



\*D-7344\*

T  
621.4025  
F 363

ESCUELA SUPERIOR  
POLITECNICA DEL LITORAL

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA

"DETERMINACION DE EFICIENCIA TERMICA DE UN HORNO  
EXPERIMENTAL, USANDO DIESEL COMO COMBUSTIBLE"

TESIS DE GRADO

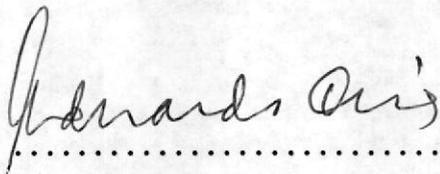
Previa a la obtención del Título de:  
INGENIERO MECANICO

Presentada por:

NARCISA HERLINDA FERNANDEZ ZAMORA

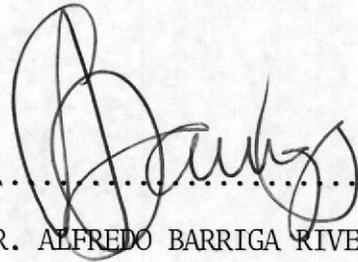
GUAYAQUIL - ECUADOR

1985



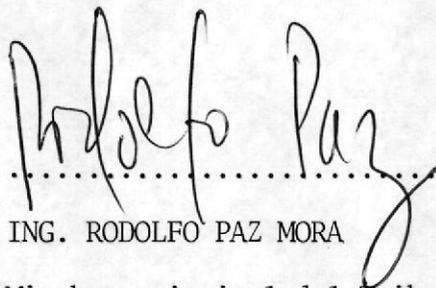
ING. EDUARDO ORCES PAREJA

Decano Facultad de Ingeniería Mecánica



DR. ALFREDO BARRIGA RIVERA

Director de Tesis



ING. RODOLFO PAZ MORA

Miembro principal del Tribunal



ING. GEORGE ASPIAZU SANCHEZ

Miembro principal del Tribunal

## A G R A D E C I M I E N T O

Al Dr. ALFREDO BARRIGA,  
Director de Tesis.

A ESPOL e INECEL.

Al personal del Laboratorio de Conversión de Energía.

Al personal del Taller Mecánico.

A mis compañeros. Y, a todas las personas que de una u otra manera contribuyeron a la realización de este trabajo.

DEDICATORIA

A MIS PADRES

A MIS HERMANOS

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en esta tesis, me corresponden exclusivamente; y, el patrimonio intelectual de la misma, a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

(Reglamento de Exámenes y Títulos profesionales de la ESPOL).

..... *Narcisa H. Fernández Z.* .....  
NARCISA FERNANDEZ ZAMORA

## RESUMEN DE LA TESIS

El progresivo aumento en el costo de los combustibles, así como la reducción de sus reservas, ha hecho que se desperte el interés por lograr su mayor aprovechamiento. Es decir, utilizar la mayor cantidad posible de la Energía contenida en el combustible.

Uno de estos combustibles es el diesel, el cual tiene gran demanda en el país.

El objetivo de este proyecto, es el de determinar la eficiencia térmica ( $n_t$ ) del horno construido para propósitos de experimentación en la ESPOL (Fig. 1a y Fig. 1b), simulando condiciones encontradas en hornos y calderos industriales y de generación de fuerza y tratar de mejorar esta eficiencia, lo que se traduce en un ahorro de combustible.

Para ello se determinarán las diferentes pérdidas térmicas que ocurren comúnmente en un horno así como el calor extraído por la carga, que para este proyecto se la ha simulado por un banco de tubos por el que circula agua.

Luego de determinar la eficiencia térmica y el consumo de combustible se presentarán los resultados en forma de gráficas como la variación de la carga (de cada tubo) con la distancia (al quemador), se hará el balance térmico d e l

horno y se lo presentará por medio del diagrama de SANKEY.

Para propósitos de comparación se determinará la eficiencia térmica en el punto óptimo y un punto un poco menos que el óptimo (para otra relación aire/combustible), así como a una carga diferente.

Luego se analizará el efecto de las pérdidas térmicas, la carga y la distancia sobre la eficiencia térmica y como tratar de mejorarla usando en el combustible de los aditivos existentes en el mercado, así como la posibilidad de recuperar el calor sensible perdido en los gases de combustión.

# INDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN	VI
INDICE GENERAL	VIII
INDICE DE FIGURAS	X
INDICE DE TABLAS	XIII
INTRODUCCION	14
1. DIFERENTES NIVELES DE ENERGIA	17
1.1 Energía total disponible en el combustible: Diesel	17
1.1.1 Valor Calorífico	18
1.2 Energía disponible en los gases de la Cámara	21
1.3 Energía disponible en los gases de escape	23
1.4 Eficiencia en los diferentes niveles de Ener <u>g</u> ía.	25
2. PERDIDAS TERMICAS	28
2.1 A través de la carga simulada: Tubos de agua	31
2.1.1 Transferencia de calor por radiación	34
2.2 A través de las paredes	44
2.2.1 Método gráfico de Schmidt	46
2.3 A través de los productos de combustión	53
2.3.1 Analizador de gases: Orsat	54
2.4 Por Combustión Incompleta	58
3. SISTEMA EXPERIMENTAL	62
3.1 Determinación de las Pérdidas Térmicas	62
3.1.1 A través de la carga: Banco de tubos	65
3.1.2 A través de las paredes laterales, te - cho y piso	70
3.1.3 A través de los Productos de Combustión	80
3.1.4 Por Combustión Incompleta	80
3.2 Determinación del Consumo de Combustible	80
3.3 Determinación de Eficiencia Térmica	81
4. PRESENTACION DE RESULTADOS	82

	Pág.
4.1 Variación de la carga con la distancia	82
4.2 Balance Térmico	82
4.2.1 Diagrama de SANKEY	85
4.2.2 Gráfica de Energía Disponible	85
4.3 Eficiencia Térmica	86
4.3.1 Variación con la carga	89
5. ANALISIS DE RESULTADOS	94
5.1 Eficiencia Térmica	94
5.1.1 Efecto de las Pérdidas Térmicas	94
5.1.2 Efecto de la carga	95
5.1.3 Efecto de la distancia	96
6. MEJORAS EN LA EFICIENCIA TERMICA	97
6.1 Uso de Aditivos en el Combustible	97
6.2 Recuperación de calor sensible de gases	97
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	104
APENDICES	107
BIBLIOGRAFIA	166

## I N D I C E   D E   F I G U R A S

	Pág.
2.1.a Banco de tubos (carga simulada), entrada de <u>a</u> gua.	29
2.1.b Banco de tubos (carga simulada), salida de a- gua.	30
2.2 Variación de la emisividad de llamas lumino - sas con la distancia desde el quemador.	40
2.3 Método gráfico de SCHMIDT: Temperatura vs. distancia.	47
2.4 Método gráfico de SCHMIDT.	50
2.5 Analizador de gases: Orsat.	55
2.6 Toma de muestra de gases de combustión.	57
3.1 Variación del flujo de aire a la entrada al quemador.	63
4.1 Variación de la carga con la distancia, nivel 4.5.	83
4.2 Diagrama de SANKEY.	84
4.3.a Gráfica del Calor Utilizable.	87
4.3.b Gráfica de Energía Disponible.	88
4.4 Variación de la carga con la distancia, nivel 5, igual caudal que nivel 4.5.	90
4.5 Variación de la carga con la distancia, nivel 5, prueba # 2.	92
4.6 Variación de la carga con la distancia, nivel 5, prueba # 2, otro caudal.	93
6.1 Variación de la carga con la distancia: Die- sel + Aditivos, nivel 5.	98

APENDICE A	
A-1 Líneas de combustión perfecta para diferentes Y/X.	110
A-2 Diagrama de Ostwald para Diesel.	112
APENDICE B	
B-1 Variación de la temperatura con la distancia.	116
APENDICE D	
D-1 Variación de la emisividad con la distancia.	123
APENDICE E	
E-1 Método gráfico de SCHMIDT para paredes compuestas.	128
APENDICE H	
1.a Horno Experimental construido en la ESPOL (vista lateral).	144
1.b Horno Experimental construido en la ESPOL (vista superior).	145
2.a Implementación del Horno Experimental.	146
2.b Implementación del Horno Experimental.	147
3 Emisividad del Dióxido de Carbono a $P_T = 1$ atm.	148
4 Corrección por el efecto de la presión sobre la radiación de $CO_2$ .	149
5 Emisividad del vapor de agua a $P_T = 1$ atm. y $P_w = 0$ .	150
6 Factor de corrección para convertir la emisividad del vapor de agua a valores de $P_w$ y $P_T$ diferentes de 0 y 1 atm. respectivamente.	151
7 Corrección para la emisividad del gas debido a la superposición espectral del vapor de agua y del dióxido de carbono.	152
8 Radiación entre un plano y una o más hileras de tubos paralelas al plano.	153

	Pág.
9 Factor total de intercambio.	154
10 Factor de temperatura $F_T$ , como función de la temperatura, en $^{\circ}\text{F}$ .	155
11 Conductividad promedio de materiales refractarios y aislantes.	156
12 Coeficiente de transferencia de calor para diferentes condiciones en aire tranquilo.	157
13 Longitud media de la trayectoria radiante en varias formas de gas.	158
14.a Gráfico de Schmidt para el techo, sección 1, $\bar{T}_g = 1850^{\circ}\text{F}$ .	159
14.b Gráfico de Schmidt para el techo, sección 2, $\bar{T}_g = 1750^{\circ}\text{F}$ .	160
14.c Gráfico de Schmidt para el techo, sección 3, $\bar{T}_g = 1550^{\circ}\text{F}$ .	161
15.a Gráfico de Schmidt para paredes laterales, sección 1, $\bar{T}_g = 1850^{\circ}\text{F}$ .	162
15.b Gráfico de Schmidt para paredes laterales, sección 2, $\bar{T}_g = 1750^{\circ}\text{F}$ .	163
15.c Gráfico de Schmidt para paredes laterales, sección 3, $\bar{T}_g = 1550^{\circ}\text{F}$ .	164
16 Calor específico de los refractarios.	165



## I N D I C E   D E   T A B L A S

	Pág.
APENDICE C	
C-1 Temperatura de la carga.	120
APENDICE D	
D-1 Coeficiente de transferencia de calor a la carga.	124
D-2 Emisividad.	125
APENDICE H	
1 Datos para el nivel 4.5.	134
2 Resultados nivel 4.5.	135
3 Datos para el nivel 5 (igual caudal que 4.5).	136
4 Resultados nivel 5 (igual caudal que 4.5).	137
5 Datos nivel 5 (prueba #2).	138
6 Resultados nivel 5 (prueba #2).	139
7 Datos nivel 5 (prueba #2, a otra carga).	140
8 Resultados nivel 5 (prueba #2, a otra carga).	141
9 Datos nivel 5 (Diesel + Aditivos).	142
10 Resultados nivel 5 (Diesel + Aditivos).	143

## INTRODUCCION

La presente tesis es una continuación de la tesis titulada "Diseño, Construcción y Evaluación de un Horno Experimental para pruebas de combustibles", construída en los predios de la ESPOL.

Con el fin de determinar la eficiencia térmica de este horno se ha procedido a completar su implementación hasta donde fué técnicamente posible. Esta implementación comprende: La infraestructura necesaria, un banco de tubos que constituyen la carga simulada del horno, una torre con su respectivo tanque de combustible, una torre con sus respectivos tanques de carga y descarga de agua y las correspondientes líneas de mando y retorno del combustible y del agua, así como un pequeño tramo de chimenea Fig. 2a y Fig. 2b.

A continuación se ha procedido a evaluar la eficiencia térmica del horno en consideración, usando diesel como combustible. Esta eficiencia térmica está dada por la relación: Energía aprovechada/Calor utilizable, o lo que es lo mismo Calor utilizable - Pérdidas/Calor utilizable. Siendo el Calor utilizable la energía contenida en el combustible (diesel), y la Energía aprovechada la que se extrae a través de la carga (banco de tubos), y las Pérdi -

das las originadas a través de las paredes y los gases de combustión.

Para determinar la eficiencia térmica se han usado los equipos disponibles en el laboratorio de Conversión de Energía, como son los los pirómetros de alta temperatura, equipo analizador de gases Orsat, termopares, termómetro, cronómetro. Con ellos se han determinado las diferentes temperaturas como las del aire y agua de entrada, en el interior del horno, la del agua de salida y gases de combustión a la salida del horno; así mismo para propósitos de comparación se han instalado termocuplas en el techo del horno a diferentes profundidades y distancias.

También se han medido los caudales de cada tubo y analizado los productos de combustión para las diferentes condiciones de operación.

Así se ha obtenido la eficiencia térmica para dos relaciones aire / combustible, para dos cargas a una misma relación y para diesel + aditivos a esta condición. Eficiencias que se analizarán oportunamente.

Además, esta tesis servirá para familiarizar al estudiante de combustión con el funcionamiento de los hornos e incentivarlo a la investigación en el ahorro de Energía que tanto preocupa al mundo de hoy.

Con el apoyo económico suficiente también servirá de base

para otras tesis ya sea usando otros combustibles, diseño de quemadores, diseño y construcción de chimeneas y de torres de enfriamiento.

## CAPITULO 1

### DIFERENTES NIVELES DE ENERGIA

#### 1.1 Energía total disponible en el Combustible: Diesel

Por definición "Energía disponible es la que se podría convertir totalmente en trabajo si los procesos reversibles fueran posibles". Uno de los cometidos más importantes del ingeniero es obtener la cantidad máxima de trabajo a partir de un proceso o de un ciclo y consumir el mínimo de trabajo en las operaciones inversas. Idealmente este trabajo máximo se produce en una máquina reversible operando entre temperaturas específicas, siguiendo un ciclo reversible (el de Carnot), y por tanto su calor rechazado será un mínimo no disponible para su conversión en trabajo a la temperatura  $T_0$  del sumidero por lo que se lo ha llamado Energía no disponible ( $T_0 \Delta S$ ) (3).

La Primera Ley de la Termodinámica expresa que "El trabajo y el Calor son mutuamente convertibles". De acuerdo con esto la Energía eléctrica y la mecánica se pueden transformar en calor, y la Energía disponible de estas formas de Energía será igual a la cantidad de Energía transformada. La Energía química es algo diferente. El calor de reacción  $\Delta H = \Delta G + T\Delta S$ , y mientras la parte debida a la Energía libre de Gibbs es perfecta-

mente convertible a calor, la parte debida a la Energía térmica está sujeta a las restricciones impuestas por la Segunda Ley de la Termodinámica, solamente una parte de éste está disponible para hacer trabajo. Luego la Energía disponible de  $\Delta H$  (para diesel en este caso) será menor que  $\Delta H$ .

En la combustión de un combustible (ignórandolo las pérdidas por radiación) la Energía química es transformada a calor sensible de la masa gaseosa a la temperatura teórica de llama, dependiendo este calor del poder calorífico del combustible.

#### 1.1.1 Valor Calorífico

El Valor Calorífico (Calorific Value) ó Poder Calorífico de cualquier sustancia es definida como el calor obtenible cuando una unidad de peso es quemada completamente bajo condiciones específicas y los productos de combustión enfriados a la temperatura standard de 60 °F o 15 °C.

Se debe distinguir entre Potencia Calorífica superior e inferior. Por ejemplo, cuando en un combustible hay presente hidrógeno, uno de los productos de combustión es el vapor de agua, y si éste se condensa, el calor latente liberado se suma a los restantes calores de combustión; el total constituye la Potencia Calorífica superior del

combustible.

En principio, las Potencias Caloríficas se pueden calcular de los análisis completos, si se conocen todos los calores de las reacciones que tienen lugar durante la combustión. Se han de hacer varias aproximaciones, especialmente que la combustión es completa a  $\text{CO}_2$  y  $\text{H}_2\text{O}$ . Esto se puede lograr fácilmente, con un ensayo de laboratorio, pero a menudo no ocurre lo mismo en el trabajo de un horno. La disociación de los compuestos presentes en el combustible deberá también tenerse en cuenta, pero muchas veces es muy difícil por ser muchos y muy complejos los compuestos.

Particularmente cuando la temperatura es muy elevada, las moléculas de  $\text{H}_2\text{O}$  y de  $\text{CO}_2$  tienden a disociarse. Si en el cálculo teórico del Poder Calorífico se ha considerado la oxidación completa del  $\text{H}_2$  y del C, se obtendrá entonces un valor que es superior al experimental.

En llamas de hasta unos  $1700^\circ\text{C}$  el efecto de la disociación puede desprejarse en la mayoría de los cálculos. A temperaturas superiores a los  $2000^\circ\text{C}$ , estos efectos son muy importantes, y de  $3000^\circ\text{C}$  en adelante se deben tener en cuenta los posteriores efectos de la disociación del  $\text{H}_2$  y  $\text{O}_2$

en gases monoatómicos, del vapor de agua en H monoatómico y moléculas de ion hidroxilo.

Normalmente las fórmulas empleadas para convertir el resultado de los análisis en potencias caloríficas son empíricas, y basadas en medidas hechas en calorímetros con combustibles similares. Para el combustible Diesel de la presente experiencia se usará el valor del poder calorífico superior obtenido de la siguiente relación:

$$Q_{\text{gross}} = 12,400 - 2,100 (d_{15.6}^{15.6})^2 \text{ cal/gr.}$$

donde  $d$  es la densidad relativa a  $15.6^{\circ}\text{C}$  que se obtiene de la relación:

$$^{\circ}\text{API} = \frac{141.5}{d_{15.6}^{15.6}} - 131.5$$

Para el diesel usado  $^{\circ}\text{API}$  están entre 25 y 40, siendo el valor promedio utilizado 35.

Con éstas fórmulas se ha obtenido para el diesel un

$$Q_{\text{gross}} = 10,882.75 \text{ cal/gr.} = 19,589 \text{ BTU/lb.}$$

El poder calorífico inferior  $Q_p$  a presión constante está dado por:

$$Q_p = Q_{\text{gross}} - 50.4 H$$

donde  $H$  es el porcentaje en peso de hidrógeno y es

tá dado por:

$$H = 26 - 15d = 13.25$$

para  $d = 0.85$  obtenida anteriormente.

De donde se tiene un poder calorífico inferior de:

$$Q_p = 10,240.2 \text{ cal/gr.} = 18,432.2 \text{ BTU/lb.}$$

## 1.2 Energía disponible en los gases de la Cámara

Si la temperatura de un cuerpo de gas de combustión es  $T_2$  y su calor específico medio (entre 0 y  $T_2$  °C) es  $c_p$  por  $m^3$  (a STP) luego el calor sensible contenido en los gases será  $c_p T_2$  (por  $m^3$ ). Supóngase que el gas se enfría hasta  $T_1$  °C para dar algo de su calor para elevar la temperatura de un elemento de carga desde  $(T_1 - \Delta T)$  °C hasta  $T_1$  °C. Debido a tal cesión, el calor contenido en los gases pasa a ser  $c_p T_1$  (suponiendo que  $c_p$  no ha variado apreciablemente) y el CALOR UTILIZABLE para ceder calor a la temperatura  $T_1$  será evidentemente  $c_p (T_2 - T_1)$  por  $m^3$ .

De igual modo, resulta evidente que si, usando una técnica de combustión diferente, el mismo combustible se quema produciendo un gas a  $T_3$  ( $> T_2$ ), luego el CALOR UTILIZABLE a  $T_1$  será  $c_p (T_3 - T_1)$  por  $m^3$ . Particularmente, cuando  $T_1$  es elevada, es muy importante que los gases de combustión estén a una temperatura tan alta co-

mo sea posible tal que una proporción tan elevada como sea posible de las calorías totales estén disponibles a la temperatura de trabajo.

Por ejemplo, si la carga de un horno va a ser mantenida a 1600 °C, solamente alrededor de 1/17 de su contenido de calor es utilizable a 1700 °C. Una llama a 2000 °C sería, sin embargo, capaz de producir casi 1/5 de su calor sobre el ambiente para mantener la carga a 1600 °C tal que solo 1/3 del combustible sería requerido para tener el mismo efecto que con una llama a 1700 °C.

En tecnología de hornos, Thring (9) introduce un concepto adicional que denomina "VIRTUD" o "CALIDAD" de la Energía.\* La calidad  $V_1$  de una cantidad de Energía  $Q$  (que se encuentra toda ella a una misma temperatura  $T_1$  °K), viene dada por la expresión:

$$V_1 = Q(1 - T_0/T_1)$$

$V_1$  representa la mayor cantidad de Energía que puede utilizarse para efectuar trabajo con una máquina térmica ideal, operando reversiblemente entre las temperatu

---

\* Es un concepto similar al concepto termodinámico de Energía disponible, pero aplicado a las condiciones específicas de un horno. Por ejemplo, el sumidero puede estar constituido por la carga térmica que rodee la llama, (no necesariamente la temperatura ambiental).

ras  $T_1$  y  $T_0$  de la escala termodinámica. Esto se obtiene calculando la eficacia de la máquina térmica según el ciclo de Carnot.

La calidad de una cantidad de energía es definida por Thring como la parte de energía que puede convertirse en trabajo en un sistema ideal perfecto.

La calidad de la energía de una masa de gases de combustión (que se encuentren a  $T_1$  °K) respecto de sus intermediaciones (por ejemplo, la carga de un horno a  $T_0$  °K), corresponde a la parte termodinámicamente disponible del calor utilizable y puede calcularse de acuerdo con lo que se acaba de indicar. De aquí la importancia de lograr altas temperaturas de llamas.

Esta temperatura de llama que se obtiene mediante la combustión de un combustible depende no solo de su poder calorífico, sino también de la técnica utilizada en la combustión. Los factores que influyen en la temperatura de llama son: el poder calorífico efectivo del combustible, la cantidad de gas diluyente (usualmente N) que entra con el O, la temperatura del combustible y del aire antes de la combustión y la velocidad a la cual las reacciones tienen lugar.

### 1.3 Energía disponible en los gases de escape

La disminución de eficiencia térmica con hornos de al-

ta temperatura es en parte debido a las grandes pérdidas por radiación y convección, pero se debe aún más a que el calor es sacado del horno por los productos de combustión; ya sea en forma de calor sensible o como calor no desarrollado de combustibles sin quemar (combustión incompleta).

Este calor sensible que escapa en los gases de combustión del horno, llamado calor residual o "perdido" posee una parte termodinámicamente disponible, razón por la cual deben usarse a un potencial tan alto como sea posible.

Evidentemente es siempre dudable que la potencialidad (calidad, virtud) de la energía se obtenga y se mantenga tan alta como sea posible durante su "vida" útil. Una vez que el calor es degradado, ya no puede ser regenerado. Por ello, es muy importante que el calor "residual" de un proceso tenga la mayor potencialidad posible si se dispone de alguna manera de recircularlo o de aprovecharlo. Las principales aplicaciones del calor residual son:

- 1) En recuperadores o regeneradores, especialmente para precalefacción del aire (y/o del gas) cuando se requieren temperaturas de llama elevadas.
- 2) En calderas o hervidores a calor residual.
- 3) En usos diversos como son el secado de suelos y la

calefacción de locales.

- 4) Para forzar el tiro de chimeneas.
- 5) En algunos hornos se emplea también para precalentar la carga sólida aproximándola a la zona caliente tanto como lo permitan los gases que salen hacia la chimenea.

#### 1.4 Eficiencia en los diferentes niveles de Energía

La eficiencia en su forma más sencilla es la producción dividida por el consumo.

En el primer nivel podemos definir una eficiencia de combustión  $n_c$  como la relación: Calor generado en la cámara de combustión / Potencia calorífica, así:

$$n_c = \frac{Q_G}{\dot{m}_c H_R} \quad \text{ec. 1.1}$$

$Q_G$  = Calor generado en la cámara de combustión (BTU/hr)

$\dot{m}_c$  = Flujo de combustible (lb/hr)

$H_R$  = Poder calorífico del combustible (BTU/lb)

En el segundo nivel se puede definir una eficiencia de transmisión o eficiencia térmica  $n_t$ .

Se entiende por eficiencia térmica como la razón del calor extraído por la carga al calor potencial en el combustible, siendo deseable en todas las operaciones de calentamiento obtener una  $n_t$  elevada. Esto significa que las calorías disponibles en el combustible de-

ben ser aprovechadas tanto como sea posible en calentar la carga, con las menos posibles pérdidas a los alrededores y después que el calor haya tenido el efecto deseado en la carga sería usado para algún otro propósito de ser posible. De lo anterior se tiene:

$$n_t = \frac{Q_c}{\dot{m}_c H_R} \quad \text{ec. 1.2}$$

$Q_c$  = calor extraído por la carga

La termodinámica indica que hay un límite para la eficiencia en la transformación de la Energía calorífica en trabajo y que este límite corresponde a las reacciones termodinámicamente reversibles. En el caso concreto de la transmisión de calor, esta se daría reversiblemente si tuviese lugar entre dos cuerpos que tuvieran una diferencia de temperatura infinitamente pequeña. Esta no es una condición muy práctica, porque la transmisión se realizaría con infinita lentitud y, a menos que el sistema estuviese perfectamente aislado del resto del universo, todo el calor escaparía hacia los alrededores. Sin embargo, en estas condiciones la eficiencia térmica sería cien por ciento y no habría pérdida de virtud.

De lo anterior la  $n_t$  sería mayor (o la pérdida de virtud menor) cuando la diferencia de temperatura entre el foco caliente y el frío fuera un mínimo. Al mismo

tiempo, la velocidad de transferencia de calor es mayor cuando la diferencia de temperatura es un máximo y, como la pérdida de calor a los alrededores es una función del tiempo, hay obviamente una ventaja al trabajar con velocidades altas de transmisión. Por lo tanto, se elegirá la mejor solución de compromiso.

En el tercer nivel se puede evaluar el porcentaje del Poder calorífico neto del combustible, el cual escapa como calor sensible en los gases de combustión, estará dado por la siguiente relación:

$$\frac{\dot{m}_g c_p \Delta T}{H_R \text{ inferior}}$$

$\dot{m}_g$  = Flujo másico de los gases de combustión.

$c_p$  = Calor específico promedio de los gases de combustión.

$\Delta T$  = Diferencia de temperatura entre los gases y el medio ambiente.

$H_R \text{ inferior}$  = Poder calorífico superior - calor latente de condensación del agua.

## CAPITULO 2

### PERDIDAS TERMICAS

Los términos "eficiencia" y "economía" cuando son usados en su verdadero sentido en relación con hornos industriales se refieren al costo de calentamiento por unidad de peso de producto vendible terminado (carga). Siendo el término sobresaliente de este costo de calentamiento hoy en día el precio del combustible, es digno de estudio la economía del mismo.

Para ello se usa el horno experimental construido en los predios de la ESPOL, al cual se le ha instalado un banco de tubos por el que circula agua a calentarse, simulando ser la carga del horno, Fig. 2.1a y Fig. 2.1b.

El calor es liberado en la cámara de combustión a la izquierda en el quemador al quemarse el combustible diesel y de aquí viaja hacia la derecha. En su recorrido el calor de los gases de combustión es cedido a la carga, pero no en su totalidad. Una parte de este calor pasa a través de las paredes, techo y piso aumentando la temperatura de esas partes que luego se pierde a los alrededores por radiación y convección desde la superficie exterior de las paredes. Otra parte de calor sale con los productos de combustión ya sea en forma de calor sensible o como calor no desarrollado de combustibles escapando sin quemar (com



Fig. 2.1.a Banco de tubos (carga simulada), entrada de agua.



Fig. 2.1.b Banco de tubos (carga simulada), salida de a  
gua.



BIBLIOTECA

bustión incompleta). Además existen otras pérdidas menores de calor a través de las ranuras y otras aperturas que radian hacia afuera.

La economía del combustible demanda que esa fracción de calor utilizable que pasa a la carga sea tan grande como sea compatible con el calentamiento correcto, para ello se determinarán a continuación las diferentes pérdidas térmicas y se verá como reducirlas.

#### 2.1 A través de la carga simulada: Tubos de agua

Los tubos han sido colocados en posición transversal al flujo de gases de combustión y abarcando la longitud del horno a partir del quemador hasta un poco antes de la salida de los gases, en dos hileras de diez tubos cada una, con el objeto de aprovechar tanto como sea posible las calorías contenidas en el combustible en calentar la carga.

El calor es transmitido a la carga de tres maneras : por conducción, convección y radiación. Conducción es la transferencia de calor desde una partícula a otra partícula adyacente en virtud de contacto directo y sin cambio de posición relativa de las dos partículas. La conducción es de gran importancia para la transferencia de calor en el interior del material sólido, pero no es de consecuencia para la transferencia de calor a la carga, excepto en aquellos hornos en los cua-

les la carga está sumergida en metal fundido o en sales.

En general, el calor es transferido a la carga en los hornos por convección y radiación. La Convección es la transmisión de calor debido al movimiento de átomos, moléculas o enjambres de moléculas, transportando calor de un sitio a otro.

Debe hacerse una distinción entre "convección forzada" en la cual los gases tienen una velocidad inicial producida por fuerzas exteriores (tal como la energía cinética de chorros desde quemadores, ventiladores, etc) y "convección libre o natural" en la cual los gases no tienen otra velocidad que la vertical producida por su cambio de densidad (boyantes), cuando son calentados o enfriados por el contacto con una superficie sólida. En la mayoría de los hornos, la convección es del tipo forzada. Existe convección natural en los hornos calentados por resistencias eléctricas y en muflas.

En el horno en consideración se tiene una convección forzada, que para un banco de tubos escalonados o en línea el coeficiente promedio de transferencia de calor está dado por:

$$h_c = 0.33 \frac{k_f}{D_o} C_h (G \text{máx } D_o / \mu_f)^m Pr^{0.33} \quad \text{ec. 2.1}$$

para flujo turbulento, y

$$J = \frac{h_c}{c_p G_{\text{máx}}} Pr_b^{2/3} (u_s/u_b)^{0.14} = \phi (G_{\text{máx}} D_o/\mu_b) \text{ ec. 2.2}$$

para flujo laminar y en transición.

$G_{\text{máx}}$  = Rapidez de flujo de masa por unidad de área libre mínima.

$D_o$  = Diámetro exterior de los tubos.

$C_h, m$  = Son coeficientes empíricos que dependen de la disposición de los tubos.

$\phi$  = Es la relación funcional que depende de la disposición de los tubos.

$s, f, b$  = Se refieren a las condiciones en la superficie de la pared, en la película y en la masa principal respectivamente.

El calor transferido a la carga por convección estará dado por:

$$Q = h_c A'_c (T_g - T_c) \text{ ec. 2.3}$$

$A'_c$  = Area de la carga a la cual ocurre convección.

$T_g$  = Temperatura de gas promedio.

$T_c$  = Temperatura de la carga.

La radiación es la transmisión de calor a través de l espacio y en forma de fotones que integran una radiación electromagnética de longitud de onda superior a los 10,000 Å. Todos los cuerpos cuya temperatura se encuentra por encima de 0 °K, radian y absorben calor a

y de sus alrededores, de tal manera que solo interesa considerar la transmisión neta. El calor radiado se puede reflejar, transmitir o absorber (como la luz). Muchos gases y líquidos son transparentes a esta radiación.

A continuación se verá como se lleva a cabo en el interior del horno esta transferencia de calor por radiación a la carga.

#### 2.1.1 Transferencia de calor por radiación

A diferencia de los fenómenos de convección y conducción que son afectados principalmente por la diferencia de temperatura, y muy poco por el nivel de temperatura, el intercambio de radiación aumenta rápidamente con el incremento en el nivel de temperatura, de ello se deduce que a altas temperaturas la radiación es el factor dominante en la transferencia de calor.

Debe hacerse una diferencia en la radiación de los productos de combustión a los sólidos, entre la radiación desde los GASES CLAROS y la radiación de las llamadas LLAMAS LUMINOSAS.

La radiación de los GASES CLAROS no sigue la ley de la cuarta potencia, ni cualquier otra ley exponencial (excepto en un limitado rango

de temperaturas). La razón es porque los gases no radian en todas las longitudes de onda como lo hacen los sólidos, en lugar de ello cada gas radia en 3 o 4 bandas definidas de longitudes de onda.

Los únicos gases que radian apreciablemente son los que tienen tres o más átomos por molécula tales como el dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ), vapor de agua, dióxido de azufre ( $\text{SO}_2$ ), los hidrocarburos, los alcoholes; el monóxido de carbono ( $\text{CO}$ ), aunque di-atómico también emite alguna radiación. Los otros gases di-atómicos como el  $\text{O}_2$ ,  $\text{N}_2$  (y su mezcla, aire) y  $\text{H}_2$  no muestran bandas de absorción en aquellas regiones de longitudes de onda de importancia a temperaturas de aplicación práctica en la industria.

La radiación total de los gases claros no depende únicamente de su temperatura, sino también de su composición y del espesor de la capa de gas, así como también de la forma de la capa de gas.

Los gases más importantes en los hornos son el  $\text{CO}_2$  y  $\text{H}_2\text{O}$ . Para evaluar el intercambio de calor radiante entre la masa de gas y la carga, consideremos una masa de gas hemisférica de radio  $L$ , a temperatura  $T_g$  y un elemento de superficie ne-

gro a temperatura  $T_s$  localizado en la base del hemisferio en su centro, conteniendo  $\text{CO}_2$  a presión parcial  $P_c$ . Por unidad de superficie la emisión del gas a la superficie es  $\sigma T_g^4 \epsilon_g$ , donde  $\epsilon_g$  es la emisividad del gas.

Para el  $\text{CO}_2$ ,  $\epsilon_g$  depende de  $T_g$ , el producto  $P_c L$  y la presión total  $P_T$ . La Fig. 3 da la  $\epsilon_c$  a  $P_T$  de 1 atm., la Fig. 4 da un factor de corrección aproximado  $C_c$  para una presión total diferente de 1 atm.

La absorción hecha por el gas desde la superficie es  $\sigma T_s^4 \alpha_{gs}$ , donde  $\alpha_{gs}$  es la absorptividad del gas para una radiación de cuerpo negro desde una fuente a  $T_s$ . Aunque la absorptividad del gas debe ser igual a su emisividad cuando  $T_s = T_g$ , conforme  $T_g$  aumenta por encima de  $T_s$ , la absorptividad es afectada por la temperatura. Un valor aproximado de  $\alpha_{gs}$  se obtiene, evaluándolo como la emisividad del gas a  $T_s$  y a  $P_c L (T_s / T_g)$  en vez de  $P_c L$  y el resultado se multiplica por  $(T_g / T_s)^{0.65}$ . Se aplica el mismo factor de corrección a la absorptividad si la  $P_T$  no es 1 atm.

En el caso de vapor de agua, la  $\epsilon_g$  depende de  $T_g$ ,  $P_w$ ,  $P_w L$  como antes, y  $P_T$ .

Valores para  $\epsilon_w$  (emisividad del vapor de agua),

se dan en la Fig. 5 para el caso idealizado  $P_w = 0$  y  $P_T = 1$ , luego se corrige este valor multiplicando la emisividad del gas por un factor  $C_w$  que se lee de la Fig. 6 como una función de  $(P_w + P_T)$  y  $P_w L$ . La absorptividad del vapor de agua para radiación de cuerpo negro puede ser obtenido como el del  $CO_2$ ; la emisividad a  $T_s$  y a  $P_w L(T_s/T_g)$  y el resultado es multiplicado por  $(T_g/T_s)0.45$ . El factor de corrección  $C_w$  también se aplica.

Cuando el  $CO_2$  y el  $H_2O$  están presentes juntos, la radiación total debida a ambos es algo menor que la suma de los efectos calculados separadamente, porque cada gas es algo opaco al otro. La corrección a este efecto se puede obtener de la Fig. 7, que da un  $\Delta\epsilon$ , el cual puede ser resultado de la suma de las  $\epsilon_g$  para  $CO_2$  y  $H_2O$ . El mismo tipo de corrección se aplica a  $\alpha_{gs}$ .

En la práctica de hornos industriales los volúmenes de gas tienen muchas formas diferentes a la hemisférica asumida. Por esa razón en el producto  $PL$  se usa una longitud de haz promedio  $L$  obtenido de la Fig. 13.

Es muy difícil determinar correctamente la temperatura de los gases del horno; además los ga-

ses son rara vez enteramente claros, su composi  
ción cambia mientras la combustión prosigue ha-  
cia adelante.

La radiación de las LLAMAS LUMINOSAS se puede  
deber a dos causas: hollín y partículas macros-  
cópicas suspendidas. El hollín es producido por  
la descomposición térmica de los hidrocarburos  
debido a una mezcla incompleta con aire, y en-  
tre las partículas macroscópicas se tienen las  
partículas de carbón pulverizado, ceniza y las  
moléculas de alquitrán.

El proceso de combustión por el cual se produce  
la luminosidad del hollín es muy complejo, pero  
su producción depende del tipo de hidrocarburo,  
de la relación C/H, pero aún más del proceso de  
mezclado aire-combustible. Esto hace que la lu-  
minosidad dependa de la razón aire/combustible,  
la velocidad de encendido del combustible, e l  
modo de admisión del aire, el modo de atomiza -  
ción del combustible (por aire o vapor a pre-  
sión) y la razón área sumidero (carga)/área re -  
fractarios según como afecte la velocidad de en-  
friamiento de la llama. Mientras más aromático  
es el combustible, mayor es C/H, más luminosa  
será la llama y más alto el factor de emisivi -  
dad.



Además, la transferencia de calor desde una llama luminosa es mayor que la de los gases claros a la misma temperatura, esto es debido a que con el aumento de temperatura la radiación de los gases claros no puede crecer tan rápidamente como la radiación de los sólidos. De aquí se deduce que una moderada cantidad de luminosidad en los gases del horno aumenta la velocidad de transferencia de calor.

Sin embargo, hay dos razones para recomendar el uso de únicamente un 25 % de radiación de cuerpo negro en vez de valores más altos.

La Fig. 2.2 muestra que la luminosidad o emisividad de una llama no es constante a lo largo de su trayectoria, aumenta desde el quemador a un máximo en el punto A y luego cae a un valor mucho más bajo al final de la combustión en el punto B. Los valores de prueba usualmente se refieren al máximo y no al promedio. Una segunda razón es el hecho que la temperatura de una llama luminosa es siempre más baja que la de gases claros equivalentes. Una llama demasiado luminosa se vuelve oscura y humosa, y quema por encima de la chimenea.

Como se puede ver el número de factores que a-

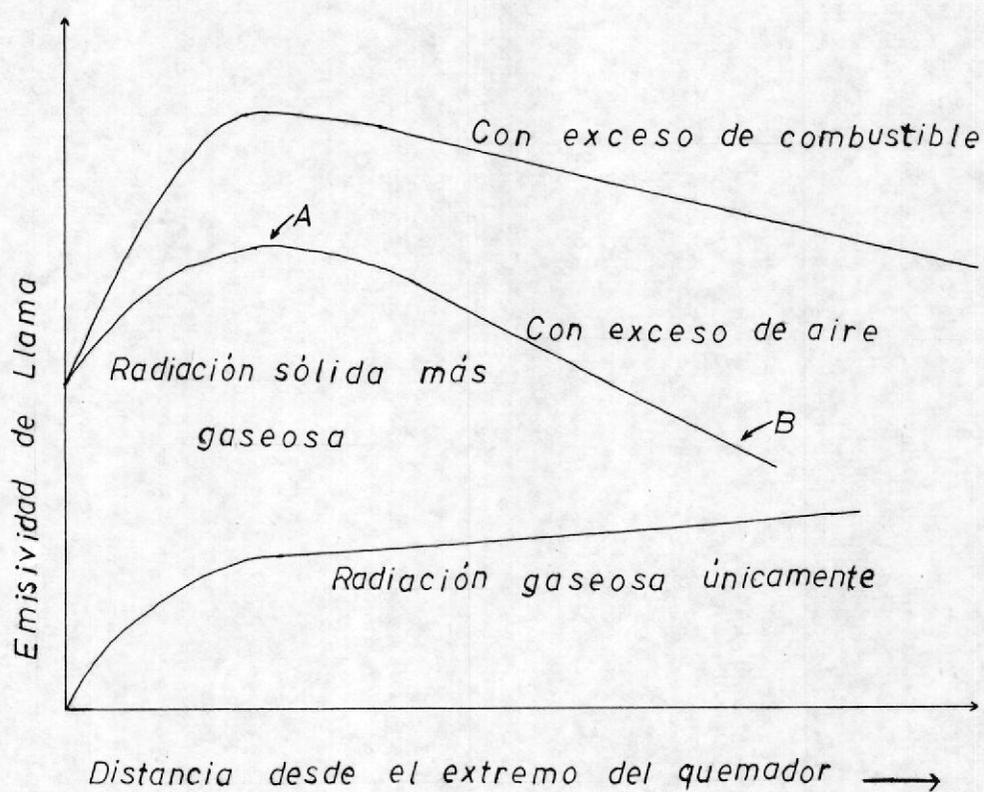


Fig. 2.2 Variación de la emisividad de llamas luminosas con la distancia desde el quemador.

fectan la luminosidad es tan grande, que la luminosidad la cual produce la mayor transferencia de calor no puede ser determinada por cálculos. Por lo tanto para evaluar la luminosidad de llamas en hornos pequeños se tiene que recurrir a valores experimentales obtenidos en hornos modelos muy grandes. No obstante, las propiedades significativas de una llama, su temperatura y su emisividad pueden ser determinadas experimentalmente por dos instrumentos comúnmente disponibles; el pirómetro óptico y el pirómetro de radiación total.

No existe una línea divisoria entre gases claros y llamas luminosas, ya que los gases claros pueden tener un número suficiente de pequeñas partículas sólidas que radien más que los gases puros.

La radiación en un recinto cerrado como la cavidad de un horno conteniendo un gas absorbente-emisor, formado de superficies refractarias y un sumidero (carga), es un problema muy complejo, por lo que para propósitos de cálculos deberán hacerse varias consideraciones: 1) El gas es gris, es decir que para radiación de cualquier fuente su absorptividad  $\alpha_g$  es igual a su emisividad  $\epsilon_g$ , 2) La superficie del sumidero de calor

que en este caso es la carga simulada (banco de tubos), es gris y tiene una temperatura uniforme  $T_c$ , un área  $A_c$  y una emisividad  $\epsilon'_c$ , 3) Las superficies refractarias las cuales son parcialmente reflectora-difusa y parcialmente absorbente, reciben calor por convección y radiación en el interior, y pierden calor por conducción a través de las paredes al exterior. Pero, como el flujo de calor por radiación es mucho mayor que la diferencia entre el flujo de calor por convección y conducción, se las considerará como superficies re-radiantes con una temperatura media común y una sola zona de área  $A_R$ . Luego, el calor transferido desde el gas estará dado por:

$$Q = \sigma A_c \mathcal{F}_{cg} (T_g^4 - T_c^4) + h_c A'_c (T_g - T_c) + U_R A_R (T_g - T_o). \quad \text{ec. 2.4}$$

De donde el intercambio radiante entre el gas y la carga está dado por:

$$Q = A_c \mathcal{F}_{cg} \sigma (T_g^4 - T_c^4) \quad \text{ec. 2.5}$$

donde  $\mathcal{F}_{cg}$  es un factor que depende de la geometría del sistema (recinto cerrado) y de la emisividad de la fuente y el sumidero, así:

$$\mathcal{F}_{cg} = \frac{1}{1/\mathcal{F}_{cg} + 1/\epsilon'_c - 1}$$

donde:

$$\bar{F}_{cg} = \epsilon_g \left( 1 + \frac{A_R/A_c}{1 + \left( \frac{\epsilon_g}{1-\epsilon_g} \right) 1/F_{RC}} \right)$$

y  $F_{RC}$ , la fracción de radiación que sale del refractario y va hacia el sumidero de calor o carga, cuando las dos clases de superficies están íntimamente mezcladas en la misma proporción en todas las partes del recinto cerrado, puede representarse, por  $A_c/(A_c + A_R)$ , o como una aproximación en caso de no existir un horno con distribución uniforme.

La deducción de éstas ecuaciones se basó en la suposición de que  $A_c$  estaba compuesta de superficies planas. Si en vez de esto es una hilera de tubos montados enfrente de una pared refractaria, el valor de  $A_c$  en el término de radiación de las ecuaciones anteriores es el plano continuo  $A_{cp}$  en el que están situados los tubos; y corresponde al producto del número de tubos, por su longitud expuesta en pies, multiplicado por el factor de efectividad  $\propto$  Fig. 8.

Así mismo, el valor de  $\mathcal{F}$  total se podrá obtener de la Fig. 9 a partir de la relación  $A_R / \propto A_{cp}$ . Donde  $A_R$  es la superficie efectiva del refractario que es igual al área total de las superfi -

cies del horno  $A_T$  menos  $A_{cp}$ .

Para un conjunto de tubos de más de dos hileras de profundidad,  $\alpha$  puede ser tomado como 1 y  $\alpha A_{cp}$  es simplemente el producto de la longitud por el ancho de las aberturas del banco de tubos (6).

## 2.2 A través de las paredes

Un factor importante en la disminución de la eficiencia térmica de un horno es la pérdida de calor desde el exterior de las paredes. Para evaluar la eficiencia térmica se debe trabajar en un régimen de estado estable, es decir, donde la temperatura en un punto dado es independiente del tiempo.

Para flujo estable de calor a través de una pared, la temperatura de los productos de combustión excede la temperatura de la superficie interior de la pared. La temperatura de la pared decrece establemente hacia su superficie exterior, en cuyo lugar la temperatura excede del aire circundante. Por lo tanto el calor transferido a través de las paredes del horno estará dado por:

$$Q = U_R A_R (T_g - T_o) \quad \text{ec. 2.6}$$

$$U_R = \frac{1}{1/h_R + L_1/k_1 + L_2/k_2 + \dots 1/h_o}$$

$h_R = h_i + h_r$ , coeficiente convectivo total en el interior de la pared. (8)

$$h_i = 0.664 \text{ Pr}^{1/3} \text{ Re}_L^{1/2} k/L$$

$$\text{Re}_L = \rho VL/\mu$$

$$h_r = \xi_g F_T$$

$F_T =$  Se puede leer de la Fig. 10

$L_1, L_2, \dots =$  Espesor de tabique que forma la pared.

$k_1, k_2, \dots =$  Conductividad promedio de componentes de pared, para materiales refractarios y aislantes se puede obtener de la Fig. 11.

$h_o =$  Coeficiente convectivo en el exterior de la pared. Un valor aproximado se puede obtener de la Fig. 12.

La pérdida de calor para una extensión dada de pared y para una temperatura de horno dada es menor si la pared es más gruesa o si la pared es hecha de un mejor aislante o si la superficie exterior de la pared es de tal característica que no pierda fácilmente calor al medio circundante. El uso de un aislamiento de refractarios cuidadosamente elegidos puede reducir la proporción de pérdidas hasta un porcentaje despreciable, pero hay que tener en cuenta la distribución de temperatura en el refractario; si después de aislar el horno estos se encontraran a una temperatura por encima de su valor crítico, estos sufrirían un deterioro prematuro e indeseable. La solución a esto se

ría poner ladrillos de mejor calidad, si los hay, caso contrario es el gradiente de temperatura impuesto por el efecto de enfriamiento a los alrededores lo que protege el recubrimiento de los ladrillos.

Para alcanzar un régimen estable y para propósitos de operación es necesario saber el tiempo de calentamiento de las paredes del horno hasta lograr un alto porcentaje de su estabilidad, y poder evaluar las propiedades promedio de las mismas.

La conducción de calor en el estado inestable es difícil de resolver por métodos analíticos por lo que se ha recurrido al método gráfico de Schmidt.

### 2.2.1 Método gráfico de Schmidt

El método gráfico de Schmidt fué desarrollado para el calentamiento o enfriamiento de placas planas. Consideremos la Fig. 2.3, digamos que  $\Delta X$  sea un pequeño elemento finito o porción del espesor de una pared y  $\Delta \theta$  sea un intervalo finito de tiempo; digamos que  $T_1, T_2, \dots$  sean temperaturas,  $k$  la conductividad de la pared,  $\rho$  la densidad y  $c_p$  el calor específico de la pared.

Luego,  $(T_4 - T_3)k\Delta\theta/\Delta X$  es el calor transmitido en el tiempo  $\Delta\theta$  por unidad de área del elemento 3-4.

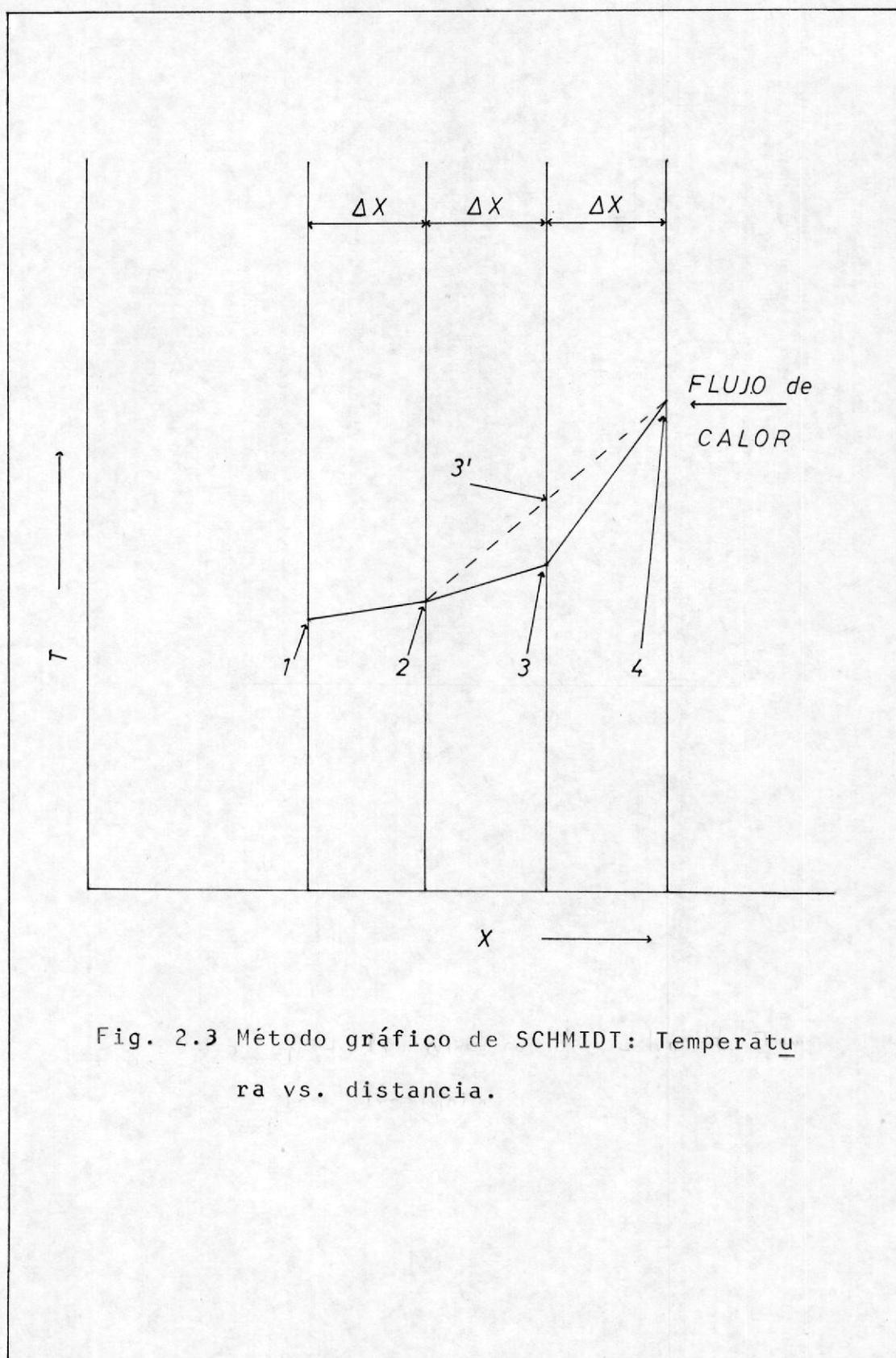


Fig. 2.3 Método gráfico de SCHMIDT: Temperatura vs. distancia.

$(T_3 - T_2)k\Delta\theta/\Delta X$  es el calor transmitido en el tiempo  $\Delta\theta$  por unidad de área del elemento 2-3.

La diferencia  $(T_4 - 2T_3 + T_2)k\Delta\theta/\Delta X$  es el calor almacenado en el elemento  $\Delta X$  localizado simétricamente a ambos lados del plano 3, el cual es igual a  $(T_3' - T_3)\rho c_p \Delta X$ , de aquí:

$$(T_3' - T_3) = k\Delta\theta/\rho c_p \Delta X^2 (T_4 - 2T_3 + T_2) \quad \text{ec. 2.7}$$

En la cual  $T_3'$  y  $T_3$  son las temperaturas al final y al comienzo del intervalo  $\Delta\theta$ .

Si los terminales de temperatura 2 y 4 son unidos por una línea recta, luego la distancia 3-3' es igual a  $\frac{1}{2}(T_4 - 2T_3 + T_2)$ , porque la temperatura en 3' es igual a  $1/2(T_4 + T_2)$ .

Multiplicando 3-3' por  $2k\Delta\theta/\rho c_p \Delta X^2$ , el producto obtenido de acuerdo a la ecuación 2.7 es la elevación de temperatura en el plano 3 en el tiempo  $\Delta\theta$ .

El intervalo de tiempo  $\Delta\theta$  y el incremento de espacio  $\Delta X$  pueden ser seleccionados arbitrariamente; pero deben ser lo suficientemente pequeños para producir resultados exactos.

El cálculo gráfico es muy simple si se hace que  $2k\Delta\theta/\rho c_p \Delta X^2 = 1$  ó  $\Delta X^2 \rho c_p / \Delta\theta k = 2 = M$  ec. 2.8

donde  $M$  es un módulo sin dimensiones.

En problemas técnicos, debe tenerse en cuenta la transferencia de calor en la superficie de la pared. Es costumbre asumir que la transferencia de calor es proporcional a la diferencia de temperaturas de la superficie interior  $T_{S1}$  y del medio circundante  $T_g$ , o en otras palabras que  $h_R$  es independiente del nivel de temperatura. De acuerdo a la Fig. 2.4 se tiene:

$$h(T_g - T_{S1}) = k\Delta\theta/\Delta X \quad \text{ec. 2.9}$$

osea que el calor transmitido del medio al área unitaria de pared en unidad de tiempo es igual al calor conducido a través del área unitaria de superficie de pared por unidad de tiempo.

La ecuación 2.9 puede ser interpretada geométricamente. La tangente a la curva de temperatura en la superficie de la pared interior pasa a través de un punto localizado a una altura  $T_g$  y  $k/h_R$  distante de la pared.

Si  $T_g$  y  $h_R$  varían con el tiempo, tal variación puede ser considerada en el cálculo gráfico, pero no puede hacérselo en un cálculo analítico. La tangente a la curva de temperatura en la pared exterior estará a una distancia  $k/h_o$  de la

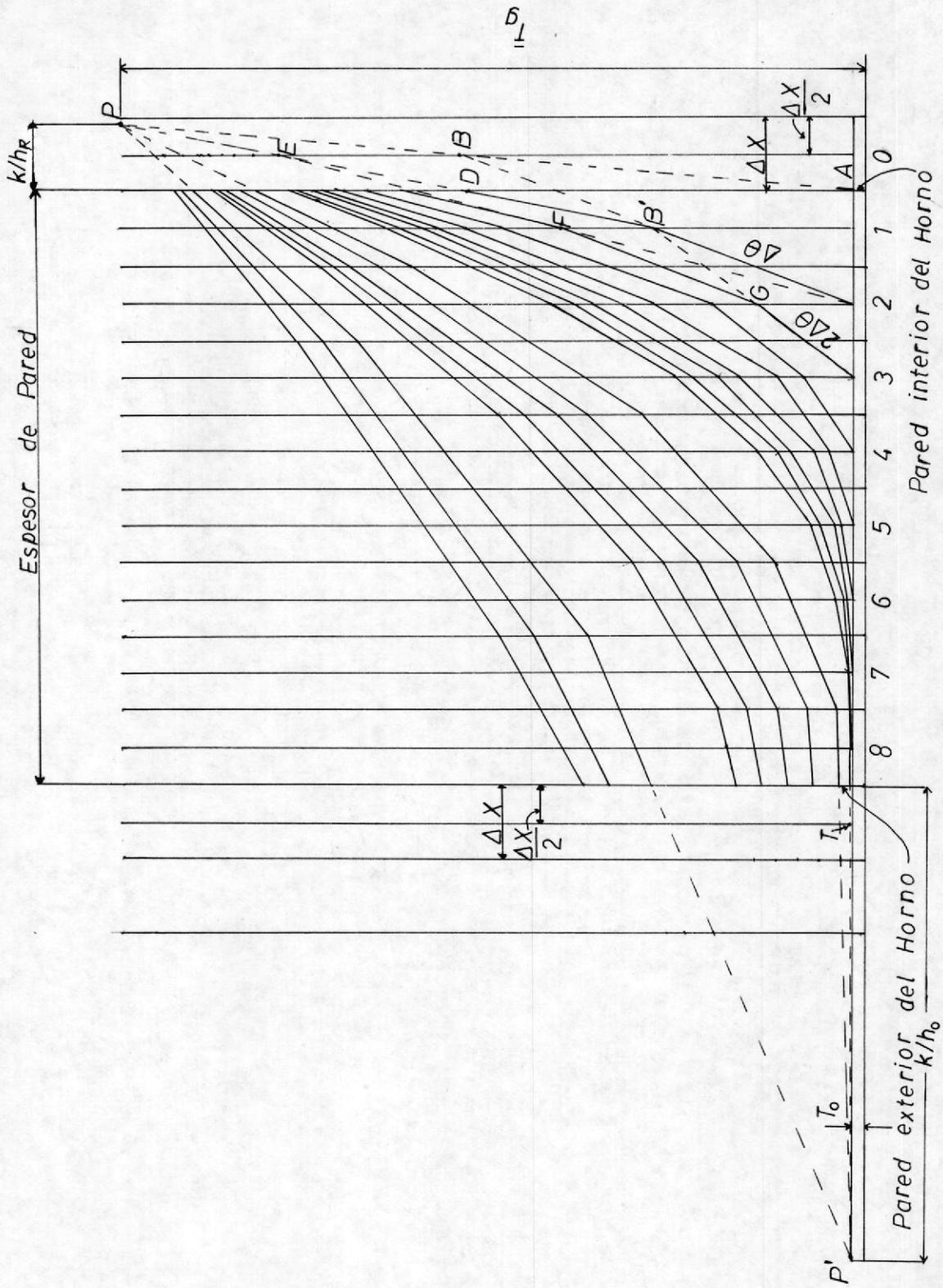


Fig. 2.4 Método Gráfico de SCHMIDT.

superficie y en un punto con una altura  $T_0$ .

Digamos que la Fig. 2.4 representa una pared de espesor  $X$  que ha sido dividida en 8 secciones y que por el centro de cada una se ha dibujado una línea divisoria. Si un lado de la pared es súbitamente expuesto a una temperatura  $T_g$ , la tangente a la curva de temperatura en el punto A de la superficie debe señalar al polo P, de aquí la intersección B entre AP y la línea vertical a través del punto 0 (una distancia  $\Delta X/2$  detrás de la superficie) y este punto es el terminal de la primera línea de construcción 2B. La línea 2B' es parte del primer polígono de temperatura, la otra parte es completada dibujando una línea B'P. La línea 2B'D luego representa la temperatura en la pared después de un intervalo de  $\Delta\theta$  hr. desde que comienza el calentamiento.

Luego se construye 2E y su intersección a través de 1 da F. 3B' intersecciona en 2 a G. Luego conectamos 3GFP y la distribución de temperatura después de  $2\Delta\theta$  será 3GFJ y así sucesivamente hasta llegar al punto 8, a partir de aquí nos valemos de una división auxiliar localizando el punto 9 sobre la línea base una distancia  $1/2\Delta X$  a la izquierda. Como último tramo del polígono trazamos una línea desde el punto obtenido en 8

hasta el polo P' y todos los demás extremos señalarán a este polo.

Las curvas de temperatura sucesivas se acercarán cada vez más, antes que ocurra una confusión es aconsejable saltar cada 2 divisiones siendo el nuevo intervalo de tiempo  $4\Delta\theta$ . Si al doblar la lámina la nueva línea OB localizada una distancia detrás de la superficie de  $1/2$  el ancho de la nueva lámina, se ve que está más lejos que P, luego se omite la intersección con esta línea como B y P será usado como el punto final de todas las líneas. Más adelante cuando las líneas se vuelven a acercar, el ancho de las divisiones puede ser doblado otra vez y el tiempo cuadruplicado.

Se puede ahora considerar el caso de una pared compuesta de dos materiales A y B con buen contacto en la unión. Si se usa el mismo M de la ec. 2.8 y el mismo  $\Delta\theta$  para ambos se tiene:

$$M\Delta\theta = \Delta x_A^2 / \alpha_A = \Delta x_B^2 / \alpha_B \quad \text{ec. 2.10}$$

$$\alpha = k / \rho c_p$$

y consecuentemente la razón de los espesores de las divisiones debe ser tomado como igual a la raíz cuadrada de las difusividades térmicas:

$$\Delta X_A / \Delta X_B = (\alpha_A / \alpha_B)^{1/2}$$

siendo el único inconveniente el gran número de divisiones que puede haber en uno de los dos materiales.

En el estado estable la temperatura en una pared compuesta decrecerá establemente hacia la superficie exterior, pero con un cambio de pendiente en la interfase.

### 2.3 A través de los productos de combustión

En los hornos de combustión existen dos fuentes de pérdidas de calor, causada por la energía calórica de los productos de combustión que escapa del horno como combustible no quemado o como calor sensible, al cual se le puede añadir el calor latente del vapor de agua.

El calor sensible de los gases de combustión puede ser obtenido midiendo la temperatura de salida de los mismos, la temperatura del medio circundante, el flujo másico de gases de combustión y el calor específico medio lo que da:

$$Q_s = m_g \bar{c}_{pg} (T_g - T_o) \quad \text{ec. 2.11}$$

En la gran mayoría de hornos de combustión, el escape de una considerable cantidad de combustible sin quemar, en los gases de combustión es inevitable al man-

tener una atmósfera no-oxidante para evitar el excesivo descascaramiento de la carga. Además, donde las atmósferas oxidantes son permitidas, a pesar del exceso de aire algo del combustible sale sin quemar. Una forma de conocer el proceso de combustión en un horno y saber aproximadamente la cantidad de aire suministrado es analizando los productos de combustión, para ello se emplean varios dispositivos, pero en la presente experiencia se usará el analizador de gases ORSAT disponible en la ESPOL descrito a continuación.

### 2.3.1 Analizador de gases: Orsat

El Orsat determina los porcentajes del  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$  y  $\text{O}_2$  en los productos secos de combustión. A partir del análisis de los productos, podemos establecer la ecuación química teórica correspondiente, o bien obtener parte de ella, según lo que se conozca del combustible.

El aparato de análisis de gases de Orsat, es mostrado en la Fig. 2.5. Consiste de una bureta de gas graduada conectada por una línea común de tubo aproximadamente capilar y con conexiones derivadas a tres pipetas de absorción, conteniendo respectivamente soluciones de hidróxido de Potasio, pirogalol alcalino y cloruro cuproso amoniacal.

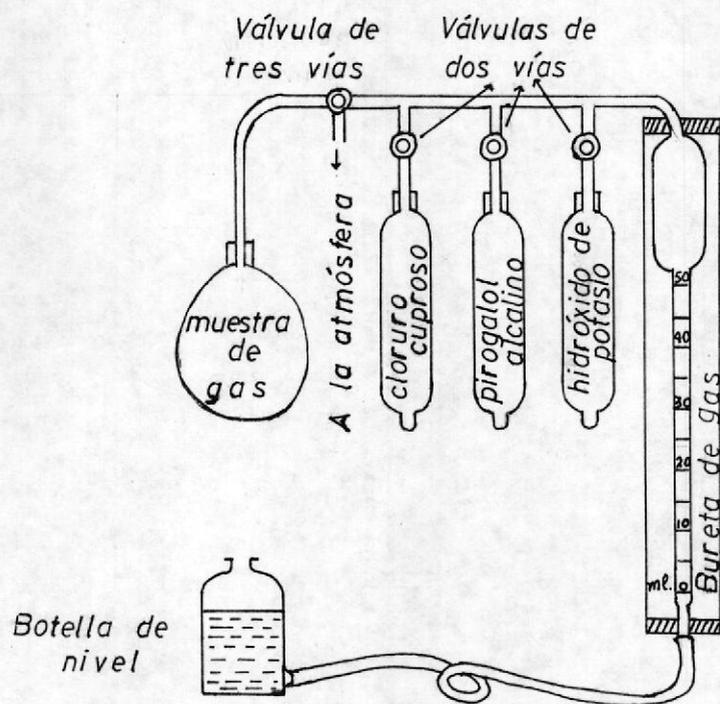


Fig. 2.5 Analizador de gases: ORSAT.

Una botella de nivel es conectada a la base de la bureta de gas para hacer posible las lecturas tomadas a presión constante y para usar en la transferencia de gas hacia y desde las pipetas de absorción. La botella de nivel, el tubo de caucho y la bureta de gas son llenadas con agua acidulada y conectadas a los gases de com-bustión mediante el conducto capilar, a una válvula de tres vías. La muestra de gases se toma en una vejiga Fig. 2.6.

Levantando o bajando la botella de nivel se hace que el agua entre en la bureta o salga de ella. Para analizar se desaloja primero el aire de la bureta y de los conductos, abriendo la válvula de 3 vías a la atmósfera y empujándolo con el agua hasta que marque 100 cc.; luego se introduce en la bureta una muestra de los productos de combustión manteniendo la botella de nivel en el puesto inferior (durante estas operaciones las válvulas que comunican a las pipetas de absorción están cerradas) permitiendo que el nivel de la bureta caiga despacio a cero cerrando inmediatamente la válvula de la vejiga y luego la de tres vías.

Exactamente 100 cc. de gases de combustión han sido introducidos en la bureta a la presión at-



Fig. 2.6 Toma de muestra de gases de combustión.



BIBLIOTECA

mosférica, repitiendo el proceso 2 veces más pa  
ra asegurarse que el gas no se ha mezclado con  
el aire de los conductos. El gas es luego pasa-  
do a través del KOH por 2' y regresado para me-  
dición a la bureta de gas, ajustando la presión  
a la atmosférica con la botella de nivel. Este  
procedimiento se repite hasta que el volumen  
permanece constante. El porcentaje de  $\text{CO}_2$  es la  
nueva lectura de la bureta de gas. Los porcenta  
jes de  $\text{O}_2$  y CO son medidos de la misma manera,  
siendo su valor la diferencia entre el valor me  
dido y el previo; usando el pirogalol alcalino  
para absorber  $\text{O}_2$  y el cloruro cuproso amoniacal  
para absorber CO. Se supone que el resto d e l  
gas es nitrógeno N.

#### 2.4 Por Combustión Incompleta

El combustible no se quemará completamente cuando se  
mezcla con la cantidad estequeométrica de aire. En es  
te caso, algunas moléculas de combustible nunca en-  
cuentran el O necesario. Para la combustión completa,  
se necesita algún exceso de aire, dependiendo la can-  
tidad conveniente de las circunstancias del proceso.  
En general, en el funcionamiento de los hornos, l a  
cantidad óptima de aire depende del diseño de los mis  
mos, del combustible, y de otros factores y se deter-  
mina por la experiencia.

Prácticamente todos los combustibles contienen hidrocarburos, estos pueden (dependiendo del suministro de O) hidroxilarse. Esto es, absorber una pequeña cantidad de O para formar compuestos como  $CH_nOH$ . Y luego quemarse completamente o descomponerse para formar CO y  $H_2$ , ó separarse directamente en la cámara de combustión en H y C.

La mayor parte del C forma CO ó  $CO_2$ , mientras que una pequeña parte aparece como hollín. Hollín negro nunca sería y rara vez es encontrado en la práctica de hornos de calentamiento excepto cuando se quema carbón en el hogar en conjunto con un horno de baja temperatura o en el encendido de un horno frío.

En hornos de baja temperatura, o aquellos en los cuales los gases chocan con las superficies frías antes de que la combustión se complete, pueden aparecer también algunos hidrocarburos junto con C en forma de humo.

Formalmente se ha tenido la idea que dado que el H se quema casi 3 veces más rápido como el CO, prácticamente no habría H presente en los gases de combustión, sin embargo en la práctica no ocurre así. Dado que el H no puede ser determinado en un aparato de Orsat y que con un aparato modificado se requeriría mucho tiempo y trabajo usualmente se ha determinado por rela-

ciones empíricas obtenidas de pruebas experimentales, tal como que el contenido de  $H_2$  en % en volumen es aproximadamente igual al % en volumen de  $CO$ , probablemente esta relación cambiaría con el tipo de quemador y otros factores por lo que sería mejor hacer un análisis completo si es posible.

Un porcentaje dado de  $CO$  en los gases de combustión significa una pérdida cada vez mayor si más y más exceso de aire es usado en la combustión. Sin embargo, la mayoría de los hornos industriales trabajan con una deficiencia de aire. Por supuesto, es obvio que la simultánea aparición de mucho  $CO$  y  $O_2$  en los gases de combustión es el resultado de una mezcla aire-combustible extremadamente pobre.

Para calcular el exceso o deficiencia de aire a partir de un análisis de gases de combustión, se debe conocer el análisis último del combustible, que para el diesel utilizado y de los datos obtenidos de análisis hechos en el laboratorio de química de la ESPOL es el siguiente:

85 % C      13.5 % H      1.5 % S

Estos cálculos pueden ser comparados con los obtenidos usando la carta de Ostwald para el diesel utilizado y localizando en ella los diferentes puntos de operación del horno de acuerdo a los valores de  $CO_2$ ,  $O_2$

y CO obtenidos del análisis de gases de Orsat.

## CAPITULO 3

### SISTEMA EXPERIMENTAL

#### 3.1 Determinación de las Pérdidas Térmicas

Antes de proceder a evaluar las pérdidas térmicas en el horno experimental de la ESPOL, necesitamos saber el punto de operación más óptimo del mismo. Para ello se analizarán los procesos de combustión para varias relaciones a/c (aire/combustible). Como el flujo de combustible es constante, con un valor promedio medido de 1.8 gal/hr, se procede a variar el flujo de aire a la entrada del quemador, Fig. 3.1, adaptándolo a un túnel cuadrado con una rejilla graduada desde un nivel 0 (completamente abierto) hasta un nivel 7 (completamente cerrada) pero operando sólo hasta un nivel 5, un poco antes de que los gases se vuelvan negros y se observen llamas (propias de un escape de combustible sin quemar) por los agujeros superiores de tomas de datos del horno, tornándose peligrosa su operación.

En el diagrama de Ostwald obtenido a partir de los datos del análisis del combustible (apéndice A), se procede a localizar estos puntos de operación luego de sus respectivos análisis de Orsat, que se dan a continuación:



Fig. 3.1 Variación del flujo de aire a la entrada al quemador.

TABLA 3.1

nivel	0	1	2	3	4	4.5	5
CO <sub>2</sub> %	8	8.6	8.8	9.0	9.4	9.6	11.2
O <sub>2</sub> %	10	9.2	8.2	9.6	7.6	7.2	5.2
CO %	0	0	0	0.2	0.4	0.2	0
N <sub>2</sub> %	82.0	82.2	83.0	81.4	83.0	83.2	83.6

El punto óptimo será aquel en que las pérdidas por combustión incompleta y calor sensible sean un mínimo. En la práctica industrial frecuentemente el único medio efectivo de asegurar combustión completa es usar exceso de aire, ya que un aire insuficiente da como resultado tanto combustión incompleta como pérdida de Energía disponible y demasiado aire lleva a una pérdida excesiva de calor sensible en los productos de combustión.

Por lo tanto, el punto 5 es el que tiene mejores condiciones de combustión con un 11.2 % de CO<sub>2</sub> y 5.2 % de O<sub>2</sub> y consecuentemente también una  $n_t$  más alta. Para propósitos de comparación, se evaluará la  $n_t$  en los niveles 4.5 y 5.

Para estos dos puntos con los datos de Orsat se pueden también balancear las ecuaciones químicas correspondientes (Ap. A) y obtener la razón a/c, el porcen-

taje de aire teórico y el exceso de aire, lo que da:

TABLA 3.2

nivel	4.5	5
aire/combustible (a/c)	21.83	19.16
aire teórico (AT %)	150	131
exceso de aire (EA %)	50	31

Antes de tomar cualquier dato para la evaluación de la eficiencia térmica del horno, hay que tener en cuenta que este haya alcanzado por lo menos un 70 % de su régimen de estado estable. Por ello se mantuvo durante el tiempo de calentamiento un flujo mínimo de agua en los tubos, lo suficiente para que este sea un mínimo y para no sobrecalentar los tubos.

### 3.1.1 A través de la carga: Banco de tubos

Las pérdidas térmicas a través de la carga, en este caso el banco de tubos por los que circula agua, pueden ser determinadas de dos maneras: Midiendo experimentalmente el calor extraído por el agua, que es igual al producto del flujo másico del agua  $\dot{m}$ , por el calor específico  $c_p$  y por el incremento de temperatura, o a partir del calor cedido por el gas a la carga.

Para propósitos de comparación se lo hará de las dos maneras para el nivel 4.5, y para los demás niveles por el método experimental.

Los datos para el nivel 4.5 están dados en la tabla 1 y los resultados del calor extraído por los tubos en la tabla 2. Siendo el calor total extraído por la carga:

$$Q_c = 113,603.6 \text{ BTU/hr.}$$

Como se vió anteriormente el calor transferido del gas a la carga está dado por:

$$Q_c = \sigma A_c f_{cg} (T_g^4 - T_c^4) + h_c A'_c (T_g - T_c)$$

$$Q_c = \sigma \alpha A_{cp} f_{cg} (T_g^4 - T_c^4) + h_c A'_c (T_g - T_c)$$

La distancia centro a centro de los tubos es:

$$D_{cc} = 4.5''$$

Longitud de tubos :

$$L_t = 13.5''$$

Diámetro exterior de tubos:

$$D_o = 0.84''$$

$$A_{cp}/\text{tubo} = D_{cc} \times L_t = 0.42 \text{ pie}^2$$

$$D_{cc}/D_o = 5.36$$

De la Fig. 8 para radiación total a las dos hileras cuando las dos están presentes se tiene:

$$\alpha = 0.7$$

De donde, la superficie equivalente de plano frío

$$\alpha A_{cp}/\text{tubo} = 0.294 \text{ pies}^2$$

$$\alpha A_{cp} = 5.88 \text{ pies}^2$$

Area total de las superficies del horno

$$A_T = 21.74 \text{ pies}^2$$

Superficie efectiva del refractario

$$A_R = A_T - \alpha A_{cp} = 15.86 \text{ pies}^2$$

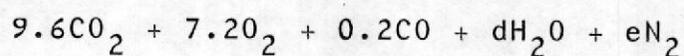
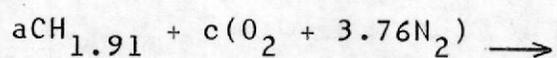
$$A_R/\alpha A_{cp} = 2.7$$

La longitud de trayectoria media  $L$  a partir de la Fig. 13 es de:

$$L = \text{menor longitud del horno} = 0.97 \text{ pie}$$

La emisividad del gas  $\xi_g$  se la obtiene a partir del análisis del combustible y de los gases de combustión en el nivel 4.5 considerado, 9.6% de  $\text{CO}_2$ , 7.2% de  $\text{O}_2$  y 0.2% de  $\text{CO}$ .

Balanceando la ecuación de combustión se tiene:

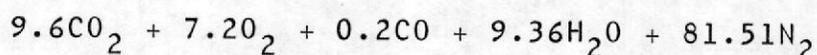
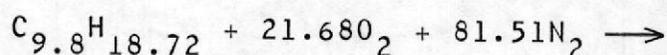


$$a = 9.8$$

$$c = 21.68$$

$$d = 9.36$$

$$e = 81.51$$



Asumiendo que el horno está a presión atmosférica, la presión parcial del  $\text{CO}_2$  será:

$$P_c = 0.096 \text{ atm.} \quad \text{y} \quad P_{cL} = 0.093$$

La presión parcial del vapor de agua obtenida de la relación:

$$P_w = \frac{P_T w}{0.62198 + w}$$

donde  $w$  es la masa de agua por unidad de masa de aire seco existente en el ambiente, valor obtenido de la carta psicrométrica con  $T_{BS} = 91^\circ\text{F}$  y  $T_{BH} = 89^\circ\text{F}$ .

$$P_w = 0.12 \text{ atm.} \quad \text{y} \quad P_{wL} = 0.116$$

Del apéndice B se tiene una temperatura prome -

dio de gas de  $1717^{\circ}\text{F} = 2177^{\circ}\text{R}$ .

De la Fig. 3:

$$\epsilon_c = 0.07$$

de la Fig. 5:

$$\epsilon_w = 0.055$$

de la Fig. 6:

$$C_w = 1.1$$

$$\epsilon_g = \epsilon_c + \epsilon_w C_w = 0.131$$

A la emisividad de llama debida a gases claros, se le añadirá 0.1 debido a la luminosidad producida por los hidrocarburos craqueados en la llama (esto varía con el tipo de quemador) (7), de donde:

$$\epsilon_g = 0.231$$

de la Fig. 9 se tiene:

$$f_{cg} = 0.53$$

El coeficiente convectivo para un banco de tubos como se vió anteriormente está dado por:

$$h_c = 0.33 C_h \frac{k_f}{D_o} (G \max D_o / \mu_f)^{0.6} Pr_f^{1/3}$$

$$k_f = 0.04 \text{ BTU/hr pie } ^{\circ}\text{F}$$

$$G_{\text{máx}} = 303.6 \text{ lb/hr pies}^2$$

$$\mu_f = 3 \times 10^{-5} \text{ lb/pie seg}$$

$$Pr_f = 0.739$$

$$C_h = 0.9$$

$$h_c = 3.69 \text{ BTU/hr pies}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

La temperatura promedio en la superficie de la carga se la ha evaluado luego de calcular la temperatura de la superficie de cada uno de los tubos a partir de los datos de calor extraído por tubo (Apéndice C).

De donde, la temperatura de la carga obtenida es:

$$T_c = 413 \text{ } ^\circ\text{F}$$

El área de convección está dada por:

$$A'_c = 20\pi D_o L_t$$

$$A'_c = 4.95 \text{ pies}^2$$

y el calor cedido a la carga será:

$$Q_c = 140,692.6 \text{ BTU/hr}$$

3.1.2 A través de las paredes laterales, techo y piso

Como se vió anteriormente:

$$Q/A_R = U_R(T_g - T_o)$$

$$U_R = \frac{1}{1/h_R + X_A/k_A + X_B/k_B + 1/h_o}$$

$$h_R = h_i + h_r$$

$$h_i = 0.664 \text{ Pr}^{1/3} \text{ Re}_L^{1/2} k/L$$

$$\text{Re} = \rho VL/\mu$$

$$\text{para } T_g = 1717 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\rho = 0.0199 \text{ lb}_m/\text{pie}^3$$

$$\mu = 3.2 \times 10^{-5} \text{ lb}_m/\text{pie seg}$$

$$\text{Pr} = 0.745$$

$$k = 0.0431 \text{ BTU/hr pie } ^\circ\text{F}$$

$$V = \dot{m}_g/\rho A$$

$$A = 1.09 \text{ pies}^2$$

$$\dot{m}_g = 293.33 \text{ lb/hr}$$

$$V = 3.76 \text{ pies/seg}$$

$$L = 3.91 \text{ pies}$$

$$\text{Re} = 9142.6 \text{ (L)}$$

$$h_i = 0.634$$

$$h_r = \epsilon F_T$$

Pero  $F_T$  depende de la temperatura de la superficie absorbente, en este caso la pared. Esta temperatura varía desde que las paredes del horno empiezan a calentarse hasta que alcanzan el régimen de estado estable. Una manera práctica de llegar aproximadamente a esta temperatura es mediante el método gráfico de Schmidt explicado en detalle en el capítulo 2 para paredes simples y en el apéndice E para paredes compuestas.

De los datos de la temperatura del gas en el interior del horno, tabla 1, se puede ver que esta varía en el interior del mismo, por ello se lo ha dividido en 3 secciones, Fig. B-1, y obtenido una temperatura de gas corregida promedio de 1850, 1750 y 1550 °F en cada sección.

Con estas temperaturas y los datos de temperatura ambiente, propiedades térmicas de los materiales de las paredes, techo y piso construídas de ladrillos refractarios para el techo y el piso y una pared compuesta de ladrillo refractario y un tabique (25 % de refractario + 75 % de piedra pómez) para las paredes laterales; así como gráficos para evaluar  $h_o$  y  $h_R$  conforme varía la temperatura, se han construído los dia -

gramas de Schmidt tanto para el techo como para las paredes laterales en las 3 zonas mencionadas: Fig. 14a-b-c y Fig. 15a-b-c.

A partir de estos gráficos y asumiendo que la superficie exterior llegue a un 70 % de la temperatura que alcanzaría en un tiempo infinito (estado estable) se han obtenido los siguientes datos de temperaturas de pared exterior e interior así como el tiempo para llegar a ellas en el techo y con este tiempo se han obtenido las temperaturas de la pared lateral para las superficies interior, exterior y de interfase, por alcanzar esta última con mayor rapidez la estabilidad.

TABLA 3.3

E. Estable		70 % Estabilidad					
T techo °F		Ttecho °F		Tpared °F		tiempo Sec.	
$T_{S1}$	$T_{S2}$	$T_{S1}$	$T_{S2}$	$T_{S1}$	$T_{X1}$	$T_{S2}$	(hr)
1740	540	1680	378	1700	1050	335	1.92 1
1650	520	1580	364	1600	1000	330	1.80 2
1425	465	1350	326	1390	910	320	2.06 3

$T_{S1}$  = Temperatura pared interior

$T_{S2}$  = Temperatura pared exterior

$T_{X1}$  = Temperatura interfase

De la tabla precedente se puede deducir en primer lugar que el tiempo de calentamiento de el horno no puede ser menor a 2 horas, lo que se cumplió en la práctica.

En segundo lugar, comparando los valores de  $T_{S1}$  obtenidos de los gráficos de Schmidt con los valores medidos en el techo, tabla 1, se puede ver que el error será aproximadamente de 12 % para la sección 1, 5 % para la sección 2 y 34 % para la sección 3; siendo mayor el error en esta última por los vórtices producidos al salir los gases por la chimenea lo que hace que la temperatura de pared en esta sección sea mucho menor.

Evaluando las pérdidas para las paredes laterales, techo y piso para las 3 secciones y asumiendo que la temperatura en el piso no difiere mucho de las paredes se tiene:

Para las paredes laterales:

Sección 1

En estado estable

$$U_R = \frac{1}{1/18.8 + 2.5/8.8 + 2/3.4 + 1/3.4}$$

$$U_R = 0.8256 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$q = 0.8256(1850 - 91) = 1452.2 \text{ BTU/hr pie}^2$$

$$T_{S1} = T_g - q/h_R = 1772.8 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_{X1} = T_{S1} - qX_A/k_A = 1269.2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_{S2} = T_{X1} - qX_B/k_B = 414.9 \text{ } ^\circ\text{F}$$

que no difieren apreciablemente de los valores obtenidos gráficamente.

Asumiendo que se está transmitiendo un 90 % de  $q$  se tiene:

$$q = 1306.8 \text{ BTU/hr pie}^2$$

$$A_R = 5.65 \text{ pies}^2$$

$$Q = 7,383.42 \text{ BTU/hr}$$

Sección 2

$$U_R = \frac{1}{1/16.73 + 2.5/8.6 + 2/3.3 + 1/3.4}$$

$$U_R = 0.7996 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$q = 0.7996(1750 - 91) = 1326.52 \text{ BTU/hr pie}^2$$

$$T_{S1} = 1670.7 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_{X1} = 1285 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_{S2} = 481 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$0.9q = 1193.87 \text{ BTU/hr pie}^2$$

$$A_R = 4.11 \text{ pies}^2$$

$$Q = 4,906.79 \text{ BTU/hr}$$

Sección 3

$$U_R = \frac{1}{1/12.13 + 2.5/8.2 + 2/3.25 + 1/3.2}$$

$$U_R = 0.7603 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$q = 0.7603(1550 - 91) = 1109.3 \text{ BTU/hr pie}^2$$

$$T_{S1} = 1458.5 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_{X1} = 1120.3 \text{ } ^\circ\text{F} \quad , \quad T_{S2} = 437.6 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$0.9q = 998.37 \text{ BTU/hr pie}^2$$

$$A_R = 7.7 \text{ pies}^2$$

$$Q = 7,687.45 \text{ BTU/hr}$$

$$Q_{\text{pared lateral}} = 19,977.66 \text{ BTU/hr}$$

Para el techo:

Sección 1

Asumiendo pared plana:

$$U_R = \frac{1}{1/19 + 4.72/8.1 + 1/4.55}$$

$$U_R = 1.1694 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$q = 1.1694(1850 - 91) = 2057 \text{ BTU/hr pie}^2$$

$$T_{S1} = T_g - q/h_R = 1741.7 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_{S2} = T_{s1} - qX/k = 543 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$0.9q = 1851.3 \text{ BTU/hr pie}^2$$

$$A_R = 1.63 \text{ pies}^2$$

$$Q = 3,017.62 \text{ BTU/hr}$$

Sección 2

$$U_R = \frac{1}{1/16.73 + 4.72/8.0 + 1/4.4}$$

$$U_R = 1.1402 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$q = 1.1402(1750 - 91) = 1891.57 \text{ BTU/hr pie}^2$$

$$T_{S1} = 1636.9 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_{S2} = 520.9 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$0.9q = 1702.41 \text{ BTU/hr pie}^2$$

$$A_R = 2.18 \text{ pies}^2$$

$$Q = 3,702.75 \text{ BTU/hr}$$

## Sección 3

$$U_R = \frac{1}{1/12.36 + 4.72/7.7 + 1/4}$$

$$U_R = 1.0594 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$q = 1.0594(1550 - 91) = 1545.73 \text{ BTU/hr pie}^2$$

$$T_{S1} = 1424.9 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_{S2} = 477.4 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$0.9q = 1391.16 \text{ BTU/hr pie}^2$$

$$A_R = 1.93 \text{ pies}^2$$

$$Q = 2,684.93 \text{ BTU/hr}$$

$$Q_{\text{techo}} = 9,405.3 \text{ BTU/hr}$$

Para el piso:

Asumiendo que no hay mucha variación en la distribución de temperatura entre el techo y el piso, y considerando la mesa soporte con un espesor de 1/4" y una conductividad de 312 B T U / hr pie  $^\circ\text{F}$  x pulg. espesor.

## Sección 1.

$$U_R = \frac{1}{1/19 + 5/8.1 + 0.25/312 + 1/4.55}$$

$$U_R = 1.1229 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$q = 1.1229(1850 - 91) = 1975.3 \text{ BTU/hr pie}^2$$

$$0.9q = 1777.77 \text{ BTU/hr pie}^2$$

$$A_R = 1.97 \text{ pies}^2$$

$$Q = 3,502.21 \text{ BTU/hr}$$

### Sección 2

$$U_R = \frac{1}{1/16.73 + 5/8 + 0.25/312 + 1/4.4}$$

$$U_R = 1.0955(1750 - 91) = 1817.39 \text{ BTU/hr pie}^2$$

$$0.9q = 1635 \text{ BTU/hr pie}^2$$

$$A_R = 2.25 \text{ pies}^2$$

$$Q = 3,680.22 \text{ BTU/hr}$$

### Sección 3

$$U_R = \frac{1}{1/12.36 + 5/7.7 + 0.25/312 + 1/4}$$

$$U_R = 1.0193 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$q = 1.0193(1550 - 91) = 1487.17 \text{ BTU/hr pie}^2$$

$$0.9q = 1338.45 \text{ BTU/hr pie}^2$$

$$Q = 4,135.82 \text{ BTU/hr}$$



$$A_R = 3.09 \text{ pies}^2$$

$$Q_{\text{piso}} = 11,318.25 \text{ BTU/hr}$$

$$Q_{\text{total}} = 40,701.21 \text{ BTU/hr}$$

### 3.1.3 A través de los productos de combustión

De la ec. 2.11 se tiene que el calor sensible perdido a través de los productos de combustión está dado por:

$$Q_s = \dot{m}_g \bar{c}_{pg} (T_g - T_o)$$

para el nivel 4.5 y con los datos de la tabla 1 se tiene:

$$Q_s = 293.3 \times 0.269(800 - 91) = 55,941.18 \text{ BTU/hr}$$

### 3.1.4 Por combustión incompleta

Del análisis de los gases de combustión realizado en el Orsat, se obtuvo apenas un 0.2 % de CO, que es una cantidad muy baja si se tiene en cuenta que el error del Orsat es de  $\pm 0.2$ , por lo que se puede decir que no hay pérdidas por combustión incompleta.

## 3.2 Determinación del consumo de combustible

El consumo de combustible de un horno está dado por:

$$\dot{V} = \frac{\text{Calor requerido por el Horno}}{\text{Calor utilizable por cantidad unitaria de combust.}}$$

Utilizando diesel con

$$H_R = 130,463 \text{ BTU/gal}$$

Se requiere consumir:

$$\dot{V} = \frac{113,603.55 + 40,701.21 + 55,941.18}{130,463}$$

$$= 1.61 \text{ gal/hr}$$

que es un poco menor al valor medido experimentalmente de 1.8 gal/hr por las pérdidas no contabilizadas.

### 3.3 Determinación de eficiencia térmica

Como se vió anteriormente la eficiencia térmica  $n_t$  es tá dada por :

$$n_t = \frac{Q_c}{\dot{m}_c H_{R \text{ sup.}}}$$

$Q_c$  = Calor extraído por la carga, medido experimentalmente de la tabla 1.

$$n_t = \frac{113,603.55}{1.8 \times 138,650} \times 100$$

$$= 45.5 \%$$

CAPITULO 4  
PRESENTACION DE RESULTADOS

4.1 Variación de la carga con la distancia

En la Fig. 4.1 se han graficado los valores del calor extraído por tubo (carga) vs. la distancia de estos al quemador para el nivel 4.5 considerado.

También se puede apreciar la diferencia entre el calor extraído por los tubos superiores e inferiores.

4.2 Balance Térmico

Un balance térmico de un horno es una comparación entre:

- a) La suma de los términos que contribuyen al calor suministrado al horno, y
- b) La suma de los términos representando el calor que sale del horno.

Un balance térmico no puede ser hecho satisfactoriamente a menos que las condiciones al final del período durante el cual las observaciones fueron hechas sean las mismas que al comienzo; es por esto que las pruebas no se realizaron hasta después de casi 3 horas de encendido el quemador.

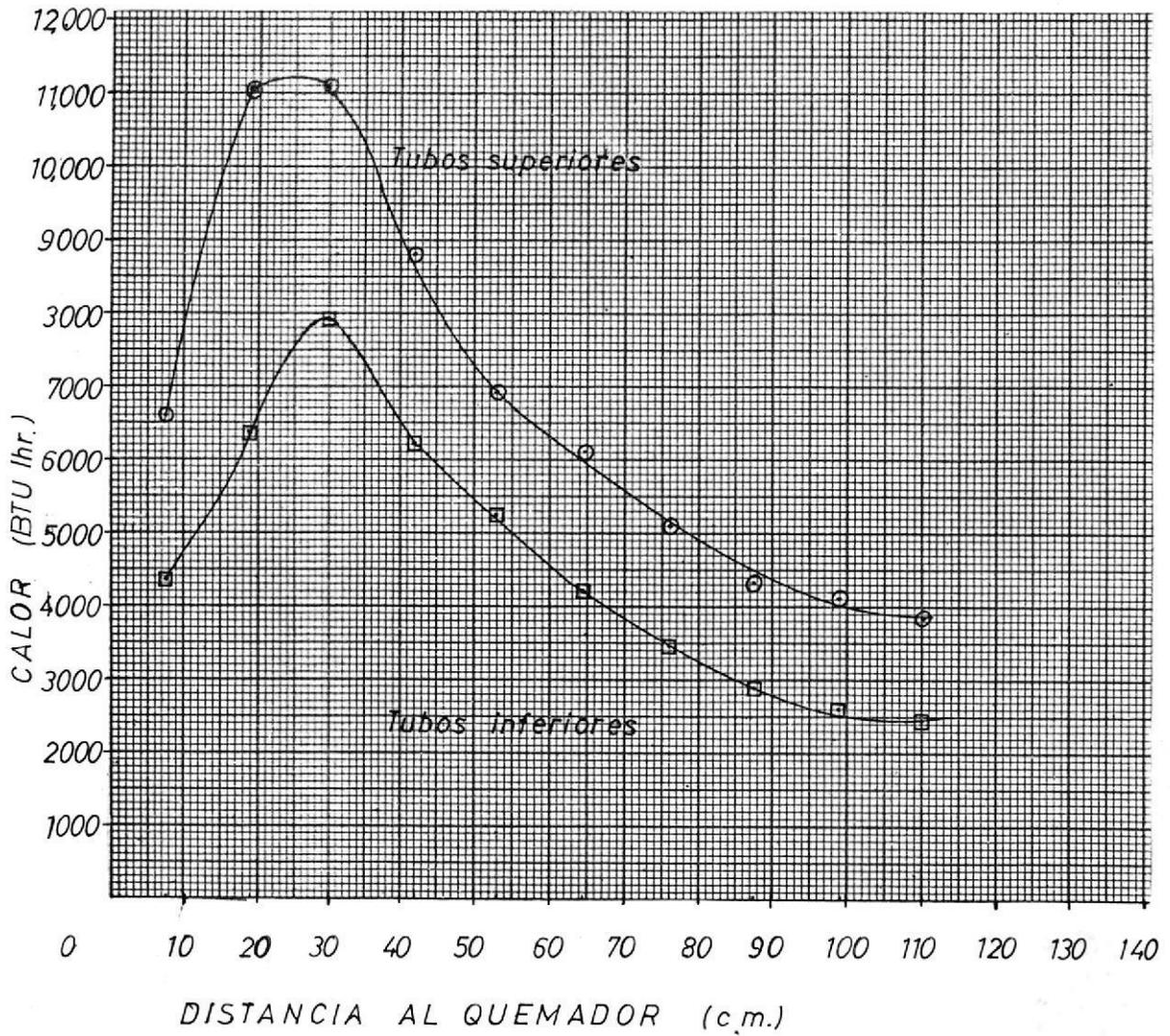


Fig. 4.1 Variación de la carga con la distancia, nivel 4.5

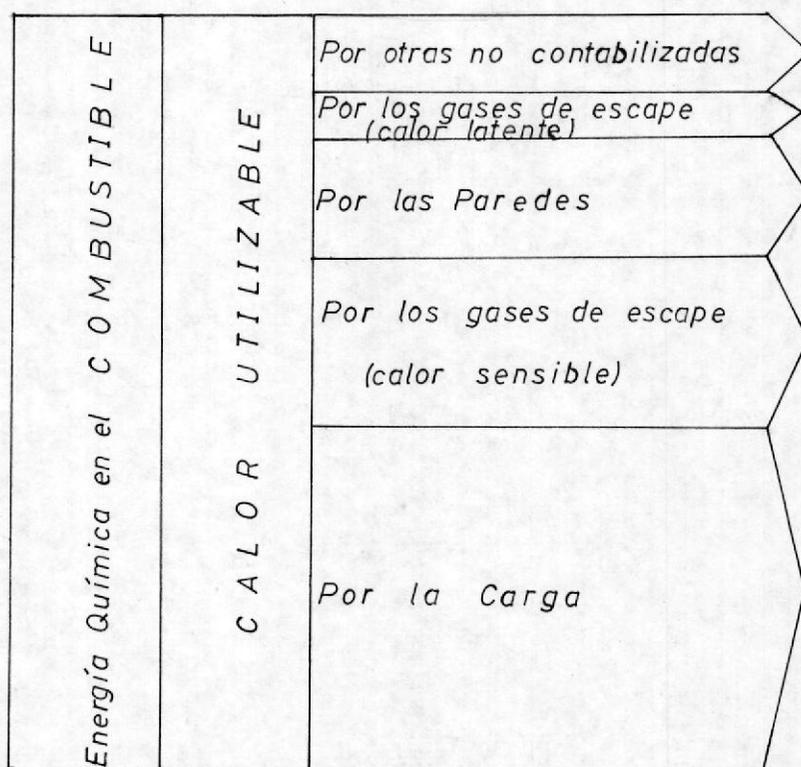


Fig. 4.2 Diagrama de SANKEY

Por lo tanto para el nivel 4.5 considerado se tiene:

BALANCE TERMICO

(Por gal. de combustible)

CALOR QUE ENTRA (BTU) :

En el combustible 138,650

CALOR QUE SALE (BTU) :

		%
Por la carga	63,113.08	45.5
Por los gases de escape (calor sensible)	31,078.43	22.4
Por las paredes	22,611.78	16.3
Por humedad en los gases (calor latente)	8,187.00	5.9
Por otras no contabilizadas	<u>13,659.71</u>	<u>9.9</u>
	138,650.00	100.0

#### 4.2.1 Diagrama de Sankey

El diagrama de Sankey es un diagrama de flujo de calor para un proceso de calentamiento en el cual las cantidades de calor en los varios términos de un Balance Térmico son representadas por el ancho de una banda, para el nivel 4.5 ver Fig. 4.2.

#### 4.2.2 Gráfica de Energía disponible

La representación gráfica de la Energía utilizable puede ser obtenida a partir de los datos de calor específico y da un medio conveniente para comparar combustibles o condiciones de combustión.

En la Fig. 4.3a se ha graficado el calor utilizable en el eje de las abcisas y la temperatura en el eje de las ordenadas. La curva A corresponde al nivel 4.5 y la curva B al nivel 5.

Así, la temperatura a la cual el calor utilizable es cero corresponde a la temperatura de llama, cuyos valores para los dos niveles fueron obtenidos del apéndice F.

La curva C corresponde a la combustión con aire estequiométrico.

Para tener una idea de que parte de este calor es energía disponible se ha graficado 4.3b, usando un artificio de Thring (9), en que se grafica el inverso recíproco negativo de la temperatura en el eje de las ordenadas y el calor utilizable en el eje de las abcisas. Ambos gráficos fueron obtenidos para una temperatura de carga  $T_c$  igual a  $T_g/4$ ,  $T_g/2$  y  $3/4 T_g$ .

#### 4.3 Eficiencia Térmica

Fig. 4.3a Gráfica del Calor Utilizable.

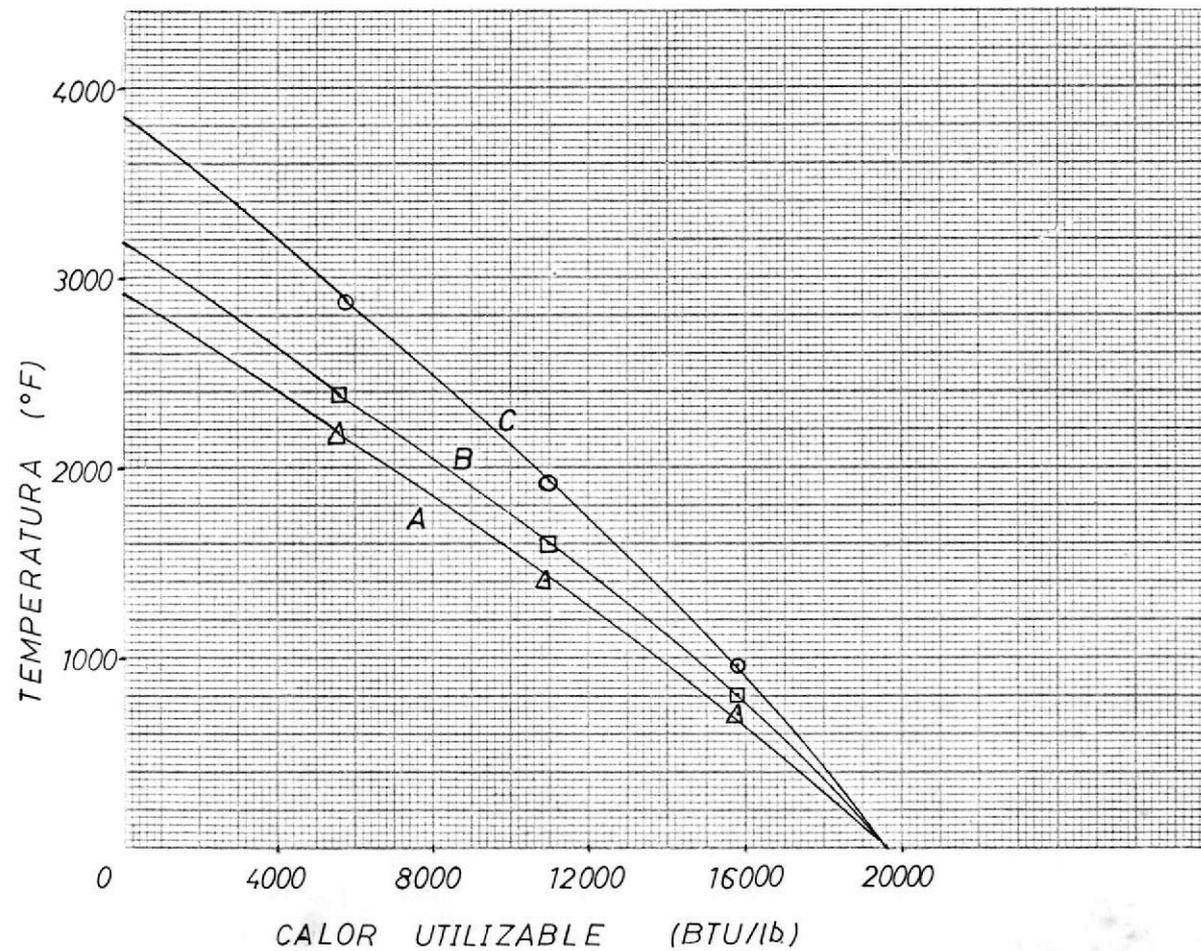
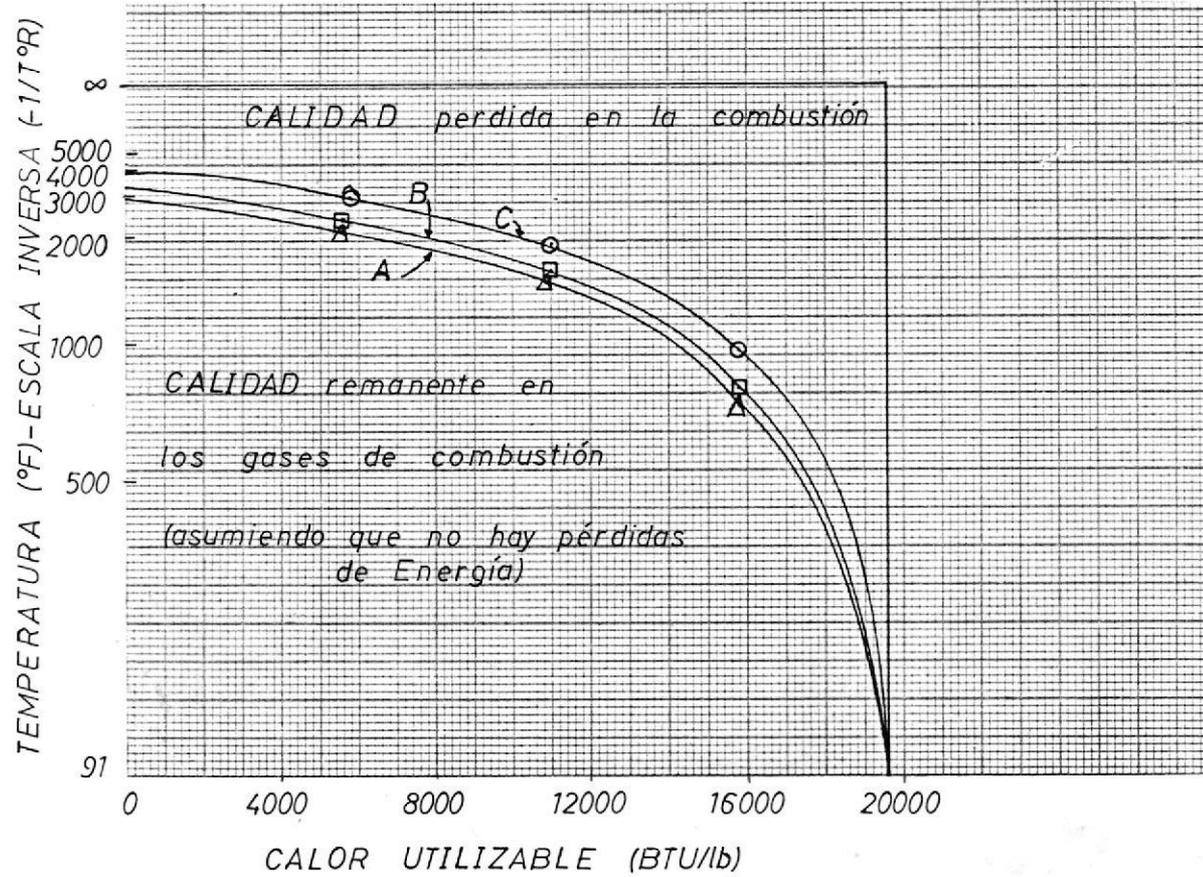


Fig. 4.3b Gráfica de Energía Disponible.



Del Balance Térmico se puede ver que la eficiencia térmica para el nivel 4.5 a partir de los datos experimentales de calor extraído por la carga es de 45.5 %.

Si se mejoran las condiciones de combustión hasta el punto más óptimo obtenido, nivel 5, se obtiene una  $n_t$  de:

$$n_t = \frac{122,648.4}{1.8 \times 138,650} \times 100$$

$$= 49.14 \%$$

y una variación de la carga vs. la distancia al quemador como en la Fig. 4.4. Estas 2 pruebas fueron realizadas manteniendo aproximadamente el mismo caudal de agua por los tubos y una temperatura de salida de agua de alrededor de 70 °C para evitar la formación de vapor.

#### 4.3.1 Variación con la carga

Con el propósito de apreciar la variación de la eficiencia térmica a una carga diferente, se realizó la prueba # 2 a un nivel 5, a dos caudales de agua diferentes, ver tablas 5, 6, 7 y 8.

Al igual que en los casos anteriores se ha gra

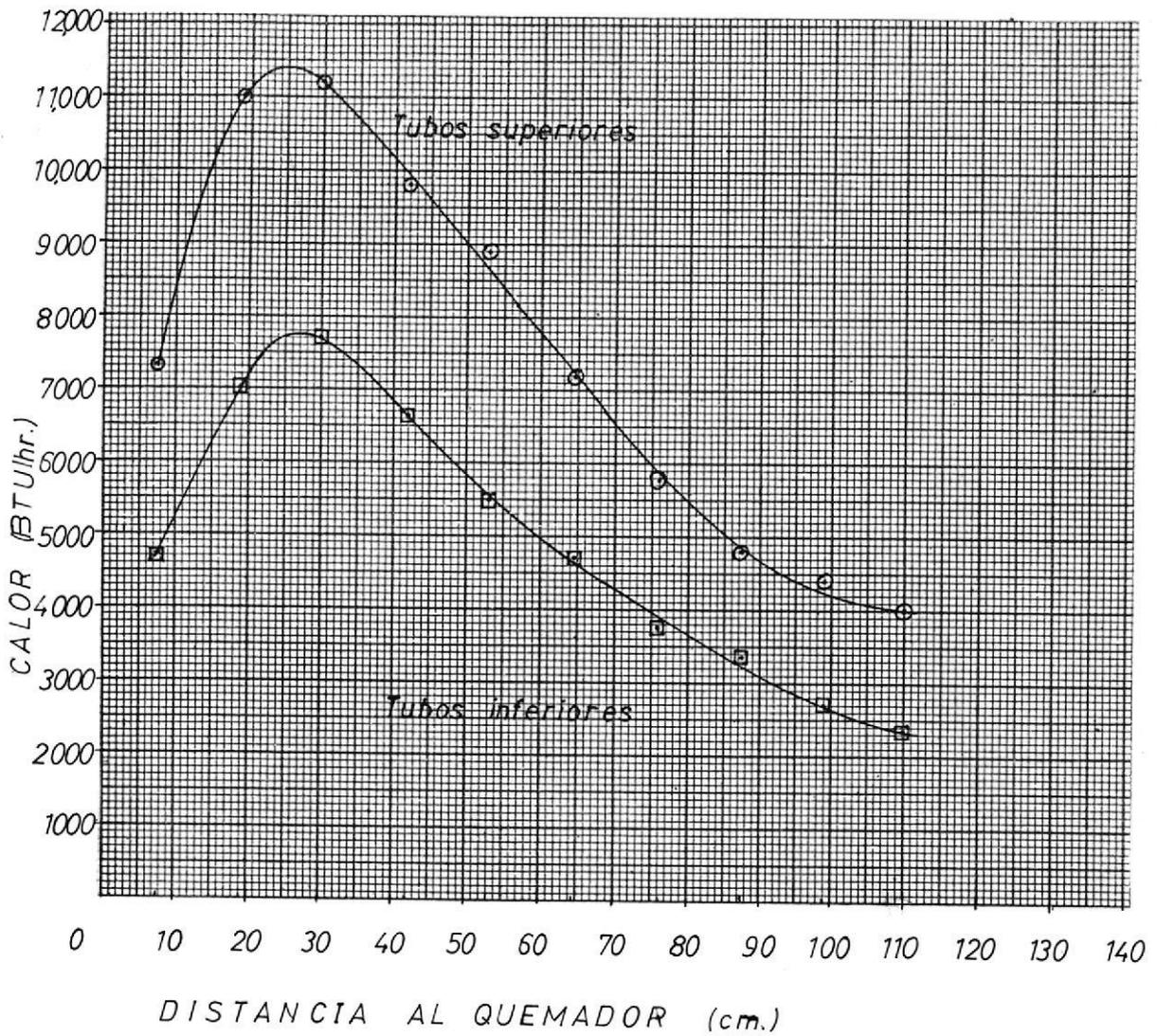


Fig. 4.4 Variación de la carga con la distancia, nivel 5, igual caudal que nivel 4.5.



ficado la carga/tubo vs. distancia al quemador, Fig. 4.5 y Fig. 4.6, que al compararlas se puede apreciar el aumento en la transmisión de calor por tubo conforme aumenta la carga y por en de un aumento en la eficiencia térmica, d e 46.44 % a 49.83 %

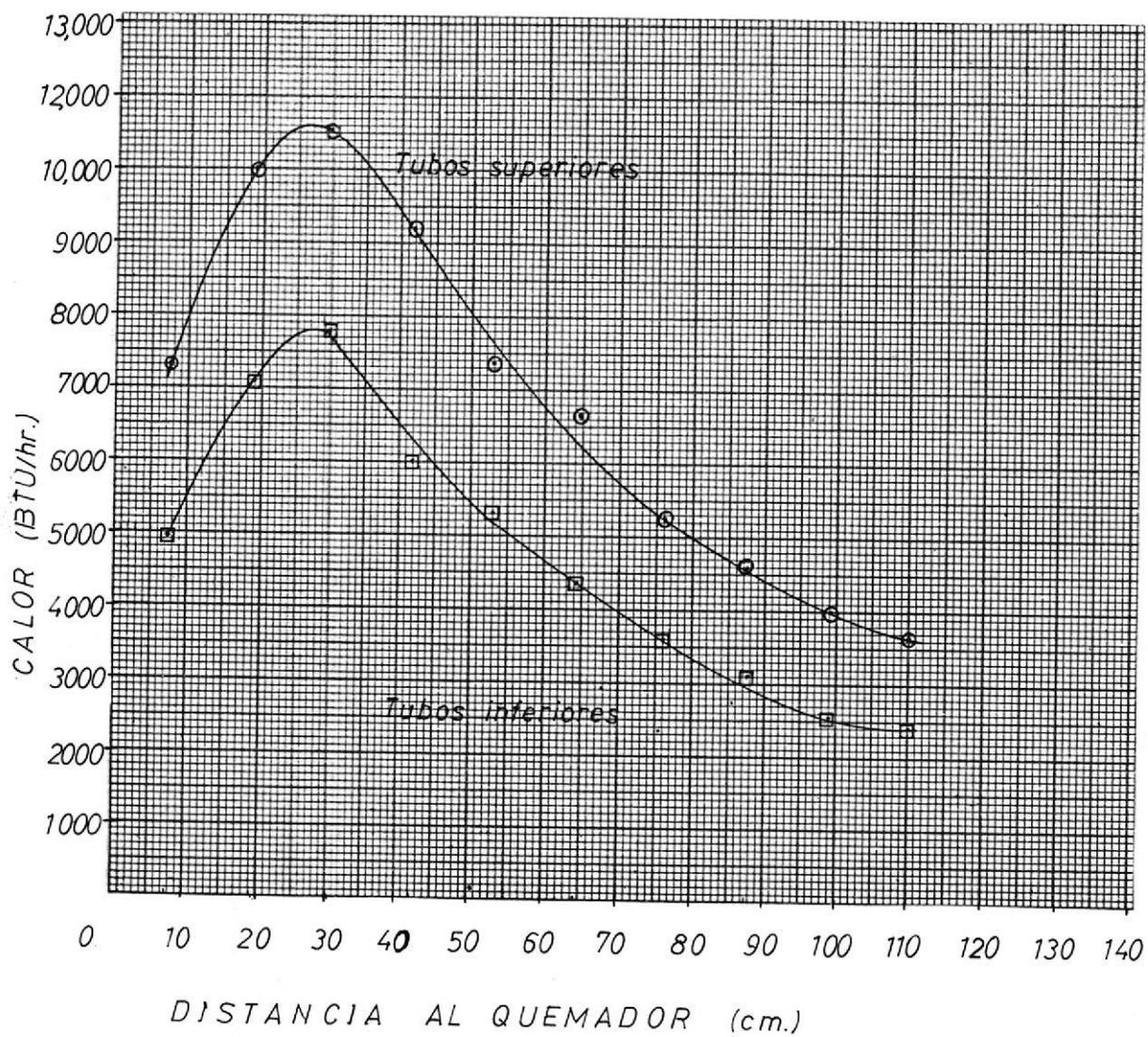


Fig. 4.5 Variación de la carga con la distancia, nivel 5, prueba #2.

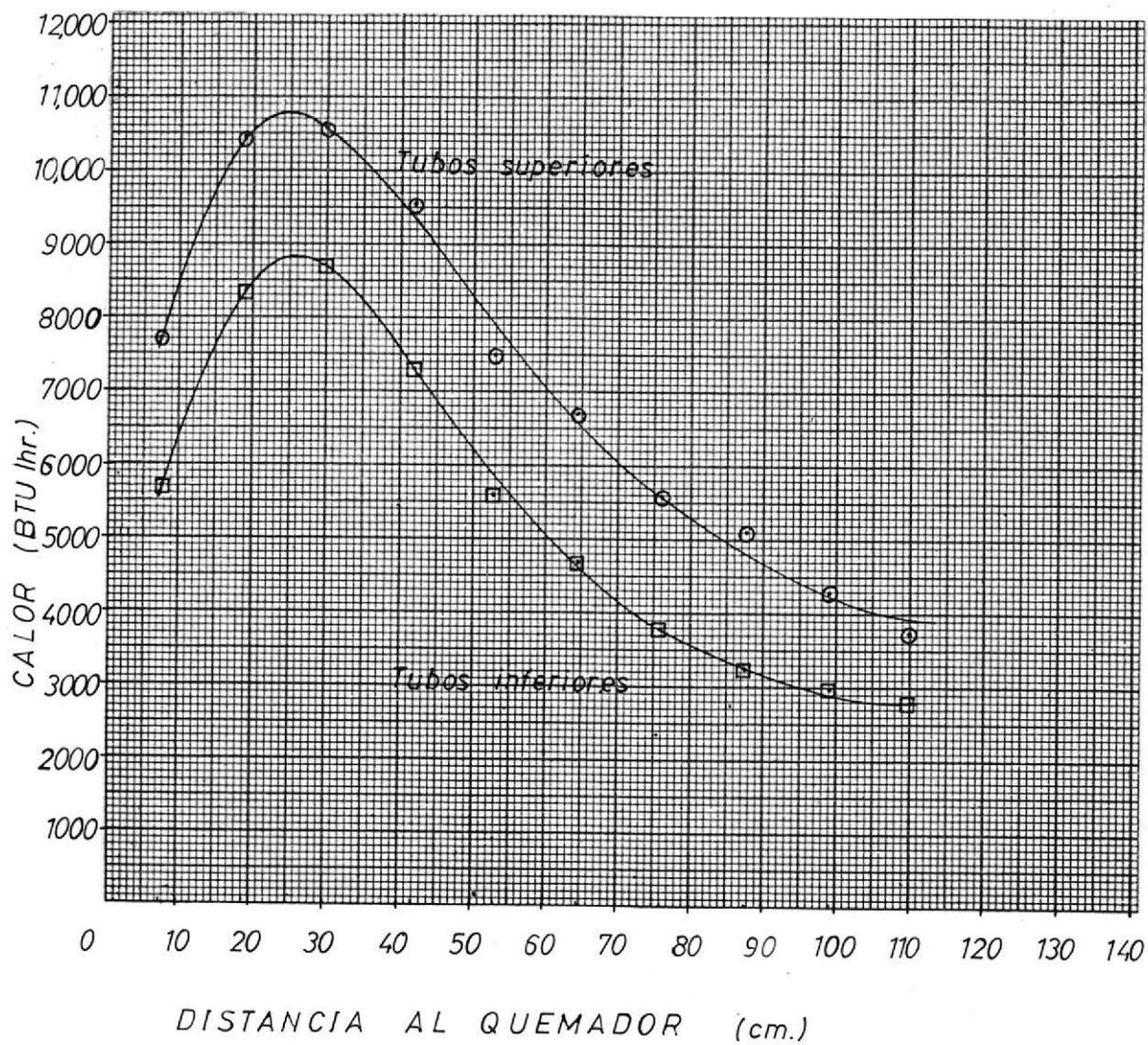


Fig. 4.6 Variación de la carga con la distancia, nivel 5, prueba #2, otro caudal.

CAPITULO 5  
ANALISIS DE RESULTADOS

5.1 Eficiencia Térmica

Como se ha podido observar a través de los resultados y gráficos obtenidos, el calor extraído por la carga es el factor más importante que controla la eficiencia térmica.

Así, al disminuir el exceso de aire al pasar del nivel 4.5 (50 %) al nivel 5 (30 %) ha aumentado la eficiencia térmica de 45.5 % a 49.14 % como una consecuencia de tener una mayor temperatura de llama (Ap. F) y por ende una mayor velocidad de transferencia de calor.

De la Fig. 4.3b se ve que una mayor fracción del calor utilizable está disponible a una mejor condición de combustión como lo es el nivel 5.

5.1.1 Efecto de las Pérdidas Térmicas

El exceso de aire es el segundo factor más importante que afecta la eficiencia térmica, y a que se incrementan las pérdidas por los gases de escape cuando se calienta más y más aire innecesariamente que luego es arrojado al ambiente. Así vemos que al disminuir el exceso de ai-

re de 50 % a 30 % las pérdidas por gases bajaron en un 2% promedio.

Mediante el análisis de Orsat no se detectaron pérdidas por combustión incompleta.

Otro factor importante que afecta la eficiencia térmica son las pérdidas por paredes. Las pruebas demuestran que el aislante utilizado (piedra pómez) da una temperatura exterior que está dentro de los límites permisibles y menor que la del techo si se comparan los gráficos de Schmidt correspondientes Fig. 14a-b-c y Fig. 15a-b-c.

Esto se cumple aún en la zona de máxima temperatura si se comparan los diagramas de Schmidt para las 3 secciones en que se dividió el horno.

#### 5.1.2 Efecto de la carga

Sobre el rango completo de carga teóricamente posible, la eficiencia va desde cero a un máximo y regresa a cero otra vez. De ahí la importancia de operar en la práctica de hornos a la máxima carga con la mayor eficiencia posible.

En las pruebas realizadas no se ha hecho un mapeo de la variación de la eficiencia con la carga, pero si se ha evaluado la eficiencia a la

mejor condición de combustión, a la máxima temperatura posible de salida de agua tal que no se quemen los tubos y no se produzca un alto porcentaje de vapor y a un alto porcentaje de calentamiento del horno, para luego disminuir la temperatura de salida de agua en  $10^{\circ}\text{C}$ , lo que provocó un aumento del caudal total de aproximadamente un 50 % en los tubos.

A estas condiciones se ha observado un aumento en la eficiencia térmica del 3.4 %.

### 5.1.3 Efecto de la distancia

Los gráficos de calor vs. distancia al quemador muestran cual es la zona del horno donde se obtiene la mayor eficiencia térmica, como ésta llega a un máximo en la zona de combustión, para caer luego bruscamente conforme progresan los gases de combustión dentro del horno.

De igual manera si se comparan las Fig. 4.1 de calor vs. distancia al quemador para el nivel 4.5 con la Fig. D-1 de  $\xi$  vs. distancia al quemador se observa una similitud en ambas curvas, lo que demuestra que a mayor  $\xi$  hay también una mayor velocidad de transferencia de calor.

## CAPITULO 6

### MEJORAS EN LA EFICIENCIA TERMICA

#### 6.1 Usos de Aditivos en el Combustible

Como una posibilidad de mejorar la eficiencia térmica en el horno en consideración se le ha añadido al diesel uno de los aditivos existentes en el mercado, el FOT - D Diesel improver, cuyas características se dan en el apéndice G, gracias a la muestra facilitada por Quimicamp del Ecuador.

Este aditivo fué utilizado en una proporción de 1 gal de aditivo por cada 4000 gal de Diesel, siguiendo las instrucciones del fabricante de agregarlo cuando el nivel del tanque de combustible es bajo para una mejor dispersión a medida que se llena el mismo. El tanque de almacenamiento de combustible del horno es de 60 gal.

A continuación se tomaron los datos para el nivel 5 y para el mismo caudal aproximadamente, tablas 9 y 10, obteniéndose una  $n_t = 46.55 \%$  y una distribución de calor vs. distancia al quemador como en la Fig. 6 . 1 que demuestran que el aditivo no ha mejorado la combustión y por ende la transmisión de calor y la  $n_t$ .

#### 6.2 Recuperación de calor sensible de gases

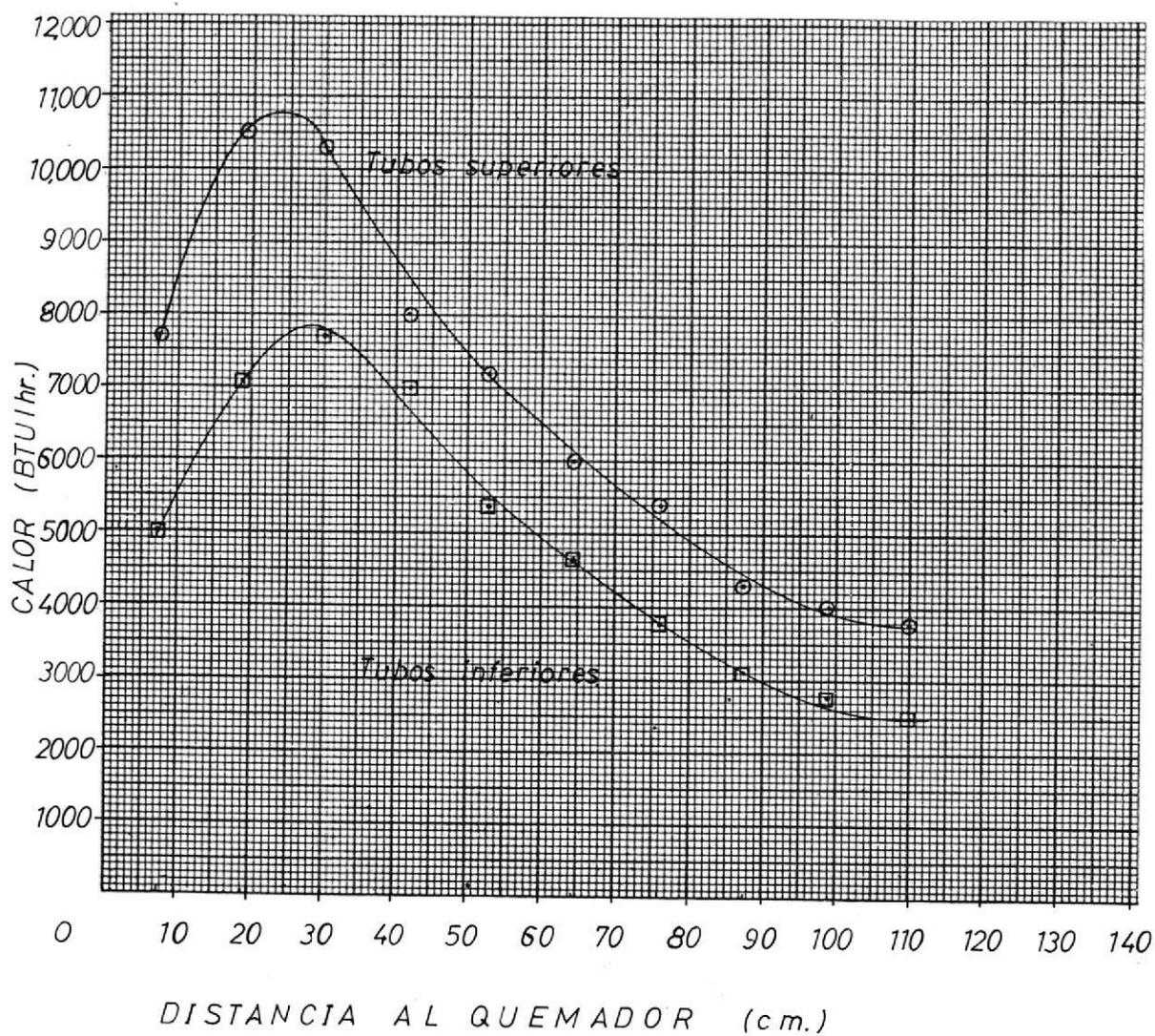


Fig. 6.1 Variación de la carga con la distancia: Diesel + Aditivo, nivel 5.



Como se dijo anteriormente una de las mayores fuentes de pérdidas de Energía es a través de los gases de combustión muy calientes que escapan del horno al ambiente.

Así en el nivel 4.5 con 50 % de EA se han perdido 55,941.18 BTU/hr y en el nivel 5 con 30 % de EA se tiene un promedio de 51,004.52 BTU/hr lo que equivale a un 22.42 % y 20.44 % respectivamente de la energía contenida en el combustible, la cual si bien es cierto disminuye al reducir el exceso de aire, representa un alto porcentaje de energía desperdiciada y por ende de combustible.

Una parte de este calor puede ser recuperado, siendo la limitación el que los gases salgan con una temperatura por encima del punto de rocío para evitar la corrosión. El punto de rocío, es la temperatura a la cual el vapor de agua contenido en los productos de combustión se condensa, y equivale a la temperatura de saturación del vapor de agua a la presión parcial de dicho vapor en los gases de escape.

La presión parcial del vapor de agua obtenida anteriormente está dada por:

$$P_w = 0.12 \text{ atm.}$$

y una temperatura de rocío, obtenida de las tablas de

vapor, de:

$$(T_{SAT})_{P_w} = 120.2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Parte de este calor sensible puede ser recuperado para precalentar el aire de combustión del horno mediante un intercambiador de calor o recuperador, siendo el de configuración más simple el recuperador de calor radiante.

Este recuperador consiste de dos cilindros concéntricos, pasando los gases de escape del horno por el cilindro interior y por el espacio anular y en contra-flujo, por ser más eficiente térmicamente, el aire para la combustión el cual es tomado del ambiente.

Así ignorando las pérdidas a los alrededores se tiene:

Calor perdido por el gas = Calor ganado por el aire frío.

$$\dot{m}_g c_{pg} (T_{g1} - T_{g2}) = \dot{m}_a c_{pa} (T_{a2} - T_{a1})$$

para el nivel 4.5:

$$\dot{m}_g = 293.3 \text{ lb/hr}$$

$$c_{pg} = 0.27 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F}$$

$$\dot{m}_a = 280.5 \text{ lb/hr}$$

$$c_{pa} = 0.243 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F}$$

$$T_{g1} = 800 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$T_{a1} = 91 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$T_{a2} = 300 \text{ }^{\circ}\text{F} \text{ (Temp. asumida por limitaciones en el equipo)}$$

$$Q = 14,245.8 \text{ BTU/hr}$$

$$T_{g2} = 620 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

La diferencia media de temperatura  $T$  para contraflujo puede asumirse como:

$$\Delta T = ((T_{g1} - T_{a2}) + (T_{g2} - T_{a1}))/2$$

$$\Delta T = 514.6 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

De (8) el ducto de salida no puede ser menor de 8" lo que da un área de transferencia de 16.58 pies<sup>2</sup>, y asumiendo un diámetro de cilindro exterior de 12" se tiene un  $D_H$  igual a 4" en la región anular.

Por lo tanto en el lado del aire se tiene:

$$A_a = 0.087 \text{ pies}^2$$

$$Re_a = \dot{m}_a D_H / A_a \mu_a$$

$$= 20,668.04 \text{ (R.T.)}$$

$$\mu_a = 1.44 \times 10^{-5} \text{ lb/pie seg}$$

$$\bar{h}_a = (0.023 (k/D) (Re^{0.8} Pr^{0.33})) (1 + (D/L)^{0.7})$$

$$k = 0.0174 \text{ BTU/hr pie } ^\circ\text{F}$$

$$\text{Pr} = 0.72$$

$$L = 95'' \text{ (por prueba y error)}$$

$$\bar{h}_a = 3.38 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

En el lado del gas se tiene:

$$A_g = 0.349 \text{ pies}^2$$

$$\text{Re}_g = \dot{m}_g D_g / A_g u_g$$

$$u_g = 2.14 \times 10^{-5} \text{ LB/pie seg}$$

$$\text{Re}_g = 7272.4 \text{ (R.T.)}$$

$$k = 0.0268 \text{ BTU/hr pie } ^\circ\text{F}$$

$$\text{Pr} = 0.69$$

$$\bar{h}_g = 1.18$$

El coeficiente de transferencia de calor radiante está dado por:

$$h_r = \epsilon F_T$$

$$= 0.23 \times 9 = 2.07 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$U = \frac{1}{1/3.28 + 1/3.25}$$

$$U = 1.66 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$Q = U A \Delta T$$

y el área de transferencia de calor será:

$$A = 16.72 \text{ pies}^2$$

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### Conclusiones:

De los valores de eficiencia obtenidos en las pruebas precedentes se puede concluir que:

- 1) Los valores de  $n_t$  son altos debido a la correcta distribución de la carga a lo largo del horno, ya que esta depende no solo del buen diseño de un horno sino también de la operación y los requerimientos de uniformidad de calentamiento.
- 2) Se observa también la importancia en el control del exceso de aire en un horno de combustión, ya que mucho EA significa un desperdicio de Energía en los gases de escape. Otra de las razones es que al reducir el EA augmenta la temperatura de llama y con ello el porcentaje de calor utilizable, lo que se traduce en un aumento en la eficiencia térmica como se ha podido demostrar.
- 3) Las mayores pérdidas ocurren por calor sensible en los gases de escape, gran parte del cual puede ser recuperado y utilizado para precalentar el aire de combustión y así elevar la temperatura de llama mejorando la eficiencia térmica y reduciendo el consumo de combustible.

El ahorro de combustible también significa una disminución en el aire de combustión y en las pérdidas por la

chimenea, no solamente por la reducción en la temperatura de los gases sino porque se descargan más pequeñas cantidades del mismo al ambiente.

- 4) De las gráficas de calor vs. distancia al quemador se puede concluir que la zona de máxima eficiencia térmica corresponde a la zona de máxima combustión localizada aproximadamente en el primer tercio de la longitud del horno.
- 5) Al comparar los diagramas de Schmidt de distribución de temperaturas para el techo (sólo refractarios) y las paredes laterales (refractario + piedra pómez) se observa cómo al usar aislante en las paredes se reduce el flujo de calor manteniendo la temperatura exterior en un valor aceptable sin provocar un excesivo calentamiento en la cara interior de los ladrillos.
- 6) En el Balance Térmico, en el porcentaje de energía por pérdidas no contabilizadas están incluidas las pérdidas por aperturas (los agujeros de prueba).
- 7) El uso de aditivos, el probado, no representa una alternativa en la mejora de la  $n_t$ .

#### Recomendaciones:

- 1) En primer lugar se recomienda terminar la construcción e instalación de los aditamentos del horno como son chimenea y torre de enfriamiento.
- 2) Construir, instalar y probar un recuperador de calor como el sugerido en ésta tesis y evaluar los efectos del precalentamiento de aire sobre la  $n_t$  y el ahorro

de combustible.

- 3) Evaluar y comparar eficiencias con otros combustibles como gas pobre por ejemplo.
- 4) Dotar de mejores equipos de medición al laboratorio de Conversión de Energía, tal como un pirómetro de succión, para así eliminar fuentes de error como las encontradas en la medición de la temperatura del gas del horno.
- 5) Usar esta tesis así como el horno objeto de este estudio para familiarizar al estudiante no sólo al uso de equipos de medición en combustión, sino a la evaluación de un balance térmico, cálculos de  $n_t$  y lo que es más importante hallar técnicas de cómo reducir el consumo de combustible.

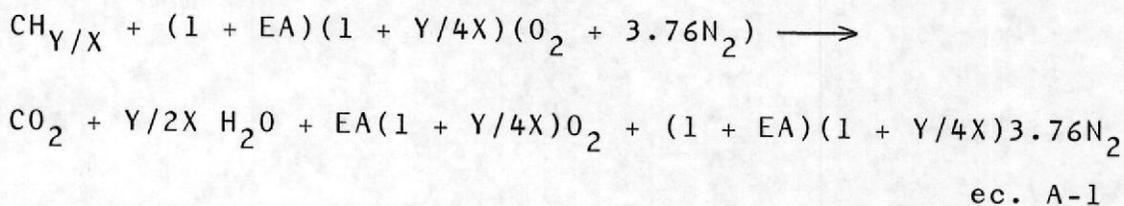
A P E N D I C E S

## APENDICE A

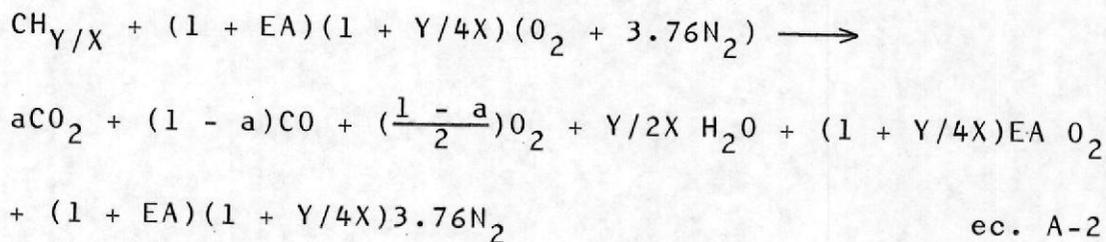
### DIAGRAMA DE OSTWALD

Para calcular el exceso o defecto de aire a partir del análisis de los gases de combustión se debe conocer el análisis último del combustible y las diferentes ecuaciones de combustión según el caso:

Combustión completa (la cual puede ser con exceso de aire EA o aire estequeométrico EA=0)



Combustión incompleta (la cual puede ser con exceso de aire EA o con aire estequeométrico EA=0)



Estos cálculos pueden ser evitados por el uso de diagramas como el de Ostwald, donde se han relacionado 4 porcentajes volumétricos: % CO<sub>2</sub>, % O<sub>2</sub>, % CO y % EA, a partir de estas ecuaciones.

Así, en el eje de las abscisas se ha graficado el % volumétrico del  $O_2$ , siendo el máximo el contenido en la concentración atmosférica, y en el eje de las ordenadas se ha graficado el porcentaje volumétrico del  $CO_2$ , siendo el máximo el correspondiente a la combustión completa con aire estequiométrico obtenido de la ec. A-1.

La hipotenusa del triángulo formado al unir los puntos de máximo %  $CO_2$  y  $O_2$  constituye la línea de combustión perfecta del carbono del combustible para diferentes porcentajes de EA.

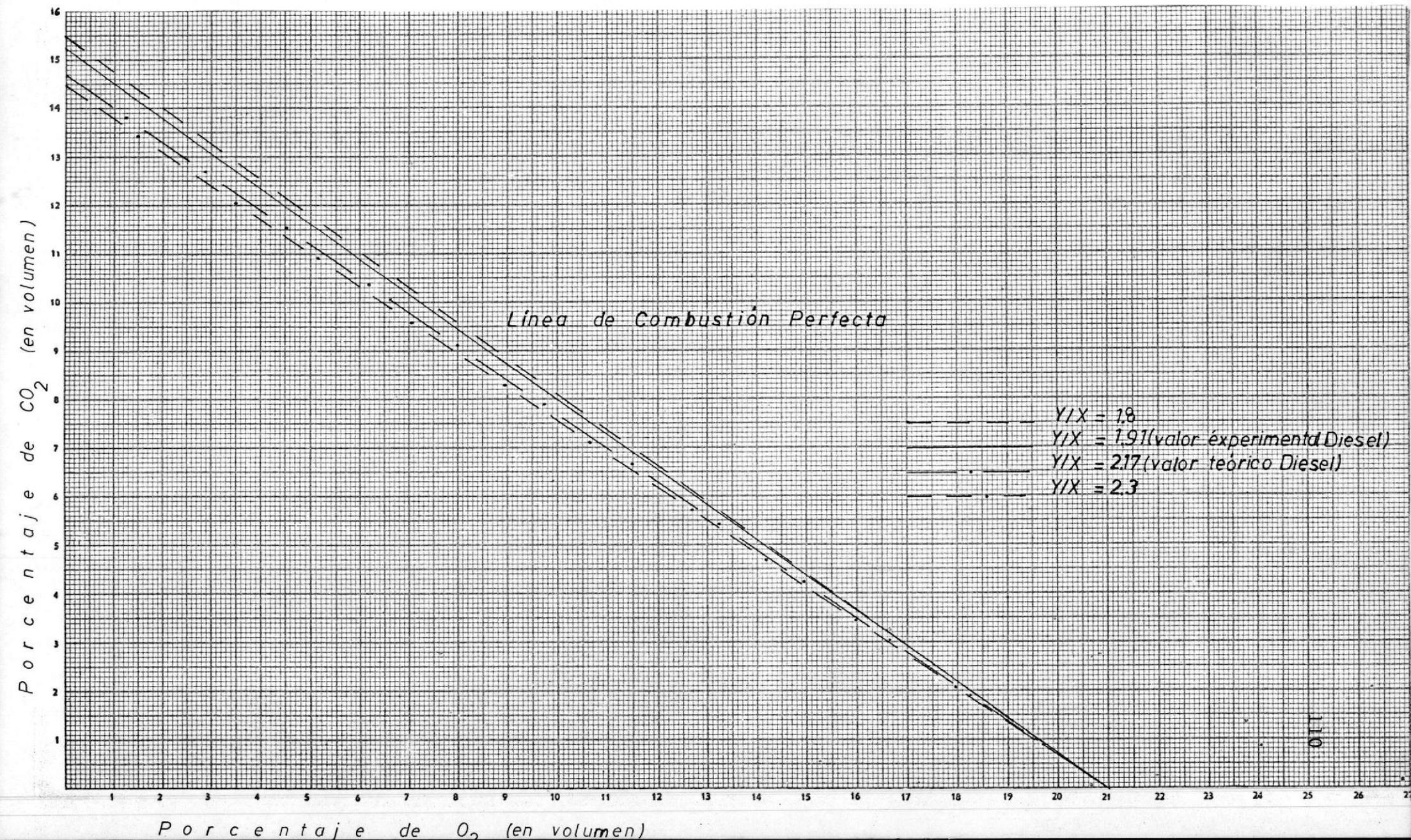
En la Fig. A-1 se han graficado varias líneas de combustión perfecta para diferentes relaciones  $Y/X$ , la cual está dada por:

$$Y/X = \frac{\% H M_c}{\% C M_h}$$

que de acuerdo al análisis último del combustible considerado (Diesel: 85 % C, 13.5 % H y 1.5 % S) da una relación  $Y/X = 1.91$  y un  $CO_2$  máx = 15.24

La línea de contenido de aire ideal o estequiométrico (EA = 0) se la traza desde el punto de %  $CO_2$  máx hasta el %  $O_2$  obtenido cuando el  $CO_2$  se ha disociado por completo ( $a=0$ ) en la ec. A-2. Esta línea da la separación entre las zonas de combustión con defecto y exceso de aire. Las líneas de % EA son dibujadas paralelas a esta cuando  $CO_2$  es cero para diferentes valores de defecto de aire.

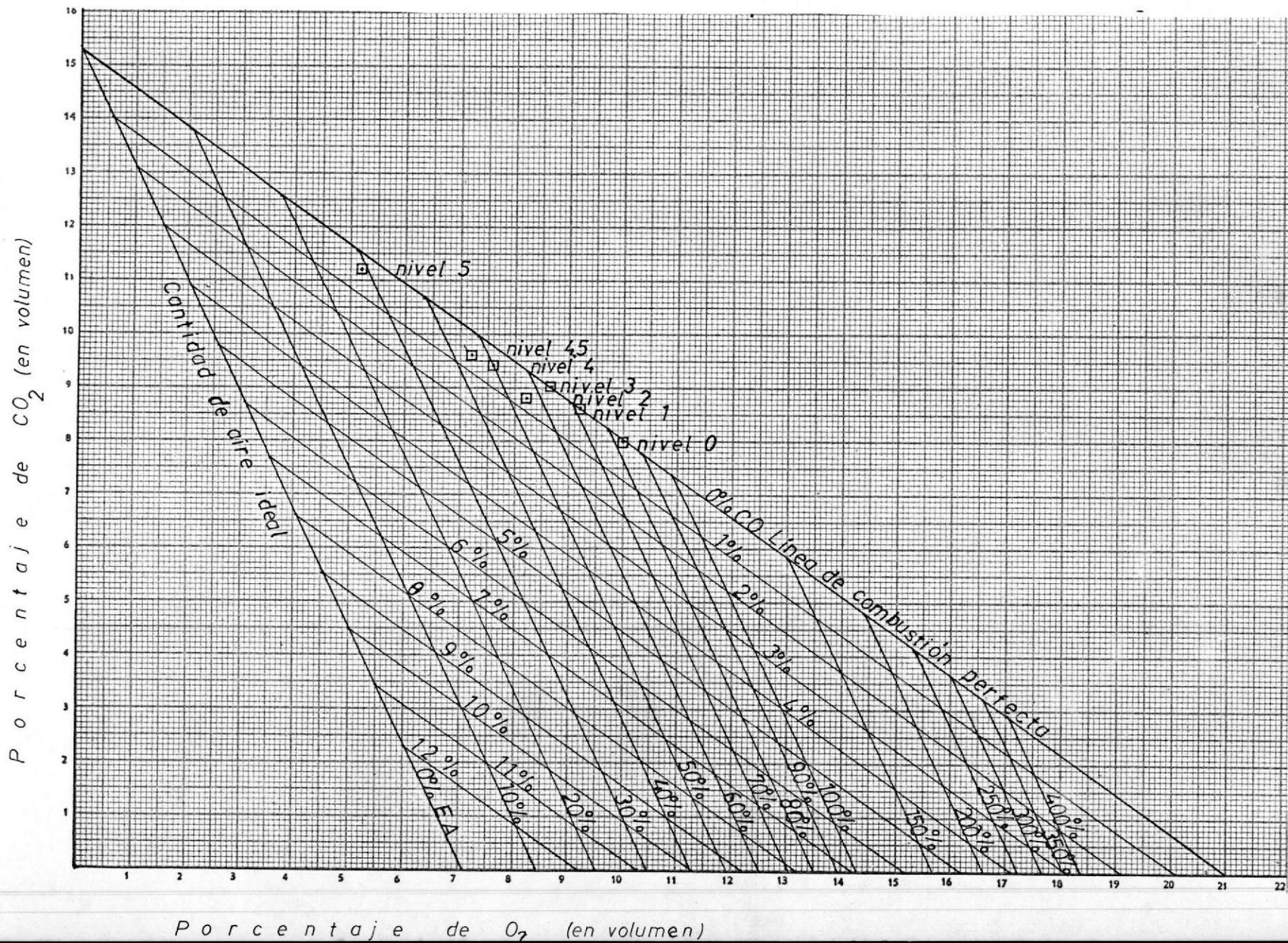
Fig. A-1 Líneas de Combustión Perfecta para diferentes Y/X.



Los valores de % CO constantes están dados por una serie de rectas paralelas a la línea de combustión perfecta, obtenidas a partir de la ec. A-2 donde se puede encontrar el valor de  $a$  que para cada EA satisface un % CO, Fig. A-2. Para mayor información ver (2).

En el diagrama de Ostwald así obtenido, se han graficado los puntos correspondientes a los diferentes niveles de rejilla de entrada de aire, a partir de los valores de %  $\text{CO}_2$  y %  $\text{O}_2$  obtenidos del análisis de gases del horno en el Orsat.

Fig. A-2 Diagrama de Ostwald para Diesel.



## APENDICE B

### CORRECCION DE LA TEMPERATURA DEL GAS

La medición de la temperatura de un gas está sujeta a errores, lo cual no ocurre en el caso de un sólido o un líquido. Una termocupla de suficiente longitud o diseño ordinario, usada con un buen instrumento indicador, cuando es sumergida en un líquido caliente dará una temperatura muy exacta. De la misma manera, una termocupla en contacto con una superficie dará también una lectura exacta si ciertas precauciones ordinarias son observadas; así, si no se pierde calor por la termocupla, ésta alcanzará la temperatura del material muy rápidamente.

Condiciones diferentes se dan en un gas. Una termocupla sumergida en un gas recibe calor por convección del gas, pero habrá también intercambio de calor radiante con las paredes de la cámara las cuales puede ver. Si las superficies de la pared vista están a la misma temperatura que el gas, la termocupla leerá la verdadera temperatura del gas, porque no habrá intercambio radiante.

Pero si las paredes conteniendo el gas están más calientes que éste, radiarán calor a la termocupla, la cual debido al calor extra recibido dará una lectura de temperatura mayor que la real. Si las paredes están a una tempe-

ratura más baja que el gas, absorberán calor radiante de la termocupla y de aquí que la lectura será más baja que la verdadera temperatura del gas, este es el presente caso.

El calor recibido (o perdido) por la termocupla por convección es igual al calor perdido (o ganado) desde la termocupla por radiación a su temperatura de equilibrio, así:

$$Q_R = \sigma \epsilon A_t (T_t^4 - T_w^4) \times 10^{-8} \quad \text{ec. B-1}$$

$$Q'_c = h_c A'_t (T_g - T_t) \quad \text{ec. B-2}$$

$Q$  = Calor transferido por hora (BTU/hr)

$A_t$  = Area de la superficie de la termocupla (pies<sup>2</sup>)

$A'_t$  = Area de la película de gas alrededor de la termocupla (pies<sup>2</sup>)

$\epsilon$  = Emisividad de la superficie de la termocupla

$h_c$  = coeficiente de convección de transferencia de calor (BTU/hr pie<sup>2</sup> °F)

$T_t$  = Temperatura de la termocupla (°R)

$T_g$  = Temperatura del gas (°R)

$T_w$  = Temperatura de las paredes (°R)

Si  $A_t = A'_t$  y  $Q_R = Q'_c$

se tiene:

$$h_c A_t (T_g - T_t) = A_t \epsilon \sigma (T_t^4 - T_w^4) \times 10^{-8} \quad \text{ec. B-3}$$

$$Q/A_t = \epsilon \sigma (T_t^4 - T_w^4) \times 10^{-8} = h_c (T_g - T_t) \quad \text{ec. B-4}$$

$$T_g = Q/A_t h_c + T_t \quad \text{ec. B-5}$$

donde el coeficiente de transferencia de calor por convección  $h_c$  del gas caliente a la termocupla está dado por:

$$h_c = (T_m V/D)^{1/2} \quad \text{ec. B-6}$$

$D$  = diámetro de la termocupla (pulg.)

$T_m$  =  $^{\circ}\text{R}$  ( $^{\circ}\text{F}$  abs.) temperatura media entre el gas y la termocupla.

$V$  = lb gas/pie<sup>2</sup> seg.

Para el nivel 4.5 considerado se han graficado a continuación los datos de temperatura de termocupla  $T_t$  medidos en el plano correspondiente a cada tubo, así como los datos de temperatura de pared  $T_w$  medidos de las termocuplas insertadas en el techo del horno a tres profundidades y en tres zonas diferentes.

Como las termocuplas que miden la temperatura de la pared interior está a 1 cm. de ésta, se ha añadido 100  $^{\circ}\text{F}$  al valor leído, Fig. B-1.

De acuerdo con las ecuaciones anteriores se han hallado

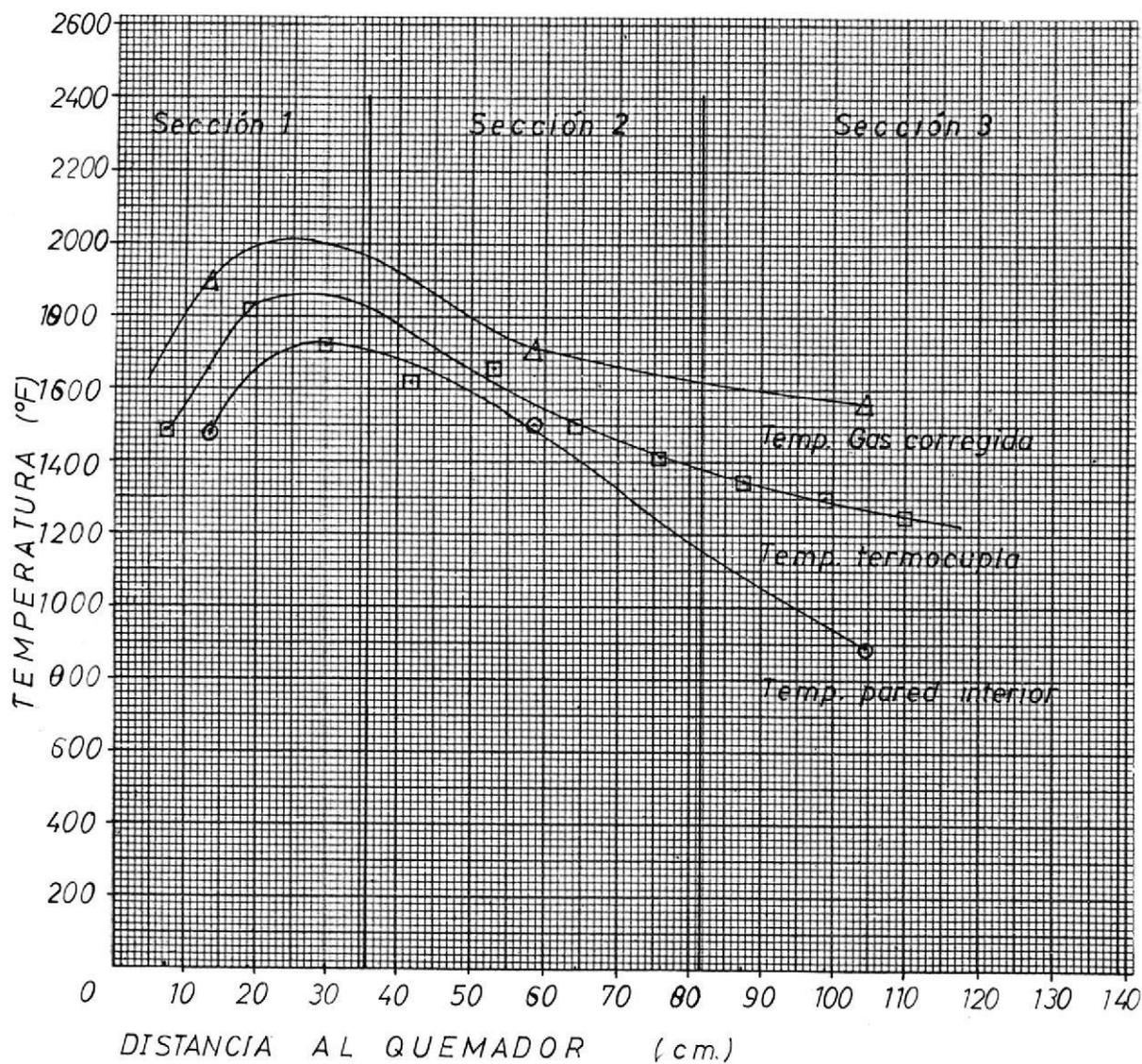


Fig. B.1 Variación de la Temperatura con la distancia.

las verdaderas temperaturas de gas, y graficado también en la Fig. B-1, vs. la distancia al quemador.

Los errores al medir temperaturas en hornos como éste pueden ser reducidos por el uso de una "Termocupla de alta velocidad" (H.V.T.) la cual tiene una coraza aislante de calor o una "coraza de radiación", alrededor de la punta de la unión de la termocupla, tal que será capaz de ver tan sólo una pequeña porción de las paredes frías. Una corriente de los gases calientes luego aspirada pasa la unión de la termocupla a alta velocidad. Esto aumenta la transferencia de calor por convección del gas a la punta de la termocupla, causando así que la lectura se aproxime a la verdadera temperatura del gas. (1)

## APENDICE C

### TEMPERATURA DE LA CARGA

El coeficiente de transferencia de calor dentro de los tu bos, que para el presente caso es de flujo laminar en con vección forzada, está dado por:

$$Nu = 1.86 (Re Pr D_i / L_t)^{0.33} (\mu_b / \mu_s)^{0.14} \quad \text{ec. C-1}$$

y,

$$h_c = Nu k / D_i \quad \text{ec. C-2}$$

$D_i$  = Diámetro interior del tubo

En la tabla C-1 se muestran los datos de  $Re$ ,  $h_c$  para los tubos superiores e inferiores.

El calor absorbido por el agua está dado por:

$$Q = \dot{m} c_p \Delta T_b \quad \text{ec. C-3}$$

$\Delta T_b$  = Diferencia de temperatura de la masa principal entre la salida y entrada de agua.

Valores de  $Q$  para cada tubo, tanto superiores como inferiores se dan en la tabla 2, para el nivel 4.5. Este calor también es igual al cedido al fluido por convección:

$$Q = h_c A (T_s - T_b) \quad \text{ec. C-4}$$

$T_s$  = Temperatura pared del tubo

$T_b$  = Temperatura de masa principal

$A$  = área interior del tubo

de donde:

$$T_s = Q/h_c A + T_b \quad \text{ec. C-5}$$

Valores para  $T_s$  se dan en la tabla C-1 para cada tubo.

El calor conducido a través de la pared del tubo está dado por:

$$Q = kA/x (T_c - T_s) \quad \text{ec. C-6}$$

$k$  = Conductividad del tubo (BTU/hr pie °F) = 25

$A$  = Area promedio de conducción = 0.215 pies<sup>2</sup>

$x$  = Espesor de tubo = 0.1"

$T_c$  = Temperatura en la superficie exterior del tubo (carga)

De la ec. C-6 se tiene:

$$T_c = Qx/kA + T_s$$

Valores de  $T_c$  para cada tubo se dan en la tabla C-1.



TABLA C-1

TUBOS SUPERIORES:

No. de tubo	Re	$h_c$ (BTU/hr p <sup>2</sup> °F)	$T_s$ (°F)	$T_c$ (°F)
1	1669.5	109.8	445.6	455.8
2	2693.7	132.1	577.6	594.8
3	2753.6	134.0	572.7	589.9
4	2305.4	124.2	503.1	516.7
5	2124.9	119.4	427.6	438.3
6	1707.1	109.6	417.4	426.8
7	1396.7	101.9	388.5	396.4
8	1106.2	93.1	370.1	376.8
9	1228.6	96.8	344.8	351.2
10	1269.7	97.2	324.7	330.6

TUBOS INFERIORES:

No. de tubo	Re	$h_c$ (BTU/hr p <sup>2</sup> °F)	$T_s$ (°F)	$T_c$ (°F)
1	1116.4	93.1	372.6	379.3
2	1666.9	109.4	433.8	443.6
3	1886.3	115.0	494.9	507.1
4	1587.5	106.2	434.5	444.1
5	1409.4	102.5	394.6	402.7
6	1104.5	92.8	363.3	369.8
7	939.6	87.9	330.0	335.4
8	780.6	80.8	308.8	313.2
9	696.3	77.9	296.0	300.0
10	687.0	77.5	283.9	287.7

## APENDICE D

### VARIACION DE LA EMISIVIDAD CON LA DISTANCIA

Para propósitos de comprobación, así como para ver la relación de la emisividad con el calor transferido por tubo y su variación con la distancia al quemador, se ha calculado la emisividad del gas  $\epsilon_g$  en el plano correspondiente a cada tubo.

El calor transferido a cada tubo está dado por la relación:

$$Q = \sigma F A_c (T_g^4 - T_c^4) + h_c A_c (T_g - T_c) \quad \text{ec. D-1}$$

El coeficiente convectivo de transferencia de calor a la carga (para un tubo) como se vió anteriormente es:

$$h_c = k_f C / D_o (V_\infty D_o / \nu_f)^n \quad \text{ec. D-2}$$

$$C = 0.615$$

$$n = 0.466$$

$$D_o = 0.84''$$

La velocidad de los gases  $V_\infty$  en vista de su variación con la densidad se ha evaluado para las tres secciones en que se ha dividido el horno por facilidad, de igual forma se ha evaluado  $T_f$ ,  $\nu_f$ ,  $k_f$  y  $h_c$ , ver tabla D-1.

El factor de forma  $\mathcal{F}$  se lo puede considerar como  $F_A F_e$ , donde el factor geométrico de configuración  $F_A$  para los tubos superiores se lo puede tomar como 1 y para los inferiores como 1/2, en vista que estos últimos están sobre el piso y sólo la mitad superior de ellos aproximadamente ve la llama.

Para este caso  $F_e$  se lo tomará como  $\xi$ , de donde se tiene que para los tubos superiores:

$$\xi = \frac{Q - A_c' h_c (T_g - T_c)}{A_c (T_g^4 - T_c^4) \sigma}$$

y para los tubos inferiores:

$$\xi = 2 \left( \frac{Q - A_c' h_c (T_g - T_c)}{A_c (T_g^4 - T_c^4) \sigma} \right)$$

$T_g$ /tubo se lo ha tomado de la curva proyectada de acuerdo a los valores corregidos de  $T_g$  para los puntos conocidos, ver Fig. B-1.

A continuación se muestran los valores de  $\xi$  al nivel de los tubos superiores, inferiores y promedio, tabla D-2, y se aprecia la variación de  $\xi$  con la distancia Fig. D-1.

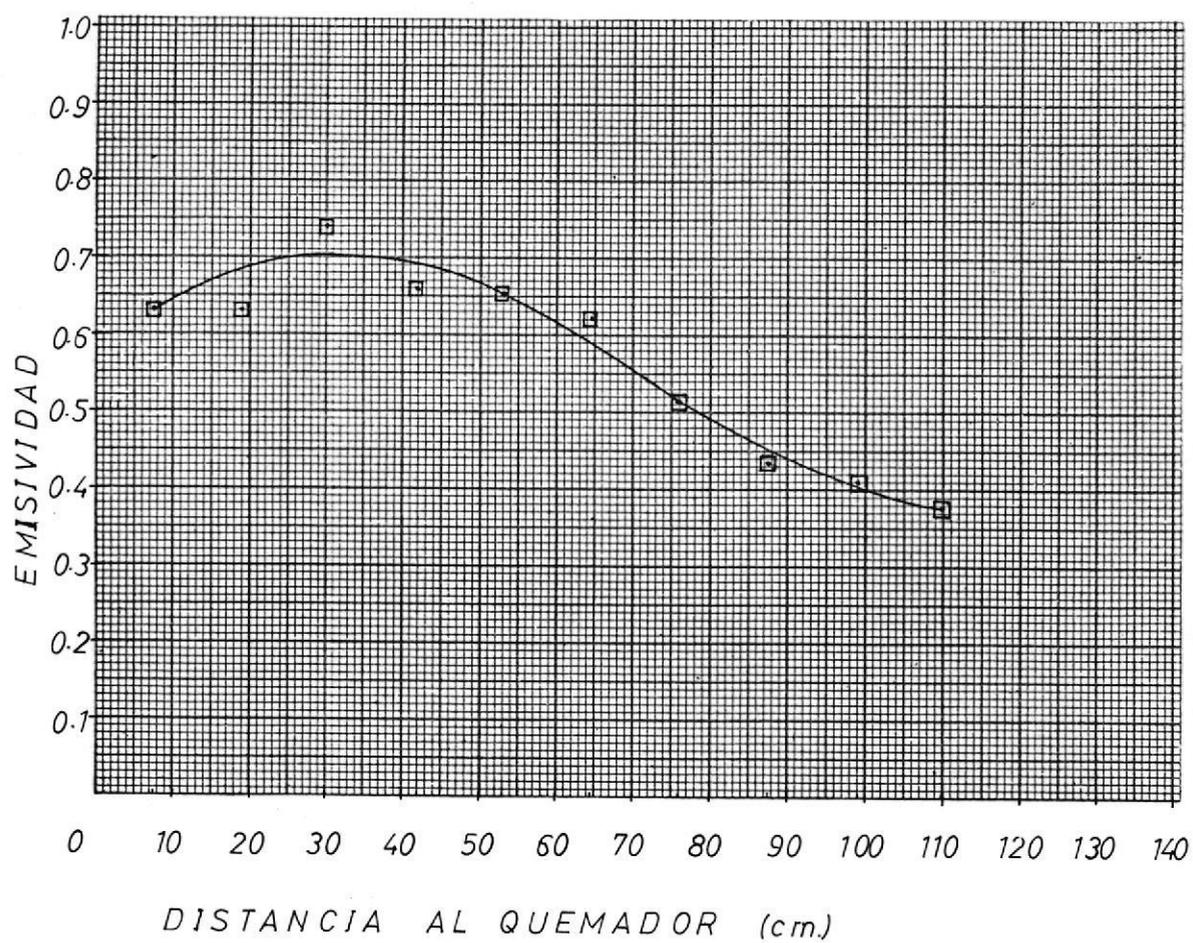


Fig. D-1 Variación de la Emisividad con la distancia.

TABLA D-1

No. sección	$T_f$ ( $^{\circ}\text{F}$ )	$\nu_f \times 10^3$ ( $\text{p}^2/\text{seg}$ )( $\text{BTU}/\text{hrp}^{\circ}\text{F}$ )	$\kappa_f$	$V_{\infty}$ ( $\text{p}/\text{s}$ )( $\text{BTU}/\text{hrp}^2$ $^{\circ}\text{F}$ )	$h_c$
1	1690.5	1.73	0.043	4.42	4.20
2	1605.0	1.61	0.041	4.04	4.00
3	1221.5	1.16	0.035	3.77	3.86

TABLA D-2

## EMISIVIDAD

No. tubo	$T_g$ ( $^{\circ}\text{F}$ )	$\epsilon$ (tubos sup.)	$\epsilon$ (tubos inf.)	$\bar{\epsilon}$	$\bar{\epsilon}$
1	1700	0.60	0.66	0.63	
2	2000	0.64	0.62	0.63	
3	2000	0.64	0.84	0.74	
4	1900	0.58	0.74	0.66	
5	1770	0.55	0.76	0.66	0.57
6	1680	0.56	0.68	0.62	
7	1640	0.49	0.54	0.52	
8	1600	0.43	0.44	0.44	
9	1570	0.42	0.40	0.41	
10	1560	0.39	0.36	0.38	



## APENDICE E

### METODO GRAFICO DE SCHMIDT PARA PAREDES COMPUESTAS

En este método, secciones de media lámina de espesor  $\Delta x_A/2$  y  $\Delta x_B/2$  (obtenidas anteriormente) son juntadas en la interfase para formar una sola lámina. La superficie de la interfase es considerada como el plano medio de esta lámina compuesta.

En el lado de la interfase que tiene el mayor  $\Delta x$ , se dibuja una línea auxiliar paralela a la línea límite y a una distancia  $\Delta x_A (k'_B/k_A)$  de ella, o  $\Delta x_B (k_A/k_B)$  si  $\Delta x_B$  es mayor que  $\Delta x_A$ , Fig. E-1.

Así, los incrementos de temperatura en la interfase son obtenidos considerando la línea auxiliar como uno de los planos medios adyacentes y usándola en conjunto con el plano medio al otro lado de la interfase para obtener un incremento de temperatura. En todos los casos la temperatura de la línea auxiliar asume la temperatura del plano medio que reemplaza.

En la Fig. E-1 el método es mostrado en detalle;  $t_c$ ,  $t_m$  y  $t_h$  son las temperaturas iniciales, siendo  $t_m$  la temperatura del plano medio de la interfase. Para obtener el nuevo valor de temperatura del plano medio  $\Delta \theta$  unidades

más tarde la  $t_h$  es proyectada horizontalmente hasta intersectar la línea auxiliar. Una línea recta conectando  $t_c$  con este punto de intersección corta al plano medio de la interfase para dar  $t_n$ , la nueva temperatura requerida (5).

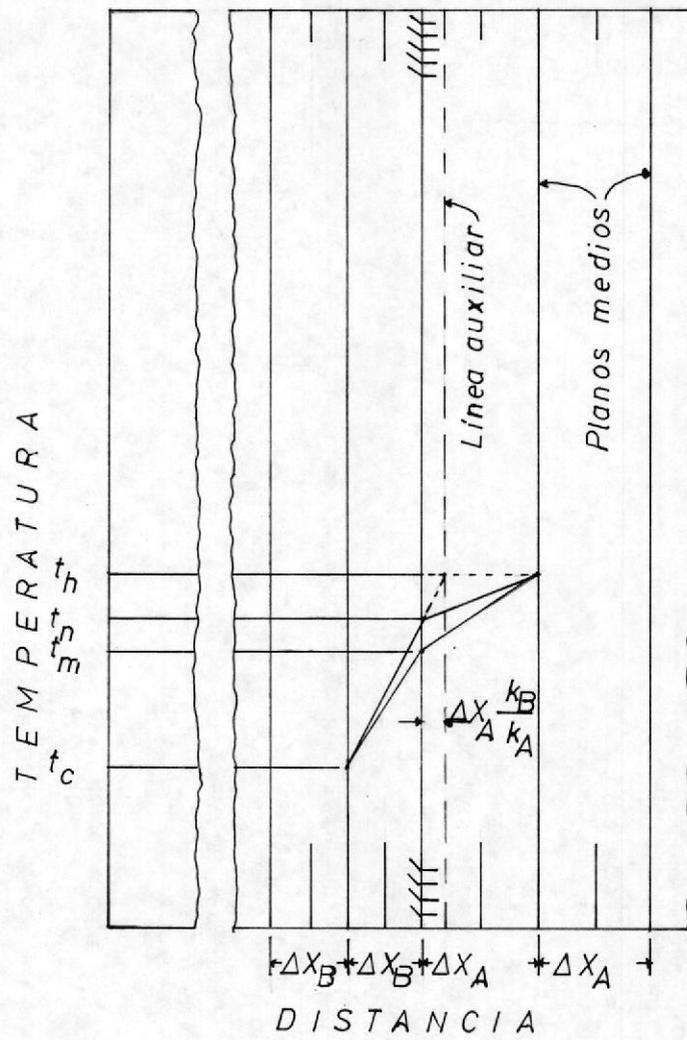


Fig. E-1 Método gráfico de Schmidt para paredes compuestas.

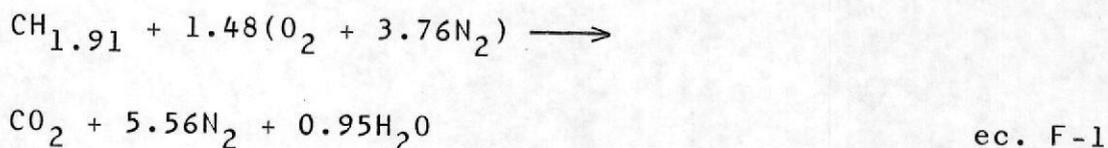
## APENDICE F

### TEMPERATURA DE LLAMA

Se puede determinar una temperatura de llama ideal asumiendo (4):

1. Oxidación completa por la adición exacta de aire estequiométrico.
2. Mezcla perfecta.
3. Combustión instantánea tal que no ocurren pérdidas de calor a los alrededores durante la combustión.

Para el diesel utilizado con una relación  $Y/X=1.91$  se tiene la siguiente ecuación de combustión con aire estequiométrico:



Teniendo los productos un 20.3 % de  $\text{CO}_2$ , 71.8 %  $\text{N}_2$  y 7.9 %  $\text{H}_2\text{O}$  (porcentajes gravimétricos) con calores específicos medios de 0.309, 0.298 y 0.600 BTU/lb  $^{\circ}\text{F}$  respectivamente entre 0 y 3400  $^{\circ}\text{F}$  lo que da un  $\bar{c}_p = 0.324$  y una elevación de temperatura de:

$$\Delta T = \frac{19,589}{0.324 \times 15.58}$$

$$\Delta T = 3880.6 \text{ } ^\circ\text{F}$$

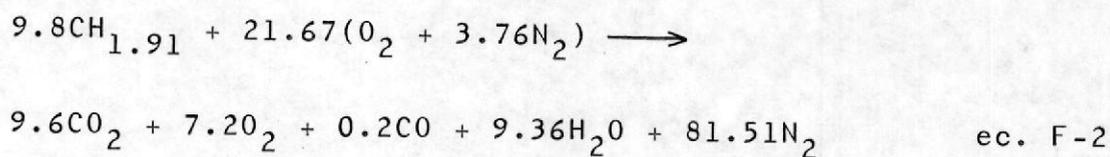
y una temperatura de llama de:

$$T_f = 3880.6 + 91 = 3971.6 \text{ } ^\circ\text{F}$$

para una  $T_o = 91 \text{ } ^\circ\text{F}$  y 15.58 lb de productos/lb de combustible, obtenido de la ecuación F-1.

De igual manera se evalúa la temperatura de llama para los niveles considerados a partir de los datos experimentales de composición de gases de combustión.

En el nivel 4.5 se tiene:



lo que da 22.82 lb pro./lb comb. y un 13.6 %  $\text{CO}_2$ , 0.18 %  $\text{CO}$ , 7.4 %  $\text{O}_2$ , 5.4 %  $\text{H}_2\text{O}$  y 73.6 %  $\text{N}_2$  con calores específicos medios entre 0 y 3000  $^\circ\text{F}$  de 0.298, 0.288, 0.264, 0.56 y 0.284 BTU/lb  $^\circ\text{F}$  respectivamente y un  $\bar{c}_p = 0.299$ , dando como resultado una elevación de temperatura de:

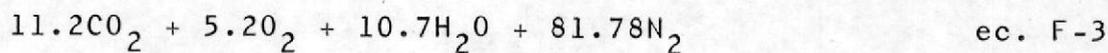
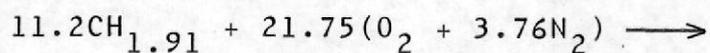
$$\Delta T = \frac{19,589}{0.299 \times 22.73}$$

$$= 2882.3 \text{ } ^\circ\text{F}$$

y una temperatura de llama de:

$$T_f = 2973.3 \text{ } ^\circ\text{F}$$

En el nivel 5 se tiene de igual forma:



lo que da 20.16 lb pro./lb comb., 15.7 %  $\text{CO}_2$ , 5.3 %  $\text{O}_2$ , 6.1 %  $\text{H}_2\text{O}$ , 73.0 %  $\text{N}_2$  con calores específicos medios entre 0 y 3300 °F de 0.3, 0.267, 0.565 y 0.288 BTU/lb °F respectivamente y un  $\bar{c}_p = 0.306$ , una elevación de temperatura de:

$$\Delta T = \frac{19,589}{0.306 \times 20.16}$$

$$= 3175.4 \text{ } ^\circ\text{F}$$

y una temperatura de llama de:

$$T_f = 3266.4 \text{ } ^\circ\text{F}$$



BIBLIOTECA

## APENDICE G

### CARACTERISTICAS DE ADITIVO PARA DIESEL

#### FOT - D Diesel improver

El FOT - D es un compuesto a base de dispersantes, solventes y descarbonizantes de alta penetración. De reacción neutra y no corrosiva. No contiene minerales. Sus características son:

Forma: Líquida color ámbar

Densidad: 0.88 gr/cm<sup>3</sup>

El FOT - D tiene como función específica mejorar las características de los combustibles ligeros. Evita la formación de depósitos, mejora la combustión y evita la formación de carbones y residuos (hollín).

El tratamiento inicial para tanques con abundante borrada debe ser de 1 gal de FOT - D por cada 3000 gal de combustible, y como tratamiento preventivo 1 gal por cada 8000 gal de combustible.

Este compuesto debe agregarse cuando el contenido del tanque es bajo, para lograr así una buena dispersión a medida que se llena el tanque.

APENDICE H

## TABLAS Y GRAFICOS

En este apéndice se han incluido las diferentes tablas de datos y resultados obtenidas de la pruebas experimentales realizadas en el horno en consideración, para las diferentes condiciones ya mencionadas.

Además, se anexan los gráficos correspondientes para una mejor comprensión de la parte teórica así como para los cálculos a que se hace mención.

TABLA 1

DATOS PARA EL NIVEL 4.5:

No. tubo	TUBOS SUPERIORES			TUBOS INFERIORES			$T_t$ (°F)
	t	$T_{b2}$	Vol.	t	$T_{b2}$	Vol.	
	(seg)	(°F)	(l.)	(seg)	(°F)	(l.)	
1	23.38	149.0	0.3	30	149.9	0.25	1480
2	15.31	155.3	"	30	149.0	0.37	1820
3	14.85	153.5	"	25	157.1	0.34	1720
4	17.59	149.0	"	25	149.0	0.30	1625
5	18.29	137.3	"	25	145.4	0.27	1670
6	22.89	142.7	"	25	147.2	0.21	1500
7	27.20	142.7	"	25	145.4	0.18	1410
8	34.66	147.2	"	25	144.5	0.15	1350
9	32.30	140.0	"	25	142.7	0.14	1300
10	30.15	132.8	"	25	139.1	0.14	1250

 $T_{b2}$  = Temperatura salida de agua $T_t$  = Temperatura termocupla

Temperatura entrada agua = 84.2 °F

Temperatura ambiente = 91 °F

Temperatura gases de escape promedio = 800 °F

TEMPERATURA DEL TECHO (°F):

Posición	# 1	# 2	# 3
$T_{S1}$	1375	1400	790
$T_{X1}$	860	715	600
$T_{S2}$	340	370	190

#1 = entre tubos 1 y 2

#2 = entre tubos 5 y 6

#3 = entre tubos 9 y 10

 $T_{S1}$  = Temp. superficie interior $T_{X1}$  = Temp. intermedia $T_{S2}$  = Temp. superficie exterior

TABLA 2

RESULTADOS NIVEL 4.5:

No. tubo	TUBOS SUPERIORES		TUBOS INFERIORES	
	Caudal (1/hr)	Q (BTU/hr)	Caudal (1/hr)	Q (BTU/hr)
1	46.19	6606.27	30.00	4350.00
2	70.54	11069.31	44.40	6349.80
3	72.73	11123.28	48.96	7877.19
4	61.40	8780.82	43.20	6178.19
5	59.06	6920.01	38.88	5251.46
6	47.18	6091.67	30.24	4204.60
7	39.71	5126.41	25.63	3462.07
8	31.16	4332.50	21.60	2874.57
9	33.44	4117.73	20.16	2602.85
10	35.82	3842.16	20.16	2442.67
Total		68,010.15		45,593.40

$$Q_{\text{total}} = 113,603.18 \text{ BTU/hr}$$

$$Q_s = 55,941.18 \text{ BTU/hr}$$

$$\bar{c}_p = 0.269 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F}$$

TABLA 3

DATOS PARA EL NIVEL 5 (igual caudal que 4.5):

No. tubo	TUBOS SUPERIORES			TUBOS INFERIORES			$T_t$ ( $^{\circ}\text{F}$ )
	t	$T_{b2}$	Vol.	t	$T_{b2}$	Vol.	
	(seg)	( $^{\circ}\text{F}$ )	(l.)	(seg)	( $^{\circ}\text{F}$ )	(l.)	
1	23.54	155.3	0.3	30	154.4	0.25	1580
2	15.45	154.4	"	30	150.8	0.39	1720
3	15.48	156.2	"	25	152.6	0.35	1700
4	17.73	156.2	"	25	154.4	0.30	1640
5	18.60	152.6	"	25	147.2	0.27	1500
6	23.63	154.4	"	25	150.8	0.22	1400
7	27.98	150.8	"	25	149.0	0.18	1310
8	33.59	150.8	"	25	149.0	0.16	1240
9	32.82	143.6	"	25	143.6	0.14	1200
10	30.64	134.6	"	25	136.4	0.14	1180

 $T_{b2}$  = Temperatura salida de agua $T_t$  = Temperatura termocuplaTemperatura entrada agua = 83.3  $^{\circ}\text{F}$ Temperatura ambiente = 90  $^{\circ}\text{F}$ Temperatura gases de escape promedio = 870  $^{\circ}\text{F}$ TEMPERATURA DEL TECHO ( $^{\circ}\text{F}$ ):

Posición	# 1	# 2	# 3
$T_{S1}$	1500	1560	920
$T_{X1}$	940	760	630
$T_{S2}$	300	410	330

#1 = entre tubos 1 y 2

#2 = entre tubos 5 y 6

#3 = entre tubos 9 y 10

 $T_{S1}$  = Temp. superficie interior $T_{X1}$  = Temp. intermedia $T_{S2}$  = Temp. superficie exterior

TABLA 4

RESULTADOS NIVEL 5 (igual caudal que nivel 4.5):

No. tubo	TUBOS SUPERIORES		TUBOS INFERIORES	
	Caudal (1/hr)	Q (BTU/hr)	Caudal (1/hr)	Q (BTU/hr)
1	45.88	7290.41	30.00	4707.53
2	69.90	10969.31	46.80	6971.91
3	69.77	11224.90	50.40	7708.43
4	60.91	9800.42	42.48	6665.86
5	58.60	8880.68	38.88	5483.14
6	45.70	7171.86	31.68	4719.45
7	38.60	5750.19	25.92	3758.40
8	32.15	4789.83	23.04	3340.80
9	32.91	4379.30	20.16	2682.94
10	35.25	3990.75	20.16	2362.58
Total		74,247.36		48,401.05

$$Q_{\text{total}} = 122,648.40 \text{ BTU/hr}$$

$$Q_s = 55,272.67 \text{ BTU/hr}$$

$$\bar{c}_p = 0.274 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F}$$

TABLA 5

DATOS PARA EL NIVEL 5 (Prueba #2):

No. tubo	TUBOS SUPERIORES			TUBOS INFERIORES		
	t (seg)	$T_{b2}$ ( $^{\circ}$ F)	Vol. (l.)	t (seg)	$T_{b2}$ ( $^{\circ}$ F)	Vol. (l.)
1	24.15	158.0	0.3	25	149.0	0.24
2	17.98	159.8	"	"	154.4	0.32
3	15.01	150.8	"	"	149.0	0.38
4	16.75	149.0	"	"	154.4	0.27
5	22.69	154.4	"	"	150.8	0.25
6	25.86	156.2	"	"	152.6	0.20
7	31.10	152.6	"	"	150.8	0.17
8	22.24	127.4	"	"	138.2	0.18
9	25.55	127.4	"	"	141.8	0.14
10	35.09	138.2	"	"	134.6	0.15

 $T_{b2}$  = temperatura salida de aguaTemperatura entrada de agua = 84.2  $^{\circ}$ FTemperatura ambiente = 90.5  $^{\circ}$ FTemperatura gases de escape promedio = 755  $^{\circ}$ FTEMPERATURA DEL TECHO ( $^{\circ}$ F):

Posición	# 1	# 2	# 3
$T_{S1}$	1380	1460	840
$T_{X1}$	880	740	570
$T_{S2}$	350	310	280

#1 = entre tubos 1 y 2  
 #2 = entre tubos 5 y 6  
 #3 = entre tubos 9 y 10

$T_{S1}$  = Temp. superficie interior  
 $T_{X1}$  = Temp. intermedia  
 $T_{S2}$  = Temp. superficie exterior

TABLA 6

RESULTADOS NIVEL 5 (Prueba #2):

No. tubos	TUBOS SUPERIORES		TUBOS INFERIORES	
	Caudal (l/hr)	Q (BTU/hr)	Caudal (l/hr)	Q (BTU/hr)
1	44.72	7283.82	34.56	4942.55
2	60.07	10022.09	46.08	7139.24
3	71.95	10575.96	54.72	7825.70
4	64.48	9221.18	38.88	6023.73
5	47.60	7374.43	36.00	5291.50
6	41.76	6636.36	28.80	4347.61
7	34.73	5242.30	24.48	3598.22
8	48.56	4629.94	25.92	3089.09
9	42.27	4030.14	20.16	2562.80
10	30.78	3668.06	21.60	2402.63
Total		68,684.36		47,223.07

$$Q_{\text{total}} = 115,907.44 \text{ BTU/hr}$$

$$Q_s = 46,736.37 \text{ BTU/hr}$$

$$\bar{c}_p = 0.272 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F}$$

TABLA 7

DATOS NIVEL 5 (Prueba #2 a otra carga):

No. tubo	TUBOS SUPERIORES			TUBOS INFERIORES		
	t	$T_{b2}$	Vol.	t	$T_{b2}$	Vol.
	(seg)	( $^{\circ}$ F)	(l.)	(seg)	( $^{\circ}$ F)	(l.)
1	17.27	140.0	0.3	15	138.2	0.20
2	13.01	140.9	"	10	124.7	0.39
3	10.98	132.8	"	10	136.4	0.32
4	11.24	129.2	"	10	136.4	0.26
5	15.99	134.6	"	15	142.7	0.18
6	18.89	137.3	"	15	136.4	0.17
7	22.95	138.2	"	15	122.0	0.19
8	11.77	109.4	"	15	118.4	0.18
9	13.39	108.5	"	15	127.4	0.13
10	25.76	124.7	"	15	122.0	0.14

 $T_{b2}$  = Temperatura salida de aguaTemperatura entrada de agua = 84  $^{\circ}$ FTemperatura ambiente = 90  $^{\circ}$ FTemperatura gases de escape promedio = 692.5  $^{\circ}$ FTEMPERATURA DEL TECHO ( $^{\circ}$ F):

Posición	# 1	# 2	# 3
$T_{S1}$	1420	1500	790
$T_{X1}$	940	750	660
$T_{S2}$	390	400	260

#1 = entre tubos 1 y 2  
 #2 = entre tubos 5 y 6  
 #3 = entre tubos 9 y 10

$T_{S1}$  = Temp. superficie interior  
 $T_{X1}$  = Temp. intermedia  
 $T_{S2}$  = Temp. superficie exterior

TABLA 8

RESULTADOS NIVEL 5 (Prueba # 2 a otra carga):

No. tubo	TUBOS SUPERIORES		TUBOS INFERIORES	
	Caudal (l/hr)	Q (BTU/hr)	Caudal (l/hr)	Q (BTU/hr)
1	62.54	7701.37	48.00	5720.54
2	83.01	10388.00	53.60	8366.30
3	98.36	10550.18	75.60	8709.53
4	96.09	9542.72	63.12	7271.76
5	67.54	7512.91	43.20	5577.39
6	57.17	6700.21	40.80	4700.38
7	47.06	5608.38	45.60	3804.16
8	91.76	5103.29	43.20	3260.71
9	80.66	4325.65	31.20	2974.68
10	41.93	3747.44	33.60	2803.07
Total		71,180.15		53,188.52

$$Q_{\text{total}} = 124,368.67 \text{ BTU/hr}$$

$$Q_s = 42,218.68 \text{ BTU/hr}$$

$$\bar{c}_p = 0.271 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F}$$



BIBLIOTECA

TABLA 9

DATOS NIVEL 5 (Diesel + Aditivos):

No. tubo	TUBOS SUPERIORES			TUBOS INFERIORES		
	t (seg)	$T_{b2}$ (°F)	Vol. (l.)	t (seg)	$T_{b2}$ (°F)	Vol. (l.)
1	22.78	158.9	0.3	29.72	159.8	0.25
2	15.97	155.3	"	30.46	154.4	0.39
3	15.84	153.5	"	24.90	154.4	0.35
4	17.84	145.4	"	25.24	158.9	0.30
5	18.47	140.9	"	24.22	145.4	0.27
6	23.20	143.6	"	24.08	149.0	0.22
7	27.95	148.1	"	26.48	154.4	0.18
8	33.68	146.3	"	25.48	147.2	0.16
9	32.36	140.0	"	23.79	144.5	0.14
10	29.87	132.8	"	24.35	140.0	0.14

 $T_{b2}$  = temperatura salida de agua

Temperatura entrada de agua = 85.1 °F

Temperatura ambiente = 88.7 °F

Temperatura gases de escape promedio = 750 °F

TEMPERATURA DEL TECHO (°F):

Posición	# 1	# 2	# 3
$T_{S1}$	1430	1420	880
$T_{X1}$	860	720	630
$T_{S2}$	415	350	280

#1 = entre tubos 1 y 2  
 #2 = entre tubos 5 y 6  
 #3 = entre tubos 9 y 10

 $T_{S1}$  = Temp. superficie interior $T_{X1}$  = Temp. intermedia $T_{S2}$  = Temp. superficie exterior

TABLA 10

RESULTADOS NIVEL 5 (Diesel + Aditivos):

No. tubo	TUBOS SUPERIORES		TUBOS INFERIORES	
	Caudal (l/hr)	Q (BTU/hr)	Caudal (l/hr)	Q (BTU/hr)
1	47.41	7721.98	30.28	4992.48
2	67.63	10477.51	46.09	7049.73
3	68.18	10292.65	50.60	7739.39
4	60.54	8056.54	42.79	6969.36
5	58.47	7201.01	40.13	5340.87
6	46.55	6010.27	32.89	4638.44
7	38.64	5372.60	24.47	3742.77
8	32.07	4331.17	22.61	3098.25
9	33.37	4043.80	21.19	2777.31
10	36.16	3806.35	20.70	2507.88
Total		67,313.89		48,856.48

$$Q_{\text{total}} = 116,170.37 \text{ BTU/hr}$$

$$Q_s = 46,425.23 \text{ BTU/hr}$$

$$\bar{c}_p = 0.272 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F}$$

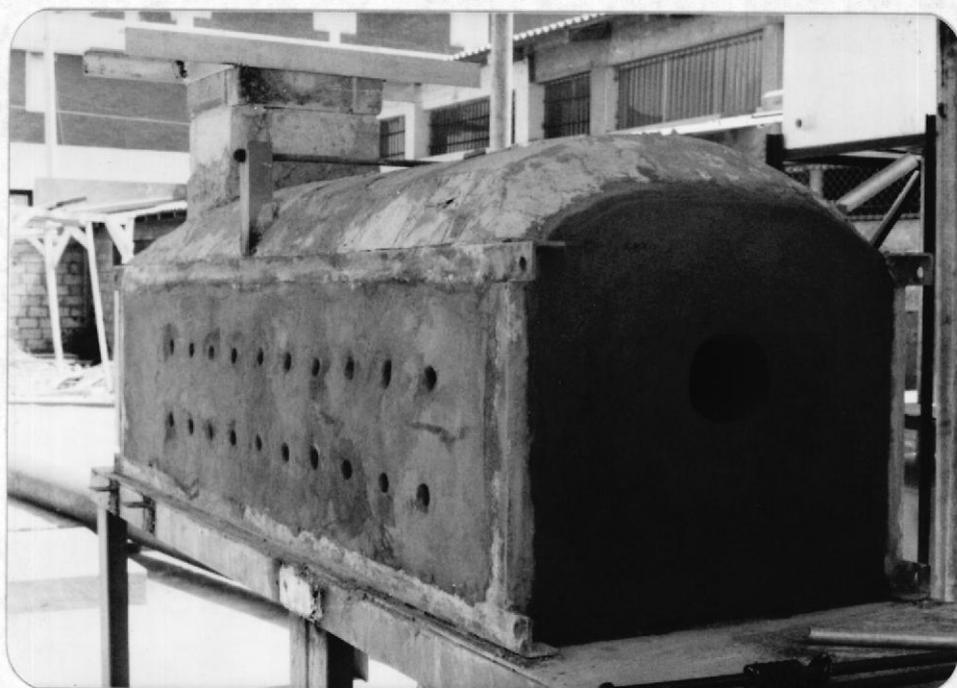


Fig. 1.a Horno Experimental construído en la ESPOL (vista lateral).



Fig. 1.b Horno Experimental construído en  
la ESPOL (vista superior).



Fig. 2.a Implementación del Horno Experimental.



Fig. 2.b Implementación del Horno Experimental.

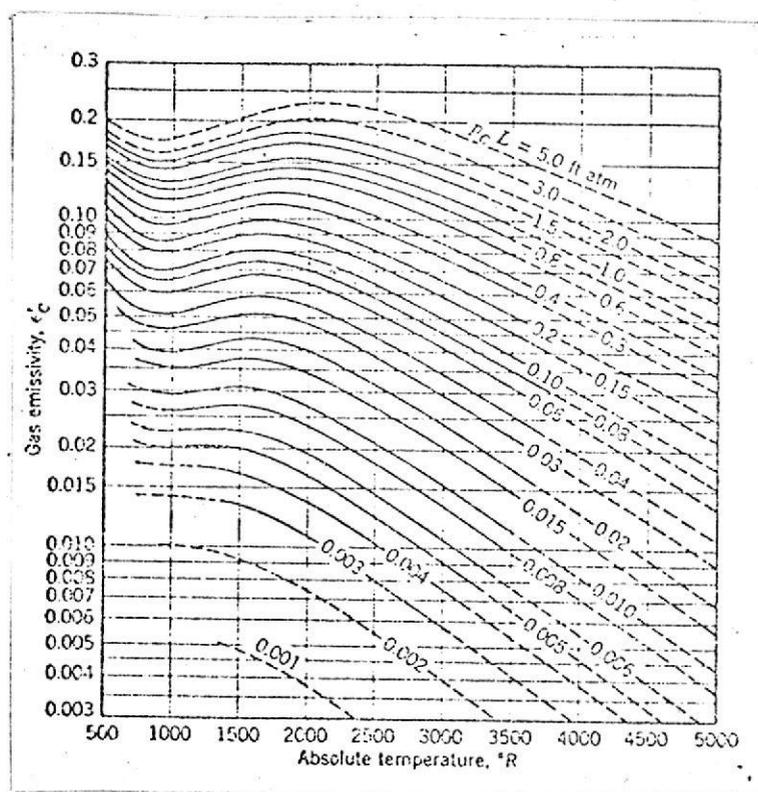


Fig. 3 Emisividad del Dióxido de Carbono a  $P_T=1$  atm.

(Tomado de: Referencia (7))



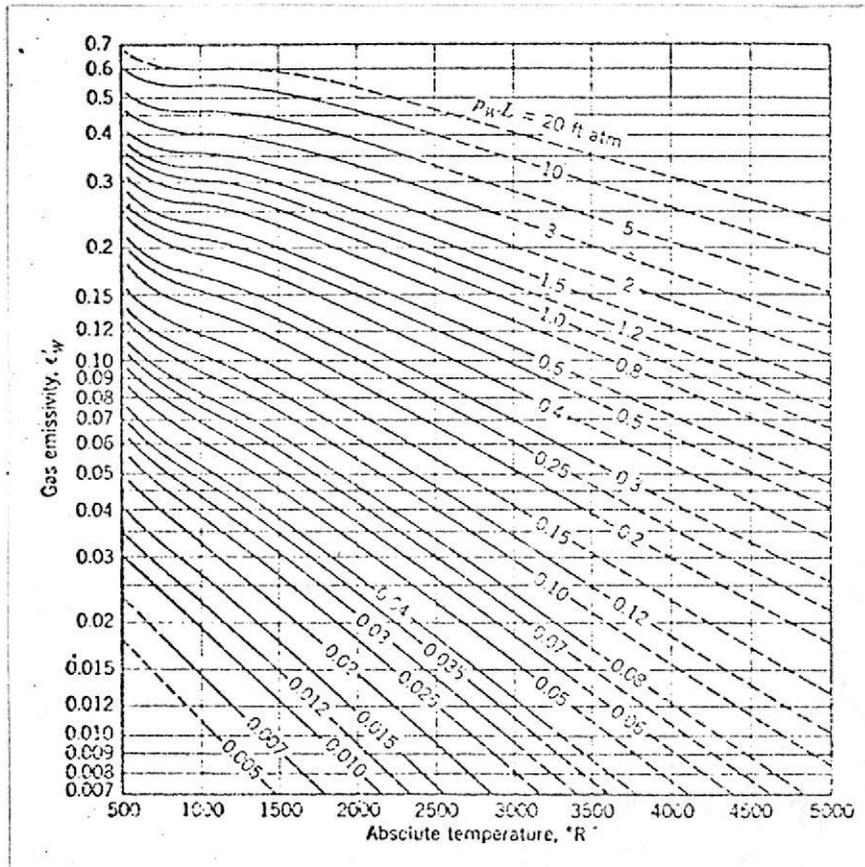


Fig. 5 Emisividad del vapor de agua a  $P_T = 1$  atm. y

$$P_w = 0.$$

(Tomado de: Referencia (7))

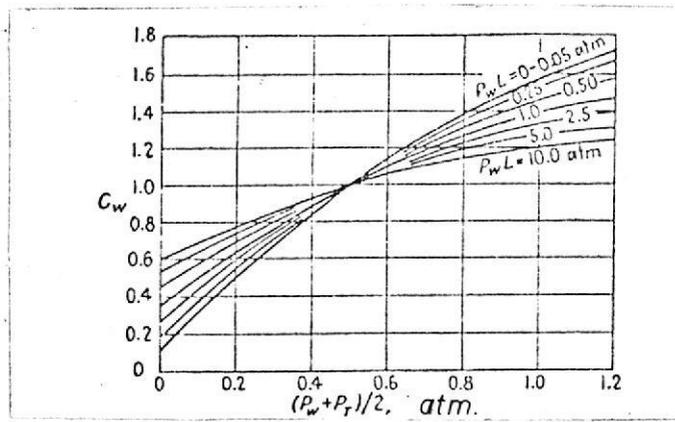


Fig. 6 Factor de corrección para convertir la emisividad del vapor de agua a valores de  $P_w$  y  $P_T$  diferentes de 0 y 1 atm. respectivamente.

(Tomado de: Referencia (7))

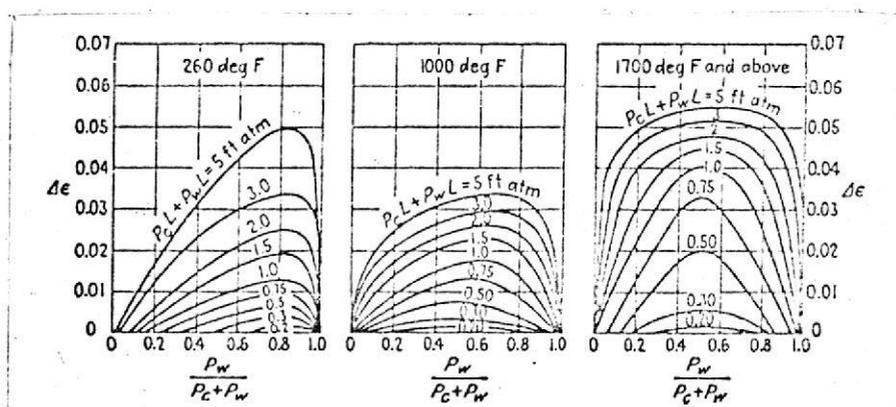


Fig. 7 Corrección para la emisividad del gas debido a la superposición espectral del vapor de agua y del dióxido de carbono.

(Tomado de: Referencia (7))

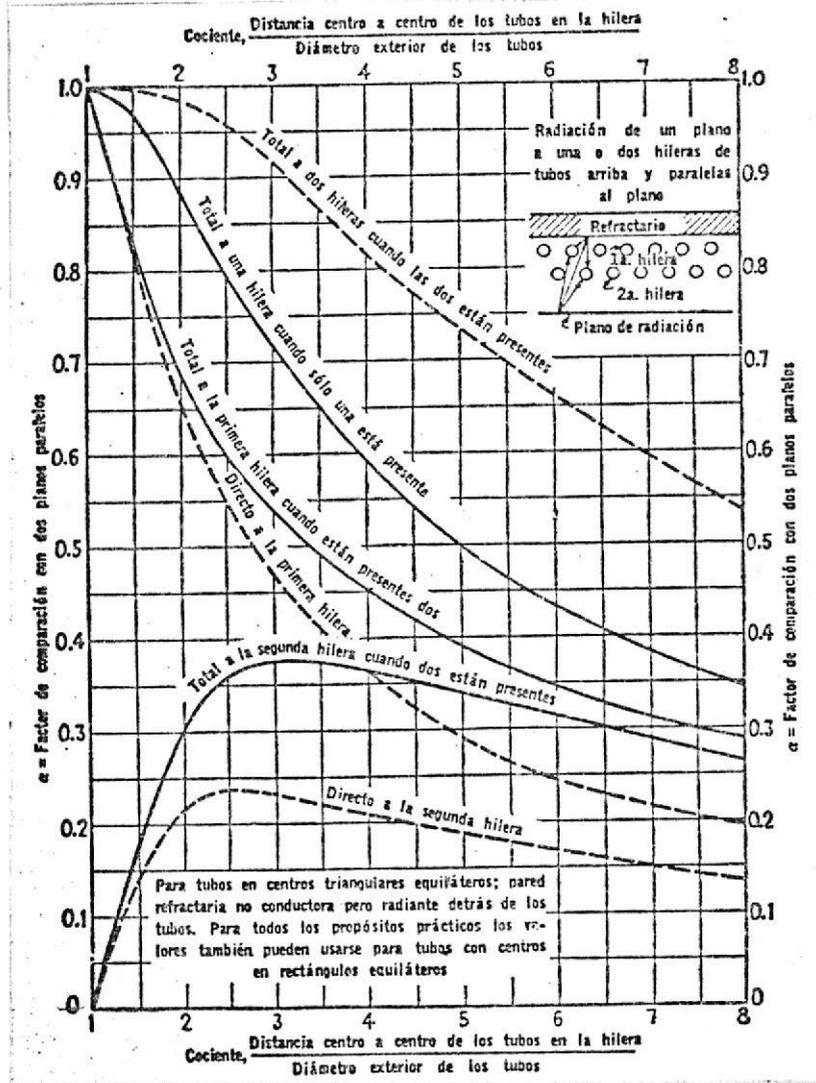


Fig. 8 Radiación entre un plano y una o más hileras de tubos paralelas al plano.

(Tomado de: Referencia (6))

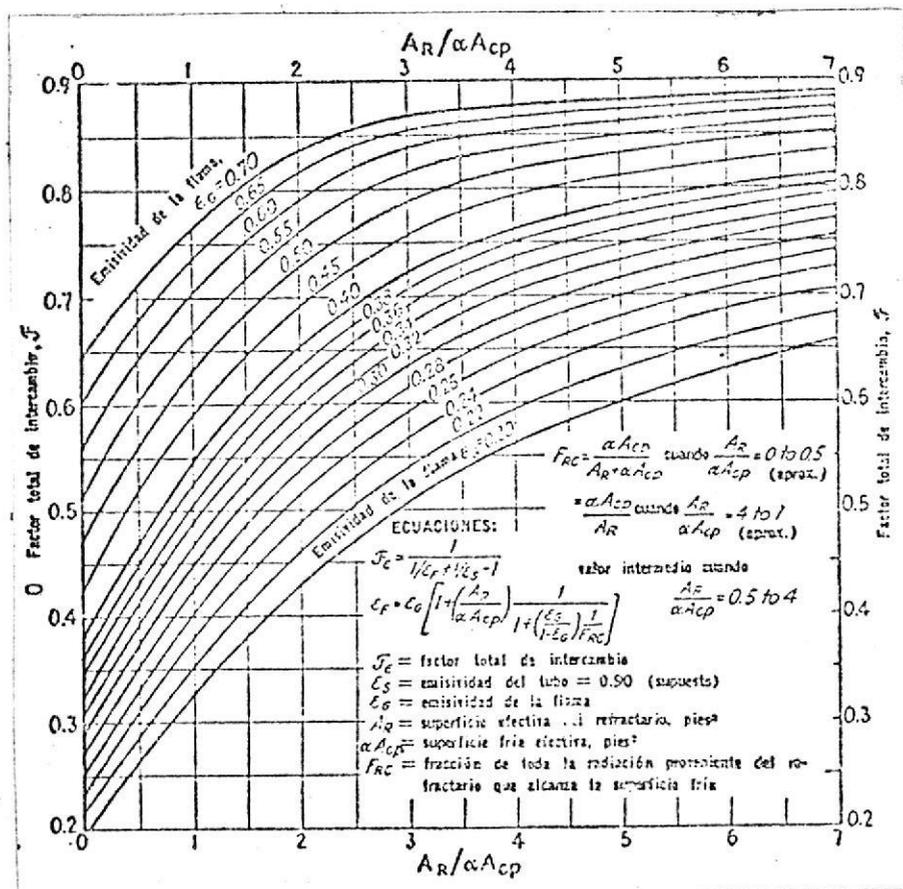


Fig. 9 Factor total de intercambio.

(Tomado de: Referencia (6))

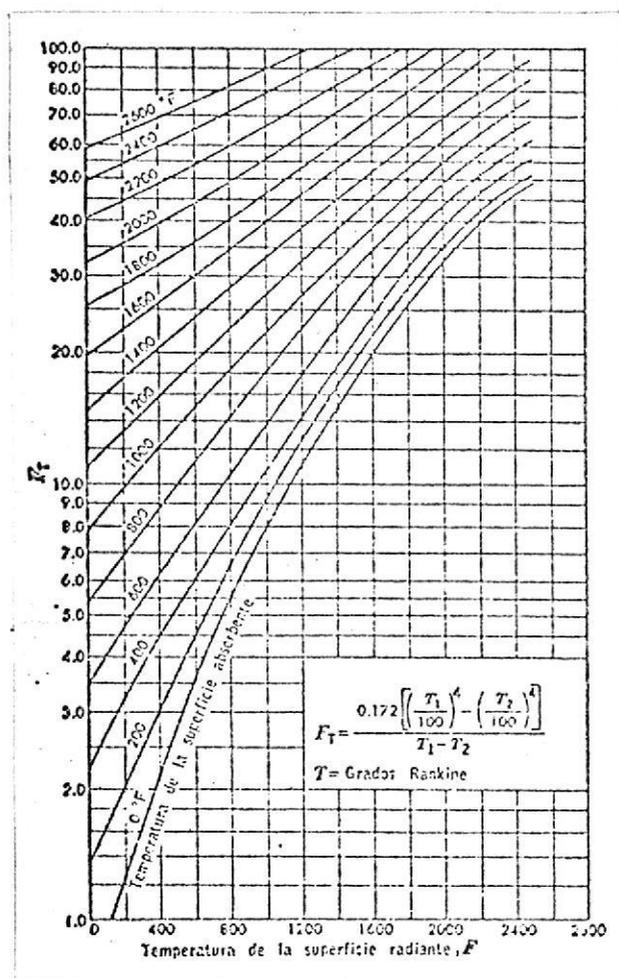


Fig. 10 Factor de temperatura  $F_T$ , como función de la temperatura, en  $^{\circ}F$ .



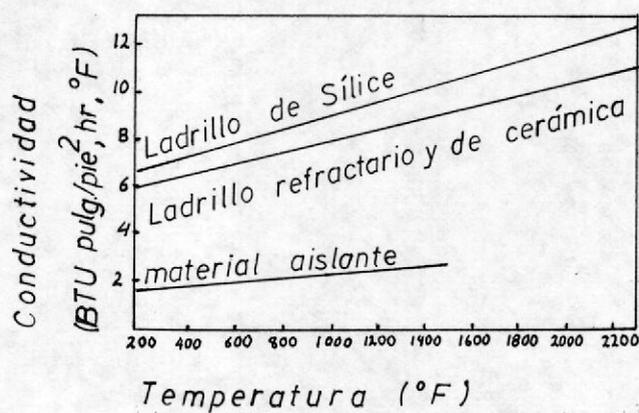


Fig. 11 Conductividad promedio de materiales Refractarios y aislantes.

(Tomado de: Referencia (10))

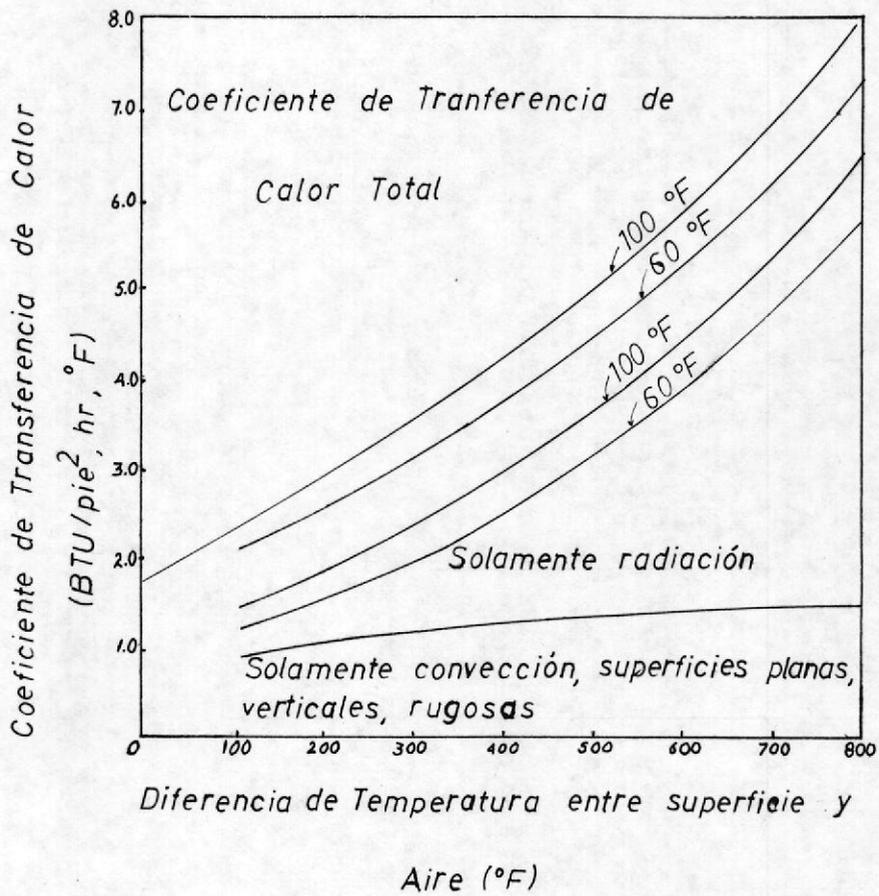


Fig. 12 Coeficiente de Transferencia de Calor para diferentes condiciones en aire tranquilo.

(Tomado de: Referencia (10))

Relaciones dimensionales *	Longitud media, L, pies
Hornos rectangulares	
1. 1-1-1 a 1-1-3 1-2-1 a 1-2-4	$\frac{2}{3} \sqrt[3]{\text{volumen del horno, pies}^3}$
2. 1-1-4 a 1-1- $\infty$	1.0 $\times$ la menor dimensión
3. 1-2-5 a 1-2-8	1.3 $\times$ la menor dimensión
4. 1-3-3 a 1- $\infty$ - $\infty$	1.8 $\times$ la menor dimensión
Hornos cilíndricos	
5. $d \times d$	$\frac{2}{3}$ diámetro
6. $d \times 2d$ a $d \times \infty d$	1 $\times$ diámetro
Banco de tubos	
7. Como en las secciones convencionales	$L (\text{pies}) = 0.4P_T - 0.567 DE$ , plg
* Longitud, ancho y alto en cualquier orden.	

Fig. 13 Longitud media de la trayectoria radiante en varias formas de gas.

(Tomado de: Referencia (6))

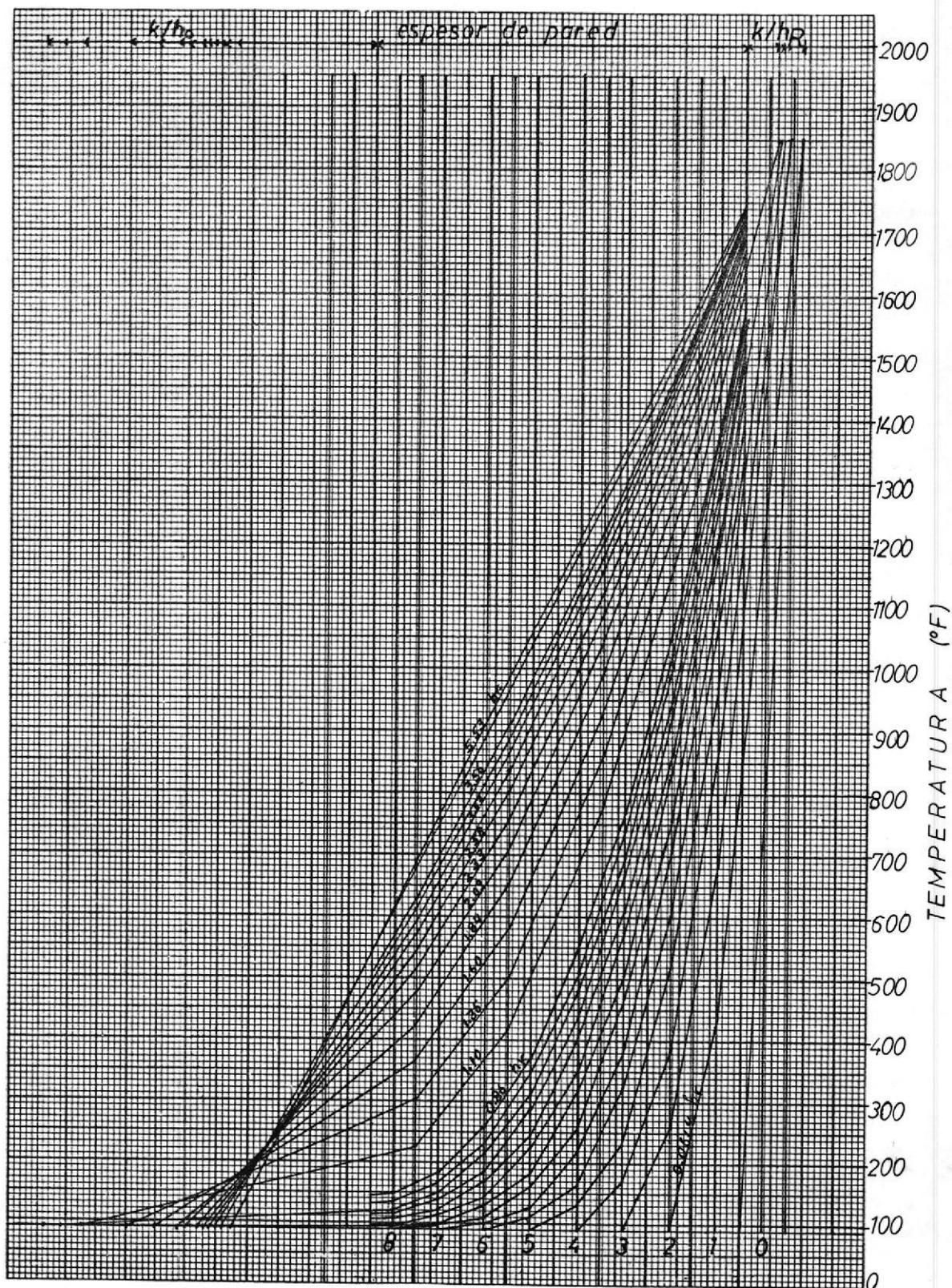


Fig. 14.a Gráfico de Schmidt para el techo, sección 1,  $\bar{T}_g = 1850$  °F.

$$\Delta X = 0.59''$$

$$\alpha = 0.0197 \text{ pie}^2/\text{hr}$$

$$\Delta \theta = 0.0614 \text{ hr}$$

$$X = 4.72''$$



BIBLIOTECA

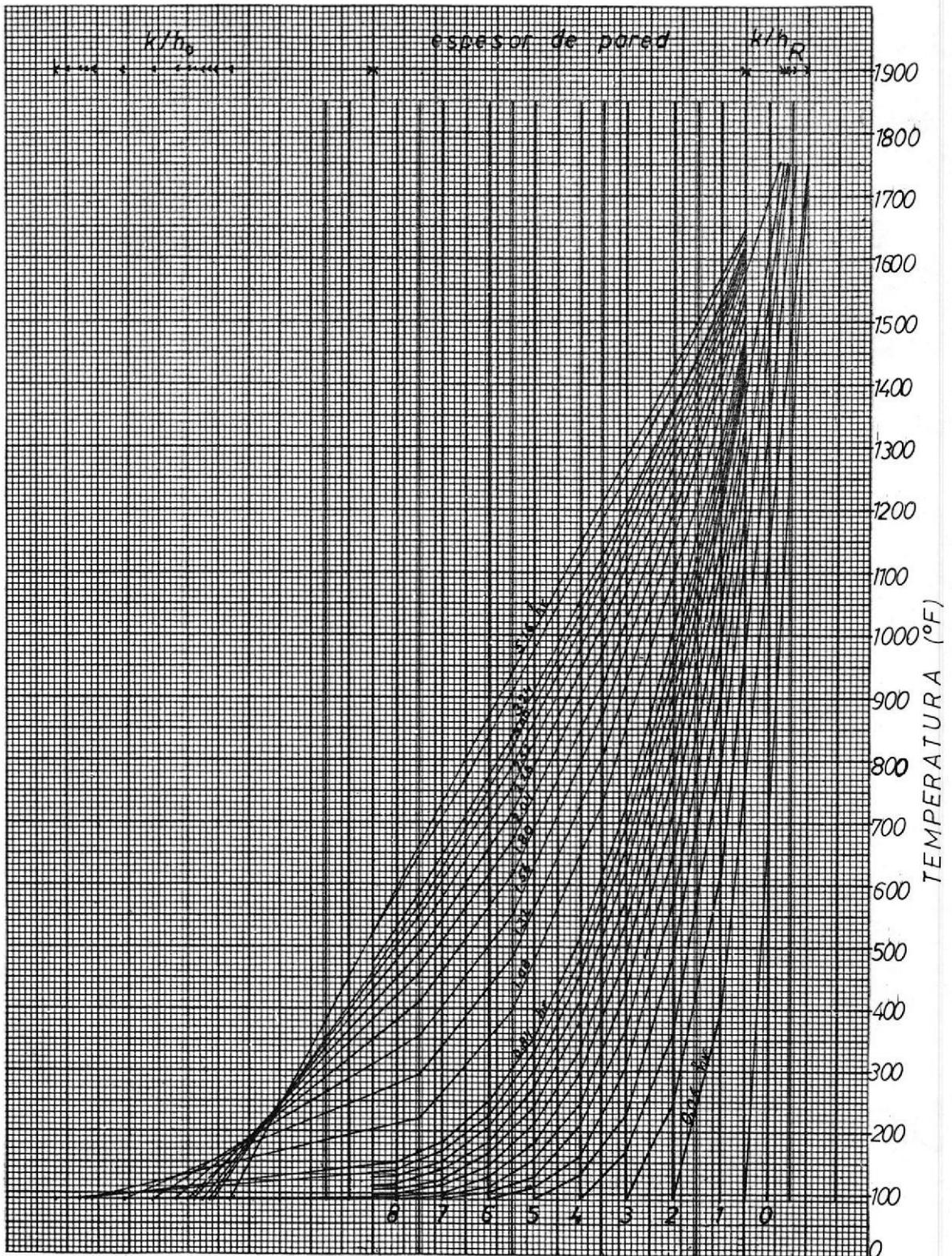


Fig. 14.b Gráfico de Schmidt para el techo, sección 2,  $\bar{T}_g = 1750$  °F.

$$\Delta X = 0.59''$$

$$\alpha = 0.0199 \text{ pie}^2/\text{hr}$$

$$\Delta \theta = 0.06 \text{ hr}$$

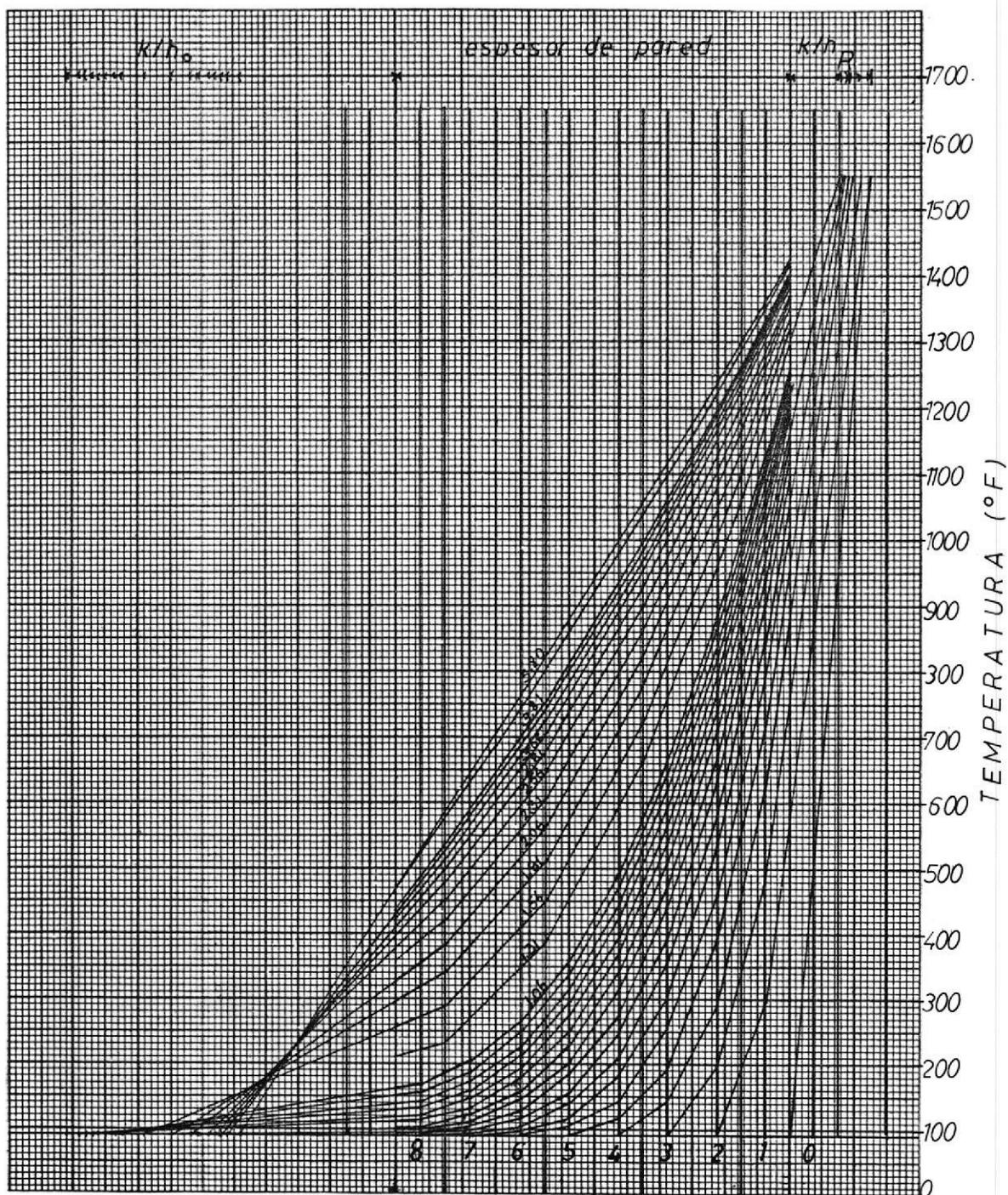


Fig. 14.c Gráfico de Schmidt para el techo, sección 3,  $\bar{T}_g = 1550^\circ\text{F}$ .

$$\begin{aligned}\Delta X &= 0.59'' \\ \alpha &= 0.0193 \text{ pie}^2/\text{hr} \\ \Delta \theta &= 0.0625 \text{ hr}\end{aligned}$$

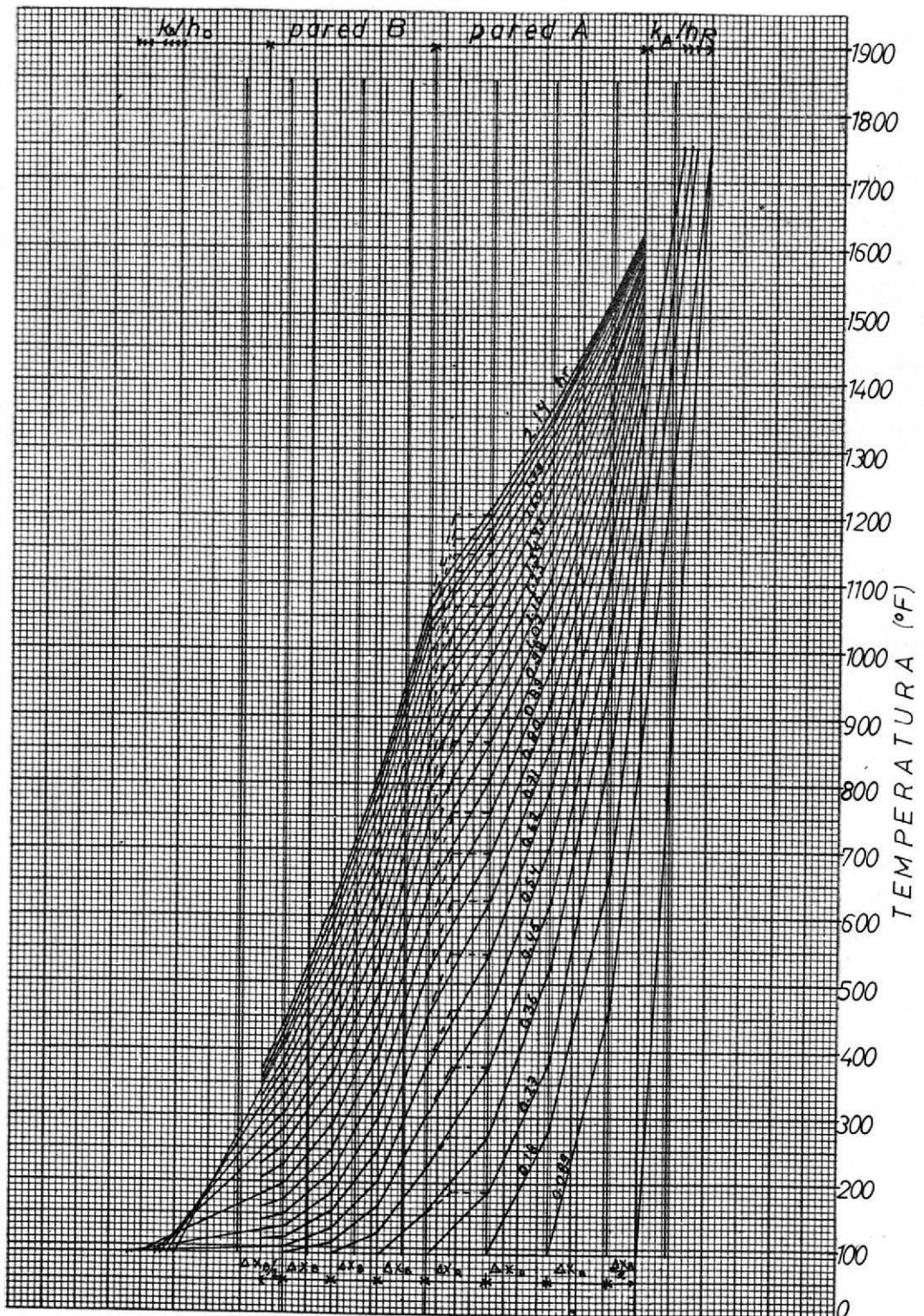


Fig. 15.b Gráfico de Schmidt para paredes laterales, sección

2,  $\bar{T}_g = 1750^\circ\text{F}$ .

$\Delta X = 0.71''$

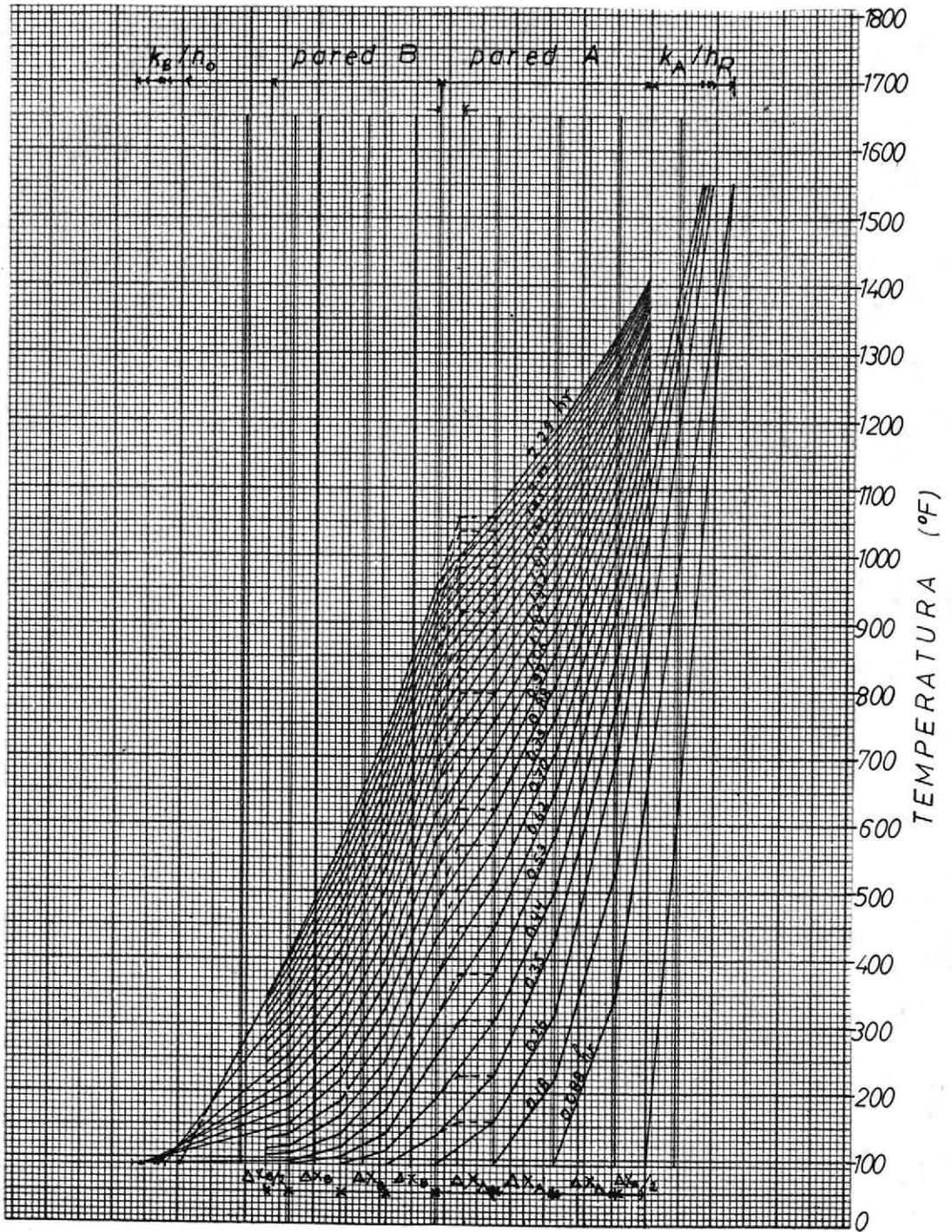
$\Delta X^A = 0.57''$   
 $\Delta X^B$

$\alpha = 0.0196 \text{ pie}^2/\text{hr}$

$\alpha^A = 0.0125 \text{ pie}^2/\text{hr}$   
 $\alpha^B$

$\Delta\theta = 0.0893 \text{ hr}$

$\Delta X = 0.29''$



Temperatura, grados C.	Calor específico medio, de 25 a <i>t</i> grados C.			
	Sílice 1	Sílice 2	Arcilla refractaria	Circón
600	0.226	0.223	0.223	0.157
1 000	0.265	0.262	0.263	0.157
1 200	0.282	0.283	0.284	0.167
1 400	0.293	0.295	0.297	0.175

Heyn (*Mitt. kgl. Materialprüfungsamt*, Jahrg. 32, 1914, página 185) da los datos siguientes sobre el calor específico de los ladrillos de magnesita:

Temp., <i>t</i> grados C. . . .	-95	205	315	425	540	815	1 095	1 370
Calor específico medio entre 25 y <i>t</i> grados C.	0.219	0.233	0.244	0.252	0.257	0.270	0.282	0.294

Fig. 16 Calor específico de los Refractarios.

(Tomado de: Referencia (8))



BIBLIOTECA

## B I B L I O G R A F I A

1. AMERICAN INSTITUTE OF PHYSICS. Temperature; its measurement and control in science and industry.
2. DUQUE, JORGE. Tesis de grado: "Evaluación experimental de un quemador de movimiento helicoidal variable para pruebas".
3. FAIRES. Termodinámica.
4. GILCHRIST, J. D. Fuels, Furnaces and Refractories.
5. Industrial and Engineering Chemistry, November 1944.
6. KERN, DONALD. Procesos de transferencia de calor.
7. Mc. ADAMS. Transferencia de calor.
8. MONGE, LUIS A. Tesis de grado: "Diseño Construcción y Evaluación de un Horno para pruebas de Combustibles , 1981.
9. THRING, M. W. The science of Flames and Furnaces, Chapman & Hall, 1962.
10. TRINKS, W. Industrial Furnaces, vol 1.