



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería Mecánica



**"INCREMENTO DE LA EFICIENCIA TERMICA DE UN
HORNO DE CALENTAMIENTO ATRAVES DEL
ENRIQUECIMIENTO DE LA MEZCLA COMBUSTIBLE
CON OXIGENO"**

TESIS DE GRADO

**Previa a la obtención del Título de:
INGENIERO MECANICO**

Presentada por:

Jorge Luis Vélez Benites

Guayaquil - Ecuador

1989

AGRADECIMIENTO

Al ING. JORGE DUQUE R.
Director de Tesis, por su
ayuda y colaboración para
la realización de este tra
bajo.

Al personal del Lab. Conv.
de Energía.

Al Sr. Javier Almeida.

DEDICATORIA

A MIS PADRES

A MIS HERMANOS

A MI NOVIA

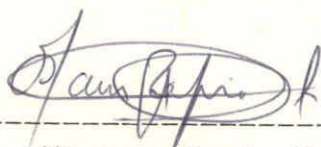
DECLARACION EXPRESA

" 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).

A handwritten signature in dark ink, appearing to read 'Jorge Luis Velez Benites', is written over a horizontal dashed line.

Jorge Luis Velez Benites



Ing. Marcos Tapia Q.
SUBDECANO



Ing. Jorge Duque R.
DIRECTOR TESIS



Ing. Francisco Santelli
MIEMBRO TRIBUNAL



Ing. Ricardo Cassis
MIEMBRO TRIBUNAL

RESUMEN

El presente trabajo consiste en el análisis del proceso de combustión de un hidrocarburo líquido (diesel) utilizando aire con diferentes porcentajes de oxígeno en su constitución para la combustión.

El estudio se inicia estableciendo los principios teóricos para la combustión en hornos de calentamiento y del enriquecimiento del aire para la combustión con oxígeno puro.

A continuación se realiza una descripción del equipo experimental utilizado que constituye el horno, quemador, sistema de suministro de agua, combustible y oxígeno puro además de los más importantes instrumentos de medición utilizados.

Se determina el punto óptimo de combustión para los diferentes porcentajes de oxígeno en el aire de combustión y se procede a obtener los valores respectivos de eficiencias térmicas, pérdidas térmicas y temperaturas a lo largo del horno para los diferentes porcentajes de oxígeno.

Los resultados obtenidos se presentan en forma gráfica a fin de visualizar de una mejor forma el incremento de eficiencia térmica, variación de las diferentes pérdidas, que ocurren en el horno respecto al incremento del nivel de oxígeno en el aire de combustión, así como las

temperaturas que se obtienen a lo largo del horno.

Con los valores obtenidos se podrá establecer comparaciones para los diferentes porcentajes y observar que a medida que se incrementa el nivel de oxígeno en el aire el incremento que se obtiene de eficiencia térmica disminuye, también se hará un análisis de costos de la utilización de esta técnica en el Ecuador.

INDICE GENERAL

RESUMEN

INDICE GENERAL

INDICE DE FIGURAS

INDICE DE TABLAS

ALCANCE DEL PROYECTO

1.- FUNDAMENTOS TEORICOS DE LA COMBUSTION

1.1. Combustibles

1.1.1. Propiedades y clasificación

1.1.2. Poder calorífico

1.1.3. Tipos de combustibles

1.2. Principios de la combustión

1.3. Temperatura de llama adiabática

1.4. Pérdidas térmicas en hornos

2.- TEORIA SOBRE EL ENRIQUECIMIENTO DEL AIRE PARA LA COMBUSTION EN HORNOS DE CALENTAMIENTO

2.1. Generalidades

2.2. Propiedades físicas y químicas del oxígeno. Aplicaciones.

2.3. La influencia del oxígeno sobre la transferencia de calor.

2.4. Influencia del oxígeno sobre el tiempo de calentamiento.

3.- DESCRIPCION DEL EQUIPO EXPERIMENTAL

3.1. Características del horno

- 3.2. Características del quemador
- 3.3. Características del combustible
- 3.4. Equipo adicional
- 3.5. Equipo de inyección de oxígeno

4.- PRUEBAS EXPERIMENTALES

- 4.1. Determinación de la relación óptima aire/combustible del horno experimental trabajando a plena carga.
 - 4.1.1. Determinación de la cantidad de oxígeno a incrementarse para diferentes porcentajes de oxígeno en el aire de combustión.
- 4.2. Determinación de las pérdidas térmicas en el horno a diferentes porcentajes de oxígeno en el aire de combustión.
- 4.3. Determinación de la eficiencia térmica para diferentes porcentajes de oxígeno en el aire de combustión.

5.- RESULTADOS

ANÁLISIS DE RESULTADOS

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

APÉNDICES

BIBLIOGRAFÍA

INDICE DE FIGURAS

- Fig. 1.1.- Comportamiento de la emisividad de una llama.
- Fig. 2.1.- Incremento de la velocidad de llama y de los límites de inflamabilidad con el enriquecimiento de oxígeno.
- Fig. 2.2.- Incremento en la radiación por el incremento del nivel de oxígeno
- Fig. 2.3.- Diagrama esquemático de un sistema que incorpore un control analizador.
- Fig. 2.4.- Diagrama esquemático de un sistema de control de relación.
- Fig. 3.1.- Vista posterior del horno.
- Fig. 3.2.- Vista lateral del horno.
- Fig. 3.3.- Vista lateral del quemador.
- Fig. 3.4.- Vista frontal del quemador.
- Fig. 3.5.- Suministro de agua.
- Fig. 3.6.- Analizador de Orsat.
- Fig. 3.7.- Velocímetro de gases.
- Fig. 3.8.- Termómetro digital para termocupla tipo K.
- Fig. 3.9.- Suministro de oxígeno.
- Fig. 3.10. Diagrama del sistema de inyección de oxígeno.
- Fig. 4.1.- Flujo másico Vs. Nivel de apertura.
- Fig. 4.2.- Incremento del porcentaje de dióxido de carbono respecto al porcentaje de oxígeno en el aire de combustión.
- Fig. 5.1.- Cantidad de calor extraído Vs. Distancia al quemador para 21% de oxígeno.

Fig. 5.2.- Cantidad de calor extraído Vs. Distancia al quemador para 23% de oxígeno.

Fig. 5.3.- Cantidad de calor extraído Vs. Distancia al quemador para 25% de oxígeno.

Fig. 5.4.- Cantidad de calor extraído Vs. Distancia al quemador para 27% de oxígeno.

Fig. 5.5.- Cantidad de calor extraído Vs. Distancia al quemador para 29% de oxígeno.

Fig. 5.6.- Variación del calor perdido por los gases de escape a medida que se incrementa el porcentaje de oxígeno en el aire de combustión.

Fig. 5.7.- Diagrama de Sanhey.

Fig. 5.8.- Variación de eficiencia térmica.

INTRODUCCION

Este proyecto tiene por objeto el estudio de una nueva técnica de aprovechamiento de la energía contenida en los combustibles hidrocarburos usada en países industrializados como Suecia. Esta técnica consiste en la elevación del nivel de oxígeno en el aire de combustión.

El aire puro contiene 21% de oxígeno en su constitución. Si se eleva el nivel de oxígeno del aire utilizado para la combustión se puede obtener diferentes ventajas como son: aumento de la eficiencia térmica, incremento de la velocidad de transferencia de calor, incremento de la temperatura de llama, disminución del calor absorbido por el nitrógeno y, todo lo cual se traduce en una mayor utilización del poder calorífico del combustible.

El objetivo principal de este trabajo es el de determinar el incremento que se obtiene de la eficiencia térmica y de las temperaturas de llamas que se logra incrementando el nivel de oxígeno en el aire de combustión.

Este trabajo se llevó a cabo en el horno de pruebas de combustibles de la ESPOL, en el que se evaluaron las diferentes pérdidas térmicas así como el calor ganado por la carga simulada que consta de un banco de tubos por el que circula agua.

Los resultados se analizan técnica y económicamente y se presentan en forma gráfica, a fin de visualizar de una

mejor forma el incremento de eficiencia térmica, temperaturas y pérdidas térmicas que ocurren en el horno respecto al incremento del nivel de oxígeno en el aire de combustión.

$$Re_L = 6 \text{ V L}/\mu$$

$$h_r = \epsilon_0 F_T$$

F_T se puede leer en la figura 1.

Donde:

Q = Calor transmitido

U_R = Coeficiente total de transferencia de calor

T_0 = Temperatura interior de la pared

T_a = Temperatura ambiente

h_R = Coeficiente convectivo total en el interior de la pared.

$L_1, L_2, \dots$ = 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 en la figura 2.

h_a = Coeficiente convectivo en el exterior de la pared. Un valor aproximado se puede obtener de la figura 3.

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 numérico explicado en el apéndice A.

Calor cedido a la carga

El calor es transmitido a la carga de tres maneras: por conducción, convección y radiación.

La transmisión de calor por conducción se presenta muy pocas veces en los hornos industriales excepto en hornos en los cuales 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.

En el horno utilizado para la presente tesis se tiene una convección forzada, que para un banco de tubos escalonados o en línea, el coeficiente promedio de transferencia de calor (6) está dado por:

$$h_c = 0.33 \frac{k_f}{D_o} C_h \left[\frac{G_{max}}{\mu_f} \frac{D_o}{\mu_f} \right]^m Pr^{0.33} \quad (1.6)$$

para flujo turbulento.

Donde:

G_{max} = Rápidez de flujo de masa por unidad de área libre mínima.

D_o = Diámetro exterior de los tubos.

C_h, m = Coeficientes que dependen de la disposición de los tubos.

μ_f = Viscosidad en la película.

k_f = Conductividad térmica de un fluido evaluada a la temperatura media de la película.

El calor transferido a la carga por convección (9) estará dado por:

$$Q = h_c A_c' (T_g - T_c) \quad (1.7)$$

A_c' : Area de la carga a la cual ocurre convección

T_g : Temperatura de gas promedio

T_c : Temperatura de la carga

A diferencia de los fenómenos de conducción y convección 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.

En la radiación desde los productos de la combustión a sólidos debe establecerse una diferencia entre la radiación de los gases puros y la radiación de lo que se denomina llamas luminosas. La radiación de los gases puros no sigue la ley de la cuarta potencia de la temperatura. Los únicos gases puros que radian calor de forma apreciable son los que poseen tres o más átomos por molécula, tales como CO_2 , H_2O , SO_2 ; el monóxido de carbono aunque diatómico, también da algo de radiación, esto ocurre debido a que los gases no radian en todas las longitudes de onda, como ocurre con los sólidos, por el contrario, cada gas radia solamente en tres o cuatro bandas o canales de longitudes de onda bien definidos.

Oxígeno (O), Nitrógeno (N) y Azufre (S) 1-4 por ciento. Sin embargo y aunque los combustibles comerciales derivados del petróleo son mezclas de hidrocarburos, se pueden usar para cálculos razonablemente aproximados, fórmulas químicas de la forma C_xH_y que representan a los combustibles líquidos anteriormente anotados; así por ejemplo, el octano C_8H_{18} representa a la gasolina, el dodecano $C_{12}H_{26}$ al diesel. Entre las propiedades de mayor importancia para la gasolina y los aceites combustibles están las siguientes:

Gravedad específica

Viscosidad

Punto de encendido

Punto de combustión

Punto de congelamiento

Poder calorífico

La gravedad específica (SG) es la razón entre la densidad del combustible a una cierta presión y temperatura y la densidad del agua a las mismas condiciones. Se acostumbra en la industria de los aceites combustibles, expresar las densidades de éstos en grados de

la escala conocida como API (Instituto Americano de petróleo). Existe una relación entre estas dos unidades que expresan la misma propiedad:

$$SG = 141.5 / (131.5 + API)$$

La viscosidad es una propiedad de los fluidos que mide la resistencia al flujo o mide la fricción interna entre capas adyacentes de un mismo fluido. La viscosidad es expresada usualmente como el tiempo en segundos requerido para que una cierta cantidad de aceite fluya a través de un orificio de tamaño especificado.

Los aceites de alta viscosidad como el bunker deben precalentarse previo al proceso de bombeo y de combustión.

El punto de encendido (inflamación) de un combustible líquido es la temperatura a la cual el combustible produce vapores en cantidad suficiente para inflamarse momentáneamente bajo ciertas condiciones normales cuando se acerca una llama a la superficie del combustible.

El punto de combustión es la temperatura a la

cual el combustible produce vapores suficientemente rápidos para quemar continuamente el combustible.

El punto de congelamiento o escurrimiento es la temperatura más baja a la cual el combustible fluirá y constituye un factor importante en la decisión de compra de un combustible cuando estos van a ser manejados en ambientes fríos.

Existen otras propiedades que se tabulan junto a las indicadas anteriormente y que deben analizarse para comprender mejor el proceso de combustión, estas son: la volatilidad, que representa el porcentaje en volumen de combustible que se vaporiza en condiciones normales; el número de octano (gasolina) y el número de cetano (diesel), que representan la calidad del combustible en términos de detonación e ignición.

1.1.2. PODER CALORIFICO

El poder calorífico de cualquier sustancia es definida como el calor que se obtiene cuando una unidad de peso se quema completamente bajo condiciones específicas y los productos de combustión se enfrian hasta la temperatura

oxidación completa del H_2 y del C , se poder calorífico se ha considerado la disociarse. Si en el cálculo teórico del elevada, las moléculas de H_2O y CO_2 tienden a Particularmente cuando la temperatura es muy

ser muchos y muy compuestos los compuestos. cuenta, pero muchas veces es muy difícil por el combustible, deberá también tenerse en La disociación de los compuestos presentes en no ocurre lo mismo en el trabajo de un horno. con un ensayo de laboratorio, pero a menudo CO_2 y H_2O . Esto se puede lograr fácilmente, especialmente que la combustión es completa a combustión. Se deben hacer varias suposiciones, reacciones que tienen lugar durante la se conocen todos los calores de las pueden calcular de los análisis completos, si En principio, las potencias caloríficas se calorífica superior del combustible.

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

normal de $60^\circ F$ o $15^\circ C$.

CAPITULO I

FUNDAMENTOS TEORICOS DE LA COMBUSTION

1.1. COMBUSTIBLES

Combustible es una sustancia que contiene energía química debido a su estructura atómica y molecular, la misma que puede ser liberada según reacciones de combustión y reacciones nucleares. Los elementos fundamentales de un combustible son: carbono, hidrógeno y azufre, aunque este último se lo considera indeseable para el proceso de combustión. Los combustibles según su forma física a temperatura normal se clasifican en sólidos, líquidos y gaseosos. Para el presente trabajo el combustible utilizado es líquido por lo que se hará referencia solo a las propiedades de éste.

1.1.1. PROPIEDADES

Estos combustibles son en general, de origen natural como el petróleo y sus derivados (alcohol, alquitran, Benceno, entre los más importantes) pero hay también de origen sintético.

Para cálculos en combustión normalmente se utiliza un análisis elemental en base masa, obteniéndose resultados que están en los siguientes rangos: Carbono (C) 85-87 por ciento, Hidrógeno (H) 10-15 por ciento,

obtendrá entonces un valor que es superior al experimental.

En llamas de hasta 1700°C, el efecto de la disociación puede despreciarse en la mayoría de los cálculos. A temperaturas superiores a los 2000°C, estos efectos son muy importantes, y de 3000°C en adelante se deben tener en cuenta los posteriores efectos de la disociación del O₂ y del H₂ en gases monoatómicos; del vapor de agua en H monoatómico y moléculas de ión hidróxilo.

Normalmente las fórmulas empleadas para convertir el resultado de los análisis en potencias caloríficas son empíricas y basadas en mediciones efectuadas en calorímetros con combustibles similares. Para el combustible diesel del presente trabajo se usará el valor del poder calorífico superior obtenido de la siguiente relación: (6)

$$Q_{\text{bruto}} = 12400 - 2100 \left[\frac{d}{15.6} \right]^2 \text{ cal/gr}$$

donde d es la densidad relativa a 15.6°C que se obtiene de la relación:

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

Para el diesel usado $^{\circ}\text{API}$ están entre 25 y

40, siendo el valor promedio utilizado 35.

Con estas fórmulas se ha obtenido para el diesel un:

$$Q_{\text{bruto}} = 10882.75 \text{ cal/gr} = 19589 \text{ BTU/lb}$$

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

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

Donde H es el porcentaje en peso de hidrógeno y está dado por:

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

para $d = 0.85$, obtenida anteriormente.

De donde se tiene un poder calorífico inferior de:

$$Q_p = 10240.2 \text{ cal/gr} = 18432.2 \text{ BTU/lb.}$$

1.1.3. TIPOS DE COMBUSTIBLES

Según su forma física a temperatura normal, los combustibles pueden ser sólidos, líquidos y gaseosos.

Independientemente de su fase, los combustibles pueden ser primarios y secundarios. Los primeros son los que existen naturalmente y los secundarios son los producidos a partir de los primarios por procesos de fabricación que alteran químicamente el material original.

Otra clasificación muy importante es la que

divide a los combustibles en fósiles "muertos" y biomásicos "vivos".

Los combustibles fósiles son hasta el momento los de mayor consumo a nivel industrial. Entre los principales tenemos el carbón mineral, el petróleo y el gas natural.

Los principales combustibles biomásicos son los residuos forestales, como por ejemplo, la madera y los residuos agrícolas, como la cascarilla de arroz, de café, de cacao, tucas de maíz, etc.

1.2. PRINCIPIOS DE LA COMBUSTION.

La combustión es un conjunto de reacciones de oxidación rápida, confinadas a un espacio, globalmente exotérmicas y generalmente luminosas. Esta definición implica, que combustible se quema con oxígeno, generando productos no oxidables, liberando calor y emitiendo luz.

Comb. + Oxig. ----> Prod. no oxid. + calor y luz

Estequiometría de la combustión

Para que un combustible arda completamente es necesario que el hidrógeno y carbono contenidos en el mismo se transformen por reacción con el oxígeno, en agua y dióxido de carbono. Si la transformación se realiza parcialmente, la combustión se denomina incompleta, dando en este caso como productos el

monóxido y dióxido de carbono (CO y CO_2) y parte del hidrógeno puede aparecer libre o formando parte de hidrocarburos en el escape.

El aire teórico o estequiométrico es la mínima cantidad de aire que suministra suficiente oxígeno para oxidar completamente el combustible.

El aire teórico solo puede calcularse del análisis último del combustible.

En la práctica, es imposible hacer una mezcla perfecta de los reactivos, razón por la cuál es necesario trabajar con cierto exceso de aire que depende del grado de potencial de mezcla, el cual a su vez depende principalmente del tipo de combustible. Así por ejemplo, la combustión de gases requiere menor exceso de aire que el usado para quemar carbón.

El aire es una mezcla de nitrógeno y oxígeno en las siguientes proporciones aproximadamente:

	% volumen	% peso
Nitrógeno	79	76.8
Oxígeno	21	23.2

Para la combustión solo el oxígeno tiene valor, siendo el nitrógeno un diluyente y carga térmica que se calienta con la mezcla y abandona los dispositivos de combustión llevándose energía.

Ley de Avogadro: Volúmenes iguales de gases en las mismas condiciones de temperatura y presión contiene

igual número de moléculas.

De acuerdo a la Ley de Avogadro, puesto que el aire tiene un 21% de O_2 y un 79% de N_2 en volumen, un volumen de O_2 en el aire está acompañado por 79/21, es decir, 3.76 volúmenes de N_2 . Entonces la fórmula del aire será:



De acuerdo con Avogadro, se puede concluir que, los pesos moleculares de todos los gases expresados en las mismas unidades, ocupan iguales volúmenes.

Se ha demostrado experimentalmente, que dentro de ciertos límites, el peso molecular de cualquier gas, expresado en gramos, ocupa 22.4 litros a $0^\circ C$ y 760 mm Hg de presión, estando el gas seco.

Para fines prácticos de combustión, es posible asumir que todos los gases cumplen las leyes de los gases perfectos.

Uno de los productos de combustión de un hidrocarburo es el agua. Si los productos se enfrían hasta la temperatura atmosférica normal, la mayor parte del agua formada se condensa, y el volumen ocupado por un componente líquido es despreciable comparado con el de un gas. Por lo tanto, supondremos que toda el agua formada estará en fase gaseosa si su temperatura es superior a la de rocío o líquido en su totalidad.

Otro término usado en combustión es la relación

aire-combustible, la cual puede ser expresada en unidades de volumen de masa y molares.

Punto de rocío se denomina a la temperatura a la cual el vapor de agua contenido en los productos de la 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.

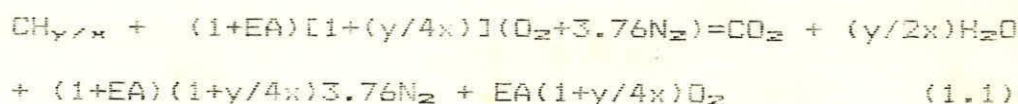
$$(P_{\text{parcial}})_{\text{agua}} = (\%H_2O) * P_{\text{total}} \quad [\text{Ley de Dalton}]$$

Con la presión parcial del agua encontramos por tablas de vapor la temperatura de saturación.

$$T_{\text{sat}} = T_{\text{rocío}}$$

La presión total generalmente es la atmosférica.

La ecuación de combustión estequiométrica (5) completa con exceso de aire (EA) está dada por:



$$(P_{\text{parcial}})_{\text{agua}} = 137.3(1+y/4x)(1+EA)/(12+y/x) \quad (1.2)$$

De la última expresión se obtiene:

$$\begin{aligned} (a/c)_{\text{real}} &= (a/c)_{\text{estequiométrico}} * (1+EA) \\ &= (a/c)_{\text{estequiométrico}} * \Phi \end{aligned}$$

donde $\Phi = 1+EA$, se denomina "factor de aire estequiométrico".

1.3. TEMPERATURA DE LLAMA ADIABATICA

En la combustión de un determinado material pueden conseguirse llamas de temperaturas diversas, según las condiciones experimentales utilizadas; ejercen

una influencia determinante en ello, el poder calorífico del combustible y su composición, el tipo de comburente (aire, oxígeno o mezcla de ambos) y la velocidad global de combustión. Este último dato depende a su vez de la reactividad del combustible, de la forma y eficacia del sistema de combustión y de la temperatura inicial de los reactivos. El cálculo teórico de la temperatura de una llama (temperatura ideal) se basa normalmente en el supuesto de que la reacción se produzca de un modo completo, en proporciones estequiométricas, con mezcla perfectamente homogénea y en un tiempo brevísimo (de modo que no se produzcan pérdidas de calor por el ambiente). Debe tenerse en cuenta, además del calor unitario de la reacción, el calor sensible de los reactivos, de manera que pueda determinarse el contenido térmico global de los productos que intervienen: en consecuencia, se calcula la temperatura de la llama (temperatura adiabática ideal) multiplicando el calor específico medio de los gases quemados por su cantidad, y dividiendo el contenido térmico global por este valor.

Las temperaturas que se obtienen mediante este cálculo son siempre más altas que las reales, por cuanto muchas de las hipótesis formuladas son prácticamente irrealizables.

Hasta temperaturas de llama de 1800°C puede hacerse caso omiso del fenómeno de disociación de los gases quemados; a partir de 2000°C , este fenómeno cobra mucha importancia, condicionando los resultados de la combustión (debido a las elevadas características endotérmicas de las reacciones de disociación).

Es conocido, que las combustiones perfectamente estequiométricas son de difícil realización en la práctica: generalmente se necesitan grandes excesos de aire, que contribuyen a la vez a una mezcla deficiente de los reactivos, y a una reducción posterior de la temperatura de la llama.

El cálculo de la temperatura según el método antes reseñado debe tener en cuenta por lo menos dos factores limitadores: la disociación de los productos de la combustión y los excesos de aire necesarios para completar la reacción.

Dicho cálculo se obtiene mediante el sistema de aproximaciones sucesivas, o más comodamente utilizando gráficos especialmente preparados. El valor que se alcanza, aún siendo más exacto que el anterior, solo tiene todavía un significado teórico, por cuanto no considera las pérdidas de calor por radiación, cuya influencia solo puede determinarse cuando se conocen las condiciones reales del ambiente.

La importancia de alcanzar altas temperaturas de

combustión proviene del hecho bien conocido de que el calor se transmite netamente de un cuerpo caliente a uno más frío; es indispensable, por tanto, que los gases estén a un nivel térmico muy elevado si quiere conseguirse que un gran porcentaje de calor liberado se transfiera a los cuerpos que se quieren calentar (especialmente si estos se encuentran ya a una temperatura elevada).

1.4. DISTRIBUCION DEL CALOR EN UN HORNO

El calor liberado en la cámara de combustión a la izquierda en el quemador, al quemarse el combustible diesel viaja hacia la derecha, en su recorrido el calor de los gases de combustión es cedido a la carga, pero no totalmente. Una parte pasa a través de las paredes, techo y piso, incrementando la temperatura de estas partes, que luego se pierde en el ambiente por radiación y convección desde la superficie exterior de las paredes o por conducción al suelo. Otra porción de calor sale con los productos de combustión, ya sea en forma de calor sensible o en forma de calor no liberado de los combustibles que escapan sin quemar (combustión incompleta). Además existen pérdidas menores a través de ranuras y otras aperturas que radian hacia afuera.

A continuación se analizará cada uno de estas

pérdidas.

Calor perdido por las paredes del horno

El calor perdido por las paredes del horno constituye uno de los aspectos sobresalientes que afectan a la economía de los hornos y que debe examinarse ampliamente.

Para un flujo calorífico uniforme 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 desciende rápidamente al aproximarse a su superficie exterior, donde la temperatura sobrepasa ligeramente la del ambiente. La pérdida de calor para una superficie de pared dada y para una determinada temperatura del horno es menor si la pared es más gruesa, si se construye con un material más aislante o si la superficie exterior de la pared es de tal naturaleza que no permite pasar el calor con rapidez al medio ambiente. Estas relaciones (4) se explican matemáticamente por la ecuación:

$$Q = U_R A_R (T_g - T_o) \quad (1.3)$$

$$U_R = \frac{1}{\frac{1}{h_R} + \frac{L_1}{k_1} + \frac{L_2}{k_2} + \dots + \frac{1}{h_o}} \quad (1.4)$$

$h_R = h_1 + h_r$, coeficiente convectivo total en el interior de la pared.

$$h_1 = 0.664 Pr^{1/3} Re_L^{1/2} (K/L) \quad (1.5)$$

Los gases más importantes en los hornos son el dióxido de carbono (CO_2) y el agua (H_2O). Para evaluar el intercambio de calor radiante entre la masa de gas y la carga, considérese una masa de gas hemisférica de radio L , a temperatura T_g y un elemento de superficie negro a temperatura T_s localizado en la base del hemisferio en su centro, conteniendo CO_2 a presión parcial P_c . La emisión del gas a la superficie es $\sigma T_g^4 \epsilon_g$, donde ϵ_g es la emisividad del gas.

Para el CO_2 , ϵ_g depende de T_g , el producto $P_c L$ y la presión total P_T . La figura 4 da la emisividad parcial ϵ_c a $P_T = 1$ atm, la figura 5 da un factor de corrección aproximado C_c para una presión total diferente de 1 atmósfera.

La absorción hecha por el gas desde la superficie es $\sigma T_s^4 \alpha_{gs}$, donde α_{gs} es la absortividad del gas para una radiación de cuerpo negro desde una fuente a T_s . Aunque la absortividad del gas debe ser igual a su emisividad cuando $T_s = T_g$, conforme T_g aumenta por encima de T_s , la absortividad es afectada por la temperatura. Un valor aproximado de α_{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 $(T_g/T_s)^{0.45}$. Se aplica el mismo factor de corrección a la absortividad si la P_T no es de 1 atmósfera. En el caso de vapor de agua, la

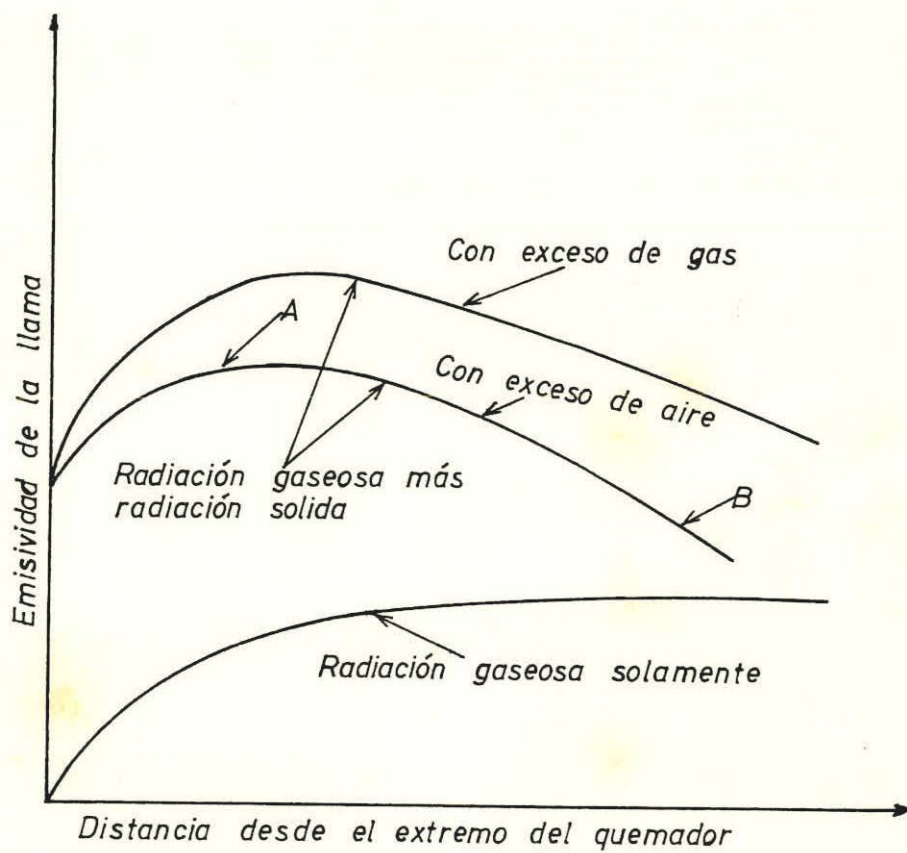


Fig. 1.1.- Comportamiento de la emisividad de una llama. (3)

ϵ_g depende de T_g , P_w (presión del vapor de agua), $P_w L$, y P_T .

Valores para ϵ_w (emisividad del vapor de agua), se dan en la figura 6. 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 en la figura 7, 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 obtenida como la del CO_2 ; la emisividad a T_w y a $P_w L (T_w/T_g)$ y el resultado es multiplicado por $(T_g/T_w) 0.45$. El factor de corrección C_w también es aplicado.

Cuando el CO_2 y el H_2O se presentan 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 figura 8, que da un $\Delta \epsilon$, el cual puede ser restado de la suma de las ϵ_g para CO_2 y H_2O . El mismo tipo de corrección se aplica para α_g .

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 figura 9.

La radiación de las llamas luminosas se puede deber

a dos causas: hollín y partículas macroscópicas suspendidas como carbón pulverizado, ceniza y 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.

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

La figura 1.1, muestra que la 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 de 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.

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 cálculo se hacen las siguientes

consideraciones:

- 1) El gas es gris, es decir que para radiación de cualquier fuente su absorptividad α_g es igual a su emisividad ϵ_g .
- 2) La superficie del sumidero de calor que en este caso es el banco de tubos, es gris, y tiene una temperatura uniforme T_c , un área A_c y una emisividad ϵ'_c .
- 3) Las superficies refractarias, las cuales son parcialmente reflectoras-difusas y parcialmente absorbentes, 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:

$$Q = \sigma A_c F_{cg} (T_g^4 - T_c^4) + h_c A'_c (T_g - T_c) + U_R A_R (T_g - T_o) \quad (1.8)$$

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

$$Q = A_c F_{cg} \sigma (T_g^4 - T_c^4) \quad (1.9)$$

donde 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:

$$F_{c0} = \frac{1}{\frac{1}{F_{c0}} + \frac{1}{\epsilon_c} - 1} \quad (1.10)$$

donde:

$$F_{c0} = \epsilon_c \left[1 + \frac{A_R/A_c}{1 + \left[\frac{\epsilon_c}{1 - \epsilon_c} * \frac{1}{F_{Rc}} \right]} \right] \quad (1.11)$$

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 intimamente 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 estas 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 en frente 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 α . Fig. 10.

Así mismo, el valor de F total se podrá obtener de la figura 11, a partir de la relación $A_R/\alpha A_{cp}$.

Donde A_R es la superficie efectiva del refractario que es igual al área total de las superficies del horno A_T menos A_{CP} .

Para un conjunto de tubos de más de dos hileras de profundidad, α puede ser tomado como 1 y αA_{CP} es simplemente el producto de la longitud por el ancho de las aberturas del banco de tubos.

Pérdidas en los productos de combustión

En los hornos de combustión, existen otras causas de pérdidas de calor, estas pérdidas se producen por la energía térmica que los productos de combustión sacan del horno, ya sea en forma potencial, como combustible sin quemar, o en forma cinética, como calor sensible. Al calor sensible puede añadirse 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:

$$Q_s = m_g C_{Pg} (T_g - T_o) \quad (1.12)$$

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 mantener una atmósfera no-oxidante para evitar el excesivo descascaramiento de la carga. Además, donde las atmósferas oxidantes son permitidas, a pesar de

exceso de aire algo de 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 distintos dispositivos entre los que podemos anotar: Analizador de gases ORSAT y FYRITE.

Pérdidas por combustión incompleta

En muchos hornos industriales salen los combustibles sin que se haya realizado la combustión completa. Para reducir la oxidación de la carga, los horneros mantienen a veces los hornos con atmósfera cargadas de humo.

Con una relación de combustible a aire teóricamente correcta, no se completa la combustión a menos que el combustible y el aire estén completamente mezclados. Aún con un exceso de aire se encuentra en ocasiones combustible en los gases quemados. Por lo tanto, la cantidad de calor perdido de esta manera, no depende solamente del tipo de quemadores y horno, sino también de los requisitos de funcionamiento.

Los combustibles industriales, a excepción del coque y gas de horno alto, contienen hidrocarburos. En las etapas iniciales de la combustión se forman compuestos, tales como CH_4 y OH . Con exceso de aire estos compuestos se oxidan a CO_2 y H_2O . Con un suministro de aire insuficiente (ya sea completa o

localmente), los productos finales son CO_2 , CO , H_2O , H_2 y metano. Si se enfrían los productos de la combustión parcial se forma hollín.

La mayoría de los hornos industriales trabajan con falta de aire. Además es obvio que la aparición simultánea de mucho CO y O_2 en los gases quemados es el resultado de una mala mezcla del combustible y del aire.

Ver figuras 1 al 11 en apéndice J.

CAPITULO II

TEORIA SOBRE EL ENRIQUECIMIENTO DEL AIRE PARA LA COMBUSTION EN HORNOS DE CALENTAMIENTO.

2.1. GENERALIDADES

El aire puro contiene 21% de oxígeno. Si se incrementa el nivel de oxígeno en el aire utilizado para la combustión se pueden obtener las siguientes ventajas:

- Reducción de la cantidad de energía absorbida por el nitrógeno que fluye a través del proceso de combustión.
- Altas temperaturas de llama
- Incremento de la rapidez de combustión
- Aumento de la eficiencia térmica
- Disminución del consumo de combustible

La confiabilidad operacional del oxígeno es alta y en un horno se puede manejar un nivel de oxígeno alto sin requerimientos de modificaciones extensivas o reconstrucción. Pero, para obtener todas estas ventajas, el oxígeno deberá inyectarse, controlarse y regularse apropiadamente.

La inyección del oxígeno se la realizará en base a recomendaciones dadas en la referencia 1 y que son las siguientes:

1. La inyección del oxígeno al horno se la hará

directamente a través de boquillas premezclando el oxígeno con el aire de combustión antes de llegar al quemador.

2. El incremento del nivel de oxígeno en el aire de combustión debe ser hasta valores de 25 a 30%, debido a que las ventajas que se obtienen son más notables en este rango.

La figura 2.1, muestra que el enriquecimiento de oxígeno, incrementa la velocidad de llama y agranda los límites de inflamabilidad.

2.2. PROPIEDADES FISICAS Y QUIMICAS DEL OXIGENO. APLICACIONES.

Descripción general y propiedades químicas del oxígeno.

Oxígeno es un gas incoloro, inodoro e insípido, es aproximadamente 1.1 veces más pesado que el aire y es ligeramente soluble en agua y alcohol. A presión atmosférica y temperaturas bajas (-183°C o 297°F), el oxígeno se presenta como un líquido de color azul pálido ligeramente más pesado que el agua.

El oxígeno por sí mismo no es inflamable, pero ayuda a la combustión. El oxígeno es altamente oxidante, reacciona vigorosamente con materiales combustibles y puede causar fuego o explosión.

El oxígeno puede formar componentes virtualmente con todos los elementos químicos, a excepción de los

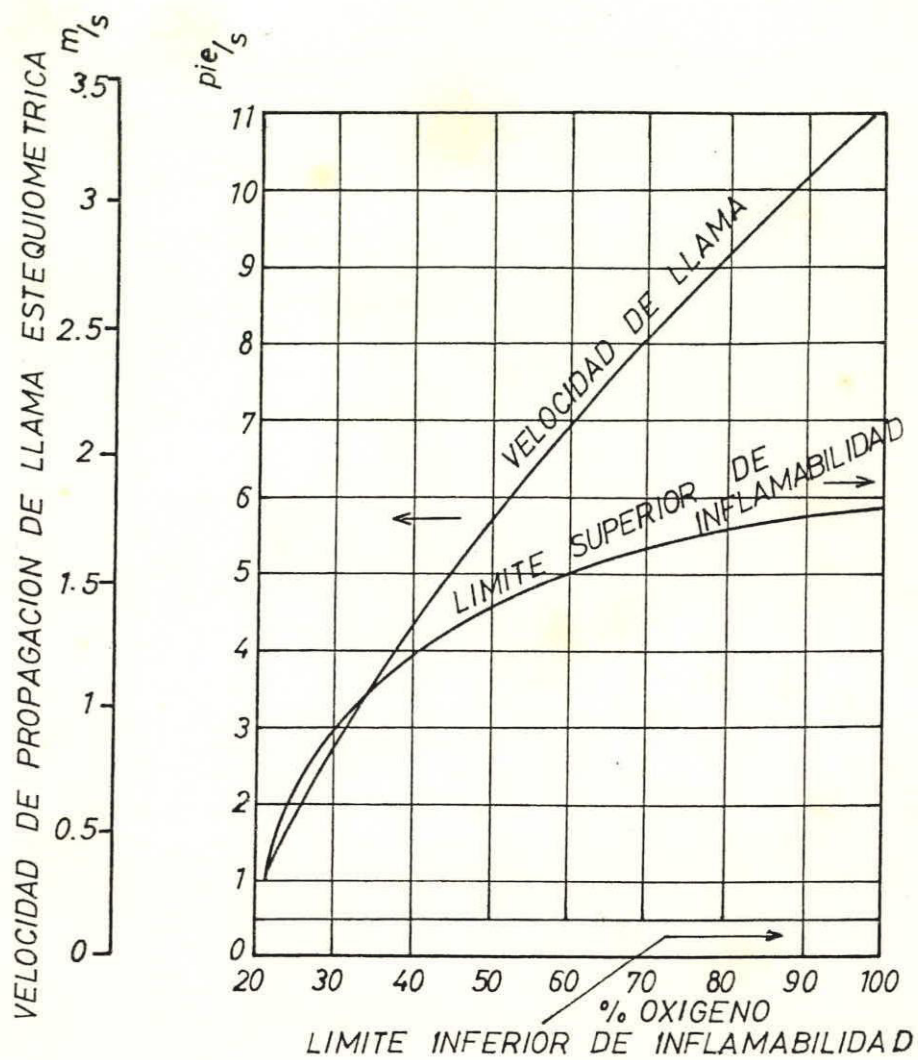


Fig. 2.2.- Incremento de la velocidad de llama y de los límites de inflamabilidad con el enriquecimiento de oxígeno.(1)

gases nobles. La mayoría de estos elementos (con excepción de los elementos halógenos, oro, plata y platino) forman ácidos con el oxígeno. Las reacciones de oxidación son acompañadas por la emisión de calor y luz, y muchas otras requieren la presencia de agua o son aceleradas por un catalizador.

El oxígeno es el elemento que se presenta mayormente sobre La Tierra, este se presenta en estado libre casi exclusivamente en la atmósfera y está disuelto en ríos, lagos y océanos. La mayor parte del oxígeno natural está en forma de compuestos (silicatos, ácidos y agua). El oxígeno es sustancial para la vida y es un componente activo de la atmósfera, este comprende 20.94% en volumen a 23% en peso de la atmósfera.

El ozono (O_3) es una forma alotrópica del oxígeno que es formado por descargas eléctricas o por irradiación con luz ultravioleta.

PROPIEDADES FÍSICAS DEL OXÍGENO (2).

Autodifusión

a $0^{\circ}C(32^{\circ}F)$ y
 101.3 KPa(1 atm) $18 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{seg}$ $194 \times 10^{-6} \text{ ft}^2/\text{seg}$

a $15^{\circ}C(59^{\circ}F)$ y
 101.3 KPa(1 atm) $20 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{seg}$ $215 \times 10^{-6} \text{ ft}^2/\text{seg}$

Punto de ebul.

a 101.3 KPa(1 atm) $- 182.96^{\circ}C$ $- 297.29^{\circ}F$

Densidad del gas a
 $21.1^{\circ}C(70^{\circ}F)$ y

101.3 KPa(1 atm)	1.326 Kg/m ³	0.08279 lb/ft ³
C. lat. vaporización al punto de ebullición y 101.3 KPa(1 atm)	213.3KJ/Kg	91.7 BTU/lb
Peso molecular	31.9988	31.9988
Densidad relativa del gas (aire=1) 915°C (59°F) y 101.3KPa(1 atm)	1.1053	1.1053
Densidad relativa del liquido (aire=1) al pto. de ebullición y 101.3KPa(1 atm)	1.148	1.148
Calor específico del gas a 21.1°C (70°F) y 101.3 KPa(1 atm)		
C _p	0.917 KJ/Kg°C	0.219 BTU/lb°F
C _v	0.653 KJ/Kg°C	0.156 BTU/lb°F
Pto. triple a 0.152 KPa absol. (0.022 Psia)	- 218.76 °C	- 361.73 °F

MANEJO Y ALMACENAMIENTO DEL OXIGENO

ALMACENAMIENTO Y TRANSPORTE

El oxígeno normalmente se almacena y transporta en forma líquida en tanques aislados que mantienen el líquido a presión atmosférica o ligeramente más alta, la temperatura del líquido entonces permanece cercana al punto de ebullición -18.3 °C (- 297 °F). Si existiera alguna filtración de calor dentro del cilindro, este no cambiaría su temperatura ya que el cilindro permite que el oxígeno vaporizado se escape.

El oxígeno en estado gaseoso es almacenado y transportado en cilindros de alta presión.

El oxígeno líquido jamás debe ser contenido en tuberías o en recipientes que no estén previstos de válvulas de seguridad u otros dispositivos que permitan la liberación del exceso de presión. Un litro de oxígeno líquido al vaporizarse produce 860 litros (30.4 ft³) de oxígeno gaseoso a 20°C (68°F) y presión atmosférica.

El oxígeno es un excelente oxidante. La mayoría de las sustancias orgánicas y muchas inorgánicas, cuando se combinan con oxígeno líquido o comprimido, experimentan una combustión explosiva.

El oxígeno es más denso que el aire y puede descender hasta el suelo donde permanece en pequeñas áreas por largos períodos de tiempo.

2.3. LA INFLUENCIA DEL OXIGENO SOBRE LA TRANSFERENCIA DE CALOR.

El calor se transfiere desde la llama por convección y radiación.

Radiación proviene en gran parte de las partículas incandescentes de carbón en la llama.

Mientras más alta sea la concentración de estas, más alta será la intensidad de radiación.

Elevando el nivel de oxígeno se obtiene una disminución de la concentración de las partículas de carbón, lo cual reduce la radiación de las partículas pero incrementa su temperatura.

Como la cantidad de calor transferido por radiación es proporcional a la emisividad de la llama y esta temperatura absoluta está a la cuarta potencia, la menor emisividad es compensada por el incremento de la temperatura de llama.

La figura 2.2, muestra el incremento en la radiación causada por un incremento en el nivel de oxígeno, se puede apreciar que este incremento es más notable para porcentajes de oxígeno hasta de 25 por ciento, luego de lo cual empieza a declinar ligeramente.

2.4. INFLUENCIA DEL OXIGENO SOBRE EL TIEMPO DE CALENTAMIENTO

El incremento de oxígeno en el aire utilizado para la combustión hace posible la reducción del tiempo de calentamiento y por lo tanto del incremento de la velocidad de operación del horno, lo cual se traduce en un ahorro de combustible. Esto se debe al aumento existente de la temperatura de llama y de la intensidad de radiación.

2.5. SISTEMA DE CONTROL DE INYECCION DE OXIGENO

Existen dos sistemas principales para el control de la inyección de oxígeno: Control analizador o Control de relación.

La figura 2.3, muestra un diagrama esquemático de un sistema que incorpora un control analizador. El

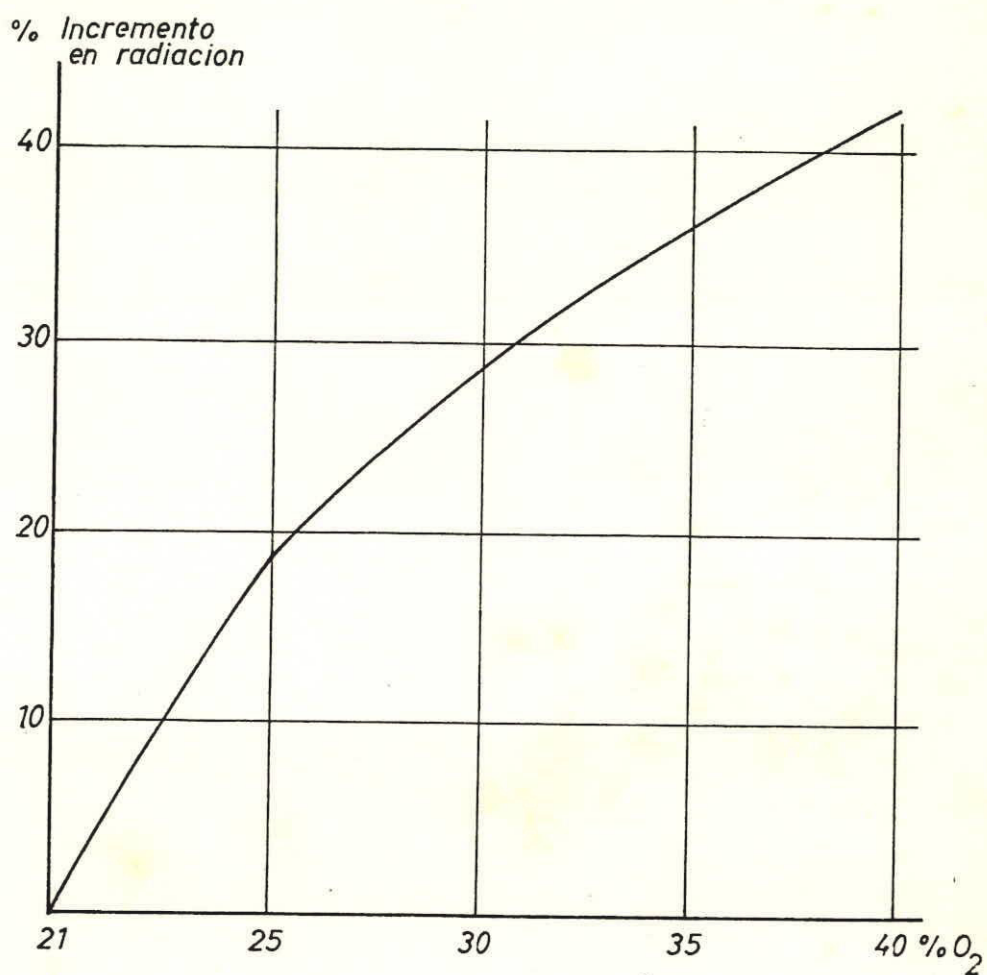


Fig. 2.3.- Incremento en la radiación por el incremento del nivel de oxígeno.(2)

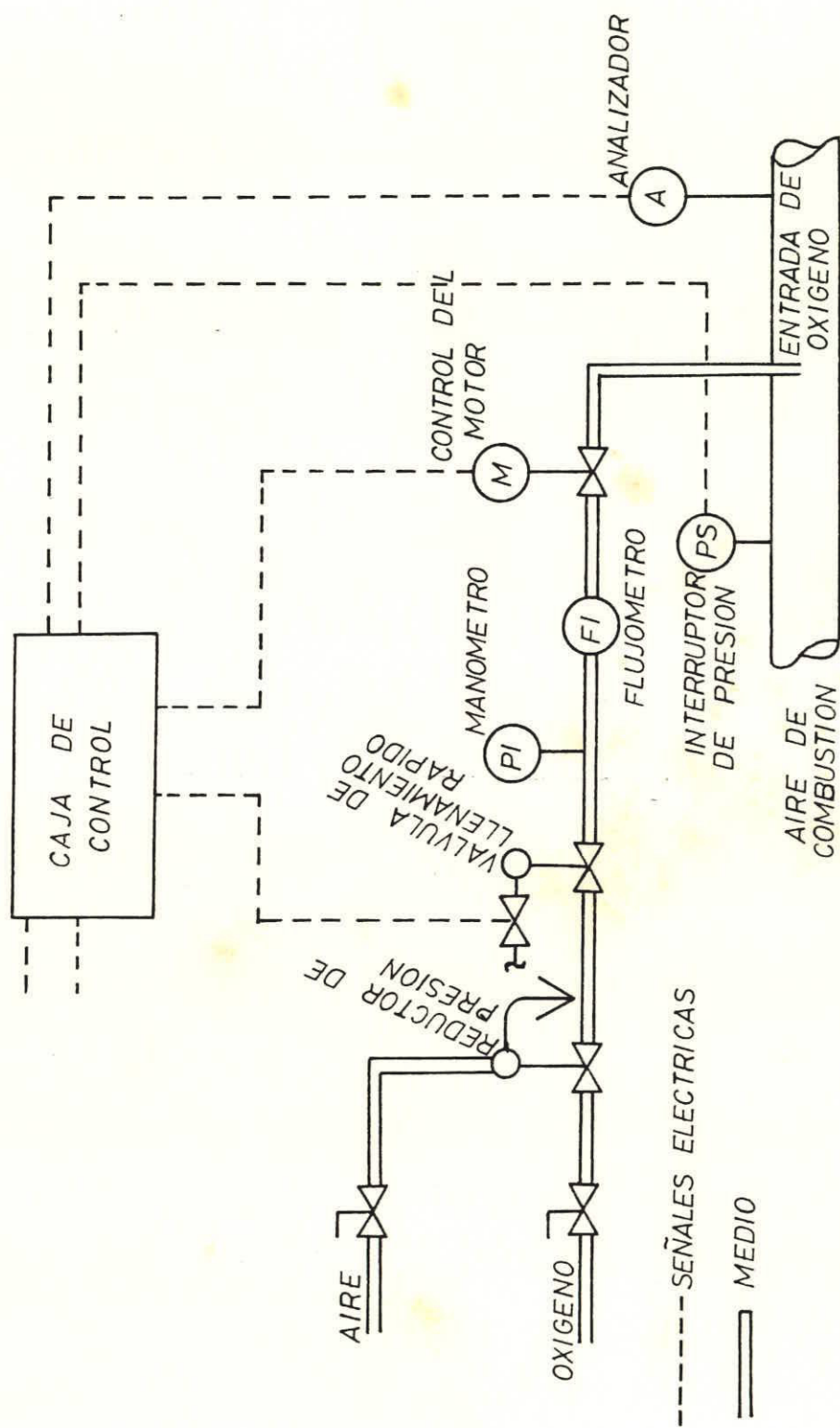


Fig. 2.4. - Diagrama esquemático de un sistema que incorpora un control analizador.

analizador extrae y analiza una muestra, la cual es entonces comparada con un valor fijo dado. La diferencia en la señal es ajustada por un motor controlador, que asegura que se realice la corrección en el contenido.

La figura 2.4, es un diagrama esquemático de un sistema de control de relación. Este sistema es generalmente usado en plantas que ya tienen incorporado un control de relación aire-combustible.

El equipo de seguridad en el sistema puede incluir interruptores de presión que sensan la presión del aire de combustión y del combustible. Si la presión baja de un nivel dado, la inyección de oxígeno se detiene. El sistema también incluye un dispositivo para bloquear automáticamente el flujo de oxígeno en el posible caso de una falla de energía. Los sistemas mostrados en las figuras 2.3 y 2.4 son solamente ejemplos. Cada sistema de control puede diseñarse según la conveniencia y condiciones individuales.

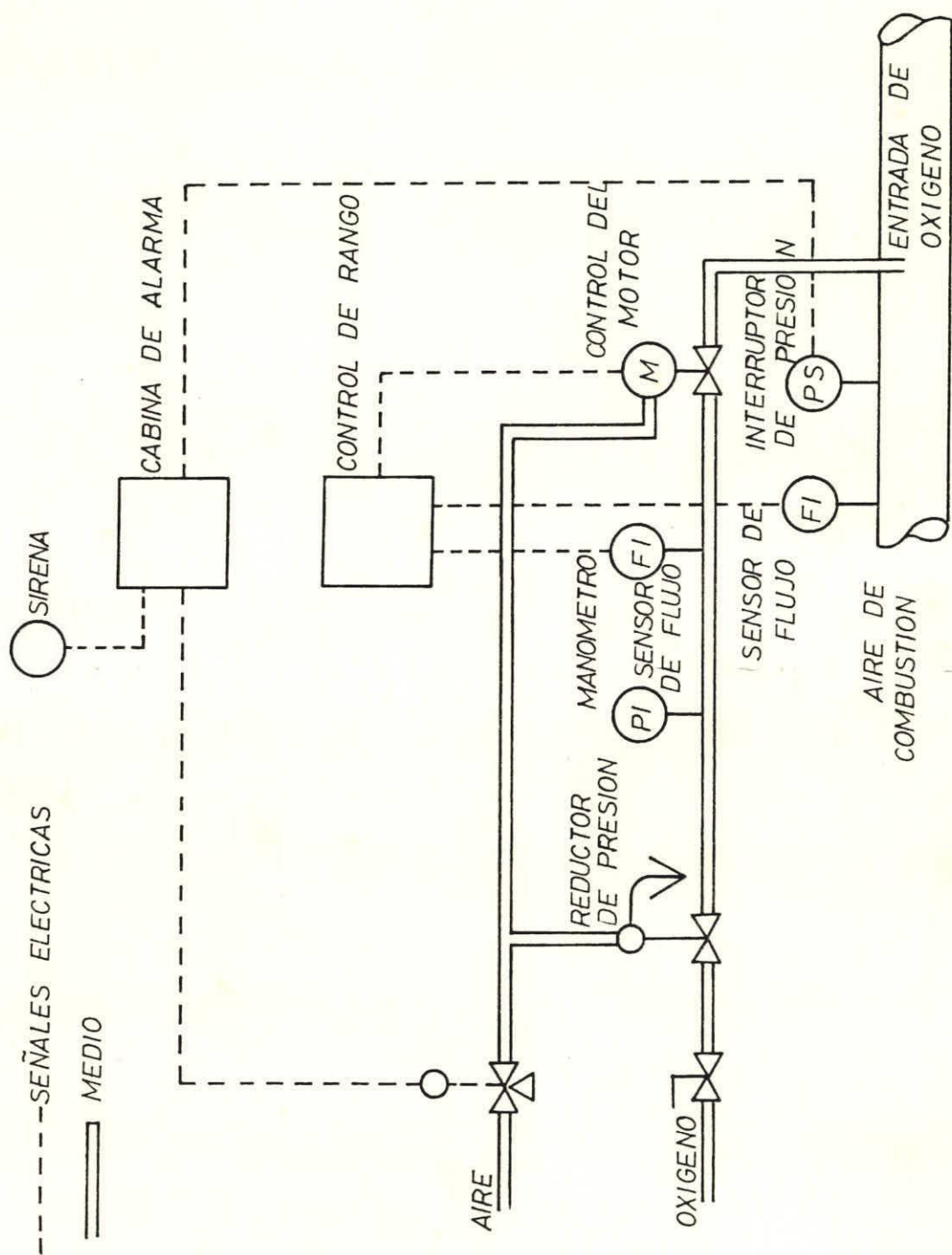


Fig. 2.5.- Diagrama esquemático de un sistema de control de relación. (2)

CAPITULO III

DESCRIPCION DEL EQUIPO EXPERIMENTAL

Para la realización de este trabajo se utilizó el equipo experimental de la ESPOL que está constituido por los siguientes componentes:

- Horno de prueba
- Quemador
- Chimenea
- Sistema de suministro de combustible
- Sistema de suministro de agua
- Sistema de inyección de oxígeno

Cada uno de estos componentes son descritos a continuación, además se darán detalles de algunos instrumentos de medición utilizados.

3.1. CARACTERISTICAS DEL HORNO (8)

El horno para pruebas de combustibles de la ESPOL está constituido por:

- a) Una cámara o túnel de combustión de 13.5" de ancho y 11.6" de alto. La profundidad o largo del túnel es de 54", con lo cual se forma una celda muy representativa de condiciones reales, como hornos de vidrio, laminación, etc.
- Las paredes laterales están hechas de dos tabiques, uno de ladrillo refractario pesado (arcilla refractaria) de 2.5" de ancho y otro de piedra pomez con juntas de arcilla refractaria,

en una proporción aproximada de 75 y 25% respectivamente de 2" de ancho dando un espesor de pared de 4.5".

El techo y el piso están contruidos de ladrillo de cubilote o "bloque #6 de 9" para cubilote.

- b) Un banco de tubos de agua por el que circula agua a calentarse, simulando la carga del horno.

Estos tubos han sido colocados a lo largo del horno a una distancia de 4.5" entre centros, en dos hileras de diez tubos cada una a fin de aprovechar al máximo el poder calorífico del combustible.

Vistas posterior y lateral del horno se muestran en las figuras 3.1. y 3.2 respectivamente.

3.2. CARACTERISTICAS DEL QUEMADOR (8)

El quemador utilizado en el desarrollo de esta tesis es un quemador doméstico de 3 GPH a diesel tipo cañón atomizado por alta presión, el mismo que consta principalmente de una bomba, ventilador y atomizador.

Bomba que generalmente opera a 100 psi. Atomizador con ángulo de SPRAY que puede ser 30°, 45°, 60° y 80°; con un tamaño de gotas de 0.0051 cm a 0.0254 cm de diámetro, dando una superficie de alrededor de 4451604 cm² por galón.

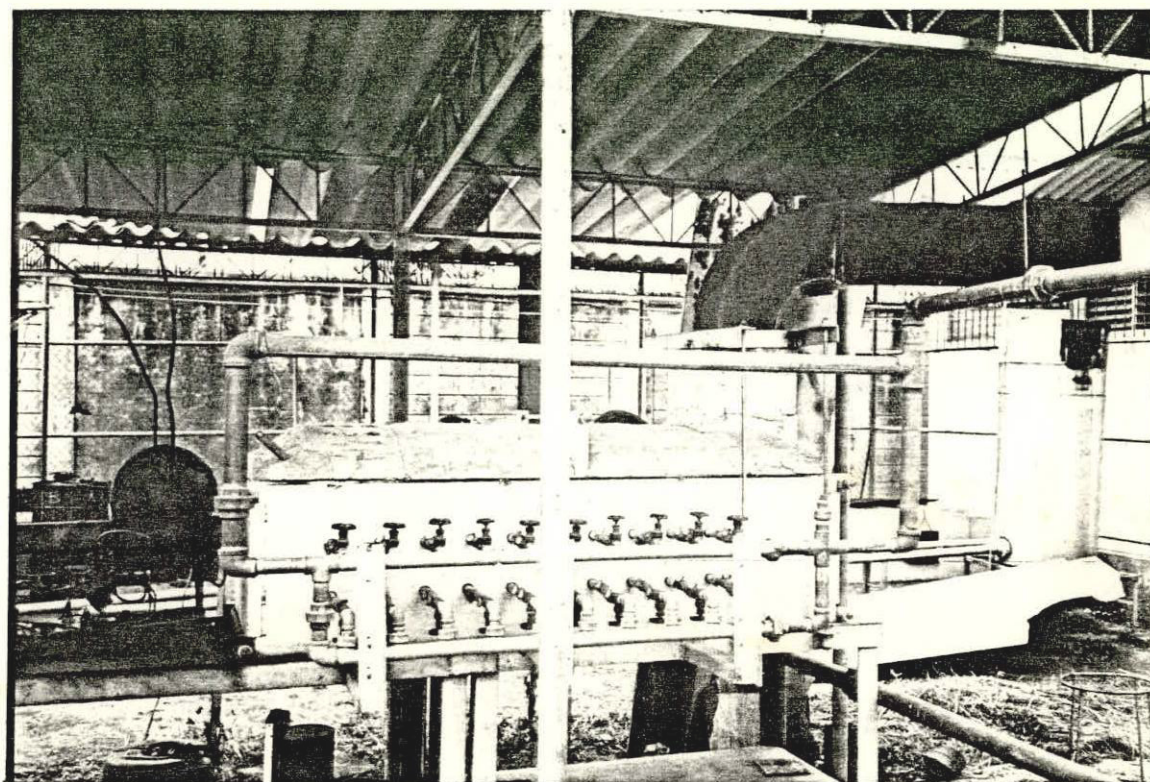


Figura 3.2.- Vista lateral del horno

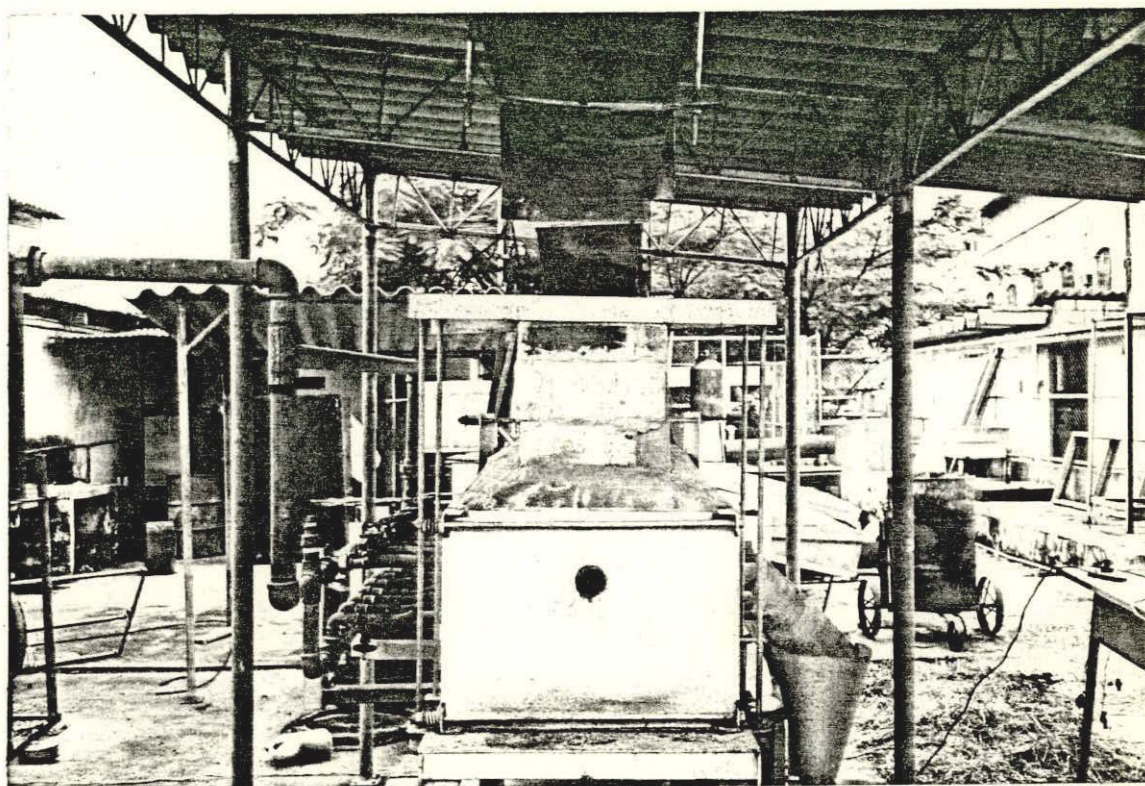


Figura 3.1.- Vista posterior del horno

Mayores detalles del quemador pueden observarse en las figuras 3.3 y 3.4.

3.3. CARACTERISTICAS DEL COMBUSTIBLE

El combustible utilizado fue diesel el cual tiene las siguientes características proporcionadas por CEPE:

Graved. especif. a 60°F	0.85
Punto de inflamación (°F)	110
Poder calorif. superior (BTU/lb)	19588
Poder calorif. inferior (BTU/lb)	18432
Número de cetano	40
Temperatura de destil. (°F)	603
Carbón (%)	85.2
Hidrógeno (%)	13.3
Azufre (%)	1.3
Grado API	35

3.4. EQUIPO ADICIONAL

3.4.1. CHIMENEA

La chimenea consta de dos tramos, uno vertical, de anillo refractario hasta una altura de 7.2' en relación al piso, formando un ducto de sección transversal de 7" de lado (en su interior) y otro tramo horizontal de plancha negra de 1/16" de sección cuadrada de 7" de lado, dando un tiro efectivo de 0.0134 pulgadas de agua.

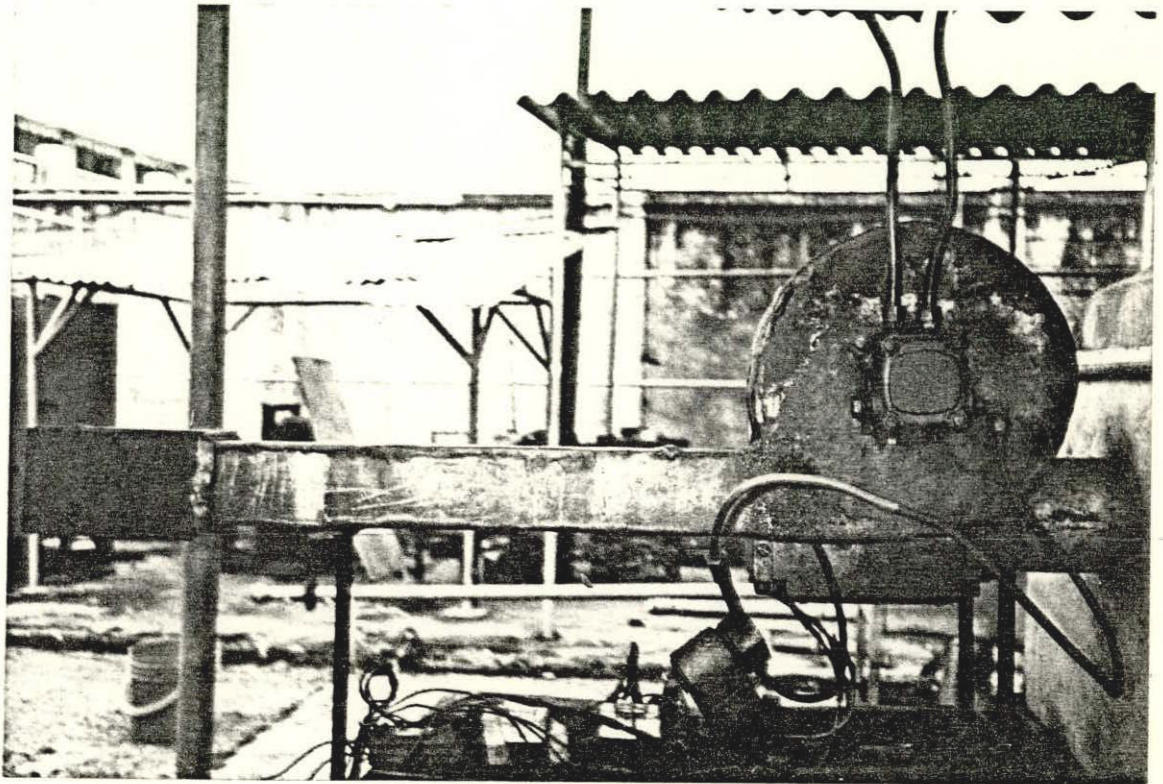


Fig. 3.3.- Vista lateral del quemador.

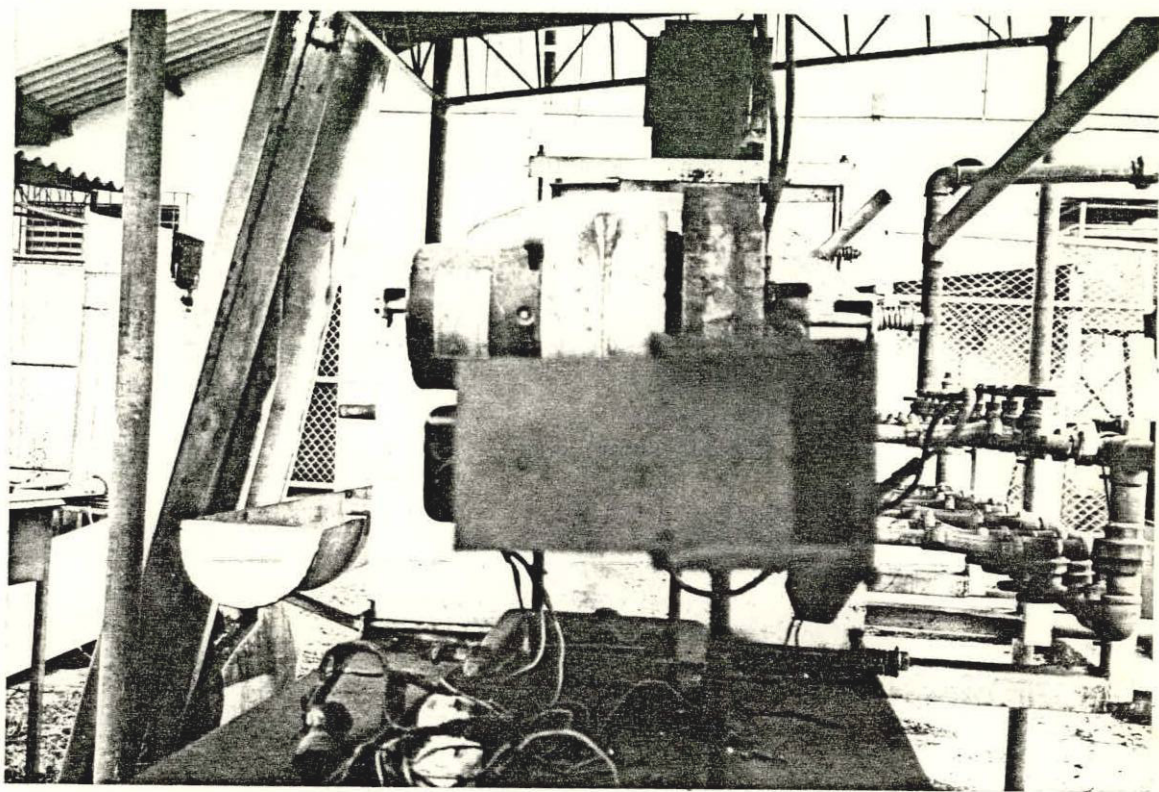


Fig. 3.4.- Vista frontal del quemador.

3.4.2. SUMINISTRO DE COMBUSTIBLE

El suministro de combustible se realiza desde una torre de 7.2' de alto donde se encuentra un depósito con visor de nivel para una capacidad de 66 galones. La bomba de combustible opera a una presión de 100 Psi, existiendo una línea de alimentación y otra de retorno.

3.4.3. SUMINISTRO DE AGUA

El suministro de agua consta de un tanque calibrador de presión de 60 galones, un sistema de carga como se indica en la figura 3.5 y un tanque recolector con capacidad de 60 galones. El agua se distribuye a través del banco de tubos explicado anteriormente, el sistema de entrada y salida de agua en el horno puede ser apreciado en la figura 3.1.

3.4.4. INSTRUMENTOS DE MEDICION

Entre los instrumentos de medición más importantes utilizados en la realización de este trabajo están los siguientes:

Analizador de Orsat, se lo utilizó para realizar el análisis de los gases de combustión, determinándose la concentración existente de dióxido de carbono (CO_2),

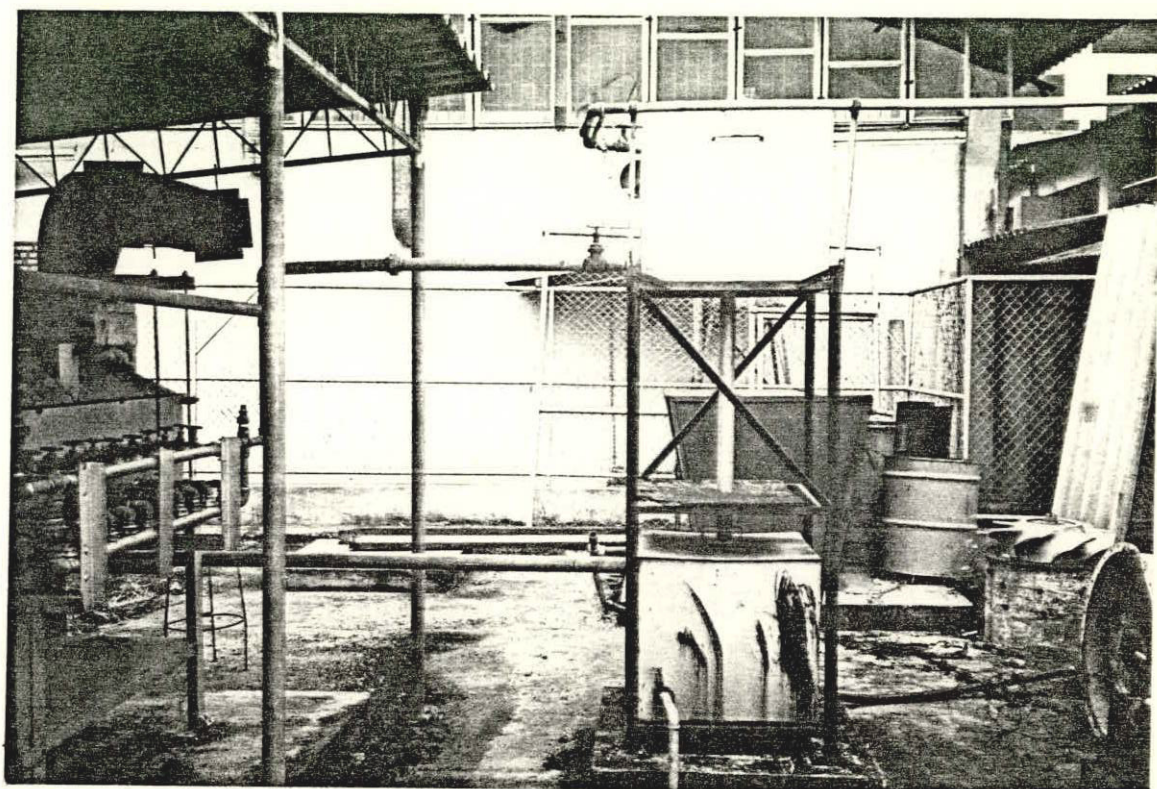


Fig. 3.5.- Suministro de agua.

- Oxígeno (O_2) y monóxido de carbono (CO). El error de este analizador es menor al 1 por ciento, cuando la muestra de gases es tomada correctamente, este analizador se muestra en la figura 3.6.

Velocímetro de gases, este velocímetro se utilizó para obtener el flujo másico de aire para diferentes porciones de la compuerta de entrada de aire, mayores detalles se aprecian en la figura 3.7. Velocímetro marca TSI con tres escalas: 0-600, 500-2500-2000-6000 pies por minuto respectivamente.

Termómetros de mercurio, con una escala de 0-212 °F, utilizados para obtener la temperatura del agua que circula por el banco de tubos.

Termocuplas y selector de temperatura, las termocuplas utilizadas son de tipo K que tienen un rango de temperatura de hasta 2500 °F, estos instrumentos se utilizaron para obtener la temperatura de los gases a lo largo del horno. En la figura 3.8, se muestra el termómetro para termocuplas tipo K usado en este trabajo.

3.5. EQUIPO DE INYECCION DE OXIGENO

El suministro de oxígeno se lo hace desde dos

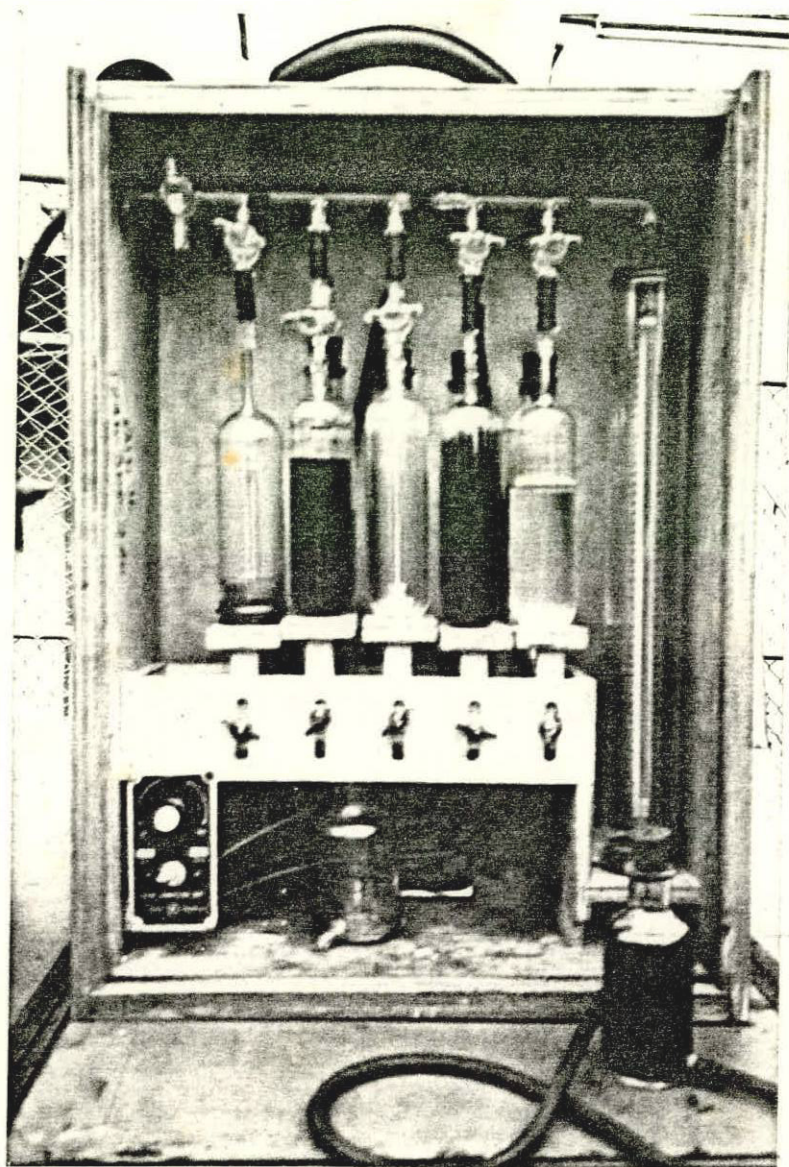


Fig. 3.6.- Analizador de Orsat.

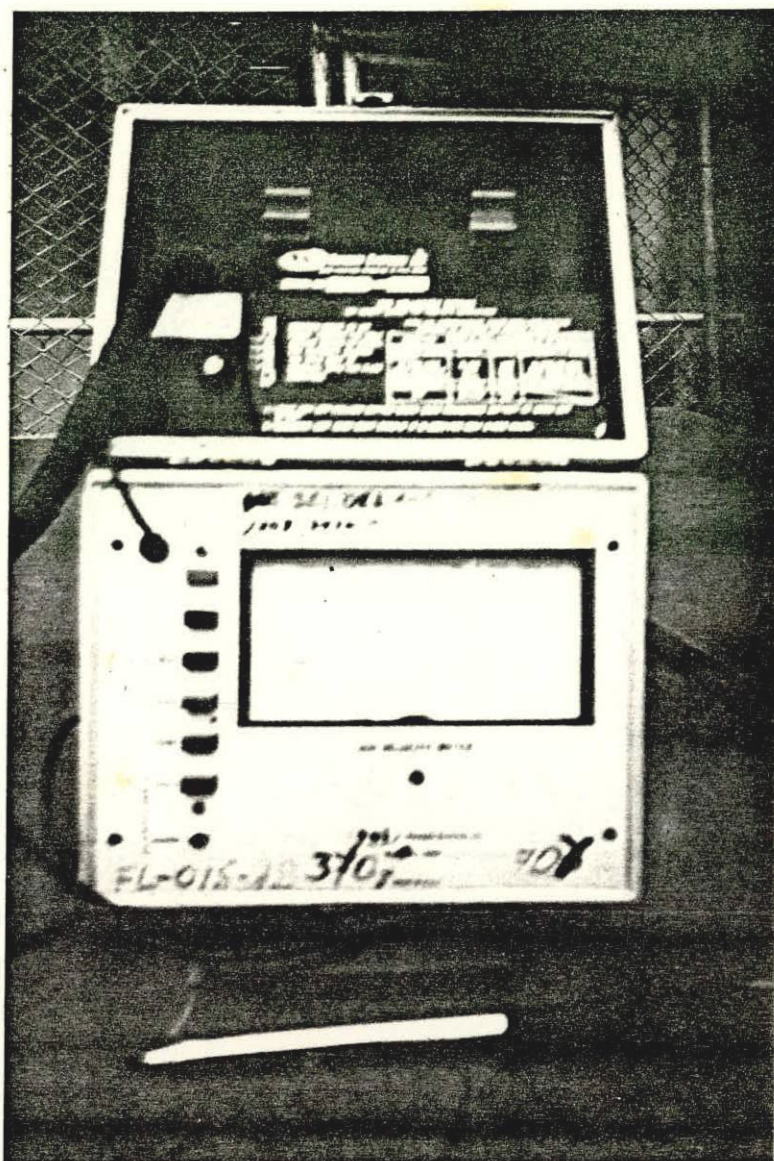


Fig. 3.7.- Velocímetro de gases.



Fig. 3.8.- Termómetro digital para termocupla tipo K.

tanques, con capacidad de 6 metros cúbicos, hasta el quemador mediante una boquilla, como se indica en la figura 3.9.

El oxígeno es inyectado directamente en el aire de combustión antes de llegar a la boca del quemador, a una distancia de ésta que permita una mezcla íntima del aire con el oxígeno puro.

Mayores detalles se pueden apreciar en la figura 3.10.

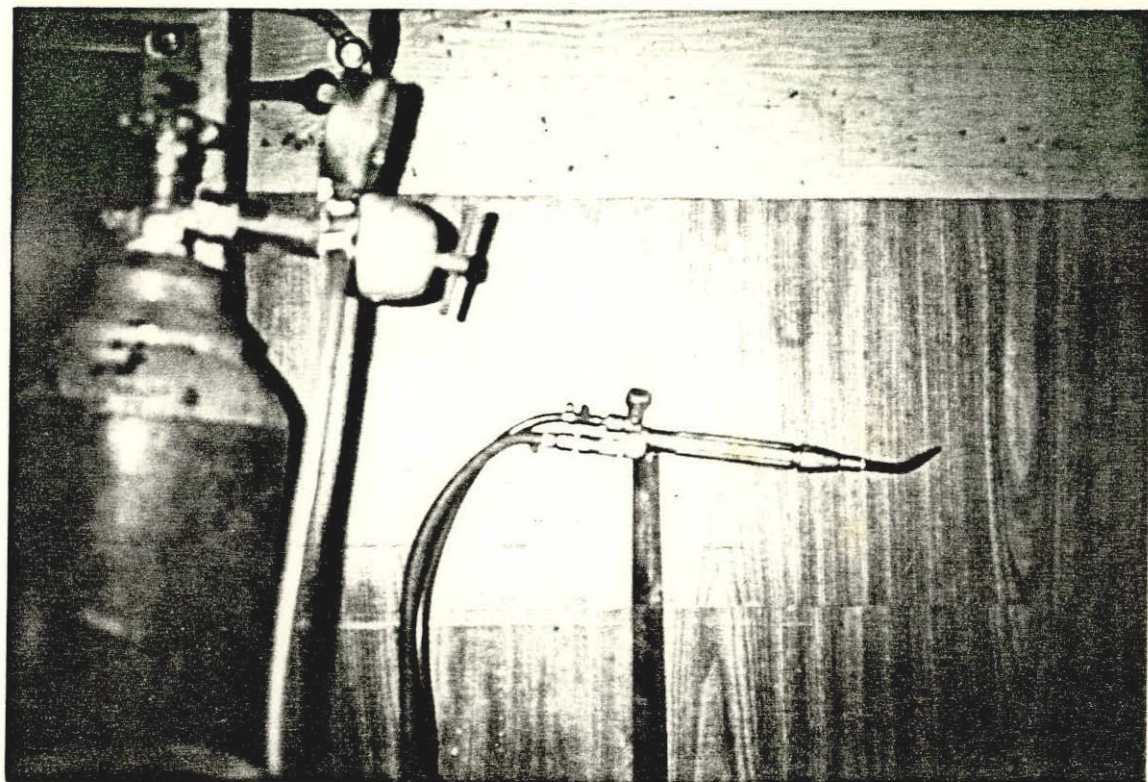


Fig. 3.9.- Suministro de oxígeno.

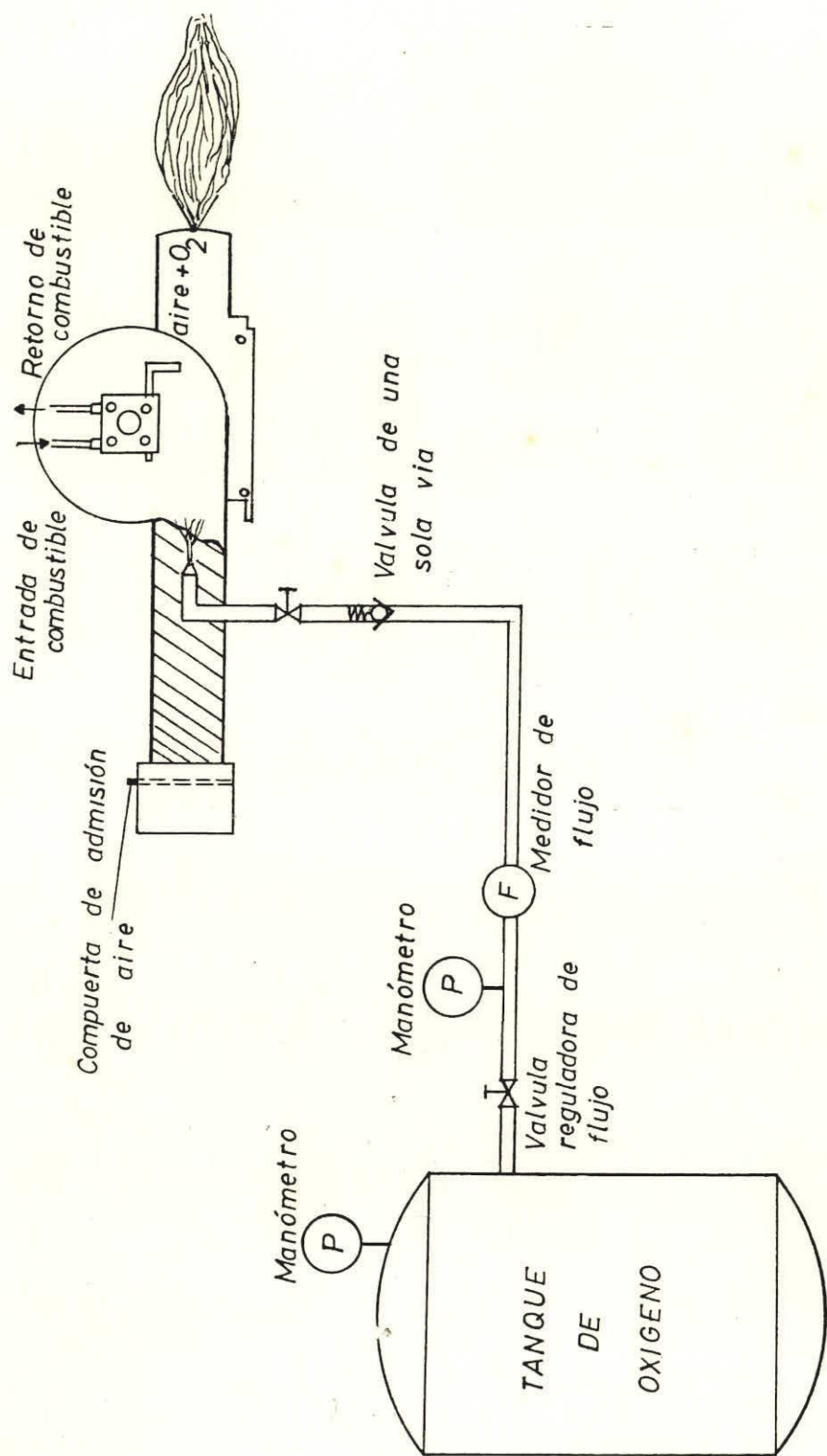


Fig. 3.10.- Diagrama del sistema de inyección de oxígeno.

CAPITULO IV

PRUEBAS EXPERIMENTALES

4.1. DETERMINACION DE LA RELACION OPTIMA AIRE-COMBUSTIBLE DEL HORNO EXPERIMENTAL TRABAJANDO A PLENA CARGA.

La relación aire-combustible óptima se obtiene cuando las pérdidas por combustión incompleta y calor sensible son mínimas.

A fin de obtener esta relación óptima, es necesario realizar un análisis del proceso de combustión para diferentes relaciones aire-combustible. Debido a que el flujo de combustible es constante e igual a 1.75 galones/hora, se varía el flujo másico de aire.

Las muestras de gases se obtienen una vez que el horno se encuentra trabajando en régimen estable en intervalos de 20 minutos aproximadamente y son analizadas con ayuda del analizador de Orsat. Los resultados obtenidos son los siguientes:

Nivel de apertura (cm)	2.5	2.8	3.0	4.0	5.0	6.0	7.0
CO ₂ (%)	12.2	11.9	10.8	10.3	10.3	10.1	10.0
O ₂ (%)	3.9	4.8	6.2	6.8	6.8	7.2	7.4
CO (%)	0.3	0.0	0.2	0.2	0.0	0.0	0.0

Tabla 4.1.- Resultados de análisis de Orsat para diferentes aperturas de entrada de aire.

Nótese que el análisis se realizó desde un nivel 2.5, debido a que en un nivel menor los gases de escape eran negros, propios de una combustión

incompleta, razón por lo cual se obvio su análisis. De los resultados obtenidos se desprende que el nivel 2.8, es el que tiene mejores condiciones de combustión con 11.9% de dióxido de carbono, 4.8% de oxígeno y 0% de monóxido de carbono.

En el diagrama de Ostwald obtenido a partir de los datos del análisis del combustible (apéndice B), se han localizado los diferentes puntos de operación, a fin de constatar los resultados del analizador de Orsat.

Con los datos del nivel 2.8, se pueden balancear las ecuaciones químicas correspondientes (apéndice B) y obtener la razón aire-combustible real, el porcentaje de exceso de aire y el flujo másico de aire real.

Razón aire/combustible real $(a/c)_{real} = 18.1$

Exceso de aire (EA) = 25%

Flujo másico de aire real $(m_a)_{real} = 3.83 \text{ lb/min}$

4.1.1. DETERMINACION DEL FLUJO DE AIRE A LA ENTRADA DEL QUEMADOR.

La entrada del quemador consta de un túnel cuadrado de 7 cms de lado al cual se le adaptó una rejilla graduada desde un nivel cero (totalmente cerrada) hasta un nivel 7 (totalmente abierta).

La medición del flujo de aire se realizó en base a la información obtenida de la

- referencia 7 y utilizando un velocímetro para gases se obtiene la curva de flujo másico (m) Vs. nivel de apertura (n). Figura 4.1.

4.1.2. DETERMINACION DE LA CANTIDAD DE OXIGENO A INCREMENTARSE PARA DIFERENTES PORCENTAJES DE OXIGENO EN EL AIRE DE COMBUSTION.

Si se conoce el flujo másico de aire real y además que este aire contiene 21% de oxígeno, se concluye que el flujo másico de oxígeno necesario para la combustión óptima es de 0.804 lb/min.

Luego, valiéndose de la figura 4.1, y determinando la cantidad de oxígeno necesaria para el proceso, se pueden obtener los flujos necesarios de oxígeno puro (m_{ox}) y de aire enriquecido (m_{ae}) para diferentes porcentajes de oxígeno en el aire de combustión.

Estos valores se dan en la tabla 4.2.

Porcentaje de oxígeno en el aire	Nivel de apertura de aire	m_a lb/min	m_{ox} lb/min	m_{ae} lb/min
21	2.8	3.83	0.00	3.83
23	2.3	3.43	0.0837	3.51
25	1.7	3.08	0.157	3.23
27	1.2	2.77	0.2223	2.99
29	0.5	2.47	0.2853	2.76

Tabla 4.2.- Flujos de oxígeno puro y de aire enriquecido para distintos porcentajes de oxígeno en el aire.

A partir de esta tabla se pueden realizar los

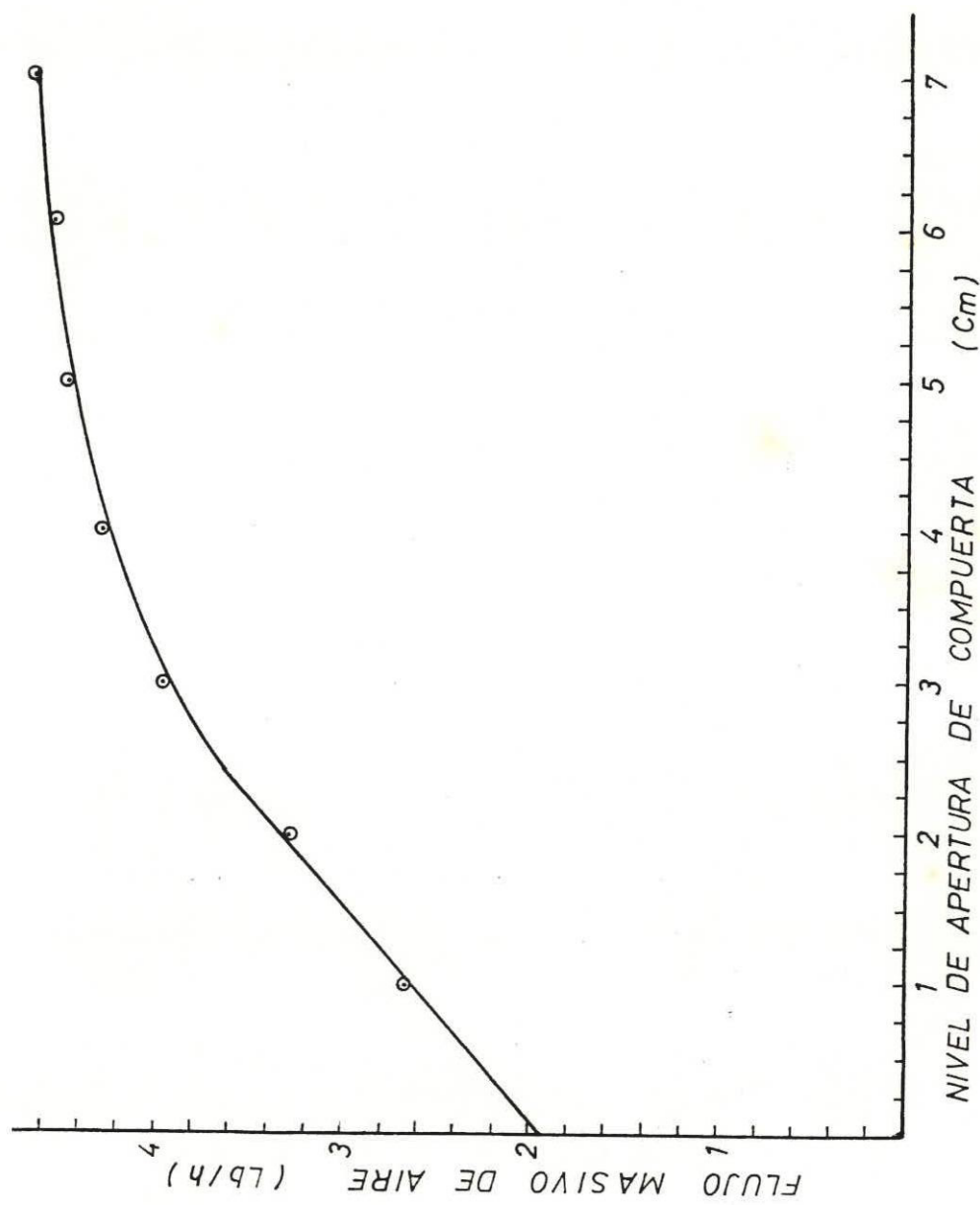


Fig. 4.1.-- Flujo másico Vs. Nivel de apertura..

análisis de los procesos de combustión para diferentes porcentajes de oxígeno en el aire de combustión utilizando el analizador de Orsat, las muestras de gases fueron tomadas una vez que el horno alcanzó régimen estable un promedio de cuatro veces para cada porcentaje a fin de que los resultados obtenidos sean confiables. Estos resultados son mostrados en la tabla 4.3.

Porcentaje de oxígeno en el aire (cm)	% CO ₂	% O ₂	% CO
21	11.9	4.8	0.0
23	13.2	4.8	0.1
25	15.0	4.8	0.1
27	16.8	4.8	0.0
29	18.7	4.8	0.0

Tabla 4.3.- Resultados del análisis de Orsat para diferentes porcentajes de oxígeno en el aire de combustión.

Se pueden verificar estos resultados a través de los diagramas de Ostwald para cada porcentaje de oxígeno en el aire de combustión, además se puede notar como disminuye el porcentaje de exceso de aire a medida que se incrementa el porcentaje de oxígeno en el aire de combustión, estos diagramas se encuentran en el apéndice B. La manera como incrementa el porcentaje de

dióxido de carbono se puede apreciar en la figura 4.2.

4.2. DETERMINACION DE LA EFICIENCIA TERMICA PARA DIFERENTES PORCENTAJES DE OXIGENO EN EL AIRE DE COMBUSTION

4.2.1. TRANSMISION DE CALOR A LA CARGA

La transmisión de calor a la carga se la puede evaluar de dos maneras: midiendo experimentalmente el calor extraído por el agua que es igual al producto del flujo másico de agua (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.

El segundo método se encuentra explicado en el capítulo I, el cálculo del calor a impartir a la carga se efectuará por los dos métodos para el caso de un porcentaje de oxígeno en el aire de combustión de 21 por ciento y para los demás porcentajes por el método experimental por considerarselo bastante confiable.

Los datos están dados en las tablas 1, 2, 3, 4, y 5 del apéndice F, y los resultados en las tablas 6, 7, 8, 9 y 10, para los porcentajes de oxígeno en el aire de 21, 23, 25, 27 y 29 por ciento respectivamente. Ejemplos de cálculos se pueden apreciar en el apéndice C.

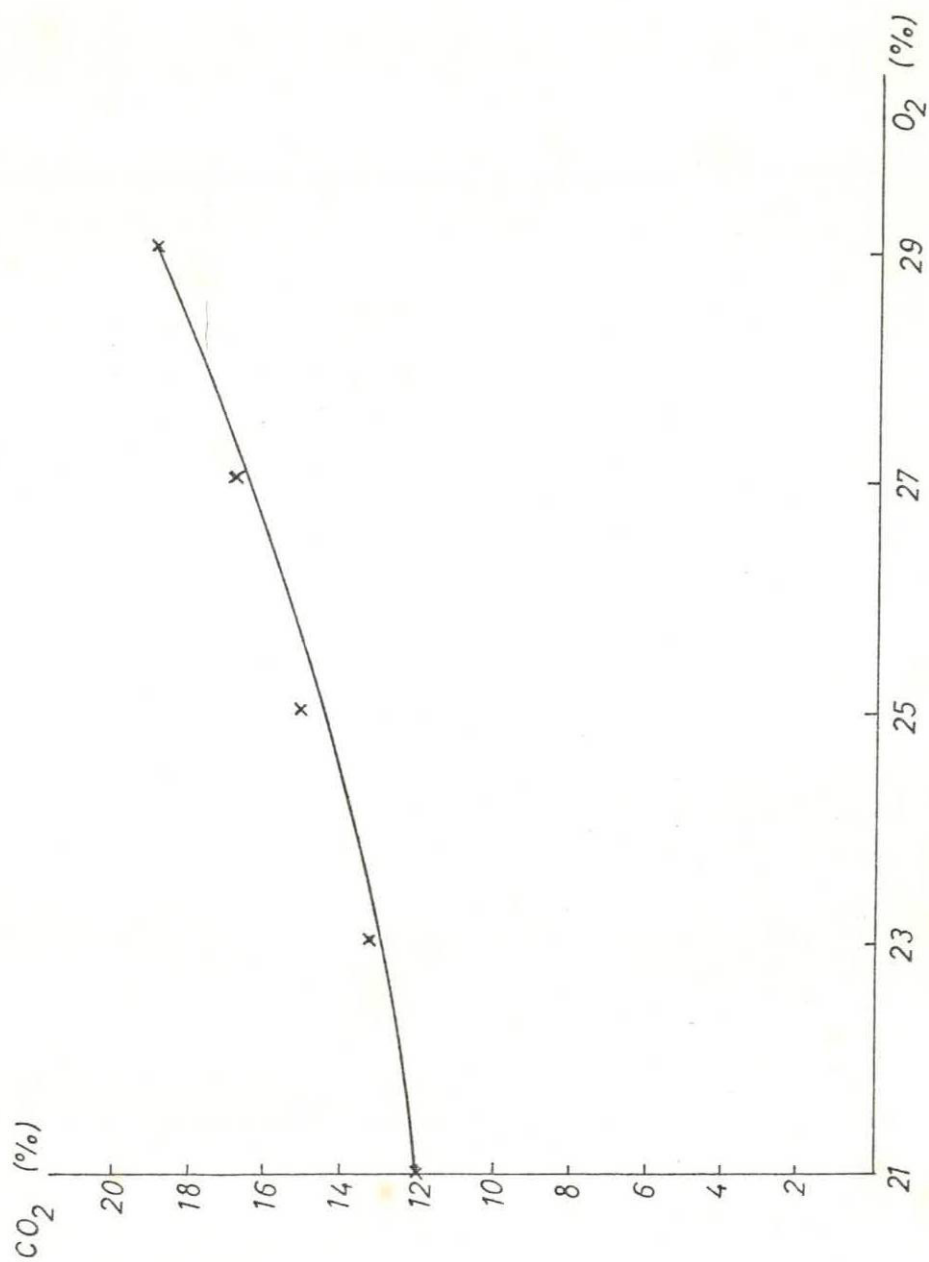


Fig. 4.2.- Incremento del porcentaje de dióxido de carbono respecto al porcentaje de oxígeno en el aire de combustión.

4.2.2. PERDIDAS A TRAVES DE LAS PAREDES LATERALES, TECHO Y PISO.

Las pérdidas de calor a través de las paredes vienen dadas por:

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

$$U_R = \frac{1}{\frac{1}{h_R} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \dots + \frac{1}{h_o}}$$

Cada uno de estos términos y la forma de obtención se encuentran explicados en el capítulo I.

A fin de aclarar el procedimiento de obtención del calor perdido por las paredes, se realiza el cálculo de este para un porcentaje de oxígeno en el aire de combustión de 21%. Este cálculo se encuentra en el apéndice D, es necesario anotar que para obtener dichos términos se necesita asumir una temperatura de gas en el interior del horno, para hacer dicha asunción se tomo en cuenta los valores obtenidos por medio de termocuplas colocadas a lo largo del horno, tomando un valor promedio de estas como el primer dato (ver apéndice I), luego de realizados los cálculos y encontrado los valores de estos términos, se calcula la temperatura del gas, la cual es comparada con

la asumida, si la diferencia entre ellas es menor al 5%, se aceptan estos resultados como válidos, si esta es mayor se repite la iteración con la temperatura encontrada.

Los valores de pérdidas por las paredes para diferentes porcentajes de oxígeno en el aire de combustión se encuentran en las tablas de resultados del apéndice F.

4.2.3. A TRAVES DE LOS PRODUCTOS DE COMBUSTION

La energía que sale en los productos de combustión está dada por:

$$Q_R = m_g C_{pg} (T_g - T_o)$$

donde:

Q_R = Calor perdido en los productos de combustión

m_g = Flujo promedio de gases = $m_a + m_c$

C_{pg} = Calor específico promedio de los gases
= 0.269 BTU/hr-°F

T_g = Temperatura de los gases de salida

T_o = Temperatura ambiente

Los datos para los diferentes porcentajes de oxígeno se encuentran en las tablas 1 a 5 del apéndice F y los resultados obtenidos de Q_R se encuentran en las tablas 6 a 10 del mismo apéndice.

4.2.4. POR COMBUSTION INCOMPLETA

Del análisis de los gases de combustión realizado en el analizador de Orsat se obtuvieron valores cercanos a cero de monóxido de carbono por lo que se puede concluir que las pérdidas por combustión incompleta son despreciables.

4.3. DETERMINACION DE LA EFICIENCIA TERMICA PARA DIFERENTES PORCENTAJES DE OXIGENO EN EL AIRE DE COMBUSTION

La eficiencia térmica está dada por:

$$\eta_t = \frac{Q_g}{m_c H_{R \text{ sup}}}$$

donde:

η_t = Eficiencia térmica

Q_g = Calor cedido a la carga

$H_{R \text{ sup}}$ = Poder calorífico superior del combustible

Los valores de eficiencia térmica se encuentran dados en las tablas de resultados del apéndice F para cada porcentaje de oxígeno en el aire de combustión.

CAPITULO V

RESULTADOS

Una vez realizada las diferentes pruebas de combustión y obtenido los resultados de estas, se procede a evaluar y comparar los resultados de la manera que se realiza a continuación.

Cabe recalcar que para cada una de las pruebas realizadas, el horno permaneció prendido más de tres horas a fin de garantizar la estabilidad del sistema y poder llegar a obtener mediciones confiables.

5.1. DISTRIBUCION DEL CALOR GANADO A TRAVES DE LA CARGA A LO LARGO DEL HORNO

En las figuras 5.1 a 5.5, se han graficado la cantidad de calor extraído por cada tubo respecto a la distancia de ellos al quemador para los diferentes porcentajes de oxígeno en el aire de combustión. Claramente se puede apreciar que independientemente del porcentaje de oxígeno, la zona comprendida entre los tubos 1 y 3 es la de mayor eficiencia térmica, luego empieza a decaer. Mientras mayor es el porcentaje de oxígeno en el aire de combustión, la curva decae más bruscamente conforme avanzan los gases de combustión hacia la chimenea, esto significa que a mayor porcentaje de oxígeno en el aire de combustión, existe una mayor

transferencia de calor en la zona antes referida.

5.2. EFECTO DE LAS PERDIDAS DE CALOR A TRAVES DE LAS PAREDES DEL HORNO.

Las pérdidas de calor a través de las paredes son de gran magnitud y ocupan un gran porcentaje del calor utilizable, esto da una idea de lo importante que resulta una buena selección de material cuando se trata de construir un horno de calentamiento, a fin de que estas pérdidas sean lo menor posible.

A medida que se incrementa el porcentaje de oxígeno, las pérdidas de calor por las paredes aumentan como consecuencia de la mayor temperatura en el interior del horno, pero este aumento no es muy notable.

5.3. EFECTO DE LAS PERDIDAS DE CALOR EN LOS GASES DE ESCAPE

A medida que se incrementa el porcentaje de oxígeno en los gases de combustión, las pérdidas de calor en los gases de escape disminuyen debido a dos razones principales: la primera es que debido al incremento del nivel de oxígeno en el aire, hay una disminución del nivel de nitrógeno, en consecuencia menor será la cantidad de energía absorbida por el nitrógeno que se pierde por la chimenea.

La segunda razón es la disminución de temperatura que experimentan los gases de escape a medida que se incrementa el porcentaje de oxígeno en los gases de

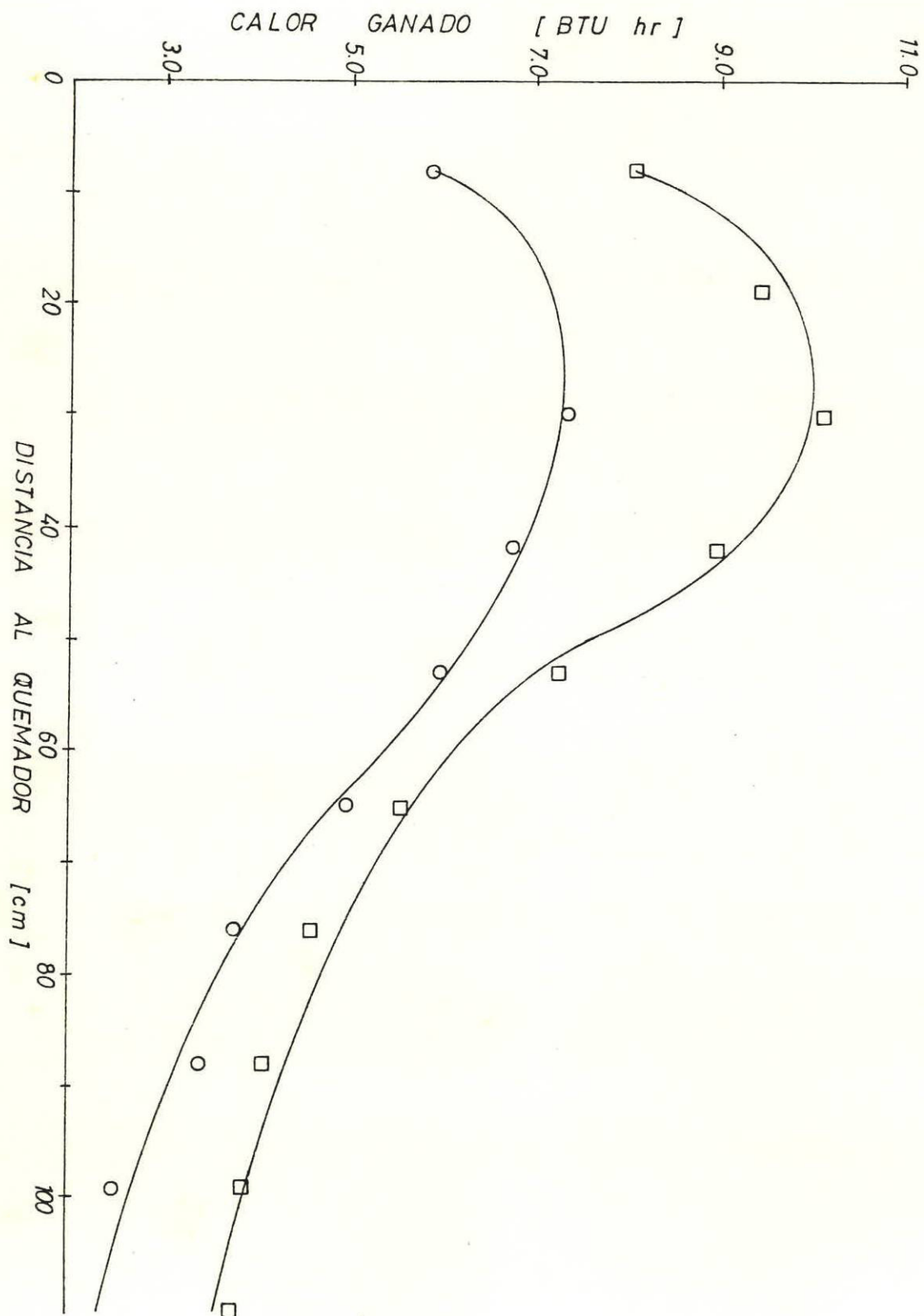


Fig. 5.1.- Cantidad de calor extraído Vs. distancia al quemador para 21% de oxígeno

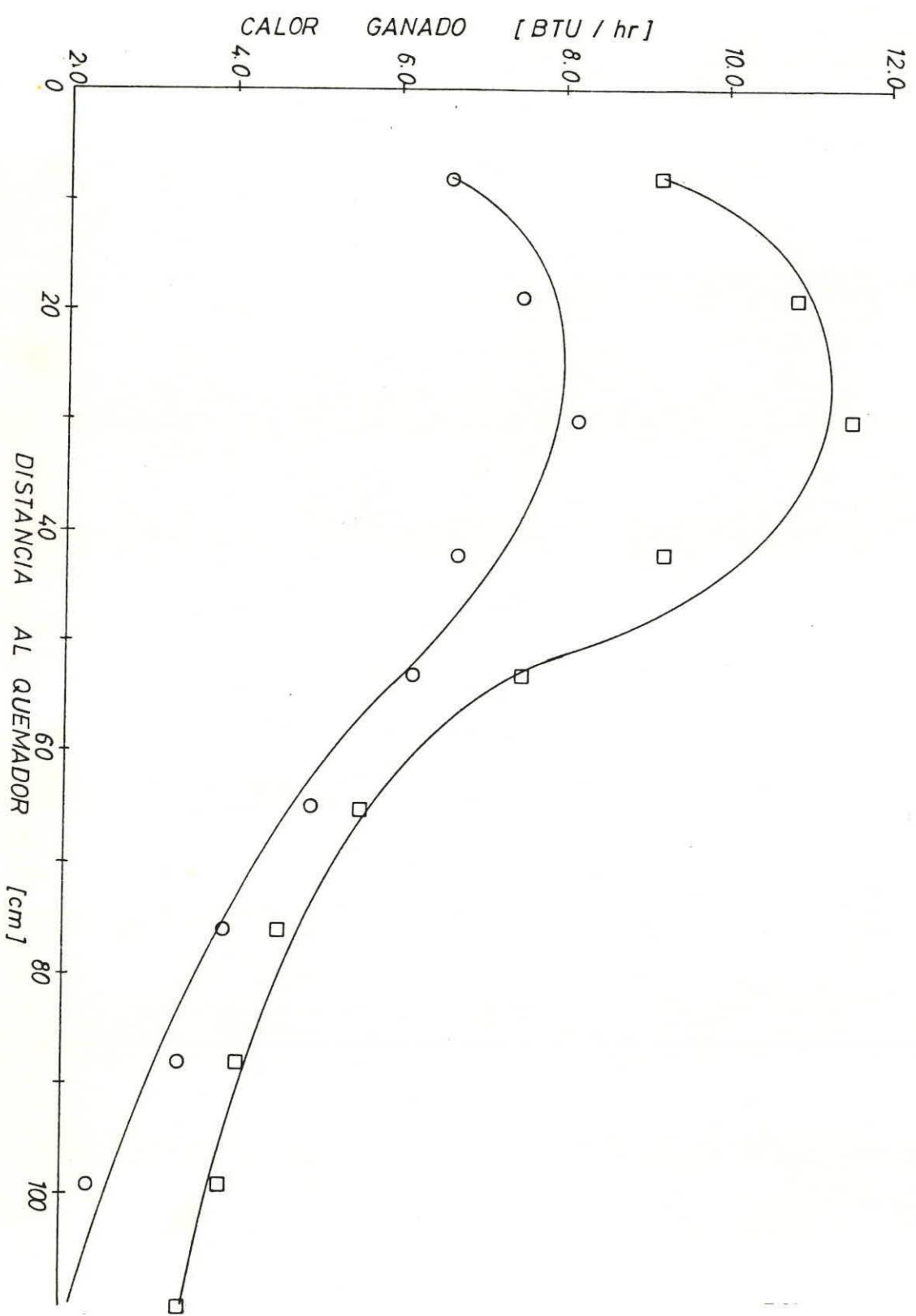


Fig. 5.2.- Cantidad de calor extraido Vs. distancia al quemador para 23% de oxígeno

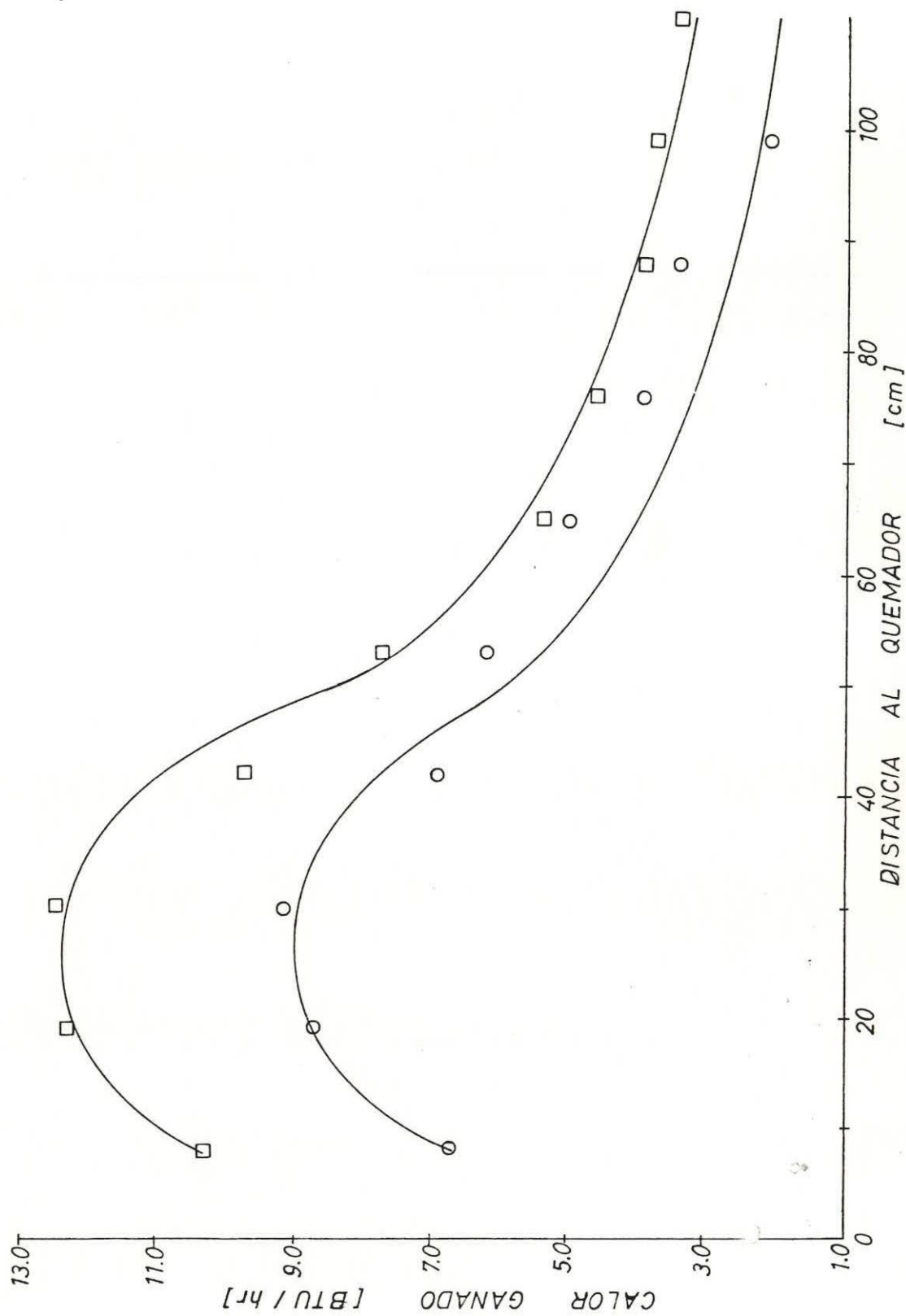


Fig. 5.3.- Cantidad de calor extraído Vs. distancia al quemador para 25% de oxígeno

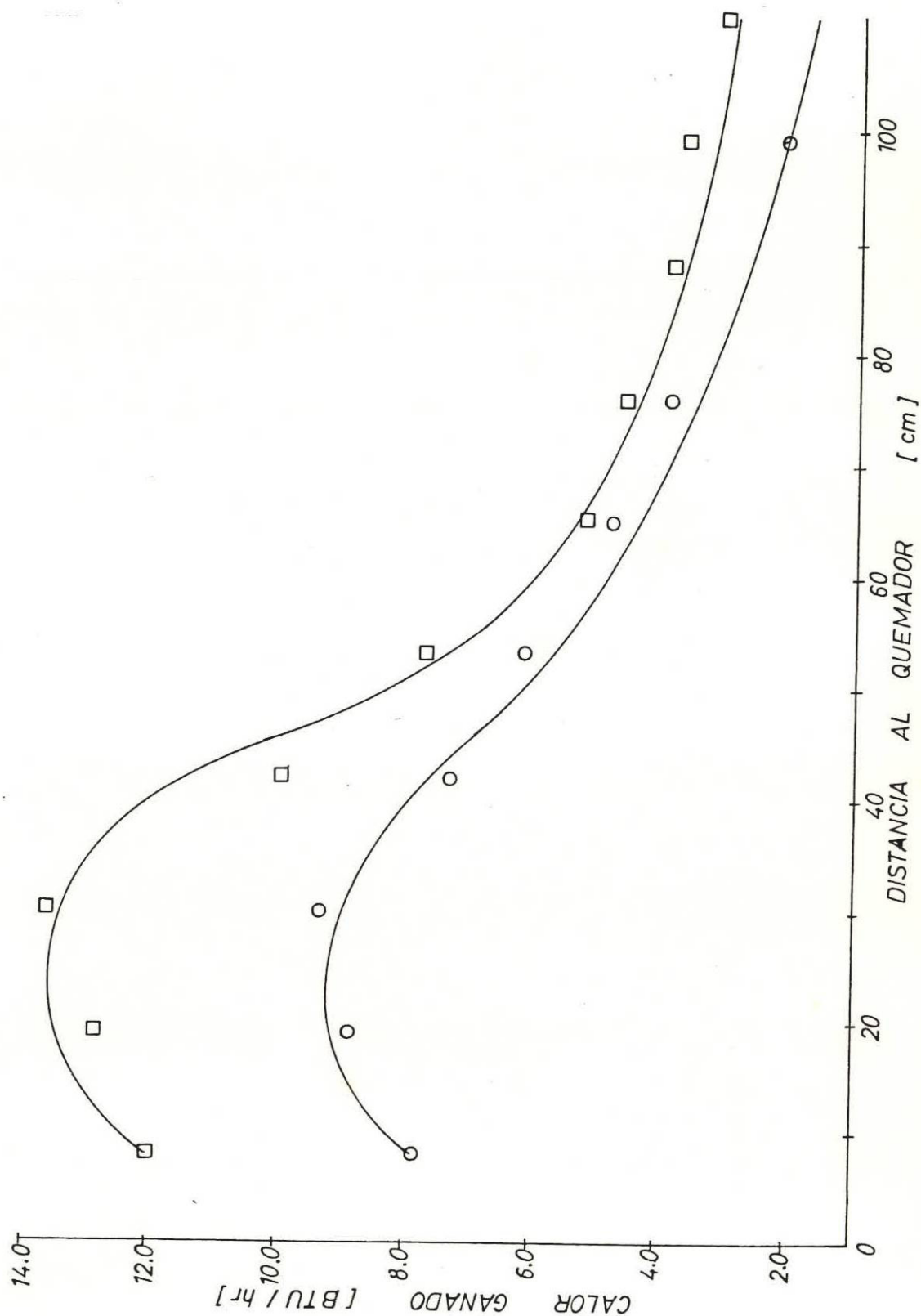


Fig. 5.4.- Cantidad de calor extraído Vs. distancia al quemador para 27% de oxígeno

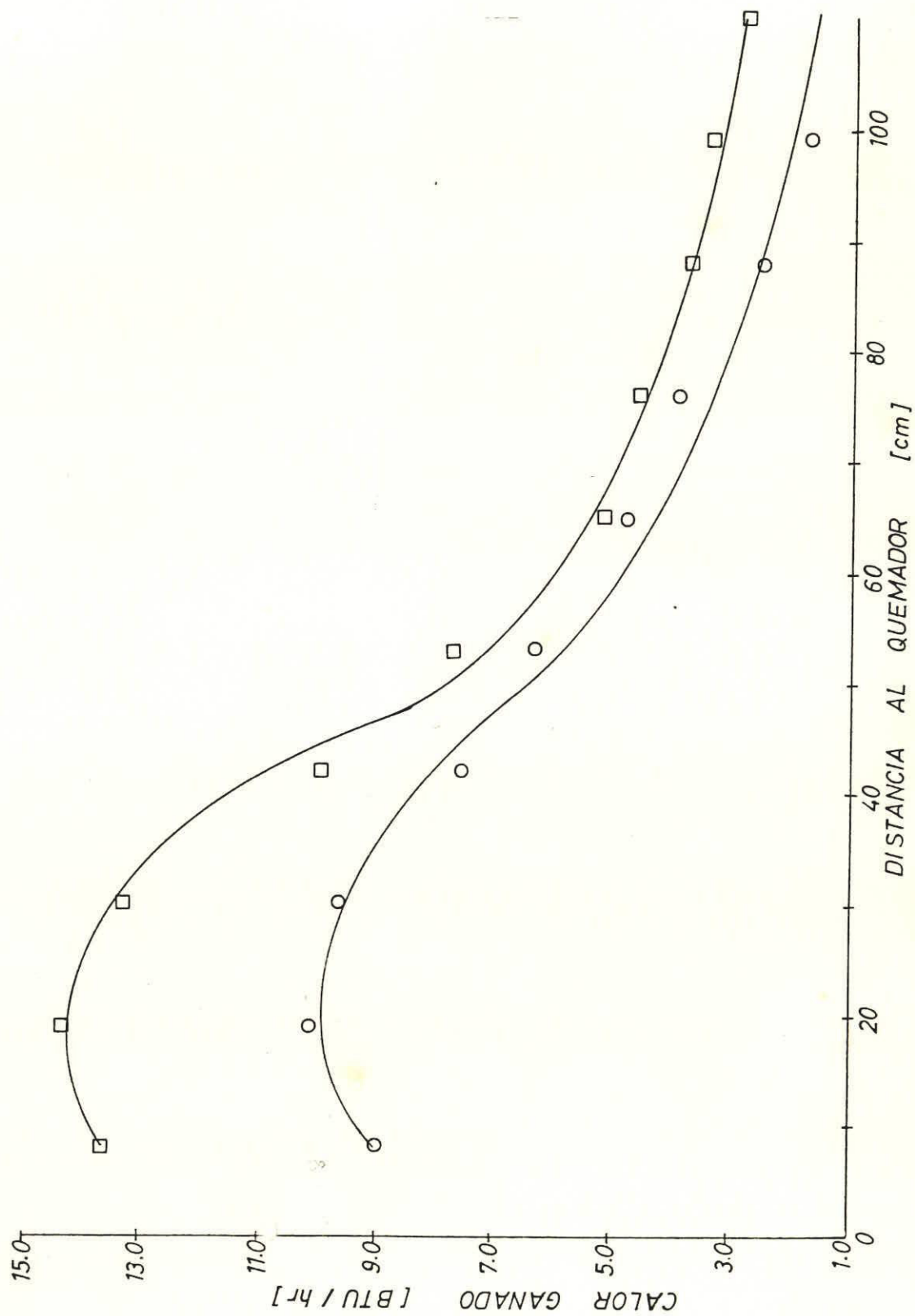


Fig. 5.5.- Cantidad de calor extraído Vs. distancia al quemador para 29% de oxígeno

combustión debido principalmente a que la llama se acorta pero se mantiene clara y brillante por lo que existe una buena transferencia de calor de la llama. En la figura 5.6, se puede observar la variación del calor perdido por los gases de escape a medida que se incrementa el porcentaje de oxígeno en el aire de combustión.

5.4. ANALISIS ENERGETICO DE LA COMBUSTION

Para poder realizar un análisis global desde el punto de vista energético de un proceso de combustión, se utiliza el llamado Diagrama de Sanhey.

El diagrama de Sanhey es un diagrama de flujo de calor en el cual las cantidades de calor en los varios términos de un balance térmico son representados por el ancho de una banda. Ver figura 5.7.

Un balance térmico de un horno es una comparación entre el calor suministrado al horno que para el presente trabajo es la energía química del combustible (poder calorífico) y el calor que sale del horno ya sea por la carga, por los gases de escape (calor sensible), por las paredes, por humedad en los gases, y por otras pérdidas menores que pudiera haber en el proceso.

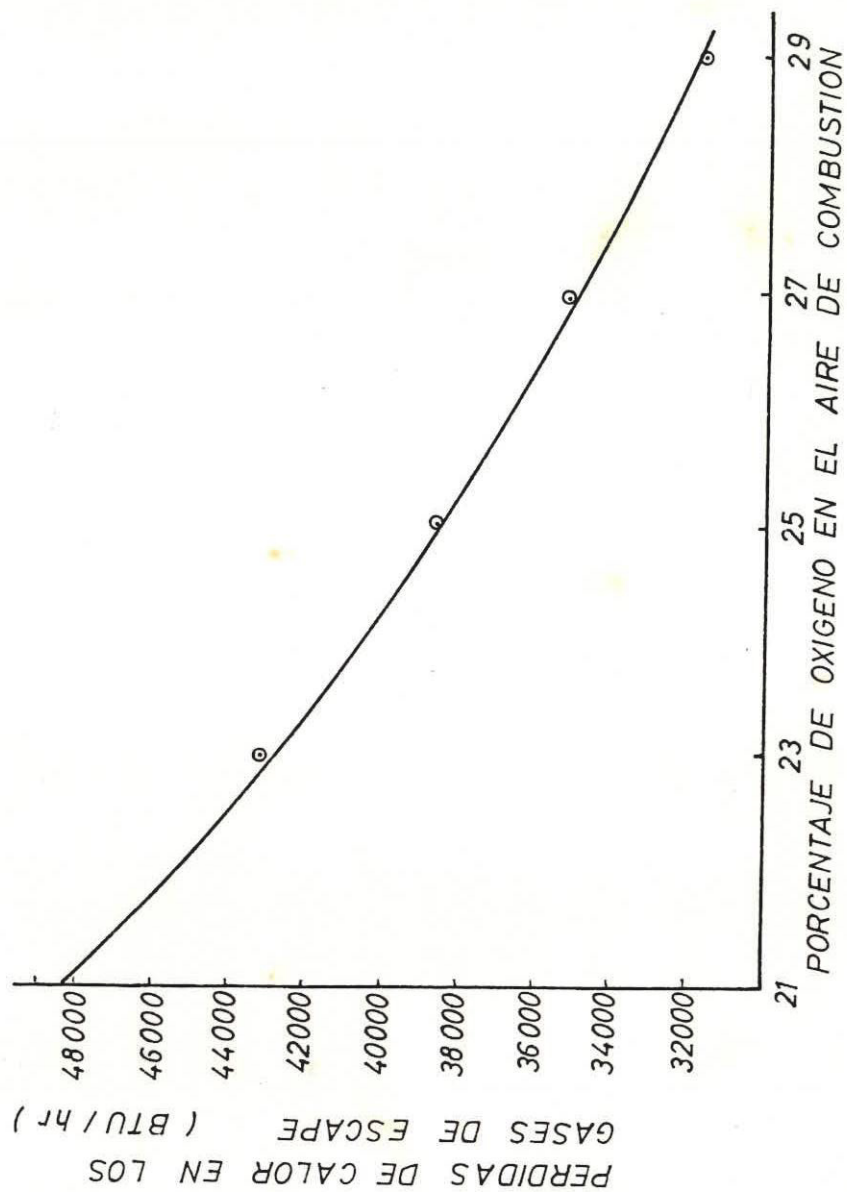


Fig. 5.6.- Variación del calor perdido por los gases de escape a medida que se incrementa el porcentaje de oxígeno en el aire de combustión.

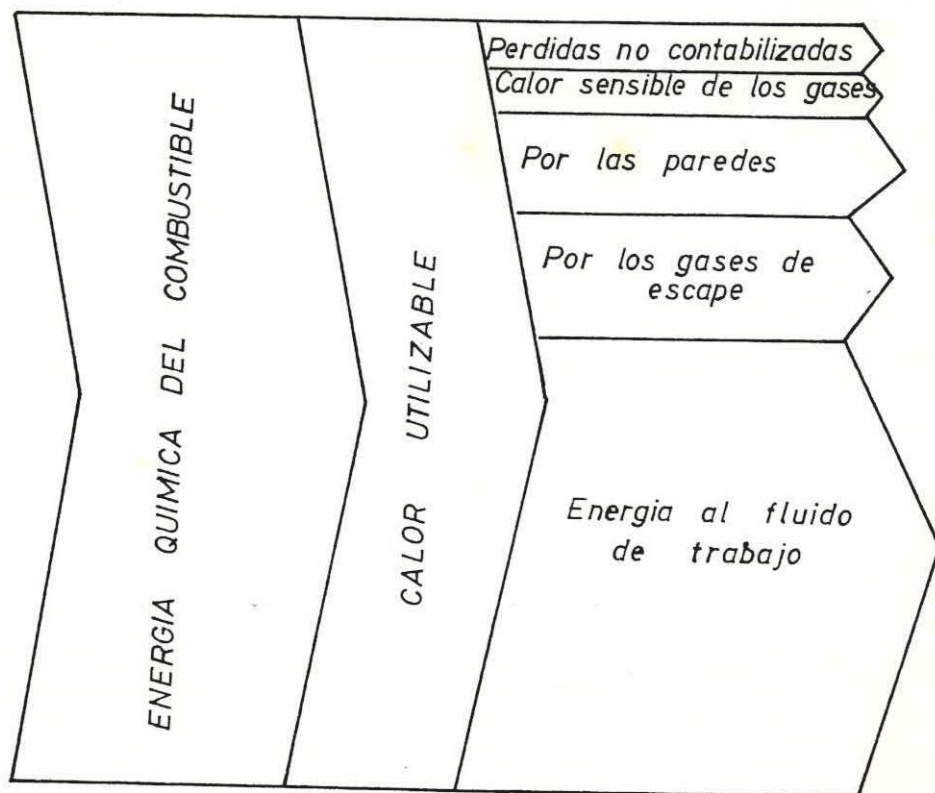


Fig. 5.7.- Diagrama de Sanhey

EFICIENCIA TERMICA

El aumento de la eficiencia térmica a medida que aumenta el porcentaje de oxígeno en el aire de combustión, se debe principalmente a la mayor cantidad de calor extraído por la carga, debido en gran parte a la disminución de la cantidad de aire que fluye por el sistema, lo cual origina una mayor temperatura de llama (apéndice G) y por ende una mayor velocidad de transferencia de calor.

Cabe indicar, que este aumento de eficiencia térmica se va haciendo menos notable a medida que se aumenta el porcentaje de oxígeno en el aire, lo cual se puede apreciar en la figura 5.8.

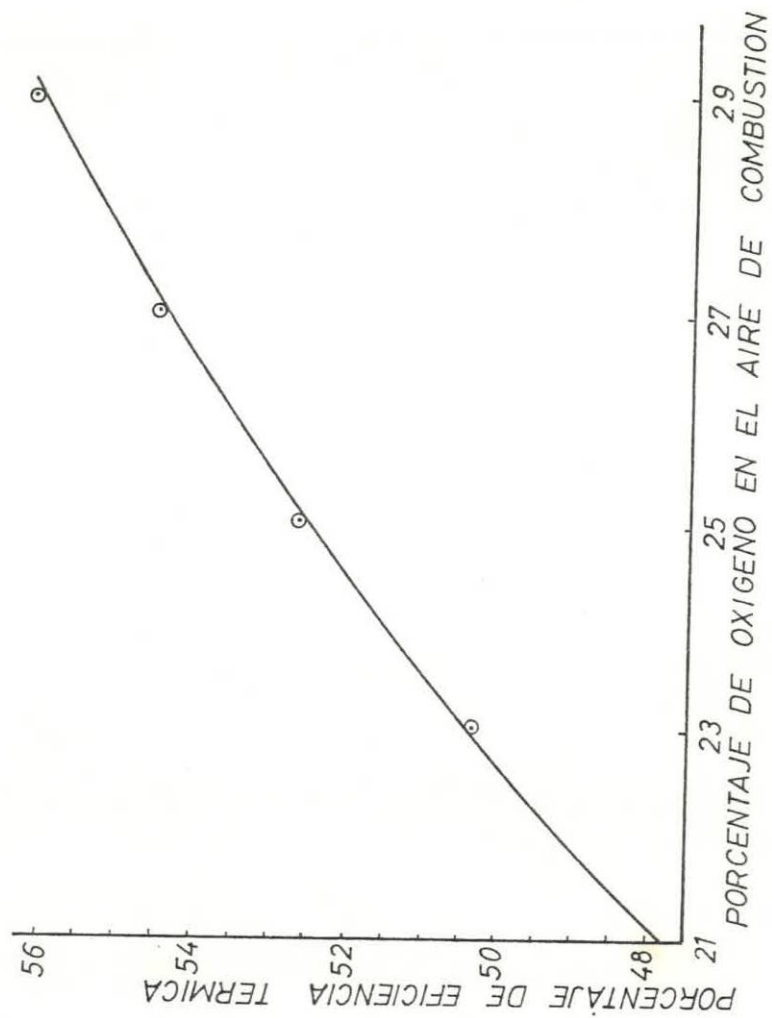


Fig. 5.8.- Variación de la eficiencia térmica.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- El aumento de la eficiencia térmica al utilizar oxígeno en el aire de combustión se debe principalmente al incremento de la temperatura de llama que se consigue así como a la disminución del porcentaje de nitrógeno en el aire, lo cual hace que las pérdidas por los gases de escape sean menores y la temperatura a la que salen estos gases también.
- Existe una pérdida considerable por las paredes del horno, las cuales deben ser minimizadas con una mejor selección del material, pero llegando a un compromiso económico entre el costo del aislamiento y el costo de la energía que se recupera debido a este.
- El aumento de la eficiencia térmica y de la temperatura de llama constituyen las mayores ventajas de la inyección de oxígeno en el aire de combustión, ya que ello se traduce en un incremento de producción debido a una mayor velocidad de transferencia de calor y una disminución del consumo de combustible. Otra de las ventajas existentes en la utilización de esta técnica a nivel industrial constituye las pocas modificaciones que habrían que llevar a cabo para la inyección del oxígeno en el aire de combustión en el sistema de calentamiento.
- El mayor inconveniente para el uso de esta técnica en nuestro país es el elevado costo del oxígeno. En países más industrializados que el nuestro, donde la

producción de oxígeno no es tan costosa y el precio del combustible es muy elevado debido quizás a la poca existencia de reservas hidrocarburíferas, se utiliza esta técnica con relativo éxito.

- Esta técnica de combustión lo que persigue es el aprovechamiento máximo del poder calorífico del combustible, por lo que se podría considerar su utilidad para el futuro donde las reservas hidrocarburíferas serán limitadas, por ende el precio del combustible será mayor y el del oxígeno posiblemente no varíe apreciablemente debido a que su obtención se hará con técnicas más avanzadas que abaratan su producción.
- Los resultados y las pruebas realizadas en la presente tesis podrían servir de guía para pruebas que se pudieran realizar con esta técnica en otros combustibles sean estos sólidos, líquidos o gaseosos.

APENDICE A

METODO NUMERICO PARA CONDUCCION DE CALOR EN ESTADO INESTABLE.

El método numérico es utilizado para obtener valores precisos de las variaciones de temperatura en una pared plana. El método numérico es especialmente conveniente cuando se dispone de una computadora digital de alta velocidad, en virtud de que los pasos involucrados en una solución numérica pueden programarse sin dificultad.

Para ilustrar el método numérico para el aspecto transitorio, considerése una placa infinita de difusividad térmica uniforme α , conductividad térmica K . La placa tiene un espesor e , y se encuentra expuesta a una temperatura T_o , con conductancia h_o en el lado caliente y a una temperatura T_a y conductividad h_a en el lado frío.

Se empieza por subdividir la placa en un número n de secciones, la selección del tamaño de la sección afecta la exactitud, mientras más pequeñas sean las subdivisiones (Δx) mayor es la exactitud, pero mayor es el trabajo involucrado en la solución. Luego se localizan puntos nodales en ambas superficies y en puntos intermedios igualmente espaciados, como se muestra en la figura A1.

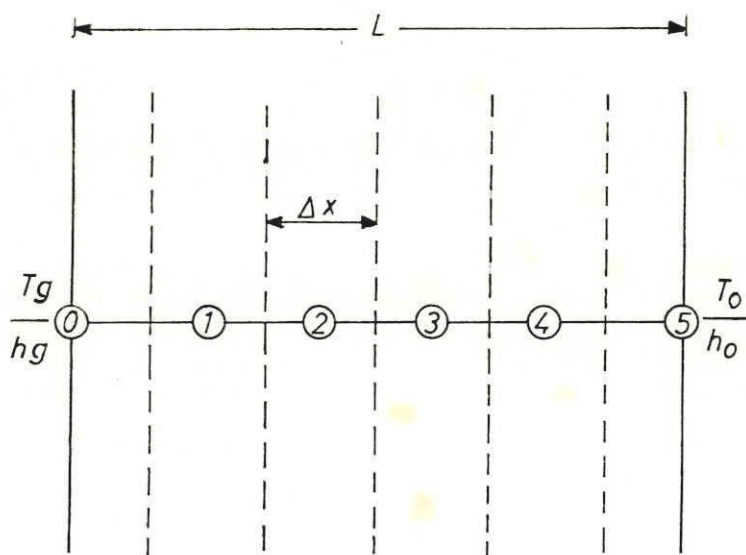


Figura A1

Para un tiempo inicial t , se considera que la temperatura a lo largo de la pared es igual a la temperatura ambiente existente. Luego de un intervalo de tiempo $t + \Delta t$, la temperatura del nodo de la superficie expuesta a T_o y a una conductancia h_o se expresa por:

$$T_o^{t+\Delta t} = \frac{2}{M} \left[T_1^t + NT_o^t \right] + \left[1 - \frac{2}{M} - \frac{2N}{M} \right] T_o^t \quad (A-1)$$

donde:

$$M = \text{Módulo de Fourier} = \frac{\alpha \Delta t}{\Delta x^2} \quad (A-2)$$

$$N = \text{Número de Biot} = \frac{h_o \Delta x}{K} \quad (A-3)$$

Para que la solución numérica sea estable se tiene que

cumplir que:

$$M \geq 2 (N+1) \quad (A-4)$$

Una vez que se calcula N , usando el criterio de estabilidad se puede elegir M , considerando que mientras mayor sea M , se obtiene una respuesta más exacta pero también se complica el cálculo.

El intervalo t se lo calcula despejando de la ecuación A-2, se obtiene:

$$t = (X^2/a M) \quad (A-5)$$

Para nodos interiores, se utiliza la siguiente fórmula:

$$T_n^{t+t} = \frac{1}{M} [T_{n+1} + T_{n-1}]^t + \left[1 - \frac{2}{M}\right] T_n^t \quad (A-6)$$

Con las fórmulas obtenidas anteriormente, se puede llegar a conformar una tabla como la que se muestra en la figura A-2.

t	t ₀	t ₁	t ₂	t ₃	t ₄	t ₅	t ₆	t _n
0								
t								
2 t								
3 t								
4 t								
5 t								
6 t								
7 t								
x t								

Figura A-2

A fin de llegar a establecer el tiempo que se demora el sistema en alcanzar régimen estable, así como la distribución de la temperatura de la pared en dicho régimen, se puede utilizar el siguiente criterio:

La variación de temperatura existente en dos intervalos sucesivos de tiempo en el nodo de la superficie fría de la pared una vez que ésta haya empezado a calentarse será menor de dos grados.

$$T_{n,t+\Delta t} - T_{n,t+\Delta t(x+1)} \leq 2 \quad (A-7)$$

Método numérico para paredes compuestas

En este método se considera que la superficie de interfase AA (figura A-3) tiene un contacto térmico perfecto, y además que esta superficie de interfase es el plano medio de esta lámina compuesta.

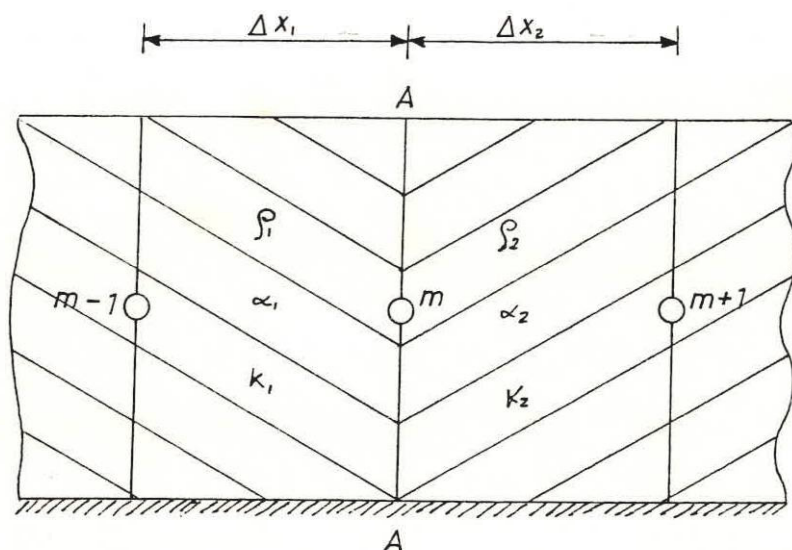


Figura A-3

Si usamos el mismo módulo de Fourier $M_1=M_2$ para ambas paredes y además:

$$\frac{x_1}{x_2} = \left[\frac{a_1}{a_2} \right]^{1/2} \quad (A-8)$$

La temperatura en el nodo de interfase se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$T_m^{t+\Delta t} = \frac{\frac{k_1}{x_1} T_{m-1}^t + \frac{k_2}{x_2} T_{m+1}^t + \left[\frac{k_1}{x_1} + \frac{k_2}{x_2} \right] \left[\frac{M}{2} - 1 \right] T_m^t}{\frac{M}{2} \left[\frac{k_1}{x_1} + \frac{k_2}{x_2} \right]}$$

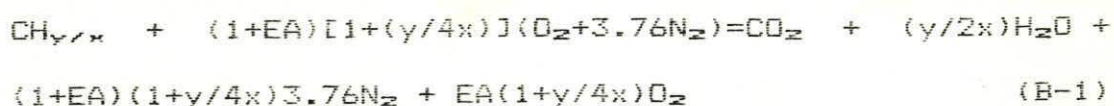
El mismo criterio de estabilización usado para paredes simples puede ser utilizado para paredes compuestas.

APENDICE B

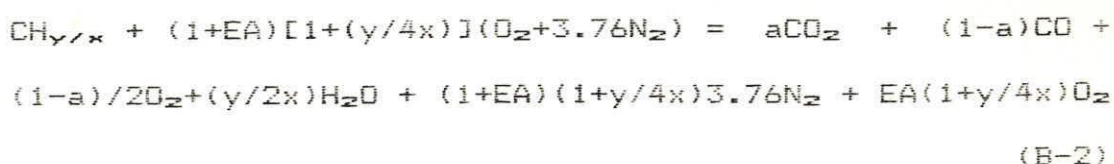
DIAGRAMA DE OSTWALD

Para calcular el exceso o defecto de aire a partir del 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 estequiométrico EA=0).



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



Estos cálculos pueden ser evitados por el uso de diagramas como el de Ostwald, donde se han relacionado 4 porcentajes volumétricos: %CO₂, %O₂, %CO y % EA. Conociendo dos de estos porcentajes es posible encontrar los otros dos. Para su construcción es necesario conocer la composición en porcentajes del combustible y admitir que durante la combustión no existe formación de hollines. Es preciso que todo el H₂ arda completamente y que el único producto de combustión incompleto sea el CO, lo cual es suficiente para fines tecnológicos.

El diagrama está formado por un triángulo rectángulo. En el eje de las abscisas se colocan los porcentajes de O₂ y sobre las ordenadas el porcentaje de CO₂. El valor máximo

de % O_2 corresponde a la concentración atmosférica (21%) y el máximo de % CO_2 corresponde al valor obtenido de la combustión completa con aire estequiométrico.

En el caso de utilizar aire enriquecido para la combustión, el porcentaje O_2 máximo variará según el grado de enriquecimiento que se realice (21% O_2 hasta 29% O_2 en este caso) al igual que los demás porcentajes dado que el valor de 3.76 que es la relación entre el % N_2 /% O_2 variará, así por ejemplo, en el caso de un enriquecimiento del aire de combustión hasta un 24% O_2 se obtendrá:

$$\%N_2 = 76 \quad \%O_2 = 24 \quad 76/24=3.16$$

Con lo cual las fórmulas para obtener los diferentes porcentajes quedarán de la siguiente forma:

$$\% [CO_{2max}]_{EA=0} = \frac{1}{1 + \frac{\% N_2}{\% O_2} (1+y/4x)} * 100 \quad (B-3)$$

Expresión que da el máximo porcentaje de CO_2 obtenible de un hidrocarburo, según se observa en la figura B-1.

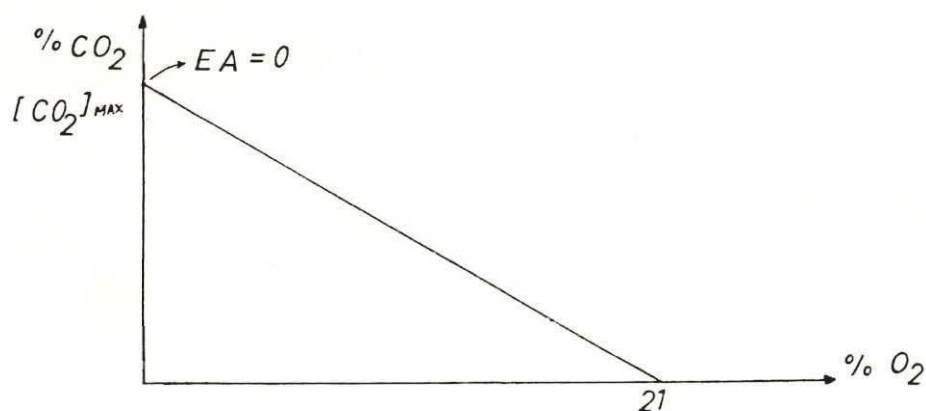
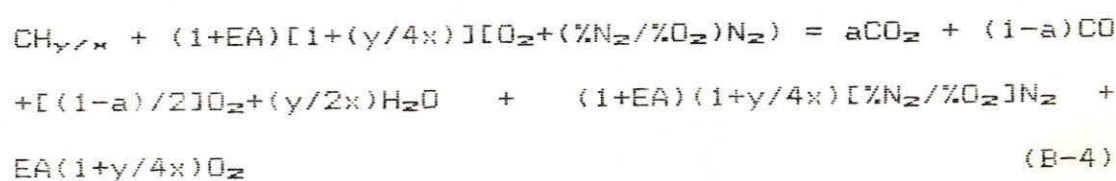


Fig. B-1

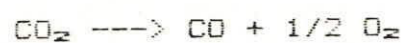
La hipotenusa, obtenida uniendo los extremos de ambos catetos, constituye el conjunto de puntos caracterizados por la combustión completa del carbono del combustible con diferentes excesos de aire.

La separación entre la zona correspondiente de combustión con exceso de aire y la zona con defecto de aire, se obtiene trazando desde el vértice de % de CO_2 máximo, un segmento sobre el cateto del oxígeno en el punto correspondiente al % de O_2 , obtenido cuando se tiene combustión estequiométrica con formación de máximo de CO y % CO_2 igual a cero.

Para hallar este porcentaje consideremos el caso general:



donde el término $[(1-a)/2] \text{O}_2$, se obtiene sabiendo que:



entonces, si a $\text{CO}_2 = 0$, a = 0

$$\%[\text{O}_2] = \frac{1/2}{1 + \frac{1}{2} + \left[1 + \frac{y}{4x}\right] \frac{\% N_2}{\% O_2}} * 100 = \frac{\% \text{CO}_{2\text{max}}}{\% \text{CO}_{2\text{max}} + 200} * 100 \quad (\text{B-5})$$

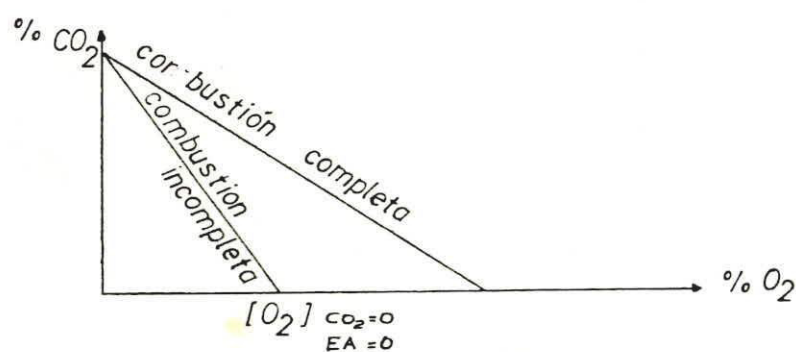


Figura B-2

Las líneas paralelas a la de la combustión estequiométrica serán de exceso de aire constante.

Para trazarlas es suficiente conocer el punto de intersección de estas líneas con la hipotenusa del triángulo.

$$\text{CH}_4/x + (1+EA)[1+(y/4x)][\text{O}_2+(\%N_2/\%O_2)N_2] = \text{CO}_2 + (y/2x)\text{H}_2\text{O} + (1+EA)(1+y/4x)[\%N_2/\%O_2]N_2 + EA(1+y/4x)\text{O}_2 \quad (\text{B-6})$$

$$[\% \text{CO}_2]_{\text{max}} = \frac{1}{EA=\text{cte} \quad 1+(1+EA)(1+y/4x)[\%N_2/\%O_2]N_2+EA(1+y/4x)} * 100 \quad (\text{B-7})$$

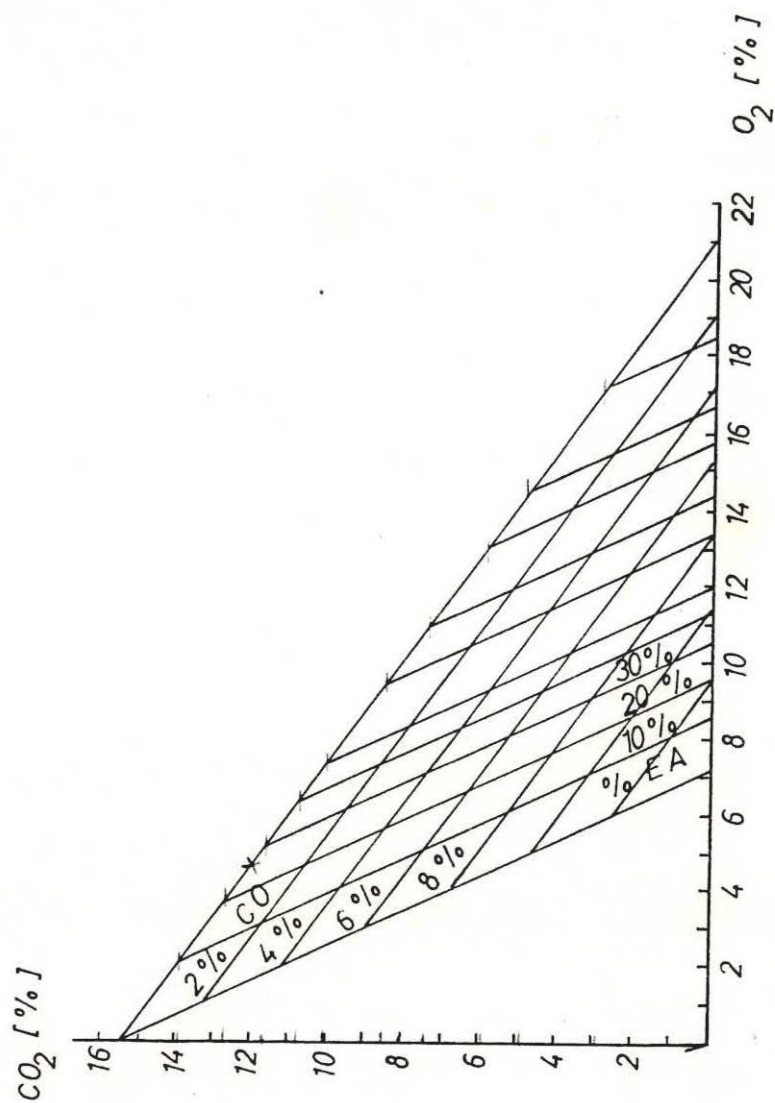
Finalmente, las líneas paralelas a la hipotenusa del triángulo serán de concentración de CO constante y para trazarlas es suficiente hallar el punto de intersección de estas líneas con la línea de combustión estequiométrica.

$$[\% \text{CO}_2]_{EA=0, CO=\text{cte}} = \frac{a}{1 + \frac{1-a}{2} + \left[1 + \frac{y}{4x}\right] \frac{\% N_2}{\% O_2}} * 100 \quad (\text{B-8})$$

$$[\% \text{CO}]_{EA=0, CO=\text{cte}} = \frac{1-a}{1 + \frac{1-a}{2} + \left[1 + \frac{y}{4x}\right] 3.76} * 100 \quad (\text{B-9})$$

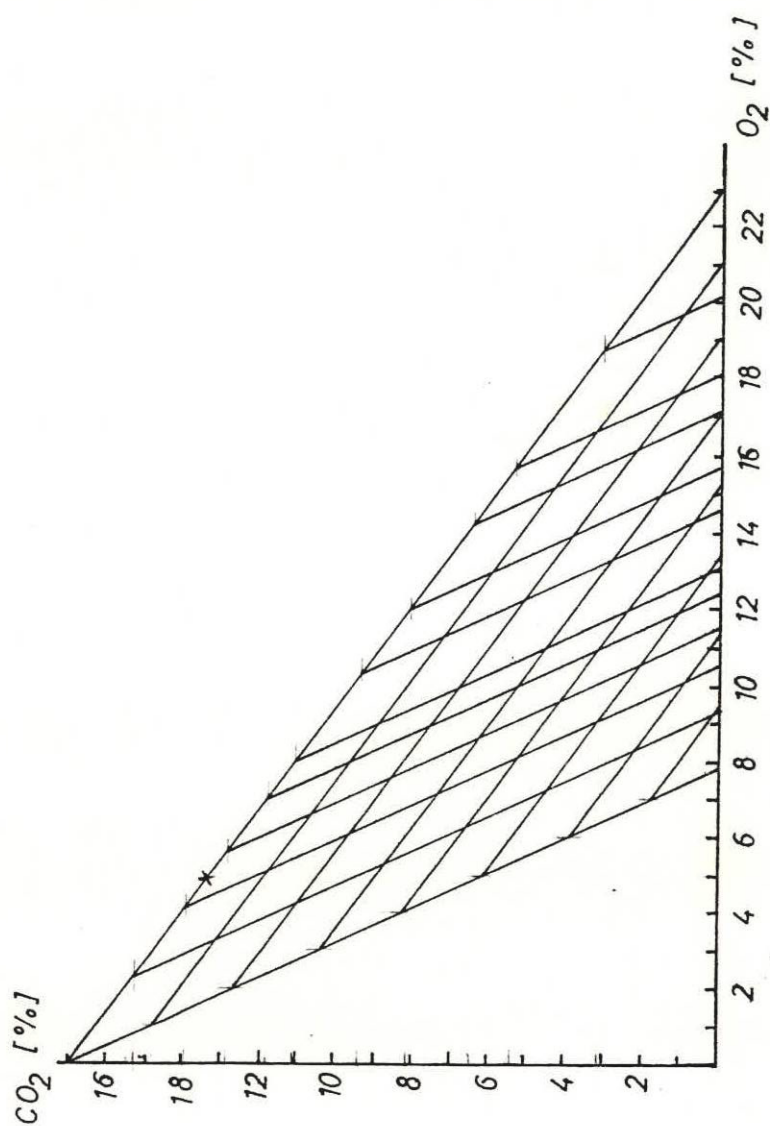
Otra forma de encontrar estos puntos es sabiendo que si $EA=0$, $[\text{O}_2] = 1/2[\text{CO}]$, entonces $\% \text{CO} = 2[\text{O}_2]$
 $\text{CO}_2 = 0$

A continuación se dan los diagramas de Ostwald para los diferentes porcentajes de oxígeno en el aire de combustión, así mismo se graficaron los puntos de operación.

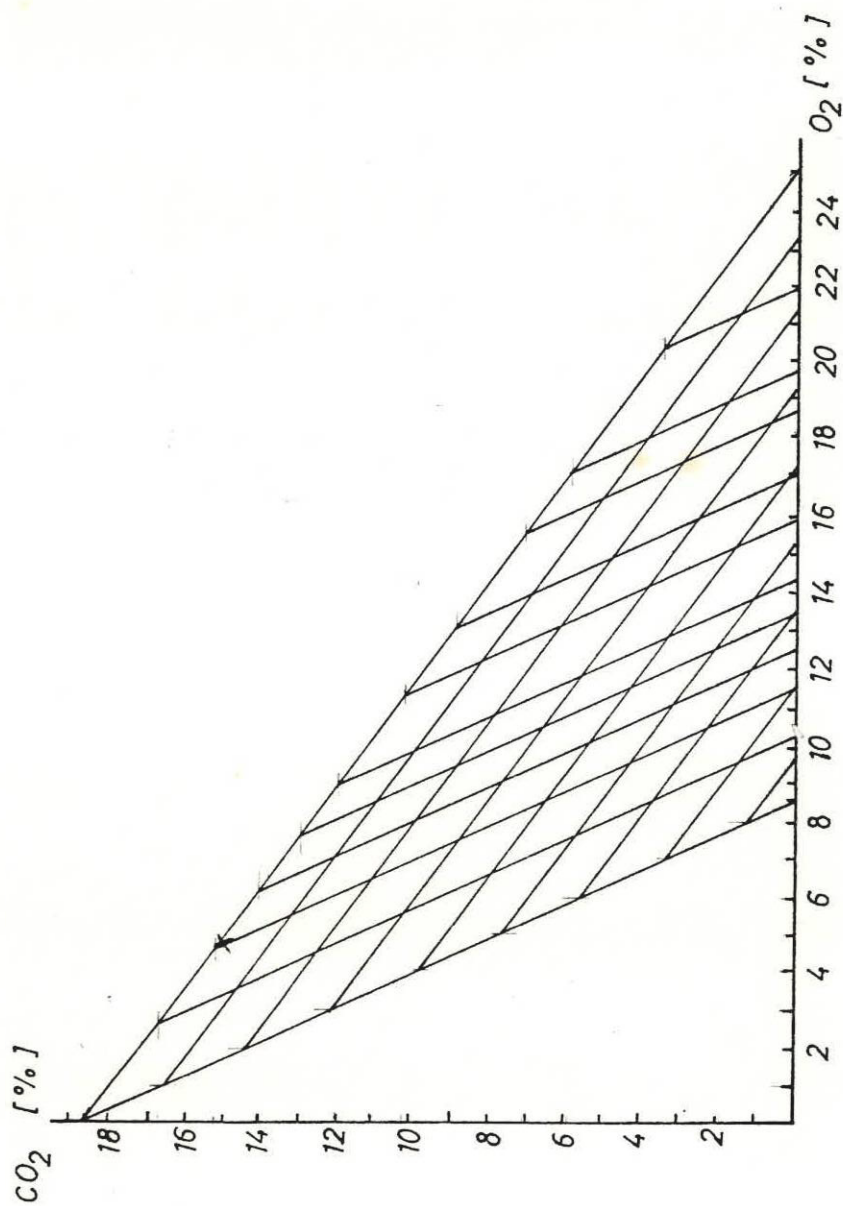


B-3.- Diagrama de Ostwald para un porcentaje de oxígeno en el aire de combustión igual

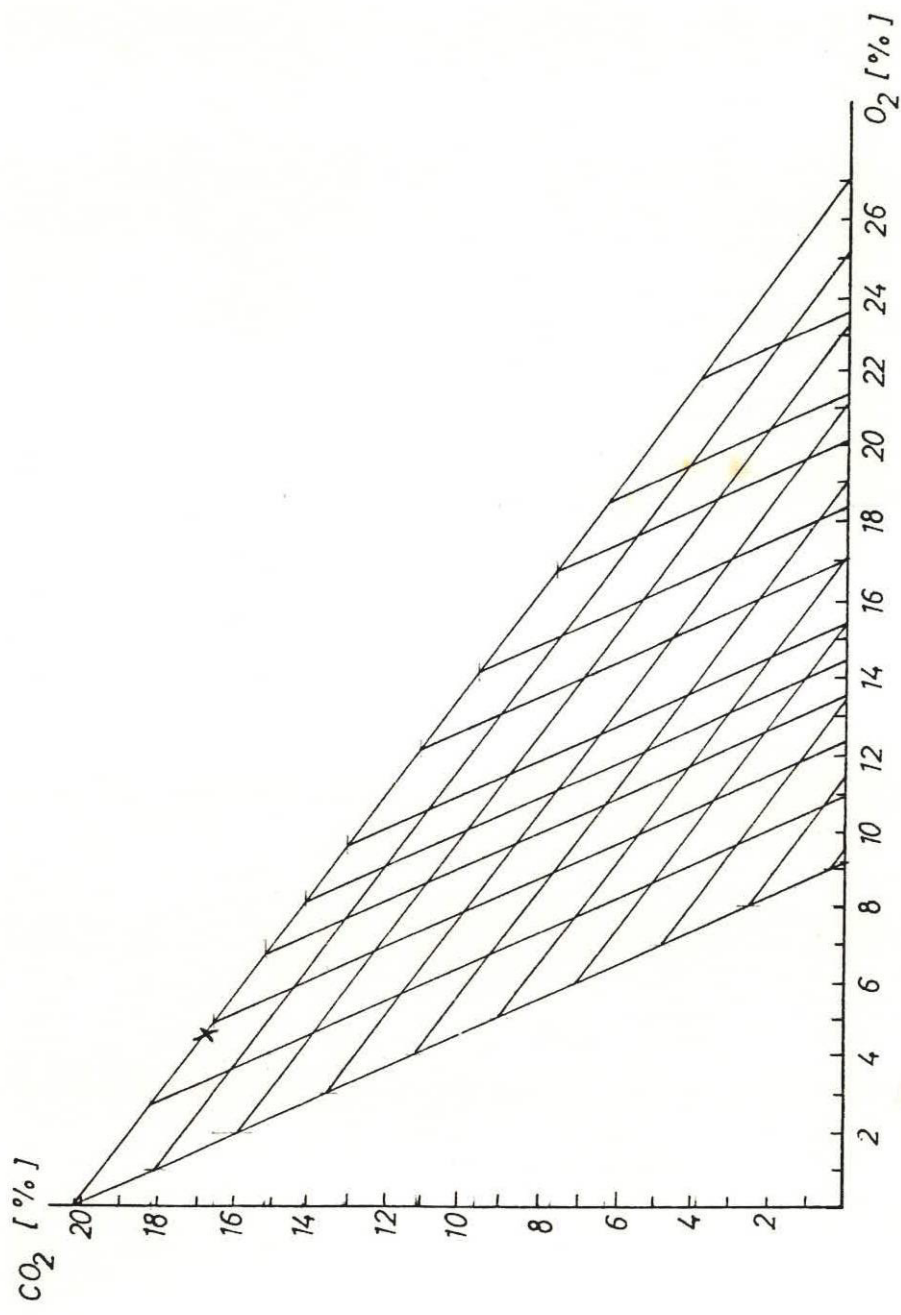
al 21%.



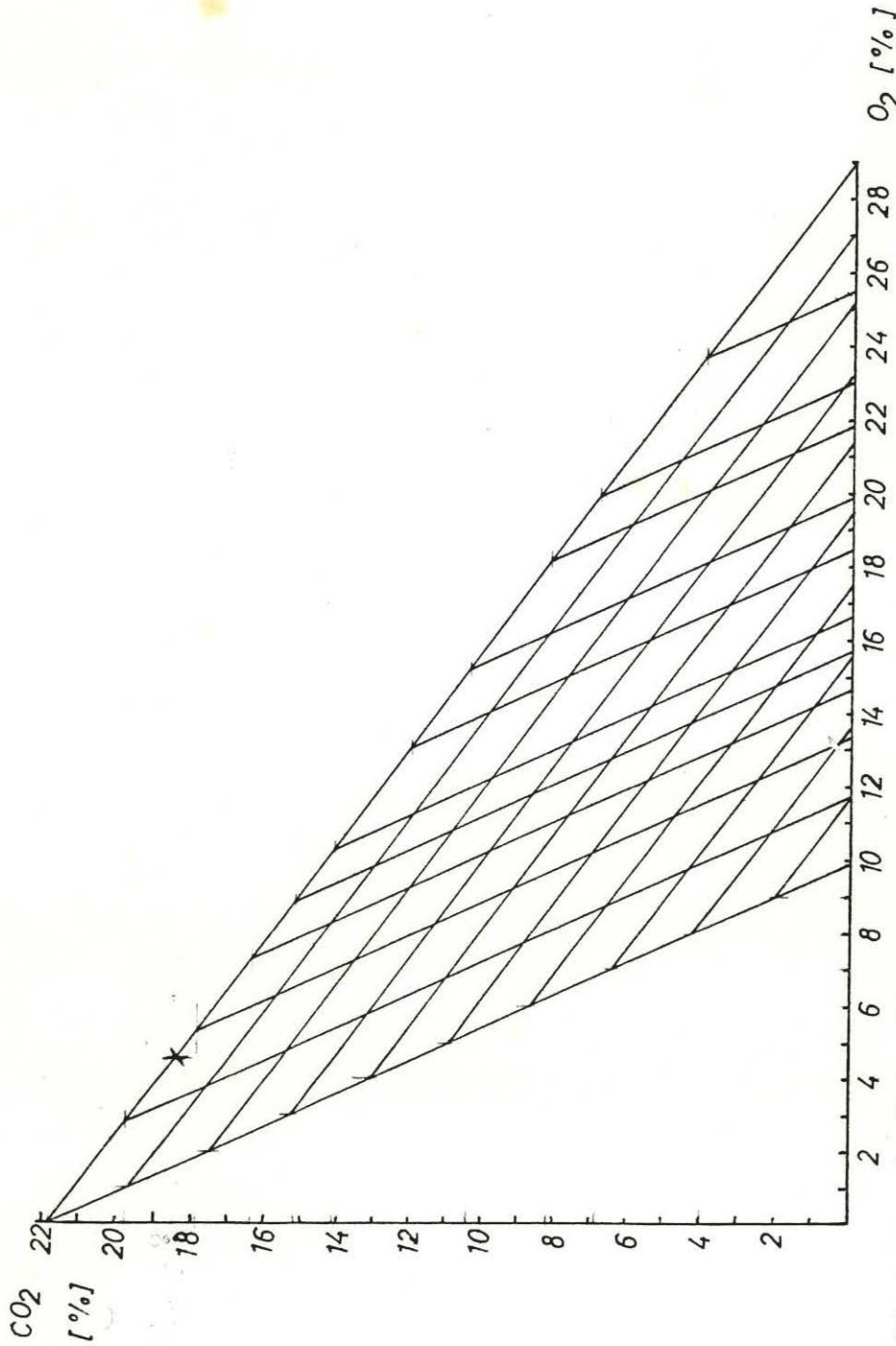
B-4.- Diagrama de Ostwald para un porcentaje de oxígeno en el aire de combustión igual al 23%



B-5.- Diagrama de Ostwald para un porcentaje de oxígeno en el aire de combustión igual al 25%



B-6.- Diagrama de Ostwald para un porcentaje de oxígeno en el aire de combustión igual al 27%.



B-7.- Diagrama de Ostwald para un porcentaje de oxígeno en el aire de combustión igual al 29%

B-2

DETERMINACION DEL FLUJO MASICO DE AIRE REAL NECESARIO
PARA LA COMBUSTION.

Del análisis del combustible diesel se obtiene:

$$\% C = 85.4$$

$$\% H = 13.2$$

$$\% S = 1.4$$

$$\text{Densidad } (\delta) = 1.907 \text{ lb/lt}$$

La relación y/x se obtiene a partir de:

$$y/x = \frac{\% H M_C}{\% C M_H} \quad (B-9)$$

donde:

M_C = Peso molecular del carbono

M_H = Peso molecular del hidrógeno

Se obtiene:

$$y/x = 1.85$$

La relación aire-combustible estequiométrica puede ser
obtenida de:

$$(A/C)_{\text{esteq}} = 137.3 [1 + (y/4x)] / [12 + (y/x)] \quad (B-10)$$

$$(A/C)_{\text{esteq}} = 14.47$$

Si se conoce que para obtener una combustión óptima es
necesario trabajar en un 25% de exceso de aire, se tiene
que la relación aire-combustible real va a ser igual a:

$$(A/C)_{\text{real}} = (1+EA) (A/C)_{\text{esteq}} \quad (B-11)$$

$$(A/C)_{\text{real}} = 18.1$$

Conociendo el flujo de combustible y la relación aire-
combustible real, es posible conocer el flujo masico de

aire necesario para una combustión óptima, mediante la ecuación:

$$(ma)_{real} = (A/C)_{real} * mc \quad (B-12)$$

$$mc = 0.2116 \text{ lb/min}$$

$$(ma)_{real} = 3.83 \text{ lb/min}$$

APENDICE C

OBTENCION DEL CALOR TRANSFERIDO DEL GAS A LA CARGA

El calor transferido del gas a la carga está dado por:

OBTENCION DEL CALOR TRANSFERIDO DEL GAS A LA CARGA

El calor transferido del gas a la carga está dado por:

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

$$\sigma = \text{Const. Estefan-Bolzman} = 0.17141 \times 10^{-8} \text{ BTU/hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{R}^4$$

D_{cc} = Distancia de centro a centro de los tubos

L_T = Longitud de tubos = 1.125 ft

D_o = Diametro exterior del tubo = 0.07 ft

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

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

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

$$\alpha = 0.7$$

De donde:

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

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

$$A_T = \text{Area total de las superficies del horno} = 21.74 \text{ ft}^2$$

$$A_R = \text{Superficie efectiva del refractario} = A_T - \alpha A_{cp} \\ = 15.86 \text{ ft}^2$$

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

La longitud de la trayectoria media L a partir de la figura 13 es de:

$$L = 0.97 \text{ ft}$$

La emisividad del gas ϵ_g se obtiene a partir del análisis del combustible y de los gases de combustión, para un porcentaje de oxígeno del 21%, se obtiene:

$$\% \text{CO}_2 = 11.9 \quad \% \text{O}_2 = 4.8 \quad \% \text{CO} = 0$$

La presión parcial del CO_2 para una presión interna del horno de una atmósfera es de:

$$P_{\text{CO}_2} = 0.119 \text{ atmósferas} \quad P_{\text{CO}_2} L = 0.115$$

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

$$P_w = (P_T W) / (0.62198 + W)$$

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 temperaturas de bulbo seco de 91°F y de bulbo húmedo de 89°F .

$$W = 0.1066$$

$$P_w = 0.179 \text{ atmósferas} \quad P_w L = 0.173$$

Para una temperatura promedio de gas de $1578^\circ\text{F} = 2038^\circ\text{R}$, de la figura 5:

$$\epsilon_c = 0.072$$

De la figura 6:

$$\epsilon_w = 0.075$$

De la figura 7:

$$C_w = 1.05$$

$$\epsilon_o = \epsilon_c + \epsilon_w C_w = 0.15$$

A la emisividad de llama debida a gases claros, se le añade 0.1 debido a la luminosidad producida por los hidrocarburos craqueados en la llama, de donde:

$$\epsilon_o = 0.25$$

De la figura 10 se tiene:

$$f_{co} = 0.58$$

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

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

Los valores k_f , G_{max} , μ_f , Pr_f , C_h son obtenidos de la referencia 6, y son los siguientes:

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

$$G_{max} = 303.6 \text{ lb/hr-ft}^2$$

$$\mu_f = 3 \times 10^{-5} \text{ lb/ft-sec}$$

$$Pr_f = 0.739$$

$$C_h = 0.9$$

$$h_c = 3.7 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

$$A_c' = \text{Area de convección} = 20 \pi D_o L_t$$

$$A_c' = 4.95 \text{ ft}^2$$

Entonces, el calor cedido a la carga será:

$$Q_c = 119652.6 \text{ BTU/hr}$$

APENDICE D

PERDIDAS A TRAVES DE LAS PAREDES

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

$$U_R = \frac{1}{\frac{1}{h_R} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \dots + \frac{1}{h_o}}$$

$$h_R = h_i + h_r$$

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

$$\text{Re} = \delta V L/\mu$$

$$\text{Para } T_g = 1577 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\delta = 0.0196 \text{ lb/ft}^3$$

$$\mu = 3.07 \times 10^{-5} \text{ lb/pie seg}$$

$$\text{Pr} = 0.7335$$

$$k = 0.0411 \text{ BTU/hr pie }^\circ\text{F}$$

$$V = m_g/\delta A$$

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

$$m_g = 242.5 \text{ lb/hr}$$

$$V = 3.153 \text{ ft/seg}$$

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

$$\text{Re} = 7870.8 \text{ (laminar)}$$

$$h_i = 0.558$$

$$h_r = \epsilon F_T$$

De la figura 1, para temperatura radiante de 1577 °F y temperatura absorbente de 1500 °F.

$$F_T = 55$$

$$\epsilon = 0.25 \text{ obtenida en el apéndice C.}$$

$$h_r = 13.75$$

$$h_R = 14.38 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

$$x_1 = 2.5''$$

$$x_2 = 2.0''$$

k_2 se obtiene de la figura 2 para un tabique compuesto de 75% de piedra pomez y 25% de arcilla refractaria.

$$k_2 = 0.75 k_2' + 0.25 k_2''$$

$$k_2 = 3.15 \text{ BTU pulg/hr ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

$$k_1 = 8.60 \text{ BTU pulg/hr ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

$$h_o = 3.5 \text{ obtenido de la figura 3.}$$

$$U_R = 0.78 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

$$q = 1159.08 \text{ BTU/hr-ft}^2$$

$$T_{s1} = \text{Temp. de pared interior} = T_o - (q/h_R)$$

$$T_{s1} = 1496\text{-}^\circ\text{F}$$

$$T_{x1} = \text{Temp. de interfase} = T_{s1} - q(x_1/k_1)$$

$$T_{x1} = 1159\text{-}^\circ\text{F}$$

$$T_{s2} = \text{Temp. pared exterior} = T_{x1} - q(x_2/k_2)$$

$$T_{s2} = 423\text{-}^\circ\text{F}$$

$$Q = A_R q$$

$$A_R = 2A_1 + 2A_2$$

$$A_R = 17.45 \text{ ft}^2$$

$$Q = 20225.95 \text{ BTU/hr}$$

Asumiendo que se transmite un 90% se tiene que:

$$Q = 18203.35 \text{ BTU/hr}$$

Para el techo asumiendo pared plana:

$$U_R = 0.938 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

$$q = 1393.87 \text{ BTU/hr-ft}^2$$

$$T_{s1} = 1468.0\text{-}^\circ\text{F}$$

$$T_{s2} = 610,0 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$A_R = 5.68 \text{ ft}^2$$

$$Q = 7124.42 \text{ BTU/hr}$$

Para el piso:

$$U_R = 0.9746 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

$$q = 1448,26 \text{ BTU/hr-ft}^2$$

$$A_R = 7.31 \text{ ft}^2$$

$$Q = 9531.36 \text{ BTU/hr}$$

$$Q_{total} = 34859.13 \text{ BTU/hr}$$

APENDICE F

TUBO #	VOL ml	t (seg)	Tsa (<u>o</u> F)	TUBO #	VOL ml	t (seg)	Tsa (<u>o</u> F)	Th (<u>o</u> F)
1	193	5	109.4	11	126	5	95.0	1750.0
2	199	5	113.0	12	132	5	95.0	1920.0
3	164	5	122.0	13	181	5	95.0	1850.0
4	174	5	115.7	14	119	5	104.0	1695.0
5	164	5	111.2	15	134	5	106.7	1550.0
6	134	5	103.0	16	149	5	108.4	1395.8
7	138	5	104.0	17	134	5	114.9	1340.0
8	84	5	113.9	18	139	5	116.5	1290.0
9	123	5	104.0	19	100	5	127.0	1260.0
10	113	5	104.0	20	100	5	119.9	1248.0

TABLA #1. - DATOS PARA PORCENTAJE DE OXIGENO DE 21% EN EL AIRE DE COMBUSTION

VOL = Volumen de salida del agua

Th = Temperatura interior del horno

Tsa = Temperatura de salida del agua

Temperatura de entrada del agua 83°F

Temperatura ambiente 91°F

Temperatura de gases de escape 830°F

TUBO #	VOL ml	t (seg)	Tsa (oF)	TUBO #	VOL ml	t (seg)	Tsa (oF)	Th (oF)
1	193	5	113.0	11	126	5	93.2	1960
2	199	5	117.5	12	132	5	94.1	2139
3	164	5	127.4	13	181	5	95	2050
4	174	5	116.6	14	119	5	104	1680
5	164	5	112.1	15	134	5	106.7	1580
6	134	5	109.4	16	149	5	109.4	1380
7	138	5	104.0	17	134	5	114.8	1350
8	84	5	113.9	18	139	5	120.2	1300
9	123	5	103.1	19	100	5	130.2	1260
10	113	5	102.2	20	100	5	124.8	1230

TABLA #2.- DATOS PARA PORCENTAJE DE OXIGENO DE 23% EN EL AIRE DE COMBUSTION

VOL = Volumen de salida del agua

Th = Temperatura interior del horno

Tsa = Temperatura de salida del agua

Temperatura de entrada del agua 82°F

Temperatura ambiente 90°F

Temperatura de gases de escape 810°F

TUBO #	VOL ml	t (seg)	Tsa (<u>o</u> F)	TUBO #	VOL ml	t (seg)	Tsa (<u>o</u> F)	Th (<u>o</u> F)
1	193	5	116.6	11	126	5	92.3	2010
2	199	5	124.7	12	132	5	93.2	2400
3	164	5	134.6	13	181	5	95	1980
4	174	5	118.4	14	119	5	104.9	1650
5	164	5	113.0	15	134	5	106.7	1480
6	134	5	108.5	16	149	5	109.4	1380
7	138	5	104.0	17	134	5	115.7	1300
8	84	5	112.1	18	139	5	124.7	1270
9	123	5	102.2	19	100	5	138.2	1206
10	113	5	102.2	20	100	5	125.6	1200

TABLA #3.- DATOS PARA PORCENTAJE DE OXIGENO DE 25% EN EL AIRE DE COMBUSTION

VOL = Volumen de salida del agua

Th = Temperatura interior del horno

Tsa = Temperatura de salida del agua

Temperatura de entrada del agua 83°F

Temperatura ambiente 91°F

Temperatura de gases de escape 790°F

TUBO #	VOL ml	t (seg)	Tsa (oF)	TUBO #	VOL ml	t (seg)	Tsa (oF)	Th (oF)
1	193	5	122.0	11	126	5	91.4	2300
2	199	5	123.8	12	132	5	93.2	2280
3	164	5	134.6	13	181	5	93.8	2000
4	174	5	119.3	14	119	5	104.9	1650
5	164	5	113.0	15	134	5	105.8	1500
6	134	5	107.6	16	149	5	109.4	1360
7	138	5	104.0	17	134	5	117.6	1280
8	84	5	112.1	18	139	5	125.6	1220
9	123	5	102.2	19	100	5	139.1	1200
10	113	5	100.4	20	100	5	132.8	1181

TABLA #4.- DATOS PARA PORCENTAJE DE OXIGENO DE 28% EN EL AIRE DE COMBUSTION

VOL = Volumen de salida del agua
 Th = Temperatura interior del horno
 Tsa = Temperatura de salida del agua
 Temperatura de entrada del agua 83°F
 Temperatura ambiente 91°F
 Temperatura de gases de escape 780°F

TUBO #	VOL ml	t (seg)	Tsa (°F)	TUBO #	VOL ml
1	193	5	127.4	11	126
2	199	5	128.3	12	132
3	164	5	134.2	13	181
4	174	5	119.3	14	119
5	164	5	113.0	15	134
6	134	5	107.6	16	149
7	138	5	104.0	17	134
8	84	5	111.2	18	139
9	123	5	100.4	19	100
10	113	5	98.6	20	100

TABLA #5.- DATOS PARA PORCENTAJE DE OXIGENO DE 29% EN

VOL = Volumen de salida del agua

Th = Temperatura interior del horno

Tsa = Temperatura de salida del agua

Temperatura de entrada del agua 82°F

Temperatura ambiente 91°F

Temperatura de gases de escape 772°F

TUBO #	CAUDAL (lbm/hr)	Q (BTU/hr)	TUBO #	Q (BTU/hr)
1	305.71	8076.42	11	
2	315.22	9426.07	12	
3	259.78	10133.02	13	
4	275.62	8997.67	14	
5	259.78	7305.20	15	
6	212.26	5591.37	16	
7	218.60	4598.77	17	
8	133.06	4127.47	18	
9	194.80	3900.00	19	
10	179.00	3777.56	20	

TABLA VI.- RESULTADOS PARA UN PORCENTAJE
EL AIRE DE COMBUSTION DE 21

mg = Flujo másico de gases = 242.46 lb
 QC = Calor cedido a la carga = 116059.
 QG = Calor cedido a los gases de escape
 QP = Calor perdido por las paredes del
 = 47.8%

TUBO #	CAUDAL (lbm/hr)	Q (BTU/hr)	TUBO #	CAUDAL (lbm/hr)	Q (BTU/hr)
1	305.71	9190.40	11	199.60	2042.31
2	315.22	10854.26	12	209.10	2313.67
3	259.78	11546.93	13	286.70	3434.80
4	275.62	9247.54	14	188.50	3941.81
5	259.78	7546.85	15	212.26	5011.95
6	212.26	5591.37	16	236.02	6212.64
7	218.60	4598.78	17	212.26	6748.21
8	133.06	4127.47	18	220.18	8197.82
9	194.80	3927.52	19	158.40	7476.50
10	179.00	3449.08	20	158.40	6621.12

TABLA VII.- RESULTADOS PARA UN PORCENTAJE DE OXIGENO EN
EL AIRE DE COMBUSTION DE 23%.

mg = Flujo másico de gases = 223.26 lb/hr
 QC = Calor cedido a la carga = 122076.05 BTU/hr
 QG = Calor cedido a los gases de escape = 43247.97 BTU/hr
 QP = Calor pérdida por las paredes del horno = 35873.4 BTU/hr
 = 50.4%

TUBO #	CAUDAL (lbm/hr)	Q (BTU/hr)	TUBO #	CAUDAL (lbm/hr)	Q (BTU/hr)
1	305.71	10304.41	11	199.60	1856.65
2	315.22	12282.45	12	209.10	2120.87
3	259.78	12489.54	13	286.70	3434.80
4	275.62	9747.41	14	188.50	3941.81
5	259.78	7776.51	15	212.26	5012.95
6	212.26	5398.57	16	236.02	6212.64
7	218.60	4598.76	17	212.26	6941.01
8	133.06	3884.68	18	220.18	9197.50
9	194.80	3749.00	19	158.40	8711.97
10	179.00	3449.10	20	158.40	6712.50

TABLA VIII.- RESULTADOS PARA UN PORCENTAJE DE OXIGENO EN
EL AIRE DE COMBUSTION DE 25%.

mg = Flujo másico de gases = 206.46 lb/hr
 QC = Calor cedido a la carga = 127823.21 BTU/hr
 QG = Calor cedido a los gases de escape = 38883.2 BTU/hr
 QP = Calor perdido por las paredes del horno = 36729.26 BTU/hr
 = 52.6%

TUBO #	CAUDAL (lbm/hr)	Q (BTU/hr)	TUBO #	CAUDAL (lbm/hr)	Q (BTU/hr)
1	305.71	11975.39	11	199.60	1670.98
2	315.22	12853.73	12	209.10	2120.87
3	259.78	13632.15	13	286.70	3699.02
4	275.62	9997.34	14	188.50	3941.81
5	259.78	7776.51	15	212.26	4820.15
6	212.26	5205.76	16	236.02	6212.64
7	218.60	4598.78	17	212.26	7344.06
8	133.06	3884.68	18	220.18	9397.50
9	194.80	3749.00	19	158.40	8854.79
10	179.00	3120.60	20	158.40	7855.06

TABLA IX.- RESULTADOS PARA UN PORCENTAJE DE OXIGENO EN EL AIRE DE COMBUSTION DE 28%.

mg = Flujo másico de gases = 192.06 lb/hr
 QC = Calor cedido a la carga = 132710.70 BTU/hr
 QG = Calor cedido a los gases de escape = 35654.94 BTU/hr
 QP = Calor perdido por las paredes del horno = 37421.85 BTU/hr
 = 54.5%

TUBO #	CAUDAL (lbm/hr)	Q (BTU/hr)	TUBO #	CAUDAL (lbm/hr)	Q (BTU/hr)
1	305.71	13646.37	11	199.60	1485.32
2	315.22	14281.92	12	209.10	1735.25
3	259.78	13303.45	13	286.70	2500.59
4	275.62	9997.34	14	188.50	3941.81
5	259.78	7776.51	15	212.26	4820.15
6	212.26	5205.76	16	236.02	6426.86
7	218.60	4598.78	17	212.26	7598.80
8	133.06	3763.30	18	220.18	9753.80
9	194.80	3391.96	19	158.40	10154.52
10	179.00	2792.11	20	158.40	9011.97

TABLA X.- RESULTADOS PARA UN PORCENTAJE DE OXIGENO EN
EL AIRE DE COMBUSTION DE 29%.

mg = Flujo másico de gases = 178.26 lb/hr
 QC = Calor cedido a la carga = 135986.27 BTU/hr
 QG = Calor cedido a los gases de escape = 31750.6 BTU/hr
 QP = Calor perdido por las paredes del horno = 38171.72 BTU/hr
 = 56.1%

APENDICE 5

TEMPERATURA DE LLAMA

La temperatura de llama adiabática se la puede obtener mediante la siguiente ecuación:

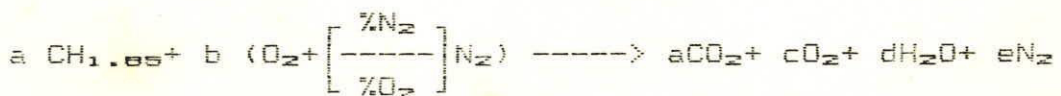
$$T_{ALL} = T_a + \frac{PCI}{mC_p} \quad (G-1)$$

T_a : Temperatura ambiente

PCI : Poder calorífico inferior del combustible

mC_p : Masa por unidad de combustible de CO_2 , O_2 , H_2O y N_2 multiplicada por sus respectivos calores específicos.

Para realizar este cálculo es necesario conocer la ecuación de combustión que para una relación y/x se tiene:



Para un porcentaje de oxígeno = 21% y con los resultados del análisis de Orsat de la tabla 4.3, se obtiene:



$$\begin{aligned} m_{CO_2} &= \frac{11.9 \text{ moles } CO_2}{11.9 \text{ moles comb.}} * \frac{44 \text{ lb}_m CO_2}{\text{mol } CO_2} * \frac{1 \text{ mol comb.}}{13.85 \text{ lb}_m \text{ comb.}} \\ &= 3.18 \text{ lb}_m CO_2 / \text{lb}_m \text{ comb} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} m_{O_2} &= \frac{4.8 \text{ moles } O_2}{11.9 \text{ moles comb.}} * \frac{32 \text{ lb}_m O_2}{\text{mol } O_2} * \frac{1 \text{ mol comb.}}{13.85 \text{ lb}_m \text{ comb.}} \\ &= 0.93 \text{ lb}_m O_2 / \text{lb}_m \text{ comb} \end{aligned}$$

$$m_{H_2O} = \frac{11 \text{ moles } H_2O}{11.9 \text{ moles comb.}} * \frac{18 \text{ lb}_m H_2O}{\text{mol } H_2O} * \frac{1 \text{ mol comb.}}{13.85 \text{ lb}_m \text{ comb.}}$$

$$= 1.20 \text{ lb}_m H_2O/\text{lb}_m \text{ comb}$$

$$m_{N_2} = \frac{83.47 \text{ moles } N_2}{11.9 \text{ moles comb.}} * \frac{28 \text{ lb}_m N_2}{\text{mol } N_2} * \frac{1 \text{ mol comb.}}{13.85 \text{ lb}_m \text{ comb.}}$$

$$= 14.2 \text{ lb}_m N_2/\text{lb}_m \text{ comb}$$

Con las masas de CO_2 , O_2 , H_2O , N_2 obtenidas anteriormente, $T_a = 91^\circ F$ y con calores específicos medios de 0.31, 0.267, 0.570, 0.3 BTU/lb_m°F respectivamente para una temperatura entre 0 y 3000°F se obtiene una temperatura de llama adiabática de:

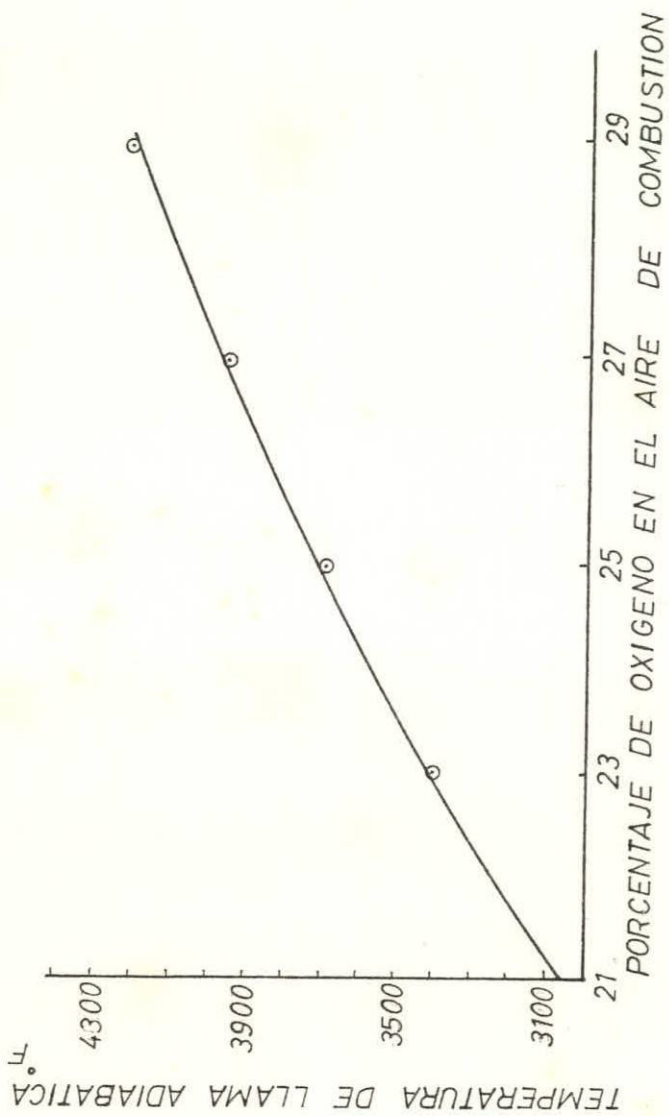
$$T_{ALL} = 3066^\circ F$$

Con los datos de la tabla E.1 y los calores específicos medios correspondientes es posible obtener las temperaturas de llamas para los diferentes porcentajes de oxígeno en el aire de combustión.

% de oxígeno en el aire	a	b	c	d	e	%N ₂ /%O ₂
21	11.9	22.2	4.8	11	83.47	3.76
23	13.2	24.1	4.8	12.21	80.75	3.35
25	15.0	26.74	4.8	13.88	80.22	3.00
27	16.8	29.37	4.8	15.54	79.3	2.70
29	18.7	32.15	4.8	17.3	78.76	2.45

Tabla E.1

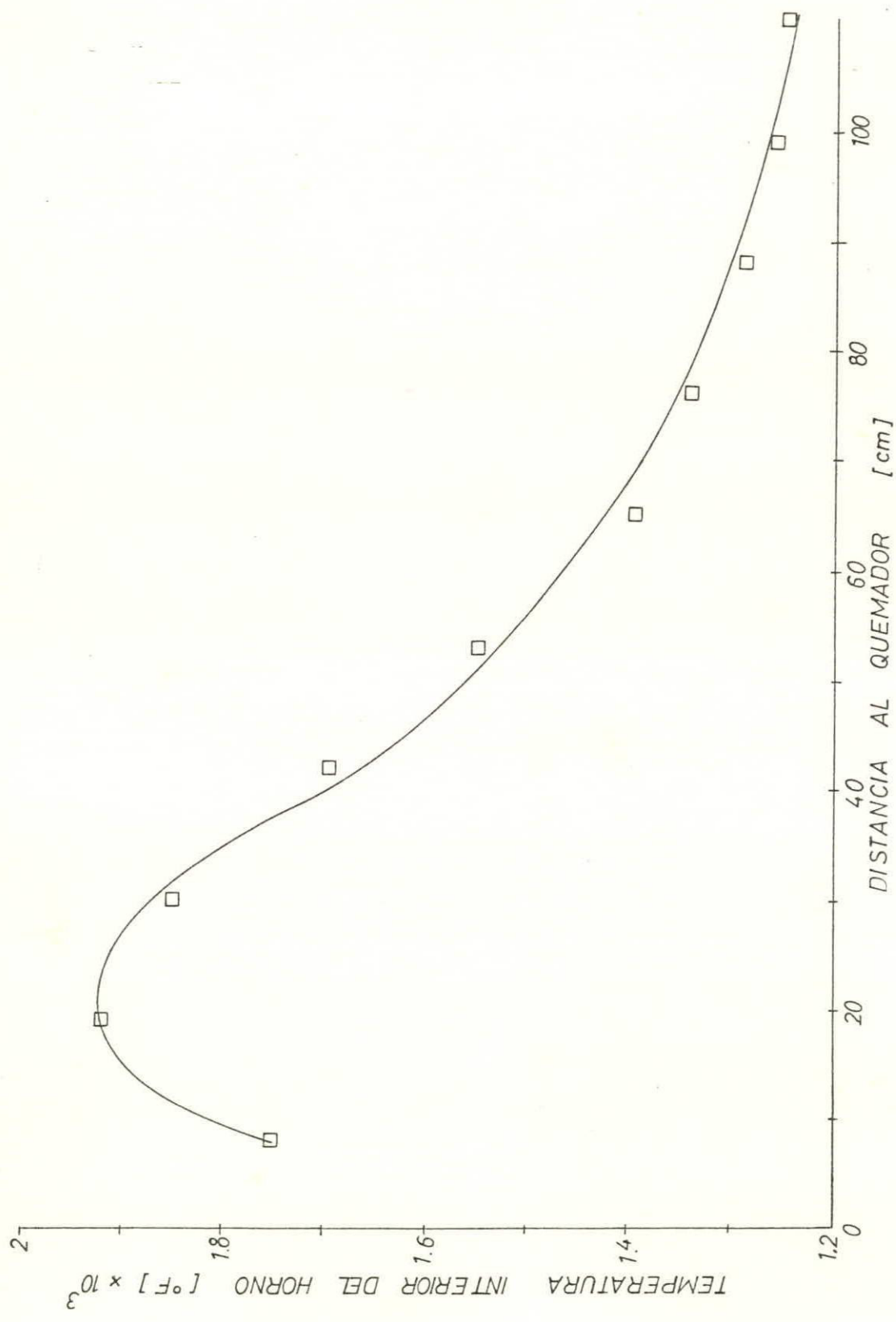
Las temperaturas de llama adiabática obtenidas a partir de esta tabla son las siguientes:



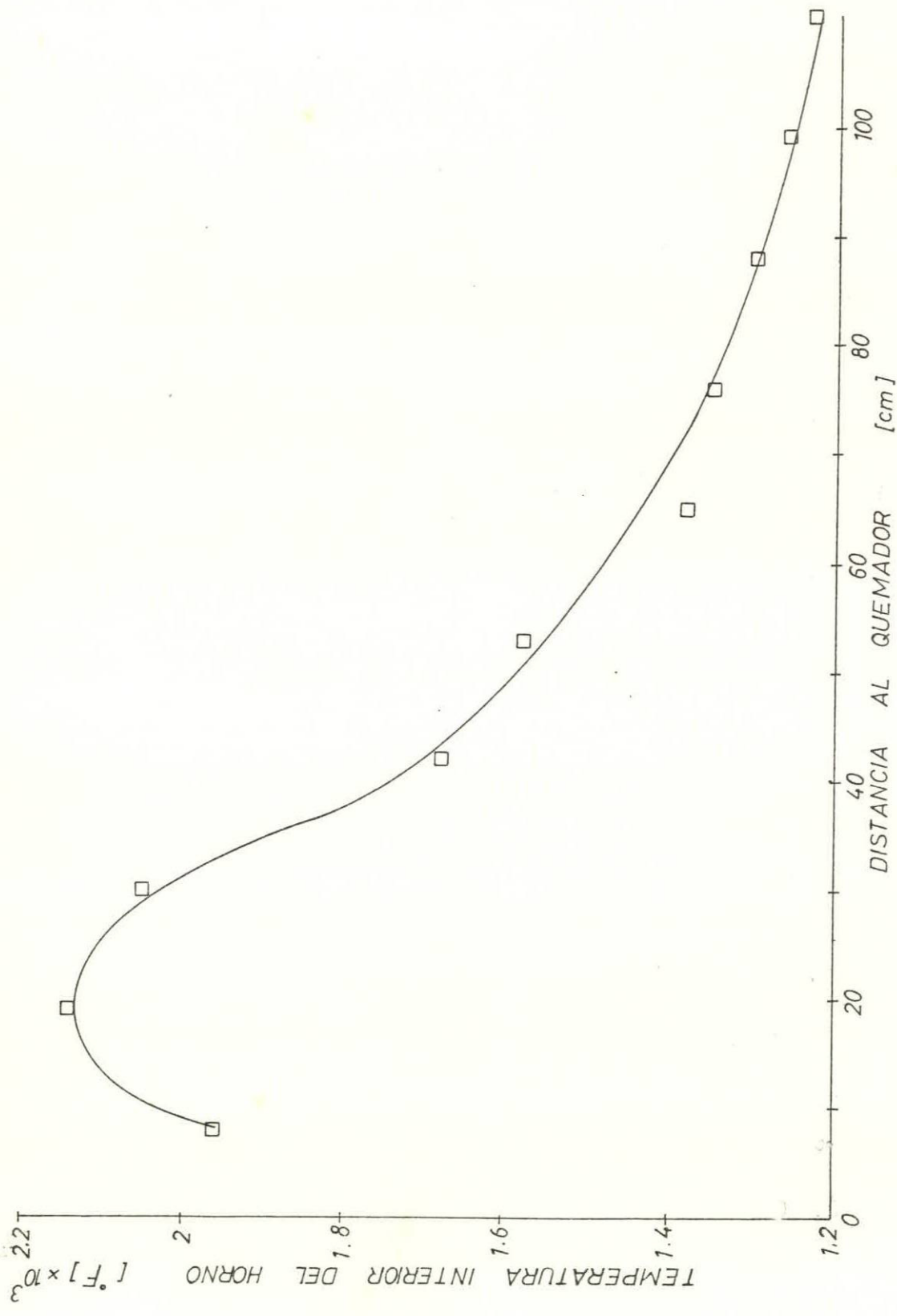
6.1.- Temperatura de llama adiabática Vs. % de oxígeno en el aire de combustión.

APENDICE H

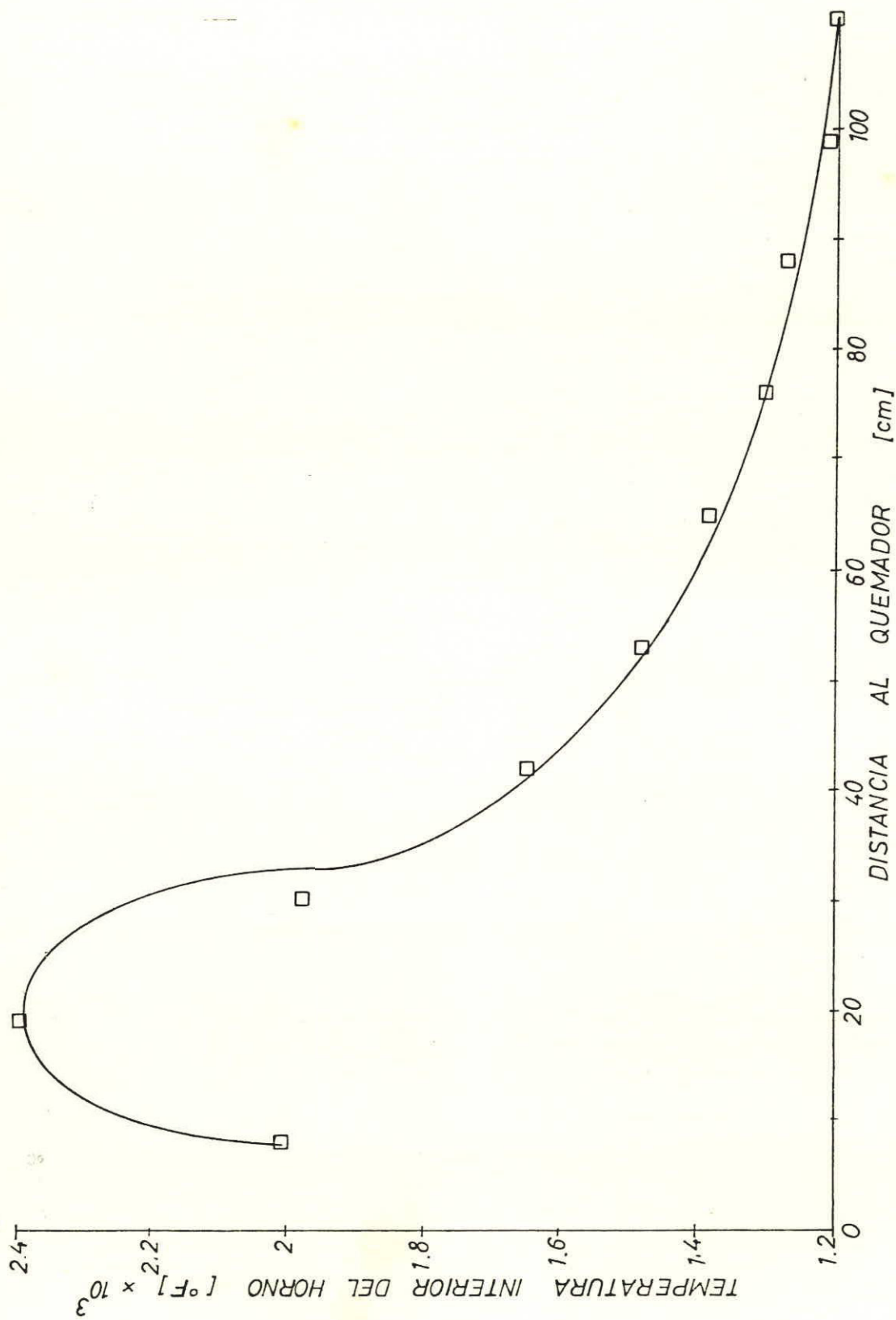
APENDICE I



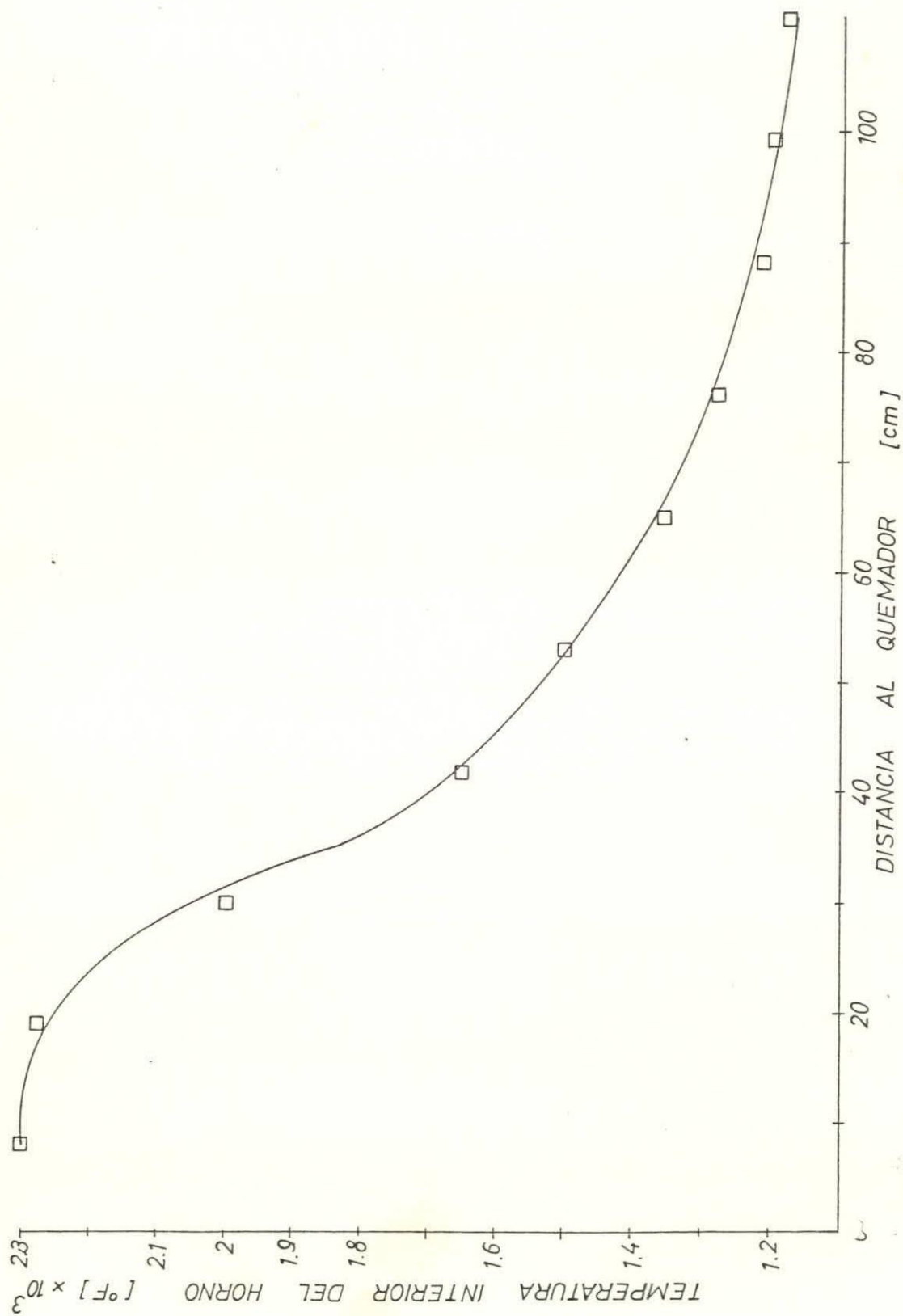
1.1.1.- Temperatura en el interior del horno Vs. Distancia al quemador para un porcentaje



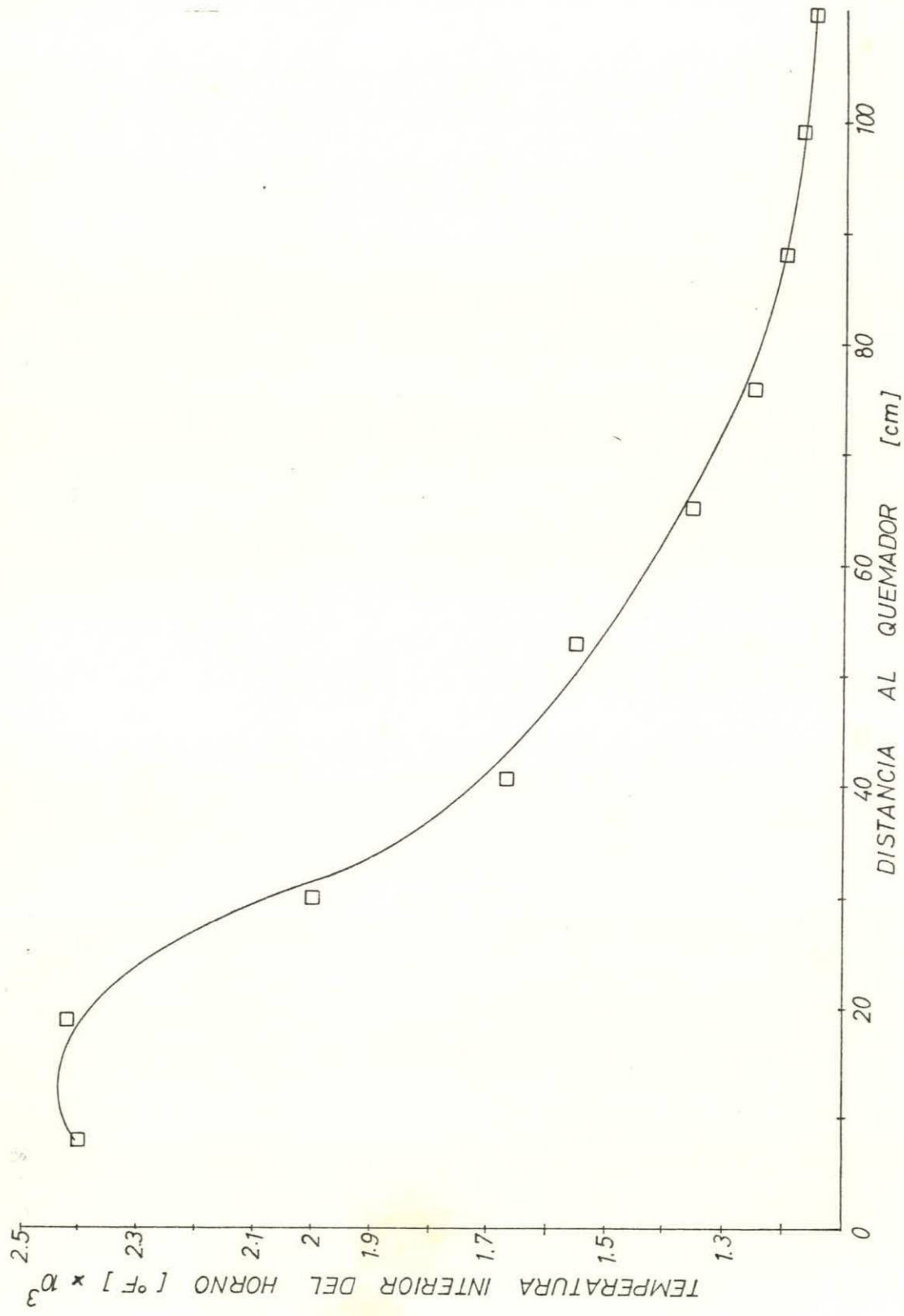
I.2.- Temperatura en el interior del horno Vs. Distancia al quemador para un porcentaje



I.3.- Temperatura en el interior del horno Vs. Distancia al quemador para un porcentaje



I.4.- Temperatura en el interior del horno Vs. Distancia al quemador para un porcentaje



I.5.- Temperatura en el interior del horno Vs. Distancia al quemador para un porcentaje

ANALISIS ECONOMICO

Para el presente trabajo, el análisis económico es de considerable importancia debido a la implementación del sistema de inyección de oxígeno con el objeto de mejorar la combustión. Por datos proporcionados en AGA Ecuador, se conoce que el precio del metro cúbico de oxígeno gaseoso es de 475 sucres, mientras que el precio del galón de diesel alcanza 130 sucres.

A continuación se van a realizar los cálculos de gastos existentes de combustible y de oxígeno por hora de funcionamiento del horno, para los diferentes porcentajes de oxígeno en el aire de combustión.

El flujo másico de combustible es constante e igual a 1.75 galones-hora, lo cual da un gasto de:

$$1.75 \frac{\text{galones}}{\text{hora}} \times 130 \frac{\text{sucres}}{\text{galón}} = 227.5 \frac{\text{sucres}}{\text{hora}}$$

Los gastos de oxígeno por hora de funcionamiento del horno se encuentran en la tabla que se da a continuación:

% de oxígeno en el aire	m _o (m³/hora)	Gasto (sucre/hora)	Gasto oxígeno Gasto combust.
21	0	0	0
23	0.94	446.5	1.96
25	1.76	836	3.67
27	2.47	1173.2	5.15
29	3.20	1520	6.68

Como se puede apreciar el gasto que se tiene debido al

uso de oxígeno es alto, así como la relación existente entre el gasto de oxígeno respecto al gasto de combustible. De estos resultados sin necesidad de realizar mayores cálculos, se puede deducir que la utilización del oxígeno es aplicable solo en procesos especiales, en los cuales sea necesario un aumento de la temperatura o un incremento de la velocidad de transferencia de calor, ya que su utilización en regímenes continuos no es económicamente justificable ya que el incremento que se obtiene en la eficiencia térmica y en la velocidad de transferencia de calor no es suficiente para justificar el gasto que representa el oxígeno.

En países industrializados como es el caso de Suecia en donde el precio del combustible se ha elevado drásticamente en los últimos 10 años y el costo de oxígeno no es muy elevado, esta técnica es utilizada ampliamente ya que se llega a un equilibrio entre el costo del oxígeno y el aumento de producción además de la disminución del consumo de combustible, por lo que se puede estimar que esta técnica se podrá llegar a utilizar en nuestro país en un futuro.

APENDICE J

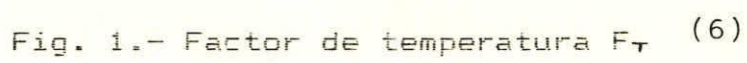




Fig. 2.- Conductividad promedio de los componentes de pared (6)

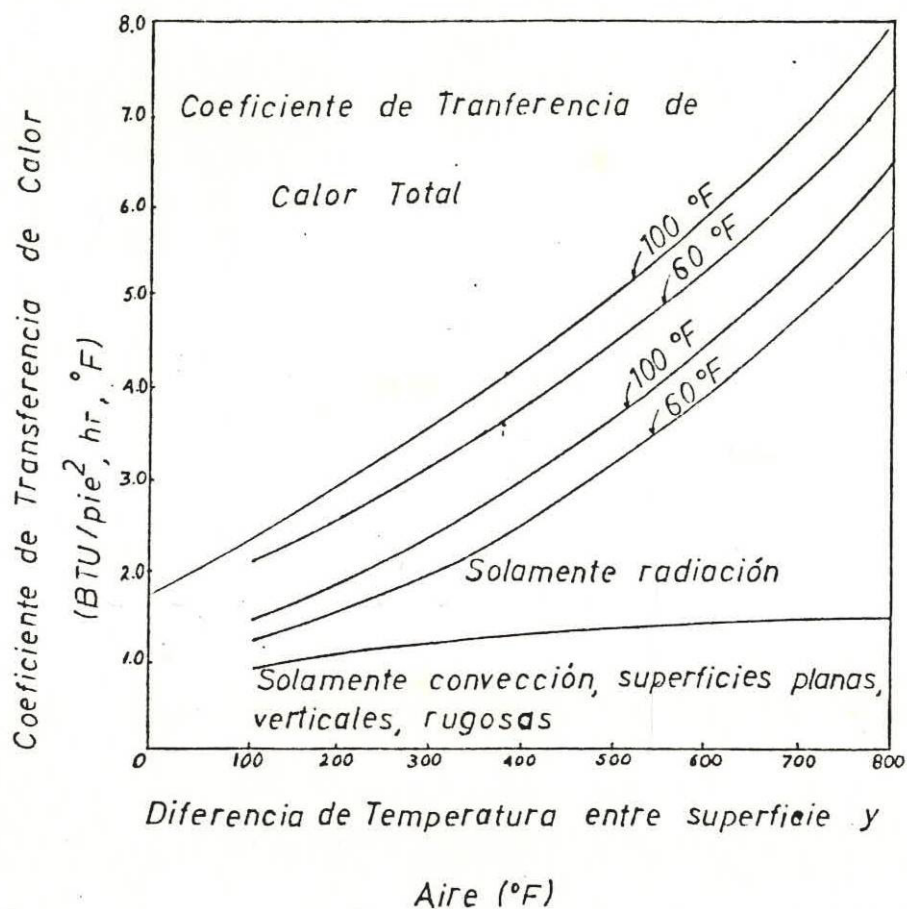


Fig. 3.- Coeficiente de transferencia de calor para diferentes condiciones en aire tranquilo. (6)

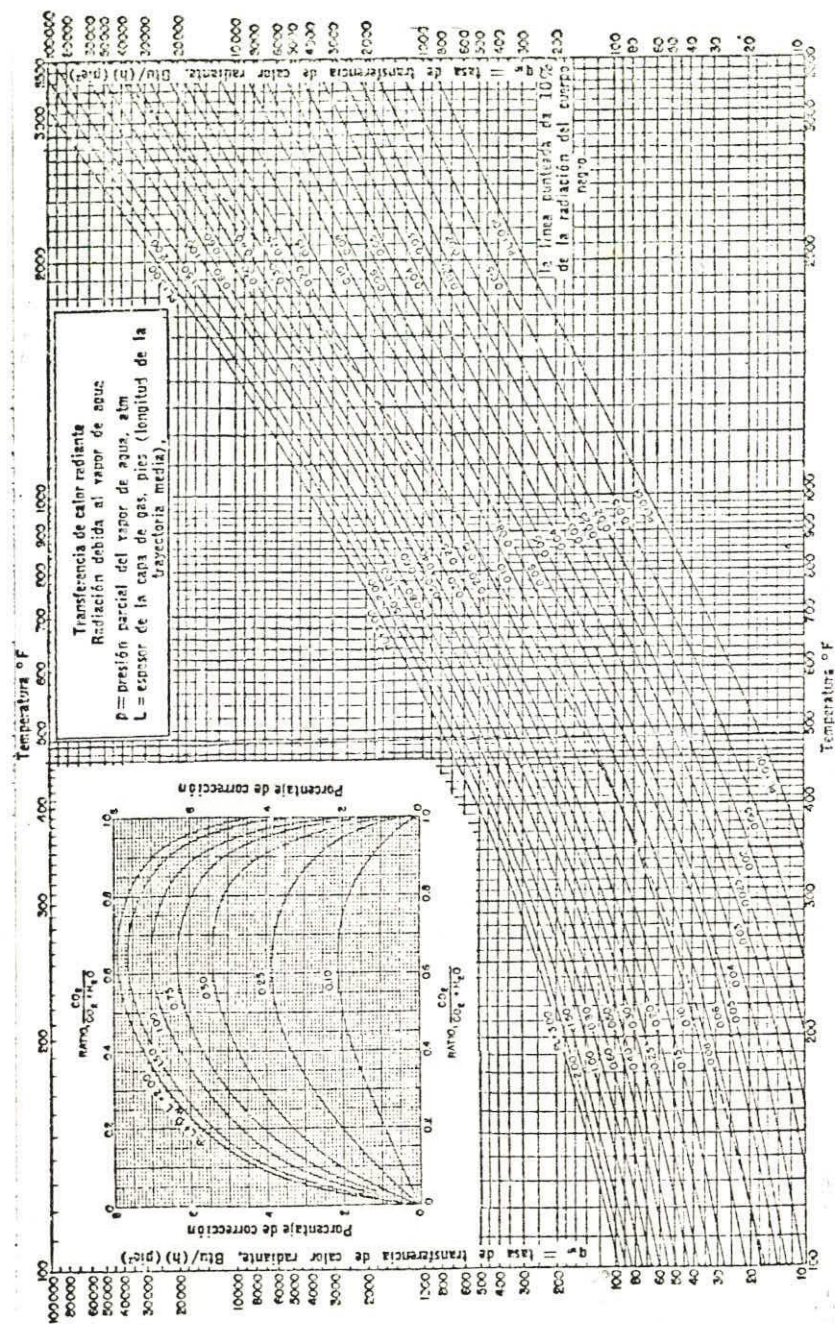


Fig. 4.- Emisividad del vapor de agua a $P_e=1$ atm y $P_w = 0(9)$

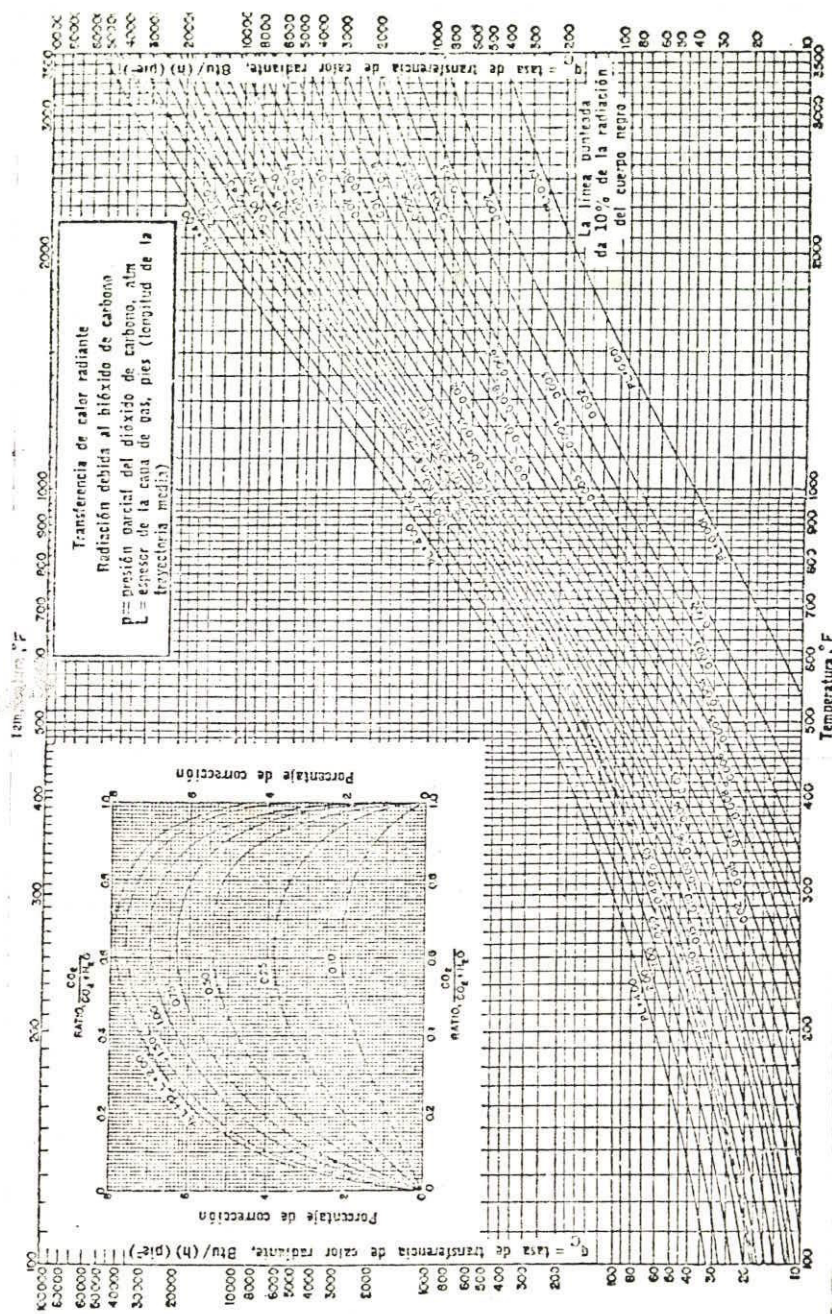


Fig. 4.- Emisividad del dióxido de carbono a $P_t=1$ atm (9)

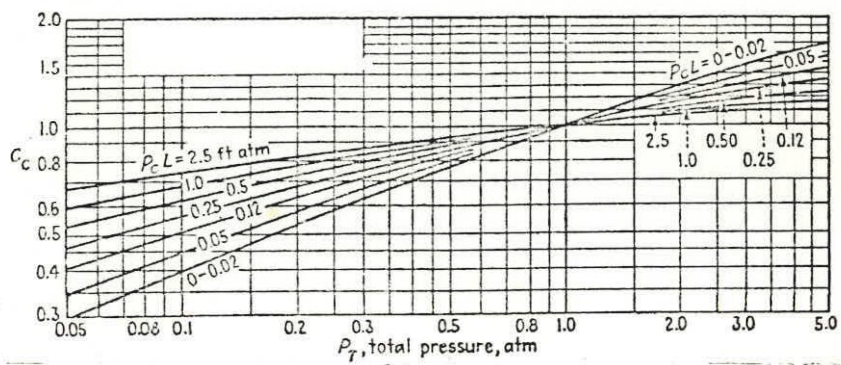


Fig. 5.— Factor de corrección por el efecto de la presión sobre la radiación de CO_2 (9)

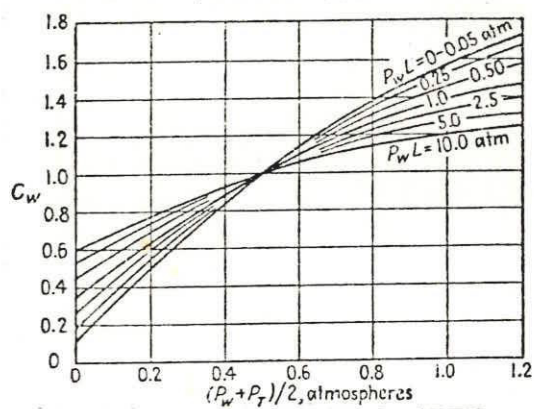


Fig. 7.- Factor de corrección por el efecto de la presión sobre la radiación del vapor de agua (12)

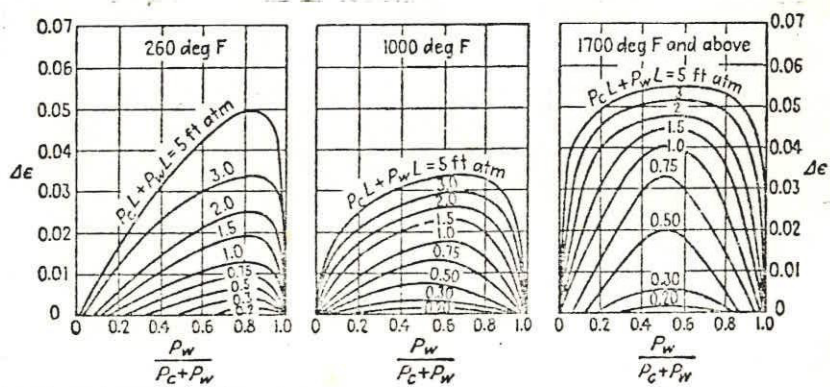


Fig. 8.- Corrección para la emisividad del gas debido a la superposición espectral del vapor de agua y CO_2 (12)

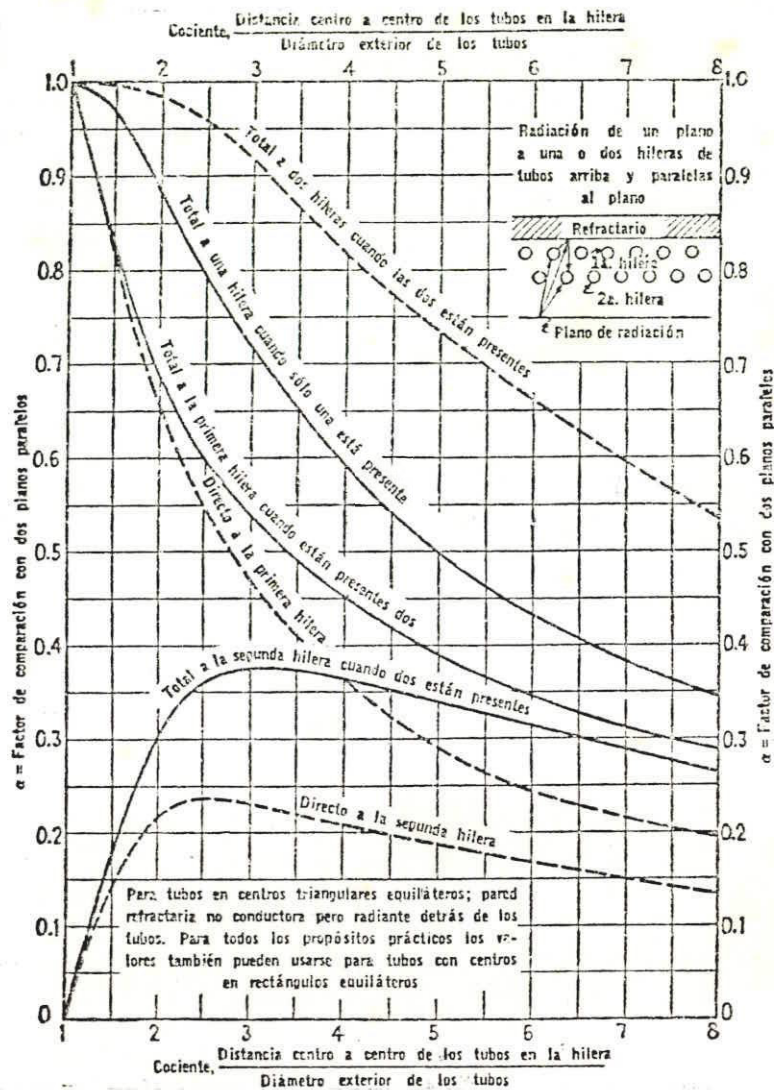


Fig. 10.- Radiación entre un plano y una o más hileras de tubos paralelas a dicho plano (9)

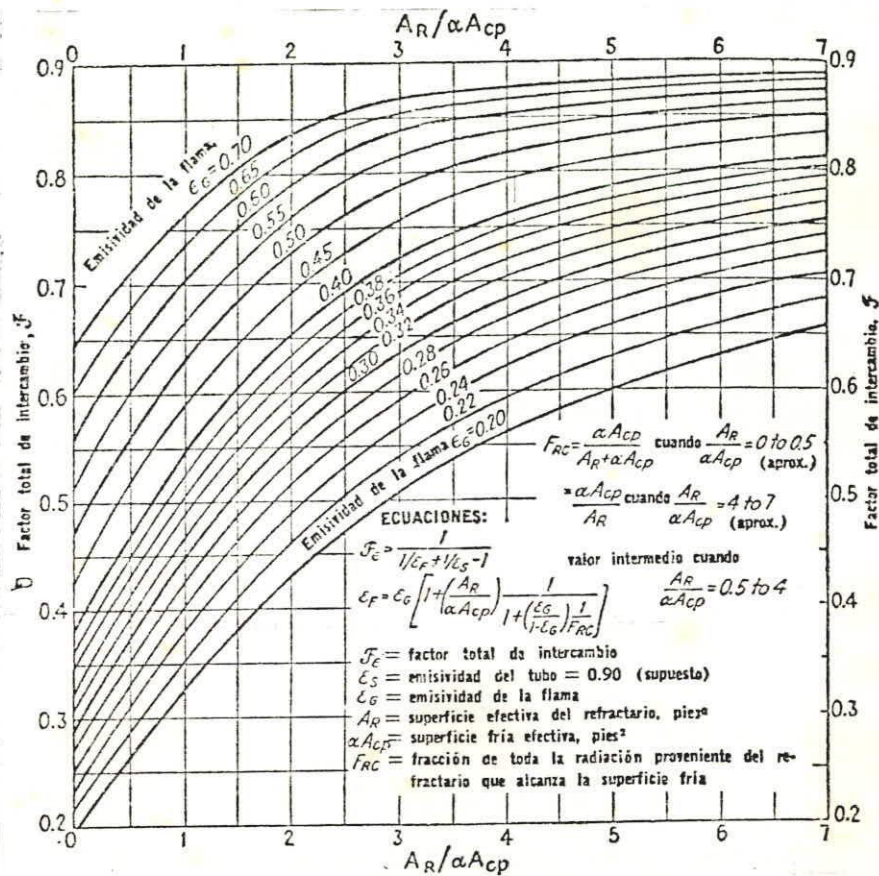


Fig. 11.- Factor total de intercambio (9)

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

Fig. 9.- Longitud media de la trayectoria radiante en varias formas de gas (9)

BIBLIOGRAFIA

1. North American Combustion Handbook (3ra edición, 1979), pp. 42-75.
- 2.- Some Basics Facts on Origen Enrichment of the Combustion Air in Heating Furnaces (AGA Suecia, 1983).
- 3.- W. Trinks y M. H. Mawhinney, Hornos Industriales (Volumen I; Bilbao, 1975), pp. 122-215.
- 4.- F. Kreith, Principios de Transferencia de Calor (Pennsylvania: International Texbook Company, 1968).
- 5.- M. Patiño y F. Romay, Combustión y Contaminación Industrial (Guayaquil: ESPOL, 1988), pp. 5-29.
- 6.- N. Fernandez, "Determinación de Eficiencia Térmica de un Horno Experimental Usando Diesel como Combustible" (Tesis, FIM, ESPOL, 1985).
- 7.- A. Vargas, "Industrial Ventilation" (Guayaquil: ESPOL, 1986).
- 8.- Monge Luis A., "Diseño, Construcción y Evaluación de un Horno para Pruebas de Combustibles" (Tesis, FIM, ESPOL, 1981).
- 9.- Donald G. Kern, "Procesos de Transferencia de Calor" (Décima quinta edición, 1981).
- 10.- Clive Davies, Calculations in Furnace Technology (Primera edición, 1970).
- 11.- W. M. Rohsenow y J. P. Hartnett, "Handbook of Heat Transfer", 1973.
- 12.- Mc. Adams William, "Transferencia de Calor", 1969, 3ra edición.