

Lij. 90



**Universidad Nacional Autónoma de México**

Facultad de Ingeniería

**USO EFICIENTE DE LA ENERGIA EN  
HORNO DE LAMINACION.**

**Tesis Profesional**

Que para obtener el título de:

**INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA  
(AREA MECANICA)**

P r e s e n t a :

**Gerardo Alfredo Pérez Monter**

Director de Tesis: Ing. Augusto Sánchez Cifuentes



Ciudad Universitaria, Mayo de 1988



Universidad Nacional  
Autónoma de México



## **UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso**

### **DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

## INDICE.

	página No.
Capítulo 1. Introducción.....	1
El problema energético en México 1	
Planteamiento y justificación del problema 3	
Uso eficiente de la energía 3	
Conceptos básicos 5	
Capítulo 2. Diagnóstico energético del horno.....	14
Medición e instrumentación 14	
Balance energético 20	
Algoritmo de cálculo 29	
Capítulo 3. Aprovechamiento del calor de desperdicio.....	30
Opción 1: Precalentamiento de aire y combustible 30	
Opción 2: Generación de vapor 58	
Opción 3: Generación de potencia motriz 60	
Resumen del capítulo 61	
Capítulo 4. Análisis técnico.....	63
Opción 1: Intercambiadores y ventilador 63	
Opción 2: Generación de vapor 73	
Opción 3: Turbina de gas 76	
Capítulo 5. Análisis financiero.....	78
Opción 1 79	
Opción 2 81	
Opción 3 81	
Conclusión de capítulo 82	
Conclusiones.....	84
Anexo A Cálculo de pérdidas por paredes .....	87
Anexo B Situación de la planta.....	88
Anexo C Información.....	91

## CAPITULO 1. INTRODUCCION.

### EL PROBLEMA ENERGETICO EN MEXICO.

Nuestro país, aún siendo una potencia petrolera, enfrenta un problema de tipo energético, debido al desperdicio de energía tan alto que existe en su planta industrial y extractiva. Un problema, que tal vez, en este momento no se visualice pero dentro de un tiempo, cuando los energéticos principales empiecen a escasear, pasará a ser un problema de primer orden, y será tarde para empezar a solucionar(

Si este problema se comprende, de tal forma, para empezar a buscar soluciones desde ahora, la vida útil de los energéticos se ampliará, y se abrirá la posibilidad de investigar con mas profundidad, las fuentes alternativas de energía, p.e., nuclear, solar, etc. Por esto, las naciones altamente industrializadas, se han propuesto a recuperar y utilizar la energía de desperdicio, a tal grado que se considera como una fuente alterna de energía.

#### - ELASTICIDAD.-

Durante el desarrollo económico mundial, se ha observado la relación tan estrecha entre la energía y la producción. De esta manera se define a la elasticidad, con la cual es posible tener un indicador de eficiencia energética terminal:

Elasticidad= incremento energía/ incremento PIB.

Como se sabe, el Producto Interno Bruto(PIB), es la suma de todos los bienes y servicios generados anualmente; por lo que los balances energéticos y la elasticidad se calculan en la misma base.

Así pues de esta manera, se observa que en los países altamente industrializados, existen elasticidades menores de uno, esto se debe principalmente, a la alta tecnología, con la cual es

posible tener máquinas eficientes; mientras que en los países medianamente industrializados, se llega a pasar la unidad. Pero existe la excepción entre los Estados Unidos y los demás países industriales, en EU se tienen elasticidades mayores, y esto es por la disponibilidad de energéticos, ya que en los EU es más barato que en otros países. Sin embargo dada la situación actual, el modelo de producción estadounidense, se ha modificado a imagen del europeo y japonés.

En la actualidad se ha convenido que una elasticidad adecuada es de 85%, esto es que por cada 100 unidades de producción, se invierte solo 85 de energía. Esto es factible e incluso una realidad en países desarrollados, sin embargo en México no se ha podido abatir este índice, y por el contrario, incrementó de 1.1 en 1970, hasta 1.7 en 1979. Debido a esto se proyectó un plan de uso eficiente de la energía que reduzca a 1.0 la elasticidad en la década presente. Cabe aclarar que debido al desorden económico actual, es difícil poder medir la elasticidad en países como el nuestro, y aún en desarrollados, por lo cual solo se cuenta con los balances energéticos, que a continuación se presentan.

#### - BALANCE ENERGÉTICO.-

En un balance energético que se realiza en un país determinado, se detallan todas las fuentes de energía, así como todos los destinos finales de las mismas. En las siguientes páginas se presentan los balances energéticos en México durante 1983 y 1985, que son recopilados por la secretaría de minas e industria paraestatal. (SNMIP hasta 1988).

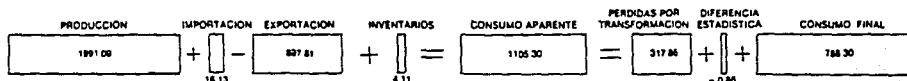
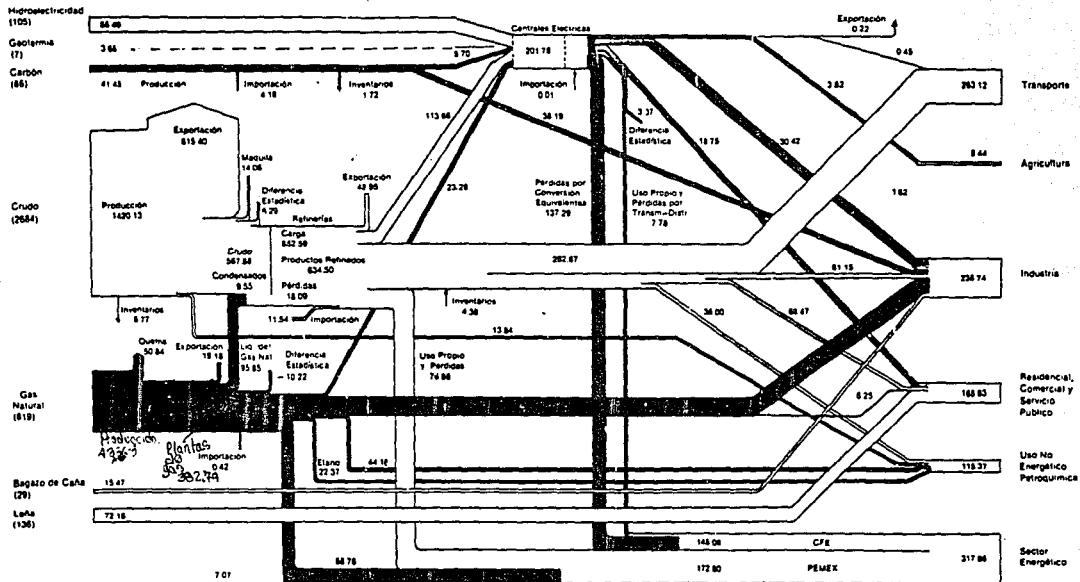
En estos podemos notar logros y particularidades en la situación nacional. En el aspecto industrial, se observa un alza en el consumo energéticos de un 21.6% en 1983 hasta un 24% en 1985, y en el transporte un 23.8% en 1983 y baja hasta 21.5% en 1985. Se puede asegurar que el descenso en el consumo del sector transporte, es por causas puramente económicas, más que por hacer un uso eficiente de la energía en este sector.

Mientras que en la industria, que constituye un sector de alta importancia, no se ha analizado el problema; por citar un ejemplo, en las plantas industriales donde se lleva a cabo un proceso

# BALANCE DE ENERGIA

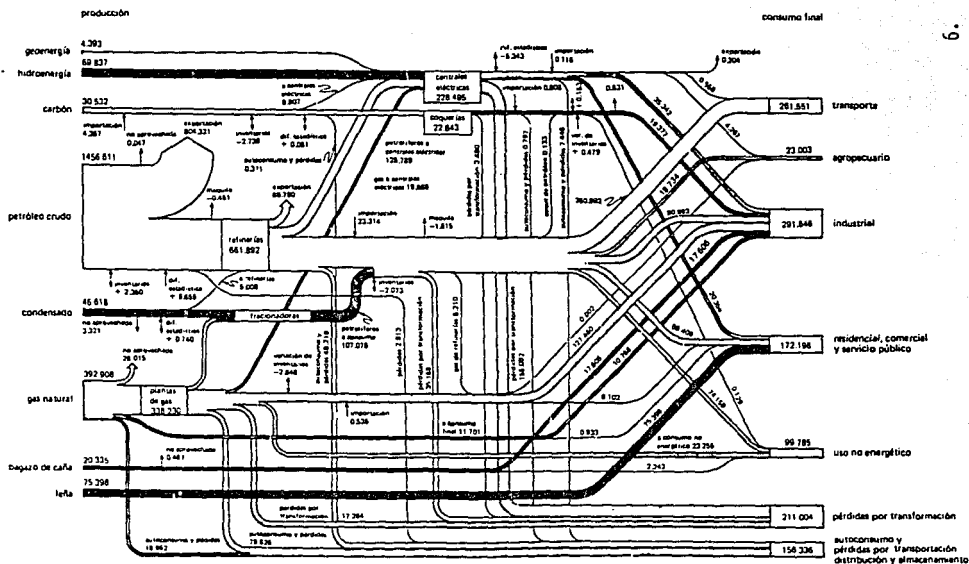
10<sup>12</sup>Kcal\*

4.



\*Las cifras entre paréntesis están en miles de barriles por día de crudo equivalente

diagrama 1 : balance nacional de energía 1985  
(billones de kilocalorías)



energía	energía	energía	energía	energía	energía	energía	energía	energía	energía
producción	aprovechada	transformada	transformada	aprovechada	consumo nacional aparente	consumo del sector energético y pérdidas	pérdidas por transformación	diferencia estadística	consumo final
2008.8	79.9	29.0	877.0	4.8	1214.1	158.3	211.0	1.3	846.1

fuente: Ministerio de Energía y Minas

de forja o laminación (el cual se lleva a temperaturas muy altas) se puede hallar desperdicio de energía de alta calidad.

Otra observación muy importante es que cerca del 80% de la energía consumida, proviene de combustibles fósiles, lo cual hace mas alarmante la situación.

#### PLANTAMIENTO Y JUSTIFICACION DEL PROBLEMA.

Por lo anterior, es necesario exigir un mejor aprovechamiento de la energía a nivel nacional, no es posible que exista un mayor consumo de energía por parte del transporte, que de la planta industrial, ya que esto repercute directamente sobre la economía nacional.

Es importante mejorar la elasticidad, para poder mejorar la situación energética nacional, tanto en el sector industrial, como en cualquier otro. Es necesario una concientización sobre el uso eficiente de la energía a todos los niveles.

En este trabajo se tiene por objeto analizar un problema específico, para la pequeña industria, sobre uso eficiente de la energía, como una aportación de la UNAM, através de la Facultad de Ingeniería, a un problema de uso eficiente de energía en la industria.

El problema consiste en estudiar el posible uso del calor de desperdicio en una planta de laminación (existente), en la que se puede hallar gases de desperdicio con temperaturas de hasta 1000 C, los cuales son liberados a la atmósfera sin aprovecharse de su energía, con el consiguiente problema de la contaminación térmica. En este trabajo solo se pretende el mejoramiento térmico en el proceso, se considera invariable el proceso de laminación.

#### USO EFICIENTE DE LA ENERGIA.

Debido al acelerado crecimiento de precios en la generación de energía, las técnicas de conservación se han tenido que mejorar. Las cuales han sido desarrolladas por países altamente industrializados. Estas técnicas se dividen en dos grupos: de reducción y de producción.



Las técnicas de reducción consisten, como su nombre lo dice, en reducir los consumos de energía, esto es, racionando la energía. Esta técnica es efectiva en cuanto a conservación, pero con este tipo de técnica se llega a tener bajas en la producción, lo cual no es conveniente.

La otra técnica, la de producción, consiste en un uso normal de energía, pero en una eficientización en el sistema, y consiste en aprovechar el calor rechazado del sistema que, a diferencia del anterior, no afecta la producción. Esta técnica se subdivide, a su vez, en coogeneración (producción de potencia para doble propósito), y en utilización del calor de desperdicio.

La técnica de coogeneración, consiste en generar energía a una calidad más alta, de tal manera de que se pueda utilizar la energía para generar potencia motriz, y después utilizarlo en otro proceso. En cambio, el término de utilización de energía de desperdicio, se refiere a la utilización de energía extra no creada intencionalmente, y que en otras circunstancias es la que se deshecha. Se utiliza para mejorar térmicamente el sistema y/o utilizar para otro proceso. Es importante mencionar que es posible combinar la coogeneración y uso de calor de desperdicio, para un mismo sistema, pudiéndose entender por sistema, la planta en general ó un proceso.

#### - CALOR DE DESPERDICIO.-

Se define como calor de desperdicio, al calor que se libera de un proceso, y que por su temperatura, superior a la atmosférica, se puede utilizar. El calor de desperdicio es más útil, conforme su temperatura sea más alta; de esta forma, podemos dividir al calor de desperdicio en tres niveles(1):

- 1.-Alta calidad = mayor a 650 C
- 2.-Mediana calidad= entre 250 y 650 C
- 3.-Baja calidad= menor de 250 C

Como se ha dicho, es más útil el calor de desperdicio de alta calidad. Los medios transmisores de calor que retienen la energía de alta y media calidad son, generalmente, gases producto de combustión.

Por otro lado, los medios transmisores para calor de baja calidad son, líquidos y gases de enfriamiento. De esta manera, podemos clasificar a las fuentes de calor de desperdicio:

1.-Alta calidad: Hornos de refinación y calentamiento de acero, hornos de reverbero, hornos de cemento, hornos de fusión de vidrio, hornos de incineración, etc.

2.-Media calidad: Escapes de caldera de vapor, de turbina, de máquinas de combustión interna, hornos de tratamientos térmicos, etc.

3.-Baja calidad: Condensado de vapor, líquidos de enfriamiento en procesos, en máquinas, etc.

La utilidad que pueda tener el calor de desperdicio, se debe de hacer conforme a las necesidades y medios con que se cuenten y de la forma más conveniente, es decir, que es libre su uso o destino, lo importante es utilizarlo racionalmente a beneficio del proceso y en general a la planta industrial. Existen autores que dan una gran variedad de usos para este calor de desperdicio(6).

#### CONCEPTOS BASICOS.

Antes de iniciar el trabajo, se hace un breve resumen de los conocimientos básicos de termodinámica y transferencia de calor, así como el proceso de laminación y su importancia dentro de la planta industrial mexicana.

##### - TERMODINAMICA.-

Ley cero.- Si se acercan dos cuerpos a diferentes temperaturas, al transcurrir el tiempo los dos adquirirán una temperatura igual e intermedia a las originales.

Primera ley de la termodinámica.- Establece la conservación de la energía, la cual se cumple para todo espacio o volumen de control. Este principio hace posible el análisis

energético de cualquier sistema, de esta forma la primera ley establece la siguiente relación para un volumen de control:

**Energía entra - Energía sale= Energía acumulada**

Segunda ley de la termodinámica. Establece dos principios: dirección de transferencia de calor y generación de entropía. El calor se transfiere de zonas de alta temperatura a zonas de baja temperatura, esto es que el gradiente de temperaturas, es de signo contrario a la dirección de transferencia (Un gradiente es la variación de una propiedad con respecto a una dirección).

La generación de entropía, se refiere a que no hay procesos cíclicos, en estado estable, en los cuales se pueda obtener únicamente trabajo a partir de calor. Esto deriva en la necesidad de existencia de fuentes y sumideros de calor en todo sistema, toda vez que existe calor añadido y calor rechazado:

$Q_a$  = calor añadido.

$Q_r$  -  $Q_a$  =  $W$

$Q_r$  = calor rechazado.

$W$  = trabajo.

Tercera ley de la termodinámica. La entropía de una sustancia cualquiera se acerca a un valor constante conforme se aproxima al cero absoluto. La entropía de una sustancia cristalina perfecta vale cero cuando la temperatura es el cero absoluto. La escala de medición para la temperatura absoluta es el Kelvin en sistema internacional y el Rankine para sistema inglés.

Sumidero de calor. Es un espacio en el cual fluye calor, sin aumentar considerablemente su temperatura. Los sumideros más utilizados son los lagos, ríos, mares y atmósfera; debido a que si se denecha calor en ellos, su masa es tan grande, que el cambio en temperatura que sufren es mínimo.

Fuente de calor.- Es un espacio en el cual se sustrae calor, sin disminuir considerablemente la temperatura. Un ejemplo de esto, son los hornos, en los que se puede sustraer calor, sin que su temperatura baje.

Entropía y entalpia.-La entalpia es una propiedad de la sustancia, la cual es una medida de la energía de flujo en un proceso, por esto su definición surge de la 1ªL. Fundamentalmente, el significado de la propiedad entalpia es por conveniencia matemática, ya que es una combinación de determinadas propiedades que siempre se presentan juntas. La entropía representa la cantidad de calor reversible a una determinada temperatura:

$$dS=(d'Q/T)_{rev.}$$

El no incremento de entropía (isentrópico), se da en un proceso reversible y adiabático. Cuando el proceso no es reversible, aún siendo adiabático, existe incremento de entropía. Por lo que se puede decir que la entropía es la energía degradada por irreversibilidades de un sistema.

- TRANSFERENCIA DE CALOR.-

El calor es una forma de energía en transferencia, debido a una diferencia de temperaturas. Es importante no confundir el calor y la temperatura. Para poder diferenciarlos, supongase a las temperaturas como alturas, y al calor como pelota; esta rodará de una altura mayor a una menor, tal como lo establece la 2ª ley de la termodinámica. Cuando se transfiere calor a un cuerpo, este aumenta su energía interna. Los tres mecanismos de transferencia son: conducción, convección y radiación.

Conducción.- Es el mecanismo de transferencia entre dos cuerpos de estructura estática, esto es, cuerpos sólidos. El mecanismo obedece a la ley de Fourier(2):

$$Q=-kA (dT/dx).....(1)$$

Q= Flujo de calor (W)

A= Area de transferencia(m<sup>2</sup>)

dT/dx= Gradiente de temperaturas (K/m)

k= Conductividad térmica (W/mK)

El signo negativo se debe a la 2a ley de la termodinámica, referente al sentido del flujo de calor. La conductividad térmica es una propiedad de la materia, y se refiere a la capacidad de conducir calor; va muy ligada a la conductividad eléctrica. Ejemplos de materiales, con alta conductividad térmica: Aluminio, cobre y hierro; a los cuales se les denomina materiales conductores. Materiales de baja conductividad térmica: Asbesto, vidrio y ladrillo refractario; a los cuales se conocen como aislantes térmicos.

Convección.- Es el mecanismo de transferencia que existe entre dos cuerpos, siendo uno de ellos un fluido en movimiento. Dependiendo las fuerzas que originan el movimiento la convección puede ser libre o forzada.

En la convección libre el fluido tiene un movimiento debido a un cambio de densidades (debidas a la temperatura) que actúa un campo gravitacional. En la convección forzada existe un movimiento debido a fuerzas externas al sistema tales como : ventiladores, corrientes, etc. Para los dos casos se cumple con la ley de Newton de enfriamiento(2):

$$Q = hA(T_s - T_o)$$

Q: Flujo de calor(W)

A: Area de transferencia(m<sup>2</sup>)

h: Coef. convectivo(W/m<sup>2</sup>K)

T<sub>s</sub>: Temp. de superficie(K)

T<sub>o</sub>: Temp. del fluido(K)

En este mecanismo se tiene la dificultad en el cálculo del coeficiente convectivo, ya que depende de condiciones geométricas, velocidad y propiedades del fluido, y si la convección es libre o forzada.

Por esta razón el mecanismo, en la mayoría de los casos, se basa en datos experimentales, y para casos especiales se modela o simula(2).

Radiación.- A través de este mecanismo, el calor se transfiere en cualquier medio, incluso en el vacío, esto es por que se transfiere a través de ondas electromagnéticas. Un ejemplo sobre este mecanismo, es el calor del sol transferido a la tierra, a través del vacío.

Sin embargo, no todo radia (o recibe radiación) de igual forma. En esto intervienen varios factores, que hacen a los cuerpos mas emisores(o receptores) de radiación. Un primer factor a

tratar es el factor de cuerpo negro; para poder entenderlo, se debe de entender primero el concepto sobre el espectro electromagnético. El espectro electromagnético es una serie de valores, ordenados según su longitud de onda, en donde encontramos toda la gama de ondas electromagnéticas: Rayos X, rayos 'gamma', ultravioleta, luz visible, infrarrojo y ondas de radio.

En esta gráfica se pueden encontrar las radiaciones térmicas, que abarcan desde 100 micrometros hasta 0.1 micrometros, estando adentro de este rango, la luz visible, de 0.75 micrometros hasta 0.35 micrometros. Por esto determinados cuerpos cambian de color al aumentar la temperatura: Rojo-anarillo-blanco. Un cuerpo negro es, pues, una idealización de un cuerpo, el cual absorbe y emite toda la energía radiante; de tal manera, que el calor radiado es función exclusiva de su temperatura, por lo que la ecuación de transferencia para un cuerpo negro es la ecuación de Stephan-Boltzman (2):

$$Q = \sigma A T^4$$

Q= flujo de calor(W)

$\sigma$ = constante de Stephan Boltzman=  $5.669E-8$  W/m<sup>2</sup>

T=Temperatura del cuerpo(K)

A=Area de transferencia (m<sup>2</sup>)

Pero en realidad no existe un cuerpo negro, ya que es imposible un cuerpo con tal característica, se hacen aproximaciones por medio del factor de cuerpo negro, el cual nos indica en una escala de cero a uno, la semejanza del cuerpo negro con la del cuerpo en estudio.

Otro factor importante es el factor de visión, el cual se refiere, que exposición existe entre el cuerpo emisor al receptor.

Finalmente, la ecuación completa de transferencia de calor por radiación es:

$$Q = A F_b F_v (T_e - T_a)^4$$

Q= Flujo de calor (W)

A= Area de transferencia (m<sup>2</sup>)

$\sigma$  - Constante de Stephan-Boltzman ( $W/m^2K^4$ )

$F_b$  - Factor de cuerpo negro (adimensional)

$F_v$  - Factor de visión (adimensional)

$T_e$  - Temperatura de emisor (K)

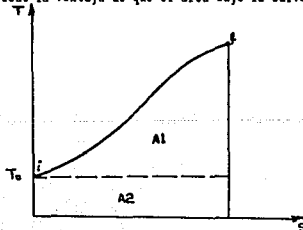
$T_r$  - Temperatura de receptor (K)

- DISPONIBILIDAD DE LA ENERGIA (ENERGIA).-

En todo sistema termodinámico, que produce trabajo o calor, se tiene fuente y sumidero de calor. Debido a esto, en todo sistema, se habla de un calor añadido y un calor rechazado. Recordando la 2a ley de la termodinámica (2aLT), se sabe que no todo el calor añadido se convierte en trabajo, si no que existe una parte, el calor rechazado, la cual no es aprovechada. Y aún más, tomando energías absolutas, se observa que es imposible la existencia de una máquina con eficiencia energética del 100%, debido a que existe energía no utilizable, debido a que es energía a temperatura de sumidero.

Para ver mas claro esto, se ejemplifica una máquina térmica muy común: un motor de combustión interna. Identificando, se tiene que la fuente de calor es la combustión en el cilindro, y el sumidero es el aire ambiente; de aquí se estima la temperatura de fuente y sumidero. El cilindro solo utiliza la porción de energía, que está entre la temperatura de fuente y sumidero, mientras que la energía que se halla entre la temperatura de fuente y el cero absoluto de temperatura, no le es posible aprovechar, ya que el sumidero la absorbe (2aLT).

Esto se puede representar gráficamente, através de un diagrama Temperatura-entropía (T-s), que tiene la ventaja de que el área bajo la curva representa la energía:



Del diagrama, se puede observar, que de toda la energía que posee la sustancia en el punto 'f', es la suma de las dos áreas. La aprovechable es A1, a la que se conoce como exergía, y la no aprovechable (A2) se asigna como energía no disponible (5).

Una forma de aumentar la exergía, es teniendo un sumidero a muy baja temperatura, y esto implica adición de trabajo, através de un sistema de refrigeración.

La importancia de un análisis exergético es el delimitar la energía aprovechable, de la energía total generada, ya que un análisis de 1aLT. cuantifica la energía total generada del sistema, teniendo así una mala referencia, ya que nunca se lograra subir la eficiencia mas alla de un limite, el cual es el establecido por el análisis exergético.

Debido a esto, con el análisis exergético se mejora el sistema sobre la energía generada que puede ser aprovechada (exergía). Por esta razón, y para fines posteriores de cálculo, se definen las siguientes variables:

Eficiencia de 2a ley= exergía/energía total=  $A1/(A1+A2)$

Rendimiento del sistema=energía utilizada/exergía.

Con respecto a esta última variable, es la que indicará que tanta exergía se esta utilizando. Es sobre el rendimiento, sobre el que se trabajará, para mejorar un sistema térmico. Es difícil que se llegue a tener un rendimiento del 100%, debido a las pérdidas de calor e irreversibilidades, pero se puede aproximar mucho.

#### - EL PROCESO DE LAMINACION.(7)-

El proceso de deformación plástica de un material, por el paso de dos rodillos, es conocido como el proceso de laminación; este es el proceso de conformado mas utilizado debido a su alta producción y un control dimensional apropiado para el producto. Durante la deformación entre los rodillos, el material esta sujeto a grandes esfuerzos normales y cortantes, debido a la compresión y fricción de los rodillos.

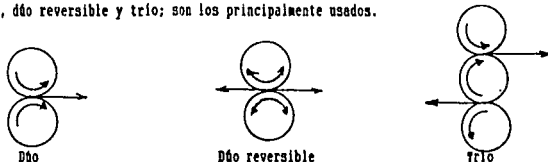


El laminado inicial, conocido también como desbaste, es aplicado en caliente(1100C-1150C), mientras que el laminado de acabado, también conocido como de forma, es dado en frío.

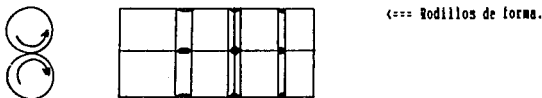
El laminado convencional(con el que se fabrican láminas) el objetivo primordial es disminuir el espesor del material, ganando este en longitud, y muy ligeramente a lo ancho.

El laminado de forma, es una modificación del proceso de laminación convencional, con el cual se pueden hacer perfiles complejos sobre tiras de material, por ejemplo: ángulos, canales,etc. En este proceso se tiene la ventaja de poder usar acero nuevo o acero de desperdicio, por lo que el proceso es relativamente barato.

El proceso de laminación consta de un tréa , que consiste en varios bastidores, y los bastidores son donde se encuentran los rodillos. Los rodillos pueden tener varios tipos de arreglos: dúo, dúo reversible y trío; son los principalmente usados.



Los rodillos de desbaste al principio, tienen la función de dar la dimensión aproximada del material, para que se pase de inmediato a los rodillos de forma, los cuales le dan el acabado final.



El desbaste se lleva a cabo en caliente, para poder reducir el material lo más posible, con el mínimo de pasos. El acabado es en frío, para poder dar precisión dimensional y mejorar las propiedades mecánicas.

**Volado de barras y perfiles.**- Barras y perfiles son conformados por laminación en caliente. Este proceso se hace continuo, debido a que se colocan los bastidores en serie.

Los bastidores, para estos casos, se equipan con guías para el material, y en plantas no automatizadas, se usan con arreglos trio.

Durante el diseño de un tren de laminación se debe tomar en cuenta el enfriamiento del material, así como las deformaciones a realizar, para poder dar potencia y espesor adecuados para los rodillos.

#### **Bibliografía.**

- 1.- Guía de aprovechamiento del calor de desperdicio. Keneth G. Kreider y Michael B. McWeil. Administración federal de energía USA. 1977.
- 2.- Heat transfer. J.P. Holman. 5th ed. McGraw-Hill. 1981.
- 3.- Thermodynamics. J.P. Holman. 3rd ed. McGraw-Hill. 1969.
- 4.- Ingeniería termodinámica. M. David Burghardt. 2a ed. Harlo , 1982.
- 5.- Balances energéticos en la operación óptima del equipo. Jorge Gasca. Instituto nacional del petróleo.
- 6.- Utilization of Reject Heat. Mitchell Olszewski. Ed. Marcel Dekker. 1980.
- 7.- Mechanical Metallurgy. 2nd Ed. George Dieter. McGraw-Hill, ISE. 1976.

## CAPITULO 2. DIAGNOSTICO ENERGETICO DEL HORNO.

Antes de poder empezar el estudio de alternativas de uso eficiente de energía, se debe de cuantificar la situación actual del horno. Con este fin se realizó un diagnóstico energético del sistema.

### -CARACTERISTICAS DEL HORNO.-

El horno en estudio es de tipo reverbero, acondicionado con tres puertas para la entrada y salida del material. En este se calienta el material a laminar, hasta una temperatura de aproximadamente 1000C. El horno se carga de material, transcurre un tiempo, y luego es extraído para poder ser laminado. Esto implica cargas intermitentes al horno, por esto las temperaturas en el hogar, pueden llegar a variar en rangos de hasta 120C. Por otro lado, las temperaturas varían con el día y la semana, además que es determinante la temperatura ambiente. Debido a estas situaciones, la medición debe de realizarse con las consideraciones pertinentes, para poder determinar bien, la situación energética del horno. La producción es de 7 Ton/día y el combustible usado es combustóleo.

### MEDICION E INSTRUMENTACION.

Para tener un diagnóstico que refleje perfectamente la situación real del horno, se realizaron las mediciones de tal manera, que fueran lo más general posible. Con esta premisa, se realizaron las mediciones de la siguiente manera:

- \* Se tomaron mediciones a diferentes días y horas. (Se especifican en la tabla).
- \* Todas las medidas se realizaron antes, durante y después de la descarga del horno.

Los puntos que se definieron son los siguientes:

- a) Temperatura de gases en el hogar.

- b) Temperatura de gases a la salida (Chimenea).
- c) Composición de los gases a la salida.
- d) Temperatura de flama en el quemador.
- e) Temperatura del material al salir.

**-TEMPERATURA DE LOS GASES EN EL HOGAR Y LA CHIMENEA.-**

Para poder realizar estas mediciones, se utiliza una unión termopár. El efecto termopár consiste en lo siguiente: Un termopár consiste en dos uniones de dos alambres de diferente material, una de las cuales va referenciada a una temperatura conocida; de tal forma que al existir una diferencia de temperaturas entre las dos uniones, se produce una diferencia de potencial (voltaje) proporcional a la misma.



Esta pequeña diferencia de potencial, es proporcional a la diferencia de temperaturas en las uniones, y en determinados rangos, son linealmente proporcionales. Por esto, existen diferentes tipos de termopares, para determinados rangos de temperatura.

Para este caso en particular, se utilizó un termopár tipo K, el cual tiene un valor máximo de lectura de hasta 1373C; considerando que se esperaban temperaturas menores de 1300C.

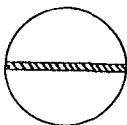
**-COMPOSICION DE LOS GASES DE SALIDA.-**

Para poder medir la composición de los gases se utilizó un aparato de Orsat. El analizador de Orsat es un instrumento de medición para composición de gases producto de combustión, mide los contenidos volumétricos de tres tipos de gases: oxígeno, bióxido y monóxido de carbono. Funciona a base de 4 silos: 3 de reacción y uno de medición. En cada silo de reacción existen reactivos que absorben determinado tipo de gas, de esta forma, un reactor absorbe el oxígeno,

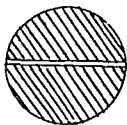
otro el monóxido de carbono y un tercero el dióxido de carbono. El principio es de pasar un volumen de control de gas (controlado por agua), através de los reactores, y midiendo la reducción de volumen en cada paso, de tal forma que la reducción de volumen medida es la composición del gas, p.e., si el volumen de control antes de pasar por el reactor de oxígeno era de 100%, y al salir, este mismo volumen, ya reducido, marca 92%, significa que un 8% de la composición volumétrica, es oxígeno.

**-MEDICION DE TEMPERATURA DEL MATERIAL Y LA FLAMA.-**

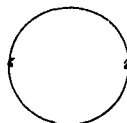
Para esta medición se utilizó un pirómetro óptico portátil. Su principio de funcionamiento se basa en la radiación de calor: Un cuerpo emite radiación térmica, por el solo hecho de tener una temperatura, y como ya se vió, estas radiaciones se transmiten através de ondas electromagnéticas. Ahora bien, este espectro de radiación térmica, tiene una gama en la región visible, por ello se ve al material de color rojo, rojo vivo, anaranjado, amarillo y finalmente blanco. El pirómetro óptico, consiste en un filamento incandescente, el cual es alimentado por una fuente de voltaje y es regulado através de un potenciómetro.



Filamento más frío que el material.



Filamento más caliente que el material.



Filamento y material, a la misma temperatura.

Al calentarse este filamento, por efecto Joule, adquiere un color, el cuál es comparado visualmente, através de una mira; y por medio del potenciómetro, se regula la intensidad luminosa del filamento. Cuando el filamento adquiere el mismo color del material, es decir, se pierde con el fondo, significa que el filamento y la fuente están a la misma temperatura. Es

entonces que sabiendo el voltaje del filamento (por el potenciómetro), y la resistencia de este, se puede saber la potencia eléctrica, que es igual a la potencia calorífica disipada:

$$Q = V^2/R$$

Y a su vez, esta potencia, de la ecuación de Stephan-Boltzman, es igual a:

$$Q = V^2/R = k\sigma T^4 \rightarrow T = (V^2/Rk\sigma)^{1/4}$$

Los pirómetros ópticos, tienen ya consideradas las constantes, por lo que en el potenciómetro se lee directamente la temperatura.

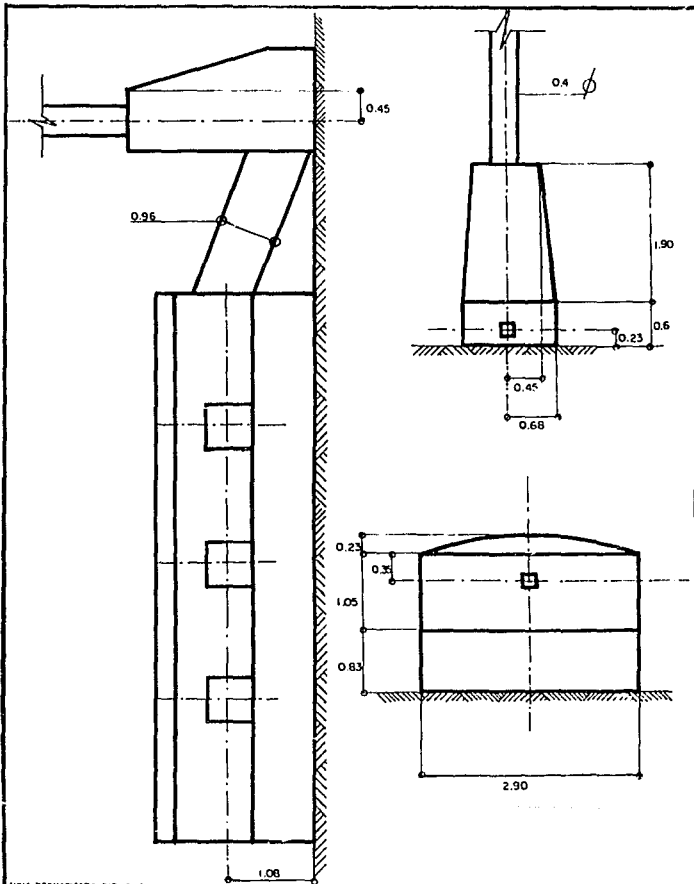
#### -PLANIFICACION DE LA MEDICION.-

Para llevar a cabo las mediciones, se trazó un plan, acorde al movimiento en la planta. Por razones de manejo del material en el proceso, las mediciones se empezaron antes de extraer una carga del horno, hasta después de su salida. El orden es el siguiente:

- a) Medición de temperatura en el hogar.
- b) Medición de la temperatura de flama.
- c) Medición de temperatura del material al salir.
- d) Medición de la temperatura en chimenea.
- e) Medición de la composición de los gases.

El a) y b) son antes de la descarga, el c) es durante la descarga, y finalmente d) y e) son instantes después de la descarga y recarga del material.

Se adjunta un plano de los puntos a medir, con los cuales se referencia la tabla de mediciones, que sigue después.



MMN NORMATIZADA S.A.

Escala 1:50

UNAM. FACULTAD DE INGENIERIA

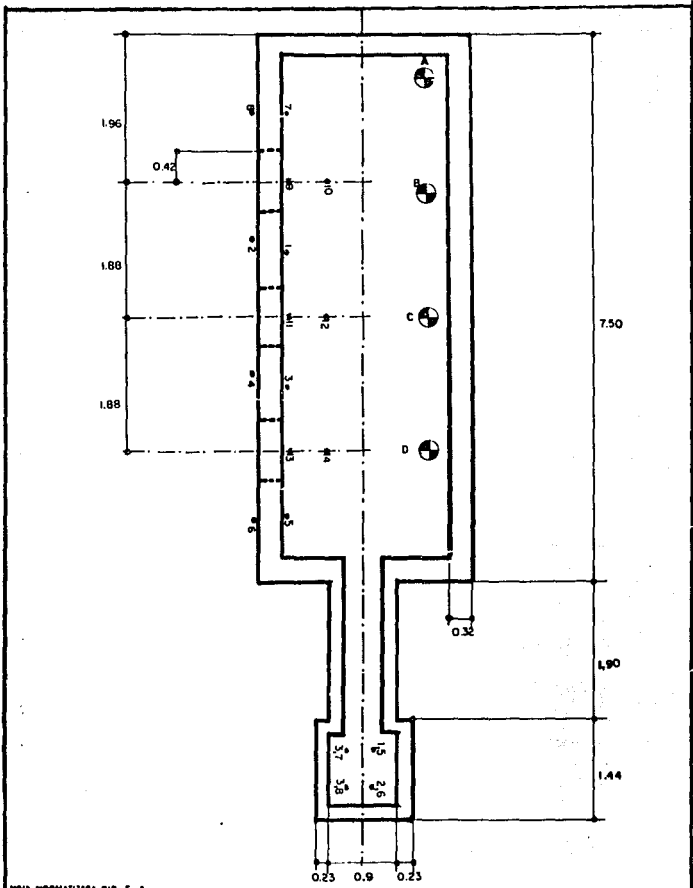
17/04/87

G.A. Pérez Monter



SEMINARIO: USO EFICIENTE DE LA ENERGIA

VISTAS LATERAL Y FRONTAL DE UN HORNO DE LAMINAR



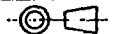
SEMA NORMALIZADA S.M. S. A.

Escala 1:50

UNAM. FACULTAD DE INGENIERIA

17/04/87

G.A. Pérez Morán



SEMINARIO: USO EFICIENTE DE LA ENERGIA.

VISTA DE PLANTA EN UN HORNO DE LAMINACION



REGISTRO DE MEDICIONES.

TEMPERATURA EN EL HOGAR.  
PUNTO A MEDIR. Referirse con el plano. (milivolt)

Fecha	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
13/07/87														
Tr-35C	17.5	29.6	18.5	30.1	18.5	28.9	14.0	28.5	28.1	30.0	28.3	27.5	27.5	25.0
14/07/87														
Tr-35C	7.0	39.1	7.0	40.0	7.0	40.0	7.0	39.5	36.6	39.8	41.5	42.5	40.0	40.5
14/07/87														
Tr-38C	8.0	47.7	8.0	47.7	8.0	47.7	8.0	48.0	48.0	49.0	47.6	48.0	47.7	48.0
15/07/87														
Tr-28C	7.2	41.0	7.2	41.5	7.2	42.0	7.2	42.0	41.0	43.0	43.5	45.0	42.0	44.3
15/07/87														
Tr-29C	7.5	35.4	7.5	35.4	7.5	41.0	7.5	39.7	35.4	37.1	41.0	43.2	39.7	41.1
Voltaje medio	9.4	38.6	9.6	38.9	9.6	39.9	8.7	39.5	37.8	39.8	40.4	41.2	39.6	39.8
TEMPERAT. (grados C)	182	988	182	997	182	1036	182	1027	974	1025	1055	1088	1028	1058

Tr- TEMPERATURA DE REFERENCIA.

TEMPERATURA EN LA CHIMENEA.  
PUNTO A MEDIR. (Referirse con el plano) (milivolt)

Fecha	1	2	3	4	5	6	7	8
13/07/87								
Tr-23C	10.8	11.1	10.4	10.4	11.6	11.5	11.4	10.5
14/07/87								
Tr-28C	12.7	14.0	13.4	12.7	13.4	14.1	14.0	11.1
14/07/87								
Tr-29C	13.7	13.9	12.1	9.6	13.6	13.6	12.2	9.6
14/07/87								
Tr-29C	14.6	14.5	12.5	10.3	14.6	14.5	12.5	10.3
15/07/87								
Tr-27C	16.1	16.5	12.6	12.0	16.1	16.5	12.6	12.0
15/07/87								
Tr-27C	13.8	14.1	12.7	12.0	16.1	16.5	12.6	12.0
Voltaje medio	13.6	14.0	12.3	11.2	14.2	14.4	12.6	10.9
TEMPERAT. (grados C)	347	357	311	275	355	356	301	267
TEMPERATURA PROMEDIO EN CHIMENEA:	321 C							



## LECTURAS DE PIROMETRO OPTICO Y ONSAT.

Temperaturas en grados Fahrenheit.

FECHA	A	B	C	D	TEMP. MAX.	ANALISIS VOL.		
						CO2	CO	O2
13/07/87	2241	2210	2185	2155	2090	3.1	2.4	4.7
14/07/87	2550	2500	2330	2160	2015	2.2	2.4	4.6
14/07/87	2180	2100	2140	2220	2000	1.8	1.4	7.6
15/07/87	2260	2180	2170	2100	2670	2.0	2.4	4.4
15/07/87	2220	2160	2160	2130	---	1.6	2.6	3.8
TEMP. MD.	2290.2	2230	2197	2153	2193.75	2.14	2.24	4.02
CONVERSION								
A GRAD. C: 1254.6 1221.1 1202.8 1178.3 1201.0								

### BALANCE ENERGÉTICO.

Para el desarrollo del balance energético, se sigue la siguiente metodología:

- a) Análisis del combustible usado para la reacción.
- b) Balance estequiométrico. Aire teórico.
- c) Análisis de la ley de la Termodinámica. Energía.
- d) Análisis de 2a ley de la termodinámica. Energía.

Al final del capítulo se propone un algoritmo numérico, con el fin de anteceder a un programa de computadora, que se propone en el siguiente capítulo.

#### -ANÁLISIS DE COMBUSTIBLE.-

La composición volumétrica promedio del combustible en México, según una información del I.N.P., es la siguiente:

Carbono	84.82%
Hidrógeno	10.06%
Azufre	4.00%
Nitrógeno	0.50%
Oxígeno	0.43%

Poder calorífico alto: -43 091.20 kJ/kg

Densidad específica a 15 C : 0.987

Grado: 6,5

Para la realización del balance y el planteamiento de la ecuación estequiométrica, se idealiza al dodecano (4), debido a que es un hidrocarburo simple, fácil de analizar estequíometricamente, y sus propiedades son muy similares al combustible, que es un hidrocarburo complejo. Para el dodecano su composición volumétrica es la siguiente:

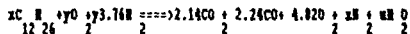
Carbono	84.71%
Hidrógeno	15.29%

Poder calorífico alto: -47 351.2 kJ/kg (6).

Aunque el azufre representa un buen porcentaje en la composición, se desprecia para efectos estequiométricos, pero se toma a consideración para aspectos de corrosión. Con respecto a la corrosión es importante mencionar que a las temperaturas de hogar que se midieron, existe formación de óxidos nitrosos, los cuales son peligrosos en la formación de corrosivos y tóxicos. Sin embargo debido a la limitante técnica, ya que se contaba exclusivamente con un orsat, fué imposible medir los contenidos de óxido de azufre y nitroso, para lo cual se necesitaría un cromatógrafo de gases, el cual se tiene, pero no es de tipo portátil. Los cromatógrafos de gases pueden medir gases tales como NOx, SOx (solo en cantidades relativamente grandes) y vapor de agua entre otros. De aquí la importancia de contar con los dos tipos de medidores para análisis de combustión.

**-BALANCE ESTEQUIOMETRICO. AIRE TEORICO.-**

Para poder realizar el balance estequiométrico, se toma los porcentajes obtenidos en el análisis de Orsat, como coeficientes estequiométricos (2), de esta manera la ecuación queda:



Balanceando el contenido de cada elemento, se encuentran las incógnitas de cada ecuación:

Carbono:  $12x = 2.14 + 2.24 \implies x = 0.365$

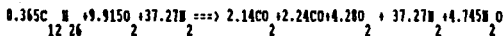
Hidrógeno:  $26(0.365) = 2n \implies n = 4.745$

Oxígeno:  $y = 2.14 + 4.28 + 2.24/2 + 4.745/2 = 9.915$

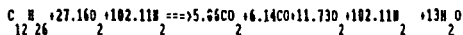
Nitrógeno:  $x = 9.91(3.76) \implies x = 37.27$

Observar que x no es el valor que supone el análisis de Orsat para el nitrógeno, esto es por que se puede incurrir a un error al considerar el gas restante del análisis de Orsat como nitrógeno, siendo muy posible la existencia de otros gases, como los óxidos de azufre y nitrosos. De esta forma no se cae en errores de cálculo(2).

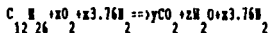
Sustituyendo las incógnitas en la ecuación:



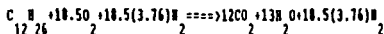
para que quede por unidad de combustible:



El aire teórico se calcula:



Resolviendo la ecuación , queda:



De esta manera, el exceso de aire en la combustión es:

$$\lambda = \text{Cont. real} / \text{Cont. teórico} = 27.16 / 10.5 = 1.47$$

Así el aire teórico con el que se está trabajando es de 147%, pudiéndose mejorar posteriormente. Para el estudio de corrosión, se necesitan saber las presiones parciales de cada producto. Esto se obtiene multiplicando la presión atmosférica por la fracción molar del producto en análisis.

$$P_{\text{agua}} = (13(10) / (144 + 26) + 27.16(44.01) + 102.11(20.15)) P_{\text{atm}} = (0.0590) 75.64 \text{ kPa} = 4.52 \text{ kPa}$$

La finalidad de saber las presiones parciales es de saber el punto de rocío, ya que si el agua se precipita y se combina con dióxidos de carbono, de azufre ó nítricos, se forman ácidos en la chimenea, los cuales la corroen. Para más información de este punto se puede consultar el libro de Yen-Hsiung Kiang (5), que tiene tablas de precipitaciones de corrosivos. Para este caso, existe la posibilidad de precipitación de ácidos carbónico, sulfúrico y nítrico; para evitarlos es suficiente mantener la temperatura arriba de 200C (5).

**-ANÁLISIS DE PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA.-**

Para un análisis de primera ley, se contabiliza toda el total de energía liberada, consumida y/o perdida. Para un sistema en que se lleva a cabo una combustión, la energía total liberada de la reacción es(2):

$$H = m_p (h_p - h_{p, 298K}) - (m_R (h_R - h_{R, 298K}) + m_{PCA}) \dots\dots 1$$

Donde: H= Cambio de entalpia en la reacción.

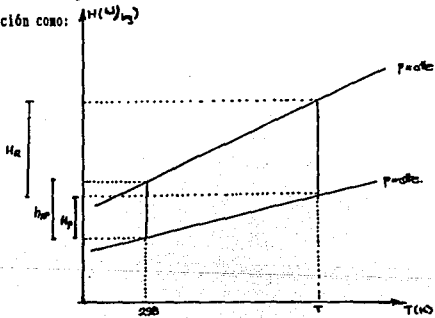
$m_p, m_R, m_c$  -Gasto másico de :productos, reactivos y combustible.

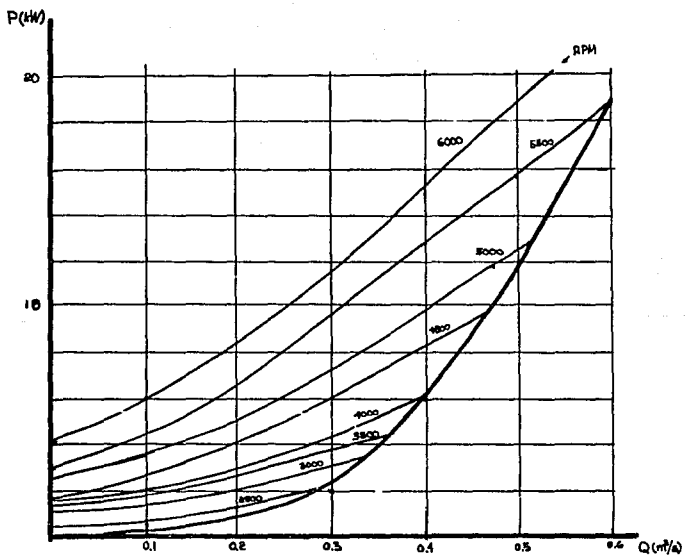
$h_p$  -Entalpia de gases(productos ó reactivos) a temperatura T.

$h_{298K}$  -Entalpia de gases a temperatura de referencia de 298K.

PCA= Poder calorífico alto del combustible.

De esta manera la ecuación, mide el cambio de entalpias de un estado de referencia (298K), al cual está medido el PCA del combustible, hasta un nivel medido de temperatura, en este caso es la temperatura de flama(Temperatura en punto A). Para más referencia a este punto se puede consultar el capítulo sobre combustión de la referencia 2. Gráficamente se puede representar la ecuación como:





REFERENCIA:  
**FINET**  
 México, S.A.

Comportamiento gasto-potencia para un turbosoplador.

Para poder determinar las entalpías, se recurre a tablas de gases(3). Los gastos másicos se determinan a partir del gasto de aire. Recurriendo a tablas, se puede constatar que el cambio de entalpía de un combustible, es mínimo, por lo que de ahora en adelante, al referirse a reactivos, se habla únicamente de aire(2). Por lo que la masa de reactivos es la masa de aire, la cual se determina con la curva característica del ventilador:

Potencia: 5 CP                      Gasto:  $0.3 \frac{m^3}{s}$                        $n=3500rpm$ .

La medición se hace indirectamente debido a la falta de medidores de flujo. Por otro lado la densidad del aire a 25C es de  $1.19 \text{ kg/m}^3$ , por lo que el flujo másico de aire es:

$$\dot{m}_a = (0.3) \cdot 1.19 = 0.357 \text{ kg/s}$$

Para obtener el flujo de combustible, se obtiene de la relación aire-combustible:

$$Ea/c = (27.16 + 102.11) \cdot 28.97 / (144 + 26) = 22.03 \text{ kgs/kgc}$$

$$Ea/c = \dot{m}_a / \dot{m}_c \implies \dot{m}_c = \dot{m}_a / (Ea/c) \quad \dot{m}_c = 0.0162 \text{ kg/s}$$

Por otro lado, de la conservación de masa:

$$\dot{m}_a + \dot{m}_c = \dot{m}_p \implies \dot{m}_p = 0.357 + 0.0162 = 0.3732 \text{ kg/s}$$

Ahora para el cálculo de energía en reactivos:

$$\sum \frac{X_r (h_r - h_{298K})}{T_{298K}}$$

Donde  $X_r$  son los coeficientes estequiométricos de los reactivos. Para este caso, los reactivos (aire) entran a 25C que es exactamente la temperatura de referencia (298K), por lo que para este caso:

$$\sum \frac{X_r (h_r - h_{298K})}{T_{298K}} = 0$$

Para los productos la temperatura 'T', es la medida del punto A, que es  $T = 1254C = 1527K$ . Así de esta manera:

$$\sum \frac{X_p (h_p - h_{298K})}{T_{298K}} =$$

$$CO = 5.06(1652.61 - 212.06) =$$

$$8436.9 \text{ kJ/kg}$$



$CO = 6.14(1730.70 - 309.52) =$	8726.5 kJ/kg
$O_2 = 11.73(1570.45 - 270.62) =$	15247.0 kJ/kg
$N_2 = 13(3294.04 - 549.34) =$	35691.5 kJ/kg
$H_2 = 102.11(1699.9 - 307.14) =$	142214.7 kJ/kg
	=====
	210316.6 kJ/kg

Para el combustible, usamos el PCA del combustóleo, la cual se había definido como -43 891.28 kJ/kg.

Así, juntando todos los datos y sustituyendo en la ecuación 1:

$$\Delta H = 0.3732(210316.6) + 0.0162(-43091.28) - 0.357(0)$$

$$\Delta H = 77\ 792.07\ kW$$

Calculando la energía que necesita el material, se tiene:

$$\text{Producción} = mv = 7\text{ton/día}$$

$$1\ \text{día} = 9.5\ \text{horas}$$

$$\text{Color específico promedio del acero} = 0.473\ \text{kJ/kgK}$$

$$\text{Temp. material a la salida} = 1201.0\text{C}$$

$$\text{Temp. material a la entrada} = 20\text{C}$$

$$\Delta H_{\text{mat}} = 7000(1/9.5(3600))(0.473)(1201.0 - 20) = 114.33\ kW$$

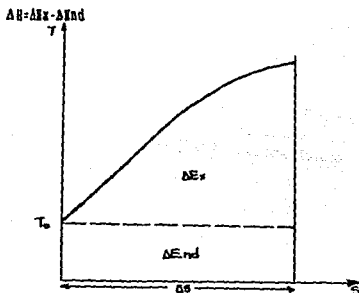
De esta manera las pérdidas totales son:

$$\Delta H_{\text{pérd. mat}} = \Delta H - \Delta H_{\text{mat}} = 77\ 792.07 - 114.33 = 77\ 677.74\ kW$$

Todas estas son pérdidas en bruto, toda se degrada a la atmósfera, sin saber que tanto se puede disponer de esta. Por ello, se propone un balance de segunda ley.

**-ANALISIS DE SEGUNDA LEY DE LA TERMODINAMICA.-**

Como ya se mencionó, en esta parte se cuantifica la cantidad de energía disponible (exergía). De lo anteriormente visto, se tiene:



Del diagrama, se puede observar que:

$$\Delta E_{ind} = T_0 \Delta S$$

y combinando con la anterior:

$$\Delta E_x = \Delta E_r - T_0 \Delta S \dots \dots \dots 2$$

Donde:  $T_0$ = Temperatura de sumidero.  $\Delta E_r$ = Cambio de energía en la reacción.  
 $\Delta S$ = Cambio de entropía durante la reacción.  $E_x$ = Cambio de Exergía en la reacción.

Cuantificando cada término, para el cambio de entropía de la reacción, se toman los datos de tablas para gas(3):

$$T_0 \Delta S = T_0 \Delta s$$

donde:  $m = n_p \cdot m_p + m_c = 0.3732 \text{ kJ/kg}$

$$\Delta s = s_p - s_r - \sum X_p s - \sum X_r s =$$

T=25C Reactivos

$C \frac{M}{2} = 1(3.66) =$	3.66 kJ/kgK
$O \frac{M}{2} = 27.16(6.4001) =$	174.04 kJ/kgK
$N \frac{M}{2} = 102.11(6.7076) =$	693.00 kJ/kgK
	=====
	870.70 kJ/kgK

T= 1254C Productos

$CO \frac{M}{2} = 5.06(6.6609) =$	39.03 kJ/kgK
$CO \frac{M}{2} = 6.14(8.9003) =$	54.64 kJ/kgK
$O \frac{M}{2} = 11.73(8.0023) =$	94.80 kJ/kgK
$H_2O \frac{M}{2} = 13(13.9520)$	181.38 kJ/kgK
$N \frac{M}{2} = 102.11(8.5091) =$	877.83 kJ/kgK
	=====
	1246.00 kJ/kgK

$$\Delta u = 1246.00 - 870.70 = 376.1 \text{ kJ/kgK}$$

Sustituyendo, la energía no disponible es:

$$\Delta H_{nd} = mT_0 \Delta u = 0.3732(290)(376.1) = 41\ 027.4 \text{ kW}$$

Sustituyendo por completo para la ecuación 2:

$$\Delta H_x = 77\ 792.07 - 41\ 027.4 = 35\ 964.67 \text{ kW}$$

Finalmente, se calcula la eficiencia y el rendimiento:

$$\eta_{ex} = 35964.67 / 77792.07 = 46.23\%$$

$$\beta = 114.33 / 35964.67 = 0.308$$

Esto significa que se utiliza menos de un litro, para calentar el material, y lo restante se tira a la atmósfera; tirando dinero y contaminando el medio ambiente.

#### Algoritmo de Cálculo.

- 1.- Cálculo estequiométrico, a partir de las medidas tomadas con el Orsat.
- 2.- Cálculo del aire teórico, y la relación aire combustible.
- 3.- Estudio de corrosión.
- 4.- Análisis de primera ley de la Termodinámica.
  - a) Búsqueda de entalpías o temperaturas de flama y de entrada de reactivos.
  - b) Cálculo de Energías de reactivos y productos.
  - c) Búsqueda del PCA del combustible en cuestión.
  - d) Cálculo de la energía de reacción.
  - e) Cálculo de energía utilizada en proceso.
- 5.- Análisis de segunda ley de la Termodinámica.
  - a) Búsqueda de entropías en productos y reactivos.
  - b) Cálculo de energía no disponible.
  - c) Cálculo de Exergía.
  - d) Cálculo de eficiencia exergética y rendimiento del sistema.

#### Bibliografía.

- 1.- Mechanical Measurements. 2nd Ed. Thomas G. Beckwith, W. Lewis Buck. Addison Wesley. 1973.
- 2.- Thermodynamics. 3rd Ed. J.P. Holman. Mc Graw-Hill, ISH. 1969.
- 3.- Propiedades termodinámicas de los gases. S.L. Rivkin. MIR Moscú. 1979.
- 4.- Ingeniería Termodinámica. 2a Ed. M. David Bourghardt. Harla. 1982.
- 5.- Waste energy Utilization Technology. Yen-Hsiung Kiang. Dekker. 1981.

### CAPITULO 3. APROVECHAMIENTO DEL CALOR DE DESPERDICIO.

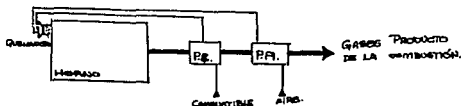
El aprovechamiento de calor de desperdicio, puede realizarse en forma paulatina, conforme los requerimientos e infraestructura de la planta. Esto representa una gran ventaja para el caso de la pequeña y mediana industria, debido a que el aprovechamiento de calor de desperdicio no necesariamente implica grandes inversiones.

Para el presente estudio, se pensó en evolucionar las propuestas en un orden ascendente, desde el punto de vista técnico y económico. Se presentan tres propuestas, pudiendo existir más, pero por razones de espacio y tiempo se omiten. Queda implícito, pues, que el aprovechamiento de energía de desperdicio no tiene limitaciones, salvo de corrosión y costo, siendo a criterio e imaginación del ingeniero de diseño.

#### OPCION 1: PRECALENTAMIENTO DE AIRE Y COMBUSTIBLE.

Como una primera opción, se presenta el mejoramiento de la combustión. Al precalentar el aire de entrada, se ha comprobado que mejora la eficiencia de combustión, haciendo posible una disminución en el consumo de combustible. Por otro lado, para combustibles líquidos, es recomendable un precalentamiento, y para el caso de combustibles viscosos, como el combustóleo, es necesario para una fluencia y dispersión durante la combustión.

De esta manera, se propone un precalentamiento de aire y combustible, por medio de los gases producto de la combustión. El diagrama sobre la disposición de los precalentadores en la planta, queda de la siguiente manera:



**-ANÁLISIS TÉRMICO.-**

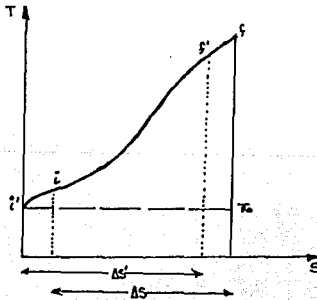
Para poder comprender las mejoras en la combustión, se analiza el sistema en un diagrama temperatura-entropía. La ventaja de representar un sistema ó un proceso es un diagrama así, es que se logra visualizar las energías del sistema en forma de áreas. El precalentamiento del combustible tiene únicamente la finalidad de mejorar la viscosidad, no se logra un gran cambio de entalpía. Por esto, se llamará temperaturas de entrada y salida, refiriéndose a reactivos y productos, respectivamente.

Así pues, al calentar los reactivos, se puede obtener tres situaciones diferentes:

- a) La temperatura de productos aumenta.
- b) La temperatura de productos permanezca constante.
- c) Menor energía, manteniendo la temperatura de productos.

Cada una de estas opciones, implica situaciones diferentes, por lo que se analiza cada una.

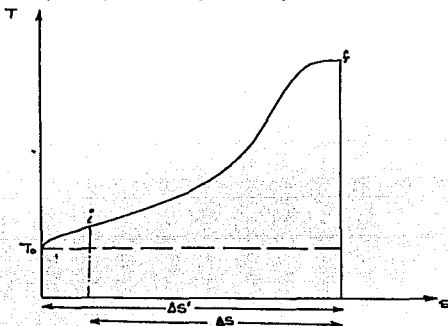
a) La temperatura de productos aumenta.- Si se aumenta la temperatura de productos, el gasto de combustible y la temperatura de reactivos (ver diagrama), notamos que el cambio de entropía cambia ligeramente de  $\Delta s'$  hasta  $\Delta s$ , siendo casi constante. Esto se puede asegurar, desde que la entropía es función de la temperatura.



Sin embargo, se nota que la energía ha aumentado (área bajo la curva), y es la exergía la que aumenta, ya que, el cambio de entropía sigue siendo el mismo, siendo constante la energía no disponible. Esto trae consigo un aumento de eficiencia exergética, y un aumento de energía total del sistema.

Este es un caso para el cual, se gana eficiencia exergética y exergía. Para el caso en estudio, lo que se quiere es ganar eficiencia exergética, sin ganar más exergía, ya que se quiere disminuir el gasto de combustible.

b) Temperatura de productos permanece constante.- Si se aumenta la temperatura de reactivos sin alterar la temperatura de productos, se puede observar que el cambio de entropía disminuye, disminuyéndose así la energía y el gasto de combustible, siendo que se disminuye más en la energía no disponible que en la exergía (ver figura).



En otras palabras, se disminuye la exergía, para disminuir en mayor porción la energía no disponible. Esto se visualiza con las áreas en el diagrama. Obsérvese que es mayor el área inferior, que la superior. En este caso se gana eficiencia exergética, y se disminuye la exergía.

c) Menor energía y una combinación de a) y b).

La energía tiene dos aspectos muy importantes: la calidad y la cantidad. La calidad se refiere a la temperatura de esta, mientras que la cantidad se refiere a los kilowatts, sin importar su temperatura. El principal factor para la temperatura, en este caso, es la temperatura de flama, y a su vez se tiene que la temperatura de flama es función de la relación aire/combustible, ó más directamente, del exceso de aire.

En los anteriores casos (a y b) se establece la variación de una ó de otra temperatura, es decir aumento ó disminución de la energía através de las temperaturas.

De la ecuación de primera ley para la combustión:

$$\Delta H = \Delta H_p - \Delta H_r - \Delta H_{PFA}$$

Se puede observar que permaneciendo invariables la temperatura de entrada y la de salida, el factor que riga la cantidad de energía es el combustible. Este problema no es tan simple, ya que, como se ve más adelante, existe una temperatura óptima de entrada, además una cantidad óptima de combustible, por razones de producción una temperatura final y finalmente, una relación aire/combustible óptima, la cual se establece en textos(8).

Guiándose por el inciso b) parecería que la mejor opción es aumentar más la temperatura de reactivos, hasta lograr la exergía y la eficiencia deseadas; sin embargo esto no es así. Se debe de tomar en cuenta la limitante técnica en el manejo de un aire muy caliente. Un aire muy caliente, tiene baja densidad, y para su manejo se requeriría de ventiladores muy grandes y potentes, para cambios de presión y gastos de aire normales. Debido a esta situación, es necesario manejar todas las variables, en forma iterativa y progresiva hasta hallar una condición adecuada.

#### -ANÁLISIS DE VARIABLES.-

El balance de energía, tiene muchas variables y constantes, por lo que es necesario un análisis de las ecuaciones y variables implicadas. De primera ley se tiene:

$$\Delta H = \Delta H_p - \Delta H_r - \Delta H_{PFA} \dots \dots (1)$$



Para definir las variables de esta ecuación se tienen a su vez las siguientes:

$$m_p = m_a + m_c \dots \dots \dots (2)$$

$$m_a = R_{ac} m_c \dots \dots \dots (3)$$

$$\Delta H_p = \sum X_p (h_i - h_{i298}) = \sum X_p f(T_f) \dots \dots (4)$$

$$\Delta H_r = \sum X_r (h_i - h_{i298}) = \sum X_r f(T_i) \dots \dots (5)$$

Para la ecuación de exergía se define la siguiente ecuación:

$$\Delta E_x = \Delta H - T_o \Delta S \dots \dots \dots (6)$$

Para definir bien esta ecuación se encuentra otra ecuación:

$$\Delta S = m_p \Delta s = \sum m_p f(T_i, T_f) \dots \dots (7)$$

Por otro lado, para la exergía se tiene:

$$\Delta E_x = \Delta H_{prec.} + \Delta H_{ut.} + \Delta H_{pared} + \Delta H_{pérd.} \dots \dots (8)$$

Y definiendo una variable como:

$$\Delta H_{prec.} = \Delta E_{pc} + \Delta E_{pa} \dots \dots \dots (9)$$

Y a su vez se tiene:

$$\Delta E_{pa} = m_a C_p (T_i - T_{amb}) = m_a f(T_i) \dots \dots \dots (10)$$

$$\Delta E_{pc} = m_c C_c (T_{pc} - T_{amb}) \dots \dots \dots (11)$$

Finalmente se definen el rendimiento y la eficiencia exergética:

$$\eta_{ex} = E_x / \Delta H \dots \dots \dots (12)$$

$$\eta = \Delta H_{ut} + \Delta H_{prec} / \Delta E_x \dots \dots \dots (13)$$

Las variables involucradas en estas ecuaciones son:

- |   |   |
|---|---|
| $m_c$ = Gasto másico del combustible.                                   | $m_a$ = Gasto másico de aire.                       |
| $m_p$ = Gasto másico de gases producto de la combustión.                | $R_{ac}$ = Relación aire/combustible.               |
| $\Delta H_p$ = Entalpia de productos.                                   | $X_p$ = Coeficientes estequiométricos en productos. |
| $\Delta H_r$ = Entalpia de reactivos.                                   | $X_r$ = Coeficientes estequiométricos en reactivos. |
| $T_f$ = Temperatura final (productos).                                  | $T_i$ = Temperatura inicial (Reactivos).            |
| $\Delta H$ = Energía total.   | $\Delta H_{pérd.}$ = Energía de pérdidas.           |
| $\Delta H_{prec.}$ = Energía de precalentamiento de aire y combustible. |   |

$\Delta E_x$ = Energía.

$\Delta S$ = Cambio de entropía.

$\Delta E_{pc}$ = Energía de precalentamiento de combustible.  $\Delta E_{pa}$ = Energía de precalentamiento para aire.

$\eta_{ex}$ = Eficiencia exergética.

$\eta$ = Rendimiento.

Las constantes del sistema son:

$T_{pc}$  = Temperatura de precalentamiento de combustible.  $\Delta E_{ut}$ = Energía utilizada.

$\Delta E_{pared}$ = Energía de pérdidas por pared.

$T_o$ = Temperatura de sumidero.

$T_{amb}$ = Temperatura ambiental.

$C_c$ = Calor específico del combustible.

$PCA$ = Poder calorífico alto del combustible.

Algunas las constantes, como  $T_o$ , pueden variar un poco, pero para fines prácticos se consideran constantes. La temperatura de precalentamiento de combustible se considera así, ya que es la temperatura de máxima fluencia; además de sus propiedades:  $PCA$  y  $C_c$ . Para de este caso la temperatura de sumidero y ambiental son iguales.

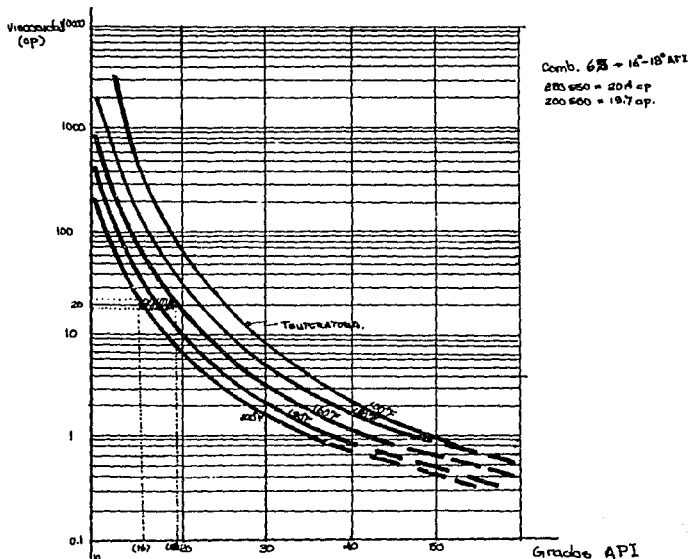
Como se puede observar es un sistema de trece ecuaciones y diecinueve incógnitas, para lo cual es necesario fijar seis. Estas variables se pueden fijar de diferente forma según lo que se busque. Una variable posible y que no se plantea es la producción, aunque está implícita en la energía utilizada, es posible variarla; para lo cual se propone un aumento de producción, el cual se maneja alterno al ahorro de combustible, obteniéndose datos interesantes.

Para saber la temperatura de precalentamiento del combustóleo, se debe de saber dos parámetros importantes: la temperatura de ignición y la temperatura para la cual se tiene una viscosidad apropiada. La siguiente tabla, indica la temperatura de ignición para cada grado de combustóleo:

Grado de combustóleo	Temperatura de ignición
No 1	255 C
No 2	257 C
No 3	259 C
No 4	263 C
No 5,6	408 C

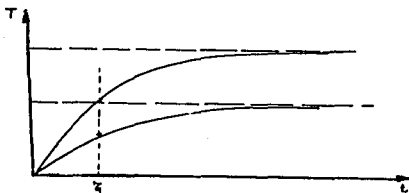
Para la viscosidad se tiene que el rango adecuado, según las pláticas sostenidas en el INP, es de 200-250 SSU (Segundos Saybolt), y se localiza esta temperatura en el diagrama de la siguiente hoja (4). Una vez teniendo el dato, se tiene que la temperatura de viscosidad adecuada no rebasa, ni se acerca demasiado a la temperatura de ignición para el combustible grado 5,6 que es el utilizado. Así la temperatura de precalentamiento es: 95 C. Por otro lado, el calor específico del combustible es (6)  $C=2.092 \text{ kJ/kgK}$ .

Para la energía de pérdidas se hace un cálculo en el apéndice A, para lo cual se estima de 38.23 kW. La energía utilizada es de 114.33 kW. La temperatura final se mantiene en 1254 C.



Comportamiento Temperatura-Viscosidad-densidad, para el combustible.

Una de las variables posibles a fijar es la temperatura final. Es posible variarla, para calentar lo más rápido posible el producto, pudiendo aumentar a su vez el rendimiento. Esto es posible, debido a que el calentamiento de cualquier material se comporta como un sistema de primer orden (9):



Si se aumenta la temperatura de fuente (Flama ó final) se puede observar que la temperatura metalúrgicamente necesaria se alcanza más rápido que teniendo una temperatura de flama igual a la metalúrgica. Este tiempo se calcula como:

$$T - T_a = (T_0 - T_a) \exp(-Ah / \rho C_p V) t$$

Donde:

A=área de transferencia. h=coef. convectivo.

T= temperatura deseada. T<sub>a</sub>=Temperatura en horno.

T<sub>0</sub>= Temperatura inicial. ρ= Densidad.

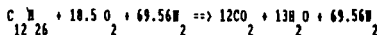
C<sub>p</sub>=Calor esp. del material V=volumen. t=tiempo.

Como algunos de estos datos son difíciles de obtener (A y h, principalmente), se obtienen a través del dato anterior de producción, lo cual se hace más adelante, una vez establecidas las condiciones.

Para lograr la temperatura de fuente adecuada, se busca la relación aire/combustible y se fijan también los coeficientes estequiométricos. Es necesario fijar dos variables más, las cuales son el gasto de combustible y la temperatura de reactivos.

**-TEMPERATURA ADIABATICA DE FLAMA.-**

Para saber la calidad de la energía, se calcula la temperatura de flama. En el caso real, se calculó un exceso de aire del 47%, que es una relación aire combustible de 22.03 kga/kgc. Para la reacción con aire teórico, se tendría la siguiente temperatura adiabática de flama:



Para el cálculo de la temperatura de flama(1), se tiene:

$$Hr = Hp$$

$$\left( \frac{h_f^* + h}{f} \right)_{\text{Ig Comb.}} = 12 \left( \frac{h_f^* + h}{f} \right)_{T \ 298K} + 13 \left( \frac{h_f^* + h}{f} \right)_{T \ 298K} + 69.56 \left( \frac{h_f^* + h}{f} \right)_{T \ 298K}$$

Donde:

$h_f^*$  = entalpia de formación  
f

$h$  = entalpia de vaporización  
fg

$h$  = entalpia a la temperatura de productos.  
T

El procedimiento consiste en hallar la entalpia de formación y vaporización del combustible, e igualar a los productos, de los cuales se tiene la incógnita de la entalpia a temperatura de productos, el resto se halla en tablas. Se estima una temperatura, se buscan las entalpías a esta temperatura y se sustituyen, si el resultado en hp es más alto que en hr, se escoge una temperatura más baja, y viceversa; así hasta llegar a una temperatura tal que Hp=Hr. De esta forma, para el aire teórico:

$$\text{Combustible.} - h_f = 57 \ 385 \text{ kJ/kmol} ; h_f^* = -280 \ 587 \text{ kJ/kmol}$$

$$Hr = -280587 - 57385 = -337 \ 972 \text{ kJ}$$

Para los productos:

$$CO_2 - h_f^* = -393 \ 776 \text{ kJ/kmol} ; h_{298K}^* = 9 \ 368 \text{ kJ/kmol}$$

$$H_2O - h_f^* = -241 \ 588 \text{ kJ/kmol} ; h_{298K}^* = 9 \ 897 \text{ kJ/kmol}$$

$$\frac{H}{2} - \frac{h^*}{f} = 0$$

$$\frac{h}{298K} = 8.646 \text{ kJ/kmol}$$

Así :

$$H_p = 12 \left( \frac{h}{T} - 403144 \right) + 13 \left( \frac{h}{T} - 251885 \right) + 69.56 \left( \frac{h}{T} - 8646 \right)$$

Iterando en  $T_f = 2200K$

$$\frac{h}{T} \text{ CO} \Rightarrow 106.935 \text{ kJ/kmol} ; \frac{h}{T} \text{ H}_2\text{O} \Rightarrow 87.793 \text{ kJ/kmol}$$

$$\frac{h}{T} \text{ H}_2 \Rightarrow 68.463 \text{ kJ/kmol}$$

$$H_p = -1.526.833.5 \text{ kJ}$$

Como es muy bajo ahora se calcula a  $T_f = 3000K$

$$\frac{h}{T} \text{ CO} \Rightarrow 162.335 \text{ kJ/kmol} ; \frac{h}{T} \text{ H}_2\text{O} \Rightarrow 136.365 \text{ kJ/kmol}$$

$$\frac{h}{T} \text{ H}_2 \Rightarrow 101.475 \text{ kJ/kmol}$$

$$H_p = +2.065.560 \text{ kJ}$$

Ahora se pasó, por lo que se hace  $T_f = 2400K$

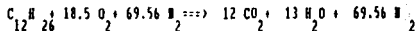
$$\frac{h}{T} \text{ CO} \Rightarrow 125.236 \text{ kJ/kmol} ; \frac{h}{T} \text{ H}_2\text{O} \Rightarrow 103.571 \text{ kJ/kmol}$$

$$\frac{h}{T} \text{ H}_2 \Rightarrow 79.373 \text{ kJ/kmol}$$

$$H_p = -343.129.88 \text{ kJ}$$

Extrapolando linealmente, la temperatura de flama con el aire teórico es a 2399.12K .A continuación se presenta un programa de computadora, que dado la temperatura de productos, se puede hallar el exceso de aire (relación aire-combustible), y así poder tener la reacción apropiada para una temperatura dada.

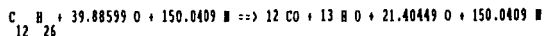
ESTA ES TU ECUACION PARA AIRE TEORICO



RELACION AIRE COMBUSTIBLE= 15.00646

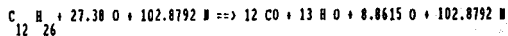
HP	HP	A.TEO.
-337972	-2383957	1.5
-337972	-2072089	1.6
-337972	-1760223	1.7
-337972	-1448356	1.8
-337972	-1136489	1.9
-337972	-824622.5	2
-337972	-512756	2.1
-337972	-200889.5	2.2
-337972	-512756	2.1
-337972	-481569.5	2.11
-337972	-450382.5	2.12
-337972	-419196.5	2.13
-337972	-388009.5	2.14
-337972	-356822.5	2.15
-337972	-325636	2.16
-337972	-294450.5	2.15
-337972	-263264.5	2.151
-337972	-232078.5	2.152
-337972	-200892.5	2.153
-337972	-169706.5	2.154
-337972	-138520.5	2.155
-337972	-107334.5	2.156
-337972	-76148.5	2.156999

PARA LOGRAR UNA TEMPERATURA 1400 K ,SE TIENE UN AIRE TEORICO 215.5999 &  
 CON UNA RELACION AIRE COMBUSTIBLE 32.36577  
 TU ECUACION PARA ESTE AIRE TEORICO QUEDA:



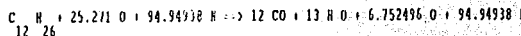
-337972	-249290	1.5
-337972	-606180	1.4
-337972	-249290	1.5
-337972	-292979.5	1.49
-337972	-336668	1.48
-337972	-380357	1.47
-337972	-336668	1.48
-337972	-341037.5	1.479

PARA LOGRAR UNA TEMPERATURA 1800 K ,SE TIENE UN AIRE TEORICO 148 &  
 CON UNA RELACION AIRE COMBUSTIBLE 22.13771  
 TU ECUACION PARA ESTE AIRE TEORICO QUEDA:



-337972	294973	1.5
-337972	-173690.5	1.4
-337972	-642353.5	1.3
-337972	-173690.5	1.4
-337972	-220557	1.39
-337972	-267423	1.38
-337972	-314289	1.37
-337972	-361155.5	1.36
-337972	-314289	1.37
-337972	-318976	1.369
-337972	-323663.5	1.368
-337972	-328349.5	1.367
-337972	-333017	1.366
-337972	-337723.5	1.365

PARA LOGRAR UNA TEMPERATURA 1900 K ,SE TIENE UN AIRE TEORICO 136.6 &  
 CON UNA RELACION AIRE COMBUSTIBLE 20.48697  
 TU ECUACION PARA ESTE AIRE TEORICO QUEDA:



-337972	043034.5	1.5
-337972	342407.5	1.4
-337972	-150219.5	1.3
-337972	-650846	1.2
-337972	-150219.5	1.3
-337972	-200202.5	1.29
-337972	-250345	1.28
-337972	-308407	1.27
-337972	-350470	1.26
-337972	-308407	1.27
-337972	-313414.5	1.269
-337972	-310420	1.268
-337972	-323427	1.267
-337972	-320433.5	1.266
-337972	-333440	1.265
-337972	-330447	1.264

PARA LOGRAR UNA TEMPERATURA 2000 K .SE TIENE UN AIRE TEORICO 126.5 t  
 CON UNA RELACION AIRE COMBUSTIBLE 10.91131  
 TU ECUACION PARA ESTE AIRE TEORICO QUEDA:

C H + 23.4025 O + 07.92301 N ==> 12 CO + 13 H O + 4.003995 O + 07.92301 N

12 26		
-337972	1394192	1.5
-337972	061451	1.4
-337972	320710	1.3
-337972	-204031	1.2
-337972	-736771.5	1.1
-337972	-204031	1.2
-337972	-257304.5	1.19
-337972	-310570.5	1.18
-337972	-363053	1.17
-337972	-310570.5	1.18
-337972	-315906	1.179
-337972	-321234.5	1.178
-337972	-326561.5	1.177
-337972	-331890	1.176
-337972	-337217	1.175

PARA LOGRAR UNA TEMPERATURA 2100 K .SE TIENE UN AIRE TEORICO 117.6 t  
 CON UNA RELACION AIRE COMBUSTIBLE 17.63574  
 TU ECUACION PARA ESTE AIRE TEORICO QUEDA:

C H + 21.756 O + 01.73298 N ==> 12 CO + 13 H O + 3.237495 O + 01.73298 N

12 26		
-337972	1940393	1.5
-337972	1303373	1.4
-337972	010354	1.3
-337972	253334	1.2
-337972	-311605.5	1.1
-337972	-076705	.9999999
-337972	-311605.5	1.1
-337972	-360188	1.09
-337972	-311605.5	1.1
-337972	-317336.5	1.099
-337972	-322906.5	1.098
-337972	-320637.5	1.097
-337972	-334207.5	1.096
-337972	-339937.5	1.095

PARA LOGRAR UNA TEMPERATURA 2200 K .SE TIENE UN AIRE TEORICO 109.6 t  
 CON UNA RELACION AIRE COMBUSTIBLE 16.43522  
 TU ECUACION PARA ESTE AIRE TEORICO QUEDA:

C H + 20.276 O + 76.16010 N ==> 12 CO + 13 H O + 1.757494 O + 76.16010 N

12 26



```

10 CLS
20 PRINT "ESTE PROGRAMA TRABAJA CON HIDROCARBUROS SIMPLES DE LA FORMA:"
30 PRINT "      C H "
40 PRINT "      X Y "
50 PRINT "      X Y "
60 PRINT " "
70 INPUT "CUANTO VALE X":X
80 INPUT "CUANTO VALE Y":Y
90 REM
100 REM.....
110 REM..... CALCULO DE AIRE TEORICO .....
120 REM.....
130 REM
140 E=Y/2
150 C=X
160 A=C+E/2
170 B=3.76*A
180 R=(A+B)+28.97/(12*X+Y)
190 PRINT "ESTA ES TU ECUACION PARA AIRE TEORICO"
200 LPRINT "ESTA ES TU ECUACION PARA AIRE TEORICO"
210 LPRINT " "
220 LPRINT "C H +";A;"O +";B;"W ===> ";C;"CO + ";R;"N O + ";B;"N "
230 LPRINT";X";";Y"; 2 2 2 2 2 2 2 2 2 2 2"
240 LPRINT " "
250 LPRINT " "
260 LPRINT "RELACION AIRE COMBUSTIBLE-":R
270 LPRINT " "
280 LPRINT " "
290 PRINT "C H +";A;"O +";B;"W ===> ";C;"CO + ";R;"N O + ";B;"N "
300 PRINT";X";";Y"; 2 2 2 2 2 2 2 2 2 2 2"
310 REM
320 REM.....
330 REM..... ENTALPIAS DE FORMACION Y VAPORIZACION DEL COMBUSTIBLE.....
340 REM..... EN KILOJoule POR KILOMOL.....
350 REM.....
360 READ HFC,HFG
370 DATA -280587,57385
380 HR-HFC-HFG
390 REM
400 REM.....
410 REM..... ENTALPIAS DE FORMACION DE AGUA Y BIXIDO DE CARBONO .....
420 REM..... EN KILOJoule POR KILOMOL .....
430 REM.....
440 READ HFB,HFB
450 DATA -241988,-393776
460 REM
470 REM.....
480 REM..... ENTALPIAS A 298K DEL OX., H2O., BIOX. Y AGUA. ....
490 REM..... EN KILOJoule POR KILOMOL.....
500 REM.....
510 READ HRO,HRM,HRB,HRH
520 DATA 8660,8646,9368,9897
530 LPRINT "HR","RP","A.TEO."
540 PRINT "TEMPERATURA EN K. ENTROPIAS EN kJ/kmol"
550 INPUT "A QUE TEMPERATURA DESEAS LOS PRODUCTOS":TP
560 PRINT "DIME LAS ENTALPIAS A LA TEMPERATURA QUE SE DESHA EN LOS PRODUCTOS"
570 INPUT "DEL OXIGENO":HO
580 INPUT "DEL NITROGENO":HN
590 INPUT "DEL BIXIDO DE CARBONO":HB
600 INPUT "DEL AGUA":RH
610 EA=1.5
620 K=.1
630 AZ=A+EA
640 IF M=1 AND N=1 THEN 960
650 IF EA<.9 THEN 940
660 IF E<.0001 THEN 830
670 BZ=B+NA
680 CZ=C
690 EZ=E
700 FZ=A+(EA-1)
710 HP=CZ+(HFB+HB-HRB)+EZ+(HFM+HN+HRM)+FZ+(HO-HRO)+BZ+(HM-HRM)
720 HRM=HR+1000
730 HRL=HR-1000
740 LPRINT HR,HP,EA
750 IF HRM <HP< HRL THEN 830
760 IF HP>HRM THEN 800
770 EA=EA*K
780 M=.1
790 GOTO 630
800 EA=EA*K
810 N=.1
820 GOTO 630

```

```

870 RZ= (AZ+BZ)*28.9/(12*X*Y)
880 IF EAC1 THEN 940
890 AE=EA*100
900 LPRINT" "
910 LPRINT"PARA LOGRAR UNA TEMPERATURA":TF,"K SE TIENE UN AIRE TEORICO":AE,"%
920 LPRINT" CON UNA RELACION AIRE COMBUSTIBLE":BZ
930 LPRINT"YU ECUACION PARA ESTE AIRE TEORICO QUEDA:"
940 LPRINT" "
950 LPRINT" C H O N S C CO E Z H O F Z O B Z W "
960 LPRINT":X,":Y
970 GOTO 540
980 LPRINT"NO SE PUEDE NI CON EL AIRE TEORICO, PARA LA TEMPERATURA":TF
990 GOTO 540
960 K=K/10
970 M=0
980 N=0
990 GOTO 650

```

De los resultados se puede observar lo siguiente: Para una temperatura metalúrgica necesaria (1100C-1150C), el exceso de aire es muy grande; para la relación aire combustible que se tiene, teóricamente se alcanza una temperatura adiabática de flama de 1800K siendo en realidad de 1550K; y finalmente se puede observar que para un aire teórico ideal (110%), se alcanza una temperatura adiabática de flama de 2200K y que extrapolando un poco, la temperatura real sería de alrededor de 2000K.

#### -BALANCE DE ENERGIA.-

Una vez que se fija una relación aire/combustible (16.43), se puede realizar el balance de energía, fijando las siguientes variables:

- \*Relación aire combustible= Rac.
- \*Coeficientes estequiométricos= Xp , Xr
- \*Temperatura final= Tf.

Como se puede observar, todavía no es posible la solución ya que falta de fijar dos variables. Para poder fijar las principales, se puede iterar. Como una referencia, se puede empezar por fijar arbitrariamente:

se el gasto de combustible

$$\dot{m}_{comb} = 0.6 \text{ m}^3 = 0.6(0.0162) = 0.00972 \text{ kg/s}$$

La temperatura de entrada (Ti), se varia para hallar una temperatura óptima.

Con esto se inicia la iteración, y se introducen estos datos en el programa siguiente, el cual trabaja a partir de las trece ecuaciones anteriormente planteadas. Como ejemplo se realiza la solución para Ti=100C (Y como ya se habla dicho, una Tcomb=95C) posteriormente solo se hace en computadora.

Con la relación aire combustible y el gasto de combustible se establece:

$$Ra/c = 16.435 \text{ kga/kgc} \implies ma = Rac * mc = 16.435(0.00972)$$

$$ma = 0.1559 \text{ kg/s}$$

La energía en reactivos a Ti= 100C es:

$$\begin{aligned}
 Q &= \frac{20.276(339.95 - 270.62)}{2} = 1405.7 \text{ kJ/kg} \\
 H &= \frac{76.160(384.53 - 307.14)}{2} = 5894.6 \text{ kJ/kg} \\
 H_F &= 7300.4 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

La energía de productos para  $T_f = 2200\text{K}$  (1927C)

$$\begin{aligned}
 CO &= \frac{12(2567.9 - 212.86)}{2} = 28260.5 \text{ kJ/kg} \\
 H_2O &= \frac{13(5162.1 - 549.34)}{2} = 59965.9 \text{ kJ/kg} \\
 O &= \frac{1.76(2360.4 - 270.62)}{2} = 3678.0 \text{ kJ/kg} \\
 H &= \frac{76.17(2560.8 - 307.14)}{2} = 171661.3 \text{ kJ/kg} \\
 H_p &= 263\,565.7 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

Recalculando el flujo másico de productos:

$$m_a + m_c = m_p = 0.1559 + 0.00972 = 0.1656 \text{ kg/s}$$

Así se puede calcular la ecuación 2:

$$\Delta H = (263565.7)(0.1656) - (7300.4)(0.1559) - (43091)(0.00972) =$$

$$\Delta H = 42\,009.5 \text{ kW}$$

Calculando la energía no disponible:

$$\Delta T_{nd} = T_o \Delta S = m_p T_o \Delta s$$

Calculando el cambio de entropía:

Reactivos:

$$s_r = 20.276(6.6155) + 76.17(7.0191) + 1(3.66) =$$

$$s_r = 672.44 \text{ kJ/kgK}$$

Productos:

$$s_p = 12(7.2804) + 13(15.2210) + 1.76(8.6167) + 76.17$$

$$(9.2346) = 1003.80 \text{ kJ/kgK}$$

Así la energía no disponible del sistema es:

$$\Delta H_{nd} = 0.1656 (290) (1003.8 - 672.44) = 16\,352.22 \text{ kW}$$

La exergía es:

$$\Delta H_{ex} = 42009.5 - 16352.22 = 25\,737.28 \text{ kW}$$

La energía para el precalentamiento de aire es:

$$\Delta H_{pa} = m_a C_p (T_1 - T_{amb.})$$

En este caso la temperatura ambiente es de 25 C, y el Cp se obtiene de tablas(3):

$$\Delta H_{pa} = 0.1559 (1.0068) (100 - 25) = 11.77 \text{ kW}$$

Y para el combustible:

$$\Delta H_{pc} = 0.00972 (2.092) (95 - 15) = 1.63 \text{ kW}$$

Así, la energía de precalentamiento es:

$$\Delta H_{precal.} = 1.63 + 11.77 = 13.4 \text{ kW}$$

Del apéndice A:

$$\Delta H_{pared} = 38.23 \text{ kW} \rightarrow 50 \text{ kW (por redondeo y factor de seguridad)}$$

Y de la ecuación 8, se despejan las pérdidas:

$$\Delta H_{pérd.} = \Delta H_{ex} - (\Delta H_{ut.} + \Delta H_{precal.} + \Delta H_{pared}) = 25\,559.55 \text{ kW}$$

Calculando Eficiencia exergética y rendimiento:

$$\eta_{ex} = \frac{25737.28}{42009.5} = 61.15\%$$

$$\eta = \frac{114.33}{13.4 + 21428.77} = 0.496\%$$

Es posible aumentar más aún la temperatura de reactivos, esto se hace a continuación, y se halla una temperatura óptima.

.....

.....

**NOTA IMPORTANTE:** los cálculos se realizaron en un programa de computadora, la cual trabaja con todas las cifras, aquí por razones de espacio, los cálculos se plantean en números redondeados, por esto hay una diferencia ligera entre los cálculos en el programa y el ejemplo.

.....

.....

**DATOS A T<sub>i</sub> = 100**  
**EFICIENCIA ENERGÉTICA 57.1791 %**      **RENDIMIENTO .5962135 %**  
**ENERGIA 21437.99 kW**  
**ENERGIA NO DISPONIBLE 14054.71 kW**      **ENERGIA TOTAL 37492.7 kW**  
**ENERGIA DE PERDIDAS POR CHIMENEA 21260.17 kW**

**DATOS A T<sub>i</sub> = 200**  
**EFICIENCIA ENERGÉTICA 58.58689 %**      **RENDIMIENTO .6847896 %**  
**ENERGIA 21045.99 kW**  
**ENERGIA NO DISPONIBLE 14876.7 kW**      **ENERGIA TOTAL 35922.69 kW**  
**ENERGIA DE PERDIDAS POR CHIMENEA 20851.88 kW**

**DATOS A T<sub>i</sub> = 300**  
**EFICIENCIA ENERGÉTICA 59.47843 %**      **RENDIMIENTO .7873201 %**  
**ENERGIA 20416.82 kW**  
**ENERGIA NO DISPONIBLE 13909.61 kW**      **ENERGIA TOTAL 34326.42 kW**  
**ENERGIA DE PERDIDAS POR CHIMENEA 20206.07 kW**

DATOS A Ti= 350  
EFICIENCIA ENERGÉTICA 59.77707 % RENDIMIENTO .8446412 %  
ENERGIA 20034.79 kW  
ENERGIA NO DISPONIBLE 13481.06 kW ENERGIA TOTAL 33515.84 kW  
ENERGIA DE PERDIDAS POR CHIMENEA 19815.56 kW

DATOS A Ti= 400  
EFICIENCIA ENERGÉTICA 59.9924 % RENDIMIENTO .9064576 %  
ENERGIA 19615.31 kW  
ENERGIA NO DISPONIBLE 13081.01 kW ENERGIA TOTAL 32696.32 kW  
ENERGIA DE PERDIDAS POR CHIMENEA 19387.5 kW

DATOS A Ti= 500  
EFICIENCIA ENERGÉTICA 60.19488 % RENDIMIENTO 1.045404 %  
ENERGIA 18678.14 kW  
ENERGIA NO DISPONIBLE 12351.31 kW ENERGIA TOTAL 31029.45 kW  
ENERGIA DE PERDIDAS POR CHIMENEA 18432.88 kW

DATOS A Ti= 600  
EFICIENCIA ENERGÉTICA 60.11624 % RENDIMIENTO 1.208568 %  
ENERGIA 17629.63 kW  
ENERGIA NO DISPONIBLE 11696.27 kW ENERGIA TOTAL 29325.91 kW  
ENERGIA DE PERDIDAS POR CHIMENEA 17366.57 kW

DATOS A Ti= 700  
EFICIENCIA ENERGÉTICA 59.76308 % RENDIMIENTO 1.401819 %  
ENERGIA 16487.7 kW  
ENERGIA NO DISPONIBLE 11100.74 kW ENERGIA TOTAL 27588.44 kW  
ENERGIA DE PERDIDAS POR CHIMENEA 16206.57 kW

DATOS A T1= 800  
EFICIENCIA ENERGÉTICA 59.12382 % RENDIMIENTO 1.633468 %  
ENERGIA 15266.01 kW  
ENERGIA NO DISPONIBLE 10554.4 kW ENERGIA TOTAL 25820.41 kW  
ENERGIA DE PERDIDAS POR CHIMENEA 14966.65 kW

DATOS A T1= 900  
EFICIENCIA ENERGÉTICA 58.17407 % RENDIMIENTO 1.915525 %  
ENERGIA 13976.89 kW  
ENERGIA NO DISPONIBLE 10048.76 kW ENERGIA TOTAL 24025.66 kW  
ENERGIA DE PERDIDAS POR CHIMENEA 13659.16 kW

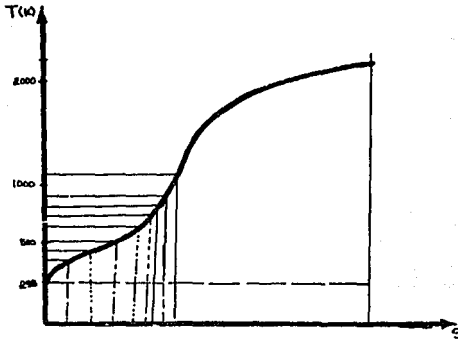
DATOS A T1= 1000  
EFICIENCIA ENERGÉTICA 56.86739 % RENDIMIENTO 2.266101 %  
ENERGIA 12628.84 kW  
ENERGIA NO DISPONIBLE 9578.686 kW ENERGIA TOTAL 22207.53 kW  
ENERGIA DE PERDIDAS POR CHIMENEA 12292.66 kW

```

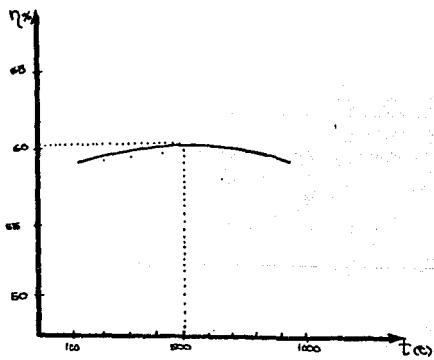
19 CLS
20 REM
30 REM*****
40 REM*LOS DATOS SON: TPC.- TEMPERATURA DE PRODUCTOS.
50 REM*HUT.- ENERGIA UTILIZADA, EPD.-ENERGIA DE PERDIDAS POR PARED.
60 REM*****
70 READ TPC,HUT,EPD
80 DATA 95,114,33,50
90 READ CO,CH,CCO,CC,CCP,HOP
100 REM
110 REM*****
120 REM*LOS COEFICIENTES ESTEQUIOMETRICOS EN EL SIGUIENTE ORDEN:
130 REM*REACTIVOS: OXIGENO.-CO NITROGENO.-CH
140 REM*PRODUCTOS:BIOXIDO DE CARBONO.-CCO MONOXIDO DE CARBONO.-CC OXIGENO.-COP
150 REM* AGUA.-HOP
160 REM*****
170 DATA 20.276,76.16818,12,0,1.7575,13
180 READ HFO,HFN,HCO,HCC,HRO
190 REM
200 REM*****
210 REM* INTRODUCIR LAS ENTALPIAS DE LOS PRODUCTOS A SU TEMPERATURA FINAL
220 REM* EL ORDEN ES: OXIGENO,NITROGENO,BIOXIDO DE CARBONO,MONOXIDO DE CARBONO
230 REM* Y AGUA.
240 REM*****
250 DATA 2087.5,2262.4,2353.4,0,4609.3
260 READ SFO,SFN,SCO,SCC,SHO
270 REM
280 REM*****
290 REM* INTRODUCIR ENTROPIAS EN EL MISMO ORDEN
300 REM*****
310 DATA 8.5121,9.1225,7.1597,0,14.9699
320 READ MC,PCA,RAC,SCB
330 REM
340 REM*****
350 REM* INTRODUCIR GASTO MASICO DE COMBUSTIBLE,PCA,RELACION AIRE/COMBUSTIBLEX
360 REM* Y SU ENTROPIA
370 REM*****
380 DATA .00972,43091,16.43522,3.66
390 INPUT";Cuál es el Cp del aire a la temperatura de entrada";CPI
400 INPUT";Cuál es la temperatura de entrada en C";TI
410 MA=MC*AC
420 INPUT";Cuál es la entalpia del oxigeno a Ti en kJ/kg";HO
430 INPUT";Y su entropia a Ti";SO
440 INPUT";Cuál es la entalpia del nitrógeno a Ti";HN
450 INPUT";Ysu entropia a Ti";SH
460 HJ=CO*(HO-270.62)+CH*(HN-307.14)
470 HR=MA*HJ
480 SR=CO*SO+CH*SH+SCB
490 HZ=CCO*(HCO-212.86)+CC*(HCC-309.52)+COP*(HFO-270.62)+CH*(HFN-307.14)+HOP*(HO-549.34)
500 HF=(MA*MC)*HZ
510 H=HF+HR+MC*PCA
520 SP=CCO*SCO+CC*SCC+SCC+SFO+CH*SFN+HOP+SBO
530 XD=(MA*MC)*(SP-SR)*298
540 EX=H-XD
550 CP=(CPI*1.0038)/2
560 XPA=MA*CP*(TI-25)
570 HPC=MC*2.092*(TPC-25)
580 EP=H-(HUT+HPC+XPA+XD)
590 ECH=EP-EPD
600 EFE=EX+100/H
610 Y=(HUT+EPA+EPC)*100/EX
620 LPRINT "DATOS A TI=";TI
630 LPRINT"EFICIENCIA EXERGICA";EFE;"%";"RENDIMIENTO";R;"%";"ENERGIA";EK;"KW"
640 LPRINT"ENERGIA NO DISPONIBLE";ED;"KW";"ENERGIA TOTAL";H;"KW"
650 LPRINT"ENERGIA DE PERDIDAS POR CHIMENEA";ECH;"KW"
660 GOTO 300

```





Comportamiento temperatura-entropía del sistema a diferentes temperaturas de entrada de aire(Reactivos.).



Comportamiento de la eficiencia exergética, con la temperatura de entrada de aire(Reactivos.).

Se observa que el comportamiento de la eficiencia es una curva, la cual tiene su máximo entre 500-600C, este comportamiento se puede deber a muchas razones, entre estas las propiedades. Debido a este comportamiento se observa que existe una temperatura óptima de entrada de aire, punto en el cual, el sistema alcanza su máxima eficiencia.

Esta condición de temperatura óptima cambia con un cambio de otras variables, tales como la relación aire combustible, el gasto de combustible y la temperatura final de productos. Una temperatura de entrada de aire a 500C es muy problemática, por las razones antes expuestas, por esta razón, se trabajará con una temperatura de 350C, la cual no es tan problemática y se logra un ahorro de combustible.

Otra observación muy importante es que sigue existiendo un exceso de energía en el sistema. Como ya se dijo la cantidad de energía es función del gasto de combustible, por lo que ahora se halla el gasto óptimo de combustible, definiendo las cantidades de energía requeridas, por lo que ahora, se consideran como datos:

- \*Temperatura final de los productos. /
- \*Relación aire/combustible. / ya definidos.
- \*Coeficientes estequiométricos:  $X_p$  ;  $X_r$  /
- \*Rendimiento.(50%)
- \*Temperatura inicial.(350 C)

Para calcular la energía total se tiene por la ec(1):

$$\Delta H = m_p \Delta H_p - m_a \Delta H_r - m_c PCA$$

Combinando ecuaciones (1),(2),(3):

$$\Delta H = m_c ((1+Rac)\Delta H_p - Rac\Delta H_r - PCA) \dots \dots \dots (14)$$

Como  $T_f$  y  $T_i$  están bien definidos, se tiene que  $\Delta H_p$  y  $\Delta H_r$  también lo están:

$$\Delta H_p = 263.565.7 \text{ kJ/kg}$$

Para los reactivos a 350C:

$$\Delta H_r = 20.276(502.67-270.62) + 76.17(646.75-307.14) = 32.195 \text{ kJ/kg}$$

Así, de esta manera la energía total queda como:

$$\Delta H = mc((17.435)(263565.7) - (16.435)32195 - 43091)$$

$$\Delta H = 4\ 023\ 052.15\ mc$$

Con las temperaturas bien definidas, es posible calcular la exergía:

$$\Delta s = s_p - s_r : s_p = 1003.80\ \text{kJ/kgK}$$

$$s_r = 3.66 + 20.276(7.1116) + 76.17(7.5561) = 723.40\ \text{kJ/kgK}$$

$$\Delta s = 280.4\ \text{kJ/kgK}$$

$$\Delta X_{nd} = T_o \Delta s = mc (T_o (1 + Rca) s) = mc(298(17.435)280.4)$$

$$\Delta X_{nd} = 1\ 456\ 854.65\ mc$$

$$\Delta X = 4\ 023\ 052.15\ mc - 1\ 456\ 854.65\ mc = 2\ 566\ 198.15\ mc$$

De la ecuación (15), se tiene:

$$\eta_{ex} = \Delta X / \Delta H = \Delta X_{nd} / \Delta H = 1 - \Delta X_{nd} / \Delta H$$

$$\eta_{ex} = 63.79\%$$

Para la exergía utilizada se tiene

$$\Delta X_{u} = \Delta X_{ut.} + \Delta X_{prec.} = \Delta X_{ut.} + \Delta X_{pa} + \Delta X_{pc}$$

Donde:

$$\Delta X_{ut.} = 114.33\ \text{kW}$$

$$\Delta X_{pc} = mc C_c (95 - 15) = mc (2.092)(80) = 167.36\ mc$$

$$\Delta X_{pa} = mc R_{ac} C_p (T_1 - 25) = mc(16.435)(1.0559)(325) = 5639.96\ mc$$

Sustituyendo:

$$0.5(2\ 566\ 198.15\ mc) = 114.33 + 167.36\ mc + 5639.96\ mc$$

Despejando:

$$mc = 114.33 / 0.5(2566198.15) - 167.36 - 5639.96$$

$$mc = 0.0000895\ \text{kg/s}$$

Solucionando para la energía total y la exergía:

$$\Delta H = 4\ 023\ 052.15\ mc = 4023052.15(0.958 - 5) = 360.1\ \text{kW}$$

$$\Delta X = 2\ 566\ 198.15\ mc = 229.7\ \text{kW}$$

Para las energías de precalentamiento:

$$\Delta E_{pc} = 167.36mc - 167.36(8.95E-5) = 14.9 \text{ W}$$

$$\Delta E_{pa} = 5639.96mc - 5639.96(8.95E-5) = 504.8 \text{ W}$$

La energía de pérdidas es:

$$\Delta E_{pérd.} = 229.7 - (114.33 + 50 + 0.0149 + 0.5048) = 64.85 \text{ kW}$$

Este es un caso para un mínimo de combustible, el rendimiento máximo está limitado por las pérdidas en la pared:

$$T_{máx} - T_x - 50 / \Delta E_x = 229.7 - 50 / 229.7 = 78.23\%$$

Como se puede observar, es muy justo un 50% de rendimiento, y esto repercute en la temperatura de salida de productos:

$$Q = mp C_p (2200 - T_x) = 114.33 + 50 + 0.0149 + 0.5048 = 164.85 \text{ kW}$$

Despejando:

$$T_x = 2200 - Q / mp C_p$$

Para el cálculo del  $C_p$  se hace por fracciones molares. Las fracciones molares de los productos son:

$$CO = \frac{12(44.01)}{2951.6} = 0.1789$$

$$H_2O = \frac{13(18.02)}{2951.6} = 0.0794$$

$$O_2 = \frac{1.76(32)}{2951.6} = 0.0191$$

$$N_2 = \frac{76.17(28.15)}{2951.6} = 0.7226$$

El  $C_p$  a 2200K es:

$$C_p = 1.4214(0.1789) + 2.9997(0.0794) + 1.1987(0.0191) + 1.3079(0.7226) = 1.4604 \text{ kJ/kgK}$$

Para los productos:

$$mp = mc(1 + Rac) = 8.95E-5(1 + 16.435) = 1.56E-3$$

Así:

$$T_x = 2200 - 164.85 / (1.56E-3)(1.4604) = -70159K \ll 600K$$

Esto indica que para la calidad de la exergía (2200), no es posible aprovechar tanta energía.

Para el caso anterior (con un 60% de combustible), y considerando una  $T_f$  de 330C, se tiene:  
 $H_{ut} + H_{prec} = R \cdot H_x = 0.6608(25101.39) = 165.82 \text{ kW}$

$$T_x = 2200 - (165.82 + 50) / 9.728 - 3(16.435 + 1)1.4604 = 1327K$$

Lo cual resulta una temperatura muy alta de energía de desperdicio. Como ya se mencionó, se debe de tomar en cuenta la corrosión, por lo que es conveniente que los productos salgan a una temperatura mínima de 673K(400C) (2).

Como existen pérdidas de temperatura, se estima que la temperatura de flama sea de 2000K. Ahora partiendo de la temperatura mínima:

$$Q = m \cdot C_p (2000 - 673K) = mc (1.4604)(1327) = 33788.17 \text{ mc}$$

Sustituyendo esta parte en lo planteado anteriormente:

$$Q = 33788.17 \text{ mc} = 114.33 + 167.36 \text{ mc} + 5639.96 \text{ mc} + 50$$

$$\text{mc} = 114.33 + 50 / (33788.17 - 167.36 - 5639.96) = 0.00587 \text{ kg/s}$$

Debido a la aiza en la producción, es necesario una corrección más. Esta aiza es posible estimar através de la ecuación ya antes planteada:

$$T - T_a = (T_0 - T_a) \exp(-Ah / \rho C_p V t)$$

Despejando para el tiempo:

$$t = (-\rho V C_p / Ah) \ln(T - T_a / T_0 - T_a)$$

Con el dato anterior de 7 Ton/día de producción, (1 día = 8hrs laborales), temperatura medida en el horno 1254C, temp. medida del material 1260C:

$$3600(8) = (-\rho V C_p / Ah) \ln(1200 - 1254 / 15 - 1254)$$

$$\text{Despejando:} \quad -\rho V C_p / Ah = -9192.24$$

Con las nuevas condiciones, se tiene:

$$t = -9192.24 \ln(1400 - 2000 / 298 - 2000) = 9584.1s = 2.66 \text{ hrs.}$$

Con lo que se puede deducir, que la producción sube :

$8 / 2.66 = 3.005 = 3$  veces la producción original

Reajustando en la  $H_{ut}$ , se tiene:

$$\Delta H_{ut} = 3(114.33) = 343 \text{ kW}$$

Sustituyendo para hallar el gasto de combustible mínimo, tomando en cuenta la corrosión:

$$Q=23136.24mc= 343+167.36mc+5639.96mc+50$$

$$mc=343+50/(23136.24-167.36-5639.96)= 0.0227 \text{ kg/s}$$

Sin la necesidad de cálculos, se puede ver que el gasto de combustible aumentó un 40%, pero se triplicó la producción.

Pero existe el caso en dejar invariable la producción y se reduce el gasto de combustible. De los datos anteriores, se usa la relación aire/combustible para obtener 1600K, es decir, 22.197 kga/kgc, y de los cálculos anteriores se toma que el gasto mínimo para no tener problemas de corrosión:

$$Q= mp Cp (1800- 673)=mc (1+Rac)1.4604(1127)= 38179.26 \text{ mc}$$

$$Q=38179.26mc= 114.33+167.36mc+5639.96mc+50$$

$$mc=114.33+50/(38179.26-167.36-5639.96)= 0.00507 \text{ kg/s}$$

El Cp varía muy poco, por esto es el mismo. Para este gasto de combustible y esta relación aire/combustible, variando T1, se corre el programa arrojando los siguientes datos.

DATOS A T1= 100

EFICIENCIA ENERGÉTICA 50.52473 %

ENERGIA 17223.54 kW

ENERGIA NO DISPONIBLE 12205.97 kW

ENERGIA DE PERDIDAS POR CHIMNEA 17049.97 kW

RENDIMIENTO .7174516 %

ENERGIA TOTAL 29429.51 kW

DATOS A T1= 200

EFICIENCIA ENERGÉTICA 60.25944 %

ENERGIA 16833.86 kW

ENERGIA NO DISPONIBLE 11101.78 kW

ENERGIA DE PERDIDAS POR CHIMNEA 16648.82 kW

RENDIMIENTO .8022228 %

ENERGIA TOTAL 27935.64 kW

DATOS A Ti= 300  
EFICIENCIA ENERGÉTICA 61.40604 % RENDIMIENTO .904781 %  
ENERGIA 16221.5 kW  
ENERGIA NO DISPONIBLE 10195.20 kW ENERGIA TOTAL 26416.70 kW  
ENERGIA DE PERDIDAS POR CHIMNEA 16024.73 kW

DATOS A Ti= 350  
EFICIENCIA ENERGÉTICA 61.81167 % RENDIMIENTO .9635462 %  
ENERGIA 15851.92 kW  
ENERGIA NO DISPONIBLE 9793.592 kW ENERGIA TOTAL 25645.51 kW  
ENERGIA DE PERDIDAS POR CHIMNEA 15649.10 kW

DATOS A Ti= 400  
EFICIENCIA ENERGÉTICA 62.1221 % RENDIMIENTO 1.027930 %  
ENERGIA 15447.12 kW  
ENERGIA NO DISPONIBLE 9410.619 kW ENERGIA TOTAL 24865.74 kW  
ENERGIA DE PERDIDAS POR CHIMNEA 15230.33 kW

DATOS A Ti= 500  
EFICIENCIA ENERGÉTICA 62.47961 % RENDIMIENTO 1.176243 %  
ENERGIA 14545.07 kW  
ENERGIA NO DISPONIBLE 8734.637 kW ENERGIA TOTAL 23279.7 kW  
ENERGIA DE PERDIDAS POR CHIMNEA 14323.90 kW

DATOS A Ti= 600  
EFICIENCIA ENERGÉTICA 62.50643 % RENDIMIENTO 1.356379 %  
ENERGIA 13530.13 kW  
ENERGIA NO DISPONIBLE 8120.649 kW ENERGIA TOTAL 21650.77 kW  
ENERGIA DE PERDIDAS POR CHIMNEA 13304.5 kW

DATOS A Ti= 700  
EFICIENCIA ENERGÉTICA 62.19838 % RENDIMIENTO 1.577997 %  
ENERGIA 12443.14 kW  
ENERGIA NO DISPONIBLE 7562.431 kW ENERGIA TOTAL 20005.57 kW  
ENERGIA DE PERDIDAS POR CHIMNEA 12196.79 kW

DATOS A Ti= 800  
EFICIENCIA ENERGÉTICA 61.52258 % RENDIMIENTO 1.855775 %  
ENERGIA 11272.96 kW  
ENERGIA NO DISPONIBLE 7050.326 kW ENERGIA TOTAL 18323.28 kW  
ENERGIA DE PERDIDAS POR CHIMNEA 11013.76 kW

```

10 CJS
20 REM
30 REM*****
40 REM*LOS DATOS SON: TPC.- TEMPERATURA DE PRODUCTOS.
50 REM*HUT.- ENERGIA UTILIZADA, EPD.-ENERGIA DE PERDIDAS POR PARED.
60 REM*****
70 READ TPC,HUT,EPD
80 DATA 95,114,33,50
90 READ CO,CH,CCO,CC,CCP,HOP
100 REM
110 REM *****
120 REM*LOS COEFICIENTES ESTEQUIOMETRICOS EN EL SIGUIENTE ORDEN:
130 REM*REACTIVOS: OXIGENO.-CO NITROGENO.-CH
140 REM*PRODUCTOS:BIOXIDO DE CARBONO.-CCO MONOXIDO DE CARBONO.-CC OXIGENO.-COP
150 REM* AGUA.-HOP
160 REM*****
170 DATA 27.38,102.88,12,9,8.8615,13
180 READ HFO,HFN,HCO,HCC,HMO
190 REM
200 REM*****
210 REM* INTRODUCIR LAS ENTALPIAS DE LOS PRODUCTOS A SU TEMPERATURA FINAL
220 REM* EL ORDEN ES: OXIGENO,NITROGENO,BIOXIDO DE CARBONO,MONOXIDO DE CARBONO
230 REM* Y AGUA.
240 REM*****
250 DATA 1887.8,2059.6,2019.7,0,4027.6
260 READ SFO,SFN,SCO,SCC,SHO
270 REM
280 REM*****
290 REM* INTRODUCIR ENTROPIAS EN EL MISMO ORDEN
300 REM*****
310 DATA 8.2753,8.8648,6.8846,0,14.4015
320 READ MC,PCA,KAC,SCB
330 REM
340 REM*****
350 REM* INTRODUCIR GASTO MASICO DE COMBUSTIBLE,PCA,RELACION AIRE/COMBUSTIBLE
360 REM* Y SU ENTROPIA*****
370 REM*****
380 DATA 5.07E-3,43091,22,19771,3.66
390 INPUT";Cudl es el Cp del aire a la temperatura de entrada";CPI
400 INPUT";Cudl es la temperatura de entrada en C";TI
410 MA=MC+KAC
420 INPUT";Cudl es la entalpia del oxigeno a Ti en kJ/kg";HO
430 INPUT";Y su entropia a Ti";SO
440 INPUT";Cudl es la entalpia del nitrogeno a Ti";HM
450 INPUT";Ysu entropia a Ti";SM
460 HJ= CO*(HO-270.62)+CWA*(HM-307.14)
470 HR=MA*HJ
480 SR=CO*SO+CW*SM+SCB
490 HZ=CCO*(HCO-212.86)+CC*(HCC-309.52)+COP*(HFO-270.62)+CWA*(HFN-307.14)+HOP*(H
0-549.34)
500 HP=(MA+MC)+HZ
510 H=HP-HR-MC+PCA
520 SP=CCO+SCO+CC+SCC+COP+SFO+CW+SFN+HOP+SHO
530 ED=(MA+MC)*(SP-SR)+298
540 EX=H-ED
550 CP=(CPI+1.0038)/2
560 EPA=MA+CP*(TI-25)
570 EPC=MC+2.092*(TPC-25)
580 EP=H*(HUT+EPC+EPA+ED)
590 ECH=EP-EPD
600 EFE=EX/100/R
610 R=(HUT+EPA+EPC)+100/EX
620 LPRINT "DATOS A Ti=-,TI
630 LPRINT"EFICIENCIA EXERGETICA";EFE;"%", "RENDIMIENTO";R;"%", "ENERGIA";EX;"kW"
640 LPRINT"ENERGIA NO DISPONIBLE";ED;"kW", "ENERGIA TOTAL";H;"kW"
650 LPRINT"ENERGIA DE PERDIDAS POR CHIMENEA";ECH;"kW"
660 GOTO 390

```



La temperatura óptima del sistema es superior a los 500C, pero no es posible usarla, debido al problema técnico que tiene el manejo de aire caliente. Por esta razón, se utiliza aire a 350C, y aún a esta temperatura es de manejo no fácil el aire, pero el rendimiento es muchas veces mayor que a menor temperatura.

Este rendimiento del 0.964 es necesario para no tener problemas de corrosión, sin embargo, se reduce el consumo de combustible a casi la tercera parte:

0.00507/0.0162= 31.34

Esta opción tiene a su vez dos opciones: aumentar producción y disminuir consumo de combustible. Como formas de uso eficiente las dos lo son, pero, financieramente son muy diferentes, como se verá en el cap. último.

#### OPCION 2: GENERACION DE VAPOR.

El vapor siempre ha resultado como una de las mejores sustancias portadoras de energía, lo cual hace, industrialmente hablando, de una gran valía el tener vapor. El vapor se usa para mover máquinas de gran caballaje, accionar pistones de gran fuerza, precalentados, etc. Debido a todo el beneficio que representa el generar vapor, se presenta como una opción.

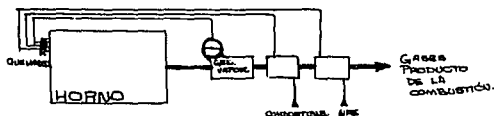
Actualmente se han desarrollado técnicas nuevas en quemadores, una de estas, es el uso de vapor como medio difusor de combustibles líquidos, y muy en especial, en el combustóleo. En las calderas de PEMEX ya se utiliza este tipo de quemadores, y más aún, en algunas plantas de laminación ya se utilizan este tipo de quemadores. Dos son los principales beneficios que se alcanzan con estos quemadores: Dispersión del combustible y limpieza.

Uno de los principales problemas en el manejo de combustibles líquidos y sólidos es buena combustión, esto se debe a que no existe una buena dispersión al quemarse el combustible. Existen dos medios principales de dispersión: con aire y con vapor.

El combustóleo, y en especial el combustóleo mexicano, tiene problemas de contenidos especiales, y en su mayoría perjudiciales, de varios elementos, que van desde azufre hasta vanadio, los cuales perjudican al equipo de combustión, incrustándose. Con los quemadores de

flujo mixto con vapor se tiene la gran ventaja de que el vapor disminuye incrustaciones de dichos materiales.

En esta segunda opción, se propone generación de vapor con el propósito de usarlo para un quemador de flujo mixto. El diagrama de instalación es el siguiente:



#### -ANÁLISIS TÉCNICO.-

Se parte que el precalentamiento del aire y de combustible es el mismo del anteriormente calculado en la opción 1, en lo que sería el uso de calor de desperdicio. Para este caso es lo que se hace es aumentar el rendimiento. La eficiencia teórica no se afecta, sin embargo la real tiende a mejorar, esto es porque al existir una mejor combustión, se aproxima más al cálculo teórico. Como se verá en el capítulo siguiente, la energía para generar este vapor es de 7.91 kW, y calculando el gasto mínimo de combustible, para que no se presente la corrosión:

$$m_c = 114.33 + 50 + 7.91 / (38179.26 - 167.36 - 5639.16) = 0.00532 \text{ kg/s}$$

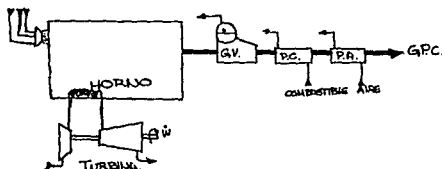
Es tan poco el cambio de combustible, que se puede decir que todo permanece invariable, excepto el rendimiento, el cual sube ligeramente:

$$\eta = 153.04 + 7.91 / 15851.92 = 1.018$$

### OPCION 3: GENERACION DE POTENCIA MOTRIZ.

Una de las situaciones no menos importante en esta planta es la utilización de gran potencia en el proceso de laminación. En esta planta en particular, se cuenta con un motor de 200 CP, lo cual implica la existencia de tensión poco comercial de 440V en el sistema eléctrico. Debido a esto se tiene una subestación y un transformador de 250 KVA, a 23kV/440V-254V, que va al motor y tiene una pequeña derivación a un transformador seco de 440V/220V-127V. Esto significa que se tiene subestación solamente por el motor de gran potencia. Si no fuese por esto bastaría con el servicio de baja tensión que dá la compañía de Luz. El costo por una subestación no solo es inicial, implica gastos de operación y mantenimiento, situación que en servicio de baja tensión no se presenta.

Debido a esta situación se propone la alternativa de una turbina de gas de 200 CP, la cual no solo sustituye al motor, si no a todo el problema y costo eléctrico de la instalación. El gasto inicial, de mantenimiento y operación no es muy barato, pero a comparación del eléctrico es posible que sea más conveniente. El diagrama de la planta queda:



**-ANÁLISIS TÉRMICO.-**

Al igual que la otra opción, esto es evolutivo, por lo cual se respetan los precalentamientos de aire y combustible, al igual que el quemador mixto. Para una turbina de gas de 200 CP se tienen eficiencias de 80% -90% (7). Por un valor estimativo se toma una eficiencia del 60%, así se tiene que la exergía necesaria para esta turbina es :

$$\text{Ext}=200 (746)/(0.6)= 248.67 \text{ kW} \approx 250 \text{ kW}$$

Cuidando otravez el consumo mínimo de combustible:

$$\text{mc}=114.33+50+7.91+250/(38179.26-167.36-5639.96)=$$

$$\text{mc}= 0.01304 \text{ kg/s}$$

Para este caso a 350C de entrada, se tiene

DATOS A Tl= 350		
EFICIENCIA ENERGÉTICA 61.81167 %	RENDIMIENTO .5227283 %	
ENERGIA 40771.01 kW		
ENERGIA NO DISPONIBLE 25189.04 kW	ENERGIA TOTAL 65960.05 kW	
ENERGIA DE PERDIDAS POR CHIMENEA 40507.89 kW		

**RESUMEN DEL CAPITULO.**

A lo largo de este capítulo, se ha evolucionado hasta llegar a un punto de máxima rentabilidad de la exergía .

En la primera opción se llegó a un punto óptimo de ahorro de combustible y aumento de producción, se analizó la combustión y se aportaron ideas en el análisis de combustión. Se encontró que la cantidad de energía es función de la cantidad de combustible, mientras que su calidad es función de la relación aire combustible, cuidando siempre la corrosión. De esta manera se pudo reducir el consumo de combustible sin sacrificar en absoluto a la producción, es decir, un uso de la Energía de desperdicio, y también se propone un método alternativo, para aumentar la producción.

Posteriormente se añadió la opción de un quemador mixto, con el fin de complementar la primera opción, en la combustión, y mejorar las condiciones de mantenimiento y vida del quemador, el cual es una parte importante en la producción.

Finalmente, se propone un cambio en la potencia motriz: utilizar el calor de desperdicio para mover los bastidores, de tal forma de hacer más autónoma la planta, a la vez que se aumenta el rendimiento de la exergía.

Es importante mencionar que conforme se evoluciona, es necesario el mantener más tiempo encendido el horno, sin hacerlo continuo en su operación. Las decisiones que se tomen acerca de la mejor opción, deben de tomar en cuenta este aspecto. Todas las opciones se pensaron con intermitencia de cargas.

#### BIBLIOGRAFIA.

- 1.- Thermodynamics. 2nd Ed. J.P. Holman. Mc Graw-Hill ISK. 1969
- 2.- Waste Energy Utilization Technology. Yen-Hsiung Kiang. Dekker. 1981.
- 3.- Propiedades Termodinámicas de los gases. S.L. Ripkin. MIR. 1979.
- 4.- The properties of petroleum fluids. William McKain Jr. John Wiley. 1968.
- 5.- The recovery of waste heat from industrial processes. Energy efficiency office. England. 1986.
- 6.- Marks. Manual del ingeniero mecánico. Theodore Baumeister, Eugene A. Avallone y Theodore Baumeister III. 8ava edición. Mc Graw-Hill. 1984
- 7.- Thermodynamics of the Heat power. Virgil M. Paires. Mc Millan company. 1958
- 8.- Engineering of fluids Mechanics. Alan Mironer. McGraw-Hill ISK. 1979.
- 9.- Heat Transfer. J.P. Holman. 5th Ed. McGraw-Hill ISK. 1981.

## CAPITULO 4. ANALISIS TECNICO

El presente capítulo tiene como fin analizar el equipo a emplear en cada opción y dar los datos necesarios para su adquisición, ya que no es el fin principal el diseño de equipo. En el anexo C se adjuntan folletos que pretenden dar un complemento a forma de manual al presente trabajo; además, durante el capítulo se emite opiniones acerca del mejor equipo ó en general de cualquier equipo.

### OPCION 1: INTERCAMBIADORES Y VENTILADOR.

Para la primera opción solo se requiere de 2 precalentadores: para el aire y para el combustible. Ambos utilizan gases producto de la combustión. Los intercambiadores gas-gas se utilizan mucho en altas temperaturas, sobre todo en los gases producto de la combustión.

#### -LIMITACIONES.-

Uno de los factores de selección más importantes en los intercambiadores de este tipo, es la elección del material. Los máximos recomendados para cada material se presentan en la siguiente tabla. Generalmente, las temperaturas de operación de los metales se determinan según el tipo de gas producto de la combustión.

#### TEMPERATURAS MAXIMAS RECOMENDADAS PARA CADA MATERIAL.

<u>TEMPERATURA (C)</u>	<u>MATERIAL</u>
200	COBRE
370	NIQUEL-COBRE
400	ACERO AL CARBON
540	ACERO INOXIDABLE
1000	INCONEL X, ALRACION 25
1050	HASTELLOY C

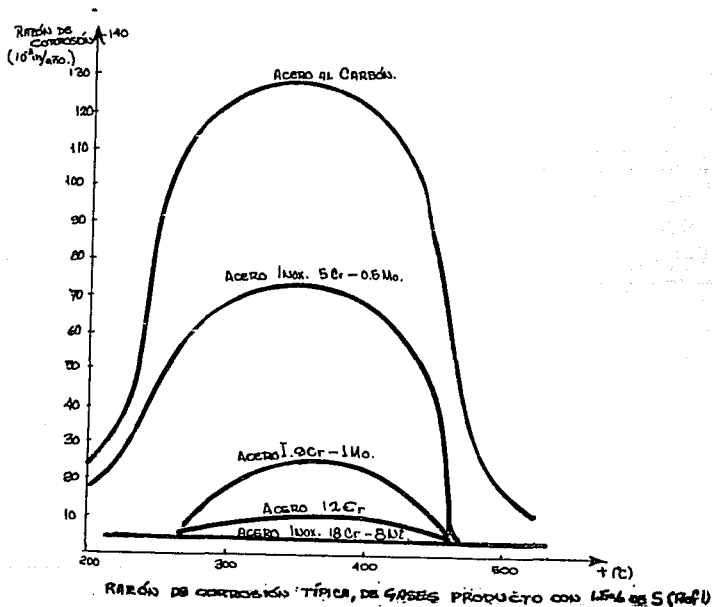
Otro factor importante en la selección de materiales es la corrosión. Los contaminantes no solo determinan el material, sino también limitan la aplicación de ciertos equipos de recuperación. Debido a esto es importante la temperatura de recuperación, por ejemplo para gases con contenidos de sales de sodio, la temperatura en el intercambiador debe de ser arriba de 600C, debido a que las sales de sodio forman incrustaciones a temperaturas entre 600 y 800C. A continuación se presenta una tabla con puntos de solidificación de diferentes compuestos.

MATERIAL	TEMPERATURA DE SOLIDIFICACION (C)
NaCl	800
Na <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	884
NaOH	318
Na <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>	851
K <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>	891
KCl	790
K <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	588
KOH	380
CaCO <sub>3</sub>	Se descompone
Ca(OH) <sub>2</sub>	-11.0, 580
CaSO <sub>4</sub>	1450
CaCl <sub>2</sub>	29.92

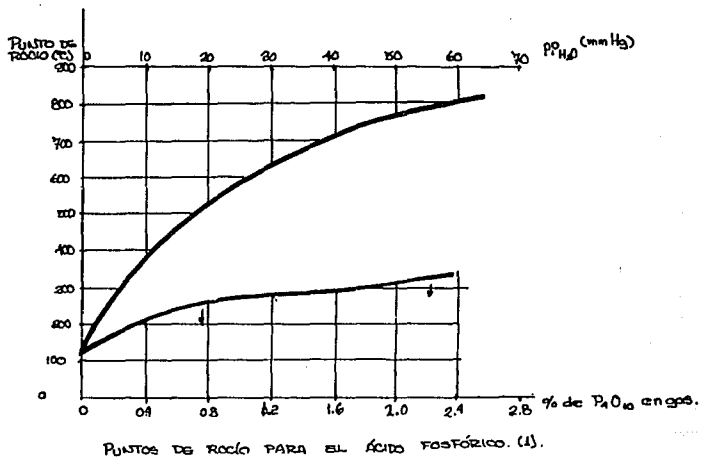
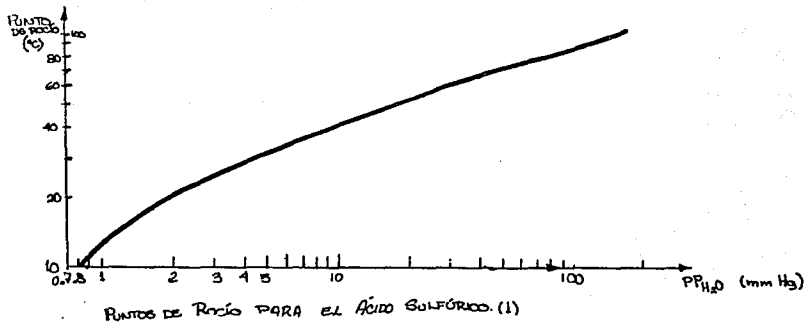
Los intercambiadores gas-gas son generalmente de gran superficie de transferencia. Para el caso de este horno se debe de tomar en cuenta puntos de solidificación y de rocío de elementos corrosivos tales como: Vanadio, ácido sulfúrico, ácido nítrico y iósforo, este último como

ácido y como incrustación. La condensación de algunos de estos ácidos se puede evitar con temperaturas superiores a los 150C.

En el caso del combustóleo, se tiene, entre otros problemas, el contenido de azufre, lo cual favorece a la formación de dióxido de azufre. En la siguiente página se puede observar una gráfica de razón de corrosión en gases con contenidos azufre, para determinado material y temperatura, observese como todos los materiales tienen su punto máximo entre 300 y 400C. También se anexa gráficas para el punto de rocío de ácido sulfúrico y ácido fosfórico.





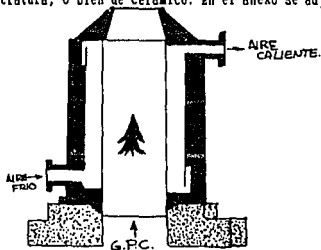


Debido a la cantidad de contaminantes, es necesario un equipo descontaminante, hecho a base de refractario, en la salida última de los gases.

**-EQUIPO DE RECUPERACION.-**

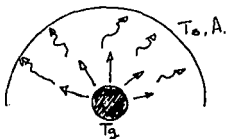
Un intercambiador muy utilizado en estos casos es el de radiación. Su configuración es muy sencilla, consiste en dos tubos concéntricos, en donde el del centro lleva los gases producto de la combustión y el ánulo circula el aire a precalentar, el flujo de los gases es paralelo. El mecanismo de transferencia que prevalece es el de radiación. Solamente el tubo del centro es fabricado de material resistente a altas temperaturas, mientras que el tubo exterior puede ser de otro material más barato. Existen diseños más elaborados, pero más caros, por lo que se propone uno sencillo.

Para el combustible se propone uno de tubos, el cual puede ser de metal resistente a corrosión y temperatura, ó bien de cerámico. En el anexo se adjunta información sobre este.



**-CALCULO DE CARACTERISTICAS.-**

a) Precalentador de-aire.- Considerando el esquema siguiente:



Sea un tubo de radio L, donde el elemento de cuerpo negro se localiza en el centro, la superficie es A. Esta superficie radia un calor equivalente a:

$$Q = \sigma T_g^4 e A$$

$T_g$  = Temperatura del gas.  
 $e$  = emisividad del gas.

Y a su vez, el calor que absorbe de la misma superficie que radia es:

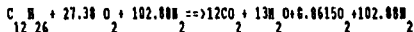
$$Q = \sigma T_s^4 a A$$

$\sigma$  = Constante de Stephan-Boltzman.  
 $A$  = Area de transferencia  
 $T_s$  = Temperatura de la superficie.  
 $a$  = Absortividad del gas.

La absortividad y emisividad son referidas a un cuerpo negro. El calor total transferido es(1)(2):

$$Q = \sigma \left( T_g^4 - a T_s^4 \right) A$$

El método de cálculo, consiste en encontrar el área de transferencia a partir de las temperaturas de los gases y sus emisividades. En la transferencia de calor por radiación, se ha encontrado que solo los gases heteroplares son capaces de radiar energía, sus longitudes de onda se encuentran en la zona de radiación térmica del espectro electromagnético. Estos gases son: Dióxido y monóxido de carbono, vapor de agua, vapores hidrocarbónicos, dióxido de azufre, amoníaco, ácido clorhídrico y alcoholes. Para el caso en estudio se trata de la siguiente ecuación estequiométrica:



Las fracciones molares de los productos son:

$$CO_2 = 12(44.61)/3927.8 = 0.1344$$

$$H_2O = 13(18.02)/3927.8 = 0.0596$$

Así las presiones parciales de los elementos en estudio son:

$$CO_2 = 0.075(0.1344) = 0.0101 \text{ MPa} = 0.099 \text{ atm}$$

$$p \text{ atm} = 0.075 \text{ MPa}$$

$$H_2O = 0.075(0.0596) = 0.0045 \text{ MPa} = 0.044 \text{ atm}$$

El diámetro del tubo de escape es 1m, se tiene que por correcciones L=0.9 :

$$PpL = Pp(0.9) \Rightarrow CO_2 = 0.0091 \text{ atm.m} ; H_2O = 0.039 \text{ atm.m}$$

Para el cálculo de salida de gases se puede calcular:

$$Q = mp C_p (1800 - T_x) = 114.33 \times 50 = 164.33$$

$$T_x = 1800 - 164.33 / mp C_p = 843.23 \text{ K}$$

De esta manera tomando la salida de gases así:

$$ec = 0.1 \quad ew = 0.12$$

Por correcciones se tiene finalmente que:

$$e = 1.3(0.12) + 0.9(0.1) = 0.246$$

Por razones de equipo de medición, no se considera la emisividad del dióxido de azufre y del ácido clorhídrico, Sin embargo, esta emisividad haría que se disminuyera el área pero no en forma considerable. Para la absorptancia del gas se calcula con(1):

$$a = e \left( \frac{T}{T_s} \right)^{0.65}$$

Como el precalentador debe de calentar el aire hasta 350C, la superficie debe de tener esta temperatura, por otro lado por la zonificación de temperaturas, se puede colocar el precalentador donde salgan gases a 600C, y como se verá más adelante, el precalentador de combustible está antes, el cual solo reduce en 10C la temperatura, por lo que se puede decir que la temperatura de gases sea de 600C, de esta manera la absorptancia es:

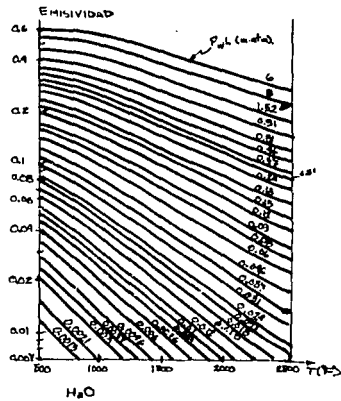
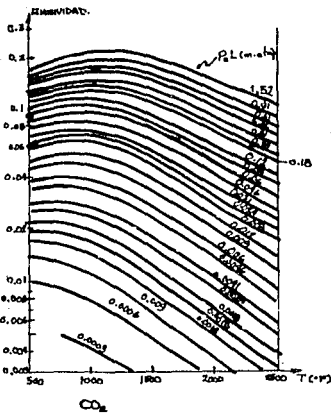
$$a = 0.156$$

Así de esta manera, se soluciona la ecuación de transferencia, quedando:

$$q/A = 7.81 \text{ kW/m}^2$$

Longitudes medias para cálculos de radiación de gases.

Esfera de diámetro D	0.43
Cilindro finito (D-h)	0.40
Cuba de altura H	0.68
Cilindro infinito D-día.	0.50



EMISIVIDAD DEL CO<sub>2</sub> Y H<sub>2</sub>O (l).

Para obtener el área necesaria para el intercambiador, se calcula la energía para calentar el aire hasta la temperatura propuesta:

$$Q = m_a C_p (T_i - T_{amb}) = (5.07E-3) (22.197 - 1.0559) (350 - 25) = 30.62 \text{ kW}$$

El área es:

$$A = 30.62 / 7.81 = 4.94 \text{ m}^2$$

Si es un tubo de diámetro de 1m, entonces el largo es:

$$L = 4.94 / (3.141592) = 1.57 \text{ m}$$

De esta manera el precalentador de aire queda como un encamisado al tubo de escape a lo largo de 2m. Esto es una opción, en el mercado existen infinidad de precalentadores para aire, de diferentes tipos y marcas.

b) Precalentador de combustible.(2).- Para el precalentador de combustible se dan las características para un intercambiador de tubos, lo que implica una bomba para el combustible, la cual se calcula posteriormente junto con el ventilador.

Por continuidad, se tiene:

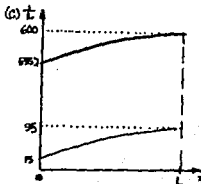
$$Q = m_p C_p (T_p - T_p') = m_c C_c (T_{ic} - T_{fc}) = 5.07E-3 (2.092) (95 - 15) = 142.45 \text{ W}$$

$$T_p' = 600 - 0.74245 / 5.07E-3 (22.197 + 1) 1.4604 = 595.67 \text{ C}$$

Esto es que el decremento de temperatura que sufre es de 4.3C. El diagrama del intercambiador (en contra flujo) es:

$$\Delta T_o = 570.7 \text{ K}$$

$$\Delta T_i = 505 \text{ K}$$



La diferencia media logarítmica es:

$$\Delta T_m = 570.7 - 505 / \ln(570.7/505) = 537.18 \text{ K}$$

El C<sub>min</sub> es:

$$C = 5.078 - 3(2.092) = 0.0106 \text{ kW/K} \quad (\text{--- C}_{\text{min}})$$

$$C = 5.078 - 3(23.197)(1.4604) = 0.172 \text{ kW/K}$$

$$C_{\text{min}}/C_{\text{máx}} = 0.0616$$

De la ecuación para transferencia de calor en un intercambiador:

$$Q = UA\Delta T \quad : \quad UA = Q/\Delta T = 742.45/537.28 = 1.38 \text{ kW/K}$$

Y de la definición de las unidades térmicas (2):

$$W = 1.38/10.6 = 0.13 \text{ NTU}$$

Las características del intercambiador son:

Tipo: Gas-Líquido                      Unidades Térmicas= 0.13 NTU

Flujo caliente: Gas a 550C, m=0.452 kg/hr

Flujo frío: Combustóleo a 95C, m=0.0258 kg/hr

Cambio máximo de presión: 1kPa

Eficiencia (2): 10%

c) Características de la bomba y el ventilador.(3).- Para las características de la bomba, se tiene:

Gasto: 0.0258 kg/hr de combustóleo a 20C                      Presión: 1kPa

Debido a estas características se propone una bomba de engranes.

Para el ventilador, se tiene que los fabricantes, pueden garantizar hasta un límite de temperatura, por lo que se calcula aquí con respecto a su densidad. El gasto de aire es:

$$G = m_a/\rho = 0.112/0.5705 = 0.197 \text{ m}^3/\text{s}$$

Para el mismo ventilador, el cual anteriormente manejaba 0.3 m<sup>3</sup>/s, ahora, con el mismo cambio de presión, y a 3600 rpm ahora la potencia ó la velocidad se reducen. Aproximadamente es lineal la relación entre potencia y gasto, por lo que se puede decir que la potencia se reduce en un 40% con respecto a la anterior. Para una misma potencia (3 CP) el gasto se reduce por el cambio de densidad en el aire:

$$\text{Densidad a 350C/Densidad a 25C} = 0.57/1.177 = 0.485$$

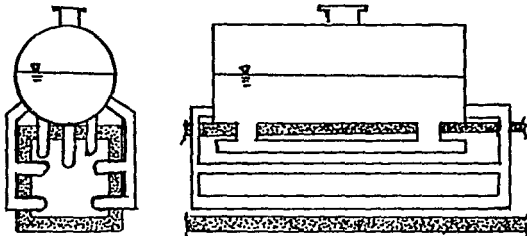
gasto a 350C=  $0.485(0.3) = 0.145 \text{ m}^3/\text{s}$

Lo cual satisface la necesidad de aire para el sistema.

#### OPCION 2: GENERACION DE VAPOR.(2)(1)

Las características para el generador de vapor, deben de ser calculadas dependiendo la necesidad de vapor en la planta. La necesidad de vapor en la planta es en el quemador. En las entrevistas tenidas en el IMP, se obtuvieron los siguientes datos: la relación vapor/combustible es 0.3, y la presión recomendable del vapor es 30psi (0.2068 MPa) manométrica.

La forma de poner este intercambiador puede ser de varias formas (1):





De cualquier forma que se elija, el cálculo de características es el mismo. El intercambiador se calcula en dos secciones: la de calentamiento y la de evaporación. El gasto de vapor necesario es:

$$mv = 0.3 \text{ mc} = 0.3(5.07E-3) = 1.52 \text{ g/s}$$

Como es un gasto tan pequeño se opta por un generador de vapor cerrado (sin bomba de alimentación), y la cantidad de agua para una jornada de trabajo (16 hrs) es:

$$mv = 87.61 \text{ kg de agua}$$

Por razones de fugas ó cualquier otro problema, se sobreestima en 100kg de agua (100 litros a 20C).

La primera parte, en el calentamiento, se puede decir que es un calentamiento a presión constante, por lo que el calor transferido es:

$$Q = hf - ho \quad h = \text{Entalpia}$$

Donde hf es la entalpia de saturación y ho es la entalpia del agua a 20C. En la otra etapa, sube de presión el vapor, hasta tener la adecuada, por lo que es a presión constante también.

$$Q = h_{g(0.2\text{MPa})} + h_{fg(0.075\text{MPa})} - h_f$$

De tablas (4), se obtiene que:

$$ho = 83.96 \text{ kJ/kg}$$

a presión atmosférica Cd. de México:

$$hf = 385.33 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{fg} = 2278.0 \text{ kJ/kg}$$

Y a presión de 0.2068 MPa, en saturación:

$$h_g = 2707.8 \text{ kJ/kg}$$

Si se requiere que el agua empiece a evaporar 90 minutos después de encendido el horno, para la primera etapa se requiere una transferencia de:

$$Q = (385.33 - 83.96)(100/90(60)) = 5.58 \text{ kW}$$

Para la segunda etapa, se requiere que la generación se distribuya en el tiempo restante (14.5 hrs), de esta manera el calor transferido es:

$$Q = (2707.8 + 2278.0 - 385.33)(100/14.5(3600)) = 8.81 \text{ kW}$$

Equilibrando el consumo de energía para cada sección, se establecen dos ecuaciones simultáneas:

$$301.37(100/t_1) = 4600.47(100/t_2)$$

$$t_1 t_2 = 16(60) = 960 \text{ min.}$$

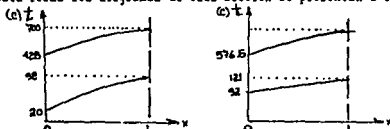
Solucionando:

$$t_1 = 59.02 \text{ min} \quad t_2 = 900.98 \text{ min}$$

Así la energía para cada sección es:

$$301.37(100/59.02(60)) = 8.51 \text{ kW}$$

De esta forma los diagramas de cada sección se presentan a continuación:



De aquí se calculan las diferencias medias logarítmicas:

$$T_1 = 608 - 408 / \ln(608/408) = 501.37 \text{ K}$$

$$T_2 = 579 - 484.5 / \ln(579/484.5) = 530.35 \text{ K}$$

El coeficiente global de transferencia para este caso es (2):  $U = 1100 - 8500 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Se toma el más bajo, y de esta forma el área máxima de cada sección es:

$$A_1 = Q/U \quad T_1 = 8.51/1.1(501.37) = 0.0154 \text{ m}^2$$

$$A_2 = 8.51/1.1(530.35) = 0.0146 \text{ m}^2$$

Si se piensa en un intercambiador de tubos de 1/2" de diámetro y pared de 1/16", se tiene:

$$\text{Dext.} = 18.99 \text{ mm}$$

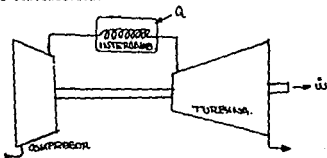
$$L_1 = A_1/3.142592D = 0.258 \text{ m}$$

$$L_2 = A_2/3.141592D = 0.245 \text{ m}$$

Como se puede observar el intercambiador que se necesita es muy pequeño. Al final se anexan copias sobre un folleto de generadores de vapor que funcionan por medio de calor de desperdicio, la ventaja de estos es su protección a la corrosión, ya que se diseñan a corrosión más que a temperatura.

#### OPCION 3: TURBINA DE GAS (5).

En esta opción requiere de una turbina de gas especial, una turbina de ciclo abierto y sin cámara de combustión convencional, si no que una cámara provista de un intercambiador. Esto se ilustra a continuación:



No es el propósito de este trabajo, el desarrollar un análisis de una turbina; por lo que se limita a dar las características necesarias. Para el trabajo en la turbina se tiene:

$$W = mC_p(T_3 - T_2) - mC_p(T_4 - T_1)$$

Como se puede observar las temperaturas son datos de fabricante, por lo que si se requiere de esta opción, se tiene que hacer un análisis, dependiendo la marca y el tipo de turbina. Los datos mínimos para pedir la turbina son:

Potencia: 200 CP

Temperatura de Umbral ( Ceiling Temperature): 1500K

Sustancia de trabajo: Aire atmosférico

Con respecto al tipo de turbina, puede ser normal ó regenerativa, pero lo más económico sería una normal de un solo paso.

**BIBLIOGRAFIA.**

- 1.- Waste Energy Utilization Technology. Yen-Hsiung Kiang. Dekker. 1981.
- 2.- Heat Transfer. J.P. Holman. 5th Ed. McGraw-Hill ISN. 1981.
- 3.- Marks. Manual del ingeniero mecánico. Theodore Banmeister, Eugene A. Avallone y Theodore Banmeister III. 8ava edición. Mc Graw-Hill. 1984.
- 4.- Steam Tables. Keenan, Keyes, Hill and Moore. Wiley- Interscience. 1978.
- 5.- Thermodynamics of the Heat power. Virgil M. Faires. Mc Millan company. 1958.

## CAPÍTULO 5. ANALISIS FINANCIERO.

En este capítulo se observa la posibilidad de inversión en la recuperación de calor de desperdicio, así como la economía positiva que trae consigo. Existe una gran variedad de métodos de evaluación económica, por lo cual se usa una combinación de varios(1); pero de cualquier forma, los detalles de un análisis financiero, son particulares para cada compañía. Los métodos de evaluación son apropiados para tratar problemas de inversión de diferentes grados de complejidad. En el caso en que solo existe un equipo de recuperación de calor de desperdicio adecuado para la aplicación específica y poca selección posible en cuanto a tamaño del equipo en el rango relevante, la decisión sobre la inversión es simple: ¿Debe de comprarse el equipo ó no?. En el caso de tener alternativas, entonces se debe de preguntarse, además de su compra, la mejor alternativa de tipo y precio que haya en el mercado.

La discusión sobre técnicas de evaluación de inversión, presupone que un objetivo fundamental de un negocio , es la maximización de la utilidad. Otros objetivos posibles incluyen la minimización del costo para una producción dada, minimización del riesgo de pérdidas, maximización de ventas e incluso, la creación de una imagen pública aceptable.

Una inversión adecuada en la recuperación de calor de desperdicio, generalmente aumenta las utilidades, reduciendo costos de combustible, y en ciertos casos obtiene utilidades. Los beneficios logrados, deben de ser superiores a los costos de inversión. Los factores que han hecho atractiva la inversión de recuperación de calor son, principalmente:

- a) Costos de combustible.
- b) Reducción de existencias de combustible. (recurso no renovable).
- c) Reglamentación contra la contaminación.
- d) Los costos extra inciden en el costo final del producto.

# ESTA TESIS NO DEBE SALIR DE LA BIBLIOTECA

Los beneficios obtenidos, son inherentes, dados los factores anteriores. Es aquí donde se vuelve a manejar, sobre dos situaciones, que ayudan en los puntos de vista anteriormente tratados: Reducción en el consumo de combustible ó aumento de la producción. A continuación, se tratan los dos casos en cada opción.

## OPCION 1: PRECALENTAMIENTO DE AIRE Y COMBUSTIBLE.

Como ya se hizo mención, esta opción trae consigo dos posibilidades, las cuales por causa/efecto se presentan:

CAUSA	EFEECTO
Subir temperatura de horno.	* Triplica la producción (21 Ton/día) * Aumenta consumo de combustible.
Bajar consumo de combustible.	* Disminución en gastos de operación. * Producción invariable.

Aunque se podría presuponer que una opción es mejor que la otra, es mejor estudiar cada una por separado, y así al final emitir un juicio.

Debido a las fluctuaciones de la moneda y las disparidad en la economía, todo el análisis se realizará en US dólares. El consumo semanal de combustible es de 5000 litros (17.9ml/hr= 16.2 g/s), con un precio neto de:

US\$0.07 por litro

De esta manera en una semana el gasto de 5000l de combustible:

5000l = US\$350.00

**-DISMINUCION EN EL GASTO DE COMBUSTIBLE.-**

Para el caso de la disminución del consumo de combustible, se tiene una reducción del:

$1 - (0.00507/0.0162) = 68.7\%$

Esto implica semanalmente una reducción en dólares:



año 1 7280\*4639.14=US\$11919.14 US\$2'349,146.80

Como se puede constatar, con tal sobre producción, la inversión inicial y los gastos de operación extra, se recuperan más rápido que el caso anterior; pero siempre y cuando exista mercado.

#### OPCION 2: GENERACION DE VAPOR.

Para este caso, también es posible ver las dos opciones: aumento de producción y disminución de consumo de combustible. La única diferencia es en el costo inicial el cual sube por el generador de vapor y el quemador.

Generador de vapor de 0.2 lb/h de vapor ( US\$5000.00 )

Quemador flujo mixto aire/vapor/combustible(US\$1150.00)

Considerando de nuevo los gastos de operación(10%), queda para el primer caso:

Inicial= US\$10055.00 0

año 1 US\$11864.90 US\$12503.00

En este caso, la recuperación de la inversión es casi en un año, lo cual lo sigue haciendo atractiva. Para el segundo caso:

Inicial: US\$10055.00 0

año 1 7280\*11864.90=US\$19,144.90 US\$2'349,146.80

El costo del generador de vapor para los dos casos no afecta mucho la recuperación de la inversión.

#### OPCION 3: TURBINA DE GAS.

Para esta última opción, es importante tomar en cuenta la venta del equipo eléctrico, como una bonificación inicial. La turbina de gas tiene un costo de US\$20,000.00, pero la venta del otro equipo es:

1.-Transformador seco 440V/220V 3kVA

2.-Transformador 23kV/440V/220V 250KVA

3.-Motor de 200CP 3f. 440V



4.-Arrancador a tensión reducida, operación manual.

5.-Interruptor 3x600A, 440V.

6.-Subestación compacta de tres secciones: acometida, seguridad y conexión.

\*\*\*\*\*

TOTAL: \$ 72'500,000.00 m.n. (Costo por equipo usado, referencia: tiendas de equipo eléctrico usado).

Pasándolo a dólares:(2500x1)

TOTAL: US\$29,000.00

De esta manera, se puede hacer un estudio similar. Tomando en cuenta que el costo anual de luz es de aproximadamente \$6'000,000.00 m.n. (\$500,000.00 m.n. bimestrales) (US\$2400.00) En este caso, se tuvo que aumentar el gasto de combustible en un poco más del doble, de esta manera, el gasto extra de combustible, se representa como:

$0.01304/0.00507 = 2.572$  : Extra  $350(52)(1.572) = US\$28610.40$

El costo inicial del equipo es ahora de US\$30055.00, así:

Inicial	US\$58,665.40	US\$29,000.00
Año 1	US\$63,358.63	$2,400 + 31320 = US\$46223.00$

En este caso no es posible la recuperación de la inversión, debido a que se gana más con la tasa mínima de inversión (el banco), esto sin contar costos reales de energía en la turbina. Para el caso de aumento de producción, al año 1 se tiene:

US\$2,380,466.00

Por lo que aquí sí se recupera la inversión.

#### CONCLUSION DE CAPITULO.

En dos opciones, se logra un menor tiempo de recuperación en la inversión en el caso de aumentar producción y en el caso 3 es la única forma de recuperar la inversión. Cabe señalar, que el aumento de producción depende más de las condiciones de demanda, que el caso de una reducción en el consumo de combustible. Todo esto, es referente al sistema de inversión y las

necesidades de la empresa, tal como se dijo antes. De ninguna forma pretende hacerse un análisis financiero profundo, ya que se considera que este se hace según la política de la empresa.

#### BIBLIOGRAFIA.

- 1.-Guía de aprovechamiento del calor de desperdicio. Keneth G. Kreider y Michael B. McNeil. Reeditado por SKPAFIN México 1982.
- 2.- Catálogo de precios. Richardson Engineering Services Inc. 1987.
- 3.- Catálogo de precios 92. Mc Master-Carr Inc. 1986.

**CONCLUSIONES.**

A continuación se presentan los resultados para cada opción, en forma de tabla:

OPCION	CONSUMO DE COMBUSTIBLE(kg/s)	EFICIENCIA (%)	RENDIMIENTO (%)
ORIGINAL	0.0162	46.23	0.30
PRICAL.			
AIR Y COMB.	0.00507	61.01	0.96
GEN. DE VAPOR	0.00532	61.01	1.01
GEN. DE POTENCIA	0.01304	61.01	0.52
TRIPPLICAR PROD.	0.0227	59.77	0.70

OPCION	GASTO INICIAL	AMORTIZACION
RED. COMB.		
PREC. AIRE Y COMB.	US\$4295.00	APROX. 1/2 AÑO
GEN. DE VAPORES.	US\$10055.00	APROX. 1 AÑO
TRIP. DE PROD.		
PREC. AIRE Y COMB.	US\$4295.00	MESES DE 1 BIMESTRE.
GEN. DE VAPORES	US\$10055.00	MESES DE 1 BIMESTRE.
GEN. DE POTENCIA	US\$50665.40	MESES DE 3 BIMESTRES.

En el segundo capítulo se ha podido observar la situación tan crítica que existe en el horno, ya que existe un rendimiento muy bajo, a primera impresión. Posteriormente, al hacer el análisis de la combustión y el sistema en general, se ha visto que en realidad es necesario un rendimiento bajo, debido a las temperaturas de salida en los gases producto.

Para análisis posteriores, se debe de tomar en cuenta varios factores aquí encontrados:

- Comportamiento no lineal (máximo) de la temperatura vs. eficiencia energética; lo cual trae consigo la existencia de una temperatura a la cual la eficiencia es máxima, dadas las otras variables.
- Además de las ecuaciones previamente establecidas en el capítulo 3, es necesario y de suma importancia, utilizar el análisis por la ecuación de continuidad, para poder obtener la

temperatura final; y de esta manera no perder de vista el principal problema y limitante es la recuperación de calor de desperdicio: La corrosión.

c) Siempre que se analice una opción técnicamente posible, no se debe de perder de vista la posibilidad técnica.

Por otro lado de las tablas se pueden tomar otras observaciones. Aunque aparece la triplicación de producción como otra opción, esta en realidad es una derivación de las tres opciones. Se puede observar que para una misma producción, no existe una opción en la que el gasto sea mayor al real, y aún más, comparando eficiencias y rendimientos, se puede observar un gran logro térmico con las diferentes opciones. Con respecto a triplicar producción, técnicamente es menos conveniente que las otras; pero no así económicamente.

Económicamente se puede observar, que la triplicación de producción amortiza rápidamente, en cualquiera de sus tres opciones.

Decir cual es la mejor opción es difícil, ya que depende de otros factores, ya que estos resultados son considerando el perfecto funcionamiento de cada opción, tanto financiera como técnicamente, por esto la elección se debe de hacer en común acuerdo entre las necesidades técnicas de la planta y las financieras. En general, el presente trabajo pretende manejarse como una guía en el aprovechamiento de calor de desperdicio, para cualquier otro caso similar en la pequeña y mediana industria.

#### ANEXO A

##### CALCULO DE PERDIDAS POR PAREDES, EN EL HOGAR.

De las mediciones realizadas, las paredes tienen en su interior la siguiente temperatura:

$$T_{\text{min}} = (988 \pm 125.7)^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{max}} = (1036 \pm 84.5)^\circ\text{C}$$

Tomando una temperatura media:

$$T = 1012^\circ\text{C}$$

Esta temperatura es considerando estable el comportamiento y la distribución de las temperaturas en el horno, y bajo esta misma condición, la temperatura externa de las paredes es:

$$T = 102^\circ\text{C}$$

Para las pérdidas se tiene que son los tres mecanismos que actúan, y se expresan como:

$$Q = Q_{\text{cond.}} + Q_{\text{conv.}} + Q_{\text{rad.}}$$

De aquí se puede observar que al calcular la conducción, se calculan las pérdidas totales.

De la ecuación para conducción:

$$Q_{\text{cond.}} = kA(T_2 - T_1)/e \quad e = \text{espesor de pared.}$$

De los datos anteriores:

$$T_2 - T_1 = 830^\circ\text{K}$$

La conductividad del refractario es:

$$k = 0.347 \text{ W/m}^2\text{K}$$

De los planos del horno:

$$e = 0.325 \text{ m} \quad A_{\text{transf}} = 43.14 \text{ m}^2$$

Finalmente los datos:

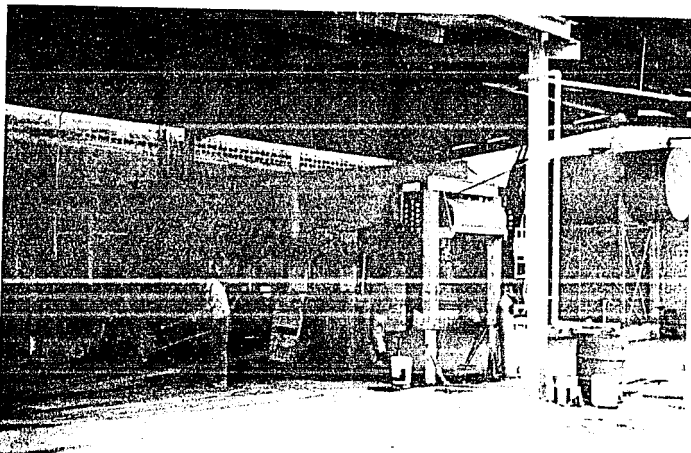
$$Q = 0.347(43.14)830/0.325 = 38.23 \text{ kW}$$

Referencia: Heat Transfer. J.P. Holman. McGraw-Hill ISEA. 1982.

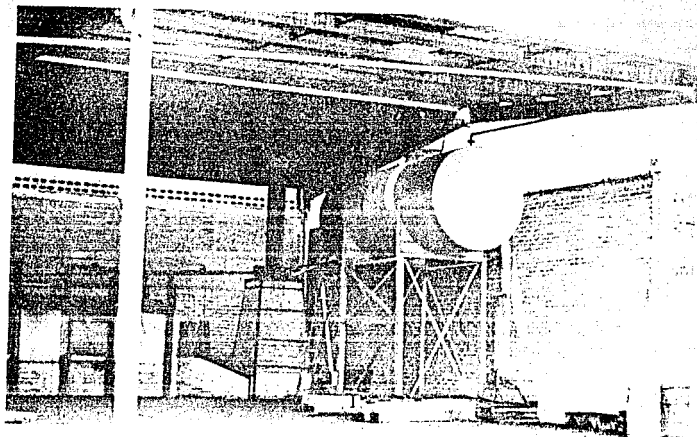
ANEXO - B

SITUACION DE LA PLANTA

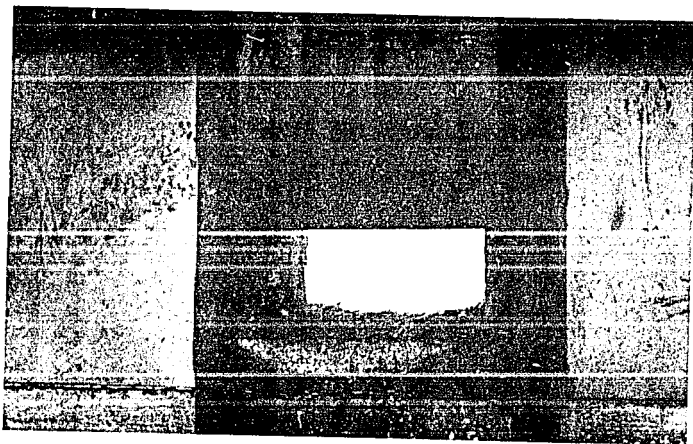
A continuación se presentan una serie de fotos, las cuales pretenden enseñar la situación de la planta. Se muestra el proceso de laminación y principalmente la situación del horno.



Vista general de la planta. Al fondo se puede observar el tanque de combustible y un aspecto parcial del horno. Al frente se observa el tren de laminación.

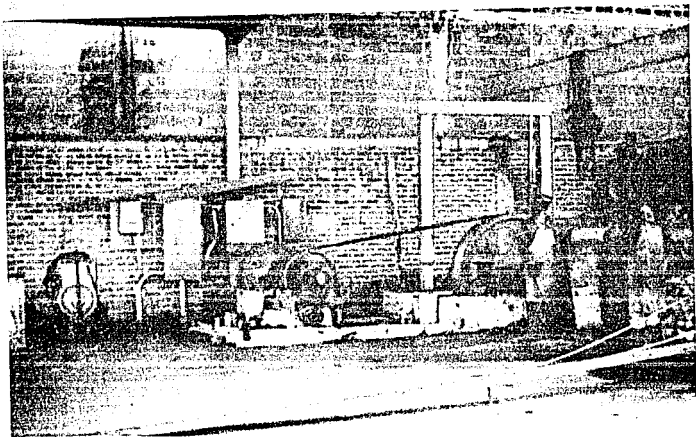


Vista parcial del tanque de combustible.



Vista del hogar. Esta foto fué tomada en la compuerta A.





Vista del sistema motriz. Al fondo se observa el tamaño del equipo eléctrico.



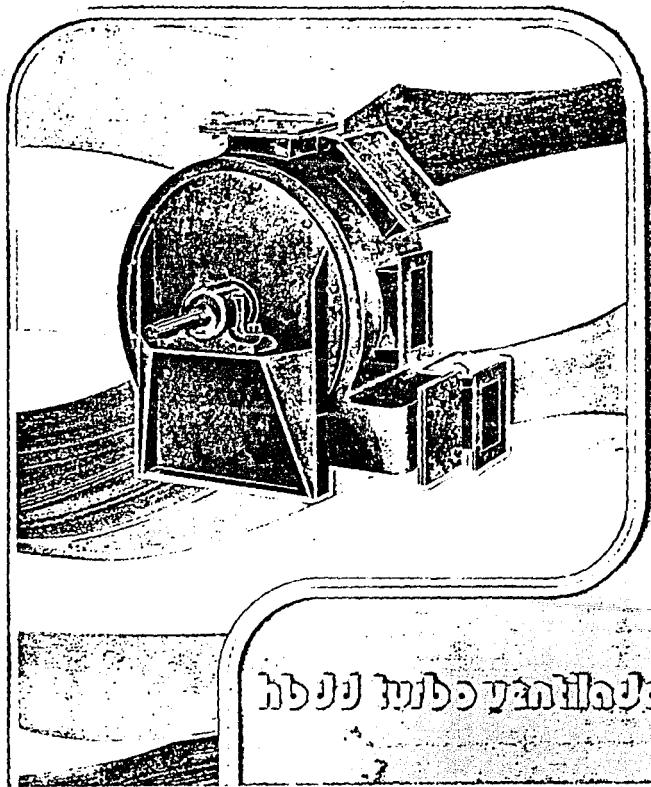
Proceso de extracción del material.

#### **ANEXO C.**

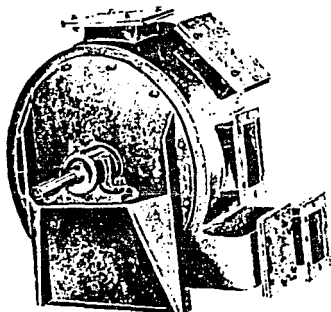
**El siguiente anexo tiene como finalidad completar la información del presente trabajo, a forma de ser un manual. No se pretende englobar todos los tipos de equipo que existen, pero sí da pauta a la elección de equipo.**

**Se presentan tres folletos: recuperador de calor, generadores de vapor y ventilador. En el caso de los generadores de vapor, se incluye información según la compañía y el país.**

 Flakt  
Flakt-México, S.A.  
maquinis y tratamiento de aire



# JIBÓN



El ventilador centrífugo HBDD, fabricado por Flakt, es del tipo de dos etapas, para desarrollar altas presiones, debido a que sus dos rodetes trabajan en serie; está diseñado para operar tanto por medio de poleas y bandas, o directamente al motor. Los rodetes se balancean estática y dinámicamente, siendo, en los tres tamaños más chicos de espas radiales y en los últimos de espas curvados hacia atrás. La temperatura máxima de operación es de 100°C.

Consta de carcasa, 2 rodetes, chumaceras, flecha y 2 puertas de inspección.

El rodetes y conos de entrada se fabrican en placa de acero y son totalmente soldados.

El mermolón de los rodetes viene preparado con barrenos para extracción.

La carcasa, también de acero, se atornilla a los costados, para poder extraer en forma sencilla los rodetes, siempre que sea necesario.

La flecha, de acero de la más alta calidad, es maquinada y rectificadas para garantizar una larga vida sin problemas, llevando sulcos entre ésta y la carcasa.

Tiene dos entradas y una salida, siendo rectangulares y bridas.

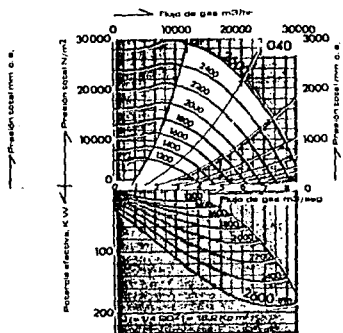
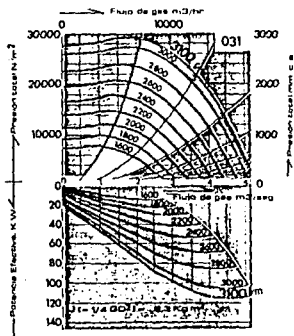
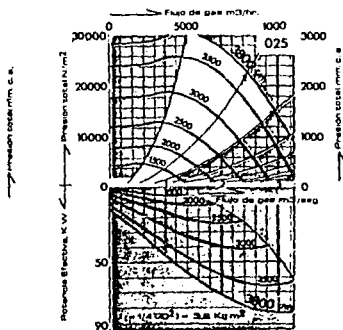


Rosación derecha, tiene la flecha que acciona transmisión en el lado que se muestra en el dibujo.  
Rosación izquierda, tiene la flecha que acciona (transmisión) en el lado contrario.

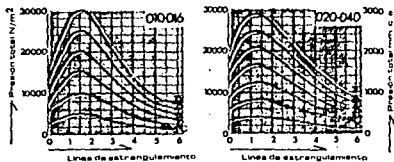
Ventilador Centrífugo HBDD-3-b-c-d	
Tamaño	010, 012, 016, 020, 025, 031, 040
Rosación	1 = Derecha 5 = Izquierda
Dirección de descarga	Ver tabla adjunta
El motor, la transmisión y la base para el conjunto se especifican por separado.	
Brida	HBDD-01-b (Contra brida, entrada) HBDD-02-b (Contra brida, salida)
Malla de protección	HBDD-03-b (Entrada) HBDD-04-b (Salida)
"b" Significa tamaño del ventilador arriba mencionado.	

010, 012	0	11
	30	14
	270	16
	300	18
016, 020, 025	330	23
	0	11
	22,5	13
	270	16
	282,5	18
031, 040	315	21
	337,5	24
	0	11
	16	12
	36	15
	270	16
	288	17
	306	20
324	22	
	342	25

# Curvas de capacidad



## CURVAS DE INCREMENTO DE TEMPERATURA

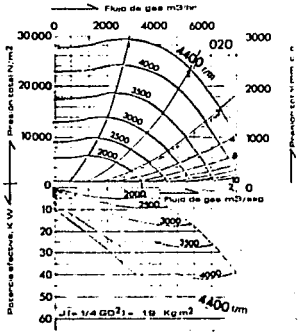
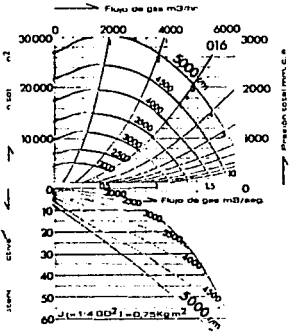
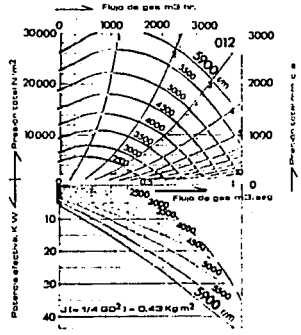
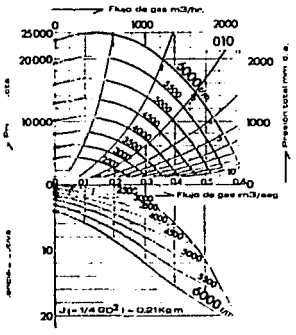


Los diagramas de capacidad corresponden a aire y gas de una densidad de 1.2 Kg/m<sup>3</sup>

Las áreas verdes indican la zona de operación de mayor eficiencia en los ventiladores.



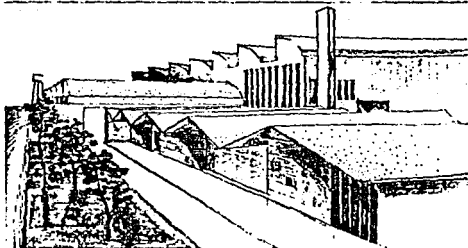
# מדד זרימה גז



Presión total mm. c.c.

Presión total mm. c.c.

# Makt MEXICO



#### FABRICA Y OFICINAS:

Ave. Cr. Gustavo Baz No. 129  
Tlaxepantla, Edo. de México  
Tel. 387-23-00  
Telex 017-74-514

#### SUCURSALES:

Monterrey:  
Edificio Santos Deso. 742  
V. Carranza y Madero  
Tels. 47-02-80 y 47-25-00  
Telex 036-533

Puebla  
Tel. 42-37-78

Guadalupe:  
18 de Septiembre 233-403  
Tels. 14-23-38 y 13-84-88  
Telex 066807



# FIELD TEST UPDATE

GAS RESEARCH INSTITUTE

SEPTEMBER 1987

## Ceramic Recuperator for Corrosive Stack Gases

### Recuperator exhibits good corrosion resistance in aluminum remelt furnace

A field test funded by Gas Research Institute (GRI) demonstrated that a ceramic recuperator developed by Solar Turbines Incorporated provides significant fuel savings in a corrosive process environment. Test results obtained with an aluminum scrap remelt furnace indicate a projected recuperator life of over five years under conditions in which metallic heat exchange surfaces may have a life as short as three months.

The U.S. aluminum industry should offer a sizeable market for ceramic recuperators. According to a 1982 listing of the Aluminum Association, there are 61 U.S. companies in the secondary aluminum ingot industry operating 77 facilities using remelt furnaces to recycle aluminum scrap and cans. These facilities operate about 1200 remelt furnaces.

Most remelt furnaces are natural gas-fired reverberatory hearth types in which the flames from the burners impinge the surface of the melt bath with part of the heat radiated back from the roof of the furnace to the charge. Furnace operating temperatures are 2100°-2400°F.

Theoretically, about 485 Btu/lb is required to melt aluminum from room temperature. However, many reverberatory furnaces use over 2000 Btu/lb. An energy flow analysis indicates that 25 percent of the energy is used for actual production (melting), 15 percent is lost to the furnace walls, while 60 percent escapes with the flue gas. Hence remelt furnaces offer a significant potential for

improved thermal efficiency along with increased furnace production.

The severely corrosive nature of the flue gases has been the principal deterrent to recuperation in aluminum remelt furnaces. In some operations, the flue gases, molten mixtures of alkali chlorides and fluorides, are vaporized in the furnace and carried into the recuperator region. Those fluxes tend to strip the protective oxide off the recuperator materials. Other aluminum remelt furnaces use only chloride-salt-based fluxes, which create a less severely corrosive environment.

The core of metallic recuperators on aluminum scrap remelt furnaces must be replaced as often as every three months and must be maintained at low tube-wall temperatures (typically 1500°F maximum). Consequently, even though the flue-gas temperatures normally range between 2000° and 2400°F, the preheated combustion air provided by the metallic recuperator is only 600° to 800°F.

### Recuperator design

The Solar Turbines ceramic recuperator uses a modular design. Each module (Fig. 1) is made up of 16 silicon carbide tubes having a 1 3/4-inch outside diameter, 3/16-inch wall, and 5-foot length. The alpha silicon carbide tubes are manufactured by Sohio Engineered Materials Company. The manufacturing technology was developed by Sohio under a separate GRI contract. Each tube is sealed at one end before entering the tubes. The tubes are permanently bonded to alloy sleeves by a Solar Turbines patented process. The sleeves are joined to a metal header by standard metal joining techniques.

Air enters the module through the upper section of the metal header and travels down a stainless tube inside the ceramic tube. The air exits the stainless tube into an annulus formed by the stainless and ceramic tubes, flows up the annulus while being heated, and exits into the lower chamber of the metal

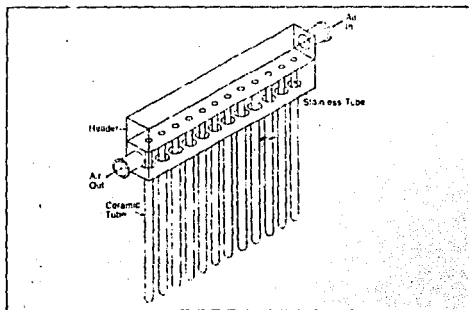


Fig. 1. Modular construction allows flexible recuperator capacity.

header. Modules are arranged one behind the other to form a single-pass recuperator.

This recuperator concept has several advantages:

- Standard-sized, factory-assembled modules can be used to form recuperators of any capacity.
- Only ceramic materials are exposed directly to erosive gases.
- Individual modules can be removed for cleaning, inspection, or replacement.
- Individual ceramic tubes can be easily replaced in the field.
- Bond between ceramic tube and metal allows leak-free and avoids a sealing material between ceramic and metal components that might deteriorate with time.
- On-line cleaning of heat-transfer surfaces can be achieved.

## Field test installation

The field test was conducted at TIMCO Inc., located in Fontana, California, with a newly designed 20-million-Btu/hr reformer and aluminum remelt furnace having a capacity of 190,000 lb of molten metal. Scrap aluminum is charged to the furnace along with the sodium and potassium chloride fluxing agents. Each of two North American direct-fired burners provide 10 million Btu/hr to the furnace. With the recuperator, total furnace heat input is equivalent to an unrecuperated operation rated at 25.5 million Btu/hr. The gases exit the furnace at about 2000°F during a high load, steady state condition.

The recuperator is a two-pass system (Fig. 2) using 2,56 tubes per pass (16 modules, each containing 16 tubes). In the first recuperator pass at the cold end, the first eight modules used 310 stainless-steel tubes. The remainder of the recuperator's first pass, and the entire second pass used silicon carbide outer tubes. The use of stainless tubes was an effort to examine possible cost reductions and to demonstrate the ease of having a hybrid recuperator

## Field test results

After six months (4300 hours) of continuous operation, the furnace was shut down for inspection and recuperator cleaning. The potassium and sodium chloride vapors contained in the pro-

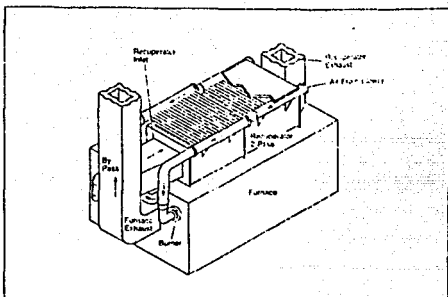


Fig. 2. Two-pass ceramic recuperator system.

cess exhaust gases condense on the vertical ceramic tube surfaces and accumulate on the recuperator floor. At shutdown, a 500°F drop in air preheat was observed.

Cleaning the heat-transfer surfaces was required about 6 hours and was accomplished by opening the recuperator access doors, air-lancing, vacuuming, and removing the accumulated salt. About 100 gallons of dry salt were removed. There was no sign of recession of the tube surfaces beyond the initial manufacturing tolerance. The recuperator was brought back on-line and the performance levels returned to the pre-cleaning levels.

By December 1986, over 6000 hours of problem-free operation had been experienced. Other than the routine shut-down at the end of 6 months, operation had been 24 hours a day, 7 days a week. Peak combustion air preheats of 1150°F were achieved with only 1850°F stack gases entering the recuperator (See Fig. 3.) Not one of the 384 silicon carbide tubes (a total length of nearly 2000 feet) failed. Based on the good condition of the tubes following the test, Solar Turbines engineers project a life of over 5 years for the tubes in a moderately corrosive environment.

A typical gas-fired aluminum re-arthrator furnace has an overall thermal process efficiency.

(energy received by the load)  
(energy contained in the process fuel input)

of 25 percent with 60 percent of this energy contained in the process ex-

haust gases and 15 percent lost through the furnace walls and openings. With the ceramic recuperator, the thermal efficiency is

Air preheat	Process efficiency
1000°F	35.5%
1200°F	37.6%
1400°F	39.8%

The excellent performance of the ceramic tubes can be attributed in part to successful screening by two quality control tests. The first test consisted of slowly passing a tube through a narrow high temperature zone. The alternating heating and cooling of the tube over this shut-off range resulted in a 10:1:0.1 strain held ranging down the tube. The second test was the application of a 500-psi internal air pressure while the tube was held in a 1000-pound compressed end load. Of 450 tubes received from suppliers only 19 were rejected.

Another major contributor to the success of the recuperator was Solar Turbines' ceramic-to-metal bonding method. No measurable leakage was observed during the field test.

## Projected economics

The economic trends shown in Fig. 4 are based on the cost of the recuperator, the required maintenance in a relatively corrosive environment and the necessary auxiliary equipment cost.

gy costs. Installation costs and the cost of the ancillary equipment are not included due to the wide variation in installation requirements. Simple payback, internal rate of return (IRR), and net present value (NPV) are calculated for a recuperator installed on an aluminum remelt furnace rated at a fuel input of 20 million Btu/hr. The analysis is based on 8500 hours of operation per year and the fuel savings summarized in Fig. 5. Depending on particular site specifications, simple payback under two years and approaching one year would not be unrealistic.

## Severe corrosion tests

Additional tests of candidate ceramic materials were conducted in a severely corrosive aluminum remelt furnace environment containing fluoride compounds. Various ceramic materials were exposed in a small-scale, two-pass test rig housing four modules holding five ceramic tubes each. The design was similar to the full-scale TIMCO recuperator.

The typical flux composition was 50 percent NaCl, 45 percent KCl, and 5 percent  $\text{Na}_2\text{SiF}_6$ . Additional flux components could be LiCl and  $\text{MgCl}_2$  to lower melting temperatures and  $\text{LiF}$  and  $\text{AlF}_3$  to increase the oxide fluxing capability. Carryover of fluoride salts is extremely detrimental due to their solvent action on the protective oxides that normally form on silicon carbide materials.  $\text{Na}_2\text{SO}_4$  could also be expected to condense on the ceramic tubes and cause sulfidation attack at temperatures of 1200°F and higher with salt concentrations in the stack gases of only 10 to 1000 ppb.

Two types of ceramic tubes were tested: eighteen made of Sohio's alpha-sintered silicon carbide and two made of Coors' reaction-bonded silicon carbide. The test was conducted at 1150°-1650°F for 4200 hours.

To determine the amount of reduction in wall thickness that had occurred during the test, twelve tubes were sectioned and measured. The severest reductions occurred at tube sections operated at the highest temperatures. The data are averaged and plotted as estimated tube lifetime versus maximum material temperature in Fig. 6. Figure 6 does not represent the ceramic lifetime of the entire recuperator since temperatures in a recuperator may vary greatly. For example, in a counterflow, one-pass heat

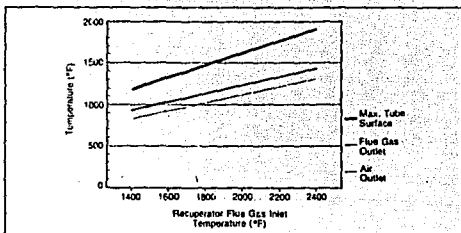


Fig. 3. Estimated performance of the ceramic recuperator.

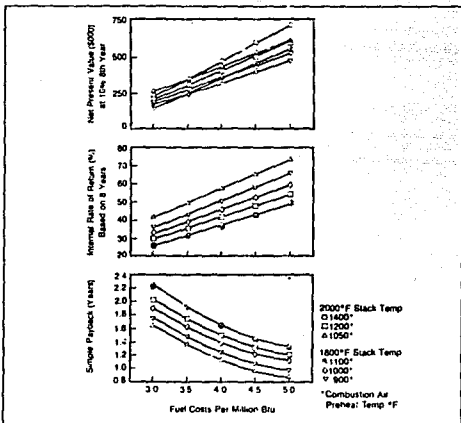


Fig. 4. Projected economics of the ceramic recuperator.

exchanger, the front row of tubes will run at much higher temperatures than the back rows and therefore would require shorter replacement times than would the back rows. Therefore, the average ceramic tube lifetime of an entire recuperator will be greater than that determined by the maximum operating temperature.

Five of the tubes were coated with candidate protective coatings to determine their effect on corrosion. The coatings employed were alumina, zirconium silicate, calcium-stabilized zirconia, mullite, and chromia. The alumina-coated tube

showed the least wall reduction, while the chromia-coated tube exhibited the most. Since coating application methods had not yet been refined for this test, coating adhesion was substantial in many areas. The results will be used as a guide for a more comprehensive test.

The results indicate that uncoated silicon carbide tubes of the type used in these tests may be used in highly corrosive aluminum remelt operations if tube surface temperatures are maintained below 1550°F.

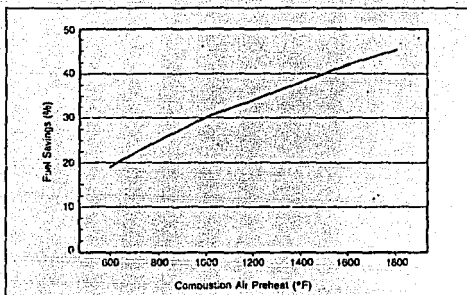


Fig. 5. Effect of combustion air temperature on fuel savings.

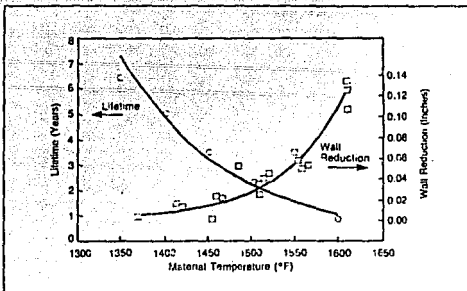


Fig. 6. Wall reduction and resulting expected lifetime of Coors tubing exposed to a corrosive aluminum remelt furnace environment for 4200 hours at various temperatures.

## Plate glass furnace test

The off-gas from glass melting furnaces typically contains particulates and volatile components from the glass batch. Particulates are often rich in alkali sulfate, sodium, silica dust and alkaline earth oxides, and bond oxide if the glass contains boron. A major portion of the particulates range from 0.5 to 3 microns. Gaseous species including alkali, sulfur, silicon, and iron oxides, fluorine, are often in concentrations as high as 75 ppm.

To conduct the test, two probes were placed in the bottom of a regenerator connected to a furnace producing primary flat glass. The probes were constructed by connecting ceramic tubes to metal collars using a furnace bonding method. The metal collars were fitted with flex line.

After exposure for 3500 hours to 1400°-1800°F stack gases, the probes showed less than 10 mil corrosion on almost all of the exposed surfaces. Corrosion on one of the probes was nearly 1 mil wall loss, apparently because sodium sulfate had dropped from the regenerator checker onto the probe.

This preliminary test, coupled with results from the aluminum remelt testing, indicate that the temperature indicator can be used in aluminum remelt and glass tank operations.

## Commercialization

Solar's commercialization program includes tube recuperators under a 50% royalty exclusive license. Typical modules are fabricated of 12 to 16 silicon carbide tubes. With the manufacturing technology now available, tubes can be made with a diameter of 1.75 to 3 inches.

## For further information, contact:

Stephen J. Sikirica  
Project Manager, Metals Processes

Micnae' E. Ward  
Principal Research Engineer

Gas Research Institute  
8600 West Bryn Mawr Avenue  
Chicago, Illinois 60631  
312/399-6335

Solar Turbines Incorporated  
P.O. Box 85376  
San Diego, California 92138-5376  
619/544-5000

GRI

The economizer, water heater, and superheater are usually shell and tube heat exchangers. As designed, the water heater and superheater can be in either the radiation or convective heat transfer zone. The economizer is usually in the convective zone.

The flash drum and steam separator are usually combined into a steam drum, containing both unevaporated water and steam. A steam-water separation device is used to remove water droplets.

Downcomers are built into the steam drum serving to recycle the boiler water to the heater zone.

#### 6-2 FIRE TUBE BOILER

In the fire tube design, hot gas passes through the inside of the tube. Fire tube boilers are usually used for high pressure gases. Sometimes, it is appropriate to use exotic materials for the tubes, rendering the shell side impervious to corrosion evolved by the hot gases.

The basic fire tube boiler design is illustrated in Fig. 6-6. In waste heat application, the steam drum is usually separate from the heat transfer section. This arrangement generates a high differential head and better natural circulation. The separate steam drum can be designed to ensure complete separation of steam and water, improving steam quality. Another advantage is that all the tubes are submerged in water. This design reduces the chance of vapor pockets, which may cause tube overheating. When separate steam drums are used, the inlet and outlet tube sheets are submerged in water.

The hot side tube sheet is the most vulnerable part of the fire tube waste heat boiler. Usually this tube sheet is protected from radiant heat by a layer of refractory. Alloy or ceramic ferrulas are usually inserted into the inlet of the tubes to distribute the maximum heat flux at the junction between tube sheet and tubes.

In the fire tube waste heat boiler, the riser tubes are usually at the end of the hot tube sheet to prevent steam blanketing. The downcomer is usually at the cold end. The blowdown nozzle is

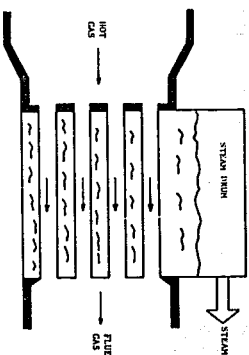


Figure 6-6 Fire tube boiler.

usually at the bottom of the shell, close to the hot tube sheet. Recirculation rate is approximately 10:1 to 15:1.

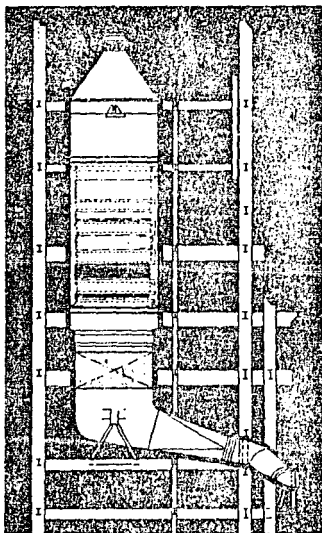
Scotch marine type fire tube boilers have also been used in waste heat application (Fig. 6-7). The radiation section usually serves as the cooler for hot corrosive flue gases. In waste heat application, the wet back design (Fig. 6-8) usually presents corrosion problems, making the dry back design (Fig. 6-9) the method of choice since it is easy to service and there is minimal condensation corrosion.

The fire tube single pass boiler (Fig. 6-10) has been used exclusively for chlorinated hydrocarbon waste combustion application [16,28]. Over the years, the optimal design of the hot tube sheet side and the optimal recirculation ratio have been developed. There has been one application using the Scotch marine boiler for recovery of waste heat from chlorinated hydrocarbon incinerators.



## Abhitzekessel für Gasturbinen

## Waste-Heat-Boiler for Gas Turbine Applications



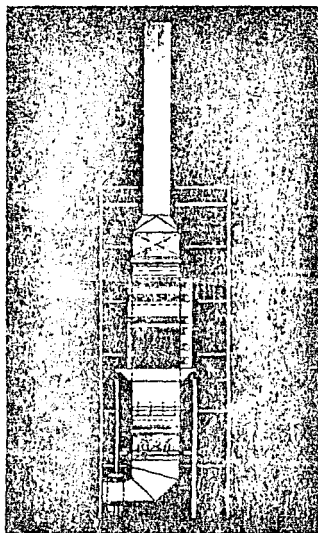
Zwangsdurchlaufkessel mit nachgeschaltetem  
Fernheizwasser-Vorwärmer

Once through boiler with subsequently gas side  
added hot water preheater

$$\dot{m}_G = 17,8 \text{ kg/s}, t_G = 550^\circ \text{C}$$

$$\dot{m}_D = 8,8 \text{ l/h}, t_D = 440^\circ \text{C}, p_D = 40 \text{ bar}$$

$$\dot{m}_W = 27,5 \text{ l/h}, t_W = 80/140^\circ \text{C}$$



Zwangsumlaufkessel mit nachgeschaltetem  
Fernheizwasser-Vorwärmer

Forced circulation boiler with subsequently gas side  
added hot water preheater

$$\dot{m}_G = 19,7 \text{ kg/s}, t_G = 539^\circ \text{C}$$

$$\dot{m}_D = 11,5 \text{ l/h}, t_D = 283^\circ \text{C}, p_D = 67 \text{ bar}$$

$$\dot{m}_W = 66,2 \text{ l/h}, t_W = 70/130^\circ \text{C}$$

**GEA Kühlturbau und Luftkondensation GmbH**

Postfach 10 08 07, Waldring 43-47, D-4630 Bochum 1  
Telefon 02 34 / 3 38 02, Telex 8 25 790, Telefax 02 34 / 33 82 02

Enter 25 on Enquiry Card

ENES-CAL  
BABCOCK FRANK  
FRG  
ENGINEERING  
CONTROLS USA  
ENERTECH  
UK  
DEUTSCHE  
BABCOCK FRG  
COMBUSTION ENG  
Canada  
CMB  
Belgium

MAY 15

	CMI Belgium	COMBUSTION ENG Canada	DEUTSCHE BABCOCK FRG	ENERTECH UK	ENGINEERING CONTROLS USA	EVT FRG	FIVES-CAIL BABCOCK France
<b>Full company name</b>	Comet Industriële Maatschappij Avenue Greiner 1 B-4102 St Mariing Belgium	Combustion Engineering Can Pac Inc 16 Ware Street OTTAWA Ontario K1P 6K3 Canada Tel: 413 560 6143	Deutsche Babcock Weg 1 D-40609 - 54 371 D-4062 DUEMEN, SE 111 FRG Tel: 778 02 023	Enertech 1982 Ltd 897 Wood Hill 11 Sarney Rd A1A 1K6 1A8 Nova Scotia Canada Tel: 414 577 912 391	Engineering Controls Inc 3801 Eastern Ave ST. LOUIS MO 63212 USA Tel: 314 844 3600	ETI Engineering Burgweinestrasse P.O. Box 60 02 60 D-7050 Stuttgart 1 FRG Tel: 49 714 298 3213 449 231 670 340 897 23 44 mail 0 44 1 31 Sales Mg. Dept. V.2	Five-Cail Babcock 7 rue Beaudouin F-75008 PARIS 8 France Tel: (33) 14 398 3523 1 321 43 298 303 802 278 4 3 31 Dept Sales Director
<b>Telephone No.</b>	(1 82) 41 302 211	(1 413 560 6143	656 11 234 0	4 194 577 912 391	424 235	(49) 714 298 3213	(33) 14 398 3523
<b>Telex No.</b>	14 725 1248 B	54 140 128			44 1 31		44 1 31
<b>Country or countries</b>	Belgium, France	Canada, U.S.A.	FRG, U.K.	Canada, U.K.	U.S.A.	FRG, U.S.A.	FRG, U.S.A.
<b>REGISTRATION:</b> Unified/Fixed Forms	Both	Both	Both	Both	Both	Both	Both
<b>Construction (Material, layout, etc.)</b>	Natural & Composite	Natural & Composite	Natural & Composite	Natural & Composite	Natural & Composite	Natural & Composite	Natural & Composite
<b>Configuration</b>	Vertical, horizontal or combination	Vertical, horizontal or combination	Vertical, horizontal or combination	Vertical, horizontal or combination	Vertical, horizontal or combination	Vertical, horizontal or combination	Vertical, horizontal or combination
<b>OUTPUT CONDITIONS:</b> Medium Yeast temperature (°C) Top air temperature (°C) Liquid temperature (°C) Applications (see Notes 1-19)	12 No gas bypass needed dry mode	12 No gas bypass needed dry mode	12 No gas bypass needed dry mode	12 No gas bypass needed dry mode	12 No gas bypass needed dry mode	12 No gas bypass needed dry mode	12 No gas bypass needed dry mode
<b>SIZES RANGE:</b> Output medium (kg/h) Output medium (kg/h) Output medium (kg/h)	200-550 plus 120-300 4000	400-2000 300-300 12-200	400-2000 300-300 12-200	1000 300-300 40	100-1000 100-1000 20-200	100-1000 100-1000 20-200	100-1000 100-1000 20-200
<b>Order Service Number</b>	Enter No. 429	Enter No. 410	Enter No. 411	Enter No. 412	Enter No. 413	Enter No. 414	Enter No. 415

	FOSTER WHEELER USA	Canada	UK	FRANCO TOSI Italy	GEA FRG	GEA SPIRO- GILLS UK	GENERATOR Sweden	GKN BIRWELCO UK	HCG NEW Netherlands
<b>Full company name</b>	Foster Wheeler Energy Corp. 110 S. Orange Ave. Orange, FL 32137 USA Tel: 305 333 7100	Foster Wheeler Energy Corp. 117 CATARAUGUS CAHON ONTARIO Canada Tel: 416 888 8436	Foster Wheeler Energy Corp. P.O. Box 2037 177 CATARAUGUS CAHON ONTARIO Canada Tel: (416) 888 8436	Franco Tosi P.I. Ing. Francesco Mazzoni Via Po 12, 20122 Milano, Italia Tel: (39) 31 541 585 (39) 31 582 207	GEA Konrad Muller P.O. Box 12 28 07 Postfach 12 67033 LEINZ FRG Tel: 49 6223 807	GEA Spiro-Gills Ltd The Station Kilworth Nottingham UK Tel: 44 53 240 005 47 52 240 005	Generator AB P.O. Box 295 S-131 22 ALMUDA Sweden Tel: 46 738 301 30 46 738 323 00	GKN Birwelco Ltd Nelson House 11 St. Johns Street London, EC1A 4LJ UK Tel: 44 21 332 477 44 21 332 7961 327 027	HCG New Rover & Process Equipment /Manufacturing Ltd L'Ede, Netherlands Tel: 31 21 788 372
<b>Telephone No.</b>	(305) 333 7100	(416) 888 8436	(416) 888 8436	(39) 31 541 585	(49) 6223 807	(44) 53 240 005	(46) 738 301 30	(44) 21 332 477	(31) 21 788 372
<b>Telex No.</b>	138 475	618 124	363 944	323 811 134 J	829 735	87 52 240 005	46 738 301 30	44 21 332 477	31 21 788 372
<b>Country or countries</b>	USA, Canada	Canada, U.S.A.	Canada, U.S.A.	Italy	FRG, U.K.	U.K.	Sweden	U.K.	Netherlands
<b>REGISTRATION:</b> Unified/Fixed Forms	Both	Both	Both	Both	Both	Both	Both	Both	Both
<b>Construction (Material, layout, etc.)</b>	Nat. for steel, balanced	Nat. for steel, balanced	Nat. for steel, balanced	Nat. for steel, balanced	Nat. for steel, balanced	Nat. for steel, balanced	Nat. for steel, balanced	Nat. for steel, balanced	Nat. for steel, balanced
<b>Configuration</b>	Vertical, gas flow	Vertical, gas flow	Vertical, gas flow	Vertical, gas flow	Vertical, gas flow	Vertical, gas flow	Vertical, gas flow	Vertical, gas flow	Vertical, gas flow
<b>OUTPUT CONDITIONS:</b> Medium Yeast temperature (°C) Top air temperature (°C) Liquid temperature (°C) Applications (see Notes 1-19)	12 No gas bypass needed dry mode	12 No gas bypass needed dry mode	12 No gas bypass needed dry mode	12 No gas bypass needed dry mode	12 No gas bypass needed dry mode	12 No gas bypass needed dry mode	12 No gas bypass needed dry mode	12 No gas bypass needed dry mode	12 No gas bypass needed dry mode
<b>SIZES RANGE:</b> Output medium (kg/h) Output medium (kg/h) Output medium (kg/h)	100-300 50-100 200-200	100-300 50-100 200-200	100-300 50-100 200-200	100-300 50-100 200-200	100-300 50-100 200-200	100-300 50-100 200-200	100-300 50-100 200-200	100-300 50-100 200-200	100-300 50-100 200-200
<b>Order Service Number</b>	Enter No. 416	Enter No. 417	Enter No. 418	Enter No. 419	Enter No. 420	Enter No. 421	Enter No. 422	Enter No. 423	Enter No. 424

	IBW USA	KAWASAKI Japan	MAXITHERM Australia	M E BOILERS UK	MITSUBISHI Japan	MITSUJI Japan	NEI INTERN. COMBUSTION UK	RILEY STOKER USA
<b>Full company name</b>	International Boiler Works Co	Kawasaki Heavy Industries Ltd	Maxtherm Boilers Pty Ltd	M E Boilers Ltd	Mitsubishi Heavy Industries Ltd	Mitsubishi Heavy Industries Ltd	NEI International Combustion Ltd	Riley Stoker Corp
<b>Address</b>	P.O. Box 428 4850 Birch Drive EAST PROCESSIONS FAIRFAX, ILL Tel: 714/971-5120 Telex: 714/24228 Fax: 714/971-5121 M. & S. Inc. Miami, FL	1-1 Chiyoda-ku 2-1-1 Higashi Mitsubishi Bldg Tokyo, JAPAN Tel: 313-2200 Telex: 313-2200 Fax: 313-2200	Maxtherm Boilers Pty Ltd 4/211 Stirling Melbourne, VIC 3001 Australia Tel: 03/487-0252	44, 2005 M. F. Park Cardiff Wales	117, 170-0000 117, 170-0000 California U.S.A. Tel: 714/971-5121 Tel: 714/971-5121 Tel: 714/971-5121 Tel: 714/971-5121	117, 170-0000 117, 170-0000 California U.S.A. Tel: 714/971-5121 Tel: 714/971-5121 Tel: 714/971-5121 Tel: 714/971-5121	117, 170-0000 117, 170-0000 California U.S.A. Tel: 714/971-5121 Tel: 714/971-5121 Tel: 714/971-5121 Tel: 714/971-5121	117, 170-0000 117, 170-0000 California U.S.A. Tel: 714/971-5121 Tel: 714/971-5121 Tel: 714/971-5121 Tel: 714/971-5121
<b>Telephone No.</b>								
<b>Telex No.</b>								
<b>Contact for enquiries</b>								
<b>Job Site/Reference</b>								
<b>DESCRIPTION</b>	Unifed Unifed/Feed Fuel Coal/Steam (Solid, liquid, etc.) Number of pressure levels Configuration	Unifed Feed Natural gas MHP, 2 or 3 MHP, 2 or 3	Unifed Feed Natural gas MHP, 2 or 3 MHP, 2 or 3	Unifed Feed Natural gas MHP, 2 or 3 MHP, 2 or 3	Unifed Feed Natural gas MHP, 2 or 3 MHP, 2 or 3	Unifed Feed Natural gas MHP, 2 or 3 MHP, 2 or 3	Unifed Feed Natural gas MHP, 2 or 3 MHP, 2 or 3	Unifed Feed Natural gas MHP, 2 or 3 MHP, 2 or 3
<b>OUTPUT CONDITIONS</b>	Medium Water temperature (°F/C) Water pressure (PSI/Bar) Liquid temperature (°F/C) Applications (see Notes 1-12)	Water Submerged Up to 570 30 1,234,567	Water, organic Submerged Up to 570 30 1,234,567	Water, organic Submerged Up to 570 30 1,234,567	Water, organic Submerged Up to 570 30 1,234,567	Water, organic Submerged Up to 570 30 1,234,567	Water, organic Submerged Up to 570 30 1,234,567	Water, organic Submerged Up to 570 30 1,234,567
<b>Special features</b>	Single or double caked in system	Modular construction	Modular construction	Modular construction	Modular construction	Modular construction	Modular construction	Modular construction
<b>SIZE RANGE</b>	Output maximum (Btu/h) Output minimum (Btu/h) Output maximum (kW) Output minimum (kW)	40,000 100 — —	30,000 100 — —	40,000 100 — —	40,000 100 — —	40,000 100 — —	40,000 100 — —	40,000 100 — —
<b>Reader Service Number</b>	Enter 425	Enter 426	Enter 427	Enter 428	Enter 429	Enter 430	Enter 431	Enter 432
	<b>SENIOR GREEN UK</b>	<b>STANDARD Netherlands</b>	<b>STANDARD KESSEL FRG</b>		<b>STEIN FASEL France</b>		<b>STRUTHERS WELLS France</b>	<b>STRUTHERS WELLS UK</b>
<b>Full company name</b>	Senior Green Ltd	Standard Kessel Netherlands	Standard Kessel Netherlands		Stein Fasel SA		Struthers Wells France	Struthers Wells UK
<b>Address</b>	P.O. Box 26 C/O J. van der Meer W. P. van der Meer Tel: 020-377-220 M. J. van der Meer Sales Manager	P.O. Box 26 C/O J. van der Meer W. P. van der Meer Tel: 020-377-220 M. J. van der Meer Sales Manager	P.O. Box 26 C/O J. van der Meer W. P. van der Meer Tel: 020-377-220 M. J. van der Meer Sales Manager		P.O. Box 26 C/O J. van der Meer W. P. van der Meer Tel: 020-377-220 M. J. van der Meer Sales Manager		P.O. Box 26 C/O J. van der Meer W. P. van der Meer Tel: 020-377-220 M. J. van der Meer Sales Manager	P.O. Box 26 C/O J. van der Meer W. P. van der Meer Tel: 020-377-220 M. J. van der Meer Sales Manager
<b>Telephone No.</b>								
<b>Telex No.</b>								
<b>Contact for enquiries</b>								
<b>Job Site/Reference</b>								
<b>DESCRIPTION</b>	Unifed/Feed Fuel Coal/Steam (Solid, liquid, etc.) Number of pressure levels Configuration	Unifed Feed Natural gas MHP, 2 or 3 MHP, 2 or 3	Unifed Feed Natural gas MHP, 2 or 3 MHP, 2 or 3		Unifed Feed Natural gas MHP, 2 or 3 MHP, 2 or 3		Unifed Feed Natural gas MHP, 2 or 3 MHP, 2 or 3	Unifed Feed Natural gas MHP, 2 or 3 MHP, 2 or 3
<b>OUTPUT CONDITIONS</b>	Medium Water temperature (°F/C) Water pressure (PSI/Bar) Liquid temperature (°F/C) Applications (see Notes 1-12)	Water, water Submerged Up to 570 30 1,234,567	Water, water Submerged Up to 570 30 1,234,567		Water, water Submerged Up to 570 30 1,234,567		Water, water Submerged Up to 570 30 1,234,567	Water, water Submerged Up to 570 30 1,234,567
<b>Special features</b>	Single or double caked in system	Modular construction	Modular construction		Modular construction		Modular construction	Modular construction
<b>SIZE RANGE</b>	Output maximum (Btu/h) Output minimum (Btu/h) Output maximum (kW) Output minimum (kW)	40,000 100 — —	40,000 100 — —		40,000 100 — —		40,000 100 — —	40,000 100 — —
<b>Reader Service Number</b>	Enter 433	Enter 434	Enter 435		Enter 436		Enter 437	Enter 438

IBW SYSTEMS

STRUTHERS - SUBZER

SUMERLIN - SUNROD

TOSHIBA

WAAGNER

WESTINGHOUSE

WESLOCH



GRIFFIN

	STRUTHERS USA	SULZER Switzerland	SUNGBERG Turkey	SUNROD Sweden	TOSHIBA Japan	WAGNER- BIRO Austria	WESTINGHOUSE CONSECO USA	WYEL SLOCH FRG
<b>Full company name</b>	Struthers Wells Corp	Culpeper Sulzer AG	Sungberg A/S	Luxvit International	Toshiba Corporation	Wagner-Biro AG	Westinghouse Conseco Inc.	Wysel-Sloch Corporation
<b>Address</b>	P.O. Box 8 1520 Pennsylvania Avenue West Wheat Ridge, CO JA 80836, USA (+1) 303 726 3200	Zürcherstrasse CH-8611 INTERLAKEN Switzerland (+41) 051 823 323 (+41) 051 226 303	Yedigöller 25-25 Beşiktaş, ISTANBUL Turkey (+90) 11 814 274	Box 100 1410 17th Street 19-C Borås Sweden	1-1 Dainichi 1-Chome Mitsubishi Tokyo 100, Japan (+81) 67 4732	P.O. Box 1054 Wagner-Biro Str 18 A-8021 GRAZ Austria (+43) 29 247 286 (+43) 29 247 407	111 West Road MIDDLETOWN NJ (+1) 718 748 5098	111 West Road MIDDLETOWN NJ (+1) 718 748 5098
<b>Telephone No.</b>	(+1) 303 726 3200	(+41) 051 823 323	(+90) 11 814 274	(+46) 73 802 110	(+81) 67 4732	(+43) 29 247 286	(+1) 718 748 5098	(+1) 718 748 5098
<b>Telex No.</b>	814 630	866 823 228	88 377	19 288 88802 2	277 567 88888	271 276 88888	776 210 270 1888	776 210 270 1888
<b>Country or continent</b>	NAFTA	EU	EU	EU	EU	EU	NA	NA
<b>Job Site Department</b>	NA	EU	EU	EU	EU	EU	NA	NA
<b>DESIGNATION:</b> Limited-Flow Pump Circulator (Boilers, District, etc.) Multiple of pressure levels Configuration	Boiler Gas, oil, biomass Nature of fuel Single or multiple Vertical or vertical	Boiler Gas, oil Nature of fuel Single or multiple Vertical or vertical	Boiler Gas, oil, wood Nature of fuel Single or multiple Vertical	Boiler Gas, oil, wood Nature of fuel Single or multiple Vertical	Boiler Gas, oil, wood Nature of fuel Single or multiple Vertical	Boiler Gas, oil Nature of fuel Single or multiple Vertical	Boiler Gas, oil Nature of fuel Single or multiple Vertical	Boiler Gas, oil Nature of fuel Single or multiple Vertical
<b>OUTPUT CONDITIONS:</b> Medium Vapour temperature Vapour pressure Liquid temperature Applications (see Notes 1-16)	FC FC FC FC	FC FC FC FC	FC FC FC FC	FC FC FC FC	FC FC FC FC	FC FC FC FC	FC FC FC FC	FC FC FC FC
<b>Special features</b>	Modular design, etc	Modular design, etc	Modular design	Modular design	Modular design	Modular design	Modular design	Modular design
<b>SIZE RANGE:</b> Output maximum Output minimum Output maximum Output minimum	Boiler FC FC FC FC	Boiler FC FC FC FC	Boiler FC FC FC FC	Boiler FC FC FC FC	Boiler FC FC FC FC	Boiler FC FC FC FC	Boiler FC FC FC FC	Boiler FC FC FC FC
<b>Power Service Number</b>	Enter No. 433	Enter No. 440	Enter No. 441	Enter No. 442	Enter No. 443	Enter No. 444	Enter No. 445	Enter No. 446

Editorial and Publishing Offices  
UTP House  
33-35 Bowdoin Green Lane  
London EC2R 0DA, England  
Telephone: (+448) 1 837 7212  
Telex: 295049 utpre g

# PRODUCT GUIDE

## Exhaust and waste heat recovery boilers

### Part 2: Fire tube

	ASCO USA	BABCOCK POWER UK	BLOHM & VOSS FRG	BORSIG FRG	BREDA Netherlands	DEUTSCHE BABCOCK FRG
<b>Full company name</b>	ASCO Industries Inc.	Babcock Power Ltd	Böhm & Voss AG	Borsig GmbH	Machinieren Breda	Deutsche Babcock Breda AG
<b>Address</b>	P.O. Box 286, ABILENE, TX 79604, USA (+1) 817 677 3011	141 Great Dover St, LONDON, SE1 4TE, UK United Kingdom (+44) 447 2803 (+44) 443 1784 881 151 Station G W. Rye, Ch. Sussex Sussex Manager	P.O. Box 10 27 25, Helmweg, Bremen Str. 2, D 2800 BREMEN 2, FRG (+49) 42 31 181 200 (+49) 42 31 191 240 211 047-0 Dr D W. Appels	Borsigstr. 27, 37, D-1000 BERLIN 37, FRG (+49) 30 4307 2208 (+49) 30 4307 2238 D 1001-0 W. Hübner Head of Product ACP	Breda P.O. Box 296, 173 Southaven, 4800 GB BREDA, Netherlands (+31) 76 673 240 (+31) 76 673 240 W. F. van't Hof	Deutsche Babcock Breda AG Duisburger Str. 273 D-4070 DUISBURG 1, FRG (+49) 208 823 2700 882 951 group D W. D. Gales
<b>Telephone No.</b>	(+1) 817 677 3011	(+44) 447 2803 (+44) 443 1784	(+49) 42 31 181 200 (+49) 42 31 191 240	(+49) 30 4307 2208 (+49) 30 4307 2238	(+31) 76 673 240	(+49) 208 823 2700
<b>Country or continent</b>	NA	EU	EU	EU	EU	EU
<b>Job Site Department</b>	NA	EU	EU	EU	EU	EU
<b>DESIGNATION:</b> Limited-Flow Pump	Boiler Gas, oil	Boiler Gas, oil	Boiler Gas, oil	Boiler Gas, oil	Boiler Gas, oil	Boiler Gas, oil
<b>OUTPUT CONDITIONS:</b> Medium Vapour temperature Vapour pressure Liquid temperature Applications (see Notes 1-16)	FC FC FC FC	FC FC FC FC	FC FC FC FC	FC FC FC FC	FC FC FC FC	FC FC FC FC
<b>Special features</b>	Modular design, etc	Modular design, etc	Modular design, etc	Modular design, etc	Modular design, etc	Modular design, etc
<b>SIZE RANGE:</b> Output maximum Output minimum Output maximum Output minimum	Boiler FC FC FC	Boiler FC FC FC	Boiler FC FC FC	Boiler FC FC FC	Boiler FC FC FC	Boiler FC FC FC
<b>Power Service Number</b>	Enter No. 447	Enter No. 448	Enter No. 449	Enter No. 450	Enter No. 451	Enter No. 452

50



	ENGINEERING CONTROLS USA	FIVES-CAIL BABCOCK France	FOSTER WHEELER Canada	FOSTER WHEELER United Kingdom	FOSTER WHEELER USA	GENERATOR INDUSTRI Sweden	HCG NEM Netherlands
Full company name	Engineer Co Control Inc 227 Broadway Ave. 17 LOCAL Middletown NJ 07043 USA (1-212) 644-3600	Fives-Cail Babcock 7-14 Montevie F-7038 PARIS France (+33) 1 47 85 526	Foster Wheeler Ltd P.O. Box 3007 ST. CATERINES Canada (416) 438-8844	Foster Wheeler Power Products Ltd P.O. Box 160 Greater London House LONDON W1P 7JX England (+44) 1 736 1273 (+44) 397 8718 202 888 M. J. A. Dixon	Foster Wheeler Energy Corporation 175 South Orange Ave LYFORD LONDON USA (1-717) 371-6333 1 IND	Generator Industrier AB P.O. Box 2051 S-17022 JARFALLA Sweden (+46) 178 52 120 (+46) 753 7333 11 The person is at Work Force Vice President	HCG NEM Boveri Probleme Equip Dev Zwijndrecht, Montweg 1, LEICDH Netherlands (+31) 31 789 312 30 30 00 Mr. J. Heuvel
Telephone No. Telex No. Contact for registration Job No./Day/night	424 220 M. W. Baker M. P. Erwin	650 538 M. S. Tross M. P. Erwin	520 358 M. J. A. Dixon		01 39 426 M. J. A. Dixon		
DELEGATION Limited/Full Field	Both Neither gas, diesel	Both Oil gas	Unified	Both Gas, oil, hydrogen	Both Gas, oil, hydrogen	Both Gas, oil	Both Gas, oil, hydrogen
OUTPUT CONDITIONS Steam Turbine temperature (°C) Turbine pressure (kg/cm²) Liquid temperature (°C) Applications (see pages 1-18) Special features	Steam, water 273 243 1,2,3,4,10,11 Pump-out bypass	Water 305 225 S.S. 1, 14 Inert gas bypass	Steam 450 (pressure) 225 S.S. Vertical gas flow	Water 305 225 1,2,3,4,5,6,7 S.S. 1,1,1,1,1,2 Modular design	Water 305 225 1,2,3,4,5,6,7 S.S. 1,1,1,1,1,2 Modular design	Water 130 to 200 10 to 200 S 13	Water 400 10 to 200 225 3,4,5,6,10,12,15
SIZE RANGE Output maximum (kg/h) Output maximum (MW) Output maximum (MW)	115 200 — 15 200 —	150 200 — —	75 200 — 75 200 —	200 200 — 75 200 —	200 200 — 75 200 —	16 200 10 200 10 200 10 200	30 200 30 200 10 200 10 200
Reader Service Number	Enter No. 453	Enter No. 454	Enter No. 455	Enter No. 456	Enter No. 457	Enter No. 458	Enter No. 459
	JOHNSTON USA	MAXTHERM Australia	NEI/INTERNAT. COMBUSTION UK	SIMMERING- GRAZ-PAUKER Austria	SENIOR GREEN UK	STANDARD KESSEL FRG	STANDARD FASEL-LENTJES Netherlands
Full company name	JOHNSTON Boiler Co	Maxtherm Boilers Pty Ltd 77 O'Rourke Street ALBERT PARK AUS 4101 (+61) 987 0252	NEI International Combustion Ltd Cochran Lane, Hemley Worcestershire, ENGLAND Sole Agent: OTEC (+44) 4752 21118 (+44) 4752 3099	Simmering-Graz-Pauker AG Mehringstrasse 25 A-1070 Vienna Austria (+43) 222 281 401 114 112 M. G. Janderica	Senior Green Ltd Larsons Lane P.O. Box 26 Culpeper Park Road WARRINGTON ENGLAND (+44) 524 521 211 (+44) 524 587 222 35, 39, 40, 41 141 11 1 Project Coordinator	Standard Kessel GmbH Larsons Lane P.O. Box 12 04 02 Bismarckstr. 11 D-4100 DUISBURG 12 FRG (+49) 203 4521 (+49) 203 452 211 820 10 40 141 11 1 Manager, GfK	Standard Fasel Larsons Lane P.O. Box 4125 The Leysing 41 3320 LH UTRECHT, Netherlands (+31) 20 485 211 (+31) 20 482 288 40 204 10 40 141 11 1 Manager Dept.
Telephone No. Telex No. Contact for registration Job No./Day/night	779 428 M. W. Baker	44 22 025 M. P. Erwin	779 183 M. J. R. Jeffrey Sales Manager	114 112 M. G. Janderica			
DELEGATION Limited/Full Field	Both Oil gas	Both Oil gas	Unified	Both Oil gas	Both Oil gas	Unified Oil exhaust, waste gas	Both Any
OUTPUT CONDITIONS Steam Turbine temperature (°C) Turbine pressure (kg/cm²) Liquid temperature (°C) Applications (see pages 1-18) Special features	Steam, water 273 243 1,2,3,4,10,11 Pump-out bypass	Water 305 225 S.S. 1, 14 Inert gas bypass	Water 305 225 S.S. 1, 14 Inert gas bypass	Water 305 225 1,2,3,4,5,6,7 S.S. 1,1,1,1,1,2 Modular design	Water 305 225 1,2,3,4,5,6,7 S.S. 1,1,1,1,1,2 Modular design	Steam, water 130 to 200 10 to 200 S 13 Compensating panels	Steam, water 400 10 to 200 10 to 200 10 to 200 1,2,3,4,5,6,7,8,9 10,11,12,13 Large water capacity
SIZE RANGE Output maximum (kg/h) Output maximum (MW) Output maximum (MW)	115 200 — 15 200 —	150 200 — 10 200 —	75 200 — 75 200 —	200 200 — 75 200 —	200 200 — 75 200 —	16 200 10 200 10 200 10 200	30 200 30 200 10 200 10 200
Reader Service Number	Enter No. 460	Enter No. 461	Enter No. 462	Enter No. 463	Enter No. 464	Enter No. 465	Enter No. 466