

T
665.779
DUQ e.

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA

"EVALUACION EXPERIMENTAL DE UN QUEMADOR DE MOVIMIENTO
HELICOIDAL VARIABLE PARA PRUEBAS DE COMBUSTION DE GA
SES".

TESIS DE GRADO

PREVIA A LA OBTENCION DEL TITULO DE:

INGENIERO MECANICO

PRESENTADA POR:

JORGE DUQUE RIVERA

GUAYAQUIL - ECUADOR

1982



AGRADECIMIENTO



RIBL...
...C.R.

AL DR. ALFREDO BARRIGA R., DIRECTOR DE TESIS, POR SU GUIA, PACIENCIA Y SOPORTE DURANTE TODO EL TIEMPO QUE TOMO ESTE TRABAJO,

AL PERSONAL DEL LABORATORIO DE CONVERSION DE ENERGIA POR SU INVALORABLE AYUDA EN LA CONSTRUCCION DEL EQUIPO EXPERIMENTAL.

DEDICATORIA

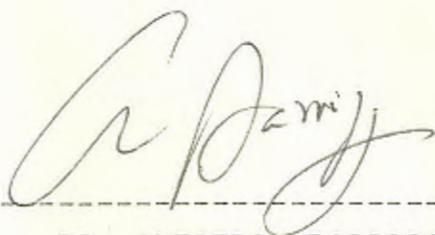


A MIS PADRES

A LA MEMORIA DE MIS HERMANOS

A MI ESPOSA

A MI HIJA



DR. ALFREDO BARRIGA R.

DIRECTOR DE TESIS



DECLARACION EXPRESA

"LA RESPONSABILIDAD POR LOS HECHOS, IDEAS Y DOCTRINAS EXPUESTAS EN ESTA TESIS, ME CORRESPONDEN EXCLUSIVAMENTE Y, EL PATRIMONIO INTELECTUAL DE LA MISMA, A LA ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

(REGLAMENTO DE EXAMENES Y TITULOS PROFESIONALES DE LA ESPOL).



JORGE DUQUE RIVERA



RESUMEN

En este trabajo se realiza la evaluación de un diseño de quemador de vortiginosidad variable para el aire con miras a su aplicación en la combustión de gases combustibles alternativos como el bio-gas y el gas de gasificación de carbón.

Se construyó una instalación experimental con instrumentación para las pruebas. Se efectuaron pruebas de estabilidad con gas licuado de petróleo, bio-gas y gas de gasificación de carbón y se investigó el efecto que sobre parámetros importantes de las llamas (forma, dimensiones, tipo) y sobre las eficiencias de combustión y de transmisión del calor tienen la variación de el grado de vortiginosidad y las relaciones aire-combustible de trabajo con el GLP.

INDICE GENERAL

	<u>PAGS</u>
RESUMEN-----	VI
INDICE GENERAL -----	VII
LISTA DE FIGURAS -----	X
LISTA DE TABLAS -----	XV
LISTA DE APENDICES -----	XVIII
LISTA DE SIMBOLOS -----	XIX
INTRODUCCION -----	22
CAPITULO I	
GENERALIDADES DEL PROYECTO -----	24
CAPITULO II	
LA COMBUSTION DE COMBUSTIBLES GASEOSOS -----	27
2.1. PROPIEDADES Y CLASIFICACION DE LOS COMBUSTIBLES GASEOSOS -----	28
2.1.1. Propiedades -----	28
2.1.2. Clasificación -----	39
2.2. PARAMETROS IMPORTANTES EN LA COMBUSTION DE GA SES. TIPOS DE LLAMA-----	48

2.3. REQUERIMIENTOS DE LA COMBUSTION INDUSTRIAL----	54
CAPITULO III	
DISEÑO DEL QUEMADOR-----	61
3.1. FACTORES DE DISEÑO -----	61
3.1.1. Carga Térmica. Cálculo del aire teórico y de exceso (Estequiometría) y Equilibrio Químico -----	62
3.1.2. Estabilidad de la llama. Efecto del mo vimiento helicoidal. (Rotación del aire)	107
3.1.3. Factor de Caracterización del Grado de Rotación de un sistema. Número de Swirl.	124
3.2. EL GENERADOR DE ROTACION DE AIRE -----	132
CAPITULO IV	
CONSTRUCCION Y PRUEBA DEL QUEMADOR -----	134
4.1. DESCRIPCION DEL EQUIPO EXPERIMENTAL -----	134
4.1.1. Conjunto del Quemador -----	134
4.1.2. Cámara de Combustión -----	143
4.1.3. Instrumentos de Medición -----	146
4.2. EXPRESION PARA EL NUMERO DE SWIRL -----	172
4.3. PROCEDIMIENTO DE PRUEBAS -----	175
CAPITULO V	
RESULTADOS -----	184

5.1. EFECTO DE LA VARIACION DEL GRADO DE ROTACION	
DEL AIRE -----	207
5.1.1. Mapeo de Temperaturas en el horno-----	207
5.1.2. Temperatura y composición de los gases	
de escape -----	207
5.1.3. Eficiencia de transmisión de calor a	
la carga -----	210
5.2. EFECTO DE LA VARIACION DE LA RELACION AIRE -	
COMBUSTIBLE -----	210
5.2.1. Mapeo de Temperaturas en el horno-----	210
5.2.2. Temperatura y composición de los gases	
de escape -----	213
5.2.3. Eficiencia de Transmisión del calor a	
la carga -----	213
OBSERVACIONES EXPERIMENTALES -----	214
CAPITULO VI	
ANALISIS DE RESULTADOS -----	220
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES -----	224
APLICACIONES -----	227
APENDICES -----	228
BIBLIOGRAFIA -----	293

INDICE DE FIGURAS

<u>Nº</u>		<u>Pag.</u>
1	VELOCIDADES DE LLAMA DE GASES INDIVIDUALES Y DE MEZCLAS DE GASES COMBUSTIBLES-----	40
2	PROCESOS INTERCONECTADOS EN LA COMBUSTION-	50
3	TRANSMISION Y PERDIDA DE CALOR EN HORNOS--	63
4	DIAGRAMA DE OSTWALD PARA UN GAS NATURAL---	80
5-A	DEFINICION DE ΔH_R -----	85
5-B	EVALUACION DE $H_2 - H_1$ -----	85
6	COMBUSTION ADIABATICA EN FLUJO ESTABLE---	90
7	ENTROPIA DE UN SISTEMA AISLADO-----	93
8	K_p Vs. T PARA 3 REACCIONES -----	103

<u>Nº</u>		<u>Pag</u>
9	SISTEMA DE FLUJO EN LA ESTELA DE UN CUERPO ROMO-----	115
10	ESTABILIZACION DE LLAMA EN LA ESTELA DE UN CUERPO ROMO-----	117
11	PATRON DE FLUJO EN FLUJO CON SWIRL-----	119
12-A	BLOQUES GUIA RADIALES -----	121
12-B	ALABES GUIA AXIALES -----	122
13	RECIRCULACION DE GAS EN UN FLUJO CHORRO - AXISIMETRICO CONFINADO -----	125
14	EFFECTO DE LA GEOMETRIA DE LA TOBERA SOBRE LA POSICION Y TAMAÑO DE LA ZONA DE RECIRCU LACION EN FLUJOS CON SWIRL FUERTE-----	128
15	TAMAÑO Y FORMA DE LA ZONA DE RECIRCULACION EN FUNCION DEL GRADO DE SWIRL Y EL ANGULO DIVERGENTE DE TOBERA -----	130

<u>Nº</u>		<u>Pag</u>
16	TIPOS DE LLAMA EN FLUJO CON SWIRL-----	131
17	ESQUEMA DEL EQUIPO EXPERIMENTAL -----	135
18	MONTAJE DEL EQUIPO DE COMBUSTION-----	136
19	QUEMADOR -----	138
20	BLOQUES GENERADORES DE SWIRL -----	139
21	POSICIONES LIMITE DE ENTRADA DE AIRE-----	141
22	BOCA REFRACTARIA -----	142
23	CAMARA DE COMBUSTION -----	144
24	CURVA CABEZAL-CAUDAL DEL VENTILADOR -----	147
25	ESQUEMA DEL DEPOSITO HUMEDO PARA GAS -----	154
26	PIROMETRO DE SUCCION -----	159
27	APARATO DE ORSAT -----	163

<u>Nº</u>		<u>Paq</u>
28	ESQUEMA DEL FYRITE-----	166
29	FYRITE Y EQUIPO DE MUESTREO-----	168
30	PRINCIPIO DE OPERACION DEL FYRITE-----	169
31	VARIACION DE S CON ξ/ξ_m PARA VARIOS \emptyset : COM BUSTIBLE PROPANO-----	176
32	VARIACION DE S CON ξ/ξ_m PARA VARIOS \emptyset : COM BUSTIBLE GAS DE BAJO PODER CALORIFICO-----	177
33 A	PLANOS DE MEDICION DE TEMPERATURA DE LOS GASES-----	181
33 B	DISTRIBUCION DE LOS PUNTOS DE MUESTREO DE TEMPERATURA DE LOS GASES EN LA SECCION - TRANSVERSAL DE LA CAMARA -----	182
34	DIAGRAMA DE OSTWALD DEL COMBUSTIBLE LPG---	191
35	CURVAS η_t , η_c y η_g AJUSTADAS POR MINIMOS CUADRADOS -----	204-6
36	MAPEOS DE TEMPERATURA DE LOS GASES EN LA CAMARA -----	208-9

<u>Nº</u>		<u>Pag</u>
37	MAPEOS DE TEMPERATURA DE LOS GASES EN LA CA MARA -----	211-2
III-A.1	PRESION DE VAPOR PARA GASES LICUADOS DE PE TROLEO-----	247
III-A.2	USO DE EXTRAPOLACION GRAFICA POR MEDIO DEL DIAGRAMA DE OSTWALD PARA ENCONTRAR LA RECTA DE COMBUSTION COMPLETA DEL LPG-----	251
AP. IV	GRADIENTES DE TEMPERATURA DE LOS GASES EN LA CAMARA DE COMBUSTION EN PRUEBAS CON LPG.	264-80
VI-1	RADIACION DESDE LA "BOLA DE FUEGO-----	287
VI.2	ZONAS DE RADIACION -----	290

LISTA DE TABLAS

<u>Nº</u>		<u>PAG.</u>
I	LIMITES DE INFLAMABILIDAD APROXIMADOS DE GASES EN AIRE A STP CON PROPAGACION DE LLAMA ASCENDENTE.-----	34
II	TEMPERATURAS DE IGNICION DE COMPONENTES GASEOSOS COMBUSTIBLES EN AIRE, A PRESION ATMOSFERICA-----	37
IIIA	COMPOSICION DEL GAS NATURAL (EN VOLUMEN)-----	42
IIIB	COMPOSICIONES VOLUMETRICAS EN PORCENTAJE DE DIFERENTES GASES NATURALES -----	42a
IV	COMPOSICION PORCENTUAL DEL LPG (% VOL. LIQ.)-----	44
V	ANALISIS SELECTO DE COMBUSTIBLES GASEOSOS DERIVADOS DEL CARBON-----	45
VI	PESOS ATOMICOS Y MOLECULARES DE GASES -----	74
VII-A	DIMENSIONES DEL QUEMADOR -----	148

<u>Nº</u>		PAG.
VII-B	DIMENSIONES DE LA BOCA REFRACTARIA-----	149
VII-C	DIMENSIONES DEL GENERADOR DE SWIRL-----	150
VII-D	DIMENSIONES DE LA CAMARA DE COMBUSTION---	151
VIII	DATOS EXPERIMENTALES -----	185
IX	DETERMINACION DEL ϕ EA A PARTIR DEL DIAGRA MA DE OSTWALD-----	192
X	VALORES DE LOS NUMEROS DE SWIRL EMPLEADOS	193
XI	CANTIDAD DE CALOR GANADA POR EL AGUA ----	196
XII	TEMPERATURAS DE PARED DE LA CAMARA DE COM BUSTION-----	197
XIII	CALOR PERDIDO EN LOS GASES DE ESCAPE-----	201
XIV	EFICIENCIAS DE TRANSMISION, COMBUSTION Y GLOBALES -----	203

NE

PAG.

XIV	VALORES PARA APLICACION DE MINIMOS CUADRADOS EN APROXIMACION A RECTA DE LA LINEA DE COMBUSTION COMPLETA PARA EL LPG-----	254
XVI	VALORES DE COMPOSICION DEL ESCAPE EN BASE - HUMEDAD, DE y/x Y $(r_{a/c})$ VOLUMETRICA OBTENIDOS DE BALANCES ESTEQUIOMETRICOS-----	257
XVII	VALORES PARA APLICACION DE CRITERIO DE RECHAZO DE DATOS -----	258
XVIII	DATOS PARA LA CONSTRUCCION DEL DIAGRAMA DE OSTWALD DEL LPG-----	262

LISTA DE APENDICES

- I DIAGRAMAS DE OSTWALD DE HIDROCARBUROS GASEOSOS
- II EJEMPLOS DE CALCULO DE LA TEMPERATURA ADIABATICA DE LLAMA.
- III.a PRIMER METODO PARA ENCONTRAR LA COMPOSICION DEL LPG COMO GAS.
- III.b SEGUNDO METODO PARA ENCONTRAR LA COMPOSICION - DEL LPG COMO GAS.
- III.c CONSTRUCCION DEL DIAGRAMA DE OSTWALD DEL LPG.
- IV GRADIENTES DE TEMPERATURA EN LA CAMARA DE COMBUSTION.
- V EQUIPO EXPERIMENTAL.
- VI ANALISIS DE LA TRANSMISION DE CALOR POR RADIACION EN LLAMAS.

LISTA DE SIMBOLOS

- A: FUNCION DE HELMHOLTZ, $U-TS$.
- B: ESPESOR DE LOS BLOQUES DEL GENERADOR DE SWIRL
- C: CALOR ESPECIFICO
- d, D: DIAMETRO
- G: FUNCION DE GIBBS, $H-TS$
- H: ENTALPIA, $U + pV$.
- h_c : COEFICIENTE CONVECTIVO DE TRANSFERENCIA DE CALOR
- ΔH_f : ENTALPIA DE FORMACION (CAMBIOS)
- ΔH_R : ENTALPIA DE REACCION (CAMBIOS)
- h: ENTALPIA ESPECIFICA
- K: CONDUCTIVIDAD TERMICA
- K_p : CONSTANTE DE EQUILIBRIO
- ΔK : ENERGIA CINETICA (CAMBIO)
- L: LONGITUD
- \dot{m} : FLUJO MASICO
- n: NUMERO DE BLOQUES GUIA
- N: NUMERO DE MOLES
- Nu : NUMERO DE NUSSELT
- P: PRESION
- p: PIES

ΔP : ENERGIA POTENCIAL (CAMBIO)
 Pr : NUMERO DE PRANDTL.
 Q : CALOR
 $r_{a/c}$: RELACION AIRE-COMBUSTIBLE
 Re : NUMERO DE REYNOLDS
 S : ENTROPIA, NUMERO DE SWIRL
 SGf : GRAVEDAD ESPECIFICA DEL COMBUSTIBLE
 STP : CONDICIONES ESTANDAR DE TEMPERATURA Y PRESION
 T : TEMPERATURA
 U : ENERGIA INTERNA
 Uf : VELOCIDAD DE LLAMA SUBSONICA
 \dot{V} : FLUJO VOLUMETRICO
 W : TRABAJO

LETRAS GRIEGAS

α : ANGULO DE LOS CANALES TANGENCIALES DEL GENERADOR DE SWIRL.
 β : FACTOR DE SWIRL DEL COMBUSTIBLE
 η : EFICIENCIA
 μ : VISCOSIDAD ABSOLUTA
 ν : COEFICIENTE ESTEQUIOMETRICO
 ρ : DENSIDAD
 \emptyset : RELACION AIRE-COMB.REAL, DIAMETRO

ξ : ANGULO ENTRE LOS BLOQUES FIJOS Y MOVILES DEL GENERADOR DE SWIRL.

σ_M : RELACION AIRE-COMBUSTIBLE ESTEQUIOMETRICO EN MASA

SUBINDICES

a: AIRE

b: MASA

c: CENTRAL, COMBUSTIBLE

d: DIAMETRAL

ent: ENTRADA

f: COMBUSTIBLE

g: GAS

i: COMPONENTE I-ESIMO

in: INFERIOR

iz: IZQUIERDA

m: MASICO, MAXIMO

n: TOBERA, BOCA DEL QUEMADOR, N-ESIMO

s: SUPERIOR, PARED

sal: SALIDA

INTRODUCCION

El objetivo principal de este trabajo es el estudio experimental de un diseño particular de quemador para combustión gaseosa. El diseño, originalmente desarrollado por la Fundación Internacional para la Investigación en Llamas (IIRL) en Holanda y aplicado en pruebas de combustión de petróleo y gas de bajo poder calorífico en el Virginia Polytechnic Institute and State University, que incluye un generador de movimiento helicoidal variable para el aire de combustión (swirl variable) se probó con gas licuado de petróleo en pruebas continuas y con bio-gas y gas de gasificación de coke en pruebas de estabilidad.

Para la ejecución de las pruebas se construyó el conjunto experimental formado por el quemador, una cámara de combustión refrigerada por agua y los suministros de agua y aire, el cual se dotó de una instrumentación apropiada.

En la presentación de resultados se incluye un diagrama de estabilidad para el gas licuado de petróleo construido a partir de los datos experimentales de su combustión en aire;

se analiza la potencia máxima y el campo de regulación del quemador obtenidos con LPG y se estudia el efecto que sobre la estabilidad y el tipo de las llamas; sobre las distribuciones de temperatura de los gases dentro de la cámara y sobre las eficiencias de transmisión del calor, eficiencias de combustión y globales tienen la variación del grado de swirl y la variación de las relaciones aire - combustible de operación. Se presentan también los resultados de las pruebas con bio-gas y gas de gasificación de coke.

Desde el punto de vista teórico, se presenta una visión general de los combustibles, los fundamentos de la combustión de gases y de la estabilización de llamas.

CAPITULO I

GENERALIDADES DEL PROYECTO

Este trabajo de tesis surgió como parte del programa de investigación del Laboratorio de Conversión de Energía en el área de utilización de combustibles gaseosos alternos en quemadores de tipo industrial y tiene como objetivo evaluar la operación de un diseño particular de quemador con miras a su aplicación en la combustión de gases de poder calorífico medio y bajo tales como el bio-gas y el gas de gasificación de carbón, respectivamente.

El quemador con el que se trabajó fue construído en base a un diseño, desarrollado en la IFRF en Holanda y probado en la combustión de gases en el VPSU en U.S.A., que incluye un generador de torbellino variable para el aire de combustión y cuya descripción se presenta en el capítulo - IV.

Para cuantificar la intensidad del torbellino generado se introduce una relación adimensional de los flujos axiales

de momentum angular y lineal, denominado grado o número de swirl, de uso muy extenso en la literatura y se presenta y analiza la expresión que se aplica para el caso particular que se investiga.

Se intenta evaluar el efecto de las variables de funcionamiento del quemador (relaciones aire-combustible y grado de swirl) sobre características tales como la estabilidad, forma y tipo de las llamas y sobre las eficiencias de combustión, transmisión del calor y globales de las mismas con el LPG como combustible y se prueba al quemador con bio-gas y gas de gasógeno en pruebas de estabilidad.

El equipo y la instrumentación utilizados, su funcionamiento y el procedimiento de ejecución de las pruebas se muestran en el Capítulo IV.

En los Capítulos II y III, se hace un recuento de la Teoría básica envuelta en este proyecto: fundamentos sobre combustibles gaseosos y sobre la aerodinámica y su influencia sobre parámetros importantes de la combustión.

A partir del análisis de los productos de su combustión se

construye un diagrama de Ostwald para el LPG y se lo utiliza en la evaluación de los excesos de aire de trabajo. Este diagrama aparece en el Capítulo de Resultados y su construcción se trabaja en el Apéndice III A, basada en las ecuaciones del Apéndice I.

Finalmente, a partir de los resultados y su análisis se infieren conclusiones, se hacen recomendaciones para posteriores investigaciones y se presentan posibles aplicaciones de este trabajo.

CAPITULO II

LA COMBUSTION DE COMBUSTIBLES GASEOSOS

Combustible en forma general, es una sustancia que contiene energía química debido a la configuración de los átomos y moléculas que la componen, la misma que puede ser liberada según:

- a. Reacciones de combustión
- b. Reacciones nucleares

Los que liberan su energía según reacciones de combustión - son los que interesan en este trabajo y el término combustible se usará aquí para ellos.

La combustión se define como un conjunto de reacciones de oxidación rápidas, 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. Comercialmente, combustible es cualquier material; gran parte del cual puede hacerse reaccionar con el oxígeno, usualmente del aire; para liberar su energía de tal manera que su utilización deje beneficio económico.

Según la fase los combustibles son líquidos, sólidos o gaseosos; siendo los de éste último grupo los que copen nuestra atención en esta tesis.

2.1. PROPIEDADES Y CLASIFICACION DE LOS COMBUSTIBLES GASEOSOS.

2.1.1. Propiedades

Para los fines de combustión, es necesario conocer las características de los gases combustibles y las de sus mezclas con el aire.

Las propiedades más importantes de un gas son - su gravedad específica y poderes caloríficos y las de las mezclas gas - aire son los límites - de inflamabilidad, temperatura de ignición y ve

locidad de propagación de la llama.

A continuación se hace un repaso de lo que son estas propiedades y su importancia.

Poder Calorífico

Para el caso de gases, el poder calorífico es la cantidad de unidades de calor que se liberan por unidad de volumen de gas cuando éste se quema - completamente y los productos de la combustión - se enfrían a 288°K . Es necesario especificar las condiciones a las que se define la cantidad (T y P).

La definición de poder calorífico incluye la condición de que los productos sean enfriados hasta 288°K , de manera que dentro del calor liberado - se encuentran el calor sensible y el calor latente de condensación del agua. A este calor se lo denomina poder calorífico alto o bruto. Sin embargo, en la mayoría de las aplicaciones industriales, los productos de combustión abandonan la planta a temperaturas muy por encima de este

valor, conservándose el agua como vapor. El calor latente de condensación no se libera, siendo el calor cedido por unidad de volumen, menor. A éste se lo conoce como poder calorífico bajo o neto. Obviamente esta cantidad tiene mayor significado práctico.

Conociendo la composición porcentual de un gas, se puede estimar su poder calorífico a partir de los de sus componentes.

Si se han determinado los requerimientos de energía dentro de una planta y se conoce el poder calorífico de el combustible a usarse, se puede calcular la cantidad de combustible que se necesitará por unidad de tiempo, pudiéndose de esta forma dimensionar los tanques de almacenamiento y tuberías y, además calcular los costos de instalación y operación de la planta. Se aprecia entonces, la importancia de esta propiedad y la necesidad de una determinación exacta de su valor numérico.

Gravedad Específica

Para un gas, es la relación entre su peso específico y el del aire considerado como la unidad. Es adimensional.

Esta cantidad se determina midiendo los tiempos tomados por volúmenes iguales de gas y de aire en pasar a través de un orificio calibrado pequeño. Y,

$$\text{Gravedad específica del gas} = t_g^2 / t_a^2$$

(Relativo al aire=1)

Donde t_g y t_a son los tiempos antes mencionados.

A presión constante, el volumen de gas que pasa a través de un orificio es inversamente proporcional a la raíz cuadrada de su gravedad específica (comparada con la del aire), por la ley de difusión de Graham. Si la gravedad específica de un gas disminuye, el volumen de gas que desde un reservorio a presión constante pasa a través de el orificio de un quemador de llama de difusión au

menta y viceversa.

Se puede introducir un índice denominado índice de Wobbé que relaciona el poder calorífico alto y la gravedad específica de un gas y que representa el potencial de flujo de calor a través de un orificio si la presión de alimentación se mantiene constante.

$$\text{Índice de Wobbé} = \frac{\text{Poder Calorífico Alto}}{\sqrt{\text{Gravedad específica (rel. al aire = 1)}}}$$

Deberá tomarse en cuenta el efecto de la presión sobre la densidad del gas en combustiones a presiones diferentes de la atmosférica.

Este índice es de gran importancia en la intercambiabilidad de gases en quemadores (14).

Límites de Inflamabilidad

Partiendo de mezclas estequiométricas de combusti

ble - aire comburent, siendo éstas las que contienen la cantidad exacta de aire para oxidar completamente los componentes oxidables del combustible, y procediendo en la escala de concentraciones tanto hacia las mezclas más ricas como hacia las más pobres en combustible, se llega en ambos casos a mezclas límite, en las cuales el calor producido por un volumen de la mezcla en combustión resulta insuficiente para propagar la llama en el ambiente circundante; ambos límites son el superior e inferior de inflamabilidad. Esto quiere decir que fuera de estos límites la combustión no es auto-soportante.

La tabla I, muestra valores para los límites de inflamabilidad de gases comunes y de mezclas de gases. Estos valores son solamente aproximados ya que estos límites se ven influenciados por el tamaño y forma del medio en que tiene lugar la combustión por la dirección en la cual se propaga la llama a través de la mezcla y por la composición volumétrica de una mezcla de gases combustibles.

TABLA I

LIMITES DE INFLAMABILIDAD APROXIMADOS DE GASES EN AIRE A STP CON PROPAGACION DE LLAMA ASCENDENTE.

GAS	LIMITE INF. (%v/v)	LIMITE SUP. (% v/v)
HIDROGENO	4.0	75
MONOXIDO DE CARBONO+VAPOR DE AGUA	12.5	74
METANO	5.3	15
ETANO	3.0	12.5
PROPANO	2.2	9.5
N-BUTANO	1.9	8.5
ETILENO	3.1	32.0
PROPILENO	2.4	10.3
GAS NATURAL*	4.8	13.5

* Dependiente de la composición del combustible.

(Tomada de Fuel Science, J.H.Harker/D.A.Allen,Cap.8.pág.118. Tabla 8.2)

Los límites de inflamabilidad de una mezcla de gases combustibles se pueden calcular con exactitud aceptable si se conoce la composición porcentual de la mezcla, a partir de los límites de sus componentes. Esto se puede hacer por la aplicación a la inflamabilidad de gases de la modificación de Le Chatelier a la ley de las mezclas. Si f_1, f_2, \dots, f_n son las respectivas fracciones, por volumen, de manera que $f_1 + f_2 + \dots + f_n = 1$, y si L_1, L_2, \dots, L_n son los respectivos límites en aire (inferior o superior) de los constituyentes, entonces el límite correspondiente de la mezcla es:

$$L = \frac{1}{f_1/L_1 + f_2/L_2 + \dots + f_n/L_n}$$

Esta relación puede aplicarse a gases con un contenido inerte del 10 % o menos sin introducir un error absoluto mayor del 2 %.

Temperatura de ignición

La temperatura de ignición de una mezcla gas-aire

o gas-oxígeno es la temperatura mínima a la cual la combustión se hace auto-soportante. En esta temperatura la velocidad de liberación del calor excede la velocidad con que se pierde el calor al medio circundante.

No existe una sola temperatura de ignición, éstas dependen de la concentración de combustible en la mezcla y del calor perdido. En la tabla II, se muestran las temperaturas de ignición de gases combustibles comunes.

Si la presión total en el sistema se incrementa, la temperatura de ignición disminuye debido a que la concentración se incrementa, ésto tiene especial significación en motores de combustión interna. La presencia de gases inertes y de humedad hacen que la temperatura de ignición se incrementa debido a la dilución del sistema.

Velocidad de Llama

De la definición se tiene que las reacciones de

TABLA II

TEMPERATURAS DE IGNICION DE COMPONENTES GASEOSOS COMBUSTIBLES EN AIRE
A PRESION ATMOSFERICA.

COMPONENTE	TEMP. IGNICION (°K)
HIDROGENO	860
MONOXIDO DE CARBONO	925
METANO	925-945
ETANO	850
PROPANO	820
BUTANO	800
ETILENO	820
PROPILENO	830

(Tomada de Fuel Science, J.H. Harker/D.A.Allen
Cap.8 pág.11. Tabla 8.1).

combustión son confinadas a un espacio, la zona de reacción. Esta zona sutil donde se producen las reacciones es la llama. Cuando una mezcla inflamable gas - aire se enciende, la zona de avance de la llama o frente de llama viaja a través de la mezcla, primero con velocidad constante y bajo condiciones adecuadas con una velocidad acelerada, lo que ocurre particularmente en condiciones de turbulencia. Puede alcanzarse ulteriormente una condición de deterioro en la que la velocidad se acelera hasta valores muy altos del orden de 3300 a 6600 pies/seg. que se dice que la mezcla ha detonado.

La velocidad de propagación de llama uniforme subsónica u_f es la que interesa en los problemas de utilización que incluyen diseño de quemadores y es a ésta a la que se denomina velocidad de llama.

Existen varios métodos que han sido usados para la medición de estas velocidades. Los resultados de los diversos métodos no concuerdan, pero cada método da valores relativos de utilidad.

En la práctica no interesan los frentes de llama viajeros, lo que interesa es localizar convenientemente a la zona de reacción, es decir, estabilizar la llama. Desde este punto de vista, el método que utiliza un mechero Bunsen para medir estas velocidades es el que suministra los valores más significativos (14).

Las velocidades de llama se ven afectadas por cambios en la relación aire combustible y en la composición y temperatura del gas. En la figura 1 - se muestran velocidades de llama de algunos gases individuales y de mezclas de gases combustibles. Todas las mediciones se hicieron a T y P atmosféricas.

2-1.2. Clasificación

En general, independientemente de la fase, los combustibles pueden ser primarios o secundarios. Los combustibles primarios son los que existen naturalmente y los secundarios son los producidos a partir de los primarios por procesos de tratamiento que alteran el material original químicamente.

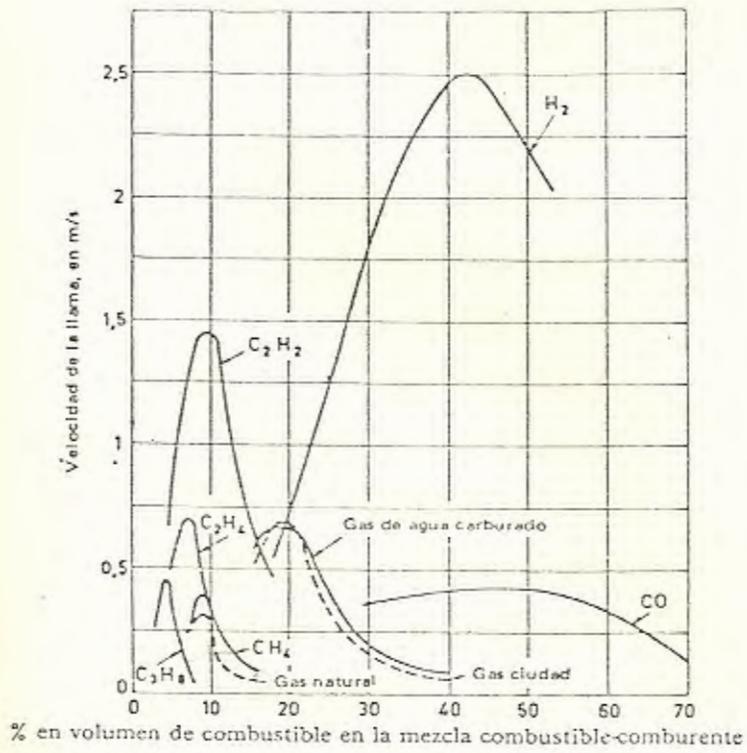


FIGURA Nº 1: VELOCIDADES DE LLAMA DE GASES INDIVIDUALES Y DE MEZCLAS DE GASES COMBUSTIBLES (tomado de 14).

Los combustibles gaseosos primarios son: el gas natural y los gases licuados de petróleo.

El gas natural está asociado con el petróleo crudo en el mismo pozo o puede encontrarse solo en pozos de gas que suelen estar lejos, en ciertos casos, de los pozos de petróleo debido a que el gas se ha filtrado a través de rocas porosas lejos del crudo. El rango de composiciones del gas natural se muestra en la tabla III A, tomando en consideración que las composiciones varían según la localización de la fuente como se puede observar en la tabla III B.

Los dos tipos básicos de gas natural son el gas seco y el gas húmedo. El primero, proveniente de un pozo de gas, es básicamente metano sin aceite o hidrocarburos más pesados y el segundo, separado del crudo en la parte superior del yacimiento, contiene componentes como pentanos, hexanos y gasolina natural, que separados del gas dan como resultado gas seco.

Los gases licuados de petróleo se pueden conside

TABLA III A

COMPOSICION DEL GAS NATURAL (EN VOLUMEN)

METANO	CH_4	70 - 90%
ETANO	C_2H_6	0 - 20%
PROPANO	C_3H_8	0 - 20%
BUTANO	C_4H_{10}	0 - 20%
HIDROGENO	H_2	-
BIOXIDO DE CARBONO	CO_2	0 - 8%
OXIGENO	O_2	0 - 0.2%
NITROGENO	N_2	0 - 5%
SULFURO DE HIDROGENO	H_2S	0 - 5%
GASES RAROS	A, He, Ne, Xe	Trazas

(Tomado de Fuel Science, J.H./O.A.Allen,
Cap.8 Pág.44, tabla 3.2)

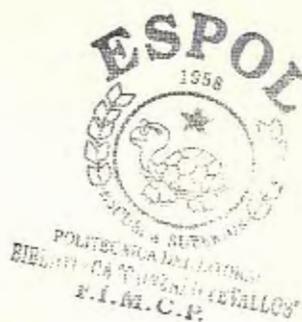


TABLA III B

Países	Yacimientos	CH ₄ (metano) % vol.	C ₂ H ₆ (etano) % vol.	C ₃ H ₈ (propano) % vol.	C ₄ H ₁₀ (butano) % vol.	C _n H _m (hidrocarb. superiores) % vol.	CO ₂ (anhídrido carbónica) % vol.	N ₂ (nitrógeno) % vol.	H ₂ S (hidrógeno sulfurado) g/m ³ n	
Italia	Correggio	99,6	—	0,2	—	—	—	0,2	0,002	
	Ravenna	99,5	—	0,1	—	—	—	0,4	—	
	Bordolano	98,6	—	—	—	—	—	1,4	—	
	Caviaga	97,9	C ₂ H ₆ + C _n H _m 1,1-0,6					—	1,0-1,5	—
	Cortemaggiore	90,3	C ₂ H ₆ + C _n H _m 9,2					—	0,5	—
Cornigliano	97,5-98,5	C ₂ H ₆ + C _n H _m 0,5-0,0					—	2,0-1,5	—	
Francia	Lacq	69,6	3,2	1,4	0,4	0,45	9,6	—	220	
	Lacq (depurado)	96,5	2,7	0,4	0,25	0,15	—	—	—	
Sahara	Hassi-R'Mel	79,6	7,4	2,7	1,4	3,6	0,2	5,1	—	
Holanda	Slochteren (Groningen)	81,3	2,9	0,4	0,1	0,1	0,8	14,4	—	
	Wanneperveen	89,2	2,8	0,6	0,26	0,14	0,3	6,6	—	
	Tubbergen	85,1	1,8	0,8	0,4	0,28	3,0	8,6	0,003	
	De Lier	68,8	6,2	1,9	1,0	0,5	0,1	1,4	—	
Alemania	Rehden 5	74,0	0,6	—	—	—	17,8	7,5	—	
	Rehden 22	82,2	0,6	—	—	—	10,0	7,1	—	
	Rehden T3	91,2	0,8	0,1	—	—	1,1	6,8	—	
	Bentheim	89,6	1,0	0,5	—	—	2,8	5,5	0,6	
	Goldenstedt	89,6	1,7	—	—	—	0,5	8,2	—	
	Anzing	94,2	2,0	1,7	1,1	0,2	0,8	—	—	
	Isen	98,6	0,5	0,2	—	—	0,1	0,6	—	
Emsmündung	81,8	2,8	0,4	0,2	—	0,8	14,0	—		
Rusia	Baku	93,0	3,3	—	—	—	2,2	0,5	—	
Inglaterra	Un promedio de diez pozos situados en varias partes del Mar del Norte	90,43	3,76	0,94	0,30	0,45	0,26	3,86	—	

COMPOSICIONES VOLUMETRICAS DE DIFERENTES GASES NATURALES

(Tomada de 14).

rar como combustibles primarios debido a que son producidos a partir del petróleo crudo o del gas natural sólo por procesos físicos. Son una mezcla de hidrocarburos que contiene normalmente propano, butano, isobutano y cantidades de propileno. Los productos más comerciales son el propano y el butano y mezclas de ambos. Este tipo de gas se vende en los cilindros para uso doméstico e industrial. La tabla IV muestra un análisis del LPG vendido por CEPE.

Entre los combustibles gaseosos secundarios - se encuentran los obtenidos a partir del carbón como subproductos o a partir de procesos de gasificación: gas de horno de coke (coke - oven gas), gas de alto horno (blast - furnace gas), el gas de agua y el gas de gasógeno (producer gas). La tabla V muestra un análisis - de los mismos.

Una considerable porción del carbón se convierte en gases y vapores en la producción de

TABLA IV

COMPOSICION PORCENTUAL DEL LPG

	% VOL.LIQ.	
PROPANO	14.75	18.92
PROPILENO	23.53	30.68
ISO-BUTANO	23.41	18.33
BUTENO-1	14.75	12.69
n-BUTANO	12.59	10.48
2 TRANS-BUTENO	6.32	5.41
2 CIS-BUTENO	4.21	3.03
NEO-PENTANO	0.13	0.10
ISO-PENTANO	0.31	0.36

(Suministrada por el Instituto de Química de la
Escuela Superior Politécnica del Litoral)

TABLA V

ANÁLISIS SELECCIONADO DE COMBUSTIBLES GASEOSOS DERIVADOS DEL CARBÓN

Gas N ^o		1	2	3	4
Análisis % Volumen					
H ₂	Hidrógeno	47,9	2,4	34.0	14.0
CH ₄	Metano	33.9	0.1	15.5	3.0
C ₂ H ₄	Etileno	5.2	-	4.7	-
CO	Monóxido de carbono	6.1	23.3	32.0	27.0
CO ₂	Dióxido de carb.	2.6	14.4	4.3	4.5
N ₂	Nitrógeno	3.7	56.4	6.5	50.9
O ₂	Oxígeno	0.6		0.7	0.6
C ₆ H ₆	Benceno	-	-	2.3	-
H ₂ O	Agua	-	3.4	-	-
Gravedad específica (relativo al aire)					
		0.413	1.015	0.666	0.857
Poder calorífico alto (BTU/pie ³)					
a 60 F & 30" Hg		590	-	534	163
a 80 F & 30" Hg		-	83.8	-	-

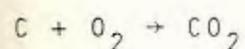
Gas N ^o	Tipo
1	Coke oven gas
2	Blast Furnace Gas (lean)
3	Carbureted water gas
4	Producer gas

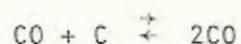
(Fuente: Ref.1. Pag.5.32, Tabla 30.)

coke. La parte no condensable de estos gases se denomina gas de horno de coke. Este gas se quema facilmente debido a su alto contenido de hidrógeno libre y el único problema que presenta es el de la formación de depósitos. Aproximadamente del 14 al 16 % del carbón cargado al horno se recupera como gas combustible.

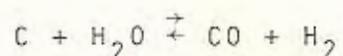
El gas de alto horno es el producido en los altos hornos de acero y se usa en hornos pequeños, en motores o en generación de vapor. Este gas tiene calidad variable, pero su contenido de monóxido de carbono es generalmente alto y su poder calorífico es bajo. Este gas es descargado generalmente a 500°F y con impurezas que causan depósitos.

En la gasificación del carbón pueden ocurrir dos tipos básicos de reacciones, la primera de las cuales es la reacción del gas de gasógeno:





la que es altamente exotérmica y permite que el proceso se opere continuamente. La segunda, la reacción del gas de agua:



es endotérmica y es usual combinarla con la reacción del gas de gasógeno para mantener la temperatura de la cama.

En la producción de gas de gasógeno se pasa aire a través de una cama de carbón incandescente y en la producción de gas de agua se pasa alternativamente vapor de agua y aire por la razón ya anotada. El gas de agua se enriquece con petróleo o con gas de refinería para obtener el gas de agua carburado (carburetted water gas).

Las plantas para obtener gas de gasógeno y de agua trabajan a presión atmosférica y los gases obtenidos son de bajo poder calorífico.

Como combustibles secundarios se tiene además - el gas de pueblo, los gases obtenidos de la gasificación del carbón vegetal y la madera y el bio-gas. La ESPOL se encuentra investigando en las áreas de gasificación de carbón mineral, vegetal y madera y en la obtención de bio-gas.

Como clasificación adicional e independiente se pueden agrupar los combustibles según el poder calorífico como materiales de alto, medio y bajo poder calorífico.

2.1. PARAMETROS IMPORTANTES EN LA COMBUSTION DE GASES. TIPOS DE LLAMA.

Asumiendo que se tiene un combustible gaseoso cualquiera; para quemarlo, es necesario tener una mezcla de gas-aire que pueda inflamarse y luego llevar a la mezcla a la temperatura de ignición y mantenerla en ese punto el tiempo necesario para asegurar su combustión completa.

En la figura N° 2, se muestra un esquema de los proce

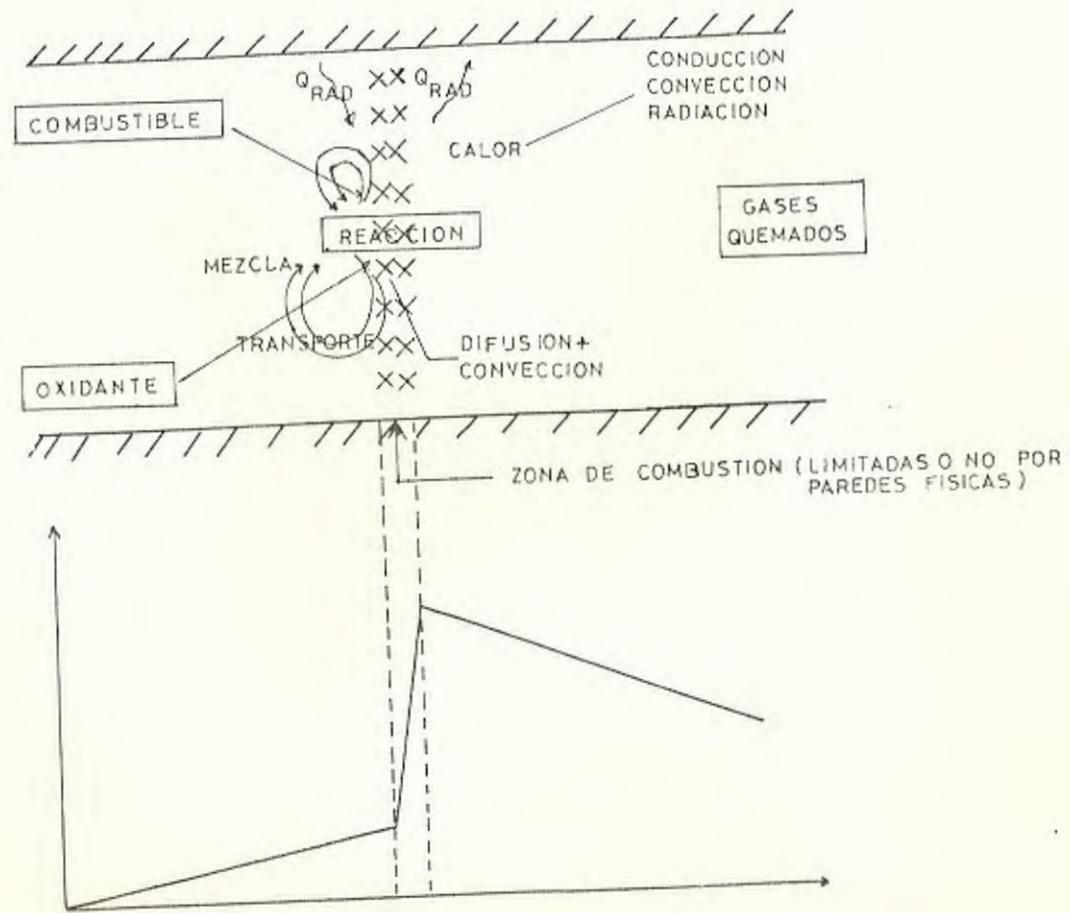
son interconectados en la combustión con una gráfica de la variación de la temperatura de la corriente - desde su ingreso como mezcla fresca hasta su salida como productos quemados.

El combustible y el oxidante ingresan separados pero se mezclan rápidamente antes de la zona de reacción, en la que debido a la alta temperatura reaccionan generando calor, para posteriormente abandonar la zona de combustión como gases quemados. La zona de combustión se localiza en el punto en que el calor generado es por lo menos igual al calor perdido. Desde la llama se transmite calor por radiación y conducción hacia la mezcla fresca y corriente abajo, existiendo además desde esta zona difusión y convección tanto corriente arriba como corriente abajo y finalmente radiación hacia los límites de la zona y desde éstos radiación o re-radiación hacia aquella - (especialmente si hay límites físicos).

La temperatura de la mezcla aumenta primero gradualmente y luego en la zona de reacción sufre un gran incremento, para decaer conforme se aleja de la misma. Como principio esto es suficiente; pero, hay que

FIGURA N° 2

PROCESOS INTERCONECTADOS EN LA COMBUSTION



tener en cuenta que hasta ahora se ha hablado de mezclas combustibles y de combustión como si la cantidad correcta de gas estuviese mezclada con la correcta cantidad de aire y la mezcla completa hubiese sido calentada y quemada en una sola operación. En la práctica, esto ocurre sólo excepcionalmente, siendo la aproximación más cercana la obtenida en un cilindro de un motor a gas.

En los hogares de calderos y otros tipos de hornos, no se tiene una masa única de mezcla previamente preparada sino dos corrientes una de gas y otra de aire que deben ser juntadas, mezcladas y calentadas de alguna forma para iniciar y mantener la combustión. La forma en que el mezclado se efectúa y su efectividad son determinantes en la naturaleza y completamiento de la combustión.

Atendiendo a la modalidad de la mezcla, las llamas pueden ser de pre-mezcla o de difusión. Las llamas de pre-mezcla son aquellas en las que los reactivos se encuentran mezclados a nivel molecular antes de ingresar a la zona de combustión. En las llamas de difusión esta mezcla no existe y la combustión ocurre en

la interfase entre el combustible y el comburente, siendo la velocidad de quemado dependiente más de la rapidez de mezcla que de la cinética de las reacciones químicas envueltas.

Según la velocidad de flujo de los reactivos las llamas pueden ser laminares y turbulentas. Una llama puede considerarse del tipo laminar cuando los fenómenos de mezcla y transporte ocurren a través de procesos moleculares, con las capas de fluido en movimiento paralelo y distribución parabólica de la velocidad. Las llamas son turbulentas cuando en el flujo de gas aparecen vórtices macroscópicos y el número de Reynolds (Re) es mayor que 1500 - 3000.

La turbulencia ejerce una acción muy marcada sobre la combustión, ya que los flúidos en agitación desordenada transportan porciones de llama, encrespando y ondulando la superficie; la superficie del frente de llama sufre una gran ampliación y se obtiene un aumento neto en la rapidez de liberación del calor. El movimiento turbulento provoca un avance más rápido de la onda en dirección de la mezcla fresca, particularidad que se aprovecha en las aplicaciones industriales, porque per

mite obtener producciones de calor más intensas y localizadas. Otra ventaja de la turbulencia es el incremento del tiempo disponible para la combustión, debido a que el combustible permanece mayor tiempo en la zona de alta temperatura, favoreciendo su completamiento. El aumento indiscriminado de la turbulencia puede producir efectos negativos, acarreado bajas en el rendimiento térmico y hasta extinción de llama.

El trabajo de preparar el combustible, si fuere necesario, juntar y mezclar el combustible y el aire en proporciones correctas y con la ayuda de la cámara de combustión encender la mezcla y quemarla continuamente es efectuado por el quemador y el conjunto se lo conoce como una instalación de combustión.

Las llamas que se encuentran en casi todos los sistemas o instalaciones de combustión industrial son de difusión en régimen turbulento y serán las que estudiemos con la profundidad que el nivel de este trabajo permita.



2.3. REQUERIMIENTOS DE LA COMBUSTION INDUSTRIAL

Para que una instalación de combustión industrial pueda considerarse eficiente debe poseer algunas características:

- a. Campo de regulación apropiado a las necesidades operativas,
- b. Estabilidad de operación,
- c. Facilidad de control de la forma y dimensiones de la llama,
- d. Espacio necesario para combustión, y
- e. Sistemas de protección y automatismos apropiados.

a. Campo de Regulación

Con este término se define la relación entre el caudal máximo y mínimo de combustible que gasta un quemador, entendiéndose por caudal mínimo el que se consigue reduciendo la potencia del quemador hasta valores límite a partir de los cuales empiezan a aparecer pulsaciones, productos no quemados e inestabili-

dad. Esta relación, llamada también elasticidad, es propia de cada quemador, y varía según el combustible utilizado, las dimensiones de los conductos de aire y combustible, sus velocidades y forma de mezclado.

En general, en el caso de un quemador construído con una sección fija para el paso de aire (cuyo caudal - será regulado por una válvula), el campo de regulación corresponde a la raíz cuadrada de la relación - entre las presiones máxima y mínima que existen corriente abajo de la válvula, en condiciones de estabilidad del quemador. Para calcular con precisión - el margen de regulación de un determinado quemador - hay que efectuar mediciones de caudal del combustible lo que normalmente no es sencillo ni barato, determiniándose el campo de regulación más sencillamente midiendo las presiones del aire comburente y la composición de los humos.

Si en las condiciones de caudal máximo y mínimo se obtienen presiones de $h_{m\acute{a}x}$ y $h_{m\acute{i}n}$ mm. H_2O respectivamente, la relación entre la raíz de las presiones será:

$$\sqrt{\frac{h_{\text{máx}}}{h_{\text{mín}}}} = r$$

En otras palabras, el caudal mínimo es $1/r$ del máximo.

b. Estabilidad

La estabilidad de un quemador se define como la capacidad de mantener la llama dentro de los límites de su campo de regulación, incluso en cámaras de combustión frías o en condiciones de presión y depresión diferentes a aquellas para las que ha sido proyectado el quemador. —No puede considerarse estable un quemador que permanezca encendido solo cuando se emplee continuamente un encendedor piloto.

De este tópico se hablará más adelante en el Capítulo III.

c. Forma y dimensiones de la llama

La forma y dimensiones de la llama vienen determinadas

Los cambios de presión del aire comburente modifican la forma de la llama. Un aumento de la presión tiende a acortar la llama, puesto que a este aumento le corresponde un incremento de la energía cinética y - en definitiva un aumento de la turbulencia y la velocidad.

Para aumentar la turbulencia y por lo tanto la mezcla se utilizan deflectores fijos a los conductos de aire y al propio quemador, de manera que el flujo de aire que llega del ventilador reciba un movimiento rotatorio tipo vortiginoso (componente de swirl). Los métodos para la agitación del aire pueden permitir la variación de la vortiginosidad según las exigencias del trabajo.

Desde el punto de vista térmico, siempre es preferible disponer de una llama corta para lograr en cada punto del horno una diferencia de temperatura máxima entre las llamas y las paredes o tubos que absorben el calor.



d. Espacio necesario para la combustión

El espacio necesario para la combustión está estrechamente relacionado con la forma de la llama y el tipo de combustible a quemarse.

En general es el modelo del quemador el que determina la forma del horno, solo en casos excepcionales es preciso que un quemador se ajuste a las dimensiones de una cámara de combustión. Lo anterior no excluye la posibilidad de que para las dimensiones de una llama determinada se pueda fabricar un horno con medidas diferentes.

Cuanto más pequeño es el horno, mayor será la liberación de calor por unidad de volumen.

e. Sistemas de protección y automatismos

Tanto la estabilidad como el control de la forma de la llama y la capacidad del quemador se pueden regular manualmente o con mecanismos automáticos. Estos, actúan no sólo sobre el control de la capacidad, sino incluso sobre el normal desarrollo de la combustión,

proporcionando a la instalación condiciones de segur
ridad en el caso de anomalías en el funcionamien
to.

CAPITULO III

DISEÑO DEL QUEMADOR

3.1. FACTORES DE DISEÑO

Para diseñar o seleccionar un quemador para una aplicación cualquiera debe conocerse cual es el requerimiento de energía que se quiere satisfacer, para, fijando el tipo de combustible a usarse, estimar su potencia y las necesidades de aire comburente. Se debe determinar la forma de quemado del combustible, de introducción del aire a la cámara y de estabilización de llama. Se debe seleccionar el tipo de encendido piloto y los controles automáticos de operación y seguridad, con lo que el diseño queda completo.

La tendencia hacia el incremento de la capacidad de quemadores y hornos y el problema de la reducción de la emisión de contaminantes generados por la combustión ha atraído a muchos investigadores e ingenieros de diseño a trabajar en estas áreas con el resultado de pro

Se quiere que el calor pase a la carga (1), pero el calor se transmite a cualquier lugar: parte del calor calienta las paredes - del hogar (3). Una porción del calor se pierde al ambiente por radiación y convección desde el exterior de las paredes o por conducción al piso (2). A través de aberturas o fisuras, se radía calor hacia el exterior (4) y parte de los gases de combustión escapan por la puerta (5) llevándose - energía. En los hornos en los que se calienta sólo una parte de las piezas que forman la carga, el calor pasa desde la parte que se halla dentro del horno hasta la que se encuentra fuera y de esta forma escapa - al ambiente (6). Si la carga es transportada en contenedores o por transporte continuo, estos elementos se llevan parte del calor, y finalmente, se pierde calor (energía) en los gases de escape en forma de calor sensible o como productos no quemados - (7).

Para calcular la potencia de un quemador se

deben estimar estas pérdidas.

Generalmente, cuando se habla de potencia de un quemador se habla en términos de calor por unidad de tiempo que nominalmente puede entregar, en base al consumo de combustible y a su poder calorífico.

La selección del tipo de combustible para una aplicación específica depende de manera preponderante de la temperatura que se quiere mantener en el hogar y para comparar los diferentes combustibles, resulta muy importante la temperatura adiabática de llama.

Estequiometría de la combustión

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



en este caso el carbono como productos el mono y dióxido de carbono y parte del hidrógeno puede aparecer libre o formando parte de hidrocarburos en el escape.

Para lograr una combustión completa, es necesario mezclar el combustible con una cantidad suficiente de aire, o de oxígeno.

Como es prácticamente imposible efectuar una mezcla perfecta de los dos reactivos, hay que suministrar generalmente una cantidad de aire superior a la teórica, es decir, trabajar con exceso de aire.

Como debe resultar obvio, cuanto más elevado es el grado potencial de mezcla, menor puede ser el exceso de aire a usarse para completar la combustión, es por esto que en la combustión de gases el exceso de aire resulta menor que el usado para quemar carbón, por ejemplo.

El aire teórico es la mínima cantidad de aire que suministra suficiente oxígeno para oxidar

en forma completa el carbón, hidrógeno u otro elemento oxidable del combustible. La cantidad de aire realmente suministrada puede expresarse en términos de porcentaje del aire teórico. Así, 150 % de aire teórico significa que la cantidad de aire que se suministra es 1.5 veces el aire teórico.

La cantidad de aire suministrado también se puede expresar como porcentaje de exceso de aire y es igual a la diferencia entre el porcentaje de aire teórico y el aire teórico tomado como 100 %.

Otros términos usados en combustión son la relación aire - combustible (AF) y su recíproca, la relación combustible - aire (FA); los que pueden expresarse en unidades de volumen, masa y molares.

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

	% VOL.	% PESO
NITROGENO	79	76.8
OXIGENO	21	23.2

Pequeñas cantidades de dióxido de carbono y de gases raros se hallan presentes en el aire pero para propósitos de ingeniería se las incluye en el porcentaje de nitrógeno. De cualquier modo, 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.

La combinación del hidrógeno y del carbono de un combustible con el oxígeno puede expresarse por las siguientes ecuaciones:



385 pies cúbicos.

Los pesos atómicos y moleculares (para gases) de algunos elementos y compuestos comunes se dan en la tabla VI.

Algunos gases, sin embargo, no siguen exactamente las leyes que se han enunciado, pero para cálculos de combustión prácticos es suficiente tomar los pesos atómicos y moleculares dados en la tabla VI y asumir que todos los gases obedecen a las leyes de los gases perfectos.

A pesar que el enfriamiento de los productos de la combustión hasta las temperaturas especificadas ocasiona la condensación del vapor de agua presente, es conveniente para los cálculos asumir que éste ocupa el mismo volumen que ocuparía si hubiera permanecido como gas.

Es posible usar un método de cálculo que es comparativamente más simple y solo requiere de los datos de la tabla VI y del volumen ocupado

mica dan directamente el número de moles de cada compuesto.

Como los pesos moleculares de todos los gases ocupan iguales volúmenes, es sencillo convertir la composición de un gas expresada en moles a una en unidades de volumen y viceversa. Por ejemplo, 100 pies cúbicos de aire contienen 79 pies cúbicos de nitrógeno y 21 de oxígeno. Conocemos que a 60°F y 30" Hg. de presión, el peso molecular en libras, es decir un mol de cualquier gas ocupa 379 pies cúbicos; 79 pies cúbicos de nitrógeno pesan $79/379$ moles y 21 pies cúbicos de oxígeno pesan $21/379$ moles. La relación de nitrógeno a oxígeno en el aire cuando ambos se expresan en moles es también 79 a 21. De aquí se puede ver que la proporción en volumen de los componentes de una mezcla gaseosa es igual a la proporción cuando cada componente se expresa en moles.

La facilidad con la que se puede cambiar de unidades molares a gravimétricas y volumétricas y viceversa simplifica los cálculos de combustión.

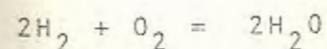
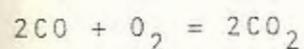
El siguiente ejemplo muestra el cálculo del requerimiento de aire teórico para un combustible gaseoso.

Se quiere quemar un gas de la siguiente composición volumétrica:

O_2 : 0.4%; CO_2 : 2.0; C_3H_6 : 2.6; CO : 7.4; H_2 : 54.0;

CH_4 : 28.0 y N_2 : 5.6 % con aire atmosférico.

Las ecuaciones que interesan son:



Estas ecuaciones representan las relaciones estequiométricas para combustión completa de todos los componentes combustibles del gas.

De estas ecuaciones se puede sacar por cálculo simple que el requerimiento de oxígeno para quemar 100 m^3 de gas es igual a:

$$9.1 + 3.7 + 56 + 27 = 95.8 \text{ m}^3$$

Como ya hay 0.4 m^3 de oxígeno en el gas, el oxígeno que debe suministrarse del aire es:

$$95.8 - 0.4 = 95.4 \text{ m}^3 \text{ a condiciones normales}$$

La cantidad de aire necesaria para la combustión de un metro cúbico de gas es la siguiente:

$$\frac{95.4 \times 100}{21 \times 100} = 4.53 \text{ m}^3$$

Debido a que el aire está compuesto en el 21 % por oxígeno (en volumen).

Si se quiere suministrar un exceso de aire del X%, el aire total necesario será $(1 + X) 4,53 \text{ m}^3$ de combustible.

O_2 dado por la expresión:

$$\% O_2 = \frac{(\%CO_2)_{\text{máx}}}{(\%CO_2)_{\text{máx}} + 200} \times 100$$

Este segmento corresponde a las condiciones de combustión estequiométrica; los valores del exceso de aire constante vienen dados por los segmentos paralelos a dicho segmento a la derecha y los valores por defecto vienen dados por los segmentos, siempre paralelos a su izquierda.

Si se cuenta con el diagrama de Ostwald del combustible que se está usando y con instrumentación para el análisis y medición de temperatura de los gases productos de su combustión se puede controlar eficazmente la operación de un sistema.

Temperatura Adiabática de llama

Considérese un proceso, no necesariamente de combustión, en el que algunas sustancias llama

ces, si la variación de la entalpía con la temperatura tanto para los reactivos como para los productos se conocen, se puede hacer un diagrama tal como el mostrado en la figura N^o 5.A. El cambio de entalpía entre los reactivos en el estado 1 y los productos en el estado 2 (figura N^o 5.B) es:

$$H_2 - H_1 = (H_2 - H_{po}) + (H_{po} - H_{ro}) + (H_{ro} - H_1) \quad (3)$$

$$H_2 - H_1 = (H_2 - H_{po}) + \Delta H_R - (H_1 - H_{ro}) \quad (4)$$

donde el subíndice o se refiere a la temperatura T_o a la que se ha medido ΔH_R . Si la mezcla de reactivos está compuesta de las sustancias j y k, la entalpía de los reactivos H_1 está dada por:

$$H_1 = N_j h_j + N_k h_k \quad (5)$$

donde las entalpías están en base molar. Una expresión similar puede escribirse para la entalpía de los productos en términos del número de

moles y de las entalpías molares específicas de los constituyentes de la mezcla de productos.

Sustituyendo estas expresiones para los valores de H en el lado derecho de la ecuación (4) obtenemos la siguiente relación para el cambio de entalpía en un proceso que envuelve una reacción química:

$$H_2 - H_1 = \sum_{\text{prod}} N(h_2 - h_0) + \Delta H_R - \sum_{\text{react}} N(h_1 - h_0) \quad (6)$$

h_0 es en cada caso la entalpía de cada componente a la temperatura a la que ΔH_R ha sido medida. Debe notarse que en una ecuación como la (6), las entalpías específicas de los diferentes componentes de las mezclas no tienen necesariamente que estar en la misma escala porque para cada componente lo que se requiere es ver la diferencia de entalpía.

Para cada reacción química, ΔH_R puede ser de



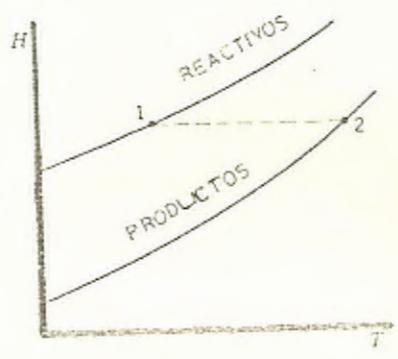


FIGURA-Nº 6: COMBUSTION ADIABATICA EN FLUJO ESTABLE
(Tomada de 10).

Entonces,

$$TdS > dU + pdV \quad (\text{reacciones químicas irreversibles}).$$

para un proceso que envuelve una reacción química irreversible, por lo menos en un sistema aislado. Si se asume que esta relación se cumple para sistemas no aislados, se tiene una relación general para todos los procesos posibles:

$$TdS \geq dU + pdV$$

en la que la igualdad sirve cuando no existe reacción química posible y la desigualdad se toma para los procesos de reacción química con la única excepción de las reacciones químicas reversibles para los que la igualdad es verdad.

$$\text{Para un sistema de } U \text{ y } V \text{ constantes, } TdS \geq 0 \quad \text{ó} \\ (dS)_{U,V} \geq 0$$

Para todo proceso a U y V constantes, la entropía

aumenta o permanece constante; de modo que cuando un sistema está en equilibrio completo a U y V constantes, su entropía debe ser un máximo. Este es un criterio de equilibrio.

Otros criterios de equilibrio para diferentes condiciones pueden obtenerse de la ecuación:

$$TdS \geq dU + pdV,$$

escribiéndola en términos de H , G y A . Por ejemplo, si queremos establecer un criterio de equilibrio bajo las restricciones de presión y temperatura constantes, debemos notar que:

$$TdS = d(TS) \text{ y } pdV = d(pV)$$

De manera que:

$$d(TS) = dU + d(pV) \text{ (p y T constantes)}$$

$$d(U + pV - TS)_{p,T} \leq 0$$

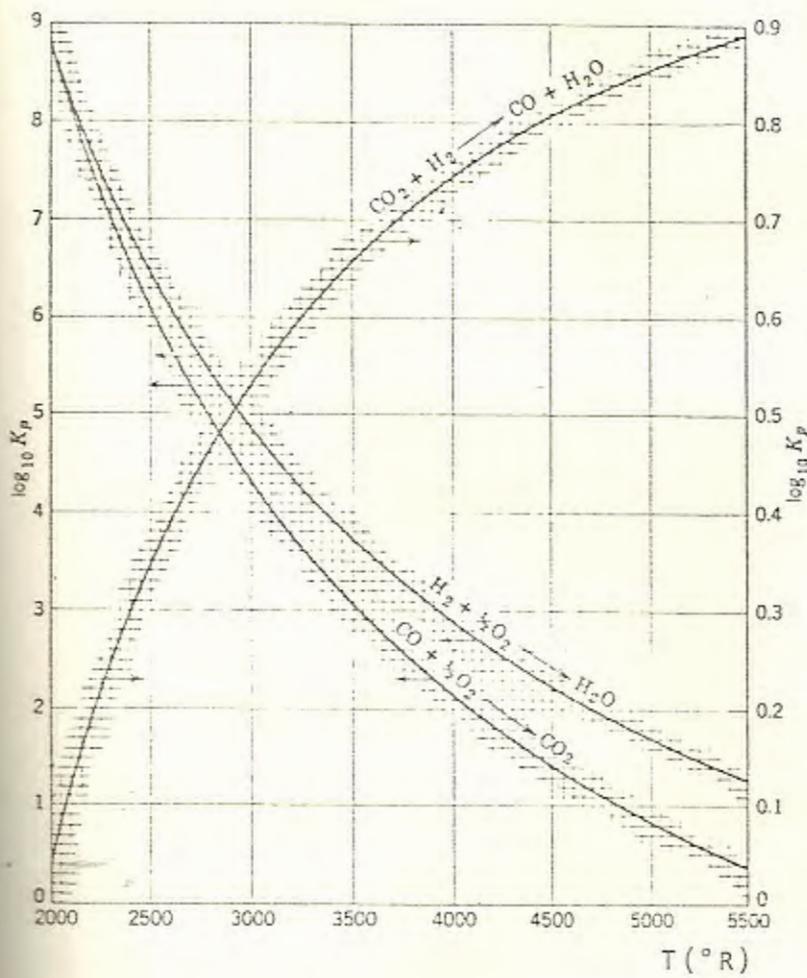


FIGURA N^o 8: Log k_p vs. T para 3 reacciones (Tomada de 10)

3.1.2. Estabilidad de la llama. Efecto del movimiento Helicoidal (Rotación del Aire).

En la combustión los efectos aerodinámicos son muy importantes. Elementos del proceso tales como la ignición, propagación y estabilización de las llamas son fuertemente dependientes de la transferencia de calor, masa y momentum, para las que las características o el tipo de flujo son determinantes.

La mayoría de las llamas industriales son del tipo de difusión en régimen turbulento. Cuando este es el caso, los parámetros significativos tales como la longitud y forma de las llamas, la intensidad y estabilidad de la combustión, la transferencia de calor desde la llama y también la emisión de contaminantes dependen de la forma en la que se mezclan el combustible y el oxidante. La rapidez global de las reacciones es controlada por el mezclado, ya que la rapidez de las reacciones químicas de combustión es grande comparada con la rapidez del mezclado a las temperaturas de llama.

el chorro central y el combustible en el anular, pero esto no es de interés en este trabajo.

Estabilización de llamas

El propósito de un sistema de estabilización de llamas es el de localizar adecuadamente la zona de reacción entre el combustible y el aire oxidante para satisfacer alguno de los siguientes objetivos:

- a. Alta eficiencia de combustión
- b. Amplios límites de combustión (relaciones aire/combustible)
- c. Amplios límites de presión (especialmente en turbinas a gas).
- d. Gran intensidad de combustión
- e. Bajas caídas de presión
- f. Emisividades de llama altas o bajas
- g. Evitar depósitos de carbón
- h. Temperaturas uniformes

i. Integridad y simplicidad mecánicas

La operación de un sistema de estabilización de llama envuelve una compleja interacción de la cinética de las reacciones químicas y de la dinámica de los gases viscosos.

La referencia (13) muestra el análisis para el caso más simple de adición de calor a un gas compresible, no viscoso, en un ducto de área constante y concluye que para el caso de flujo subsónico, se podría estabilizar una llama libre normal a la dirección del flujo a la velocidad de llama laminar o turbulenta y sostiene que si el frente de llama está limitado por el mezclado, se podría obtener alguna velocidad mayor.

En llamas de difusión, la estabilización de llamas se efectúa por medio de la recirculación de los productos calientes de la combustión desde la llama hacia el quemador. Esta recirculación puede controlarse mejor por medios aerodinámicos lo que requiere de la creación de una zona de -

presión adversa en el flujo, lo suficientemente fuerte para vencer la energía cinética del flujo localmente y producir así un flujo contrario en el eje de la llama hacía el quemador desde el punto de estancamiento corriente abajo. Hay varias formas de producir recirculación de flujo en cámaras:

- Expansión brusca de el ducto o cámara.
- Colocación de cuerpos romos en el flujo, y
- Flujo con swirl.

Estabilización por cuerpos romos

Los cuerpos romos son obstáculos no aerodinámicos en el flujo que originan que la capa frontera que se forma sobre ellos se separe dando como resultado una estela con flujo en recirculación, tal como se muestra en la figura N° 9.

El efecto de los cuerpos romos es primero el de

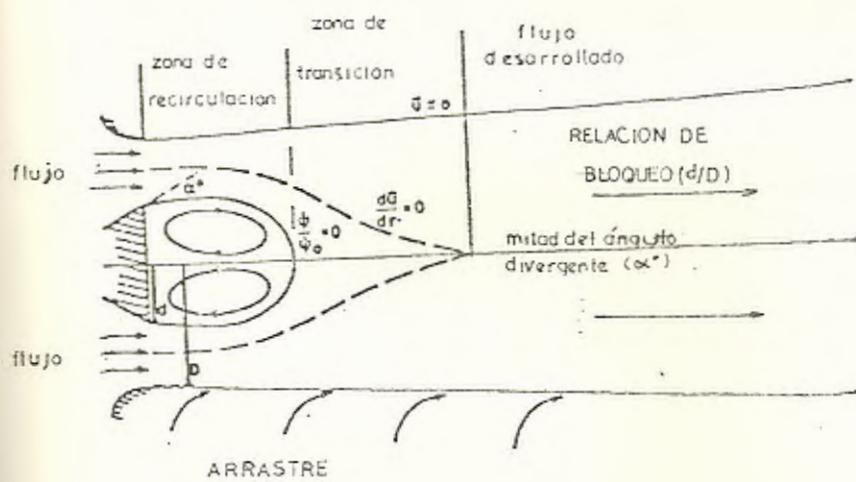


FIGURA N° 9: SISTEMA DE FLUJO EN LA ESTELA DE UN CUERPO ROMO (tomada de 2)

producir regiones en las que la velocidad de los reactivos se reduce, y lo que es más importante, el torbellino de recirculación formado en su es tela actúa como un reservorio de calor, debido a que contiene gases quemados y aire con una mezcla casi uniforme. A menos que el frente de llama se haya movido aguas abajo respecto a ojo de recirculación, esta zona de recirculación puede mantener estable la llama.

Debido a la gran intensidad de la turbulencia en la región de línea de corriente cero en la figura N° 9, el mezclado en esta zona es muy efectivo y la inyección de combustible en ella hace posible altas intensidades de combustión obtenibles aún con bajo exceso de aire.

Las posiciones del gas y el aire, la zona de recirculación y la zona de reacción se muestran en la figura N° 10.

Flujo con componente tangencial (Swirling Flow)

El flujo con swirl es una herramienta poderosa pa

tubos, y

- c. Rotación de dispositivos mecánicos que impartan movimiento de swirl al fluido que pase a través de ellos.

Ejemplos del método (a) son el uso de bloques - guía o álabes guía en flujo radial, del método (b) son los álabes guía axiales y el método (c) incluye el uso de álabes y tubos rotatorios. Ejemplos de los dos primeros métodos se muestran en las figuras N^o 12.

El quemador usado en esta tesis usa un generador de flujo con swirl del tipo (a), que usa bloques guía en flujo radial, con bloques fijos y móviles, de manera que el grado de swirl se pueda variar aún durante la combustión. (Ver Capítulo IV).

En la sección siguiente se hace un análisis más exhaustivo de este método de estabilización de llama.

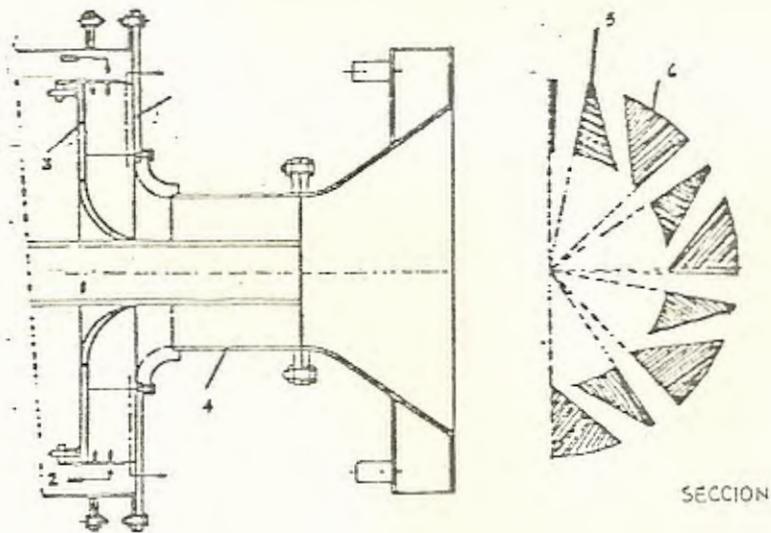


FIGURA 12.A: ALABES (BLOQUES) GUIA RADIALES (tomada de 2)

1. Tubo de combustible
2. Flujo de aire
3. Placa Movable
4. Ducto intercambiable
5. Bloques móviles
6. Bloques fijos

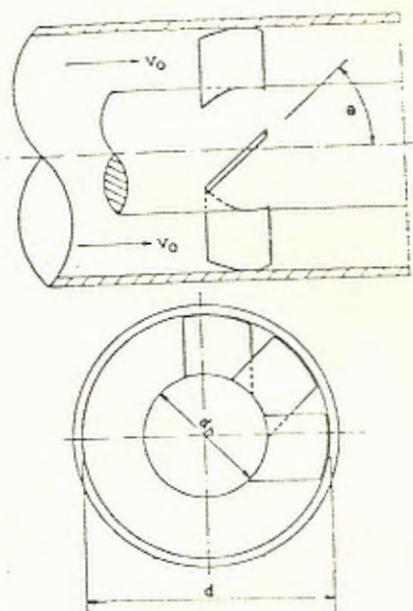


Figura N° 12.B: ALABES GUIA AXIALES (Tomada de 14)

Llamas confinadas

Comparadas con las llamas libres en un ambiente de suministro de aire infinito, las llamas confinadas tienen lugar con un suministro de aire restringido. Las consecuencias son que los productos de combustión se recirculan y arrastran por el chorro que emerge desde el quemador (Figura N^o 13). El gas parcial o completamente quemado que se arrastra en la ignición y estabilización de la llama, pero al mismo tiempo debido a que la combustión ocurre en un ambiente de aire viciado, la longitud de la llama se incrementa.

La figura N^o 13, muestra las posiciones de el comienzo, el centro y el final de los remolinos de recirculación. Se obtiene mayor recirculación si la relación diámetro de tobera a diámetro de cámara es pequeña. A este tipo de recirculación se la denomina recirculación externa.

El efecto de la cavidad sobre la longitud de la

llama es más fuerte si el exceso de aire es más bajo. En la referencia (2) se muestra lo siguiente: para el caso de 10 % exceso de aire la relación L confinada/ L libre = 1.2, mientras que para un 30 % EA, $L_c/L_l = 1.1$.

Las características de turbulencia se ven afectadas por el hecho de que el chorro arrastra y se mezcla con gases a altas temperaturas, fuertemente turbulentos en vez de con aire frío y quieto y que la "escala" de turbulencia es mayor cuando el chorro es confinado.

3.1.3. Factor de Caracterización del Grado de Rotación de un Sistema. Número de Swirl.

Para caracterizar la variación de la intensidad del swirl generado como resultado de los diferentes métodos de generación, se utiliza un número adimensional para describir la intensidad del swirl llamado el Número de Swirl. De las referencias (2), (6) y (14) se extrae la siguiente definición para este número adimensional:

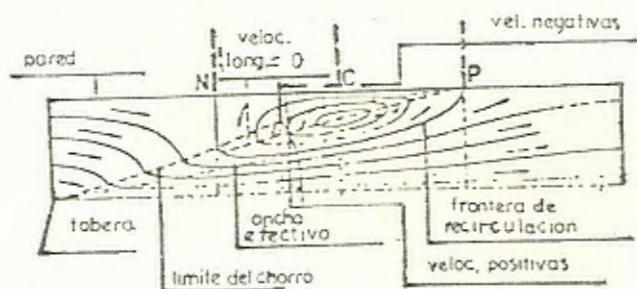


FIGURA N^o 13: RECIRCULACION DE GAS EN UN FLUJO CHORRO AXIAL METRICO CONFINADO (tomado de 2)

$$S = \frac{G_{\phi}}{G \times R}$$

Donde R es una dimensión característica del quemador y G_{ϕ} y G_x representan los flujos axiales de momentum angular y lineal respectivamente.

En la figura N° 11, se muestra un patrón de flujo con swirl típico. Como resultado de el movimiento de swirl del fluido, se establece un balance radial en el orificio de la tobera entre las fuerzas de presión y centrífugas. Existe un gradiente de presión radial con baja presión cerca del eje de simetría (tobera de combustible) y alta presión cerca de las paredes de la tobera del quemador. Cuando el fluido abandona la tobera, la restricción radial se elimina y las moléculas de fluido vuelan radial y tangencialmente en un patrón espiral o helicoidal.

Al aumentarse la intensidad del swirl, se llega a un punto en el que el gradiente de presión adversa en el eje es tan grande que vence al momentum axial del flujo, dando origen a una zona de

recirculación como la mostrada en la figura N^o11, en la zona central del chorro. El punto en el que ocurre esto difiere con la geometría del quemador o del generador de swirl. En la referencia (2) se sostiene que se ha reportado la aparición de la zona de recirculación con valores del número de swirl entre 0.3 y 1.0. Una extensión adecuada de tobera divergente puede reducir el número de swirl y la caída de presión necesarios para establecer la zona de recirculación. En la figura N^o 14 se muestra el efecto de la geometría de la tobera sobre la posición y tamaño de la zona de recirculación en flujos con swirl fuerte.

La zona de recirculación es de gran importancia en la estabilización de llamas, debido a que los gases calientes y químicamente activos, se recirculan hacia los reactivos que salen desde la boca del quemador.

La intensidad de turbulencia es generalmente alta en estas llamas y lo es más cerca de los picos de los perfiles de velocidad promedio y es en es

CAPITULO IV

CONSTRUCCION Y PRUEBA DEL QUEMADOR

4.1. DESCRIPCION DEL EQUIPO EXPERIMENTAL

El equipo experimental se esquematiza en la figura N°17 y su montaje se presenta en la figura N° 18. Sus compo
mentes principales son los siguientes:

- Conjunto del quemador
- Cámara de combustión refrigerada por agua, e
- Instrumentos de medición.

Además, forman parte del equipo experimental los suminis
tros de gas y aire para el quemador y de agua de enfria
miento para la cámara de combustión.

4.1.1. Conjunto del quemador

El conjunto del quemador consta de dos partes, la

primera de las cuales es una caja de aire con el generador de swirl y tobera de combustible (el quemador propiamente) y la segunda es una boca refractaria divergente que asiste en el proceso de mezcla y en la estabilización de la llama. El quemador (figura N^o 19) consta de una entrada frontal de aire (1) con adaptaciones para el uso de un ventilador o de aire comprimido. La salida del aire hacia la cámara es el tubo lateral (2) al final del cual se encuentra el generador de swirl. Este diseño incorpora un método de generación de swirl variable con el uso de bloques guía radiales fijos y móviles, del tipo a mencionado en la sección 3.1.2, originalmente desarrollado en la International Flame Research Foundation, en Holanda, cuyas ventajas principales son la facilidad de variación del grado de rotación del aire aún durante combustión y que la caída de presión del aire a través de él para producir swirl es relativamente baja.

Los bloques generadores de swirl con sus dimensiones se muestran en la figura N^o 20. Los

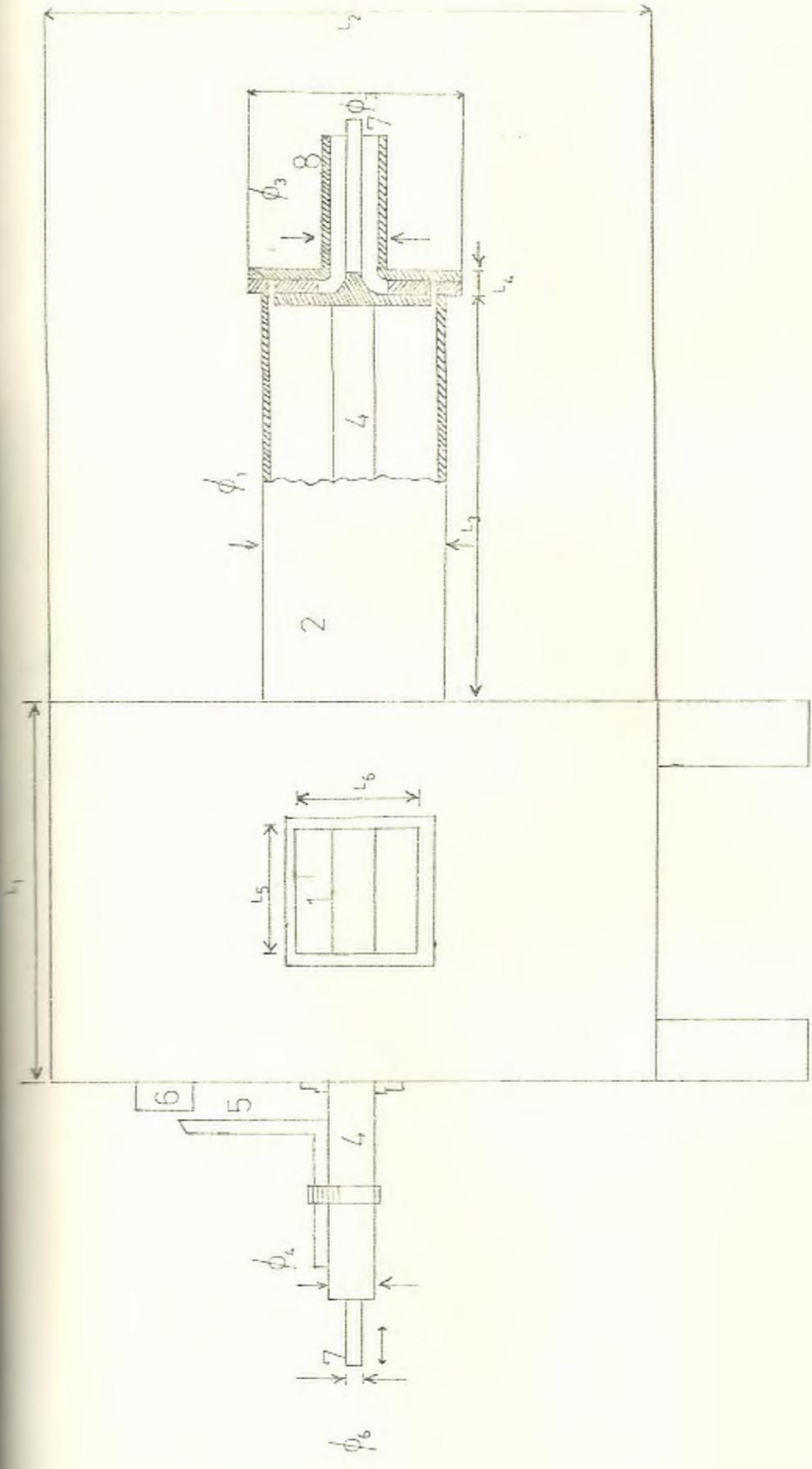


FIGURA N° 19
QUEMADOR

bloques de aluminio proveen un rango de posiciones entre los extremos de pasajes radiales y tangenciales para el flujo de aire (figura N°21). Los bloques más pequeños son libres de rotar en el eje del tubo (4), es decir, el eje de la tobera de combustible (7). Las posiciones relativas de los bloques fijos y móviles se controlan desde el exterior por medio del tubo (4) que atraviesa toda la caja y que está unido a los bloques móviles del generador. Sobre este tubo se colocó un indicador (5) que señala sobre una escala (6) dichas posiciones en grados. La tobera de gas (7) está colocada por dentro del tubo (4), con movimiento independiente, lo que permite el movimiento de la tobera de gas hacia adentro o hacia afuera del tubo de salida del quemador (8) o el cambio de la posición relativa de los bloques sin modificar la posición de la tobera de gas.

La boca es de ladrillos refractarios (figura N° 22), seis en total, colocados en dos filas de tres uno sobre otro, con huecos taladrados en los dos ladrillos centrales con forma divergen-

ENTRADA RADIAL

ENTRADA TANGENCIAL

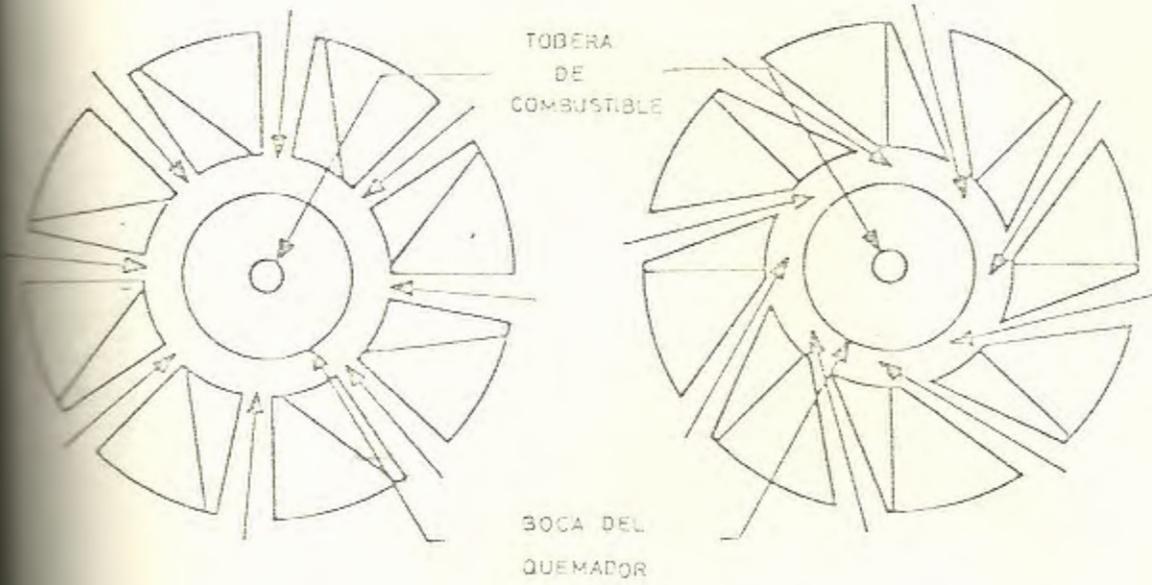
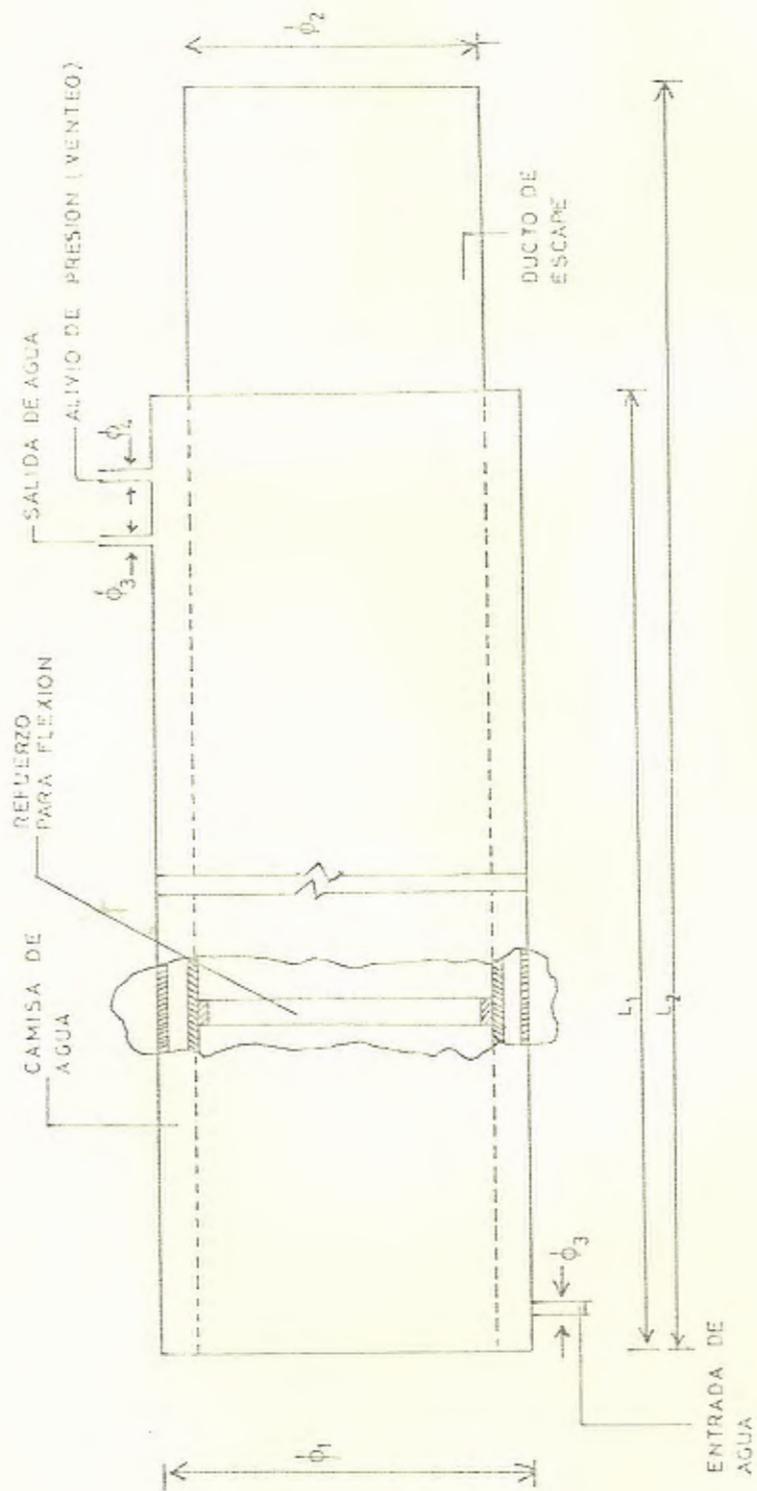


FIGURA N^o 21: POSICIONES LIMITE DE ENTRADA DE AIRE (Tomada de 6).



utilizó un ventilador centrífugo cuya curva característica se muestra en la figura N^o 24.

Las dimensiones tanto del quemador como de la cámara de combustión se listan en las tablas - VII A, B, C y D.

En el apéndice V se muestran fotografías del conjunto experimental construido. Se muestran detalles del montaje del quemador y de los bloques generadores de swirl. Así mismo, se muestra una vista del suministro de gas licuado de petróleo con sus accesorios, de la fuente de bio-gas (digestor) y de la fuente de gas pobre (gasificador de combustibles sólidos).

4.1.3. Instrumentos de Medición

El flujo de agua de enfriamiento se midió con un recipiente graduado en litros y un cronómetro para el tiempo. Para la medición de las temperaturas de entrada y salida del agua en la cámara se utilizó un termómetro de mercurio con rango de -10°C a 110°C y con discriminación de 1°C .

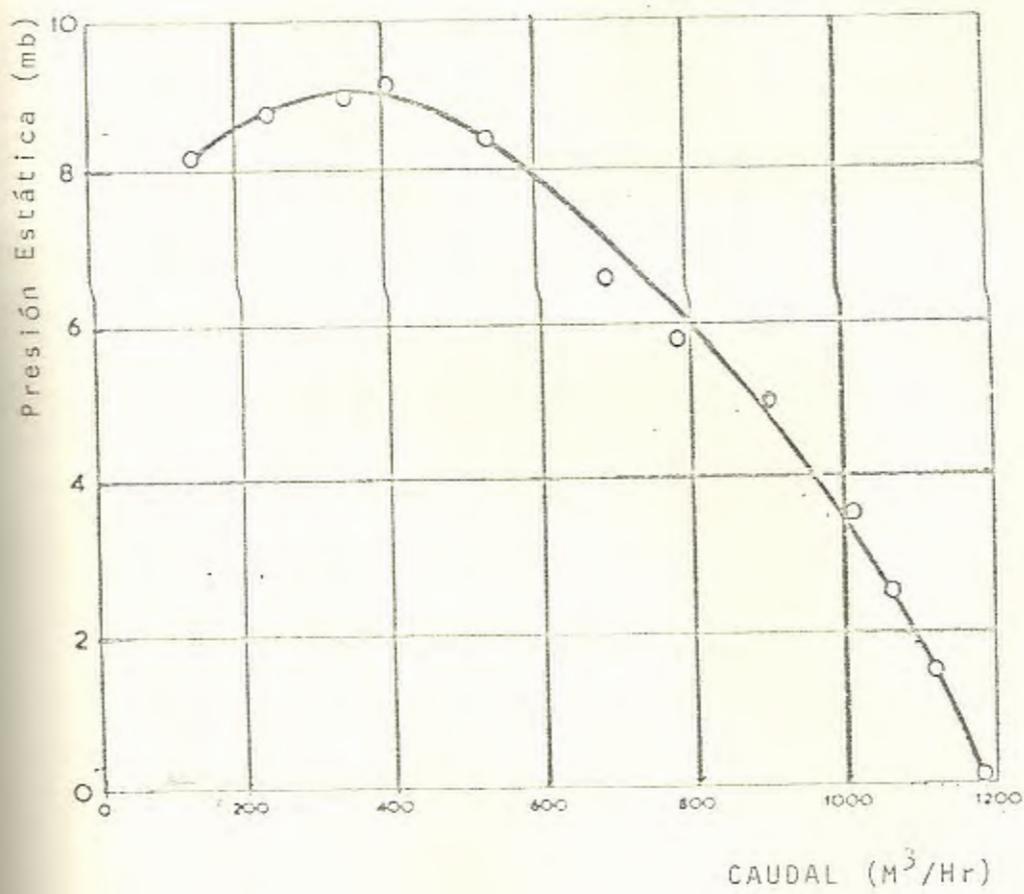


FIGURA N° 24: CURVA CABEZAL-CAUDAL DEL VENTILADOR
(Tomada del Manual del Fabricante-Biblioteca
Laboratorio de Conversión de Energía-ESPOL).

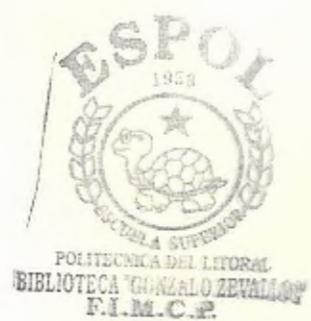
TABLA VII A

DIMENSIONES DEL QUEMADOR

DIMENSION	VALOR (mm)
L_1	250
L_2	455
L_3	300
L_4	18
L_5	100
L_6	90
\emptyset_1	150
\emptyset_2	180
\emptyset_3	45
\emptyset_4	32
\emptyset_C	11

TABLA VII B
DIMENSIONES DE LA BOCA REFRACTARIA

DIMENSION	VALOR (mm)
L_1	155
L_2	365
L_3	50
\varnothing_1	200
\varnothing_2	50
\varnothing_3	70
h	235



Condiciones que pueden satisfacerse:

1. Aislando el tubo de manera que T se acerque a T_w .
2. Incrementando el coeficiente convectivo usando alambres más finos y/o aumentando la velocidad del flujo (pirómetros de succión); y,
3. Disminuyendo h_r utilizando cubiertas para radiración alrededor de las termocuplas (pirómetros de succión).

Un pirómetro de succión es un instrumento que da lecturas de temperatura de los gases más cercanas a las verdaderas y se utilizan en hornos, hogares, etc., en los que los alrededores pueden estar más calientes o más fríos que la corriente de gas propiamente. La base del diseño de este tipo de instrumento está en los puntos 2 y 3 y bajo estos - principios generales se pueden incorporar soluciones tales como la utilización de termopares desndos o cubiertos y una o más cubiertas para radiación, metálicas o de refractario.

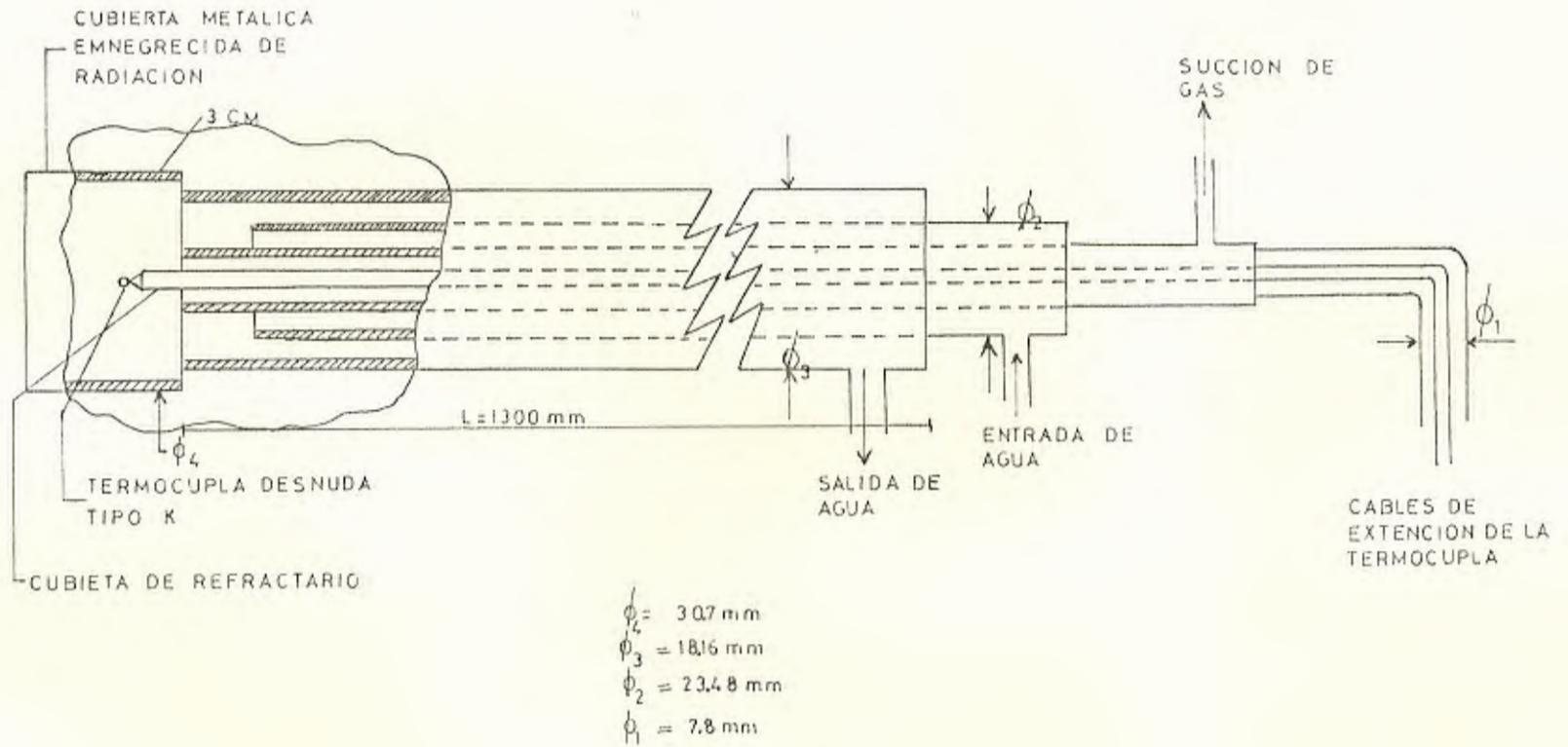
Para esta tesis se construyó un pirómetro de suc
ción refrigerado por agua con la punta de la ter
mocupla desnuda. La termocupla utilizada es del
tipo K y la cubierta para radiación utilizada es
metálica ennegrecida. Un esquema de este instrumen
to se muestra en la figura N^o 26.

Los terminales de la termocupla se conectaron a
un potenciómetro con escala en grados Fahrenheit
calibrada para termocuplas tipo K con rango de
0°F a 2500°F y discriminación de 20°F de la Bar
ber & Colman Co. La termocupla se introdujo en
una cubierta refractaria, excepto la punta, has
ta unos 12 cms. aproximadamente y se la conectó
con cables de extensión de cubierta de baja tem
peratura para llegar al potenciómetro.

El refractario se utilizó en la primera parte pa
ra evitar que a causa de la temperatura de los
gases, especialmente alta en la zona de llama, la
cubierta de baja temperatura de las extensiones
se quemara dejando los conductores propiamente di
chos al descubierto, provocando lecturas erróneas
cosa que ocurrió en las corridas preliminares.

FIG 26

PIROMETRO DE SUCCION



Para crear succión se utilizó una bomba de succión manual durante las pruebas, pero en las corridas preliminares se utilizó una bomba de vacío que para nuestro caso resultó inconveniente por la marcada influencia que la succión así creada ejerció sobre los patrones de flujo especialmente en la zona de combustión.

Al analizar la operación de un pirómetro de succión se le asigna al término un significado especial. Supongamos que un pirómetro de succión trabajando con la succión desconectada indica una temperatura que difiere de la del gas en 100°C . Al conectarse la succión, esta diferencia se reduce en menor o mayor grado dependiendo de la eficiencia del pirómetro. Si el error inicial se reduce a 7°C , se dice que el pirómetro está operando con una eficiencia de 93 %. La eficiencia de un pirómetro puede incrementarse aumentando la velocidad del gas y es siempre mayor a bajas temperaturas que a altas temperaturas; pero, para una temperatura y velocidad de gas dadas, la eficiencia definida de la manera

taja que significa su capacidad para bajar la temperatura de los mismos antes de ingresarlos a los dispositivos analizadores de composición.

4.1.3.c. Analizador de gases de Orsat

Es el aparato más usado para el análisis de los gases productos de la combustión. En este equipo (figura N^o 27), se atrapa una muestra de gas de volumen conocido, a presión atmosférica en una bureta graduada con camisa de agua. El propósito de la camisa de agua es el de mantener la muestra a temperatura constante. La muestra es pasada luego en secuencia por recipientes que contienen reactivos que absorben CO_2 , O_2 y CO . Después que la muestra de gas se pasa por cada reactivo, se la regresa a la bureta en la que se mide su volumen a la presión y temperatura originales. La reducción en volumen durante cada absorción dividida entre el volumen original de la muestra es la fracción volumétrica del componente que ha sido absorbido. Después que se han medido las proporciones de monóxido y bióxido de carbono y oxígeno, el resto se supone como nitrógeno, lo que no introduce ma

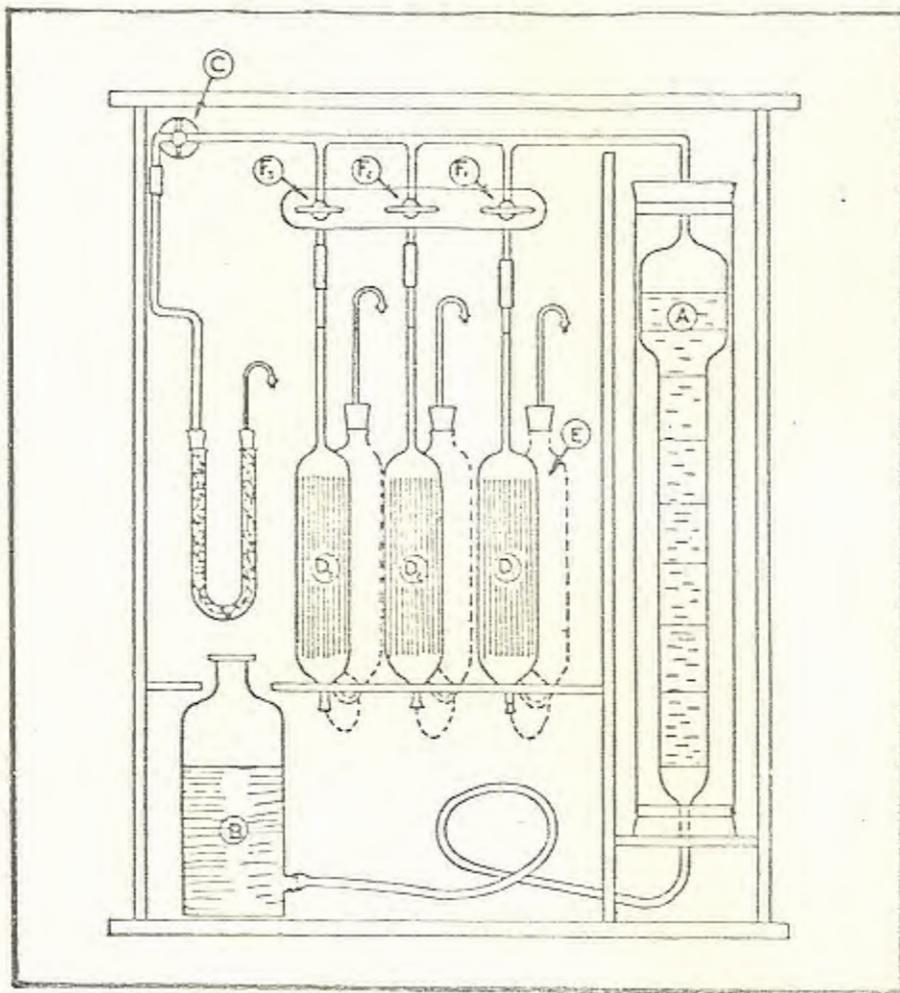


FIGURA N^o 27: APARATO ANALIZADOR DE GASES ORSAT (Tomada de 8)

- A. Bureta Graduada
- B. Botella Aspiradora
- C. Válvula para ingreso de la muestra
- D₁, D₂, D₃. Líquidos absorbedores
- E. Reservorios de desplazamiento
- F₁, F₂, F₃. Válvulas de paso a las buretas

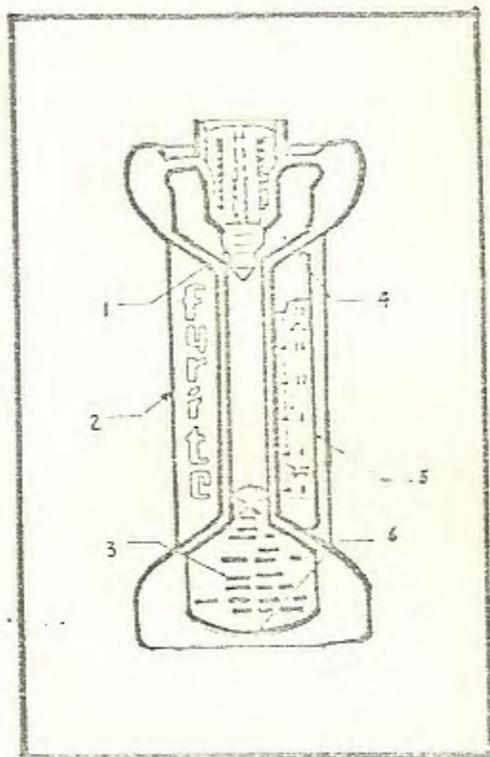
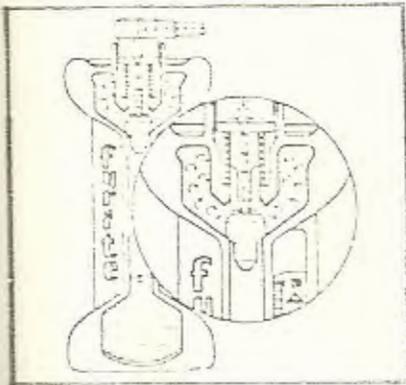


FIGURA Nº 28: ESQUEMA DEL ANALIZADOR FYRITE
(Tomada de 16)

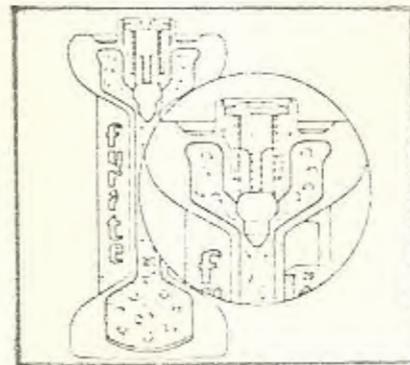
1. Vástago de la válvula de doble sello
2. Aleta
3. Fluído absorbedor
4. Reservorio superior
5. Escala ajustable
6. Diafragma flexible



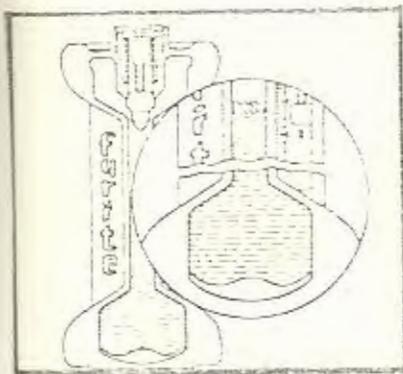
30.A

Con la válvula de émbolo presionada se bombea la muestra de gas hacia el reservorio superior y mientras el hueco central esté sellado.

Cuando la válvula de émbolo se libera, la muestra de gas queda atrapada en el FYRITE, y el reservorio superior se abre al hueco central de manera que la mezcla de gas - puede pasar a través de el fluido absorbedor.



30.B



30.C

La absorción del gas que está siendo chequeado por el fluido crea succión que causa que el diafragma se flexe y el fluido suba dentro del hueco del tubo central a reemplazar el gas absorbido.

FIGURA N^o 30: PRINCIPIO DE OPERACION DEL FYRITE (Tomado de 16)

La expresión obtenida es la siguiente:

$$S = \frac{\pi}{n} \frac{D_n}{\xi_m} \frac{D_n}{2B} \left(1 - \frac{D_f^2}{D_n^2}\right) \frac{\text{Sen } \alpha \text{ Cos } \alpha \xi / \xi_m}{\{1 - (1 - \text{Cos } \alpha \xi / \xi_m)\}^2} \beta$$

Ec. (4.1)

Donde:

$$\beta = \frac{1}{\frac{1}{1 + SG_f \sigma_m^2 \phi^2} \left(\frac{D_n^2}{D_f^2} - 1 \right)}$$

B = espesor de los bloques

D_f = diámetro de la tobera de combustible

D_n = diámetro de la boca del quemador

n = número de bloques guía.

SGf = gravedad específica del combustible (respecto al aire = 1).

α = ángulo de los canales tangenciales

ξ = ángulo entre los bloques fijos y móviles.

ξ_m = valor máximo de ξ

σ_m = relación aire/combustible estequiométrica en masa

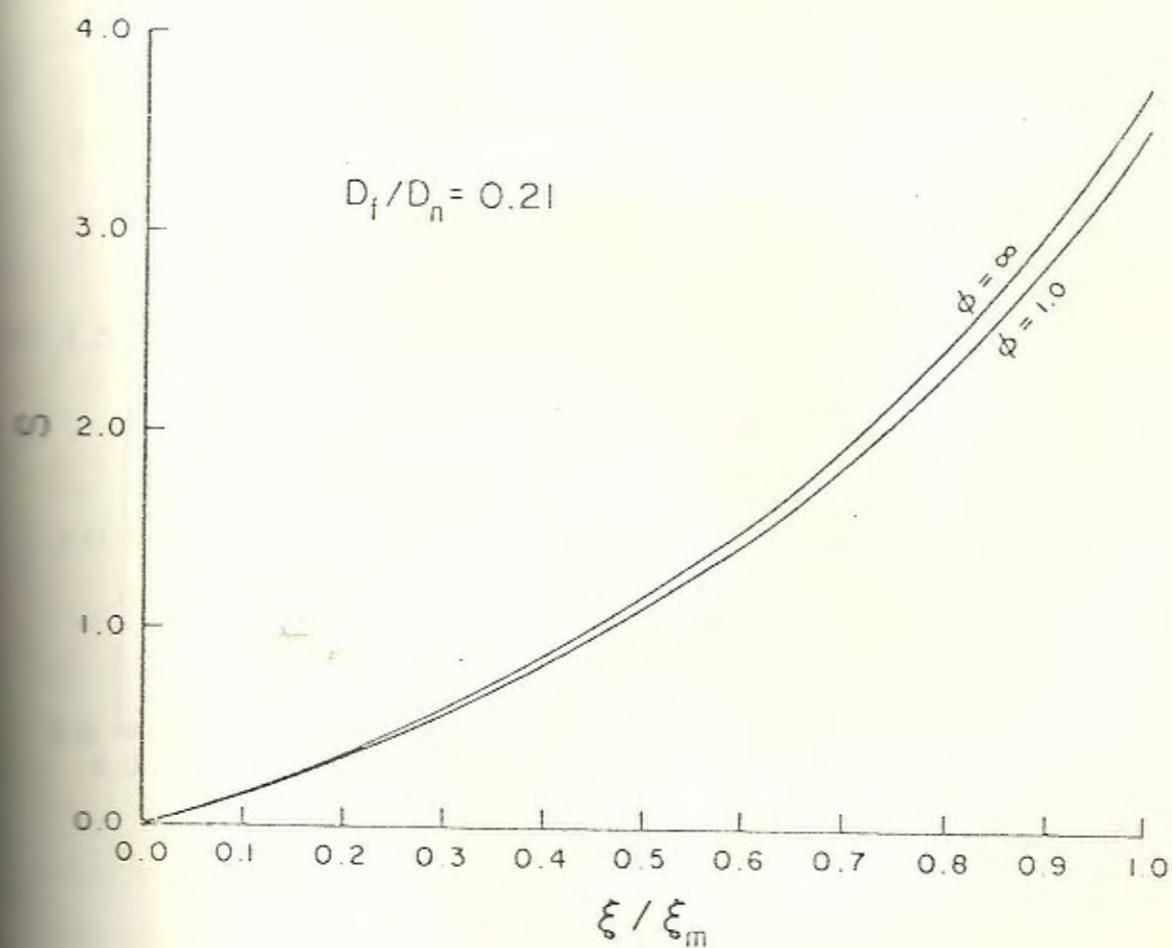


FIGURA N° 31: VARIACION DE S CON ξ/ξ_m PARA VARIOS ϕ : COMBUSTIBLE PROPANO. (Tomado de 6)

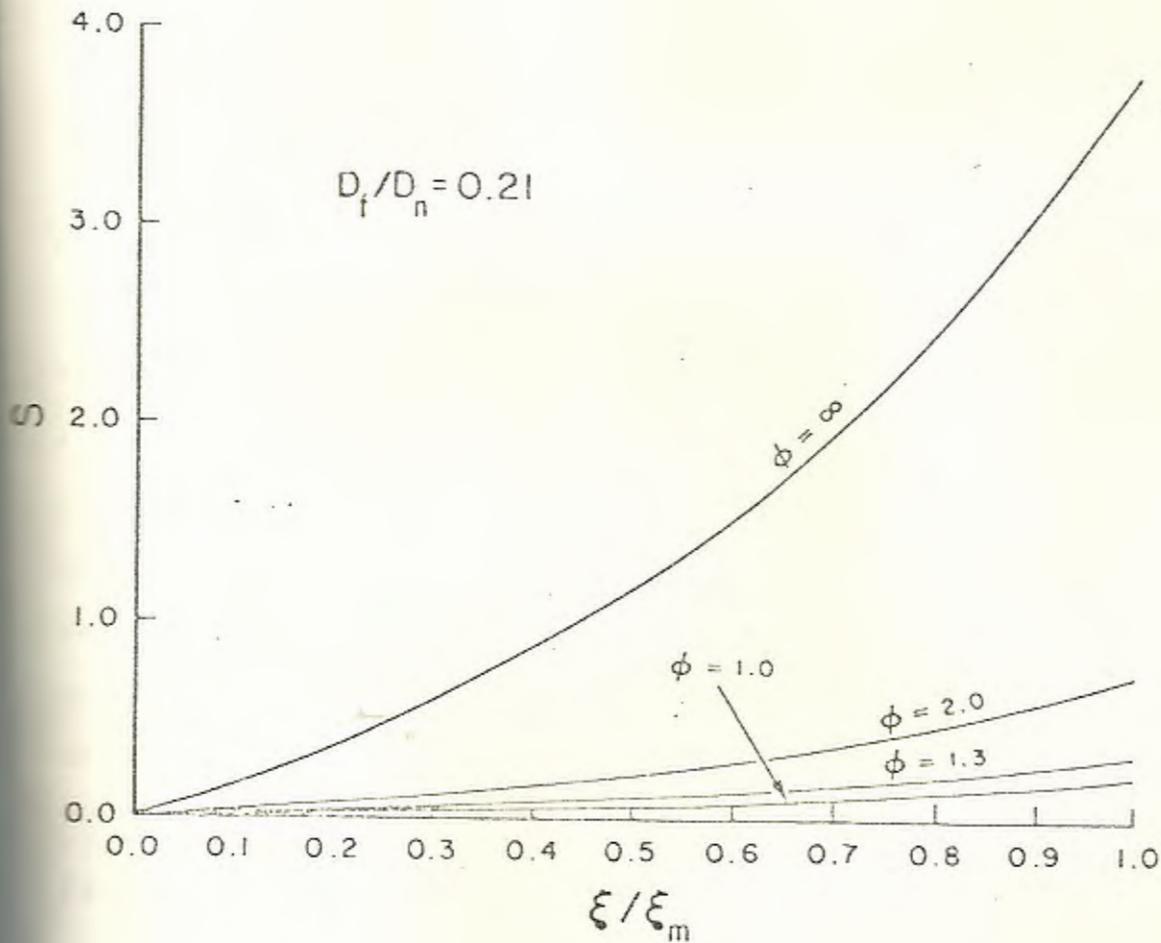


FIGURA N^o 32: VARIACION DE S CON ϵ/ϵ_m PARA VARIOS ϕ . COMBUSTIBLE GAS POBRE. (Tomado de 6)

Primero se hace circular agua por la camisa, luego se abre el paso del tanque de gas al depósito húmedo, se enciende una lanza piloto (llama piloto) y se la introduce desde la parte del escape de la cámara hasta la boca del quemador, se abre el paso de gas desde el depósito húmedo hacía el quemador, una vez que éste se enciende se prende el ventilador, manteniendo el generador de swirl en la posición en la que se obtiene el swirl máximo para garantizar operación estable en el arranque, y se retira la llama piloto. Debe tomarse en cuenta que el procedimiento debe ser efectuado rápidamente por lo que se recomienda pedir ayuda de personal con experiencia en combustión y manejo de combustibles hasta adquirir la suficiente confianza en si mismo y dominar el procedimiento.

Para variar la intensidad del swirl se modifica la posición relativa de los bloques como se describió en el acápite 4.1.1. y para variar la calidad de la mezcla, se pueden variar los flujos de aire o gas o ambos. Para variar el flujo de combustible solamente se varía la cantidad de gas que sale del depósito húmedo por medio de la válvula que se esquematiza en la figura N^o25, manteniendo el flujo de aire fijo. Para variar el flu

te forma:

Para cada posición de los bloques guía (relación ξ/ξ_m) se varió las condiciones de combustión para disminuir los porcentajes de CO₂ obtenidos y para cada condición se tomaron valores de temperatura de los gases en planos normales a la dirección del flujo espaciados como se muestra en la figura 33 A, a lo largo de la cámara. Para cada plano se tomaron las temperaturas en puntos distribuidos en la manera mostrada en la figura N°33B. Para cada caso se tomaron los valores de temperatura de llama. Características de las llamas tales como color, forma, longitud y estabilidad se notaron visualmente. Se tomaron algunas fotografías de las llamas, se midieron los flujos de gas y agua, las temperaturas de los gases de escape y su composición y las temperaturas de entrada y salida del agua de la camisa.

Durante cada corrida se procuró mantener constante el flujo de agua. Se permitió que la llama ocupe como máximo los 2/3 de la sección transversal de la cámara para evitar que los patrones de flujo en las llamas se vean afectados por la presencia de las paredes de la misma.

TESTO

FIG 33 A

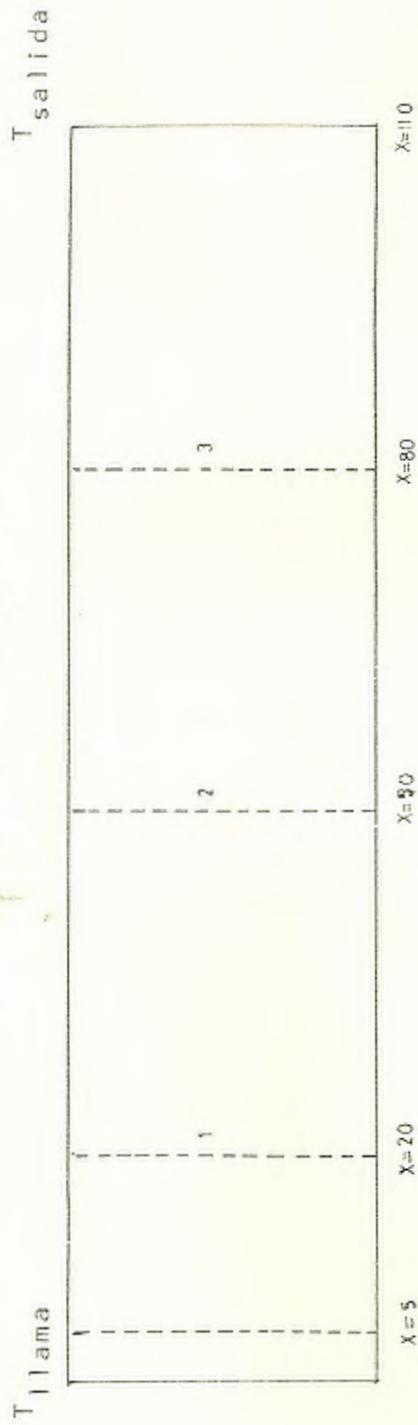
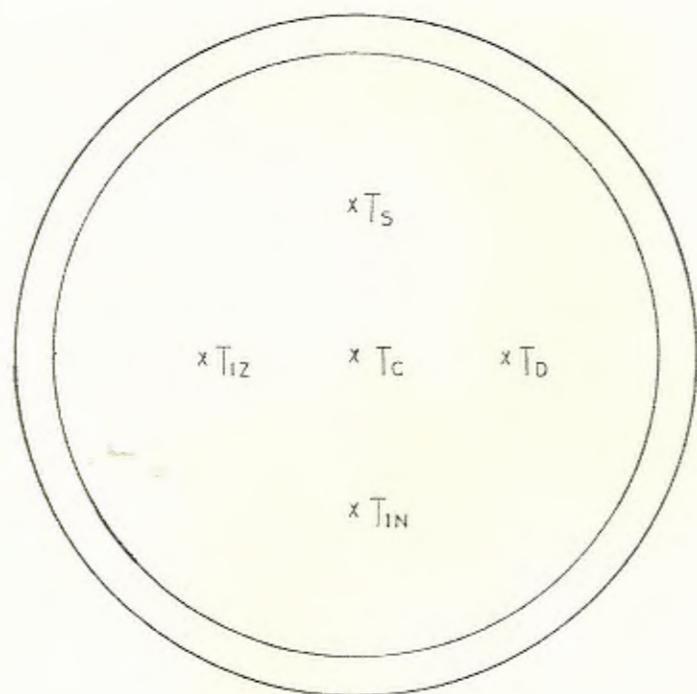
PLANOS DE MEDICION DE TEMPERATURA DE LOS GASES EN
LA CAMARA DE COMBUSTION

FIGURA N^o 33.B.

DISTRIBUCION DE LOS PUNTOS DE MUESTREO DE
TEMPERATURA DE LOS GASES EN LA SECCION -
TRANSVERSAL DE LA CAMARA.



Se efectuaron pruebas de funcionamiento con bio-gas y con gas de gasificación de coke, observándose la forma y color de las llamas, estabilidad de operación y en el caso del bio-gas se midió la temperatura máxima obtenida. Para estas pruebas se utilizó una cámara de combustión más pequeña en longitud, de mayor diámetro y portátil.

CAPITULO V

RESULTADOS

En las tablas VIII se muestran los datos experimentales obtenidos en las pruebas ejecutadas según el procedimiento ya expuesto.

En éstas se listan las composiciones de los gases productos de la combustión del LPG en el escape ($\%CO_2$, $\%CO$ y $\%O_2$); los flujos de gas y agua, las temperaturas de entrada y salida del agua de la camisa de refrigeración, las temperaturas de llama y los gases en los planos 1, 2, 3 y de salida según la distribución mostrada en la figura 33.B y finalmente se anotan en estas tablas observaciones extraídas de la experimentación, todo esto para cada posición relativa de los bloques guía (ξ).

Para encontrar la composición como gas del gas licuado de petróleo se utilizaron dos métodos para procesar los datos de composición de los gases de escape productos de su combustión

PRUEBA N°	GAS INGRESANTE (% VOL.)			VOLUMEN DE GAS (p ³ /Hr)	VOLUMEN DE AGUA (p ³ /Hr)	T. ENTRADA T _c	T. SALIDA T _o °C.	T. LLAMA (°F)	T ₁ /T ₂ (°F)					T ₃ /Salida (°F)					OBSERVACIONES
	CO ₂	O ₂	CO						T _c	T _s	T _{in}	T _o	T _{iz}	T _c	T _s	T _{in}	T _o	T _{iz}	
1	8.5	7.4	2.0	38.43	16.68	29	54.5	1520	1320	1210	1180	1200	1110	800	810	760	710	780	*Porcentaje máximo de CO ₂ obtenible = 11.5%
									960	980	860	920	980	620	660	660	620	680	
2	7.5	8.0	2.8	37.06	16.68	29	52	1540	1310	1260	1160	1200	1100	760	760	740	720	760	*Limitación debida al diámetro de la cámara.
									920	920	860	910	920	620	640	660	600	660	
3	6.0	8.0	3.0	28.24	15.53	29	48	1610	1010	880	880	980	860	640	640	560	540	580	
									680	760	680	760	780	540	540	520	520	540	
4	10.0	6.0	0.8	37.58	20.03	29	51	1640	1280	1200	1180	1210	1180	800	800	820	780	840	
									1000	1020	940	980	980	720	760	740	620	720	
5	8.5	10.6	0.6		15.00	30	53	1580	1140	1060	1020	1120	900	755	820	760	760	800	
									890	950	860	940	900	620	660	640	600	700	
6	6.0	11.4	0.6	28.15	15.00	30	48	1620	890	840	860	940	750	610	640	600	640	640	
									700	740	700	730	730	500	560	540	520	540	

PRUEBA	LEVE ESCAPE (%VOLT)			VOLUMEN DE GAS (P ³ /Hr)	VOLUMEN DE AGUA (P ³ /Hr)	T ENT. AGUA (°C)	T SAL. AGUA (°C)	T llama (°F)	T ₁ /T ₂ (°F)					T ₃ /T _{salida} (°F)					OBSERVACIONES
	CO ₂	O ₂	CO						T _c	T _s	T _{in}	T _D	T _{iz}	T _c	T _s	T _{in}	T _o	T _{iz}	
7	9.0	7.0	0.4	34.99	16.70	30	52.5	1620	1300	1240	1300	1320	1140	740	820	740	740	780	* % CO ₂ máx. obtenible = 10%. Llama corta a partir de 5.5% CO ₂
									980	1000	880	960	1000	620	640	640	620	680	
8	7.5	9.0	0.4	31.24	16.70	30	50	1600	1180	1140	1080	1100	980	720	740	720	700	720	*Limitación dada por el diámetro de la cámara.
									900	920	840	900	840	640	640	620	600	640	
9	5	11.6	0.4	23.71	16.70	30	45	1510	1020	820	760	800	700	540	580	540	540	560	
									640	640	640	660	640	480	520	480	460	500	
10	4.8	13	1.0	33.53	15.0	30	43.5	1580	680	680	690	760	660	530	600	540	600	540	(Temperatura sin succión 1480°F (llama))
									570	620	580	660	560	480	500	480	480	500	

PRUEBA N°	COMP. ESCAPE (% VOL.)			FLUJO DE GAS p ³ /min	FLUJO DE AGUA p ³ /Hr	T. ENT. AGUA (°C)	T. SAL. AGUA (°C)	T llama (°F)	T ₁ /T ₂ (°F)					T ₃ / salida (°F)					OBSERVACIONES
	CO ₂	O ₂	CO						T _c	T _s	T _{in}	T _D	T _{iz}	T _c	T _s	T _{in}	T _D	T _{iz}	
11	6.8	10.6	0.8	29.58	15.55	30	50.5	1580	1120	1060	1020	1000	940	800	840	780	780	760	-%CO ₂ max.obtenible= 9 % -llama corta 4.5 %
									1020	960	840	780	780	680	660	620	640	640	
12	3.8	11.0	1.0	22.40	15.55	30	43.5	1610	940	720	700	760	660	460	520	480	480	480	(%CO ₂ sobre llama= 7%)
									500	560	540	620	560	440	480	460	460	460	
13	2.0	15.6	1.4	20.02	15.55	30	39	1310	720	580	540	560	480	340	380	360	420	380	
									460	440	380	400	400	360	380	340	360	360	
14	6.2	13.5	0.2	25.41	15.0	30	45.5	1500	950	920	880	860	820	650	660	580	680	580	
									720	700	680	720	680	540	560	520	520	560	
15	3.8	13.4	1.0	22.60	15.0	30	39	1530	810	760	740	740	660	480	480	460	480	480	
									600	600	540	580	580	440	460	420	420	440	
16	2.4	15.0	0.8	17.33	15.0	30	37	1240	420	440	430	460	420	300	340	340	340	340	
									340	360	360	400	360	280	320	300	320	320	

DATOS: POSIC. DESVIADOR = 8° (E)

PRUEBA N°	COMP. ESCAPE (%VOL.)			FLUJO DE GAS (p ³ /Hr)	FLUJO DE AGUA (p ³ /Hr)	T. ENT. AGUA (°C)	T. SAL. AGUA (°C)	T lla ma. (°F)	T ₁ /T ₂ (°F)					T ₃ / salida (°F)					OBSERVACIONES
	CO ₂	O ₂	CO						T _c	T _s	T _{in}	T _D	T _{iz}	T _c	T _s	T _{in}	T _D	T _{iz}	
	17	3.5	13.4						2.0	20.47	15.55	30	42	1460	840	800	780	760	
									620	580	540	560	540	400	400	360	360	380	

con aire extraídos de las tablas VIII. Estos métodos se detallan en los apéndices III A y B.

El primer método hace uso del diagrama de Ostwald para , partiendo de una composición inicial convenientemente es cogida, por medio de extrapolación gráfica encontrar la composición del combustible.

El segundo método es el convencional basado en balances estequiométricos. En ambos casos se expresa al combustible hidrocarburo como C_xH_y o $CH_{y/x}$. El primer método - arroja para y/x un valor de 2.63, mientras que el segundo arroja un valor de 2.59 ± 0.263 (2.15 en 3.15). Los resultados calculados por ambos métodos coinciden razonable mente.

Utilizando el resultado del primer método $y/x = 2.63$ y tomando como componentes el C_3H_8 y C_4H_{10} en ciertas proporciones, se pueden escribir los balances de carbono e hidrógeno de la manera que sigue haciendo que v sea la parte del propano y w la parte de butano en el combustible:

$$3v + 4w = 13.82$$

$$8v + 10w = 36.4 \quad +4v + 5w = 18.2$$

de lo que se obtiene que $v = 3.7$ y $w = 0.68$ y por medio de una proporción directa se puede concluir que el combustible se ha comportado como mezcla volumétrica de 85% propano y 16 % butano.

En el apéndice III C se muestran los cálculos para la construcción del diagrama de Oswald para este combustible, el mismo que se grafica en la figura N° 34.

En la tabla IX se tabulan los % EA (porcentajes de exceso de aire) en volumen encontrados a partir de este diagrama, basados tanto en los valores de % CO_2 y % O_2 como en los % CO y % O_2 , junto con el valor del máximo error relativo de estos valores.

Cálculo de los números de Swirl

De la expresión

$$\xi = 1.0 \left(1 - \frac{D_f^2}{D_n^2} \right) \frac{\xi/\xi_m}{(1-0.29\xi/\xi_m)^2} \beta$$

haciendo $\beta = 1.0$, debido al efecto despreciable del cambio de \emptyset so

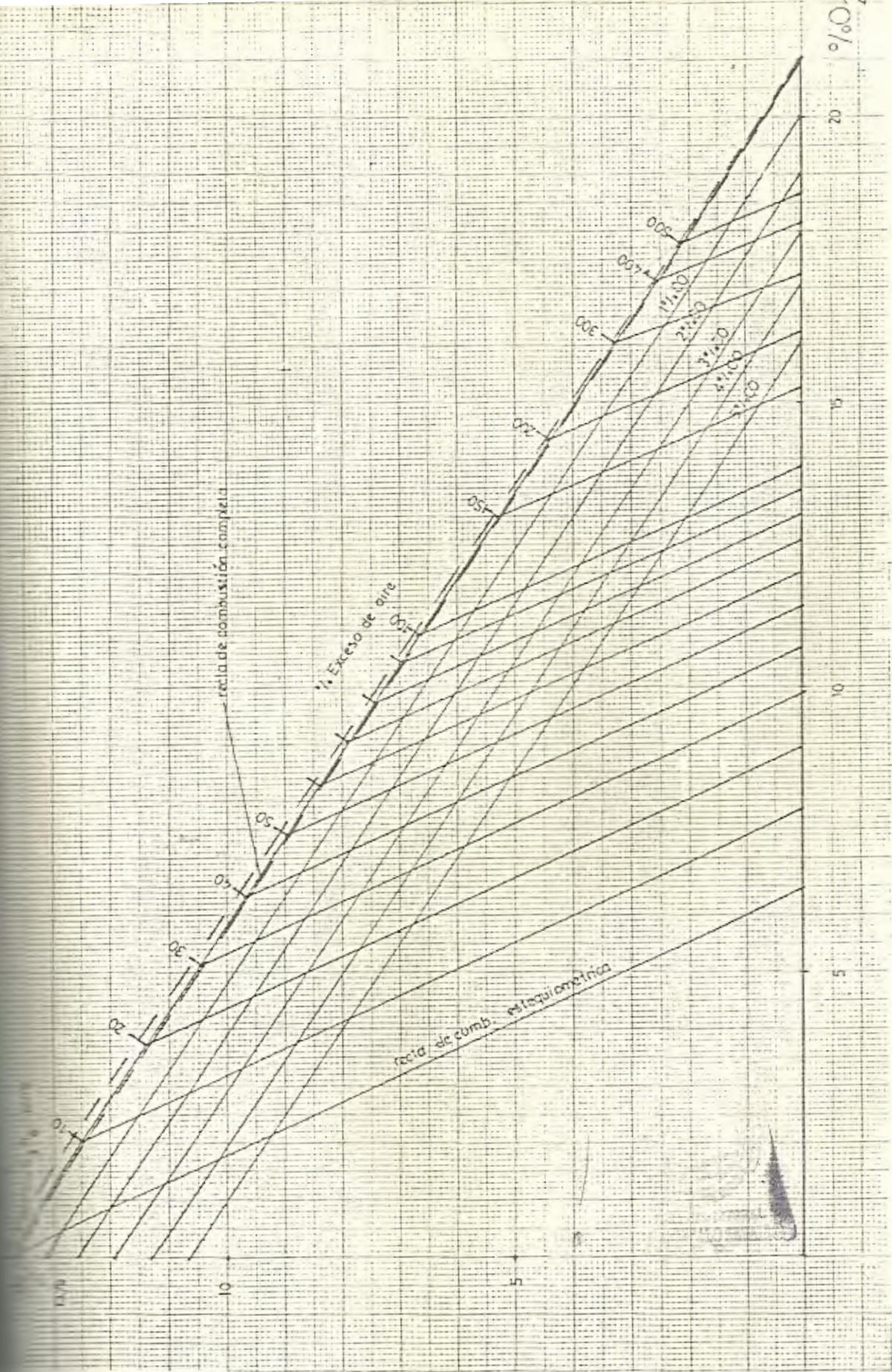


TABLA IX

DETERMINACION DEL %EA PARTIR DEL DIAGRAMA
DE OSTWALD

PRUEBA Nº	A	B	ERR. REL. MAX.
1	48	42	14%
2	50	46	9%
3	41	45	10%
4	35	35	0%
5	-	90	---
6	105	105	0%
7	46	45	2%
8	68	68	0%
9	100	110	10%
10	140	145	4%
11	92	88	5%
12	84	94	12%
13	220	230	5%
14	--	160	---
15	145	150	3%
16	180	220	22%
17	140	140	0%

A: basados en los porcentajes % CO₂ y % O₂

B: basados en los % CO y % O₂

bre S para el caso del propano, que puede extenderse al combustible de nuestro estudio (84 % propano), se tiene:

$$S = \left(1 - \frac{D_f^2}{D_n^2}\right) \frac{\xi/\xi_m}{(1-0.29\xi/\xi_m)^2}$$

Los resultados para las diferentes relaciones ξ/ξ_m (posiciones), se muestran en la tabla X.

TABLA X

POSC. DESV.	ξ/ξ_m	S
máxima	1.0	1.86
2	0.8	1.27
3	0.6	0.83
4	0.4	0.48

Por dificultades de implementación, no se proveyó de termocuplas a las paredes interiores de la cámara, con lo

que para graficar las distribuciones de temperatura de los gases dentro de la misma, es necesario calcular dicha temperatura. Esto puede hacerse a partir de los datos con los que se cuenta.

El caso es uno de transferencia de calor entre dos fluidos separados por una pared metálica cuya resistencia puede considerarse despreciable. Debido al poco tiempo de utilización del equipo, bien pueden tomarse como nulas las contribuciones a la resistencia térmica global de las incrustaciones del lado del agua y del lado de gas de los depósitos de carbón, con lo que el cálculo de la temperatura de la pared de el lado del agua es suficiente para completar los gradientes de temperatura para los gases.

Para el cálculo de la temperatura de la pared se procedió de la siguiente manera: se calculó el Re del flujo con las condiciones de temperatura de la masa, resultando en todos los casos laminar. Para calcular el coeficiente h , se utilizó la ecuación

$$Nu = 1.86 (Re_D Pr D/L)^{0.33} \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^{0.14}$$

tomada de la referencia (11), donde se aplica el factor -

$\left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{.14}$ para tomar en cuenta el efecto de la variación de la temperatura sobre las propiedades físicas, ya que las propiedades restantes se evalúan a la temperatura de la masa promedió.

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{hc} D}{k} \quad \text{de donde} \quad \overline{hc} = \frac{\overline{Nu} k}{D}$$

La aplicación del factor de corrección para Nu , requiere conocer la temperatura de la pared, siendo entonces necesario usar el método de la prueba y el error, asumiendo un valor para esta temperatura y comparándolo con el valor obtenido de la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{\text{agua}} = \dot{m}_{\text{agua}} (\Delta h)_{\text{agua}} = \overline{hc} A_{\text{transf.}} (T_s - T_{\text{agua}})$$

De donde:

$$\overline{T}_s = \frac{\dot{Q}_{\text{agua}}}{\overline{hc} A_{\text{transf.}}} + \overline{T}_{\text{agua}}$$

Los valores de \dot{Q}_{agua} (cantidad de calor ganada por el agua) se tabulan en la tabla XI.

calculada del balance estequiométrico a partir de los da
tos experimentales.

El volumen de productos se calcula bajo la premisa de
que $\dot{v}_a \gg \dot{v}_c$ y que $\dot{m}_a \gg \dot{m}_c$, lo que permite afirmar que :
 $\dot{m}_a \approx \dot{m}_g$.

\dot{v}_a se calcula a partir de la relación aire combustible
volumétrica

$$(\dot{r}_{a/c})_{vol.} = \frac{\dot{v}_a}{\dot{v}_c} \quad \dot{v}_a = \dot{v}_c (\dot{r}_{a/c})_{vol.}, \text{ y}$$

$$\dot{m}_g = \rho_a \dot{v}_a$$

La temperatura de la masa de gases de escape se calcula a
partir de la siguiente expresión:

$$\dot{m}_{gases} = \frac{\int_0^R t \, u \, r \, dr}{\int_0^R u \, r \, dr},$$

para $u(r) = cte. = \bar{u}$ y por medio de integración numérica
del término $\int_0^R t \, r \, dr$ usando la regla de Simpson aplicada
a los datos experimentales del Apéndice IV.

Los valores de y/x y (ra/c) vol., se obtienen de la tabla XVI del apéndice III B.

En la tabla XIII se dan los valores de \bar{T} gases, $\overline{c_{pg}}$, $\overline{p_g}$, \dot{m}_g , \dot{v}_g y \dot{Q}_{pg} calculados.

CALCULO DE EFICIENCIAS

Las cantidades que se evalúan son:

1. Las eficiencias de transmisión de calor a la carga definidas como:

$$\eta_t = \frac{\dot{Q}_{\text{ganado por el agua}}}{\dot{Q}_{\text{gan. agua}} + \dot{Q}_{\text{perdido en gases escape}}} \times 100$$

Los valores de los términos del lado derecho de esta expresión se extraen de las tablas XI y XIII.

2. Eficiencias de combustión definidas como la relación entre el calor generado por la combustión y el calor potencialmente obtenible del combustible, que es el producto del flujo volumétrico del mismo por su poder calorífico bajo, que para este -

TABLA XIII
 CALOR PERDIDO EN LOS GASES DE
 ESCAPE

$T_{\text{gases escape}}$ (°F)	$C_p \text{ gases}$ BTU (ft ³ °FSTP)	$\bar{\rho}_{\text{gases}}$ ($\frac{\text{lbm}}{\text{pie}^3}$)	\dot{m}_g ($\frac{\text{lbm}}{\text{Hr}}$)	\dot{v}_g ($\frac{\text{ft}^3}{\text{Hr}}$)	\dot{Q}_{gases} ($\frac{\text{BTU}}{\text{Hr}}$)
537	0.01485	0.05742	299.80	5221.2	36984.1
513	0.01491	0.05756	287.62	4996.9	33750.2
437	0.01524	0.05868	222.64	3794.1	21798.9
563	0.01484	0.05688	296.92	5220.1	38965.5
542	-----	-----	-----	-----	-----
427	0.01527	0.06012	219.30	3647.7	20442.0
513	0.01501	0.05783	277.75	4802.9	32657.5
493	0.01506	0.05823	246.52	4233.6	27607.2
390	0.01545	0.06035	214.12	3548.0	18089.5
382	0.01535	0.06120	195.68	3197.4	15803.8
502	0.01494	0.05850	229.88	3929.6	25949.0
368	0.01555	0.05979	179.09	2995.3	14345.7
382	0.01574	0.06314	154.04	2499.4	8733.6
422	0.0152	0.06163	193.27	3136.0	17255.5
332	0.01562	0.06201	175.70	2833.4	12038.1
243	0.01589	0.06391	134.70	2107.7	6128.9
300	0.01563	0.06294	157.67	2505.1	9397.1

combustible se calculó de la siguiente forma:

$$P_{cb} \text{ LPG} = \frac{(\%x_{Pcb})C_3H_8 + (\%x_{Pcb})C_4H_{10}}{100}$$

$$P_{cb} C_3H_8 = 2280 \frac{\text{BTU}}{\text{pie}^3_{STP}}$$

$$P_{cb} C_4H_{10} = 2960 \frac{\text{BTU}}{\text{pie}^3_{STP}}$$

$$P_{cb} \text{ LPG} = 2390 \frac{\text{BTU}}{\text{pie}^3_{STP}}, \quad y,$$

3. Las eficiencias globales $\eta_G = \eta_t \times \eta_c$

Estos valores se muestran en la tabla XIV

En las figuras 35 A, B y C, se grafican las curvas de eficiencia de transmisión, combustión y globales, ajustadas a partir de los puntos experimentales por medio de mínimos cuadrados utilizando para ello curvas del tipo $y = ax^b$. Cada figura tiene por abscisas los %EA y como parámetro constante el número de swirl.

TABLA XIV

EFICIENCIAS DE TRANSMISION, COMBUSTION Y GLOBALES

PRUEBA Nº	η_t (%)	η_c (%)	η_G (%)
1	58.1	96.0	55.8
2	55.4	85.5	47.4
3	59.8	80.4	48.1
4	55.8	98.2	54.8
5	---	---	---
6	59.0	74.2	43.8
7	55.7	88.1	49.1
8	57.2	86.5	49.5
9	60.5	80.9	48.9
10	58.4	47.4	27.7
11	57.7	87.6	50.5
12	61.6	69.7	42.9
13	63.7	50.3	32.0
14	60.0	70.9	42.5
15	55.1	49.7	27.4
16	64.4	41.5	26.7
17	67.4	58.8	39.6

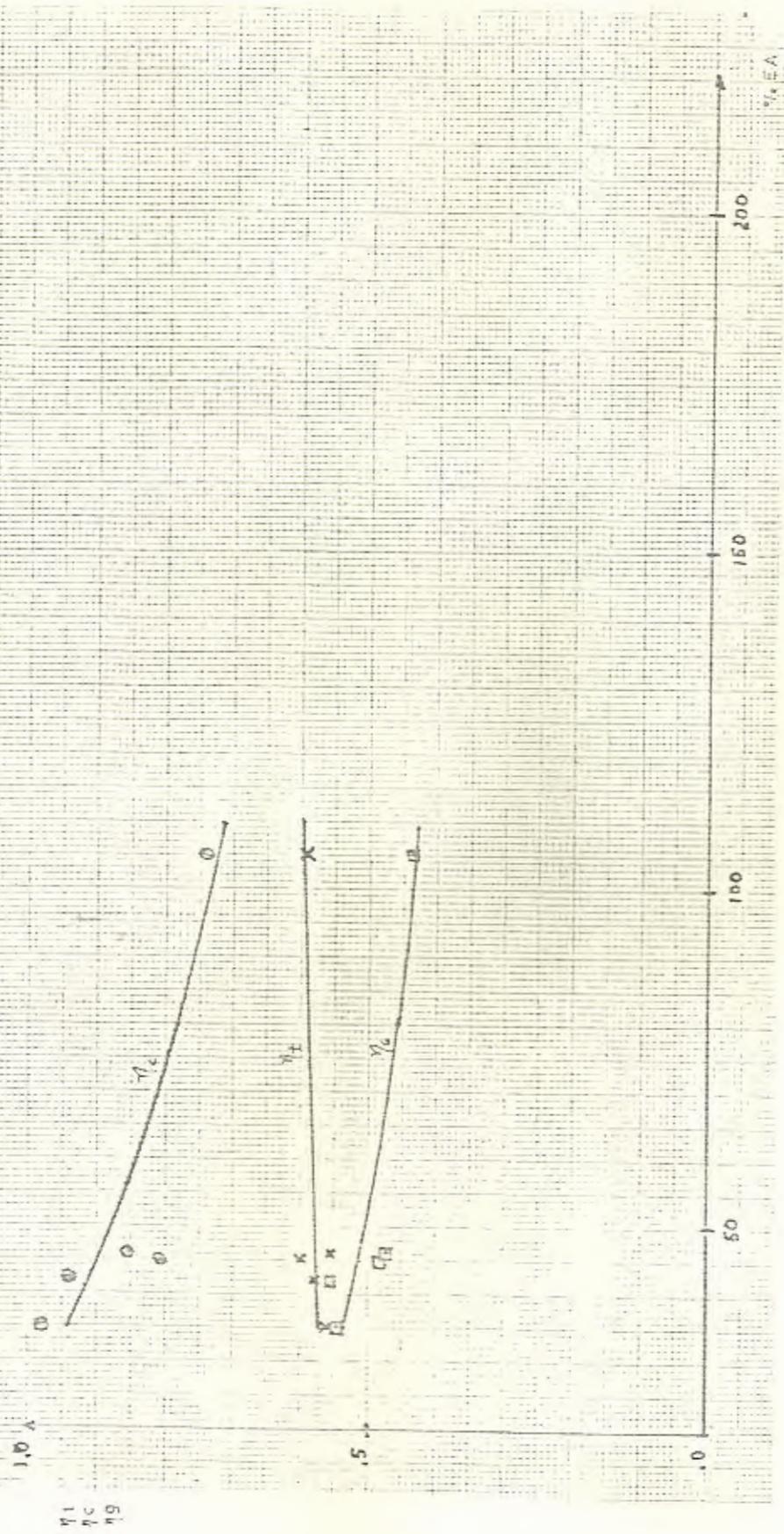


FIG. 35A

CURVAS AJUSTADAS DE η_t , η_c , Y η_g Vs. % EA (S = Cte.)

3.7.10

$x \sqrt{c}$
 $\theta \sqrt{c}$
 $E \sqrt{G}$

η_1
 η_c
 η_g

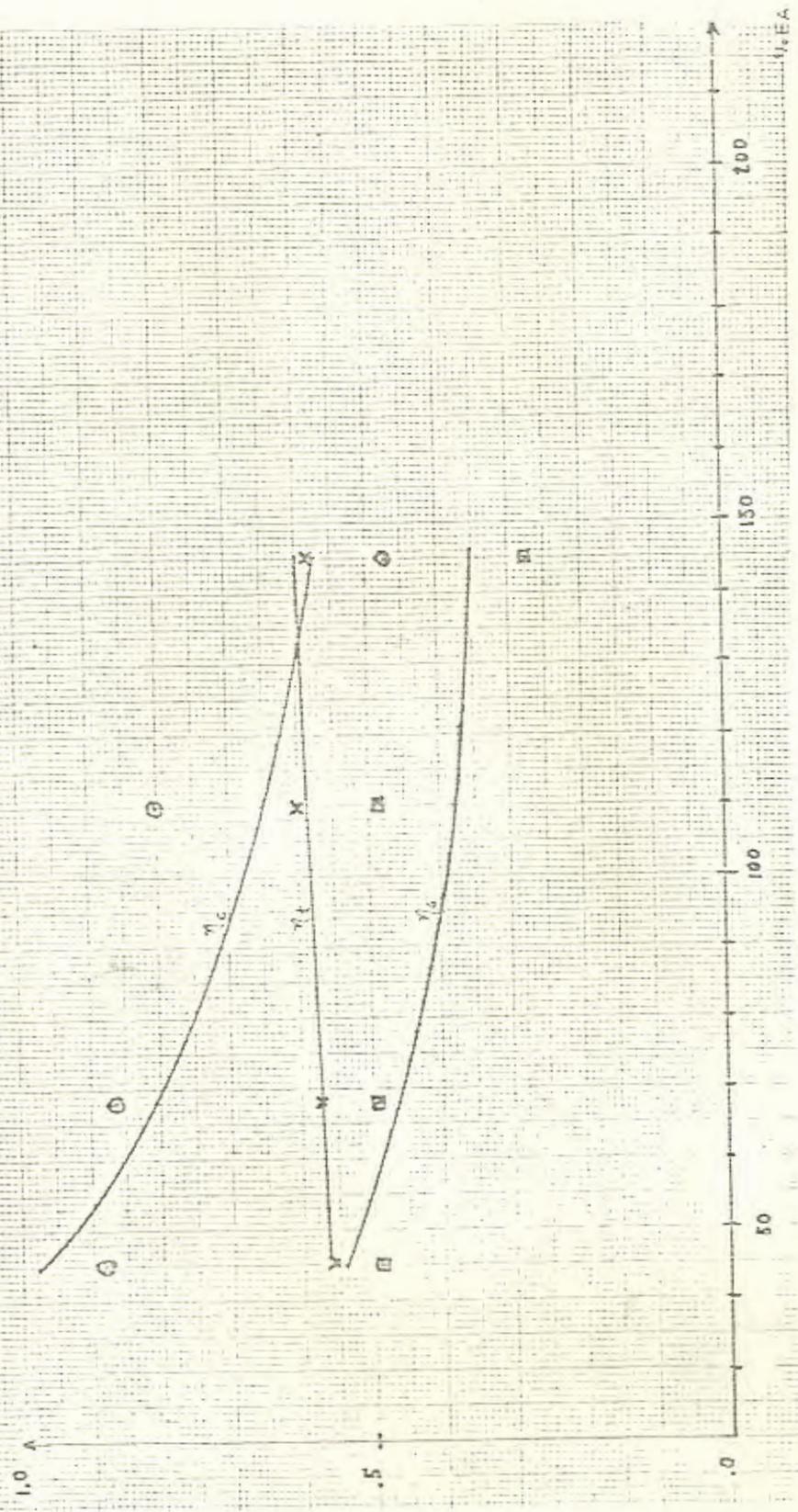


FIG. 35B

CURVAS AJUSTADAS DE η_t, η_c Y η_g Vs. $\% EA$ (S = Cte.)

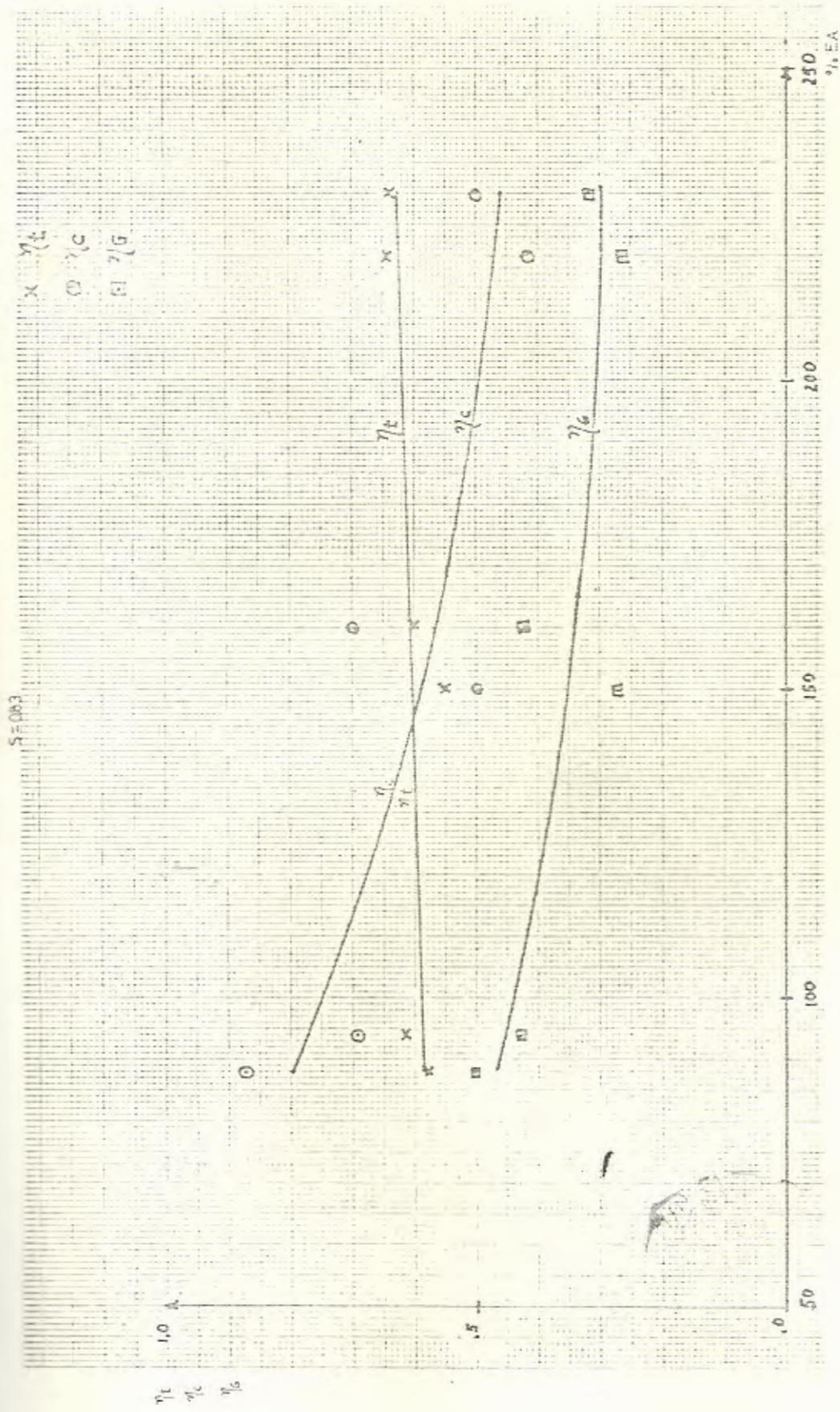


FIG. 35C

CURVAS AJUSTADAS DE η_t , η_c Y η_g Vs. % EA (S = Cte).

5.1. EFECTO DE LA VARIACION DEL GRADO DE ROTACION DEL AIRE

5.1.1. Mapeo de temperaturas en el horno

Las figuras N^o 36 A y B, son los mapeos de temperatura de los gases dentro de la cámara para el 45% EA y $s = 1.86$ y 1.27 en los planos centrales vertical y horizontal, respectivamente; los que permiten observar el efecto de variar el grado de swirl del aire manteniendo la mezcla constante. Estos mapeos se construyeron a partir de los gradientes graficados en el apéndice IV.

5.1.2. Temperatura y composición de los gases de escape

En la tabla XVI del apéndice III B se muestran las composiciones de los productos de la combustión en el escape en base húmeda y en la tabla XIII se muestran los valores de las temperaturas promedio de los gases de escape y en la misma tabla se evalúan las cantidades de energía que los gases de escape se llevan.

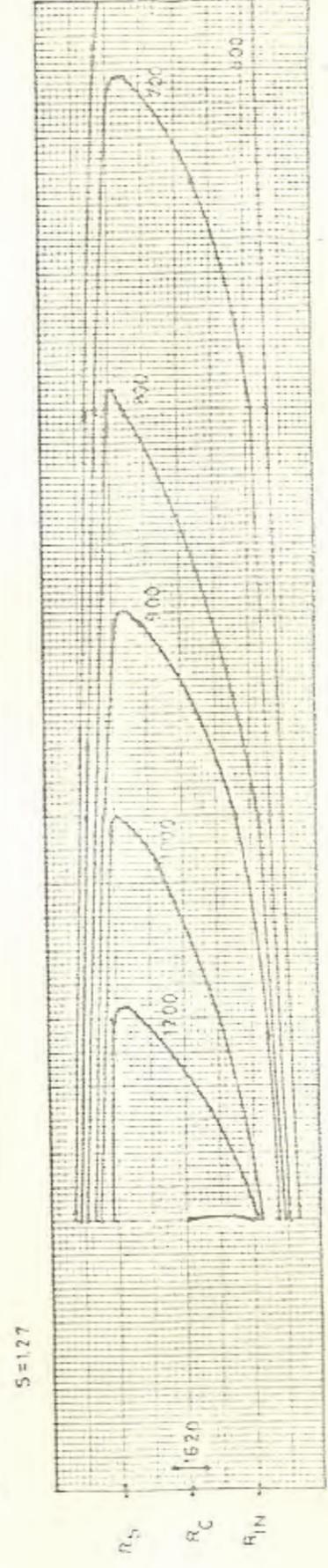
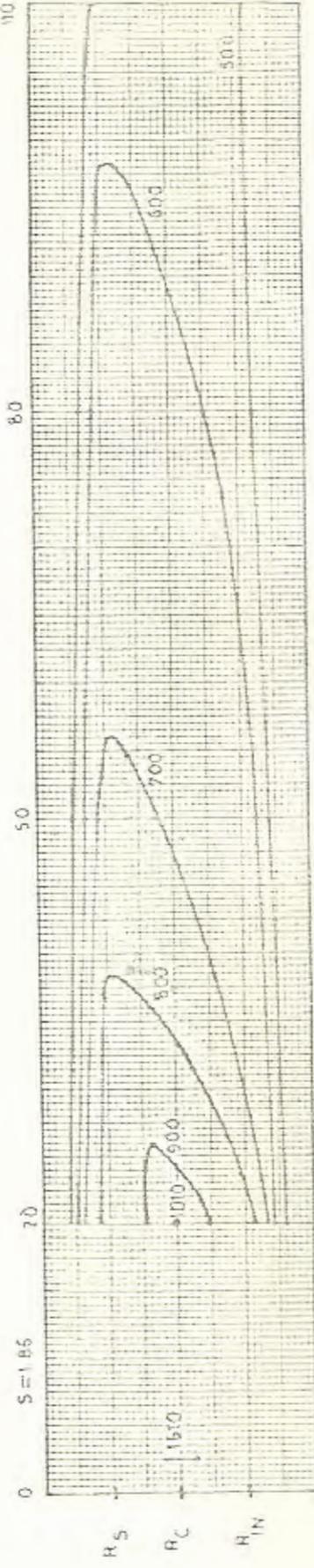
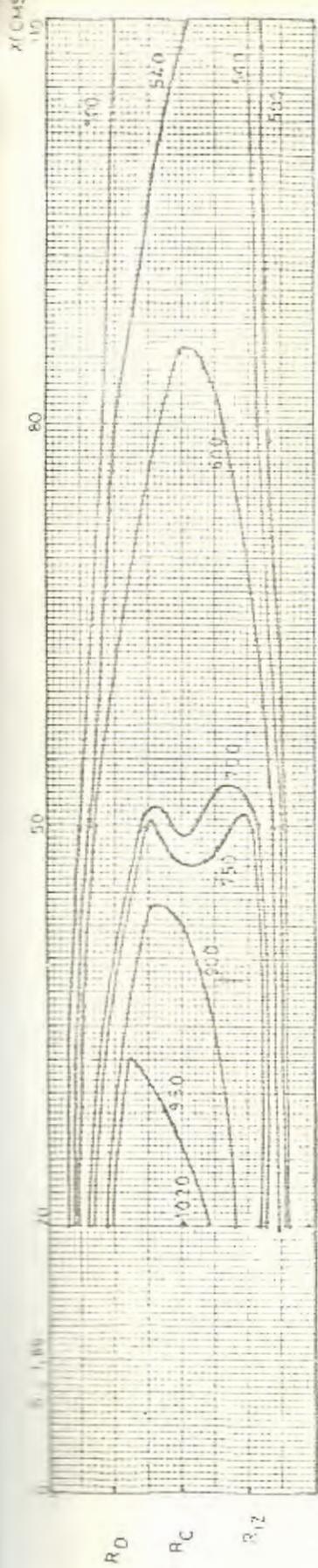


FIG. 36 A

MAPEOS DE TEMPERATURA DE LOS GASES EN LA CAMARA DE COMBUSTION
PLANO CENTRAL VERTICAL $\alpha_{EA} = CTE. = 45^\circ$



$S = 1.177$

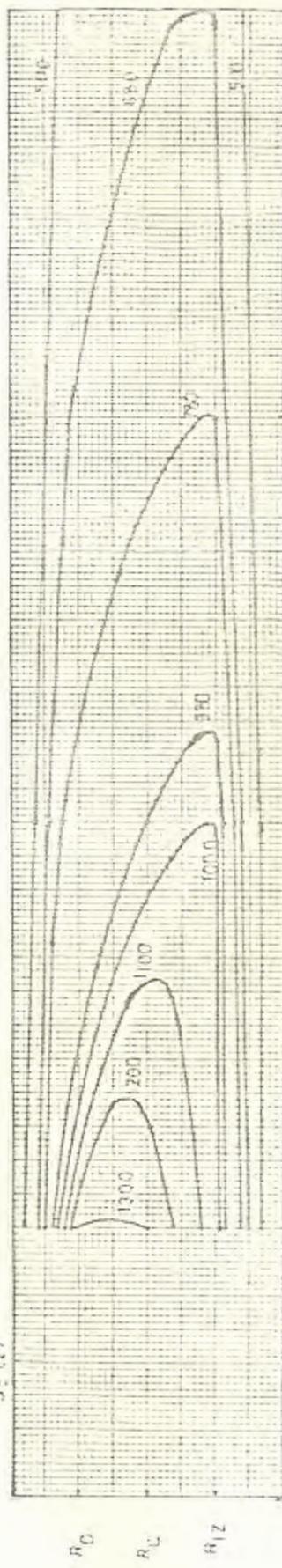


FIG. 36 B

MAPEOS DE TEMPERATURA DE LOS GASES EN LA CAMARA DE COMBUSTION PLANO CENTRAL

HORIZONTAL $\%EA=CTE. = 45\%$

5.1.3. Eficiencia de transmisión del calor a la carga

En las figuras 35 A, B y C se muestran las curvas de η_t vs. % EA para cada swirl. De estas figuras se puede evaluar el efecto de variar el swirl a % EA constante sobre las eficiencias de transmisión del calor a la carga térmica.

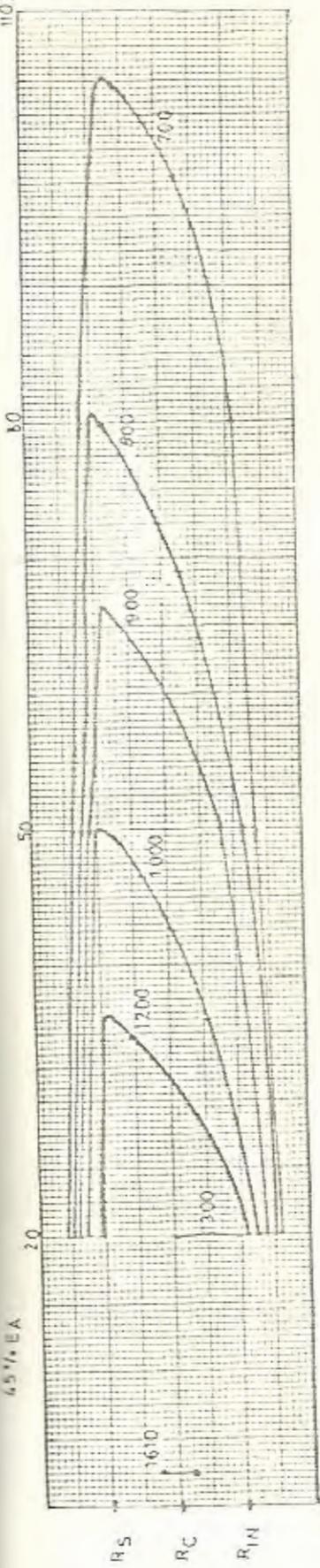
De estas figuras se puede observar también el efecto de la variación del grado de swirl sobre las eficiencias de combustión y globales manteniendo las relaciones aire-combustible constantes.

5.2. EFECTO DE LA VARIACION DE LA RELACION AIRE-COMBUSTIBLE

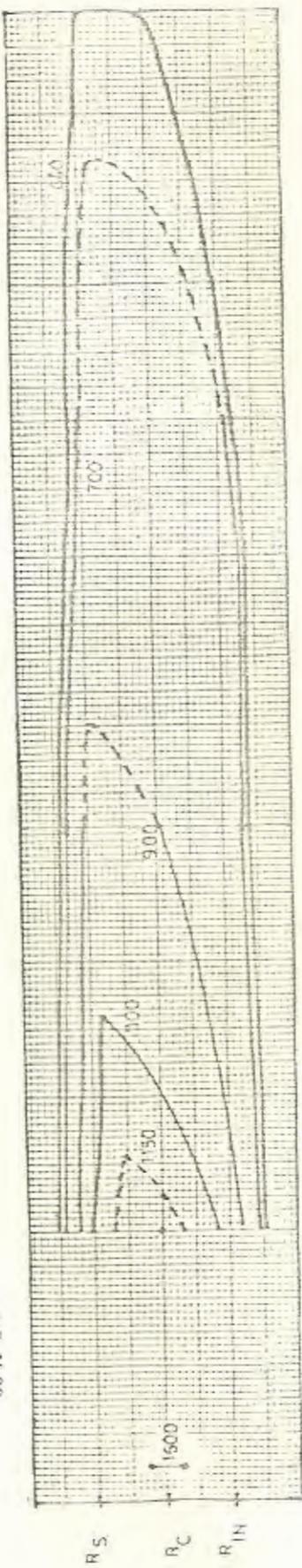
5.2.1. Mapeo de temperaturas en el horno

Las figuras 37 A y B son los mapeos de temperatura de los gases dentro de la cámara para $s = 1.27$ y % EA de 45, 68 y 110% en los planos centrales vertical y horizontal, respectivamente. Estos mapeos permiten observar el efecto de va

45% EA



68% EA



110% EA

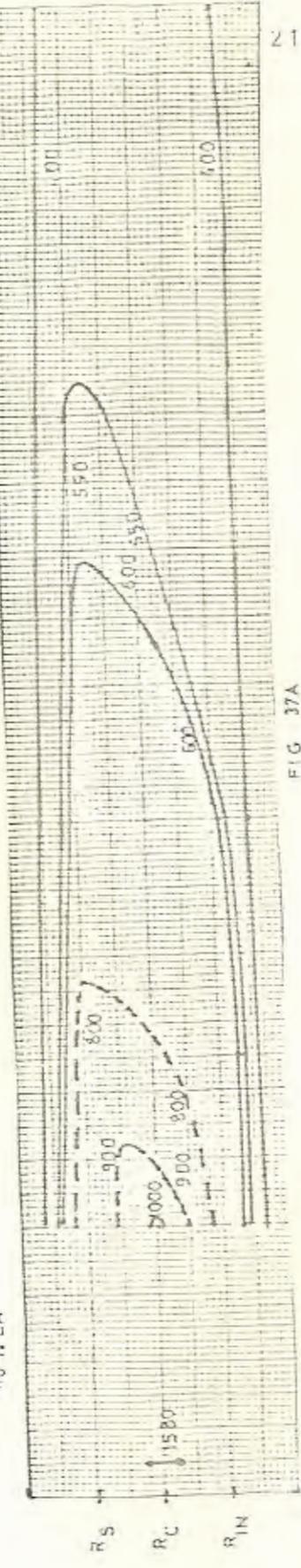


FIG 37A

MAPEOS DE TEMPERATURA PLANO CENTRAL VERTICAL S = CTE = 1.27

riar las relaciones aire-combustible manteniendo el swirl constante. Estos mapeos se construyeron a partir de los gradientes graficados en el Apéndice IV.

5.2.2. Temperatura y composición de los gases de escape

En la tabla XVI del apéndice III B se muestran las composiciones de los productos de la combustión en el escape en base húmeda y en la tabla XVIII se muestran los valores de las temperaturas promedio de los gases de escape.

5.2.3. Eficiencia de transmisión del calor a la carga

En cualquiera de las figuras N^o 35 se puede apreciar el efecto de variar la relación aire-combustible sobre las eficiencias de transmisión de calor a la carga obtenidas en este trabajo. Además, de éstas se puede ver el efecto de este parámetro sobre las eficiencias de combustión y globales.

OBSERVACIONES EXPERIMENTALES

En las fotografías 1, 2 y 3 se muestran ejemplos de las llamas obtenidas con este quemador para diferentes condiciones durante las pruebas con LPG. La fotografía 1, muestra una llama de swirl alto con bajo exceso de aire, correspondiente al tipo I. La foto 2, muestra una llama obtenida con swirl relativamente bajo y exceso de aire relativamente bajo; la llama se puede clasificar como de tipo I, pero pulsante. La foto 3, muestra una llama obtenida con el mismo swirl que la llama de la foto 2, pero con una cantidad de exceso de aire mayor, y la misma se puede tipificar como del tipo II.

En general se obtuvieron llamas de los tipos I y II con los tres swirl más altos con los que se trabajó, mientras que con $s = 0.48$, solo se pudo estabilizar llamas tipo II. Los porcentajes de CO_2 para los que se dió el cambio de tipo de llama se muestra en las tablas VIII para $s = 1.27$ y 0.83 como el porcentaje para el que se obtuvo llamas cortas.

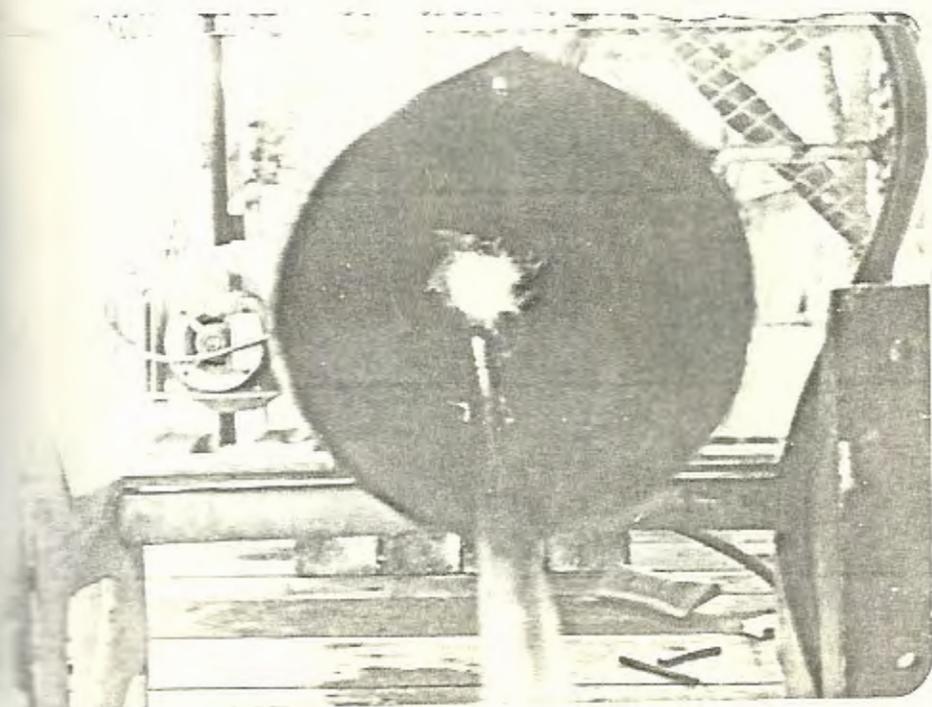


FOTO N° 1

LLAMA TIPICA DE SWIRL ALTO Y ϕ EA BAJO, COMBUSTIBLE: LPG

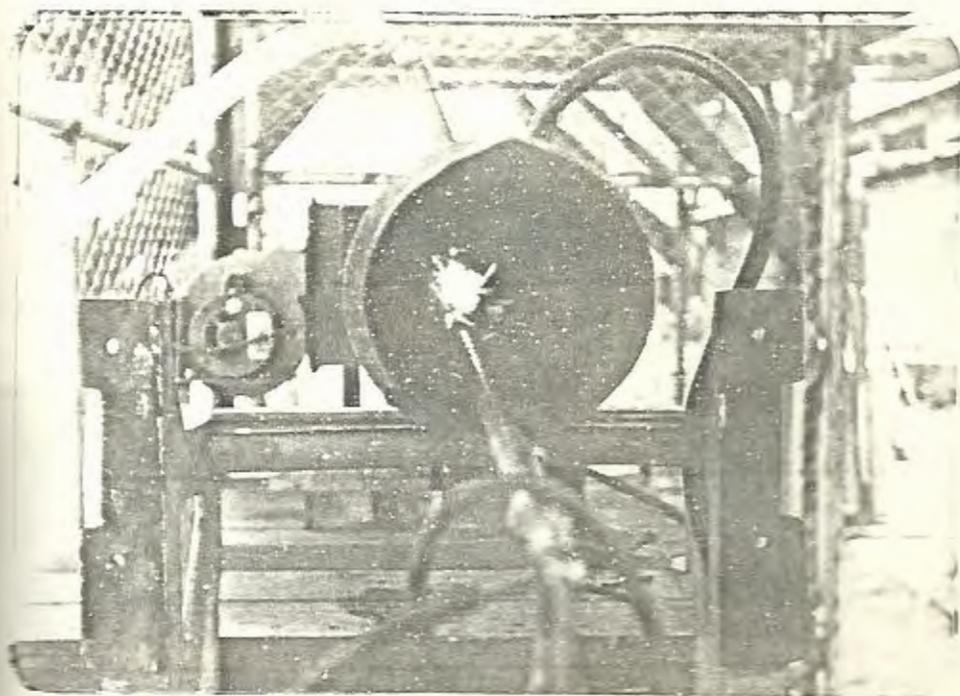


FOTO N°2

LLAMA TIPICA S RELATIVO BAJO, % EA RELATIVO BAJO, COMBUSTIBLE:LPG



En todas las pruebas se pudo diferenciar dos zonas en las llamas: una primera zona de color azul con trazas de amarillo cercana a la boca del quemador y una segunda zona amarilla y fluctuante, corriente abajo de la primera. Al incrementar el flujo de gas la llama se vuelve más amarilla e inestable para cualquier swirl, y la zona azul tiende a desaparecer. Al invadir la zona de combustión con defecto de aire se tiene una zona amarillo-naranja únicamente. Al disminuir el flujo de gas (manteniendo el de aire constante) la zona amarilla se mueve corriente arriba hacia la boca del quemador disminuyendo su tamaño y la zona azul se mueve corriente arriba aún dentro de la región angular de suministro de aire. En las llamas tipo II, la zona amarilla se hace casi imperceptible.

En las pruebas con bio-gas se obtuvo llamas estables con $\xi/\xi_m = 1.0$ siendo ésta la única condición probada. La llama presentó un color azul y la temperatura máxima obtenida en la llama fue de 1700°F . En la fotografía 4, se

muestra un detalle de estas pruebas.

Con gas de gasógeno (gasificación de coke) se logró estabilizar una llama color rojizo con los bloques en posición $\xi/\xi_m=1.0$, pero se hizo necesario desviar parte del aire suministrado - por el ventilador.

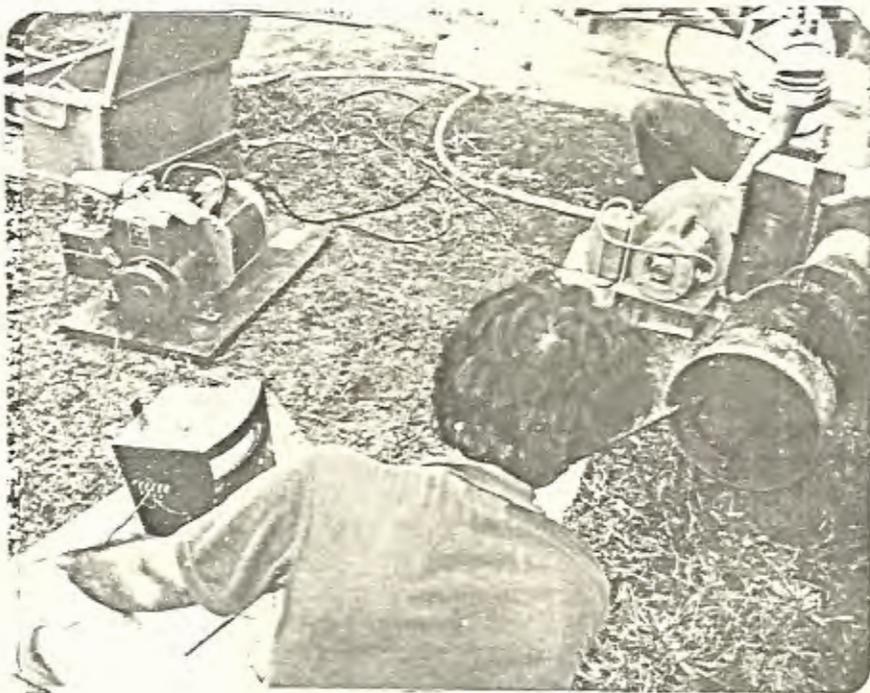


FOTO N^o 4

LLAMA DE COMBUSTION DE BIOGAS $\xi/\xi_m = 1.0$

CAPITULO VI

ANALISIS DE RESULTADOS

Para el arreglo quemador-cámara de combustión utilizado, el campo de regulación con LPG es 1.0:2.2 (flujos de gas tomados de la tabla VIII) y la potencia máxima medida de 88200 BTU/Hr; pero, estos valores podrían ser mayores debido a que el límite superior de flujo de combustible se restringió por la razón anotada en el acápite 4.3.

La reducción de los porcentajes de CO_2 máximos obtenibles al disminuir los swirl de operación indica que se necesitan excesos de aire cada vez mayores para obtener llamas estables a swirl más bajos, lo que se debe a que la calidad del mezclado es menor al reducirse el swirl.

El valor del porcentaje de CO_2 en el que la llama cambia de tipo del I al II es mayor para $s=1.27$ que para $s=0.83$, lo que podría indicar que para obtener cambios del tipo de llama a swirl mayores se necesitarían % EA relativamente bajos.

De las curvas ajustadas para eficiencias de transmisión del calor, de combustión y globales mostradas en las figuras 35 se aprecia que la tendencia de las curvas de η_t es creciente, lo que contradice lo esperado porque en general el factor determinante para la transferencia del calor en el caso de cámaras de combustión es la emisividad de las llamas y ésta es mayor para llamas luminosas que para llamas transparentes y las primeras se obtuvieron con excesos de aire bajos. Las curvas de eficiencia de combustión y de eficiencias globales muestran las tendencias esperadas aunque estas últimas deberían tener una pendiente más pronunciada por la razón anotada. Los máximos de las curvas de η_c y η_g se obtienen con %EA bajos y el efecto de aumentar el swirl es el de disminuir el valor del exceso de aire al que se los obtiene.

Los mapeos de temperatura muestran una desviación respecto de la simetría axial esperada lo que se debería en el caso de los mapeos en el plano central vertical al efecto de empuje ascensional que se presenta por las diferencias de densidades causadas por la temperatura cuando el efecto del swirl desaparece; mientras que en el caso del plano central horizontal esta desviación se debería a un desalineamiento de la tobera de combustible respecto de la boca del quemador a causa de la temperatura, que modificaría los patrones

de flujo y con ello los de temperatura en la cámara.

Se puede apreciar de los mapeos de temperatura de las figuras 36 que al swirl mayor la caída de temperatura de los gases en los primeros $2/5$ de la longitud de la cámara es grande comparada con la sufrida por éstos a $s=1.27$ de lo que se puede inferir que la eficiencia de transmisión del calor en esta primera parte de la cámara es notablemente mejorada al incrementarse el swirl; sin embargo, debido a la longitud de la cámara este efecto se enmascara en la parte restante del intercambiador.

Los valores de temperatura de llama y de los gases obtenidos del pirómetro de succión se han usado directamente por considerárseles más cercanos a la temperatura del gas real que los valores que pudieron haberse obtenido con el mismo pirómetro con la succión desconectada o con una termocupla desnuda en la corriente; aunque debido a la baja velocidad del gas sobre la termocupla obtenida con la succión manual se supuso una baja eficiencia para este instrumento.

Los valores de temperatura de llama para diferentes %EA con swirl constante (figuras 37) presentan diferencias del orden de la discriminación del potenciómetro que a las tem

peraturas obtenidas pueden considerarse despreciables, resultando imposible inferir algo sobre el efecto de este parámetro sobre las temperaturas de combustión.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

A partir de los resultados obtenidos se concluye que:

El incremento de la intensidad del torbellino mejora notablemente la calidad del proceso de mezclado permitiendo obtener llamas estables y máximos de eficiencia de combustión con excesos de aire relativamente más bajos. Esto explicaría la tendencia observada hacia la aparición de productos de combustión incompleta en operación con bajo swirl aún con excesos de aire tan altos como 150 %.

Con mayor swirl la transferencia de calor desde la llama se incrementa como lo muestran los mapeos de temperatura en la primera parte de la cámara de combustión. Este efecto se podría apreciar en forma más contundente con una cámara de menor longitud (aproximadamente la mitad de la longitud de la actual).

Es conveniente la utilización de quemadores del tipo probado en este trabajo para la combustión de gas de gasógeno.

geno y de bio - gas, de los que se dispone a las bajas presiones de generación y con los que el aire tiene que asegurar la turbulencia y el mezclado.

No se justifica la utilización de este tipo de quemadores para la combustión del LPG como único combustible de la instalación debido a que este gas puede emplearse a presiones de hasta 15 psig. en quemadores de aspiración, en los que parte del aire de combustión es inducido por el chorro de gas y el resto por el tiro.

RECOMENDACIONES

Completar y comprobar el diagrama de Ostwald construido para el LPG en esta tesis, debido a la gran utilidad de un diagrama de este tipo para la evaluación de la operación de un sistema. Para ésto puede usarse la instalación de combustión construída en este trabajo tomando en cuenta lo siguiente: debe evitarse el juego entre la caja refractaria y la cámara de combustión y deben medirse los flujos de aire para encontrar las relaciones aire-combustible directamente y no através de cálculos como se hizo en esta tesis.

Para determinar la potencia máxima de este quemador con LPG debe probársele con una cámara de combustión de mayor diáme-

Debe efectuarse investigación adicional sobre las tendencias mostradas por las curvas de η_t Vs. %EA y por los productos de la combustión del LPG con swirl bajos.

Se debe continuar en la investigación de este quemador en su utilización con bio-gas y gas de gasógeno para determinar su potencia y campo de regulación tomando en consideración lo que sigue:

1. Utilizar diámetros de tobera de gas lo más cercanos posibles a los obtenidos para cada gas de la relación D_f/D_n que optimiza S .
2. La medición de los flujos de aire es indispensable debido a que en estos casos S depende de θ y ξ/ξ_m y que toda variación de θ debe ser controlada para variar ξ/ξ_m si se desea mantener constante el swirl; y,
3. Si se considera necesario incrementar el swirl máximo potencial del quemador se deben hacer modificaciones al diseño de acuerdo a la expresión 4.1 para el swirl.

APLICACIONES

Una modificación de este quemador para incrementar el swirl potencial máximo se podría emplear para encontrar el swirl óptimo para varios gases con el objeto de diseñar generadores de torbellino más simples, del tipo mostrado en la figura 12.B. El mismo refinamiento de este diseño podría usarse en la investigación de la combustión de líquidos y sólidos finamente pulverizados.

A P E N D I C E S

APENDICE I

DIAGRAMAS DE OSTWALD DE HIDROCARBUROS GASEOSOS

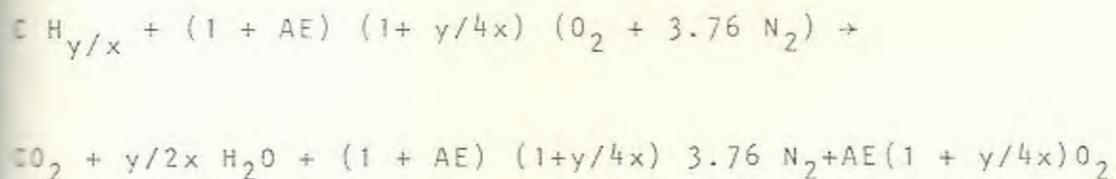
Los diagramas de Ostwald permiten relacionar cuatro porcentajes volumétricos: %CO₂, %CO, %O₂ y % de exceso de aire: conociendo que dos de estos porcentajes, es posible encontrar los otros dos. Para su construcción es necesario conocer la composición en porcentaje del combustible y admitir que durante la combustión no existe formación de hollines. Es preciso que todo el hidrógeno arda completamente y que el único producto de combustión incompleta sea el CO, lo que puede considerarse suficiente para fines tecnológicos. En la referencia (14), se sostiene que junto al CO, aparece en los humos como producto de combustión incompleta hidrógeno en igual volumen, pero que esto es válido solo para combustiones con bajo exceso de aire.

El diagrama está formado por un triángulo rectángulo, sobre uno de los catetos, como eje de las abscisas, se colocan los porcentajes de O₂ y sobre el otro cateto los %CO₂. El valor máximo de %O₂ corresponde a la concentración atmosférica

rica y el máximo de %CO₂ corresponde al valor obtenido de la combustión completa con aire estequiométrico.

En la combustión de un hidrocarburo C_xH_y con aire, se tienen las siguientes posibilidades: combustión completa con aire estequiométrico o con exceso de aire; combustión incompleta con aire estequiométrico o con exceso de aire y combustión con defecto de aire, de las cuales son de nuestro interés principal los casos de combustión con aire en exceso.

Si AE es el tanto por uno de exceso de aire, podemos escribir el siguiente balance general para combustión completa:



El número total de moles secos M es:

$$M = 1 + (1 + y/4x) \{3.76 (1 + AE) + AE\}$$

De donde, el porcentaje de CO₂ máximo para cada AE es:

$$(\%CO_2)_{\text{máx.p.s.}} = \frac{1}{M} \times 100 \quad (1)$$

AE=cte

$$y, \text{ el } (\%O_2)_{\text{p.s.}} = \frac{AE(1+y/4x)}{M} \times 100 \quad (2)$$

AE=cte.

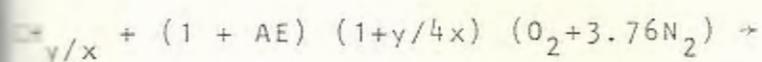
Para las condiciones de combustión completa con aire estequiométrico se tiene que la ecuación (1) se reduce a:

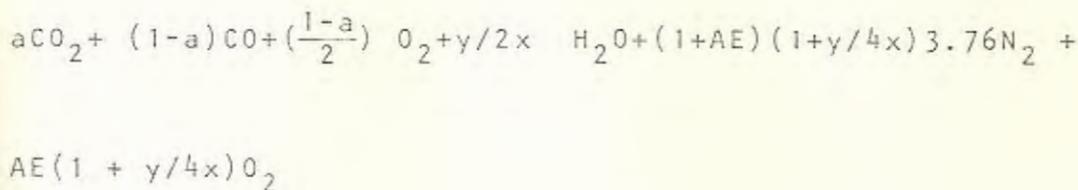
$$\left. (\%CO_2)_{\text{máx}} \right\}_{AE=0} = \frac{1}{1+3.76(1+y/4x)} \times 100 \quad (3)$$

Expresión que da el máximo porcentaje de CO_2 obtenible de un gas hidrocarburo.

Si el CO_2 se disocia : $CO_2 \rightleftharpoons CO + 1/2 O_2$

La ecuación estequiométrica para este caso incluye disociación sería:





El número total de moles de productos secos es:

$$M_1 = 1 + \left(\frac{1-a}{2}\right) + (1 + y/4x) \{3.76(1+AE)+AE\}$$

$$\text{De donde el } (\% \text{CO}_2)_{\text{p.s.}} = \frac{a}{M_1} \times 100 \quad (4)$$

AE=cte

$$y, (\% \text{O}_2)_{\text{p.s.}} = \frac{(1-a)/2 + AE(1+y/4x)}{M_1} \times 100 \quad (5)$$

AE=cte.

Para el caso de combustión con aire estequiométrico, la ecuación 5 queda de la siguiente forma:

$$(\% \text{O}_2)_{\text{p.s.}} = \frac{\left(\frac{1-a}{2}\right)}{1 + \left(\frac{1-a}{2}\right) + 3.76\left(1 + \frac{y}{4x}\right)} \times 100 \quad (6)$$

Reemplazando en esta ecuación la expresión 3, se tiene:

$$(\% \text{O}_2)_{\text{p.s.}} = \frac{(1-a)(\% \text{CO}_2)_{\text{máx}}}{(1-a)(\% \text{CO}_2)_{\text{máx}} + 200} \times 100 \quad (7)$$

Si el CO_2 se ha disociado completamente $a = 0$ se tiene el punto de intersección de la línea de combustión estequiométrica con el eje de $\% \text{O}_2$.

$$(\% \text{O}_2)_{\text{p.s.}} = \frac{(\% \text{CO}_2)_{\text{máx}}}{\% \text{CO}_{2\text{máx}} + 200} \times 100 \quad (8)$$

La hipotenusa del triángulo de Ostwald, obtenida uniendo los extremos de máximo $\% \text{CO}_2$ y máximo $\% \text{O}_2$ constituye el conjunto de puntos caracterizados por la oxidación completa del carbono del combustible con diferentes excesos de aire. Sus puntos pueden encontrarse de las ecuaciones (1) y (2), para cada AE.

Los valores de $\% \text{CO}$ constante están representados por una familia de segmentos paralelos a la hipotenusa del triángulo de Ostwald. La expresión siguiente sirve para encontrar el porcentaje de CO en los productos cuando existe disociación del CO_2 en combustión con exceso de aire:

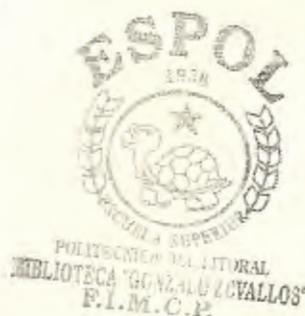
$$(\% \text{CO})_{\text{p.s.}} = \frac{1-a}{M_1} \times 100 \quad (9)$$

AE=cte.

Es la que M_1 son los moles totales de los productos secos

y el término $(1 - a)$ son los moles de CO presentes en el escape. En esta expresión se puede encontrar el valor de a que para cada AE satisface un determinado $\% \text{CO}$ con lo que la ayuda de las ecuaciones (4) y (5) se puede ubicar los puntos para determinar la recta de ese determinado $\% \text{CO}$ constante.

La separación entre la zona correspondiente a la combustión con exceso de aire y la zona de combustión con defecto de aire se obtiene trazando un segmento desde el vértice del CO_2 hasta el punto correspondiente al $\% \text{O}_2$ dado por la ecuación 8 sobre el eje del $\% \text{O}_2$. Los demás puntos de esta recta pueden encontrarse de la ecuación (6) y de la ecuación (4) para $\text{AE} = \text{cte} = 0$, disociando diferentes cantidades de CO_2 . Este segmento corresponde entonces a las condiciones de combustión estequiométrica; los valores del exceso de aire constante vienen dados por los segmentos paralelos a dicho segmento a la derecha de éste y los valores por defecto vienen dados por los segmentos paralelos a la izquierda. El procedimiento para hallar los puntos de CO_2 máximo y de $\% \text{O}_2$ cuando CO_2 es cero para diferentes porcentajes de exceso de aire son similares a los usados con combustión teórica (aire estequiométrico).



Utilizando la figura N^o 4 (diagrama de Ostwald para un gas natural) damos un ejemplo de la utilización de estos diagramas. Si el análisis de los humos nos da los siguientes valores: $\text{CO}_2 = 10\%$ y $\text{O}_2 = 3\%$, trazando por el punto de $10\% \text{CO}_2$ la paralela al eje de las abscisas y por el punto de $3\% \text{O}_2$ la paralela al eje de las ordenadas, la intersección es un punto que cae en la zona de combustión con exceso de aire casi sobre la línea de combustión completa y con porcentaje de exceso de aire de 14% aproximadamente.

APENDICE II

EJEMPLOS DE CALCULO DE LA TEMPERATURA ADIABATICA DE LLAMA

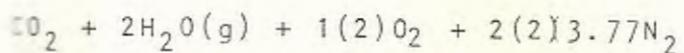
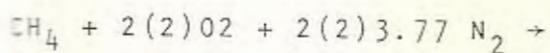
Ejemplo A: Reacciones sin disociación

Calcular la temperatura de llama adiabática para la combustión de metano a 77°F con 100 % EA en un proceso de flujo estable.

Solución:

Debe considerarse completa y que el agua permanece como vapor en los productos.

La ecuación de la reacción es:



El balance de energía:

$$0 = N_{\text{CH}_4} (h_1 - h_0)_{\text{CH}_4} + N_{\text{O}_2} (h_1 - h_0)_{\text{O}_2} + N_{\text{N}_2} (h_1 - h_0)_{\text{N}_2} -$$

$$N_{\text{CO}_2} (h_1 - h_0)_{\text{CO}_2} - N_{\text{H}_2\text{O}} (h_2 - h_0)_{\text{H}_2\text{O}} - N_{\text{O}_2} (h_2 - h_0)_{\text{O}_2} -$$

$$N_{\text{N}_2} (h_2 - h_0)_{\text{N}_2} - \Delta H_R$$

Sustituyendo los valores de entalpía tomados de las tablas 13.1 y 13.4 de la referencia (10).

$$0 = 1(0) + 4(4879 - 3725) + 15.08(4865 - 3730) - 1(h_{2,\text{CO}_2} - 4030) -$$

$$2(h_{2,\text{H}_2\text{O}} - 4258) - 2(h_{2,\text{O}_2} - 3725) - 15.08(h_{2,\text{N}_2} - 3730) +$$

344940

Arreglando términos:

$$h_{2,\text{CO}_2} + 2h_{2,\text{H}_2\text{O}} + 2h_{2,\text{O}_2} + 15.08h_{2,\text{N}_2} = 442916 \text{ BTU/mol CH}_4$$

Ahora es necesario encontrar la temperatura a la que la suma de estas entalpías es 442916 BTU/mol CH₄. De los cálculos se ha hecho la siguiente tabla para poder interpolar.

APENDICE III A

PRIMER METODO PARA ENCONTRAR LA COMPOSICION DEL LPG

(Uso del Diagrama de Ostwald).

La composición del gas licuado de petróleo se la da en porcentaje de volumen de líquido como en la tabla IV; pero, esto no nos dice nada respecto de la composición del gas que se extrae del tanque y para nuestro estudio es ésta la que interesa.

Asumiendo que la composición del gas licuado de petróleo es parte propano y parte butano y asumiendo que, por lo menos al comienzo de la operación existe equilibrio entre las fases líquido-vapor de la mezcla en la botella, se puede encontrar la composición de las dos fases en el equilibrio a la temperatura de la botella, que es la del ambiente. La figura III A.1 nos da las curvas de presión de vapor de gases licuados de petróleo para diferentes composiciones a diferentes temperaturas. Con ayuda de esta figura y con las ecuaciones que siguen, que se cumplen para el equilibrio de una mezcla de dos componentes en dos fases a

bajas presiones, se puede escribir:

$$x_a P_a^{\text{sat}} = y_a P$$

$$x_b P_b^{\text{sat}} = y_b P$$

$$y, \quad x_a + x_b = 1 \quad \text{e} \quad y_a + y_b = 1$$

donde:

x_a, x_b son las fracciones molares en fase líquida, e

y_a, y_b son las fracciones molares en fase vapor.

Haciendo que el componente A sea el butano y el B el propano. Para una temperatura de 30°C en el ambiente, de la figura III A.1 se tiene que $P_a^{\text{sat}} = 44.7$ psia y $P_b^{\text{sat}} = 159.7$ psia., $P = 94.7$ psia (presión de vapor en el tanque = 80 psig.). De donde:

$$x_a (44.7) = y_a (94.7)$$

$$x_b (159.7) = y_b (94.7)$$

Sustituyendo y_a e y_b por sus valores se tiene que:



$$\frac{44.7}{94.7} x_a + \frac{159.7}{94.7} x_b = 1$$

$$0.47 x_a + 1.69 x_b = 1 \rightarrow 0.47x_a + 1.69(1 - x_a) = 1$$

De lo que se sigue que:

$$x_a = 0.57 \quad y_a = 0.27$$

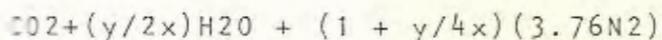
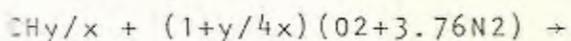
$$x_b = 0.43 \quad y_b = 0.73$$

Este cálculo nos arroja como resultado que la composición del gas licuado de petróleo como líquido es aproximadamente 60% C_4H_{10} y 40% C_3H_8 , mientras que su composición como gas es aproximadamente 30% C_4H_{10} y 70% C_3H_8 en base molar. Estos resultados se pueden comprobar con la figura III A.1, la que nos da como resultado para 30°C y 80 psig un punto sobre una curva que correspondería a una composición de 60% C_4H_{10} y 40% C_3H_8 en volumen de líquido.

Los procesos de vaporización y extracción del gas desde un tanque no son procesos de equilibrio, lo que hace difícil conocer la composición del gas que se está extrayendo y quemando. La presión del vapor suele bajar debido a que la temperatura dentro del tanque empieza a disminuir a me

dida que el gas se extrae, lo que es más notorio si el consumo es grande debido a que el líquido no tiene suficiente tiempo para tomar calor y vaporizarse, originando un gas como composición variable y difícil de conocer; - siendo este un problema que conviene reconocer.

La composición del gas que se quemó en las pruebas se puede obtener a partir del análisis de los productos de su combustión, lo que se muestra a continuación, utilizando como primera aproximación la composición del gas en equilibrio con el líquido a la temperatura ambiente para extrapolación gráfica usando el diagrama de Ostwald. Para hallar el porcentaje de CO₂ máximo para el gas con esta composición en el equilibrio usaremos la siguiente expresión para la combustión de un hidrocarburo con aire estequiométrico:



El número de moles húmedos total es $1 + y/2x + 3.76(1+y/4x)$

El número total de moles secos $1+ 3.76(1+y/4x)$

El combustible es: $0.3C_4H_{10} + 0.7C_3H_8 = C_{3.3}H_{8.6}$

$$y/x = 2.61$$

$$(\%CO_2)_{\text{máx.}} = 13.86\% \\ \text{prod.secos}$$

Teniendo como límites la presencia de butano puro o de propano puro se tiene que y/x varía entre 2.5 y 2.67, lo que nos da como límites los porcentajes de CO_2 de 14.06 y 13.76 % respectivamente, es decir que el LPG debe caer entre éstos. (Ver figura III A.2).

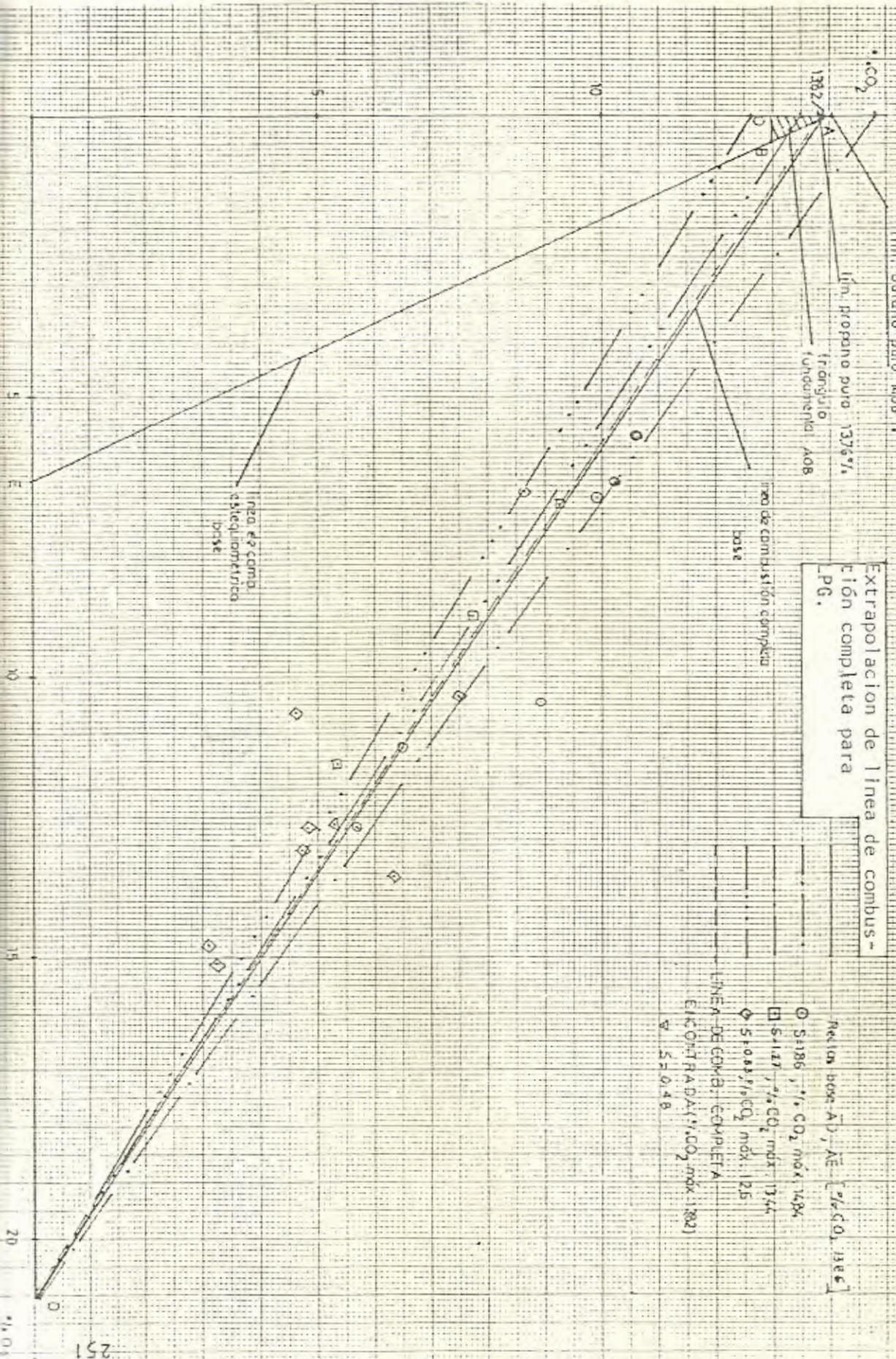
La figura III A.2 muestra las rectas de combustión completa y de combustión estequiométrica que se usan como primera aproximación. La línea de combustión estequiométrica va desde el vértice superior del triángulo hasta el punto que sobre las abscisas viene dado por la expresión:

$$\% O_2 = \frac{(\%CO_2)_{\text{máx}}}{(\%CO_2)_{\text{máx}} + 200} \times 100$$

En este caso $\%O_2 = 6.48$

fig IIIA2

Extrapolación de línea de combustión completa para PG.



Región base A-D, A-E [1% CO₂ base]

○ 5-1986, 1/2 CO₂ máx. 14.04

□ 5-1127, 1/2 CO₂ máx. 13.54

◇ 5-1088, 1/2 CO₂ máx. 12.5

— LINEA DE COMB. COMPLETA

— LINEA DE COMB. ESTEQUIMETRICA

△ 5-2048

Todos los puntos están sobre líneas paralelas a la recta de combustión estequiométrica. Utilizando el triángulo AOB, marcado en el diagrama, fundamental en el que punto B está sobre la recta de combustión estequiométrica y es el punto de cruce de ésta con la recta de 1%CO constante (paralela a la recta de combustión completa), para extrapolar los puntos experimentales estableciendo proporcionalidad de triángulos, se obtienen puntos que deben estar sentados en la recta de combustión completa del combustible dado.

De la figura IIIA.2, $AO=0.9$ y $OB=0.45\dots$ En esta misma figura se ha trabajado la extrapolación gráfica. Debido a la dispersión de los puntos proyectados, se usa la aproximación a recta por mínimos cuadrados para encontrar la recta de combustión completa para los tres números de Swirl usados y para el combustible en promedio.

Aproximación a recta por mínimos cuadrados

De la ecuación de la recta de punto y pendiente:

$$y - y_0 = m(x - x_0), \text{ y}$$

el punto $(x_0, y_0) = (21, 0)$, la ecuación de la recta a utilizarse es: $\%CO_2 = m(\%O_2 - 21)$.

Definida:

$$s = \sum_{i=1}^n \{(\%CO_2)_i - m(\%O_2 - 21)_i\}^2$$

lo que se quiere es que este valor sea el mínimo. Para esto, se deriva s respecto a m y se iguala a cero, obteniéndose que:

$$m = \frac{\sum_{i=1}^n (\%CO_2)_i}{\sum_{i=1}^n (\%O_2 - 21)_i}$$

A continuación se tabulan y_i , x_i , $\sum_{i=1}^n (x_i - 21)$, $\sum_{i=1}^n y_i$, m y b (ordenada al origen $\%CO_{2\text{máx}}$) para los tres swirl de trabajo y para el combustible en promedio (Tabla XV).

En cada caso se han unido los puntos de $\%CO_{2\text{máx}}$ y de $\%O_2=21$ de este modo se obtuvieron las líneas de combustión completa (ver figura III.A.2).

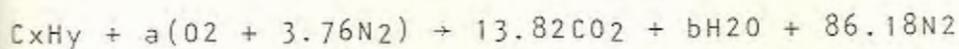
TABLA XV
 VALORES PARA APLICACION DE APROXIMACION A RECTA POR MINIMOS
 CUADRADOS.

S	y _i	x _i	Σy_i	$\Sigma (x_i - 21)$	m	b
1.86	10.75	5.65				
	10.30	6.50				
	10.05	6.75				
	8.70	6.70				
	9.05	10.35				
	6.55	11.65	55.40	-78.40	-0.71	14.84
1.27	9.35	6.85				
	7.90	8.85				
	5.35	11.45				
	5.70	12.55	28.30	-44.30	-0.64	13.44
0.83	7.40	10.25				
	4.70	10.55				
	6.40	13.40				
	4.80	13.40				
	2.75	14.65				
	3.20	15.00	29.25	-48.75	-0.60	12.60
Combustible Promedio			112.95	-171.45	-0.658	13.82

% CO₂ MAXIMO = 13.82 %

El valor de 13.82 %CO₂ es el máximo obtenible para el gas promedio y la línea de combustión completa trazada desde este punto al de 21%O₂ es la línea de combustión completa para el gas promedio. Con estos datos se puede hallar la composición del combustible y completar el diagrama de Ostwald.

La ecuación estequiométrica completa se plantea como si que para 100 moles de productos secos:



$$\text{Haciendo balance de } N_2: \quad 3.76a = 86.18 \rightarrow a = 22.92$$

$$\text{Del balance de } O_2: \quad 22.92 = 13.82 + b/2 \rightarrow b = 18.2$$

$$\text{Balanceado los C: } x = 13.82$$

$$\text{Balance de } H_2: \quad y = 36.4$$

$$\text{De donde } \underline{y/x = 2.63}$$



APENDICE III B

SEGUNDO METODO PARA ENCONTRAR LA COMPOSICION DEL LPG

Para determinar la composición más probable del combustible se pueden utilizar los datos experimentales de composición de los productos de su combustión en aire y manipularlos en balances estequiométricos para obtener las relaciones y/x en cada caso. En la tabla XVI se muestran las composiciones de los productos en base húmeda y los valores de y/x para cada prueba, además de las relaciones aire-combustible volumétricas.

Suponiendo que los valores de y/x tabulados siguen una distribución normal, se puede utilizar el criterio de Chauvenet de eliminación de datos para encontrar y/x medio, para lo cual se construyó la tabla XVII en la que se tiene que:

- Los valores tienen una media aritmética $x_m = 1/n \sum_{i=1}^n x_i$ (x_i son los valores de y/x de la tabla XVI).
- La desviación $d_i = x_i - x_m$, y

TABLA XVI
 VALORES DE COMPOSICION DEL ESCAPE EN BASE HUMEDA DE y/x
 Y $(r A/C)$ VOLUMETRICAS OBTENIDAS DE LOS BALANCES ESTEQUIO
 METRICOS

PRUEBA Nº	COMPOSICION DEL ESCAPE PRODUCTOS HUMEDOS (% Vol.).					y/x	$(r A/C)_{vol}$
	CO ₂	CO	O ₂	N ₂	H ₂ O		
1	7.74	1.82	6.74	74.22	8.98	1.88	104
2	6.84	2.55	7.30	74.50	8.81	1.88	103.48
3	5.30	2.65	7.07	73.36	11.61	2.92	105.1
4	8.97	0.72	5.38	74.65	10.28	2.12	105.38
5	8.18	0.58	10.20	77.27	3.77	0.86	101,71
6	5.54	0.55	10.53	75.77	7.60	2,49	103.86
7	8.03	0.36	6.25	74.60	10.77	2,57	105,86
8	6.77	0.36	8.12	75.00	9.75	2.73	105.24
9	4.52	0.36	10.49	75.09	9.54	3.90	105.10
10	4.50	0.94	12.20	76.18	6.18	2,27	102.86
11	6.30	0.74	9.82	75.80	7.34	2.08	103.62
12	3.33	0.88	9.63	73.74	12.43	5.91	106.62
13	1.88	1.31	14.65	76.06	6.04	3.81	102.57
14	6.02	0.19	13.11	77.76	2.92	0.94	101.43
15	3.51	0.92	12.39	75.66	7.51	3.38	103.62
16	2.22	0.74	13.90	75.80	7.34	4.95	103.62
17	3.26	1.86	12.48	75.55	6.84	2.67	102.71

TABLA XVII

VALORES PARA APLICACION DE CRITERIO DE RECHAZO DE DATOS

n	x_i	d_i	d_i^2	d/σ
1	1.88	-0.91	0.83	0.719
2	1.88	-0.91	0.83	0.719
3	2.92	0.13	0.02	0.103
4	2.12	-0.67	0.45	0.53
5	0.86	-1.93	3.72	1.526
6	2.49	-0.30	0.09	0.237
7	2.57	-0.22	0.05	0.174
8	2.73	-0.66	0.0036	0.522
9	3.90	1.11	1.23	0.877
10	2.27	-0.52	0.27	0.411
11	2.08	-0.71	0.50	0.561
12	5.91	3.12	9.73	2.466
13	3.81	1.02	1.04	0.806
14	0.94	-1.85	3.42	1.462
15	3.38	0.59	0.35	0.466
16	4.95	2.16	4.67	1.708
17	2.67	-0.12	0.01	0.095
\bar{X}_m	2.79	$\sigma =$	1.265	

- La desviación estándar $\sigma = \left\{ \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - x_m)^2 \right\}^{1/2}$

Se tiene que la relación de la máxima desviación aceptable a la desviación estándar $d_{\max}/\sigma = 2.13$ para $n = 15$ (conservador) para los datos de y/x (Criterio de Chauvenet) (9).

Aplicando este criterio se rechaza el dato # 12 ya que para éste $d/\sigma = 2.446 > 2.13$. La nueva media será 2.59 con $\sigma = 1.05$.

Con la eliminación del dato 12, la desviación estándar se ha reducido en un 17 %.

Se ha tomado a la media aritmética como la mejor estimación del valor verdadero de una serie de mediciones experimentales. Supuestamente el valor medio de un gran número de series es el valor verdadero, consecuentemente, es deseable conocer la desviación estándar de la media de una sola serie de datos respecto de ese valor verdadero. El resultado es $\sigma_m = \frac{\sigma}{\sqrt{n}}$

Donde: σ_m = desviación estándar del valor medio

σ = desviación estándar de la serie de mediciones

n = número de mediciones de la serie

Para nuestro caso $\sigma_m = 1.05/16 = 0.263$

Podríamos especificar la incertidumbre de el valor de la me
dia aritmética por el uso de probabilidades:

$$x_m = 2.59 \pm 0.263 \text{ (2.15 en 3.15)}$$

$$x_m = 2.59 \pm 0.526 \text{ (21 en 22)}$$

$$x_m = 2.59 \pm 0.789 \text{ (369 en 370)}$$

APENDICE III C

CONSTRUCCION DEL DIAGRAMA DE OSTWALD DEL LPG

La construcción del diagrama de Ostwald para el gas licuado de petróleo puede hacerse a partir de la figura III A2 y de las ecuaciones del apéndice I.

Con el valor de 13.83 % CO₂ obtenido de la figura mencionada y de la ecuación (8) del apéndice I se tiene que el % O₂ correspondiente a 0%CO₂ es 6.46, con estos valores se puede trazar la línea de combustión estequiométrica; la línea de combustión completa se traza entre el punto de máximo porcentaje de O₂ (21%) y el valor del porcentaje de CO₂ máximo (13.82 %).

Para trazar las líneas de % de exceso de aire constantes se encuentran los porcentajes de CO₂ máximos para cada porcentaje de EA a partir de la ecuación (1) y los %O₂ correspondientes a 0%CO₂ para cada %EA a partir de la ecuación (6) con $a = 0$.

Los resultados para varios %EA se tabulan a continuación.

TABLA XVIII

DATOS PARA LA CONSTRUCCION DEL DIAGRAMA DE OSTDWALD DEL LPG

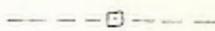
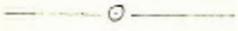
%EA	%CO ₂ máx.	(%O ₂) %CO ₂ =0
0	13.82	6.46
10	12.46	7.81
20	11.34	8.93
30	10.41	9.87
40	9.62	10.68
50	8.94	11.38
60	8.35	11.99
70	7.84	12.52
80	7.38	13.00
90	6.97	13.43
100	6.61	13.81
150	5.24	15.26
200	4.34	16.23
250	3.71	16.91
300	3.23	17.23

Los valores tabulados se grafican en la tabla N^o 34.

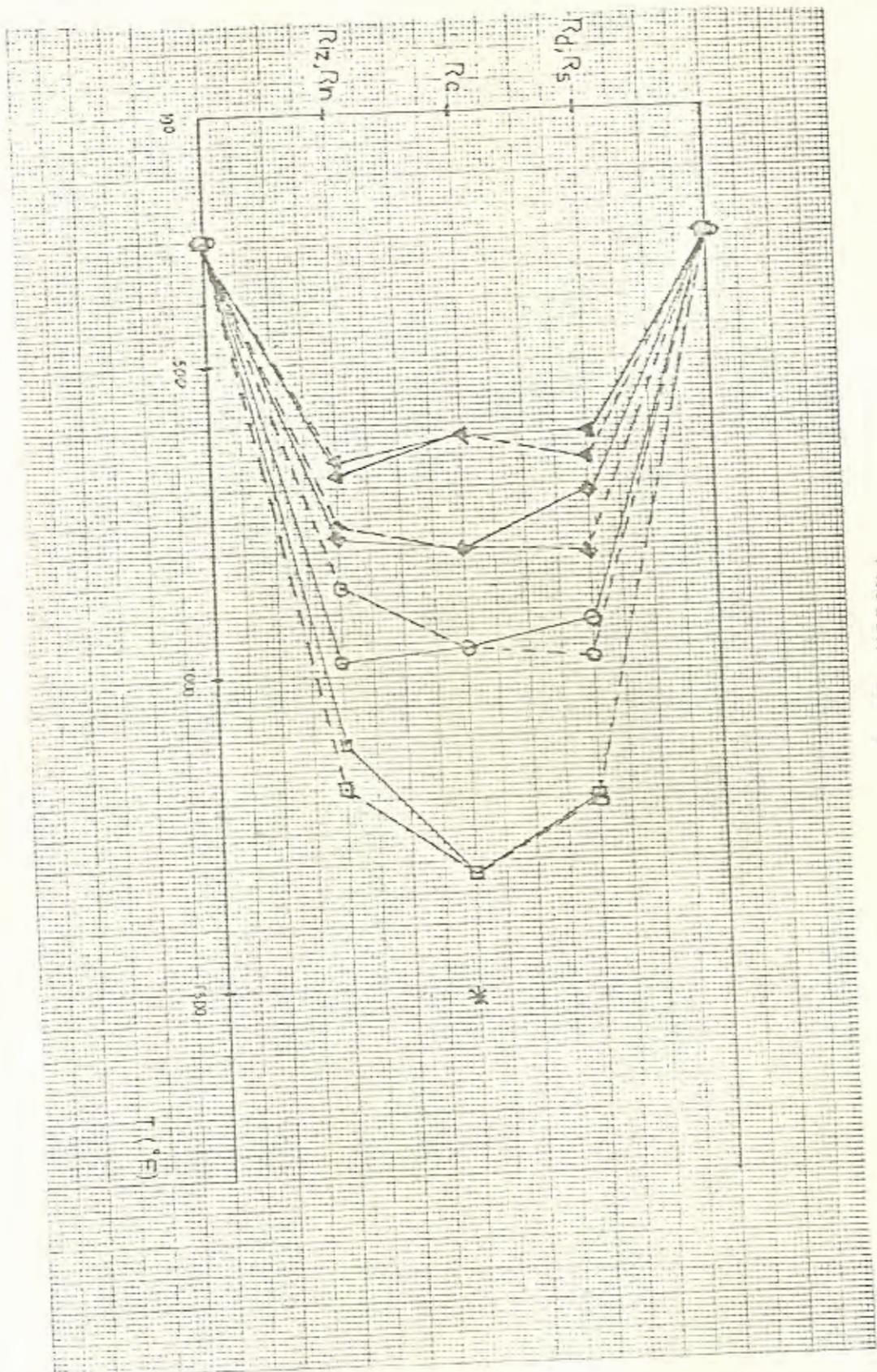
APENDICE IV

GRAFICACION DE LOS GRADIENTES DE TEMPERATURA DE LOS GASES EN LA CAMARA DE COMBUSTION.

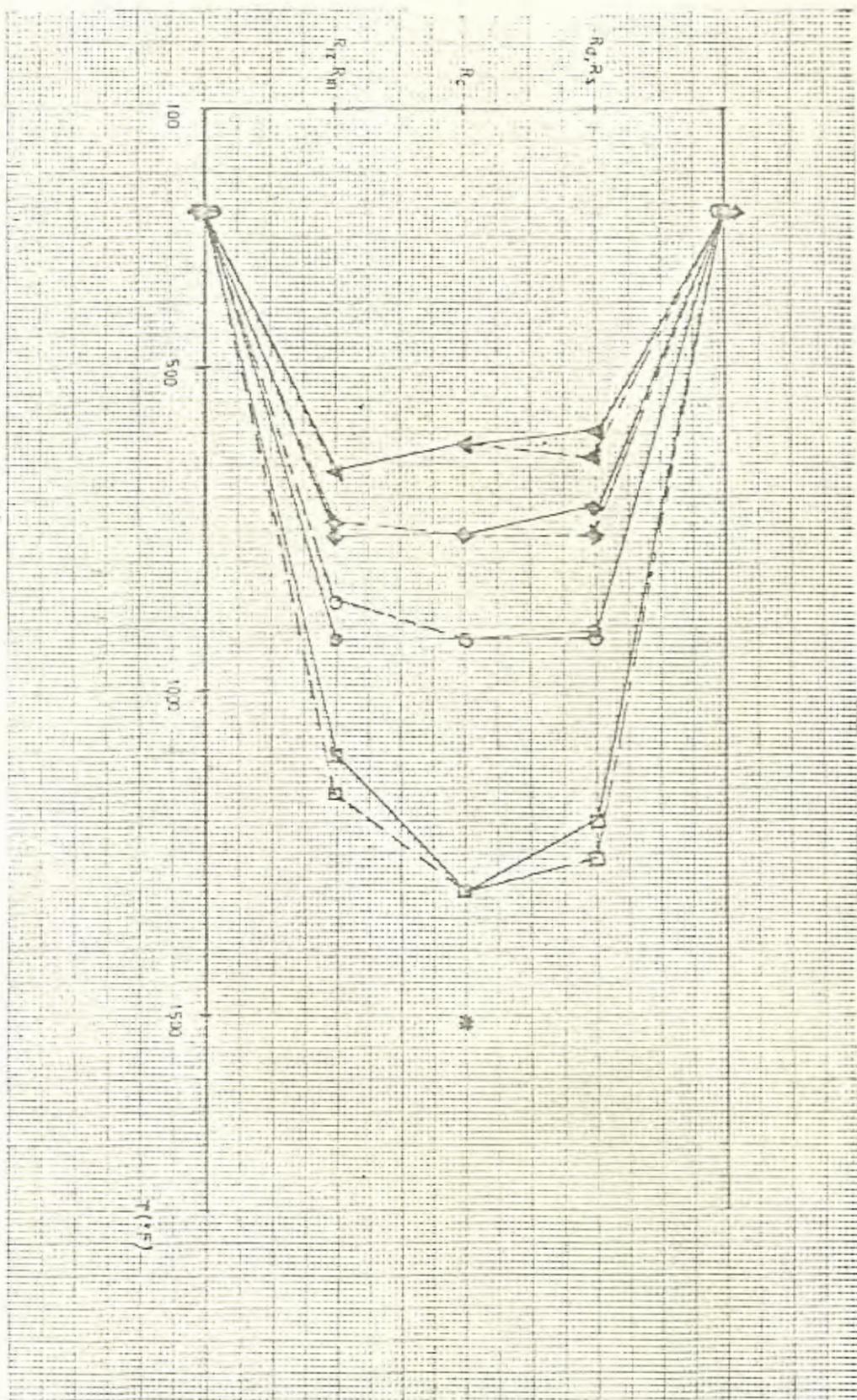
SIMBOLOS

PLANO CENTRAL HORIZONTAL	PLANO CENTRAL VERTICAL	X (cms)
		20
		50
		80
		110
		T llama

PRUEBA N° 1



PRUEBA N° 2





APENDICE VI

ANALISIS DE LA TRANSMISION DE CALOR POR RADIACION EN LLAMAS

El fenómeno de transferencia de calor en llamas (y otros gases calientes) es un proceso combinado de los varios - mecanismos: conducción, convección y radiación. De éstos convección es el más importante en el proceso de calentamiento de la mezcla de gases que fluye hacia la llama, - mientras que la radiación cobra importancia en el proceso de transferencia de calor de la llama (o gases) hacia las paredes de la cámara que la rodea. En las aplicaciones tecnológicas de conversión de energía, por ejemplo - en hogares industriales y calderas, se trata de transferir la mayor cantidad de la energía de los gases hacia la "carga térmica", constituida por las paredes del hogar, piezas metálicas, etc. En la parte cercana a la llama, en donde las temperaturas son muy altas (1500 - 2500°F) el mecanismo primordial de transferencia de calor es el de radiación. Este mecanismo se analiza a continuación.

Las llamas radían calor por dos mecanismos un poco distintos. El uno es la radiación emitida por las partículas

caso más simple de llamas luminosas, si se conoce el diámetro de la "bola de fuego", se toma una emisividad $\epsilon_f \cong 0.8$, si la llama se encuentra confinada completamente por la pared, cuya absorptividad es α_w , se tendrá la siguiente expresión para la transmisión de calor llama-pared (ver la figura VI.1).

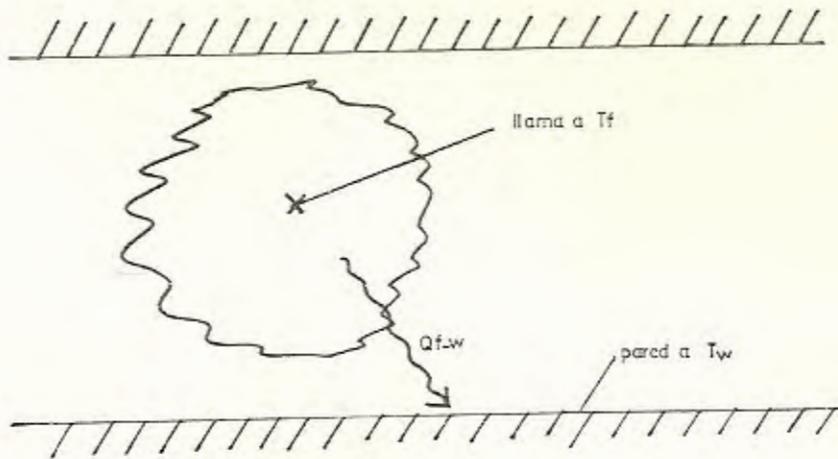


FIGURA VI.1

RADIACION DESDE LA "BOLA DE FUEGO"

Se ha asumido que el factor de forma geométrico es igual a la unidad, aplicable cuando el área de la cubierta es mucho mayor que la de la llama y le rodea completamente.

Los gases calientes radían aún en ausencia de combustión. En nuestro caso, los gases que contribuyen en la radiación con el CO_2 y el H_2O , debido a la ausencia de hidrocarburos y a que el CO se considera un radiador muy pobre (8).

Un método conveniente de evaluación de la radiación del gas envuelve la evaluación de las emisividades y de la aplicación de una modificación de la ley de la cuarta potencia que corrige por la influencia de la composición del gas con respecto a su contenido de CO_2 y vapor de agua y por el espesor de la capa de gas. En la referencia (8) se detalla el procedimiento de cálculo y lo que sigue se obtuvo siguiendo el procedimiento.

Separando la cámara de combustión en 2 zonas, la primera de $L = 1.0$ pie son los gases a $\bar{T} = 1850^\circ\text{R}$ y la segunda de $L = 2.0$ pies y $\bar{T} = 1250^\circ\text{R}$ (Ver figura VI.2), y debido a que la combustión se efectúa a presión atmosférica, las presiones parciales para evaluar las emisividades, de cada componente que radía son iguales a sus concentraciones. De la tabla XVI, se tiene que:

$\% \text{CO}_2 \cong 9$ y $\% \text{H}_2\text{O} \cong 10$, de la que se sigue que $p\text{CO}_2 =$

0.09 y $p \text{H}_2\text{O} = 0.1$

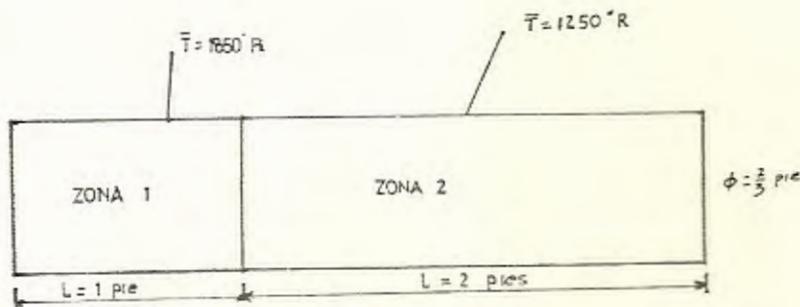


FIG. VI-2
ZONAS DE RADIACION

El espesor efectivo se encuentra de la expresión empírica:

$$L = \frac{4 \times \text{vol. ocupado por el gas}}{\text{área de los contornos}} \times 0.85$$

Para la zona 1: $L = 0.57$ pies y para la zona 2: $L = 0.57$ pies.

Los valores para el CO_2 y el vapor de agua del producto pL son 0.05 y 0.06, respectivamente.

De las figuras de las referencias (8) y (11), se encuentra que:

$$\epsilon_{CO_2})_{zona 1} = 0.06 \quad \text{y} \quad \epsilon_{H_2O})_{zona 1} = 0.04$$

$$\epsilon_{total} = CO_2 + H_2O = 0.1 \quad (\text{Ref. 11})$$

$$\epsilon_{CO_2})_{zona 2} = 0.06 \quad \text{y} \quad \epsilon_{H_2O})_{zona 2} = 0.06$$

$$\epsilon_{tot})_{zona 2} = 0.12$$

El hecho de que se acarrean partículas emisoras por los gases, hace que las emisividades de las 2 zonas se incrementan en un valor que se estima de 80 % y 50 % en la 1ª y 2ª zona, respectivamente, de modo que:

$$\epsilon_T)_{Z1} = 0.18 \quad \text{y} \quad \epsilon_T)_{Z2} = 0.18 \quad (14)$$

En cada zona se cumple que:

$$Q_{g-w} = 0.1714 \times 10^{-8} \text{ At } \epsilon's (\epsilon_g T_g^4 - \alpha_g T_w^4)$$

En la que ϵ_s es la emisividad de la superficie, considerada aquí como la de un cuerpo negro, y α_g es la absortividad del gas

$$\alpha_g = \epsilon_g \text{ a } T_w = 0.138$$

$$Q_{g-w})_{z.1} = 0.1714 \times 10^{-8} \times 2.1 \text{ pie}^2 \times \{0.18(1850)^4 - 0.138 \times 730^4\} \cong 7450 \frac{\text{BTU}}{\text{HR}}$$

$$Q_{g-w})_{z.2} = 0.1714 \times 10^{-8} \times 4.2 \text{ pie}^2 \times \{0.18(1250)^4 - 0.138 \times 730^4\} \cong 2890 \frac{\text{BTU}}{\text{HR}}$$

El resto del calor se transfiere por convección

La contribución de cada componente a la transferencia total es entonces como sigue:

COMPONENTE	%
Radiación de partículas sólidas (llama luminosa)	13
Radiación de gases	22
Convección	65

BIBLIOGRAFIA

1. BABCOCK & WILCOX. Steam: Its generation and use. 3ra. Edición.
2. BEER J.M. Combustion Aerodynamics and Burner Design, Biblioteca personal Dr. Alfredo Barriga, ESPOL.
3. DAVIS. C., Calculations in Furnace Technology, ESPOL, 1980.
4. DAVIS RICHARD M., Thesis Projects in Science and Engineering St. Martin's Press, New York, 1980.
5. ECKERT E.R.G., DRAKE ROBERT M. Jr., Heat and Mass Transfer, McGraw-Hill, 2nd. Ed., 1959.
6. GRANT J.R., Design and Operation of a Variable Swirl Burner for Coal gas Combustion Research, Master of Science, Thesis Virginia Polytechnic Institute and State University, 1976.
7. HARKER J.H., ALLEN D.A. Fuel Science, Cox & Wyman Limited, - London, 1972.

8. HER MAJESTY'S STATIONARY, MINISTRY OF TECHNOLOGY. The -
Efficient Use of Fuel, 1958.
9. HOLMAN J.P. Métodos Experimentales para Ingenieros,
Mc GrawHill, 1977.
10. JONES J.B., HAWKINS G.A., Engineering Thermodynamics,
John Wiley and Sons, Inc., 1960.
11. KREITH FRANK. Principios de Transferencia de Calor, ES
POL, 1977.
12. LAND T., BARBER R., The Design of Suction Pyrometers,
Transactions of The Society of Instrument Technology,
Vol. 6, N° 3, Septiembre, 1954.
13. PALMER H.B. BEER J.M. Combustión Technology, Academic
Press, 1974, p.61 - 89, 91 - 96.
14. SALVI GIULIANO, La combustión: Teoría y Aplicaciones,
Edit. Dossat S.A. Madrid, 1975.
15. SONNTAG R.E., VAN WYLEN G.J. Introducción a la Termodiná
mica Clásica y Estadística, Limusa, 1977.

6. UNITED TECHNOLOGIES BACHARACH. Instructions 11- 9026, -
Operations/Maintenance Bacharach Fyrite Models C02 and
02 Indicators, January, 1980.