursos renovables no convencionales.

En muchos países se han tenido que implementar políticas a base de incentivos para facilitar y fomentar el ingreso de los nuevos sistemas de conversión a los sistemas eléctricos, teniendo como propósito una base energética más diversificada y menos contaminante. Tales políticas varían de un país a otro, pero en general consisten en otorgar créditos, preferencias, subsidios y otras condiciones que elevan la competitividad de las nuevas tecnologías.

Un proyecto modelo permitirá a la Comisión Federal de Electricidad despejar incógnitas, obtener información del comportamiento de los aerogeneradores conectados a la red y evaluar costos de inversión y de producción sobre una base real y, a la vez, hacer un planteamiento de mayores alcances, como lo es el aprovechamiento total de la región del Istmo, colocando a la energía del viento, si bien no por encima, sí al lado de las fuentes de energía predominantes y a nivel competitivo.

En Agosto de 1993, la CFE publicó la convocatoria para el concurso y adjudicación del contrato de construcción del proyecto eoloelectrico piloto para La Venta, Oaxaca. Las características sobresalientes de la convocatoria fueron las siguientes:

- a) El proyecto se contrataría bajo la modalidad "llave en mano" e incluiría diseño, fabricación, construcción, instalación, pruebas y puesta en servicio de la central.
- b) CFE pagaría con recursos propios el monto del contrato, es decir, no se requirió financiamiento.
- c) Se aceptarían solamente propuestas de empresas que contaran con equipos en operación con un mínimo de 20,000 horas.
- d) La capacidad de los aerogeneradores se limitó al rango entre 215 y 300 kW.

¹ SEMIP: Secretaría de Energía, Minas e Industria Paraestatal

Las características de la máquina especificada buscaron ser reflejo de los modernos aerogeneradores comerciales que han alcanzado los mejores resultados de generación con el mayor número de horas en operación.

Naturalmente que la respuesta de los industriales fue alentadora para CFE. El interés en el proyecto quedó de manifiesto en las seis ofertas recibidas, entre las cuales figuraron equipos de origen japonés, danés belga y norteamericano, con capacidades que oscilaron entre 225 y 300 kW.

La adjudicación del contrato fue para la empresa ENTEC, asociada con otras dos empresas, ABB y CAE, con aerogeneradores de origen danés marca VESTAS.

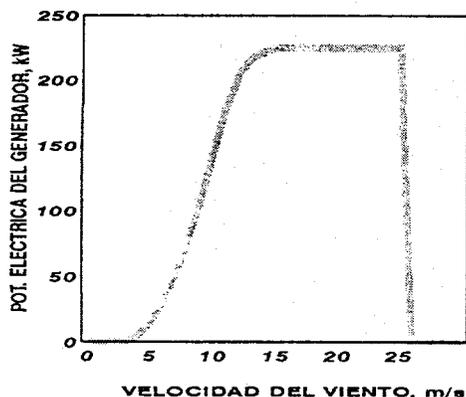
El proyecto consta de 7 aerogeneradores de 225 kW, 1575 kW en total, montados sobre torres tubulares de 30 metros de altura, turbinas de 27 metros de diámetro, 3 aspas de paso ajustable, generadores eléctricos de tipo inducción a 480 Volts, subestación elevadora para conexión a la red a 13.8 kV y sistema de control local y remoto a través de señales de radio. Los aerogeneradores se están instalando en un arreglo lineal con orientación Este-Oeste y con una separación entre unidades de 60 metros.

A finales de julio de 1994 las siete unidades aerogeneradoras se pusieron en servicio e iniciaron su operación comercial.

Inversión y Costos de Producción

El proyecto modelo ha aportado ya información útil acerca de los costos de inversión y de las expectativas de los costos de producción. En el siguiente cuadro se muestran estos conceptos en valor presente, considerando una vida útil de la instalación de 20 años, tasa de descuento 10% y una generación anual de 5 GWh según la curva característica de los aerogeneradores, fig. 3, combinada con las gráficas de comportamiento del viento, fig. 1:

Fig. 3 Curva Característica de un Aerogenerador Vestas de 225 kW.



| Concepto | N\$/kWh | Dls/kWh |
|--------------|--------------|--------------|
| Inversión | 0.161 | 0.052 |
| O. y Manto. | 0.031 | 0.010 |
| Combustible | 0.000 | 0.000 |
| Total | 0.192 | 0.062 |

En la fig. 4 se representan los costos unitarios de inversión para proyectos eoloelectricos de diferentes capacidades. Esta figura se construyó tomando como referencia el costo real del proyecto de La Venta, así como referencias de proyectos construidos en Dinamarca [5] y Estados Unidos de Norteamérica [6]. Podemos apreciar que los costos de inversión son comparables con los costos de centrales generadoras convencionales, por ejemplo, para proyectos de 20 MW la inversión no llega a los 3,400 N\$/kW (1,100 Dls/kW).

Para los costos de producción se ha trazado la fig. 5, que comprende las inversiones indicadas en la fig. 4 y los cargos por operación y mantenimiento que, de acuerdo con las referencias 5 y 7, tienen un máximo valor de 0.031 N\$/kWh (0.01 Dls/kWh).

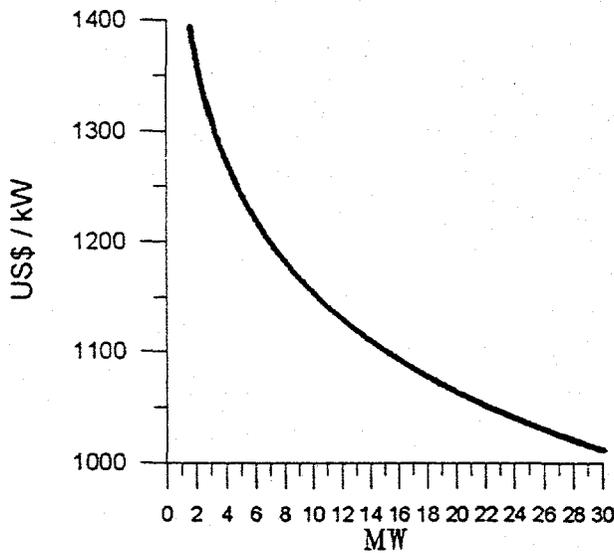


Fig. 4 Costos de inversión para proyectos eoloelectricos

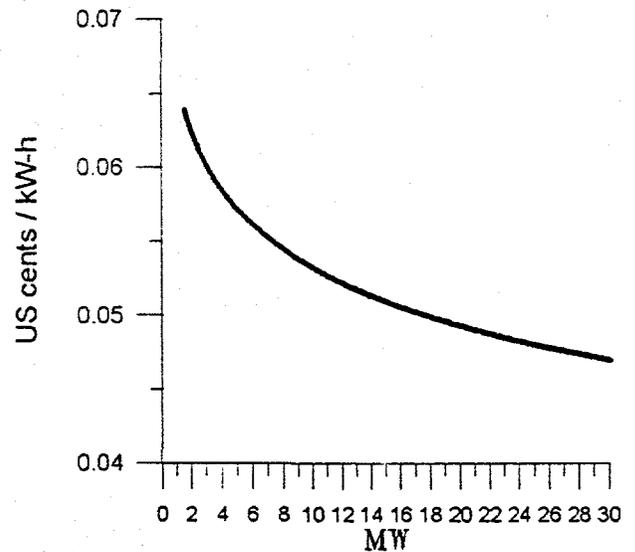


Fig. 5 Costos de producción de eoloelectricidad

El resultado es sorprendente, la eoloelectricidad es competitiva en costos con la generación convencional, inclusive para proyectos a menor escala como lo es el proyecto piloto de La Venta. Para desarrollos de 20 MW, el costo de generación resulta de 0.155 N\$/kWh (0.05 Dls/kWh).

La inversión es el rubro que más pesa sobre el costo de producción en los proyectos de viento, la operación y el mantenimiento también juegan un papel significativo, pero el aspecto quizá más

importante es el que el combustible es gratuito y se encuentra disponible en la naturaleza. Hasta ahora no se requiere pagar cuota alguna por su utilización en la generación de electricidad.

A título de referencia, se puede mencionar que los costos de generación con viento son competitivos con: la hidroelectricidad, la generación térmica convencional, el ciclo combinado y el carbón, y son menores que: el turbogas y el diesel.

De acuerdo con lo anterior, podemos anticipar que los proyectos de conversión viento-electricidad tienen un futuro muy promisorio y están plenamente justificados desde el punto de vista económico.

La Energía del Viento en el Sistema Eléctrico Nacional

Los sistemas de control de los aerogeneradores modernos son muy versátiles y permiten garantizar su funcionamiento sin poner en riesgo su integridad. Se adaptan a las condiciones instantáneas del viento y mantienen una alta disponibilidad de generación.

Las condiciones meteorológicas en cada sitio afectan la intensidad y dirección del viento, presentándose variaciones tanto a lo largo del día como a lo largo del año. El conocimiento detallado de su comportamiento resulta indispensable para evaluar la coincidencia entre la disponibilidad del viento y la demanda de energía eléctrica. Esta coincidencia influirá fuertemente sobre el valor que adquiera la electricidad generada con el viento.

En la fig. 1 se muestra la distribución estacional de la velocidad del viento en el sitio de La Venta. Para cada estación se indica su velocidad promedio y su factor de capacidad, valores que han sido determinados a través de métodos estadísticos y que nos permiten hacer un pronóstico de la generación que se esperaría para cada época del año.

Se puede obtener también el comportamiento horario estacional del viento, que coparado con el perfil diario de carga del sistema eléctrico nos permitirá valorar su correlación.

En Septiembre de 1993, la CFE instaló un anemómetro en el lugar específico en donde se construye el proyecto, a un kilómetro al Norte de la población de La Venta. El instrumento de medición fue prestado por la American Wind Energy Association y se instaló con el propósito de obtener información puntual del micrositio elegido para el proyecto modelo. En la fig. 6 se muestra el comportamiento horario estacional del viento obtenido con la información del anemómetro mencionado.

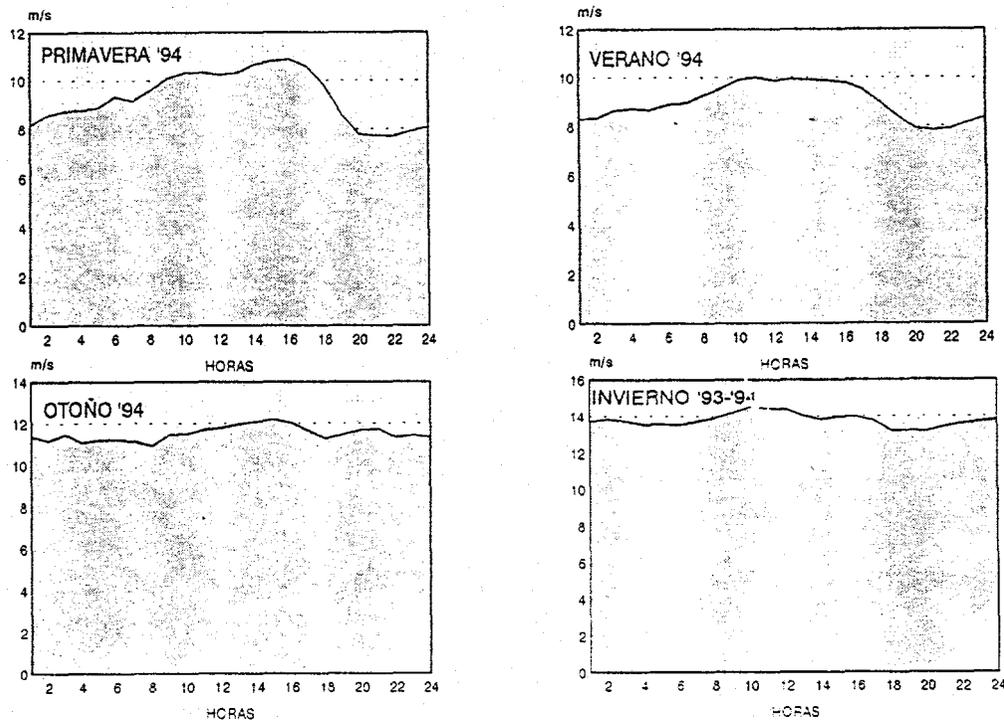


FIG. 6 COMPORTAMIENTO HORARIO ESTACIONAL DEL VIENTO EN LA VENTA, OAXACA.

Puede observarse que existen diferencias entre la información presentada en las figs. 1 y 6. las velocidades promedio no corresponden para la misma estación por ejemplo, para el invierno, en la fig. 1 se tiene una velocidad promedio de 9.5 m/s mientras que en la fig. 6 se tienen 13.8 m/s. La razón estriba en que las mediciones se hicieron en diferentes años y en diferentes sitios. Los datos para la fig. 1 se tomaron en el poblado de La Venta y los de la fig. 6 en el sitio del proyecto, que corresponde a un lugar más abierto a la circulación del viento. De esta manera todo parece indicar que el recurso es substancialmente mejor de lo que se esperaba. Bajo estas circunstancias podrían lograrse factores de planta de hasta 65 %, con costos de producción menores a los 4 centavos de Dólar por kWh.

Cinco anemómetros más han sido instalados por la CFE en las inmediaciones del sitio para estudiar con mayor precisión la zona. Se han contratado también los servicios de una compañía especializada, Lynette & Associates, como soporte en la evaluación del recurso.

En general, podemos apreciar que para el año 1993-94, las mejores condiciones del viento en intensidad y estabilidad se dieron para las estaciones de invierno, otoño y parte de la primavera. El verano registró disminución en la velocidad del viento y menor estabilidad en su comportamiento.

La fig. 7 corresponde al perfil de carga del sistema eléctrico nacional en un día típico [8]. No se incluye el sistema aislado Baja California ni la zona Noroeste del país.

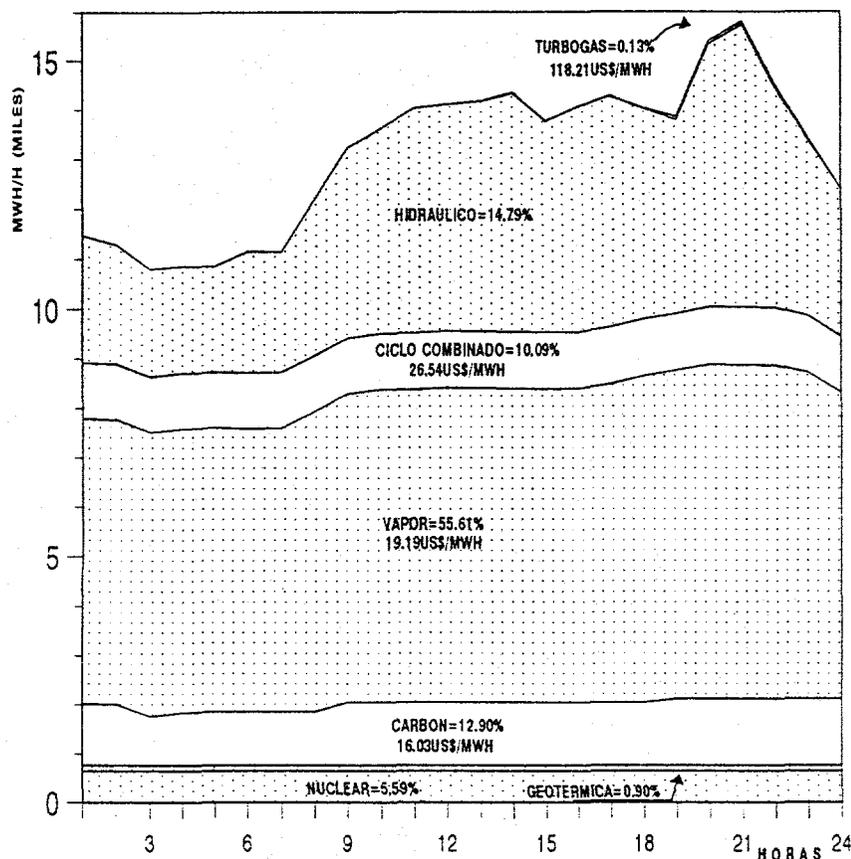


FIG 5
ASIGNACION DE GENERACION POR
COORDINACION HIDROTERMICA,
perfil de un día típico de generación
(martes 93/08/24)

Es evidente que las variaciones de carga son absorbidas por las hidroeléctricas en primera instancia, seguidas por las térmicas convencionales y finalmente por las turbogás. La aportación de cada fuente de generación se jerarquiza en función de sus costos de producción y de la naturaleza del combustible empleado. En un escenario como éste, la generación con viento se integraría con despachabilidad total, aportando energía para la satisfacción de la demanda local, regional y nacional, según sea la capacidad del proyecto eólico.

Hay que destacar que las mejores condiciones de viento se dan en la época en que la precipitación pluvial es más escasa, esto es de Noviembre a Abril, situación que coloca al viento como un complemento importante de la hidroelectricidad.

Un aspecto sobresaliente es el que las centrales eólicas pueden utilizar los vasos de las presas hidroeléctricas como acumuladores de energía. Por ejemplo, una planta de viento de 100 MW generaría 2000 MWh durante 20 horas de operación en un día de invierno, de las 23 horas a las 19 horas del día siguiente. Esta generación equivale al almacenamiento de 8'720,000 m³ en una presa como la de Angostura, volumen que podría utilizarse en el período de carga "pico", es decir en cuatro horas solamente, permitiendo la integración de 500 MW adicionales para satisfacer la demanda. Esta capacidad desplazaría parte de las turbogás, con un ahorro de combustible de N\$ 732,920 (\$ 236,425 Dólares) en ese día.

Con la potencia del viento se puede también ahorrar el consumo de hidrocarburos sustituyendo

capacidad térmica convencional. Esto sucedería en la época de lluvias, en que las centrales hidroeléctricas tienen sus vasos a su máximo nivel.

Finalmente, no podemos pasar por alto la importancia que representa el generar electricidad sin emisiones contaminantes. Un valor agregado debemos reconocer en esta fuente de energía por concepto de preservación del medio ambiente.

La información que caracteriza a las necesidades del sistema eléctrico, la interacción entre las diversas fuentes de generación y los patrones de comportamiento del viento, son herramientas fundamentales que deberán estar disponibles para diseñar un esquema anual de operación que permita obtener el mejor beneficio de la eoloelectricidad.

Conclusiones

La experiencia adquirida con el proyecto piloto de La Venta, Oaxaca, nos permite confirmar no solo la factibilidad técnico-económica de aprovechar el recurso eólico, sino también la conveniencia de continuar con el desarrollo de proyectos en mayor escala.

La contribución de la electricidad generada con el viento en el Istmo de Tehuantepec se vislumbra en términos de:

- a) Soporte en la satisfacción de la demanda
- b) Respaldo del complejo hidroeléctrico Grijalva
- c) Substitución de hidrocarburos y racionalización en su uso
- d) Diversificación en nuestra base energética
- e) Preservación del medio ambiente.

Existen en nuestro país una gran cantidad de sitios con excelente potencial eólico, potencial que la CFE ya está evaluando para su futuro aprovechamiento e integración en las redes eléctricas. Se pronostica que el uso generalizado de este recurso se dará a corto plazo.

Referencias

- 1) Suzanne Beedell, *WINDMILLS*, David & Charles, 1979, London, G.B.
- 2) World Energy Council, *Survey of Energy Resources*, 16th edition, 1992, Oxford, England.
- 3) Sistema de Información Económica de América Latina y el Caribe, *Organización Latinoamericana de Energía*, marzo 1993, Quito, Ecuador.
- 4) Pace University Center for Environmental Legal Studies, *Environmental Costs of Electricity*, Oceana Publications, Inc., 1991, U.S.A.
- 5) CADDET, *Renewable Energy Newsletter*, Issue No. 1, January 1994, UK.

6) Windpower Monthly News Magazine, Denmark. 1993.

7) Testimony of The American Wind Energy Association before Senate Committee on Energy and Natural Resources, The Honorable J. Bennett Johnston, Chairman. March 8, 1994.

8) CENACE, *Perfiles de Carga del Sistema Interconectado Nacional*, día típico 1993.

POTENCIAL DE LA ARQUITECTURA BIOCLIMATICA PARA AHORRO DE ENERGIA EN EDIFICIOS

JOSE ROBERTO GARCIA CHAVEZ

PROFESOR-INVESTIGADOR
UNIVERSIDAD AUTONOMA METROPOLITANA-AZCAPOTZALCO
DIVISION DE CIENCIAS Y ARTES PARA EL DISEÑO
DEPARTAMENTO DE MEDIO AMBIENTE
AV. SAN PABLO 180 AZCAPOTZALCO, MEXICO, D.F.

RESUMEN

El diseño y construcción de edificios contemporáneos se ha caracterizado, sobre todo en los últimos treinta años, por la falta de consideración en el proceso de diseño, de aspectos que hoy en día revisten una importancia primordial. Estos aspectos se relacionan con la preservación de la energía y del medio ambiente, teniendo al hombre como principal centro de atención, para la satisfacción óptima de sus necesidades, tanto fisiológicas como psicológicas. En éste trabajo, se presentan las causas de la falta de consideración de los aspectos antes citados y se plantean las pautas a seguir para su integración en el proceso de diseño. Así mismo, se analiza el potencial de la arquitectura con un enfoque bioclimático, para ahorro de energía en los edificios.

I. INTRODUCCION

A partir de la década de los 60's, se evidencia con mayor intensidad en la arquitectura Mexicana, la introducción de una serie de conceptos que aún hoy en día se presentan en las nuevas edificaciones, sobre todo en las grandes urbes. Estos conceptos han girado en torno a una supuesta racionalización espacial y economía en el proceso constructivo, ignorando la interrelación del usuario con su entorno y los factores naturales, así como la utilización sensata y eficiente de los recursos energéticos disponibles.

Por las características propias de su diseño y las del entorno natural circundante, la mayoría de las edificaciones modernas se caracterizan por una utilización intensiva de los combustibles fósiles convencionales y una alta dependencia en los equipos de climatización artificial y alumbrado.

Esta inadecuación de las edificaciones, en relación a las demandas climáticas del sitio donde se ubican, ha provocado una serie de distorsiones y anomalías que afectan a los usuarios en los siguientes aspectos:

- a) el confort ambiental intramuros;
- b) la productividad y eficiencia en las diversas actividades del hombre;
- c) la salud; y
- d) la economía.

Además, el uso intensivo de los combustibles fósiles, provoca la emisión, en la mayoría de los casos innecesaria, de contaminantes a la atmósfera, con el consecuente deterioro ambiental.

Esta situación no puede prevalecer indefinidamente, por lo tanto, es necesario que se tomen medidas correctivas para solucionar los problemas ocasionados por la falta de una arquitectura que se integre armónicamente a su medio natural y responda satisfactoriamente a las verdaderas necesidades de los usuarios, sobre todo considerando la necesidad de conservar los recursos y asegurar su disponibilidad para las futuras generaciones.

2. ANALISIS DE LA UTILIZACION DE LA ENERGIA A NIVEL MUNDIAL Y EN MEXICO

Con el advenimiento de la Revolución Industrial a mediados del siglo XVIII, se inició la explotación del carbón como fuente de energía y a finales del siglo XIX los países industrializados del occidente ya presentaban una alta dependencia de éste combustible fósil. El uso del carbón como fuente de energía primaria llegó a su nivel mas alto en la segunda década del siglo XX (1920s) y fué disminuyendo rápidamente conforme grandes cantidades de petróleo, a muy bajo costo, empezaron a utilizarse.

Actualmente, el carbón y los hidrocarburos participan con el 88 por ciento del total de la energía que se consume en el planeta, mientras que la energía nuclear y en menor medida la geotérmica, proporcionan la mayor parte del resto. El Banco Mundial estima que la demanda anual de energía para esta última década crecerá en 6 por ciento en los países en vías de desarrollo y solo 3 por ciento en los desarrollados (el 25 por ciento de la población mundial: países industrializados, consumen el 78 por ciento de la energía del planeta). Los principales factores que propiciarán esta situación son: crecimiento poblacional, desarrollo industrial y urbanización.

En México, la aparente abundancia y bajo costo de los energéticos aunada a la implementación de estrategias energéticas inadecuadas (subsidios, monodependencia energética, etc.), ha provocado patrones de consumo irracionales y un uso ineficiente de la energía. Situación que ha prevalecido en México, sobre todo en los últimos 30 años, lo cual ha ocasionado un agotamiento acelerado de los recursos energéticos no renovables, afectado la productividad y economía nacional, y que actualmente provoca un grave deterioro ambiental, así como una considerable reducción en la calidad de vida.

Desde el punto de vista energético, México es un país prácticamente monodependiente de hidrocarburos, lo cual es un riesgo potencial en muchos aspectos. Situación que se agrava debido a que la demanda interna de energía, tanto de hidrocarburos como de electricidad, ha registrado un acelerado incremento, lo cual ha provocado una creciente importación de energía secundaria (combustóleo, gasolinas, gas licuado, carbón, etc.).

Ciertamente, México depende en gran medida de los hidrocarburos como fuente de energía primaria. Datos recientes (SEMIP, Balance Nacional de Energía 1992) establecen que del total de producción de energía primaria en el país: 2,120 petacalorías, el 90 % procede de hidrocarburos. El resto se distribuye de la siguiente manera: biomasa: 4.3% del total; electricidad (nuclear, geotérmica e hidroeléctrica): 4.3%; y carbón: 1.4%.

La estrecha relación existente entre el uso de la energía y la destrucción del medio natural es, sin lugar a dudas, una situación que amerita acciones correctivas inmediatas, a mediano y a largo plazo. Una medida viable para coadyuvar a la solución de la problemática energético-ambiental, es el aprovechamiento de las fuentes alternativas de energía y la implementación de programas de ahorro y uso eficiente de la misma, ya que estas son medidas económicas prácticas y efectivas. Es importante que se lleven a cabo acciones que contribuyan a la diversificación energética en el país y que al mismo tiempo, se brinden los apoyos necesarios para fomentar la investigación y desarrollo de fuentes alternativas de energía renovable (energía solar, eólica, bioenergía, etc.), ya que tienen un enorme potencial de aprovechamiento en México y su utilización es recomendable, sobre todo porque en muchos casos y en comparación con el uso de combustibles fósiles convencionales, presentarían una opción económica, tecnológica y ambientalmente más favorable.

3. Potencial de las Energías Alternativas en México

México es un país privilegiado, ya que está ubicado en una zona geográfica que es muy rica en dotación de recursos energéticos naturales renovables. Con respecto a la energía solar, nuestro país está ubicado en la franja de insolación máxima a nivel mundial; así mismo, cuenta con un potencial eólico de los más importantes del mundo, sobre todo en la zona del Istmo de Tehuantepec ("La Ventosa"); la extensión de su Zona Económica Exclusiva, de 2'926,252 km², al igual que sus 11,600 kilómetros de litorales, hacen de México un país con enormes posibilidades de aprovechamiento de la energía oceánica (maremotriz, gradiente térmico y oleajes). México tiene también un enorme potencial hidráulico plenamente identificado, pero aún no explotado, superior al 80 por ciento (Viqueira, 1986). La energía hidroeléctrica es un recurso renovable que constituye un aprovechamiento indirecto de la energía solar.

4. LA ARQUITECTURA CONTEMPORANEA Y SU PROBLEMATICA EN RELACION CON EL USO INTENSIVO DE LA ENERGIA Y EL DETERIORO AMBIENTAL.

La premisa fundamental de diseño del habitat: **PROTECCION Y ABRIGO** contra la acción de los elementos circundantes, que el constructor primitivo transmitió de generación para dar lugar a la "Arquitectura Tradicional" o "Vernácula, se ha modificado y distorsionado drásticamente, sobre todo a partir de la década de los 60's. A partir de entonces, se ha intensificado en las grandes urbes una arquitectura conocida como: "*estilo internacional*", caracterizada por construir el mismo tipo de edificación sin importar las condicionantes climáticas, socioculturales y económicas de un determinado sitio y proyecto. Este tipo de arquitectura se identifica por su dispendio de energía y excesiva dependencia en equipos de climatización e iluminación artificial. Esta situación provoca un efecto nocivo en el medio ambiente y las personas.

En la actualidad, los diferentes géneros de edificios en el mundo consumen grandes cantidades de energía fósil no renovable para calentar, enfriar, ventilar, humidificar, deshumidificar e iluminar sus diversos espacios y para calentamiento de agua y cocción de alimentos. Hoy en día, la mayoría de los arquitectos no conciben el poder diseñar y construir un edificio sin sistemas de climatización artificial y lo incluyen de una manera automática en sus estimaciones presupuestales, ignorando o aceptando los efectos resultantes provocados por dichos estilos de diseño: enormes dispendios y gastos energéticos, así como efectos nocivos en la salud y economía de los usuarios; y daños potenciales en el medio ambiente.

En México, la tipología edificatoria del país es el resultado de la interacción de factores históricos, socioculturales, tecnológicos, económicos, políticos y climáticos. A pesar de que nuestro país presenta una gran diversidad de climas, este último factor ha sido poco atendido en las acciones de la arquitectura contemporánea. La mayoría de las edificaciones, sobre todo en el medio urbano, se caracterizan por su alta dependencia y consumo intensivo de combustibles fósiles, además, no presentan una respuesta armónica a las exigencias del entorno natural circundante y más bien obedecen a diseños propios de otras latitudes y formas de vida. La electricidad y el gas licuado son los energéticos que más se consumen en las edificaciones urbanas.

La mayoría de los requerimientos de climatización e iluminación de espacios; calentamiento de agua; así como la generación propia de energía, pueden ser satisfechos en gran medida a través del manejo adecuado de las fuentes alternativas disponibles en el entorno natural (tales como: energía solar, eólica, etc.), con lo cual se reduciría significativamente la excesiva emisión de contaminantes y el severo daño en el medio ambiente, que afecta en diversos niveles, la salud, eficiencia y productividad en el trabajo y la calidad de vida de las personas

La tendencia actual en la arquitectura contemporánea y los efectos que conlleva, pueden y deben corregirse, en base a la aplicación de acciones orientadas a la implementación de una arquitectura que **responda favorablemente** a la **tradicción, cultura y clima** de un **lugar** y que aproveche adecuadamente los avances tecnológicos disponibles, en base a una cultura ecológica que satisfaga las verdaderas necesidades presentes del hombre, sin comprometer la capacidad para que las futuras generaciones puedan a su vez satisfacer las propias. Estos conceptos ecológicos tienen un carácter integral y son compatibles con los que se han establecido en foros, tanto internacionales como nacionales (Brundtland 1989 y ONU 1992).

5 DISEÑO BIOCLIMATICO: UN ENFOQUE PARA LOGRAR CONFORT AMBIENTAL Y AHORRO DE ENERGIA EN LOS EDIFICIOS.

Para presentar alternativas viables, tendientes a solucionar la problemática de inadaptación de los espacios construídos a su entorno natural, se establecen los siguientes objetivos, mismos que deben incluirse en las acciones de diseño:

- Creación de espacios con un carácter de **HABITABILIDAD**, que satisfagan los requerimientos de funcionalidad y expresión plástica, para contribuir al óptimo desarrollo de las actividades del usuario.
- Confort ambiental integral en los espacios.
- Uso eficiente de los recursos energéticos disponibles, tendiente a alcanzar niveles de autosuficiencia cada vez mayores.

Preservación y mejoramiento del medio ambiente, integrando al hombre y sus espacios con la naturaleza, a través de una alianza permanente.

Para lograr lo anterior, la envolvente constructiva de las edificaciones, juega un papel primordial y deberá ser diseñada como *un agente dinámico que interactúe favorablemente entre el exterior e interior y viceversa, de tal manera que actúe como un filtro selectivo biotérmico, lumínico, acústico y olfativo, capaz de modificar con versatilidad, tanto diurna como estacionalmente, la acción de los factores naturales del microclima, admitiéndolos, rechazándolos y/o transformándolos o modulándolos, según lo requieran los ocupantes en el espacio interior.*

La aplicación en las edificaciones de las fuentes alternativas de energía para reducir el consumo de energético y preservar el medio ambiente, son algunos de los objetivos del "**diseño bioclimático**", que implica la utilización de "**sistemas pasivos**", es decir, el *manejo de la edificación misma para seleccionar aquellos componentes del Medio Ambiente exterior que contribuyan al confort ambiental interior de los ocupantes.*

Con lo indicado anteriormente, se obtendrían beneficios: a) **económicos**, al considerar como costo total de una edificación, los costos de operación y mantenimiento durante la vida útil de la misma; b) en la **salud y productividad** de los ocupantes, al mejorar las condiciones ambientales intramuros; y c) en la **preservación del medio ambiente** al disminuir el consumo de combustibles fósiles convencionales y en consecuencia coayudar a la reducción de la emisión de contaminantes al entorno natural.

6. EL CONFORT AMBIENTAL INTEGRAL EN EL DISEÑO DE EDIFICIOS

6.1. Tipos de confort

El propiciar condiciones de confort ambiental integral en las edificaciones, implica considerar los diversos tipos de mecanismos de **percepción sensorial** del usuario, y por lo tanto la identificación de los siguientes componentes del confort:

- **Térmico:** en el que está implícita la temperatura del aire ambiente interior y que se puede obtener a través de un diseño con sentido común de los diversos espacios arquitectónicos y de los sistemas pasivos, que contribuyan al confort de los ocupantes.

- **Higrométrico:** la humedad del aire ambiente está implícita y de no lograrse, puede afectar el sistema respiratorio y cutáneo. Los sistemas solares, tanto pasivos como "activos" (intervienen equipos electromecánicos) y/o híbridos, pueden combinarse para lograr éste tipo de confort.

- **Lumínico y visual:** que debe considerar los aspectos cuantitativos y cualitativos de la provisión de luz en los espacios, aprovechando las componentes lumínicas de la radiación solar (directa y difusa) y las propiedades de los equipos de iluminación artificial en los espacios, de acuerdo a la función del edificio analizado y a las condiciones microclimáticas del lugar del proyecto.

- **Auditivo:** éste tipo de confort debe considerar la ausencia de ruidos nocivos para los usuarios, y con ello evitar la alteración del sistema nervioso central y efectos secundarios.

- **Olfativo:** éste tipo de confort está íntimamente relacionado con la calidad del aire intramuros. En el interior de las edificaciones pueden existir una gran cantidad de contaminantes, los cuales pueden ser no solamente desagradables por su olor, sino sumamente peligrosos por el efecto nocivo en la salud de las personas que los respiran.

Por lo tanto, al implementar estas acciones en el diseño, se podrá incidir favorablemente en la salud, economía y calidad de vida de los ocupantes de las edificaciones, y al mismo tiempo se podrá favorecer la eficiencia y productividad en el trabajo, al ofrecer un ambiente más saludable y natural, en el cual las personas podrán desarrollar sus actividades confortables y saludablemente y con un enfoque sustentable.

Para lograr un carácter ecológico integral en el diseño, se propone también aprovechar y aplicar las fuentes alternativas de energía renovable. Algunos ejemplos de sistemas ecoenergéticos integrados en una edificación, bajo las consideraciones antes expuestas serían: colectores solares, sistema de reciclaje del agua, aprovechamiento del agua de lluvia, cámara biológica, cultivo de hortalizas, granja avícola, estanque de acuicultura, clasificación de los desechos orgánicos e inorgánicos, etc. El objetivo de estos sistemas es el ahorro y uso eficiente de la energía, del agua y la producción de alimentos, así como la preservación y el mejoramiento del medio ambiente.

7. CONCLUSIONES

En consideración a lo antes expuesto, se plantea la necesidad de que el diseñador constructor de edificios asuma un papel más consciente y cuidadoso para que sus acciones se encaminen hacia:

- a) un análisis meticuloso de las condiciones microclimáticas del lugar del proyecto;
- b) la determinación de las condiciones deseables para propiciar un confort ambiental integral de los usuarios;
- c) la elección de los sistemas pasivos de diseño bioclimático y, en caso necesario, de los sistemas auxiliares de tipo "activo", híbrido y/o convencional, necesarios para proporcionar el confort requerido;
- d) la selección de los sistemas ecoenergéticos que contribuyan a la generación de energía propia y a lograr niveles óptimos de autosuficiencia;
- e) así como al diseño e implementación de sistemas de producción alimentaria, aprovechamiento de recurso pluvial, de las aguas de reuso y del tratamiento de los desperdicios, tanto orgánicos como inorgánicos.

Con la aplicación de las acciones y medidas arriba señaladas, ciertamente, el diseñador de edificios tendrá la oportunidad de contribuir a la obtención de **ESPACIOS CONFORTABLES, SALUDABLES Y SUSTENTABLES**, y con ello coadyuvar directamente al mejoramiento de la **ECONOMIA Y CALIDAD DE VIDA DE LOS OCUPANTES**, e indirectamente a la conservación del horizonte energético del país y a la preservación del medio ambiente.

REFERENCIAS

Brundtland, H. "How to Secure Our Common Future", Scientific American (Special Issue), Vol. 261, NUM. 3, P. 190. Septiembre, 1989.

García-Chávez, J.R. Diseño Bioclimático para Ahorro de Energía y Confort Ambiental Integral. Universidad Autónoma Metropolitana, Junio, 1994.

ONU, *Agenda 21*. Documento resultante de la Reunión Mundial sobre Medio Ambiente y Desarrollo Sostenido. ONU, Rio de Janeiro, Brasil, Junio, 1992.

RCI Environmental Institute. *Homesick Syndrome*, Texas, October, 1990.

SEMIP. *Balance Nacional de Energía*, 1992.

Viqueira, J. Memorias de los Cursos de Posgrado de la UAM-Azco. México, 1987.

RESULTADOS DE UNA ENCUESTA DE USOS FINALES DE ELECTRICIDAD EN LOS HOGARES DE GUADALAJARA Y MONTERREY

Rafael Friedmann y Michael Nixon

University of California, Berkeley

RESUMEN

Se muestran los resultados de una encuesta realizada en el verano de 1992 en los hogares de Guadalajara y Monterrey. La encuesta tenía como objetivo principal examinar el potencial de reemplazo de focos incandescentes con focos compactos fluorescentes (FCFs) para ahorrar electricidad. Además se determinó el nivel de saturación de otros enseres eléctricos en los hogares.

Tomando en cuenta restricciones físicas de luminarias, durante las horas pico de demanda vespertina se pueden introducir un máximo de unos 3.6 millones de FCFs (entre las 20 a 21 horas), ahorrándose unos 207 MW.

Se encontró que la importancia de la iluminación, el potencial de FCFs, y el equipamiento con electrodomésticos varía significativamente según el consumo eléctrico del hogar. La iluminación representa al menos un 22% y 14% del total del consumo eléctrico de los hogares de Guadalajara y Monterrey, respectivamente. Este porcentaje es más grande entre los usuarios de bajos consumos eléctricos. La saturación de electrodomésticos demostró la importancia de los refrigeradores, televisores, y equipos de aire acondicionado (este último solo para Monterrey). En ambas ciudades se reportaron cerca de 1.5 televisores y 0.96 refrigeradores por hogar. En Monterrey también se reportaron unos 0.4 equipos de aire acondicionado y 1.6 ventiladores por hogar. En Guadalajara solo se reportaron unos 0.5 ventiladores por hogar.

Los resultados de la encuesta muestran la importancia de promover programas para incrementar la eficiencia energética para cubrir las necesidades de iluminación y refrigeración en ambas ciudades, y aire acondicionado en Monterrey.

INTRODUCCION

La demanda residencial de electricidad ha estado creciendo a un ritmo mayor que el promedio del sector eléctrico, lo que resultará en la necesidad de fuertes inversiones futuras (CFE 1992 & 1994; Friedmann, 1994a; SEMIP, 1994). La introducción de tecnologías más eficientes en los usos finales más importantes puede reducir el ritmo de crecimiento de la demanda eléctrica.

Se ha estimado que la iluminación es el mayor uso final residencial de electricidad (Friedmann, 1994a). La mayoría de este consumo es con focos incandescentes, por lo que existe un gran potencial de reducir tal consumo con la diseminación de focos compactos fluorescentes (FCFs) que son 3 a 4 veces más eficientes. Por ejemplo, si en promedio en cada hogar se sustituyeran 2 focos incandescentes por FCFs, para el año 2000 sería posible reducir la demanda máxima requerida por iluminación residencial en 2.8 GW (Friedmann 1994a).

Existen asimismo, importantes ahorros de electricidad en la refrigeración, el aire

acondicionado, y la televisión. Se ha estimado que se podrían ahorrar hasta 3.9 GW y 6.8 TWh en el año 2000 en estos usos finales con mejoras en los equipos y prácticas de uso (Friedmann 1994a).

Con miras de verificar y aclarar los ahorros posibles en iluminación residencial, en este trabajo se detallan los resultados más importantes de una encuesta a hogares realizada en Guadalajara y Monterrey en julio de 1992. La encuesta fue parte de un estudio de factibilidad del proyecto Ilumex cuyo propósito es la introducción de 1.7 millones de FCFs en los hogares de ambas ciudades. Ilumex demostrará la viabilidad de reducir aumentos en el consumo residencial de electricidad con la introducción de FCFs.

En trabajos anteriores ya se han descrito el diseño e implementación de la encuesta, y los resultados preliminares de lámparas incandescentes de al menos 40 Watt de potencia que estaban situadas en luminarias que permitían el fácil reemplazo con FCFs (CEE 1992; Friedmann 1994b; IIEC 1992). Lo que no se ha publicado y que se expone aquí por primera vez, es la distribución de focos incandescentes reemplazables en 3 rangos de consumo doméstico durante cada hora del pico de demanda nacional. Estos resultados se extrapolan para la totalidad de México. También se incluyen datos de saturación de electrodomésticos. Estos resultados sirven para identificar los usos finales más relevantes y cuantificar el monto de ahorros posibles en éstos, que son los pasos iniciales necesarios para el diseño de proyectos cuyo fin sea la introducción de tecnologías más eficientes.

METODOLOGIA DE ANALISIS

Los resultados que se presentan abajo son para una muestra muy selecta del total de las encuestas realizadas por el Centro de Estudios Energéticos (CEE, 1992). La selección se hizo examinando cada cuestionario y desechando todos aquellos que (1) no tenían datos de consumo mensual de electricidad;¹ o (2) habían sido levantados por alguno de dos individuos en Monterrey que en dos días levantaron más de 50 encuestas (imposible de lograr); o (3) estaban incompletos; o (4) los consumos

¹ CFE preparó una muestra geográficamente dispersa que incluía uno-al-millar del total de usuarios domésticos; ordenados según consumo mensual. La lista también incluyó 4 usuarios alternos de consumos inmediatamente inferiores y superiores (Sathaye et.al., 1994). Durante la encuesta surgieron dos problemas principales: (1) algunos usuarios no se encontraban en casa; y (2) la lista muestral tenía algunos errores en los nombres de los usuarios o direcciones equivocadas. Debido a atrasos anteriores y a la necesidad de tener los resultados de la encuesta a tiempo para terminar el análisis de factibilidad antes de la reunión de fin de año del Banco Mundial en la que se pediría la aprobación de fondos para Ilumex, solo se contaba con una semana para levantar la encuesta. El CEE decidió permitir encuestar hogares vecinos al muestral si aquel no pudiese ser encuestado. Cerca de 300 encuestas se realizaron fuera de la muestra; los números de cuenta de esos usuarios y los números de medidores correspondientes fueron levantados por los encuestadores con errores que no permitieron recuperar historias de consumo en los archivos de CFE.

reportados por el usuario no correspondían a los facturados por CFE.² La muestra final usada en este trabajo estuvo compuesta de 268 encuestas en Guadalajara y 251 encuestas en Monterrey.

Los consumos de iluminación reportados aquí solo incluyen aquellos puntos de luz donde el usuario indicó claramente el horario de uso. En alrededor de 30% de los puntos de luz, los usuarios no especificaron las horas en que estaban encendidas las luces o por cuanto tiempo se usaba la luz ("a ratitos", "eventual", "poco", "5 minutos por día", etc.). Por lo tanto, los resultados que se presentan a continuación deben verse probablemente como una cota inferior del potencial de ahorro factible.³

Al examinar las encuestas para decidir cuales serían incluidas en la base de datos, se encontraron problemas con las de muy bajos o altos consumos. En las encuestas de bajos consumos (<25 kWh/mes) se notó que en muchas de ellas la iluminación y electrodomésticos reportados implicaban un consumo probablemente dos a tres veces superior al facturado. En estos hogares sería prudente que CFE estudiase más a fondo las razones de esta discrepancia entre los consumos reportados y los facturados; particularmente debido al elevado subsidio en las tarifas de estos usuarios. No se incluyeron estas encuestas en el análisis.

Al examinar encuestas de altos consumos (300+ kWh/mes), se encontraron algunas en las que los electrodomésticos e iluminación reportados no explicaban los consumos facturados. Este problema podía deberse a que la información recolectada en la encuesta estaba incompleta (en pocas ocasiones pudieron los encuestadores ver más de un cuarto del hogar), o a que el usuario tal vez tuviese algún negocio o revendiese electricidad a vecinos. Se desecharon todas las encuestas donde se presentaban altos grados de discordancia sobre el consumo o en las que el usuario indicaba equipamiento que era de naturaleza comercial.⁴

Se elaboró una base de datos que contiene la cantidad, tipo, y horas de uso de los focos y electrodomésticos actuales. Esta base de datos se analizó para el total de la muestra y para tres rangos de consumo divididos entre usuarios cuyos consumos están entre 0 a 150 kWh/mes, 151 a 300 kWh/mes y más de 301 kWh/mes para Monterrey, y de 0 a 100 kWh/mes, 101 a 200 kWh/mes y más de 201 kWh/mes para Guadalajara. Los hogares en Monterrey consumen más electricidad que los de Guadalajara, particularmente en el verano en que el clima es más extremo, y en

² Se comparó el consumo facturado por CFE con el reportado por el usuario calculado usando una estimación del consumo unitario de los electrodomésticos aunados a la iluminación reportada.

³ Existe la posibilidad de que se sobre-reportaran las horas de uso, algo que solo se puede determinar con mediciones directas.

⁴ Los grandes usuarios no son necesariamente gente acomodada. A veces son personas de bajos recursos que tienen un negocio de alto consumo eléctrico. También existen usuarios acomodados que pasan grandes periodos del año fuera de sus hogares, resultando en consumos menores a los esperados si se usaran indicadores de ingreso--consumo eléctrico.

parte por niveles más elevados de saturación de electrodomésticos de mayor tamaño.⁵ Estos rangos se escogieron en base a un análisis en el que se examinó el número de focos por hogar para varios rangos de consumo; escogiéndose los rangos para los cuales no había gran variación en el número de focos promedio entre el rango original y el nuevo en el que se incluía el siguiente rango del abaco de consumo. Estos rangos también corresponden aproximadamente a tres clases sociales (de bajos, medianos, y altos ingresos).⁶

RESULTADOS:

La Tabla 1 muestra los resultados obtenidos para la iluminación actual en ambas ciudades. Resalta la casi exclusividad del uso de focos incandescentes en ambas ciudades. En Monterrey hay casi 4 veces más focos fluorescentes (tanto de tubo como compactos) que en Guadalajara.⁷ El número de focos por hogar es similar en ambas ciudades para los pequeños y medianos consumidores. Para altos consumos, la diferencia se debe a que los rangos analizados son diferentes. La potencia promedio de los focos es similar en ambas ciudades (66.9 y 69.1 Watt/foco en Guadalajara y Monterrey, respectivamente). Se observa que la iluminación representa un porcentaje más elevado del consumo hogareño en Guadalajara. Esto se debe al uso de importantes cantidades de electricidad para enfriar los hogares de Monterrey durante el verano (ver Tabla 4). También se ve que el porcentaje del consumo total debido a la iluminación decrece al aumentar el consumo eléctrico de los hogares.

Como se mencionó anteriormente, estos resultados solo incluyen alrededor del 70% de los focos existentes en los hogares, por lo que los valores reportados son probablemente una cota inferior. La mayoría de los focos sin datos de uso estaban en recámaras y baños; lugares en donde los focos se encienden repetidamente por periodos de tiempo limitados.

En la Tabla 2 se muestran los resultados obtenidos para los focos incandescentes que pueden ser reemplazados por FCFs--es decir el universo de oportunidades de introducción de FCFs. Los focos reemplazables se definieron como aquellos focos incandescentes de al menos 40 Watts y localizados en luminarias en las que fácilmente se puede colocar un FCF.

⁵ Los hogares de Monterrey son más ricos. Su proximidad a los Estados Unidos facilita su adquisición de electrodomésticos grandes. Culturalmente, Monterrey se asemeja más en sus patrones de vida a los norteamericanos, con el resultado que tienden a ser más intensivos en el uso de la energía.

⁶ Según CFE, en 1992 la proporción del total de usuarios en cada uno de estos rangos era: 54.83% de 0 a 150 kWh/mes, 30.37% de 151 a 300 kWh/mes, y 14.8% sobre los 301 kWh/mes en Monterrey. En Guadalajara eran un 52.14% de 0 a 100 kWh/mes, un 34.44% entre 101 a 200 kWh/mes, y 13.42% sobre los 201 kWh/mes. El total de usuarios para fines de 1993 era de unos 632 mil en Monterrey y 642 mil en Guadalajara.

⁷ Esto puede deberse a la fabricación de FCFs en Monterrey aunado a los más de 10 años de promoción de ahorro energético por CFE en esta ciudad.

Se observa en la Tabla 2 un número similar de focos reemplazables por hogar en ambas ciudades entre los usuarios pequeños. Obviamente Monterrey tiene más focos reemplazables en los grupos medios y altos debido a que los consumos son más altos. Esto también afecta la comparación entre ambas ciudades en términos del porcentaje del total de focos que son reemplazables. En Monterrey se ve una fuerte reducción en el porcentaje de focos reemplazables a mayores consumos y en Guadalajara este valor es casi constante. La potencia promedio de los focos reemplazables son similares. Cabe mencionar que en Guadalajara alrededor de la mitad de los focos reemplazables son de unos 60 Watt mientras que en Monterrey la mayoría está entre los 60 y 75 Watt de potencia.

Los resultados de horas de uso también muestran el gran impacto a la hora de demanda pico del sistema. En ambas ciudades hay al menos 2 focos reemplazables encendidos entre las 19 a 22 horas. Entre las 18 a 23 horas también se encontró que se podrían introducir unos 1.2, 1.3, 1.2, 0.8 y 0.3 millones de FCFs que estarían encendidos una, dos, tres, cuatro y cinco horas, respectivamente.

La factibilidad económica de reemplazo no se discute en más detalle aquí, pero obviamente depende en parte del patrón de uso (tanto cantidad de horas encendida como horario de uso) de los FCFs (ver Friedmann 1990 y Sathaye et al, 1994). Sin embargo, cabe señalar que un FCF utilizado una hora por día con un costo extra neto de 15 N\$ por unidad (es decir descontando el costo de los 12 focos incandescentes que reemplaza), con una vida útil de 10000 horas, sujeto a una tasa de descuento del 10% y ahorro de 45 Watt/FCF, tendría un costo de ahorro de electricidad de unos 0.09 N\$/kWh. Esto implica que tales FCFs serían beneficiosos a la nación cuyo costo marginal de producción eléctrica a largo plazo es tal vez cercano a los 0.3 N\$/kWh (Friedmann, 1994a).

Aunque el número de focos reemplazables a horas pico es un porcentaje pequeño del total de focos en los hogares, es todavía significativo y puede resultar en importantes ahorros de electricidad.⁸ En la Tabla 3 se pueden ver los ahorros en potencia entre las 18 y 23 horas, viéndose que se podrían ahorrar entre 55 a 207 MW en ambas ciudades.⁹ El máximo de ahorros se logra entre las 20 y 21 horas, cuando casi 3.5 millones de FCFs podrían ser introducidos.

En la Tabla 4 se muestran los niveles de saturación de los mayores electrodomésticos en ambas ciudades. Como se esperaba, el aire acondicionado solo es importante en Monterrey. Sin embargo, se encontraron un número sorprendente de ventiladores en Guadalajara. Se comprobó que básicamente todos los hogares tienen televisor. Se

⁸ Se considera solo el pico de demanda vespertino que ocurre entre las 18 y 23 horas en ambas ciudades. En Monterrey, durante el verano el pico de demanda se expande; ocurriendo entre las 13 a 23 horas debido al uso del aire acondicionado residencial.

⁹ Se asumió que se ahorraría solo 2/3 de la potencia promedio ($2/3 * \text{Watt/foco reemplazable}$) y 22% de pérdidas en transmisión y distribución.

encontró un alto nivel de saturación de refrigeradores: en su mayoría de una puerta y de menos de 300 litros de capacidad.

Los resultados de altos niveles de saturación implican que el futuro crecimiento de la demanda residencial en estas dos ciudades dependerá del ritmo de creación de nuevos hogares, y el reemplazo de unidades viejas o que no funcionan con unidades nuevas de mayor capacidad y amenidades (con un probable incremento en el consumo unitario). Por ejemplo, los televisores serán más grandes y a color. Los refrigeradores probablemente serán de mayor volumen, dos puertas y con deshielo automático.

Para abatir tal crecimiento en la demanda residencial de electricidad, habrá que concentrar los esfuerzos en mejorar la eficiencia de los equipos de aire acondicionado y calidad de edificación en Monterrey. La experiencias de programas en la zona de Mexicali serán de mucha utilidad (Friedmann, 1994a; Landa et al, 1993; Morales, 1993). En Guadalajara, los esfuerzos deberán centrarse en los usos de electricidad para iluminación y refrigeración; algo que ya se está haciendo con el arranque del proyecto Ilumex y la implantación de las normas de eficiencia energética mínima para refrigeradores y equipos de aire acondicionado (Landa et al, 1993).

Expansión de los resultados de la encuesta a nivel nacional

Un programa nacional para fomentar el uso de FCFs podría lograr grandes reducciones en el consumo eléctrico para iluminación residencial. Extrapolando de los resultados obtenidos para Guadalajara y Monterrey, se encuentra que en la actualidad se podrían introducir hasta 47.5 millones de FCFs, resultando en una disminución de 2.7 GW entre las 20 y 21 horas.¹⁰

CONCLUSIONES

Los resultados de la encuesta muestran que la iluminación es responsable del 13% (para grandes usuarios en Monterrey) al 40% (entre pequeños usuarios de Guadalajara) del consumo residencial de electricidad. Con la introducción de FCFs se podría abatir en forma significativa la demanda residencial de electricidad durante las horas pico del sistema eléctrico. Por ejemplo, se podría reducir en 207 MW la demanda pico entre las 20 y 21 horas. A nivel nacional, en la actualidad se podrían introducir hasta 47.5 millones de FCFs, resultando en un ahorro de 2.7 GW. Al año 2000 se podrían ahorrar hasta 3.6 GW con la introducción masiva de FCFs. Los niveles de saturación de electrodomésticos muestran que se deben de investigar además las posibilidades de ahorrar electricidad en refrigeración y para Monterrey, también aire acondicionado.

¹⁰ Se asumió que los hogares de Guadalajara son similares a los de las tarifas 1 y 1a, y que los hogares de Monterrey son similares a los de las tarifas 1b, 1c, y 1d. Extrapolando los valores al año 2000, (suponiendo que habrán 22 millones de hogares en vez de los casi 16.5 millones actuales), resulta en la posible introducción de unos 63 millones de FCFs y ahorros de 3.6 GW entre las 20 y 21 horas.

BIBLIOGRAFIA

CEE (Centro de Estudios Energéticos AC). 1992. *Encuesta para el Análisis de Iluminación Guadalajara y Monterrey*. CEE, México DF.

CFE. 1992. *Programa de Obras e Inversiones del Sector Eléctrico*. CFE, México DF.

CFE. 1994. *Información Básica*. CFE, México DF.

Friedmann, R. 1990. "Viabilidad Económica de Lámparas Fluorescentes Compactas en el Sector Residencial Mexicano". *Memorias del XI Seminario Nacional Sobre el Uso Racional de la Energía*, ATPAE. México DF.

Friedmann, R. 1994. "Saving Electricity in Mexican Homes: Potential and Accomplishments to Date". ACEEE 1994 Summer Study Conference, Asilomar, California. 28 de agosto al 3 de septiembre. pp. 4.71-79.

Friedmann, R., O. de Buen, J. Sathaye, A. Gadgil, R. Saucedo, G. Rodriguez. 1994b. "Assessing the Residential Lighting Efficiency Opportunities in Guadalajara and Monterrey, Mexico". *Energy, the International Journal*. (en publicación).

IIEC (International Institute for Energy Efficiency). 1992. *Feasibility Study Ilumex*. IIEC. Washington DC.

Landa, R., I. Sánchez, y M. Malacara. 1993. "Potenciales de Ahorro de Energía en Refrigeradores Domésticos y Equipos de Aire Acondicionado". *XIII Seminario Nacional Sobre el Uso Racional de la Energía*. ATPAE, Mexico DF.

Morales, L. 1992. "Acondicionamiento de Vivienda en Zona Cálida Seca: Caso Mexicali, Baja California". *Primera Reunión Internacional: Energía y Medio Ambiente en Sector Residencial Mexicano*, PUE/UNAM, Mexico DF.

Sathaye, J., R. Friedmann, S. Meyers, O. de Buen, A. Gadgil, E. Vargas, y R. Saucedo. 1994. "Economic Analysis of Ilumex. A Project to Promote Energy-Efficient Residential Lighting in Mexico." *Energy Policy*. 22(2):163-171.

SEMIP. 1994. *Documento de Prospectiva del Sector Eléctrico*. SEMIP, julio. México.

AGRADECIMIENTOS

El diseño, implementación y análisis de la encuesta fue patrocinado por la USAID a través del USDOE bajo el contrato No. DE-AC03-76SF00098. Fondos adicionales para la creación de la base de datos y posterior análisis presentado aquí, fueron obtenidos de la John D. and Catherine T. MacArthur Foundation y The Tinker Foundation. La encuesta fue posible gracias a los esfuerzos de E. Vargas, R. Saucedo, H. Montoya, y E. Dominguez de la CFE, G. Rodriguez, A. Rojas, R. Cepeda Jr., y E. Arenas del CEE, O. de Buen, J. Sathaye, y A. Gadgil del Lawrence Berkeley Laboratory, R. Sturm y M. Totten del IIEC, B. Hamilton de Vermont Energy Investment Corp., D. Lane de SCE, y F. Herrera del LAPWD.

Tabla 1. Iluminación en Guadalajara y Monterrey

| Cantidad \ Ciudad-> | Monterrey | | | Guadalajara | | |
|--------------------------|-----------|---------|-------|-------------|---------|-------|
| | 0-150 | 151-300 | 301+ | 0-100 | 101-200 | 201+ |
| Consumo mensual (kWh/hh) | | | | | | |
| Hogares encuestados | 91 | 108 | 52 | 76 | 146 | 46 |
| kWh/hogar/mes | 106.3 | 212.1 | 621.3 | 69.4 | 143.3 | 303.3 |
| Focos/hogar | 7.25 | 10.08 | 23.1 | 7.43 | 9.16 | 11.26 |
| Watt/foco | 62.0 | 58.5 | 50.9 | 59.2 | 57.3 | 59.0 |
| kWh luz/hogar/mes | 20.0 | 27.9 | 84.2 | 27.2 | 32.5 | 42.8 |
| % consumo en iluminación | 18.8 | 13.2 | 13.6 | 39.2 | 22.7 | 14.1 |
| Tipo de foco: (unidades) | | | | | | |
| incandescente | 605 | 1012 | 1065 | 524 | 1167 | 458 |
| compacta fluorescente | 24 | 61 | 66 | 1 | 41 | 1 |
| tubo fluorescente | 26 | 15 | 70 | 1 | 26 | 2 |
| decorativa | 0 | 0 | 0 | 36 | 65 | 52 |
| desconocida | 5 | 1 | 0 | 3 | 38 | 5 |
| Total de focos: | 660 | 1089 | 1201 | 565 | 1337 | 518 |

Tabla 2. Iluminación reemplazable en Guadalajara y Monterrey¹

| Cantidad \ Ciudad-> | Monterrey | | | | Guadalajara | | | |
|--|-----------|---------|-------|--------------------|-------------|---------|------|--------------------|
| | 0-150 | 151-300 | 301+ | Total ¹ | 0-100 | 101-200 | 201+ | Total ¹ |
| Consumo (kWh/hh/mes) | | | | | | | | |
| Hogares encuestados | 91 | 108 | 52 | 251 | 76 | 146 | 46 | 268 |
| Focos reemp/hogar | 5.30 | 7.19 | 11.81 | 6.84 | 5.3 | 5.63 | 7.37 | 5.69 |
| Watt/foco reemp | 71.6 | 66.9 | 64.7 | 69.1 | 66.3 | 67.6 | 67.1 | 66.9 |
| Focos reemp/hogar encendidos entre: | | | | | | | | |
| 18-19 horas | 0.60 | 0.92 | 3.52 | 1.13 | 0.29 | 0.40 | 0.37 | 0.34 |
| 19-20 horas | 1.33 | 2.02 | 5.08 | 2.09 | 1.96 | 2.12 | 2.48 | 2.08 |
| 20-21 horas | 2.02 | 2.39 | 5.69 | 2.68 | 2.80 | 2.84 | 3.61 | 2.92 |
| 21-22 horas | 1.85 | 2.00 | 4.13 | 2.23 | 2.22 | 2.45 | 3.48 | 2.47 |
| 22-23 horas | 0.86 | 1.14 | 2.98 | 1.26 | 0.95 | 1.12 | 1.26 | 1.05 |
| Focos reemp/hogar encendidos: ³ | | | | | | | | |
| 1 hora | 0.76 | 0.95 | 1.02 | 0.89 | 0.96 | 0.78 | 1.11 | 0.92 |
| 2 horas | 0.87 | 1.00 | 0.90 | 0.95 | 1.13 | 1.01 | 1.26 | 1.11 |
| 3 horas | 0.57 | 0.81 | 1.79 | 0.86 | 0.87 | 1.01 | 1.20 | 0.96 |
| 4 horas | 0.48 | 0.50 | 1.50 | 0.66 | 0.50 | 0.68 | 0.80 | 0.60 |
| 5 horas | 0.10 | 0.21 | 1.44 | 0.34 | 0.08 | 0.08 | 0.15 | 0.09 |
| % total de focos reemp: | | | | | | | | |
| 40 W | 13.1 | 14.6 | 28.2 | 15.8 | 12.9 | 13.0 | 8.0 | 12.3 |
| 60 W | 33.4 | 35.2 | 24.8 | 32.7 | 57.6 | 53.8 | 57.2 | 56.2 |
| 75 W | 29.3 | 28.6 | 34.4 | 29.8 | 12.2 | 12.5 | 20.9 | 13.5 |
| 100 W | 24.3 | 18.3 | 12.7 | 20.8 | 17.3 | 20.7 | 13.9 | 18.0 |
| desconocido | | 3.2 | | 0.9 | | | | |
| % reemp de total de focos: | 80.3 | 76.8 | 57.7 | 75.9 | 76.8 | 70.5 | 74.0 | 74.5 |

¹ Reemplazables son focos incandescentes de al menos 40 Watt, en luminarias de fácil acceso para FCFs. ² Totales son ponderados usando el ábaco de CFE de 1993; es decir, 54.8%, 30.4%, y 14.8% para 0->150, 151->300, y 301+ kWh/mes en Monterrey, y 52.1%, 34.4%, y 13.4% para 0->100, 101->200, y 201+ kWh/mes en Guadalajara. ³ Durante las 18 a 23 horas (pico de demanda vespertino).

Tabla 3. Ahorros en Iluminación Durante Horas de Demanda Pico (MW)

| Ciudad/Hora-> | 18 - 19 | 19 - 20 | 20 - 21 | 21 - 22 | 22 - 23 |
|---------------|-----------|------------|------------|------------|-----------|
| Guadalajara | 13 | 77 | 107 | 90 | 39 |
| Monterrey | 42 | 78 | 100 | 83 | 47 |
| Total | 55 | 155 | 207 | 174 | 86 |

Tabla 4. Saturación de Electrodomésticos en Guadalajara y Monterrey

| Uso Final | Monterrey | Guadalajara |
|--|-------------|-------------|
| Número de hogares en la encuesta | 251 | 268 |
| Televisión (unidades/hogar) | 1.48 | 1.58 |
| Blanco & Negro | 0.28 | 0.39 |
| Color | 1.20 | 1.19 |
| Refrigeración (unidades/hogar) | 0.96 | 0.96 |
| 1 Puerta | 0.70 | 0.84 |
| 2 Puertas Horizontales | 0.14 | 0.08 |
| 2 Puertas Verticales | 0.09 | 0.00 |
| Desconocido | 0.03 | 0.02 |
| Aire Acondicionado (unidades/hogar) | 0.43 | 0.02 |
| Evaporativo | 0.17 | 0.00 |
| De ventana | 0.18 | 0.00 |
| Central | 0.04 | 0.00 |
| Desconocido | 0.04 | 0.02 |
| Ventiladores (unidades/hogar) | 1.57 | 0.54 |

RAFAEL FRIEDMANN

2815 Benvenue Avenue
Berkeley, California 94705
Estados Unidos de Norteamérica
Tel: (510) 548-0748 (c) & 486-5916 (t)
Fax: (510) 642-1085 (UC) o 486-6996 (LBL)

Estudios Profesionales:

Doctorado en Energía y Recursos, Universidad de California, Berkeley. 8/ 1985 a la fecha. Tesis: Ahorro de electricidad en las casas de México.

Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica, Technion Israel Instituto of Technology. 10/1981 a 9/ 1984. Tesis: "El impacto de la razón del flujo en sistemas activos solares residenciales para calentar agua". (en ingles).

Licenciatura en Ingeniería en Energía, Universidad Autónoma Metropolitana, México. 9/1975 a 6/ 1979. Tesis: "Estudio bibliográfico sobre el uso de colectores solares de aire para su aplicación en el enfriamiento de un establo para vacas".

Premios Académicos:

The Tinker Foundation Institutional Grant. 6/1992 a 6/1995.

John D. and Catherine T. MacArthur Foundation Collaborative Studies Grant, Chicago, EEUU. 1/ 1991 a 12/1993.

Experiencia:

Investigador en el Lawrence Berkeley Laboratory. 3/1992 a la fecha. Estudio de factibilidad de "Ilumex". Apoyo a proyectos sobre normas de eficiencia energética para edificios y electrodomésticos en México. Consultor para programa conservación de electricidad en Costa Rica.

Investigador en el Energy & Resources Group, U.C. Berkeley. 1/1991 a la fecha. Tesis de doctorado. Organizé: Primera Reunión Internacional Sobre Energía y Medio Ambiente en el Sector Residencial Mexicano en la Ciudad de México, 12/1991.

Ayudante de profesor en la Universidad de California, Berkeley. 8/1987 a 12/1990. Enseñe Energía y Recursos 100 (Otoños de 1987 a 1990), Física 180 (Primavera 1990), Estudios de Conservación de Recursos 10 (Primavera 1989), Energía y Recursos 102 (Primavera 1988).

Ingeniero de Investigación en el Scientific Research Foundation, Jerusalem, Israel. 1/1985 a 6/1985.

Ingeniero de Investigación en Lordan Solar Energy Co., Israel. 6/1980 a 9/1981 y los veranos de 1982 y 1983. Trabajé en la construcción de colectores solares planos y conduje experimentos con colectores solares y sistemas solares.

Ayudante de Investigación en el Instituto de Ingeniería, Universidad Nacional Autónoma de México, México D.F., México. 9/1979 a 6/1980. Revisé el diseño de la estructura y el tubo colector de un colector concentrador solar cilindrico-parabolico. Diseñe y supervisé la construcción de un digestor orgánico (biogas) en el Instituto, y escribí dos manuales sobre su operación, uno para los extensionistas agrícolas y el otro para los campesinos que iban a tener estos sistemas en sus casas.

Publicaciones:

Friedmann, Rafael. 1990. "Ahorro de Energía en el Sector Residencial de México." I Reunión de Ingenieros en Energía y Recursos Energéticos. San Luis Potosí, 14-16 marzo. México. pag. 85-88.

Friedmann, Rafael. 1990. "Viabilidad Económica de las Lámparas Fluorescentes Compactas en el Sector Residencial Mexicano". XI Seminario Nacional Sobre el Uso Racional de la Energía. México D.F., 26-30 noviembre. México. pag. 203-213.

Friedmann, Rafael. 1991. "Estimación Preliminar del Potencial de Ahorro de Electricidad Para Iluminación y Refrigeración en el Sector Residencial". II Reunión de Ingenieros en Energía y Recursos Energéticos. San Luis Potosí, 13-15 marzo. México.

Friedmann, Rafael. 1991. "El Sector Eléctrico Residencial Mexicano: Principales Usos Finales y Potencial de Ahorro". XII Seminario Nacional Sobre el Uso Racional de la Energía. México D.F., 25-29 noviembre. México. pag. 347-357.

Masera, O., O. De Buen, and R. Friedmann. 1991. "Consumo Residencial de Energía en México: Estructura, Potencial de Ahorro e Impactos Ambientales". Primera Reunión Internacional de Energía y Medio Ambiente. México D.F., 2-3 diciembre. Mexico. pag.73-96.

Masera, O., R. Friedmann, and O. De Buen. 1992. "Residential Energy Use in Mexico: Structure, Environmental Impacts, and Savings Potential". American Council for an Energy-Efficient Economy 1992 Summer Study on Energy Efficiency in Buildings. Asilomar, California, 30 agosto-5 septiembre. pag. 4.137-4.140.

S. Meyers, N. Goldman, N. Martin, and R. Friedmann. 1993. "Prospects for the Power Sector in Nine Developing Countries". LBL-33741. 128 paginas. (abril).

Masera, O., R. Friedmann, and O. De Buen. 1993. "Residential Energy Use in Mexico: Structure, Environmental Impacts, and Savings Potential". LBL-34174, 44 pag's. (mayo).

R. Friedmann. 1993. "Mexico's Residential Sector: Main Electric End-Uses and Savings Potential". Proceedings of the 1993 ECEEE Summer Study: The Energy Efficient Challenge for Europe. R. Ling and H. Wilhite (eds.). The European Council for an Energy Efficient Economy, Oslo, Noruega. Vol. 1, pag. 311-322.

R. Friedmann. 1993. "Aspectos Humanos a Considerar en Programas de Ahorro Energético en el Sector Residencial Mexicano". XIV Seminario Nacional Sobre el Uso Racional de la Energía. México D.F., 22-26 noviembre. México. pag. 141-150.

R. Friedmann. 1993. "¿Ahorro de Energía o Privatización? El Caso del Sector Eléctrico Residencial de México". XIV Seminario Nacional Sobre el Uso Racional de la Energía. México D.F., 22-26 noviembre. México. pag. 161-170.

S. Meyers, N. Goldman, N. Martin, and R. Friedmann. 1993. "Prospects for the Power Sector in Nine Developing Countries". *Energy Policy*. (noviembre) pag. 1123-1132.

J. Sathaye, R. Friedmann, S. Meyers, O. de Buen, A. Gadgil, E. Vargas, and R. Saucedo. 1993. "Economic Analysis of Ilumex, A Project to Promote Energy-Efficient Residential Lighting in Mexico". LBL-34877, 19 pag's. (noviembre). En impresión en *Energy Policy*, mayo, 1994.

R. Friedmann, O. de Buen, J. Sathaye, A. Gadgil, R. Saucedo, and G. Rodriguez. 1993. "Assessing the Residential Lighting Efficiency Opportunities in Guadalajara and Monterrey, Mexico". LBL-35020.

R. Friedmann. 1994. "Saving Electricity in Mexican Homes: Potential and Accomplishments to Date". American Council for an Energy-Efficient Economy 1992 Summer Study on Energy Efficiency in Buildings. Asilomar, California, 28 agosto-3 septiembre.