

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA

FACULTAD DE QUÍMICA

**EVALUACIÓN TECNOLÓGICA DE SUSTITUCIÓN DE QUEMADORES
CONVENCIONALES POR QUEMADORES DE ALTA EFICIENCIA EN
CALCINADORES DE LA INDUSTRIA QUÍMICA.**

TESIS

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:

MAESTRO EN INGENIERÍA

INGENIERÍA QUÍMICA – PROYECTOS

PRESENTA:

CARLOS ALBERTO RUIZ PALOMO

TUTOR

M. EN C. ALEJANDRO ANAYA DURAND

2006



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

JURADO ASIGNADO

Presidente:	M. en C. Alejandro Anaya Durand
Secretario:	M. en I. Jorge Luis Aguilar González
Vocal:	Dr. Helio García del Río
1er. Suplente	Dr. Fernando Barragán Aroche
2ndo. Suplente	M. en I. Ezequiel Millán Velasco

Lugar donde se realizó la tesis

México, Distrito Federal

TUTOR DE LA TESIS

M. en C. Alejandro Anaya Durand

DEDICATORIAS

A Dios, por darme la oportunidad de vivir un día más y por ser mi guía en los momentos difíciles.

A Denia y Daphne, por ser lo más importante para mí en la vida.

A Sandra, por todos los grandes momentos que hemos compartido.

A mis padres, Victor Manuel y Teresita (q.e.p.d.), por ser el ejemplo a seguir para la familia.

A mis hermanos, Isabel, Rubén y Alejandra (q.e.p.d.) por los recuerdos de una familia unida

A la memoria del Dr. Julio Landgrave, por ser mi tutor en el inicio de la tesis y por su apoyo académico

AGRADECIMIENTOS

Al M. en C. Alejandro Anaya, por su apoyo para la culminación de esta tesis

A mis sinodales, por su valiosa contribución para enriquecer este trabajo

A los Ingenieros Leticia, Antonio y Alfredo, por su apoyo para mi desarrollo profesional

A mis amigos, por estar en las buenas y en las malas conmigo

Agosto de 2006

Índice

**Resumen
Summary**

Planteamiento e hipótesis

Objetivo

Alcance

Fundamentos de combustión

Combustión ideal

Combustión de combustibles reales

Teoría avanzada de la combustión

Fundamentos de quemadores

Componentes de quemadores

Quemadores de gas

Diagnóstico energético en un quemador de calcinador rotatorio industrial

Comparación referencial entre quemadores de alta eficiencia

Análisis económico – financiero

Conclusiones

Bibliografía y referencias

RESUMEN

Los principales mecanismos de combustión son la reacción de carbón, hidrógeno y azufre con oxígeno generando un desprendimiento de calor. Existen diversos tipos de sustancias combustibles, tales como gas natural, gas L. P., gasolinas, combustóleo, carbón mineral, azufre, hidrógeno, etc. La eficiencia del proceso de combustión está basada en variables como la proporción de aire-combustible, el mezclado, la estabilidad de flama, el calor disponible en el combustible, las temperaturas de operación y velocidad de flama.

Los procesos de combustión en la industria se realizan en los equipos denominados quemadores. Las características más importantes de los quemadores son: la forma de flama, el volumen de combustión, estabilidad del equipo, mecanismo y giro, etc.

Los componentes de los quemadores son el cuerpo, la boquilla, plato de montaje, piloto, conexiones de gas/aire y atomizador.

El principal quemador que se estudió es el quemador de gas de alta eficiencia, por ser el equipo destinado a satisfacer las necesidades comerciales futuras por situaciones básicamente ecológicas. Los quemadores de gas se clasifican en tres tipos: quemadores de premezcla, quemadores de mezclado en boquilla y quemadores de mezclado retardado.

Se realizó un diagnóstico energético de un quemador de gas convencional en un calcinador rotatorio de una planta industrial obteniéndose una eficiencia máxima de 75%. Posteriormente se realizó un estudio comparativo de mercado entre diferentes proveedores de quemadores de alta eficiencia de gas. Las empresas comparadas fueron John Zink y North American Manufacturing Company, ofreciendo diversos modelos comerciales de quemadores de alta eficiencia de gas. Durante el estudio se evaluaron dos opciones; la primera fue la instalación de un solo quemador y la segunda opción es la de instalar dos quemadores para suministrar la carga térmica necesaria.

Después de comparar los diferentes aspectos económicos, técnicos, de servicio, de mercado, de aplicación y ecológicos se determinó que la mejor opción es instalar dos quemadores marca North American, con un tiempo de recuperación de la inversión de un año y ahorros de 400,000 dólares anuales en combustible.

SUMMARY

The main mechanisms of combustion are the reaction of coal, hydrogen and sulfur with oxygen with heat generation. Diverse types of combustible substances exist, such as natural gas, gas L. P., gasoline, oil, mineral coal, sulfur, hydrogen, etc. The efficiency of the combustion process is based on variables like proportion, mixing, flame stability, heat available in fuel, temperatures of operation and speed of flame.

The processes of combustion in the industry are made in the equipment denominated as burners. The most important characteristics of the burners are: the flame form, the volume of combustion, stability of the equipment, drive and turndown, etc.

The components of the burners are the body, the nozzle, plate of assembly, pilot, connections of gas/air and spray.

The main burner that studies is the gas burner of high efficiency, being the destined equipment to satisfy the future commercial necessities by basically ecological situations. The gas burners are classified in three types: premix gas burners, nozzle mixing gas burners and delay mixing gas burners.

A power diagnosis of a conventional gas burner was made over a rotary calciner in an industrial plant obtaining 75% a maximum efficiency. Later a comparative study of market between different suppliers was made from. The compared companies were John Zink and North American Manufacturing Company, offering diverse commercial models of high efficiency gas burners. During the study two options were evaluated; first it was the installation of a single burner and the second option is to install two burners to provide necessary the thermal load.

After comparing the different economic, technical aspects, about service, market, application and ecological one determined that the best option is to install two burners trade mark North American, with a time of recovery of the investment of one year and savings of 400.000 dollars annual in fuel consumption.

PLANTEAMIENTO E HIPÓTESIS

Debido a la constante reducción de las reservas mundiales de petróleo crudo, ha surgido la necesidad de volver más eficiente su uso y así minimizar los desperdicios de energéticos. Por otra parte, el costo de los servicios por unidad de producto terminado en las industrias del área química cada vez se vuelve más importantes y ello afecta directamente a las ganancias y a la competitividad de las mismas. Todo lo anterior ha generado una tendencia de las empresas y de los países para ahorrar energía en sus procesos productivos.

México debe ser uno de los países más interesados en adquirir una cultura de ahorro de energía, ya que una parte importante de su economía depende del petróleo y de la industria química.

Actualmente en las industrias del ramo químico existe la tendencia de utilizar como combustible principal el gas natural, puesto que es el servicio más limpio y eficiente que existe. Por estas razones comienza el interés de las empresas por sustituir los sistemas de combustión tradicionales por sistemas de combustión de alta eficiencia.

En este marco, la presente tesis tiene por hipótesis: El estudio de los diferentes fundamentos teóricos y de equipo de combustión contribuye a una mejor selección de quemadores de gas y en consecuencia el uso de quemadores de alta eficiencia genera beneficios económicos, técnicos y de operación en hornos rotatorios industriales con respecto a los quemadores de eficiencia convencional.

OBJETIVO

Investigación de los fundamentos termodinámicos de la combustión y de quemadores para poder realizar una evaluación técnica de equipos de combustión de gas.

Presentar diferentes tipos y aplicaciones de quemadores de gas disponibles en el mercado para poder realizar una selección preliminar a la cotización y adquisición de los mismos.

Revisión y estudio de tecnologías actuales de equipo en un horizonte de análisis de 10 años de quemadores de gas para calcinadores rotatorios industriales para identificar oportunidades de ahorro de energía y efectuar el análisis costo-beneficio en una instalación de la Industria Química. (Fabricación de detergentes)

ALCANCE

1. Investigación bibliográfica sobre los fundamentos teóricos de combustión y del desempeño operacional de los quemadores disponibles hasta la fecha.
2. Realizar un estudio comparativo de selección, diseño, operación y mantenimiento de quemadores convencionales contra quemadores de alta eficiencia para gas en calcinadores rotatorios industriales.
3. Realizar un diagnóstico energético de quemadores convencionales en una instalación de la Industria Química.
4. Elaborar un estudio de inversión para la sustitución de quemadores convencionales por quemadores de alta eficiencia.
5. Evaluar los ahorros potenciales de combustible y económicos obtenibles por la sustitución de quemadores.
6. Generar conclusiones y sugerencias.

CAPITULO 1. FUNDAMENTOS DE COMBUSTIÓN

La combustión es una rápida combinación de oxígeno con un combustible, dando como resultado generación de calor.

El oxígeno proviene del aire, el cual se compone de 21% oxígeno y 79% nitrógeno en volumen. (Tabla 1.1)

Tabla 1.1. Composición de aire⁽¹⁾

Temperatura de Bulbo Seco (db) y Humedad Relativa (rh)						
% en Volumen (mol)	60 F db	60 F db	60 F db	90 F db	90 F db	90 F db
% en Peso	0% rh ⁽²⁾	80% rh	100% rh	20% rh	80% rh	100% rh
Oxígeno, O₂	20.99	20.70	20.62	20.79	20.19	19.99
	23.20	23.00	22.94	23.06	22.63	22.50
Nitrogeno, N₂	78.03	76.94	76.67	77.29	75.06	74.32
	75.46	74.86	74.63	75.01	73.61	73.18
Argon, Ar	0.94	0.93	0.92	0.93	0.90	0.90
	1.30	1.29	1.29	1.29	1.27	1.26
Otros⁽³⁾	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04
	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04
Agua, H₂O	0.00	1.40	1.75	0.95	3.81	4.76
	0.00	0.87	1.10	0.59	2.45	3.02
Peso molecular equiv.	28.96	28.81	28.77	28.86	28.55	28.45
Densidad, lb/ft³	0.07632	0.07592	0.07581	0.07189	0.07111	0.07086
Densidad, kg/m³	1,222	1,216	1,214	1,152	1,139	1,135

Notas

1	Para cálculos rápidos, es conveniente recordar estas relaciones: Aire/O₂ 100/20.99 = 4.76 en volumen (mol); Aire/O₂ = 100/23.20 = 4.31 en peso N₂/O₂ 3.76 en volumen (mol); N₂/O₂ = 3.31 en peso.
2	De tablas críticas internacionales, todas las otras columnas fueron calculadas de datos I.C.T. y de la referencia no 1.
3	CO ₂ (alrededor 0.03%), H ₂ (alrededor 0.01%), Neón, Helio, Kriptón, Xenón.

La mayor parte de los combustibles contienen carbón, hidrógeno y algunas veces azufre. (Tabla 1.2). Como una simplificación, se puede decir que la combustión consiste en los siguientes tres procesos:

Carbón + Oxígeno -----> Dióxido de Carbono + Calor

Hidrógeno + Oxígeno -----> Vapor de Agua + Calor

Azufre + Oxígeno -----> Dióxido de Azufre + Calor

Tabla 1.2 Elementos y compuestos comunmente encontrados en los procesos de combustión⁽¹⁾

Elemento (E) o Compuesto	Símbolo	Peso relativo mol ⁽⁴⁾	Estado Normal	Encontrado en	lb/ft ³ a stp	kg/m ³ a stp	Densidad relativa Gas
Aire ⁽³⁾	-	28.95	gas	-	0.0763	1,225	1,000
Butano, n-	n-C ₄ H ₁₀	58.12	vapor o líquido	combustibles	0.1582	2,533	2,067
Carbón (E)	C	12.01	sólido	combustibles, ⁽⁴⁾ gases de escape ⁽⁵⁾	138	2,209	-
Dióxido de Carbono	CO ₂	44.01	gas	gases de escape	0.1170	1,873	1,528
Monóxido de Carbono	CO	28.01	gas	combustibles, gases de escape ⁽⁵⁾	0.0740	1,185	0.967
Etano	C ₂ H ₆	30.07	gas	combustibles	0.0803	1,286	1,049
Hidrógeno (E)	H	1.01	-	-	-	-	-
Hidrógeno	H ₂	2.02	gas	combustibles	0.00532	0.085	0.0696
Ácido Sulfhídrico	H ₂ S	34.08	gas	combustibles	0.0898	1,438	1,177
Metano	CH ₄	16.04	gas	combustibles	0.0424	0.679	0.554
Nitrógeno (E)	N	14.01	-	-	-	-	-
Nitrógeno	N ₂	28.01	gas	aire, combustibles ⁽²⁾ , gases de escape	0.0744	1,191	0.972
Octano, n-	n-C ₈ H ₁₈	114.23	líquido	combustibles	-	-	-
Oxígeno (E)	O	16.00	-	-	-	-	-
Oxígeno	O ₂	32.00	gas	aire, combustibles ⁽²⁾ , gases de escape	0.0846	1,354	1,105
Propano	C ₃ H ₈	44.10	vapor o líquido	combustibles	0.1196	1,915	1,562
Azufre (E)	S	32.06	sólido	combustibles ⁽²⁾	119-130	1905-2081	-
Dióxido de azufre	SO ₂	64.06	gas	combustibles ⁽²⁾ , gases de escape	0.1733	2,775	2,264
Trióxido de azufre	SO ₃	80.06	gas	gases de escape	0.2109	3,378	2,765
Agua	H ₂ O	18.02	líquido	combustibles ⁽²⁾	62.4	1,000	-
Agua	H ₂ O	18.02	vapor	gases de escape	0.0475	0.761	0.622

Notas

1	Partes de esta tabla están derivadas de la referencia no. 1
2	Usualmente en cantidades pequeñas en combustibles, normalmente trazas.
3	Aire no es un elemento ni un compuesto, sino una mezcla de ambos. Ver Tabla 1.1. Aire está registrado aquí solo por comparación.
4	Para este concepto se utilizó la ecuación de los gases ideales, para más información ver referencia no. 2.
5	No se encuentra en los productos de combustión si un buen quemador es ajustado a relación aire/combustible estequiométrica o parcialmente pobre.

1.1 Combustión Ideal

La combustión perfecta se obtiene por mezclar y quemar exactamente las cantidades estequiométricas de combustible y oxígeno.

Si existe mucho oxígeno (exceso de aire), se dice que la mezcla es pobre y que la flama es oxidante. Esto da como resultado una flama que tiende a ser corta y clara. El exceso de oxígeno no participa en el proceso.

Si existe mucho combustible (déficit de oxígeno), se dice que la mezcla es rica y que la flama es reductora. Esto da como resultado una flama que tiende a ser larga y en algunas ocasiones con humo. A esto se le llama usualmente combustión incompleta, es decir, no existe suficiente oxígeno para quemar todo el combustible disponible.

En la tabla 1.3 se enlista las proporciones correctas para la combustión perfecta de varios combustibles típicos. Para los combustibles y el aire no basta con ser perfectamente proporcionados, también se necesita que se encuentren perfectamente mezclados. Si no ocurre lo anterior se puede tener parte de la flama rica mientras la otra parte se mantiene pobre.

Tabla 1.3 Proporciones de combinación adecuadas para combustión estequiométrica⁽¹⁾

Combustible	vol O ₂ vol comb.	vol aire vol comb.	peso O ₂ peso comb.	peso aire peso comb.	ft ³ O ₂ lb comb.	ft ³ aire lb comb.	m ³ O ₂ kg comb.	m ³ aire kg comb.
Acetileno, C ₂ H ₂	2.50	11.9	3.08	13.3	36.5	174	2.28	10.8
Benzeno, C ₆ H ₆	7.50	35.7	3.08	13.3	36.5	174	2.28	10.8
Butane, C ₄ H ₁₀	6.50	31.0	3.59	15.5	42.5	203	2.65	12.6
Carbón, C	-	-	2.67	11.5	31.6	150	1.97	9.39
Monóxido de carbono	0.50	2.38	0.571	2.46	6.76	32.2	0.422	2.01
Etano, C ₂ H ₆	3.50	16.7	3.73	16.1	44.2	210	2.76	13.1
Hidrógeno, H ₂	0.50	2.38	8.00	34.5	94.7	451	5.92	28.2
Ácido Sulfhídrico, H ₂ S	1.50	7.15	1.41	6.08	16.7	79.5	1.04	4.97
Metano, CH ₄	2.00	9.53	4.00	17.2	47.4	226	2.96	14.1
Napftaleno, C ₁₀ H ₈	-	-	3.00	12.9	35.5	169	2.22	10.6
Octano, C ₈ H ₁₈	-	-	3.51	15.1	41.6	198	2.60	12.4
Propano, C ₃ H ₈	5.00	23.8	3.64	15.7	43.1	205	2.69	12.8
Propileno, C ₃ H ₆	4.50	21.4	3.43	14.8	40.6	193	2.54	12.1
Azúfre, S	-	-	1.00	4.31	11.8	56.4	0.74	3.52

Notas

1 Para más información dirigirse a la referencia no. 2

El oxígeno suministrado para la combustión usualmente proviene del aire. Debido a que el aire contiene grandes proporciones de nitrógeno, el volumen requerido de aire es mucho mayor que el volumen requerido de oxígeno puro.

El nitrógeno del aire no participa en la reacción de combustión, pero si absorbe parte del calor generado. Esto significa que la temperatura de flama que se obtiene es menor cuando se utiliza aire en lugar de oxígeno puro.

Se conoce como **aire primario** aquel aire que se mezcla con el combustible dentro del quemador. El **aire secundario** es usualmente el aire que se suministra alrededor del quemador. **Aire terciario** es normalmente el que se alimenta corriente abajo del secundario o a través de otras entradas en el horno.

1.2 Combustión de Combustibles Reales

La mayoría de los combustibles son mezclas de hidrocarburos. Cuando estos se queman, los productos finales son dióxido de carbono y vapor de agua, cuando existe déficit de oxígeno, los productos pueden además contener monóxido de carbono, hidrógeno, hidrocarburos y carbón libre.

Hasta ahora, solo hemos hablado de los productos finales de la combustión. Aunque estos productos finales son usualmente limitados a los mismos pocos compuestos para todos los combustibles de hidrocarburos, estos no son siempre producidos por el mismo proceso de combustión. En las diferentes flamas, muchos variados y desconocidos procesos y productos intermedios se generan, hasta que los productos finales siempre son los mismos.

El carbón y el hidrógeno forman y reforman una sucesión de aldehidos inestables y otros compuestos los cuales se combinan finalmente para formar CO_2 y H_2O . Los tipos de compuestos intermedios formados, y su velocidad de formación depende de muchos factores como la temperatura, presión, cantidad de oxígeno presente y grado de mezclado.

Una buena combustión requiere a) proporción adecuada de aire y combustible, b) mezclado efectivo de aire y combustible y c) ignición inicial y sostenida de la mezcla. Esto, junto con la posición de la flama, son las funciones de un sistema de combustión.

Proporción. Los requerimientos básicos de proporción ya fueron planteados en párrafos previos.

Mezclado. El buen mezclado del combustible y el aire es importante tal que la mezcla sea uniformemente alimentada. Cada partícula de combustible debe entrar en contacto con partículas de aire. Muchos combustibles actualmente son transformados en gases antes de ser quemados. La acción de provocar una agitación altamente turbulenta ayuda a esta conversión a gas y al mezclado del gas con el aire.

Los combustibles líquidos son usualmente evaporados, y los vapores del combustible generados son quemados como gases. La atomización del líquido acelera la evaporación debido a que esta produce millones de pequeñas partículas líquidas, que generan una gran superficie para la evaporación. El calor de la flama adyacente causa en algunas ocasiones que el combustible sufra un craqueo, o descomposición, antes de que se pueda evaporar.

El craqueo es el proceso de conversión consistente en el rompimiento de moléculas grandes de hidrocarburos en otras más pequeñas con el fin de aumentar la proporción de productos ligeros y volátiles. Cuando este proceso se alcanza por la aplicación de calor únicamente, se conoce como craqueo térmico. Si se utiliza un catalizador se conoce como craqueo catalítico; si se realiza en una atmósfera de hidrógeno se conoce como un proceso de hidrocrqueo.

Este craqueo usualmente produce un hidrocarburo más ligero (que se quema usualmente como gas) y un hidrocarburo más pesado (que se quema usualmente como carbón sólido, produciendo una flama amarilla muy luminosa).

Cuando se quema carbón sólido es más complicado por el hecho de que cada átomo de oxígeno debe entrar en contacto con la superficie de carbón, formar CO gaseoso, y salir de la superficie para que más oxígeno pueda entrar (adsorción-

desorción). Esta combustión de sólidos consiste en un fenómeno de transporte de masa, más mezclado, más reacción química. Si se quiere quemar combustibles sólidos a velocidades comparables con los gaseosos y líquidos, deben pulverizarse para aumentar el área superficial de transferencia de masa.

Ignición. La combinación química de combustibles y aire ocurre a temperatura ambiente, solo que de manera demasiado lenta. Si una pila de carbón es colocada dentro de un espacio confinado, la pequeña cantidad de calor liberada por esta lenta oxidación crecerá gradualmente, incrementando la temperatura de la pila de carbón. A medida que la temperatura incrementa gradualmente, la velocidad de oxidación incrementa y la temperatura aumenta un poco más. Esto a la larga provocara un incendio. Esto se conoce como ignición espontánea. Esto solo puede ocurrir en espacios muy confinados donde el calor generado solo se colecte en el material combustible y en el aire adyacente.

Cuando se desea encender una mezcla aire-combustible es necesario aplicar una gran cantidad de calor a un área muy localizada

La ignición es usualmente acompañada por una aceleración de la oxidación por adición de una fuente externa de calor, mientras la reacción misma genera más rápido calor que lo que pierde hacia los alrededores, entonces la flama genera por sí misma la ignición sin la fuente externa de calor. La temperatura más baja a la cual esto ocurre es la temperatura de ignición mínima de la mezcla aire-combustible.

Estabilización de flama. La diferencia entre una combustión útil y una deficiente es usualmente una función de la configuración del cuerpo y la boquilla del quemador. El quemador posiciona el área de iniciación de la flama por medio de a) temperatura de ignición, b) mezcla aire-combustible correctamente ubicada dentro de los límites de flamabilidad y c) velocidad de alimentación igual a la velocidad de la flama. Los quemadores en la industria práctica pueden suministrar estabilidad de flama en un amplio rango de velocidades de flama y relaciones aire-combustible.

Calor disponible en los combustibles. Se han hecho mediciones experimentales para determinar el calor generado por combustión perfecta de varios combustibles. Si un cierto combustible es mezclado con la cantidad apropiada de aire y son colocados en una

cámara cerrada donde el calor generado por la combustión puede ser colectado y medido, la cantidad total de calor colectado dependerá de la temperatura final de los productos de combustión. Por ejemplo, una libra de aceite ligero proporciona alrededor de 18500 Btu si los productos de combustión son enfriados a 60°F, pero proporciona solo alrededor de 16300 Btu si se enfrían a 500°F. Cuando una mezcla perfecta de un combustible y aire, originalmente a 60°F es quemada y luego enfriada a 60°F el calor total generado es llamado **Poder Calorífico Alto** o **Poder Calorífico Bruto** del combustible. El término **Poder Calorífico Bajo** o **Poder Calorífico Neto** es igual al Poder Calorífico Alto menos el calor generado por condensación del vapor de agua de los productos de combustión a 60°F. Los valores para poder calorífico bruto y neto para varios combustibles aparecen en la tabla 1.4.

Temperaturas de Flama. El calor generado por la combinación química de un combustible con aire a) calienta los productos de combustión y la mezcla alimentada de combustible-aire, b) se irradia hacia los alrededores o c) es absorbido por contacto directo con los alrededores. Naturalmente, la temperatura de flama es más alta cuando las pérdidas a los alrededores son más bajas. La adición de exceso de aire o de combustible solo provoca que exista más material que absorba el calor de combustión tal que la flama no puede llegar tan alto como en el caso de una mezcla perfecta.

Bajo ciertas condiciones, particularmente altas temperaturas, un fenómeno conocido como disociación ocurre. La disociación simplemente es la combustión inversa, es decir, es el rompimiento de los productos de combustión en combustibles y oxígeno. Este proceso absorbe el calor que fue originalmente generado por la combustión.

A mayor temperatura, mayor es la tendencia a la disociación. Tal que, entre más caliente se encuentre la flama, mayor es el calor reabsorbido por el proceso inverso, y la tendencia de incremento de la temperatura de flama se detiene cuando se alcanza cierto equilibrio de temperatura en el rango de 3398°F a 3794°F (1870°C a 2090°C) para muchos combustibles. Esta temperatura de equilibrio ha sido calculada para muchos combustibles y se presenta como temperatura de flama calculada en la tabla 1.5. Este cálculo es teórico porque no cuantifica el calor que se pierde a los alrededores. Por esta razón las temperaturas de flama reales siempre son menores a las calculadas.

Tabla 1.4 Poder calorífico bruto y neto para combustibles simples ⁽¹⁾						
Poder calorífico bruto	Poder calorífico por volumen			Poder calorífico por peso		
	Btu/ft ³	kcal/m ³	Mj/m ³	Btu/lb	kcal/kg	Mj/kg
Poder calorífico neto						
Acetylene, C₂H₂⁽²⁾	1477	13140	55.01	21502	11946	50.014
	1426	12690	53.11	20769	11539	48.309
Butano, n-C₄H₁₀⁽²⁾	3271	29110	121.8	21321	11846	49.593
(165.9) [31.801]	3018	26860	112.4	19678	10933	49.771
Carbón, C	-	-	-	14093	7830	32.78
	-	-	-	14093	7830	32.78
Monóxido Carbono, CO	321	2856	12.0	4347	2415	10.11
	321	2860	12.0	4347	2415	10.11
Etano, C₂H₆	1773	15780	66.04	22323	12402	51.923
(210.7) [37.48]	1622	14430	60.41	20418	11344	47.492
Hidrógeno, H₂	325	2892	12.11	61095	33944	142.11
	275	2450	10.2	51623	28681	120.08
Ácido Sulhídrico, H₂S⁽²⁾	646	5749	24.06	7097	3943	16.51
	595	5300	22.2	6537	3632	15.21
Metano, CH₄	1012	9005	37.69	23875	13265	55.533
(219.7) [59.1]	911	8110	33.9	21495	11942	49.997
Metanol, CH₃OH	752	-	-	9700	5389	
	651	-	-	8400	4667	
Octano, C₈H₁₈⁽²⁾	6260	55710	233.2	20796	11554	48.371
(131.9) [19.58]	5806	51670	216.3	19291	10718	44.871
Propano, C₃H₈⁽²⁾	2524	22460	94.01	21669	12039	50.402
(183.5) [36.41]	2322	20660	86.49	19937	11077	46.373
Azufre, S	-	-	-	3980	2211	9.257
	-	-	-	3980	2211	9.257

Combustibles (Calor de vaporización a la temperatura de ebullición y 14.7 psias, BTU/lb)
[ft³ de gas ideal por USgallon líquido]

Notas

1	Derivado de la referencia no. 1
2	Los valores de poder calorífico pueden ser menores para las formas comerciales de estos compuestos.
3	Ver referencia no. 3

Con grandes excesos de aire, esta temperatura de flama se llama, **temperatura de mezcla caliente**.

La **temperatura real de flama** es la temperatura de flama teórica menos la diferencia de temperatura producida por el calor transferido a la carga y a los alrededores antes que el proceso de generación de calor se complete.

La **temperatura del horno** puede igualar solo la temperatura teórica de flama solo si no existiera transferencia de calor hacia los alrededores (aislamiento perfecto) y si el horno no tuviera carga de productos (lo cual nunca ocurre en la práctica). **Las temperaturas de flama actualmente son reducidas intencionalmente por diseños de quemadores para exceso de aire, flamas luminosas o mezclado retardado.**

Como **reglas heurísticas**, se puede decir que cada incremento de 10% en el exceso de aire reduce la eficiencia del equipo de combustión casi el 1%, mientras que cada 35°F (19.44°C) de reducción en la temperatura de los gases de escape en la chimenea incrementan la eficiencia aproximadamente un 1%⁽¹²⁾.

Velocidades de Flama. La flama es simplemente una zona en la cual la reacción de combustión está ocurriendo a una velocidad tal que produce radiación visible.

En quemadores de flama estable, la flama se vuelve estacionaria. Esto se debe a que la flama se está moviendo fuera del quemador con la misma velocidad que la mezcla aire-combustible entra al quemador.

Si la mezcla aire-combustible es alimentada al quemador a una velocidad muy rápida, la flama puede ser apagada (**blow off**) por que es lanzada hacia fuera. Muchos quemadores permiten un rango considerable de velocidades de alimentación por un diseño apropiado de la boquilla del quemador.

Si la mezcla aire-combustible es alimentada al quemador a una velocidad muy lenta, la flama puede retroceder hacia el interior del quemador. (**Flash back**) La flama puede retroceder muy lejos del punto de mezclado o esta puede ser apagada por las paredes frías del quemador.

La velocidad de la flama depende de factores como la presión, temperatura, combustible, relación combustible/aire primario, turbulencia (mezclado), y efectos de enfriamiento de los alrededores, y no puede ser predicha correctamente, salvo en casos muy especiales. Un precalentamiento de mezclas gas-aire genera un incremento considerable en la velocidad de flama.

Límites de flamabilidad. No todas las mezclas de un combustible con aire u oxígeno se pueden quemar continuamente en combustión auto-sostenida. La tabla 1.5 nos muestra límites pobres (límite inferior) y límites ricos (límite superior) de mezclas fuera de los cuales la combustión práctica sería imposible.

Incluso dentro de los límites de flamabilidad, existen ciertas limitaciones prácticas a las mezclas aire-combustible que deben ser usadas. Una de estas limitaciones es el CO venenoso producido por un fuego rico. Otro límite es la temperatura requerida para ciertos procesos.

Los límites de flamabilidad, también se conocen como **límites de explosividad** (LEI y LES), se expresan como por ciento en volumen de combustible en una mezcla aire-combustible.

Tabla 1.5 Características de combustión de combustibles⁽¹⁾⁽⁶⁾

Combustible	Limites de flamabilidad										
	Temperatura mínima de ignición, °F ⁽⁴⁾		Temperatura de flama calculada, ⁽²⁾ °F/°C		%gas combustible por volumen ⁽⁵⁾				Maxima velocidad flama, fps & m/s		% aire teórico para máxima velocidad de flama
	en aire	en O ₂	en aire	en O ₂	en aire		en O ₂		en aire	en O ₂	
Acetileno, C ₂ H ₂	581 ^c /305	-	4770/2632	5630/3110	2.5	81	-	-	8.75/2.67	37.0/11.3 ^l	83
Gas de Horno	-	-	2650/1454	-	35.0 ^h	73.5	-	-	-	-	-
Butano, comercial	896/480	-	3583/1973	-	1.86	8.41	-	-	2.85/0.87	-	-
Butano, n-C ₄ H ₁₀	761/405	541/283 ^l	3583/1973	-	1.86	8.41	1.8 ⁿ	49 ⁿ	1.3/0.40	11.6/3.55 ^l	97
Monóxido Carbono, CO	1128 ^c /609	1090/588 ^l	3542 ^h /1950	-	12.5 ^f	74.2 ^f	16 ^m	94 ^m	1.7/0.52	-	55
Gas Aqua Carburada	-	-	3700/2038	5050/2788	6.4	37.7	-	-	2.15/0.66	-	90
Gas Hornos Coque	-	-	3610/1988	-	4.4 ^f	34.0 ^f	-	-	2.30/0.70	-	90
Etano, C ₂ H ₆	882 ^c /472	-	3540/1949	-	3	12.5	3 ⁿ	66 ⁿ	1.56/0.48	-	98
Gasolina	536 ^f /280	-	-	-	1.4	7.6	-	-	-	-	-
Hidrógeno, H ₂	1062 ^c /572	1040/560 ^l	4010/2045	5385/2974	4	74.2	4 ^m	94 ^m	9.3/2.83	38.5/11.7 ^l	57
Ácido Sulphídrico, H ₂ S	558 ^f /292	-	-	-	4.3	45.5	-	-	-	-	-
Gas mapp, C ₃ H ₄ ⁽³⁾	850/455	-	-	5301/2927	3.4	10.8	-	-	-	15.4/4.69	-
Metano, CH ₄	1170 ^c /632	1033/556 ^l	3484/1918	-	5	15	5.1 ⁿ	61 ⁿ	1.48 ^h /0.45	14.76/4.50	90
Methanol, CH ₃ OH ⁽³⁾	725/385	-	3460/1904	-	6.7	36	-	-	-	1.6/0.49	-
Gas Natural	-	-	3525 ^g /1941	4790 ^g /2643	4.3	15	-	-	1.00/0.30	15.2/4.63	100
Gas Productor	-	-	3010/1654	-	17.0 ^f	73.7	-	-	0.85/0.26	-	90
Propano, C ₃ H ₈	919/493 ^l	874/468 ^l	3573/1967	5130/2832	2.1	10.1	2.3 ⁿ	55 ⁿ	1.52/0.46	12.2/3.72	94
Propano, comercial	932/500	-	3573/1967	-	2.37	9.5	-	-	2.78/0.85	-	-
Propileno, C ₃ H ₆	-	-	-	5240/2893	2.4 ⁿ	10.3 ⁿ	2.1 ⁿ	53 ⁿ	-	-	-
Gas Manufacturado ^d	700/370	-	3710/2045	-	4.8 ⁽³⁾	31	-	-	-	-	-

Notas

1	Para combustión con aire a presión temperatura estandar. Ver referencia 1.
2	Las temperaturas de flama son teóricas, calculadas para relación estequiométrica, considerando la disociación.
3	Datos de fuentes privadas
4	Ver también "temperatura de autoignition" y referencia no. 4.
5	En una mezcla combustible/aire. Ejemplo, para metano, LEL = 5% o 95 volúmenes aire/5 volúmenes gas = 19.1 relación aire/gas. De tabla 1.3 la relación estequiométrica es 9.53:1. Por tanto el exceso de aire es 19 - 9.53 = 9.47 cf aire/cf gas or 9.47/9.53 x 100 = 99.4% excess air.
6	Las letras pequeñas hacen referencia al capítulo no. 1 de la referencia no. 2.

Referencia. Vandaveer, F.E. & Segeler, C.G.: Combustion, in Segeler, C.G. (ed.): "Gas Engineers Handbook", pp 2/1-2/148, The Industrial Press, New York, NY, 1965.

CAPITULO 2. TEORÍA AVANZADA DE LA COMBUSTIÓN

2.1 Combustión en estado estable

Los coeficientes de transferencia de calor y de trabajo (Q y W) en la figura 2.1 hacen alusión a la importancia de la clase de los flujos químicamente reactivos en ingeniería representados en la figura. En este capítulo se estudiarán las limitaciones de la 1° ley y la 2° ley empleando reacciones químicas a flujo constante que ocurrirán en sistemas abiertos similares a los considerados en la figura 2.1. Por ahora, sin embargo, consideraremos establecer que la temperatura y presión de los productos no son necesariamente igual a T y P valuadas en los reactivos o en los reservorios cercanos.

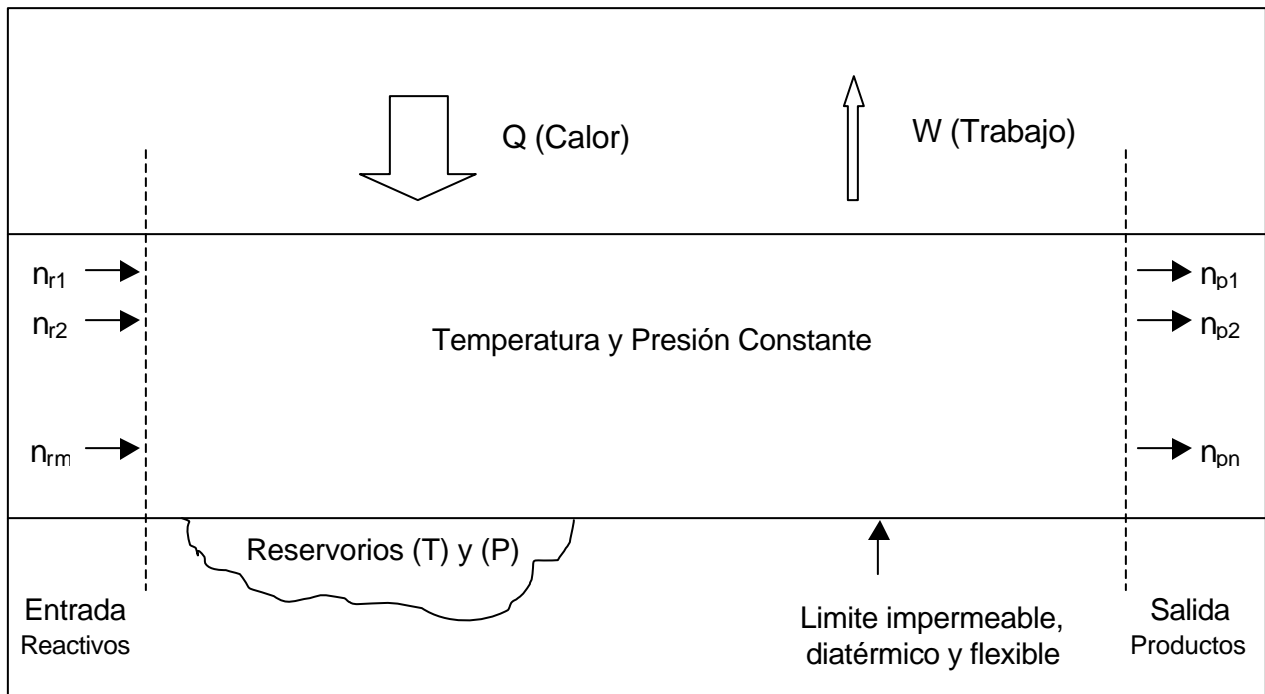


Figura 2.1 Aparato de estado estacionario para llevar a cabo una reacción a temperatura y presión constante.

Este sistema general es mostrado en la figura 2.2. La superficie de control continua siendo impermeable a la transferencia de masa; sin embargo, no es necesariamente diatérmico y flexible.

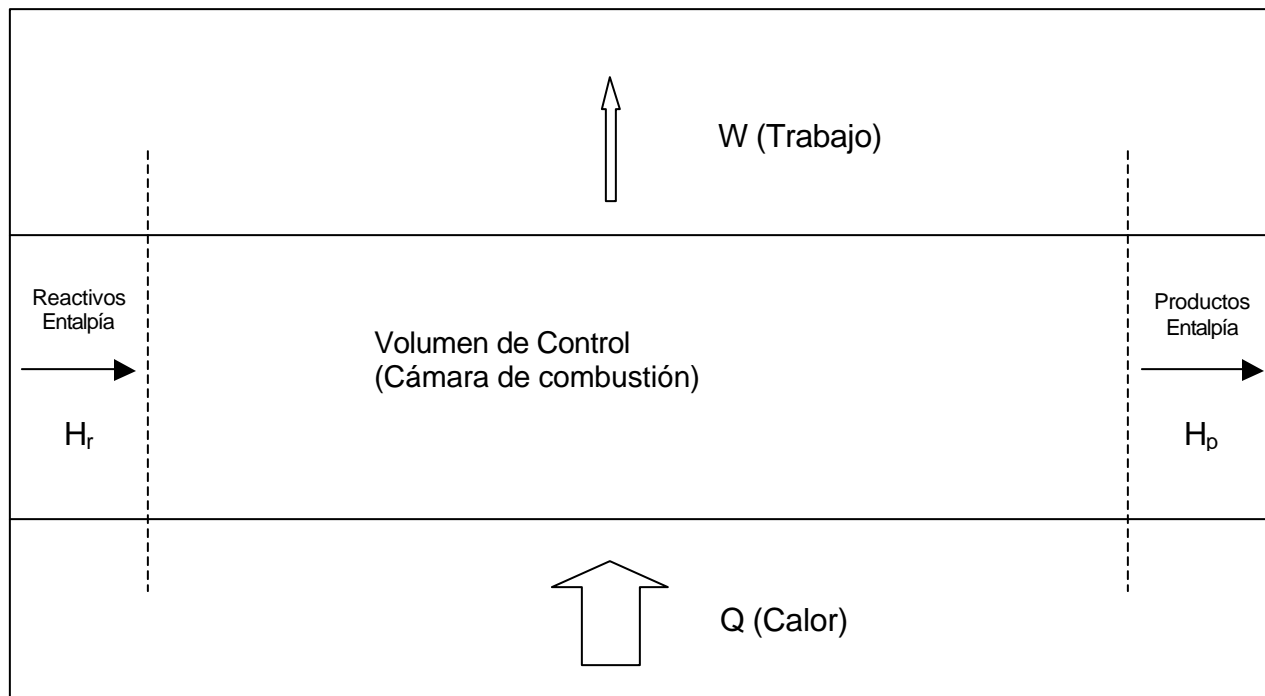


Figura 2.2 Estado estacionario a través de una cámara de combustión, mostrando los cuatro términos que entran en el análisis de la primera ley del sistema.

2.1.1 Combustión estequiométrica

La rápida oxidación de los hidrocarburos se considera como una reacción química. Estos procesos son llamados más comúnmente bajo el nombre de combustión.

Observando la columna izquierda de la tabla 2.1 podemos escribir $C_\alpha H_\beta$ como una fórmula genérica para los hidrocarburos. En el caso del metano, por ejemplo, $\alpha = 1$ y $\beta = 4$. El oxidante más común es el aire, el cual a 25°C y 1 atmósfera el oxígeno ocupa en volumen o fracción mol un 20.35%. Los cálculos de la energía de combustión son usualmente basados en el simple modelo en el cual el aire es visto como una mezcla ideal de gases de dos componentes de 21% de O_2 y 79% de N_2 en volumen. Esto quiere decir que en la reacción química en la cual el combustible es quemado con el aire, el O_2 y el N_2 participan en esta característica proporción:

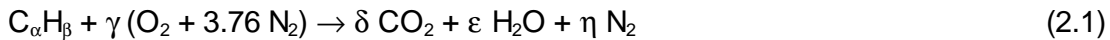


Arreglando las proporciones: $0.79 / 0.21 = 3.76$,

$O_2 + 3.76 N_2$ [por cada unidad (mol) de oxígeno]

La combustión del $C_\alpha H_\beta$ es considerada completa si en la mezcla de los productos todo el carbón aparece como CO_2 y todo el hidrógeno aparece como H_2O .

Nótese que cuando la combustión ocurre con una insuficiente cantidad de aire, algo del combustible no se quema completamente. Por ejemplo, el carbón puede aparecer como CO_2 y CO en los productos. Este toma cierta cantidad de aire para quemar completamente el combustible. La mínima cantidad de aire que se utilice para esta tarea es el aire teórico requerido para el combustible especificado. Podemos fácilmente calcular el número teórico de moles de O_2 por moles de $C_\alpha H_\beta$ de la estequiometría de la reacción química:



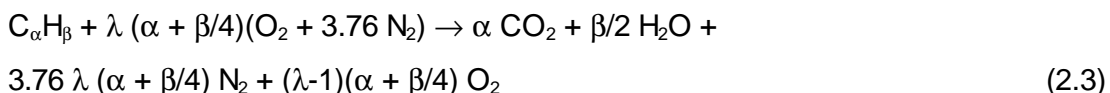
Los coeficientes estequiométricos desconocidos son, en orden:

$$\delta = \alpha, \varepsilon = \beta/2, \gamma = \alpha + \beta/4, \eta = 3.76 (\alpha + \beta/4) \quad (2.2)$$

El coeficiente $(\alpha + \beta/4)$ representa el número mínimo de moles de O_2 por mol de $C_\alpha H_\beta$ efectuando la combustión completa que es indicada por la ausencia de O_2 puro en los productos de la mezcla. Durante la combustión teórica (2.1)-(2.2), todo el oxígeno admitido dentro del volumen de control (cámara de combustión) es usado.

Cuando la corriente de aire excede la cantidad teórica calculada arriba, algo del oxígeno es regresado "sin usar" junto con los productos. Dejemos que λ sea un número mayor que la unidad representando la relación entre el flujo de aire actual y el flujo teórico.

La ecuación química se lee, en este caso,



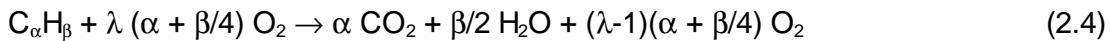
Si por ejemplo, $\lambda = 4$, la ecuación dice que se está entregando 400% de aire teórico, o 300% de “exceso de aire”. Este exceso de aire es medido por $(\lambda - 1)$, el cual también aparece como un factor en la cantidad de O_2 que permanece sin usar en el lado derecho de la ecuación (2.3).

Cuando la cantidad de aire es menor que la cantidad teórica, $\lambda < 1$, la combustión es incompleta. La mezcla de los productos contiene CO más CO_2 , H_2O , N_2 y posiblemente, otros componentes.

Las proporciones actuales en las cuales estos componentes aparecen en los productos dependen de la temperatura y presión de los productos.

Nótese que a diferencia de la ecuación (2.3), un componente que está notoriamente ausente en los productos de combustión cuando el aire es menor que el teórico es el oxígeno diatómico, O_2 , sin usar.

La nomenclatura anterior aplica casi igual al proceso de combustión basado en otros oxidantes diferentes al aire. Por ejemplo, si el papel del oxidante es jugado por el O_2 puro, la ecuación química para la combustión de $C_\alpha H_\beta$ con $(\lambda - 1)$ oxígeno en exceso se lee:



2.1.2 La primera Ley de la termodinámica

La definición matemática de la primera ley de la termodinámica, o de conservación de la energía, nos dice que la variación en la energía interna de un sistema es igual a la diferencia entre el calor tomado por el sistema y el trabajo realizado por éste. La aplicación directa de la primera ley de la termodinámica para el sistema de flujo estacionario definido en la figura 2.2 se escribe de la siguiente forma:

$$0 = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{n}_{ri} h_{ri} - \sum \dot{n}_{pi} h_{pi} \quad (2.5)$$

Supongamos que $\dot{n}_1 = \dot{n}_{\text{com}}$ representa el flujo constante molal de combustible como una de las corrientes de entrada que fluyen dentro de la cámara de combustión. En una base por cada mol de combustible, entonces la primera ley (2.5) asume la forma más conveniente:

$$0 = \underbrace{\dot{Q}/\dot{n}_{\text{com}}}_Q - \underbrace{\dot{W}/\dot{n}_{\text{com}}}_W + \underbrace{\sum v_{ri} h_{ri}}_{H_r} - \underbrace{\sum v_{pi} h_{pi}}_{H_p} \quad (2.6)$$

en otras palabras:

$$0 = Q - W + H_r - H_p \quad (2.6')$$

La notación H_r y H_p representan la sumatoria de entalpía de las corrientes de los “reactivos” y “productos”, expresadas en unidades de energía por mol de combustible. Los términos de transferencia de calor Q y transferencia de trabajo W son expresados en las mismas unidades. Favoreciéndose desde que $\dot{n}_1 = \dot{n}_{\text{com}}$ el primero de los coeficientes estequiométricos en la suma llamada H_r es igual a 1, $v_{r1} = 1$. En otras palabras, los coeficientes v_{ri} y v_{pi} vistos en la ecuación (2.6) corresponden a ecuaciones químicas tales como las ecuaciones (2.3) y (2.4) las cuales son escritas basándose en 1 mol de combustible.

Considerando el primer caso donde no hay transferencia de trabajo, $W = 0$, donde T y P de las reactivos y de los productos son T_0 y P_0 , la primera ley (2.6') se reduce a

$$Q = H_p - H_r \quad (2.7)$$

Donde, de acuerdo con la convención usual, Q es definida positiva cuando este apunta hacia el sistema. En el proceso presente de combustión, en el cual los reactivos son traídos al estado muerto restringido (T_0 y P_0) y donde los productos son regresados a la misma condición, Q es expectativamente negativo porque la reacción de combustión es exotérmica. La experiencia nos sugiere que la mezcla reactiva debe ser enfriada si va a ser descargada al estado muerto restringido.

Más importante que el signo de Q es el hecho que el valor absoluto de Q o la diferencia ($H_p - H_r$) es en todo momento es una magnitud finita y medible. Esta observación juega un rol en el cálculo de la sumatoria de H_r y H_p :

$$H_r = (1)h_{r1}(T_0, P_0) + v_{r2}h_{r2}(T_0, P_0) + \dots \quad (2.8)$$

$$H_p = v_{p1}h_{p1}(T_0, P_0) + v_{p2}h_{p2}(T_0, P_0) + \dots \quad (2.9)$$

En los cuales todas las entalpías de los componentes son evaluadas de acuerdo a la temperatura y presión de referencia. Desde que la diferencia ($H_p - H_r$) es finita y desde que su valor depende de la combinación actual de reactivos en la corriente de “reactivos”, no todas las entalpías $h_i(T_0, P_0)$ y $h_{pi}(T_0, P_0)$ pueden ser determinadas igual a cero a la presión y temperatura de referencia. La convención de entalpías de referencia es:

$$h(T_0, P_0) = 0 \quad (\text{Solo para sustancias elementales}) \quad (2.10)$$

$$h(T_0, P_0) = h^\circ_f \quad (\text{Para compuestos}) \quad (2.11)$$

La cantidad h°_f es la entalpía de formación del componente particular; valores numéricos de esta importante constante han sido compilados en la tabla 2.1 para algunos de los compuestos más frecuentemente encontrados en los análisis de combustión. Como una alternativa de la ecuación (2.10) podemos escribir que la entalpía de formación para sustancias elementales es cero:

$$h^\circ_f = 0 \quad (\text{Solo para sustancias elementales}) \quad (2.10')$$

Como un ejemplo de flujo estable, el proceso de combustión a trabajo cero del tipo descrito en los dos párrafos precedentes puede ser construidos usando la ecuación química para la combustión de $C_\alpha H_\beta$ con $(\lambda-1)$ aire en exceso, ecuación (2.3). Teniendo en cuenta que todos los reactivos y productos están a T_0 y P_0 , tenemos:

$$H_r = h^\circ_{f, C_\alpha H_\beta} + 0 + 0 \quad (2.12)$$

$$H_p = \alpha h^\circ_{f, CO_2} + \beta/2 h^\circ_{f, H_2O} + 0 + 0 \quad (2.13)$$

Los ceros representan las entalpías de referencia de los elementos, en este caso, O_2 y N_2 . La transferencia de calor por mol de combustible es entonces:

$$Q = \alpha h_{f,CO_2}^\circ + \beta/2 h_{f,H_2O}^\circ - h_{f,C_\alpha H_\beta}^\circ \quad (2.14)$$

La ecuación de arriba de transferencia de calor es conocida también como la entalpía de combustión de $C_\alpha H_\beta$ sí, como en la ecuación (2.3), la combustión es completa. Un requerimiento adicional que debe ser encontrado si el término de “entalpía de combustión” debe aplicar, es que los reactivos y productos deben estar a la misma presión y temperatura. Como ya se comentó, en conjunto con el signo de $Q = H_p - H_r$, la entalpía de combustión es negativa. El valor positivo o absoluto de la misma cantidad representa el valor calorífico del combustible, para la combustión, la cual fue descrita en la primera ley (2.7); en otras palabras,

$$\text{Valor calorífico} = H_r - H_p \text{ (combustión completa; } W = 0; \text{ reactivos y productos ambos a } T_0 \text{ y } P_0) \quad (2.15)$$

Dos de los “valores caloríficos” son usualmente registrados en las tablas de las propiedades de combustible. El valor calorífico bajo (LHV) se refiere al proceso de combustión completa y sus productos contienen H_2O en fase vapor – que es como un gas ideal en la mezcla de productos. El vapor de agua puede ser condensado de la mezcla de productos por la remoción o transferencia de calor apropiada de la corriente, sin cambiar la T_0 y P_0 final. El valor calorífico calculado con la ecuación (2.15) para el caso cuando el H_2O es un líquido a la T_0 y P_0 de los productos representa el valor calorífico alto (HHV) del combustible.

Esta terminología nos recuerda que el valor calorífico alto es mayor que el valor calorífico bajo por una magnitud que corresponde a la transferencia de calor recibida por la entidad externa que causa la condensación del vapor de agua contenido por los productos.

Considere ahora el caso más general, donde los reactivos y los productos no se encuentran necesariamente en la condición de referencia (T_0 , P_0). La primera ley para el estado estable continua siendo representada por la ecuación (2.6); sin embargo, en esta ocasión las entalpías constituyentes (h_{ri} , h_{pi}) no están necesariamente a la entalpía de

referencia listada en las ecuaciones (2.10 y 2.11). Permitiendo que T y P representen la temperatura y la presión de un componente en particular en la corriente de reactivos y productos, y permitiendo que h (T, P) sea su entalpía. Esta última puede ser estimada escribiéndolo:

$$h(T, P) = h(T_0, P_0) + \underbrace{h(T, P) - h(T_0, P_0)}_{\Delta h} \quad (2.16)$$

ó reorganizando la convención de la entalpía de formación;

$$h(T, P) = h^{\circ}_f(T_0, P_0) + \Delta h \quad (2.17)$$

El cambio de entalpía Δh es en general una función de T y P. A presiones suficientemente bajas – esto es, cuando el componente en cuestión obedece al modelo de gas ideal – Δh es solamente función de la temperatura cuyo valor de referencia es por definición cero, $\Delta h(T_0) = 0$. Si el componente existe como líquido, el Δh parte de la ecuación (2.17) puede ser evaluado recurriendo al modelo de sustancias incompresibles para estados líquidos subenfriados moderadamente. El mismo modelo puede ser usado para Δh en casos cuando el componente es sólido. En conclusión la sumatoria de entalpía por mol de combustible que aparece en la primera ley (2.6') esta dada por:

$$H_r = \sum v_{ri} (h^{\circ}_f + \Delta h)_{ri} \quad \text{y} \quad H_p = \sum v_{pi} (h^{\circ}_f + \Delta h)_{pi} \quad (2.18)$$

Un límite especial en la operación del sistema de flujo constante es el límite de trabajo – cero y adiabático representado por $Q = W = 0$. En este caso la sumatoria de entalpías presentada por los reactivos se conserva a través de la cámara de combustión, $H_r = H_p$, ecuación (2.6'). Algo típico de este límite son las temperaturas extremadamente altas alcanzadas por los productos. Considerando, por ejemplo, el caso de la figura 2.3, en la cual la mezcla de reactivos es admitida a T_0 y P_0 . Si los productos de combustión tuvieran que ser descargados a T_0 y P_0 entonces, de acuerdo a la ecuación (2.15), el sistema externo a la cámara de combustión estaría recibiendo un cierto número de joules por mol de combustible. Ese número podría ser LHV si los productos contienen vapor de

agua en vez de agua líquida. Ahora, cuando el sistema está perfectamente aislado, no podemos emplear el LHV. La figura 2.3 nos muestra que la única opción que queda para LHV es calentar la mezcla de productos a una nueva temperatura, T_{af} , la cual es usualmente mucho más alta que T_0 . La temperatura especial T_{af} representa la temperatura adiabática de flama asociada con la combustión de la mezcla dada de reactivos (combustible + oxidante). En el ejemplo de la figura 2.3, la temperatura de los productos T_{af} es determinada resolviendo la ecuación de la primera ley:

$$H_r(T_0, P_0) = H_p(T_{af}, P_0) \quad (2.19)$$

Otros sistemas de combustión a trabajo - cero que entregan cuando menos parte de la transferencia de calor LHV para un usuario externo muestran correspondientemente temperaturas más bajas en la corriente de los productos de combustión. La temperatura de flama adiabática puede ser vista como un tope teórico para las temperaturas que pueden ser registradas en el sistema de combustión a flujo estable. Este valor máximo es "teórico" porque: a) ninguna cámara de combustión está perfectamente aislada y b) a temperaturas del orden de T_{af} , uno o más de los productos originales de combustión pueden experimentar un proceso químico de disociación. Por ejemplo, si T_{af} es suficientemente alta, el dióxido de carbono contenido en los productos originales puede disociarse en carbono y oxígeno:



Escrita en esta forma, la reacción es endotérmica: Esto ocurre a expensas de la corriente de los productos, los cuales experimentan un efecto de enfriamiento (Figura 2.4). La disociación termina cuando la temperatura de los productos se ha vuelto lo suficientemente baja para que el CO_2 pueda coexistir en equilibrio con CO , O_2 y los productos de combustión. A esta nueva temperatura adiabática de flama, T_{afd} , la reacción de disociación (2.20) procede con la misma velocidad en ambas direcciones.

El impacto en ingeniería del proceso de disociación descrito arriba es que este prohíbe el establecimiento de la temperatura de flama adiabática teórica calculada con la ecuación (2.19), esto es, basado en la consideración de que no hay disociación. La

temperatura de flama adiabática actual alcanzada después de la disociación parcial, T_{afd} , es menor que el valor teórico para la combustión sin disociación, T_{af} .

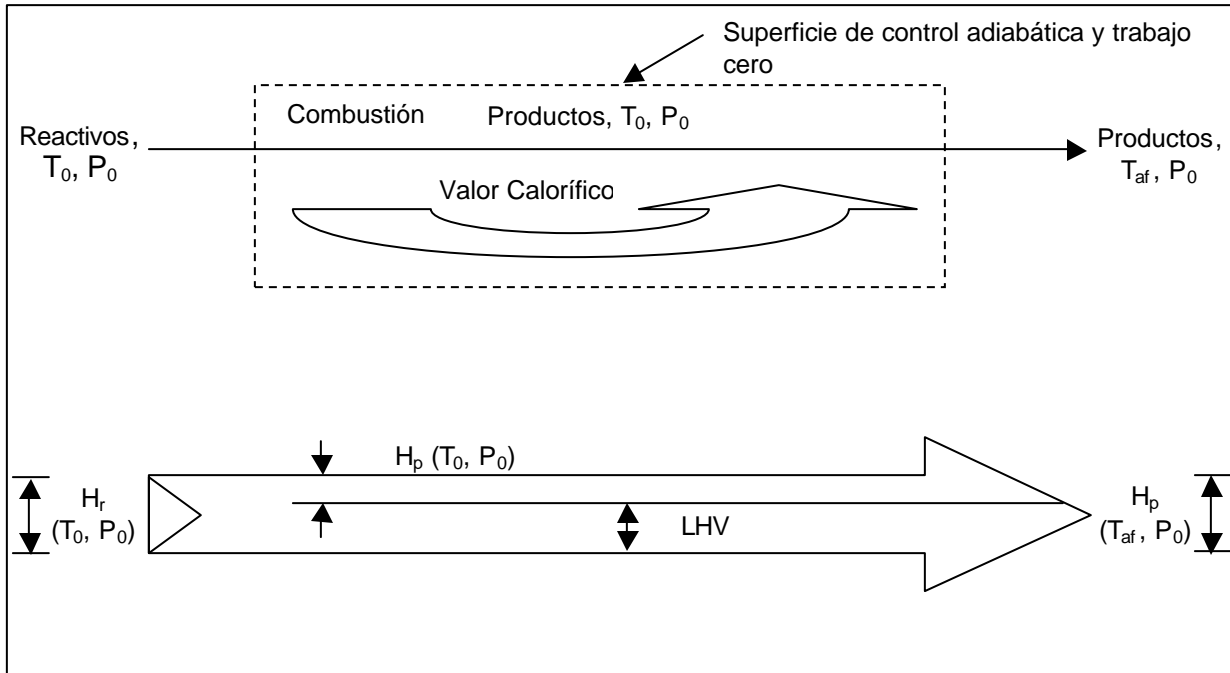


Figura 2.3 La conservación de la entalpía a través de un proceso de combustión adiabático y trabajo cero entregando productos a la temperatura de flama adiabática T_{af} .

Algunos ejemplos de disociación son:



Las constantes de equilibrio del límite reversible en ambos sentidos de estas reacciones pueden ser deducidas de las tablas, mientras se pone mucha atención a los coeficientes estequiométricos que han sido usados al escribir cada ecuación química en el encabezado de la tabla.

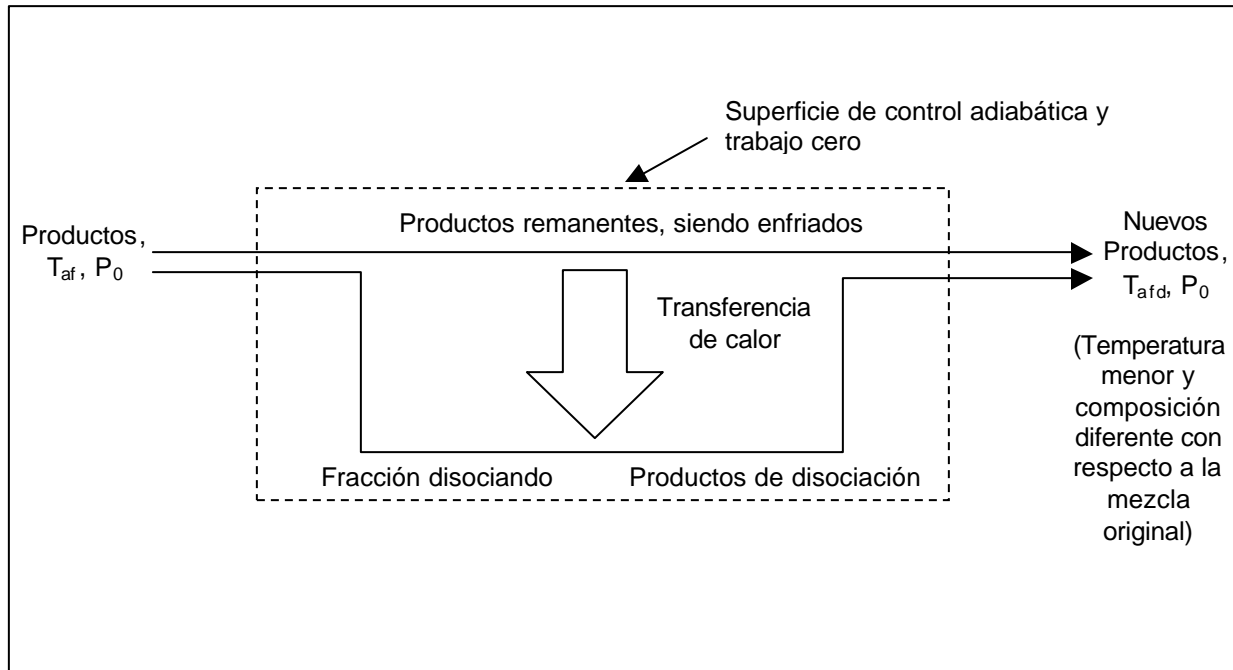


Figura 2.4 Disminución de la temperatura de flama adiabática durante el incremento de la disociación parcial de uno de los productos de combustión (Esta figura es continuación de la figura 2.4).

2.1.3 La segunda Ley de la termodinámica

Relativo al análisis de la primera ley centrado alrededor de la fig. 2.2, la segunda ley hace énfasis en todas estas interacciones que actúan como transportadoras de entropía. Por esta razón, en la figura 2.2, tendríamos que especificar sin ambigüedad la temperatura del límite penetrado por la transferencia de calor Q . Considerando el sistema más específico definido en la figura 2.5, en el cual la transferencia de calor por mol de combustible Q cruza el segmento del límite cuya temperatura es T_i . La transferencia de trabajo W no es mostrada porque esta no aparece en el establecimiento de la segunda ley (la transferencia de trabajo es el tipo de interacción de energía que no es acompañada por transferencia de entropía). Como una aplicación especial de la ecuación de sistemas abiertos, la segunda ley de la termodinámica para el sistema de flujo estacionario de la figura 2.5 se lee:

Tabla 2.1 Entalpía de formación, Energía libre de Gibbs de formación, y Entropía absoluta de algunas de las sustancias más comunes encontradas en el análisis de procesos de combustión [11] (T = 25°C, P = 1 atm)

Sustancia	Nombre (fase)	M	h ^o _f (kJ/mol)	g ^o _f (kJ/mol)	s ^o (J/mol K)
C	Carbón (grafito) (s)	12.011	0.000	0.000	5.686
CO	Monóxido de carbono (g)	28.011	-110.540	-137.160	197.530
CO ₂	Dióxido de carbono (g)	44.010	-393.520	-394.390	213.680
CH ₄	Metano (g)	16.043	-74.873	-50.810	186.100
C ₂ H ₂	Acetileno (g)	26.038	226.730	209.160	200.850
C ₂ H ₄	Etileno (g)	28.054	52.470	68.350	219.220
C ₂ H ₆	Etano (g)	30.070	-84.735	-32.910	229.600
C ₃ H ₈	Propano (g)	44.097	-103.920	-23.520	270.100
C ₄ H ₁₀	Butano (g)	58.124	-126.150	-17.040	310.200
C ₈ H ₁₈	n-Octano (g)	114.230	-208.500	16.600	466.800
C ₈ H ₁₈	n-Octano (l)	114.230	-250.000	6.710	360.900
H	Hidrógeno monoatómico (g)	1.008	217.990	203.270	114.610
H ₂	Hidrógeno (g)	2.016	0.000	0.000	130.580
H ₂ O	Agua (g)	18.016	-241.830	-228.590	188.720
H ₂ O	Agua (l)	18.016	-285.840	-237.150	69.940
N	Nitrógeno monoatómico (g)	14.008	472.790	455.490	153.180
NO	Óxido nítrico (g)	30.008	90.290	86.595	210.650
NO ₂	Dióxido de nitrógeno (g)	46.008	33.100	51.240	239.910
N ₂	Nitrógeno (g)	28.013	0.000	0.000	191.500
O	Oxígeno monoatómico (g)	16.000	101.700	91.412	157.790
O ₂	Oxígeno (g)	31.999	0.000	0.000	205.020

Ver referencia no. 10.

$$\dot{S}_{gen} = - \sum \dot{Q}_i / T_i - \sum \dot{n}_{ri} s_{ri} + \sum \dot{n}_{pi} s_{pi} \geq 0 \quad (2.22)$$

Dividiendo por la velocidad de flujo por mol del combustible, \dot{n}_{fuel} ,

$$\underbrace{1 / \dot{n}_{fuel} \dot{S}_{gen}}_{S_{gen}} = - \underbrace{\sum \dot{Q}_i / \dot{n}_{fuel} / T_i}_{Q_i / T_i} - \underbrace{\sum v_{ri} s_{ri}}_{S_r} + \underbrace{\sum v_{pi} s_{pi}}_{S_p} \geq 0 \quad (2.23)$$

Obtenemos el planteamiento por mol de combustible:

$$S_{gen} = - \sum Q_i / T_i - S_r + S_p \geq 0 \quad (2.24)$$

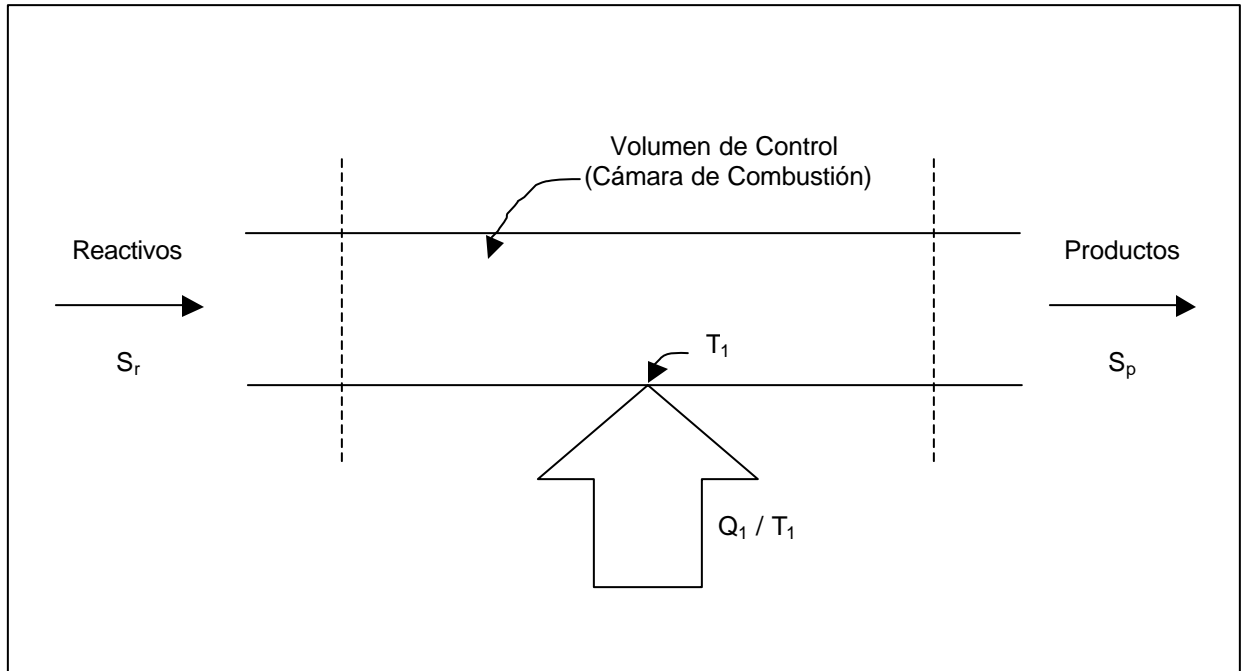


Figura 2.5 Interacciones de la entropía asociadas con un estado estacionario a través de una cámara de combustión.

La segunda ley establece que la cámara de combustión actúa como un generador de entropía. Por ejemplo, en el caso especial de la combustión adiabática (Figura 2.3), la segunda ley se reduce al planteamiento de que la sumatoria de entropía de los productos (S_p) generalmente excede la sumatoria de entropía de los reactivos (S_r). Estas dos sumatorias son evaluadas de acuerdo a las dos sumas involucradas en la definición (2.23). A diferencia de los valores g_i y h_i , los cuales no podrían todos ser ajustados a cero en un estado de referencia, las entropías s_i tienen un estado en común cuando todas son cero. La base para esta afirmación es la evidencia empírica resumida bajo la introducción de la 3° Ley de la Termodinámica, la cual sugiere que la entropía de cualquier sustancia en equilibrio alcanza un valor único a medida que T se acerca al cero absoluto. Por convención, este valor único se ajustó igual a cero, por lo tanto, para todas las entropías absolutas s_i que aparecen en S_r y S_p , reconocemos que:

$$\lim_{T \rightarrow 0} s = 0 \quad (2.25)$$

La ecuación (2.25) sugiere que en el límite del cero absoluto, la entropía del componente depende solamente de la temperatura. Fuera del cero absoluto, especialmente, en el rango de temperaturas altas abarcado por el proceso de combustión, s es una función de T y P . La información disponible de entropía más accesible esta en la forma de tablas numéricas para s contra T a la presión atmosférica, $P = P_0$ [10.] La notación abreviada para este valor referido a la presión es:

$$s(T, P_0) = s^\circ(T) \quad (2.26)$$

La última columna en la tabla 2.1 muestra los valores especiales de la entropía absoluta de varios reactivos y productos a la presión de referencia y temperatura, $s^\circ(25^\circ\text{C})$. Los valores de $s^\circ(T)$ correspondientes a otras temperaturas pueden ser tomadas de las tablas[10.]

Para calcular la entropía a cualquier T y P (donde P es la presión parcial del componente en los productos, por ejemplo) escribimos

$$s(T, P) = s^\circ(T) + \underbrace{s(T, P) - s(T, P_0)}_{\Delta s} \quad (2.27)$$

El cambio de entropía Δs se refiere al cambio de presión que se lleva a cabo a una temperatura constante. Afortunadamente, en muchos casos, las temperaturas de estos componentes son altas y la presión parcial es lo suficientemente baja para justificar el uso del modelo de gas ideal:

$$\Delta s = - R \ln P / P_0 \quad (2.28)$$

Asumiendo que todos los componentes son gases ideales, la sumatoria de la entropía de los reactivos y productos en las corrientes son:

$$S_r = \sum v_{ri} (s^\circ - R \ln P/P_0)_{ri} \quad (2.29)$$

$$S_p = \sum v_{pi} (s^\circ - R \ln P/P_0)_{pi}$$

CAPITULO 3. FUNDAMENTOS DE QUEMADORES

Forma de la Flama. Para un quemador dado, las variables de operación como cambios en la presión de la mezcla o la cantidad de aire primario afectan la forma de la flama. Para muchos tipos de quemadores, un incremento en la presión de la mezcla expandirá la flama, y un incremento en el porcentaje de aire primario acortará la flama (manteniendo constante la velocidad de alimentación) El espesor de la flama es reducido por alta presión de operación y por alta velocidad de combustión.

El diseño del quemador, el cual determina la velocidad relativa de las corrientes de aire y combustible, tiene mucho mayor efecto sobre la longitud y forma de la flama que cualquiera de las variables mencionadas arriba. Un buen mezclado, producido por un alto grado de turbulencia y altas velocidades, produce una flama corta y espesa mientras que un mezclado pobre (mezclado retardado) y bajas velocidades resultan en una flama larga, lenta y delgada. La turbulencia y el buen mezclado pueden ser promovidos [1] por el uso de deflectores en las corrientes para impartir turbulencia, [2] corrientes de aire y combustible cruzándose entre sí, [3] combustible y aire introducidas en una cámara de combustión a diferentes velocidades, o [4] cuerpos irregulares que forma zonas protegidas y retroflujo. Las altas presiones pueden provocar que el combustible sea lanzado lejos de la boquilla del quemador antes de que este pueda ser calentado a su temperatura de ignición y por tanto la flama se alarga.

La figura 3.1 muestra ocho tipos comunes de flamas. Los tipos F y G emiten mayor radiación de flama que los otros, hasta cuando queman gas. El tipo E usa la convección de flama para calentar el refractario adyacente.

Tipo de Flama				ROTACIÓN	RECIRCULACIÓN	DESCRIPCIÓN DE CHORRO	VELOCIDAD DE MEZCLADO	USOS
		GAS†	ACEITE					
A	Delantera convencional Tipo Pluma (Flama de chorro)			Nula o débil solo en el centro	Ligera o nula	Axial	Moderado a rápido	Cámaras de combustión de propósitos generales
B	Tipo Pino de Boliche			Moderada, número de rotación de ~ 0.3	Entre el primer y segundo chorro	El chorro primario penetra internamente el flujo en reversa, velocidad de chorro primario > velocidad de chorro secundario	Moderado	
C	Tipo Bola			Considerable, número de rotación > 0.6	Flujo caliente en reversa en el centro, flujo delantero frío a los lados	Velocidad de chorro secundario > velocidad de chorro primario	Intenso	Cámaras de combustión cúbicas, lechos fluidizados
D	Tipo Cónica			Alta, número de rotación > 1.0	Flujo frío en reversa en el centro	Velocidad de chorro secundario >> velocidad de chorro primario	Intenso	
E	Tipo Plana (Coanda)			Muy alta, número de rotación ~ 2.0	Mínima	Flujo radial o rotacional contenido por una figura refractaria	Rápido	Evitar el choque de la flama, resaltar la radiación.
F	Larga, luminosa, retardada			Nula	Nula	Velocidad del chorro de combustible y de gas igualmente baja (laminar) flotación controlada	Retardado, lento, difusión	Para uniformizar la cobertura en cámaras largas; para incrementar radiación luminosa
G	Larga, luminosa, manguera de fuego			Nula	Nula	Velocidad del chorro de combustible y/o medio de atomización >> velocidad de chorro de aire – empuje controlado; dirigido por combustible	Extendido hacia afuera	Para uniformizar la cobertura en cámaras largas; para incrementar radiación luminosa
H	Alta velocidad			Baja	Internamente a menor escala, externamente a mayor escala	Flujo contenido por una figura refractaria – quemando por dentro y por fuera de la cerámica.	Rápido	Proceso de alto empuje, resaltar la convección, para alcanzar distancias largas

Figura 3.1 Tipos comunes de flamas industriales. Véase referencia 6.

Volumen de combustión. El espacio ocupado por el combustible y los productos intermedios de la combustión mientras se están quemando (flama y combustión invisible) varían considerablemente con el diseño del quemador, las presiones y velocidades de las corrientes de fluido, el combustible y la aplicación. Los quemadores de gas con superficies de refractario considerables y operando con una muy alta presión de mezcla y mezclado absoluto pueden alcanzar por mucho algo como cuarenta millones brutos de Btu/hr-ft³ de volumen de combustión [6]. Los costos iniciales y de operación son menores cuando se requiere de combustión poco compacta. Los volúmenes de combustión de otros tipos de quemadores de gas varían de 40 a 100 Btu/hr-ft³ por cada pie cúbico de cámara de combustión.

Estabilidad. Esta característica de quemadores es muy importante para operación segura y confiable. Un quemador estable es aquel que mantiene ignición, hasta cuando se encuentra frío, a lo largo del rango de presiones, velocidades de alimentación y relaciones aire-combustible normalmente utilizados. (Ningún quemador es considerado totalmente estable ya que cuenta con un piloto de encendido).

Algunos quemadores podrán funcionar bajo condiciones adversas (particularmente, alrededores fríos) solo si la mezcla es rica y si la flama se encuentra a presión ambiental. Con quemadores inestables, es necesario mantener las puertas del horno abiertas desde el arranque hasta que se alcance la temperatura de estabilización en la cámara de combustión. Si las puertas no se encuentran abiertas, el aire libre en el horno es consumido de manera súbita, y la flama inestable del quemador se apagará. Bajo estas condiciones la presencia de un piloto puede ser una fuente potencial de peligro debido a que los gases combustibles se acumulan rápidamente después de que la flama se apaga y estos son encendidos explosivamente por el piloto tan pronto como la bolsa de la mezcla en la cámara de combustión entra en el rango entre los límites de flamabilidad.

La estabilidad de la flama puede ser mejorada por cuerpos irregulares (platos difusores, pasos o mamparas), tubos propulsores, espirales o entradas de aire por etapas. Todos estos crean interfases entre las corrientes de diferentes velocidades, produciendo turbulencia a pequeña escala. En cualquier punto en el frente de una flama, existe un balance entre la velocidad del gas entrante y la velocidad de propagación de flama. Un cuerpo refractario alrededor de la raíz de la flama ayuda por calor de re-radiación al

oxígeno y combustible sin reaccionar. Una recirculación de los productos de combustión incompleta hacia el centro de la flama (inducido por remolino) también ayuda suministrando temperatura de ignición a estos y adicionando actividad química.

La estabilidad de la flama depende de muchas variables, pero las más importantes se mencionan a continuación. El punto de iniciación de flama debe ser protegido tal que: 1) el aire y el combustible pueden ser mezclados a una relación que se encuentre dentro de los límites de flamabilidad, 2) la mezcla aire-combustible puede ser calentada a la temperatura mínima de ignición y 3) la velocidad de la mezcla de alimentación debe ser igual a la velocidad de la flama.

Impulso. Esta propiedad de quemadores esta relacionada a la velocidad y el empuje de la corriente impulsora de gases calientes que son lanzados dentro del horno.

Cuando el combustible fue barato, se usaba aire en exceso para promover una temperatura uniforme en la carga del horno por 1) reducción de la temperatura de mezcla caliente, 2) previniendo estratificación, y 3) mejorando la transferencia de calor por convección. Con quemadores de alta velocidad que inducen recirculación de gases de combustión, los gases recirculados producen los tres beneficios mencionados arriba que normalmente requieren exceso de aire y muchos gases exhaustos. Los quemadores de alta velocidad pueden empujar sus gases calientes dentro de una carga apilada en desorden con velocidades mayores a cualquiera de los viejos quemadores de exceso de aire; la convección forzada es mejorada en el interior de la carga. Las palabras tales como penetrar, taladrar, restregar y agitar generan grandes imágenes mentales de la ventajosa convección y agitación de los quemadores con impulso.

Relación de Giro. El rango de velocidades de entrada o alimentación en el cual un quemador opera es especificado por la relación de giro del quemador. Esta es la relación de la máxima a la mínima velocidad de entrada de calor con la cual el quemador operará satisfactoriamente. Para cualquier quemador con orificios de aire fijos, la relación de giro es también la raíz cuadrada de la relación de máxima a mínima caída de presión a través del orificio. Por ejemplo, si la máxima presión de entrada es de 13 pulgadas de agua y la mínima es 0.25 pulgadas de agua, entonces la relación de giro es $(13/0.25)^{1/2} = 7.22$ (a 1.)

Las restricciones en la presión de suministro de combustible pueden limitar el flujo de este antes de que la máxima capacidad de aire del quemador sea alcanzada.

La máxima velocidad de entrada esta limitada por una forma de estabilidad conocida como despegado de flama (flame blow off, lo cual resulta de que la velocidad de la mezcla excede la velocidad de la flama) y por el costo de equipo para desarrollar altas presiones. La mínima velocidad de entrada esta limitada por un fenómeno conocido como retroceso de flama (flash back, lo cual resulta de que la velocidad de la flama excede la velocidad de la mezcla) y por el flujo mínimo con el cual el equipo de control de relación y sus transductores trabajen adecuadamente. La limitación anterior se presenta en quemadores de premezcla, pero no en quemadores de mezclado en boquilla. Para quemadores de aceite de baja presión de atomización, la mínima velocidad de combustión es equivalente a la velocidad de suministro de aire de atomización. Esto limita el rango de giro de estos quemadores. Por ejemplo, si el flujo de aire de atomización para un quemador de aceite es de 1260 ft³/h y requiere de una relación de giro de 5:1, entonces la máxima velocidad de combustión debe ser $5 \times 1260 = 6300$ ft³/h de aire (aire de atomización y combustión combinado.)

Una alta relación de giro es deseable particularmente en hornos tipo batch donde una alta velocidad de alimentación es necesaria durante el calentamiento inicial del horno o inmediatamente después de la carga, pero donde esta alta velocidad de alimentación no es utilizada durante el ciclo de calentamiento entero. Se requiere considerablemente menos giro para hornos continuos los cuales son también arrancados en frío. El costo ocasional de un largo periodo de arranque debe ser menor que el costo de equipo mayor requerido para una alta relación de giro.

En algunos casos donde la distribución de temperatura no es muy crítica, es posible apagar algunos quemadores cuando se encuentren a fuego bajo y con esto simular una alta relación de giro.

CAPITULO 4. COMPONENTES DE QUEMADORES DE GAS

La nariz de la boquilla del quemador, o puerto puede consistir en aberturas sencillas o múltiples. Su variedad es muy amplia y está ligada con el tipo específico de quemador. La boquilla debe ser enfriada (a) para protegerla de la destrucción térmica por radiación desde la flama y el horno, y (b) para prevenir retroceso de flama (flashback) en el caso de quemadores de premezcla. El hierro fundido resistente al calor con una gran área transversal asegura suficiente enfriamiento por conducción y convección natural en algunos casos. Otros requieren aleaciones para alta temperatura, refractarios y/o enfriamiento artificial. El esfuerzo mecánico sobre la boquilla del quemador es normalmente bajo, pero la oxidación del metal a causa de las altas temperaturas puede traer serios problemas.

El cuerpo del quemador es una figura refractaria con una cavidad cilíndrica ó cónica (túnel de flama) a través de su centro. El cuerpo es vendido y embarcado como parte integral del quemador excepto en quemadores de grandes dimensiones. Además como aislante entre el horno caliente y las partes frías del quemador, el cuerpo irradia calor hacia la mezcla entrante, ayudando a mantener la combustión. Las flamas tienden a ser más estables sobre un amplio rango de alimentaciones si se usa un cuerpo de quemador refractario.

Los elementos más importantes del desarrollo de un quemador son: a) El cuerpo ó plenum de aire, el cual puede incorporar las conexiones del aire ó la mezcla, paletas de turbulencia, y la nariz; b) el plato de montaje, el cual retiene el cuerpo, refractario, piloto y el dispositivo de monitoreo de flama; c) la conexión de gas, tubo de gas y la boquilla de gas normalmente con un estabilizador de flama; d) el atomizador (solo para líquidos), el cual incluye las conexiones para el aceite y el medio de atomización, tubos, paletas y boquillas.

Los quemadores del tipo sellado o cerrado usualmente suministran todo el aire de combustión a través del quemador, mientras que los de tipo abierto pueden inducir flujo de aire dentro del espacio de combustión a través de las aberturas a través del quemador. Los quemadores del tipo sellado permiten control preciso de la relación aire-combustible,

un amplio rango de presión de operación de horno y un amplio rango de velocidades de alimentación (buena relación de giro.) Los quemadores del tipo abierto, sin embargo, permiten capacidades mayores en virtud de su aire inducido, siempre y cuando se tenga el combustible disponible.

El piloto del quemador es un pequeño quemador usado para encender la flama principal. La figura 4.0 muestra en piloto de gas típico con chispa de ignición. Un piloto interrumpido (algunas veces llamado piloto de ignición) quema durante el periodo de estabilización de la flama y/o durante el periodo de ignición, y es cortado (interrumpido) al final de este período. Un piloto intermitente quema durante el encendido y el periodo entero que el quemador principal se encuentra en operación, y se apaga con el quemador principal. Un piloto continuo (llamado también constante, reserva) quema todo el periodo que el horno se encuentre en operación y aún si no está en operación.

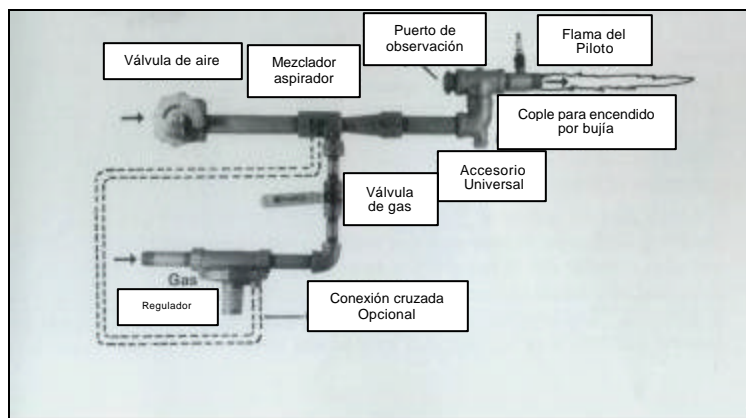


Figura 4.0 Arreglo de piloto diseñado para operar con aire y gas de baja presión. Ver referencia 6.

Los pilotos y los encendedores eléctricos directos (bujías) deber ser estrictamente posicionados de tal forma que la flama del piloto o el arco de ignición intersequen la flama del quemador principal y puedan encenderlo a cualquier capacidad o relación aire / combustible que se espere que exista en el momento que se requiera el encendido. De igual forma, el dispositivo de monitoreo de flama debe ser posicionado de tal forma que pueda detectar la presencia de un piloto y / o la flama principal a cualquier capacidad segura o relación aire / combustible que se espere que se use durante todo el periodo de operación del quemador.

Es usualmente más seguro y práctico programar los quemadores para ser encendidos a fuego bajo. Muchos quemadores modernos están diseñados con pilotos y soportes para monitores de flama principal integrados que han sido probados para cumplir los requerimientos mencionados.

Los pilotos interrumpidos son apagados después de un periodo programado de seguimiento de la ignición si la flama principal está estabilizada o no. Estos pilotos son requeridos por el código NFPA 86, con algunas excepciones, en lugar de los pilotos continuos e intermitentes. (Los cuales continúan encendidos después de que la flama ha sido estabilizada) La razón de este requerimiento se debe a que si algo que no marcha bien provoca que la flama principal salga de operación (se apague), el monitor de flama podría detectar todavía un piloto continuo, y entonces mantiene la válvula de combustible abierta, causando que la cámara sea llenada con una mezcla de aire / combustible.

4.1 Quemadores de gas

Los quemadores de gas industrial pueden ser clasificados como quemadores de premezcla, mezclado en boquilla o mezclado retardado de acuerdo con la posición y manera en que el gas y el aire primario son alimentados.

Quemadores de Premezclas

En un sistema de gas de premezcla, el aire primario y el gas son mezclados en algún punto corriente arriba del puerto del quemador por medio de un mezclador inspirador, un mezclador aspirador o un mezclador mecánico. La boquilla sirve solo como un retenedor de flama, manteniendo la flama en la ubicación deseada. Teóricamente, si la velocidad de la mezcla iguala la velocidad de la flama, la flama se mantendrá estacionaria en cualquier punto en el cual se aplique la ignición. Realmente, las boquillas de un quemador relativamente frío deben servir como un estabilizador de flama. Si la flama avanza demasiado dentro del puerto como resultado de una momentánea reducción en la velocidad de la mezcla, la boquilla fría tiende a apagarla para prevenir el retroceso de flama.

Diversos tipos de quemadores pueden ser usados en conjunción con premezcladores. Uno de los más comunes de estos consiste en un manifold conteniendo una serie de pequeños puertos. La mayoría de quemadores caseros son de este tipo. Estos son nombrados normalmente quemadores atmosféricos debido a la muy baja presión a la cual operan y por que requieren grandes porcentajes de aire secundario. Los quemadores de puerto pequeño o manifold son normalmente silenciosos. Si la flama en una parte del quemador es apagada, la flama de otro puerto puede actuar como piloto para encenderla si los puertos se encuentran suficientemente cerca. Este tipo de diseño de quemador deliberadamente segrega la entrada de calor sobre una gran área, lo cual es ideal para procesos de baja temperatura.

Los quemadores de gas del tipo puerto largo o presión permiten una gran generación de calor en un espacio relativamente pequeño. Este tipo incluye una gran variedad de diseños para aplicaciones especiales, pero se caracteriza generalmente por un puerto de mezcla sencillo (o boquilla) que produce una flama corta e intensa. Estos son normalmente instalados con un mezclador separado para cada puerto, aunque muchos quemadores pueden ser surtidos por un solo mezclador con un arreglo de manifold adecuado.

Los quemadores de puerto largo pueden ser del tipo abierto o cerrado. Una mezcla rica (solo con aireación parcial) se utiliza normalmente en quemadores y boquillas abiertos, y el aire secundario inducido completa el balance requerido para la combustión estequiométrica. Esta práctica nos ayuda a disminuir la capacidad requerida por el ventilador, pero usualmente queda combustible residual por que la relación aire/combustible no puede ser controlada.

Cuando se usa un quemador o boquilla abiertos sin un cuerpo refractario, un quemador de premezcla de puerto largo normalmente debe incluir un dispositivo de retención de flama que consiste de un número de pequeños puertos de "by-pass" alimentando dentro de un anillo alrededor del puerto principal. Este puerto de "by-pass" tiene una resistencia al flujo mayor que la del puerto principal; tal que la velocidad en su anillo de salida es más baja y en consecuencia, la tendencia a la flama de ser apagada es reducida en forma importante. Si por cualquier razón la flama principal es apagada, el anillo de flama, alimentado por los puertos "by-pass", sirve como un piloto para encender nuevamente la flama principal. Los quemadores con puertos de "by-pass" son también llamados quemadores de retención de flama o quemadores auto-piloteados. El chorro de mezcla emitido desde el puerto principal introduce algo del aire de los alrededores. El aire entrante dirige las flamas pilotos hacia la base del chorro de mezcla principal. Esto permite mezclas primarias más ricas, haciendo posible una mayor relación de giro. La mayoría de las puntas de pilotos son boquillas de retención de flama.

Cuando se usa un quemador sellado con un cuerpo refractario, los quemadores de puerto largo son normalmente llamados quemadores de túnel. Los quemadores de puerto largo han sido utilizados en una amplia variedad de aplicaciones industriales, incluyendo calcinadores para porcelana, refractario y ladrillo y hornos para tratamiento térmico,

forjado y fundición. Sin embargo, la mayoría han sido desplazados por quemadores de mezclado en boquilla por (1) los quemadores de premezcla usualmente no tienen características de estabilidad en rangos amplios, (2) los quemadores de premezcla no pueden ser fácilmente adaptables a configuraciones de combustibles alternos como los quemadores de mezclado en boquilla, (3) los quemadores de mezclado en boquilla pueden ser diseñados para una gran variedad de formas de flama, y (4) los grandes manifolds de aire premezclado y gas pueden ser peligrosos.

Tipos de premezcladores. En la figura 4.1 se muestra un inspirador o mezclador venturi de chorro de gas, el cual utiliza la energía en el gas para inducir al aire primario en proporción al flujo de gas. Este es el único tipo de quemadores en el que no se requiere un soplador de aire. Un mezclador similar es usado en los quemadores atmosféricos en muchas aplicaciones de combustión doméstica. El porcentaje de aire primario requerido en estas aplicaciones es muy pequeño para ser inducido por las bajas presiones de gas de las líneas domésticas. En aplicaciones industriales usualmente se requiere alta relación de giro y grandes cantidades de calor por unidad de volumen; por tanto los inspiradores son usados en la industria solamente cuando se tienen disponibles altas presiones de gas. Las buenas prácticas (reglas de dedo) dicen que para inspiradores industriales para gas manufacturado se requiere una presión mínima de gas de 5 psi, y para gas natural, por lo menos 10 psi de presión de gas. Los inspiradores pueden ser usados excepcionalmente con gas propano o butano porque deben introducirse de 25 a 30 volúmenes de aire por cada volumen de gas, lo que trae como consecuencia una boquilla sobredimensionada y un orificio subdimensionado.

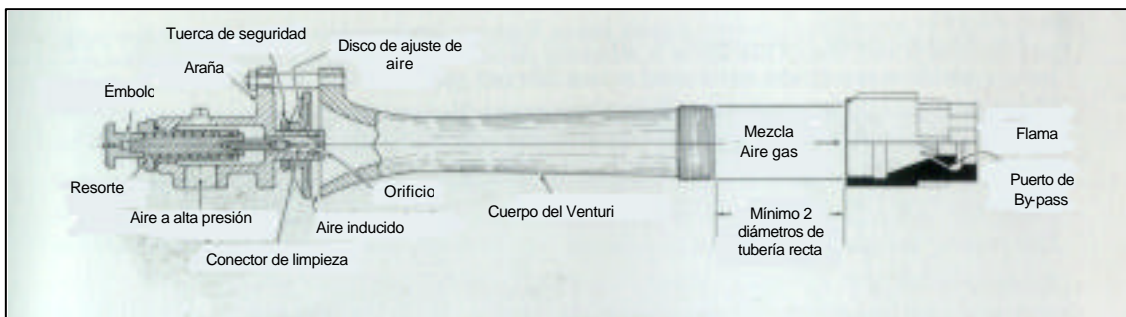


Figura 4.1 Mezclador inspirador (chorro de gas) alimentando una boquilla de premezcla de puerto largo (quemador abierto.) Véase referencia 6.

Para obtener una inspiración de aire proporcional a altas presiones de mezcla, la garganta del vénturi debe ser maquinada minuciosamente y cuidadosamente alineada con respecto al orificio del gas. La selección del tamaño del orificio del gas depende de la capacidad deseada, la relación aire/combustible, presión del gas y la densidad del gas.

Los mezcladores inspiradores pueden ser usados en hornos que tengan una presión de cámara de combustión estacionaria, pero la capacidad estará afectada por la instalación y condiciones de presión en el espacio de combustión. Las presiones negativas incrementan la capacidad del inspirador y retardan en flujo en retroceso. Las presiones positivas reducen la capacidad del inspirador e incrementan la probabilidad de retroceso. El control preciso de la relación aire/gas es difícil porque (1) cambia la presión de la cámara de combustión, (2) cambia la presión del hogar del horno y (3) el tiro. La distancia de tubería entre el inspirador y los quemadores debe ser mantenida en un mínimo. Un inspirador debe inducir un gran volumen de aire con un pequeño volumen de gas, por eso el rango relación de giro es limitado. Como una regla heurística (regla de dedo), puede considerarse que ocurrirá un retroceso cuando la presión de la mezcla cae debajo de 0.25" wc para gas natural y otros gases de combustión lenta, o debajo de 0.40" wc para gas de combustión rápida.

En la figura 4.2 se muestra un corte de un mezclador aspirador (chorro de aire), un dispositivo mezclador y proporcionador para baja presión de aire (3 a 24 osi [onzas sobre pulgada cuadrada]) y gas "cero" (gas a presión atmosférica.) El aire es empujado a través de un vénturi de tal forma que la baja presión en su garganta induce al gas dentro de la corriente de aire en proporción con el flujo de este último. Controlando el flujo de aire se controla automáticamente el flujo de gas, proporcionando una mezcla adecuada con una sola válvula de control. El difusor recupera la velocidad gradualmente en la presión de la mezcla (alrededor de 30% de la presión de suministro de aire). Un puerto ajustable de gas permite graduar manualmente la mezcla de combustión.

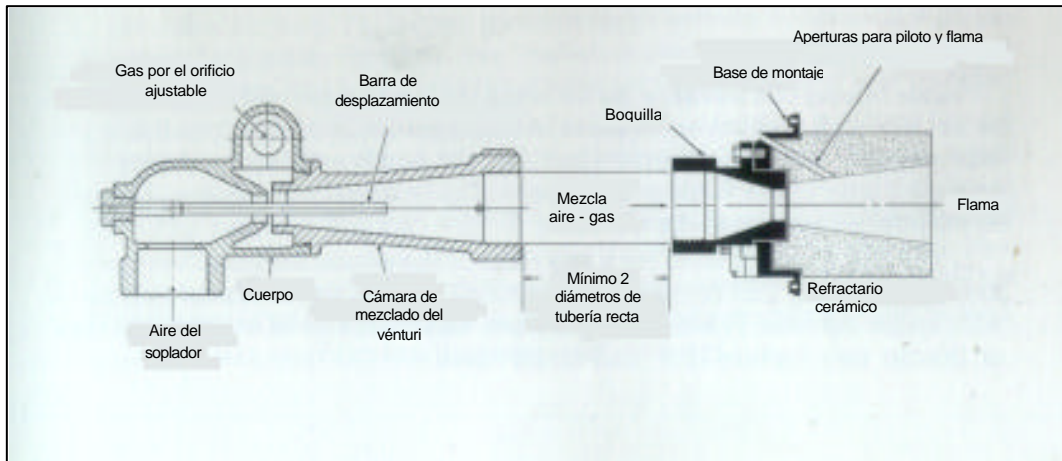


Figura 4.2 Mezclador aspirador (chorro de aire) alimentando un quemador de túnel de premezcla de puerto largo sellado. Véase referencia 6

Para que un aspirador tipo mezclador funcione apropiadamente, debe existir una relación aproximada de 2.5:1 entre el área del orificio del quemador y el área de la garganta del mezclador. Si el orificio del quemador es muy grande, la presión de mezcla desarrollada será menor y reduciendo en esta forma la presión disponible para la relación de giro. Si el orificio del quemador es muy pequeño se desarrollará una presión de mezcla mayor, pero la succión disponible para inducir el gas disminuirá, reduciendo la capacidad. Esto puede ser crítico para gases de bajo poder calorífico. Si se calcula la caída de presión después del mezclador no siempre es posible establecer la mejor relación de áreas hasta después de la instalación del equipo. El área efectiva para la garganta del mezclador puede ser ajustada después de la instalación por medio de una barra de desplazamiento de diferente diámetro a través de la garganta del mezclador.

En mezcladores mecánicos, el gas es alimentado en la entrada de aire de un compresor, soprador o ventilador. Tales dispositivos deben incluir controles para proporcionar el gas y el aire, inclusive usando gas de presión "cero". Cualquier mezclador es susceptible de retroceso, pero es más perjudicial en un mezclador ventilador porque la carcasa del soprador se llena con una mezcla combustible.

Quemadores de Mezclado en Boquillas

Como su nombre lo dice, el gas y el aire de combustión no se mezclan hasta que estos dejan el puerto de este tipo de quemador. Los dos fluidos se mantienen separados en el interior del quemador, pero los orificios de las boquillas están diseñados para crear mezclado de los fluidos cuando estos salgan. Las principales ventajas de los quemadores de mezclado en boquilla sobre los quemadores de premezclado son:

- 1) La flama no puede retroceder hacia el interior de la boquilla, porque el aire y el combustible no están premezclados. Esto no solo incrementa la estabilidad, sino que reduce los riesgos de explosión con quemadores relativamente grandes. Las tuberías de premezcla y manifolds de cédula 40 y más delgadas pueden romperse en tuberías de 4" y mayores diámetros.
- 2) Es posible manejar rangos de relación aire/combustible más amplios. Los quemadores de premezcla deben operar en los límites de flamabilidad del combustible. Solo el área inicial del quemador de mezclado en boquilla necesita estar entre estos límites, de tal forma que el aire o combustible en exceso pueden ser alimentados dentro de la corriente de la flama, resultando en relaciones aire/gas aparentemente fuera de los límites de flamabilidad.
- 3) Se tiene una mayor flexibilidad del diseño de quemadores y flamas con quemadores de mezclado en boquilla, lo cual permite combinación de diseños (quemadores duales) y desarrollando una variedad en las formas de flama como se muestra en la figura 3.1.

La figura 4.3 d-h muestra un poco de la gran variedad de configuraciones de mezclado en boquilla en uso actual. Los quemadores de las figuras 4.3d, 4.4 y 4.5 deben de ser clasificados como **quemadores de flama delantera convencional**. Estos simplemente inyectan gases calientes de combustión en un simple chorro dentro de un gran espacio de horno, donde el calor es transferido a la carga por una combinación de convección, radiación de gas caliente (CO_2 y H_2O), radiación de flama y re-radiación de refractario. Si la carga es relativamente alta con respecto a la entrada de calor de tal forma que la temperatura promedio permanece baja (abajo de 1200 °F), el calentamiento por convección será el predominante en la mayoría de los casos. A temperatura mayores, normalmente la radiación es dominante.

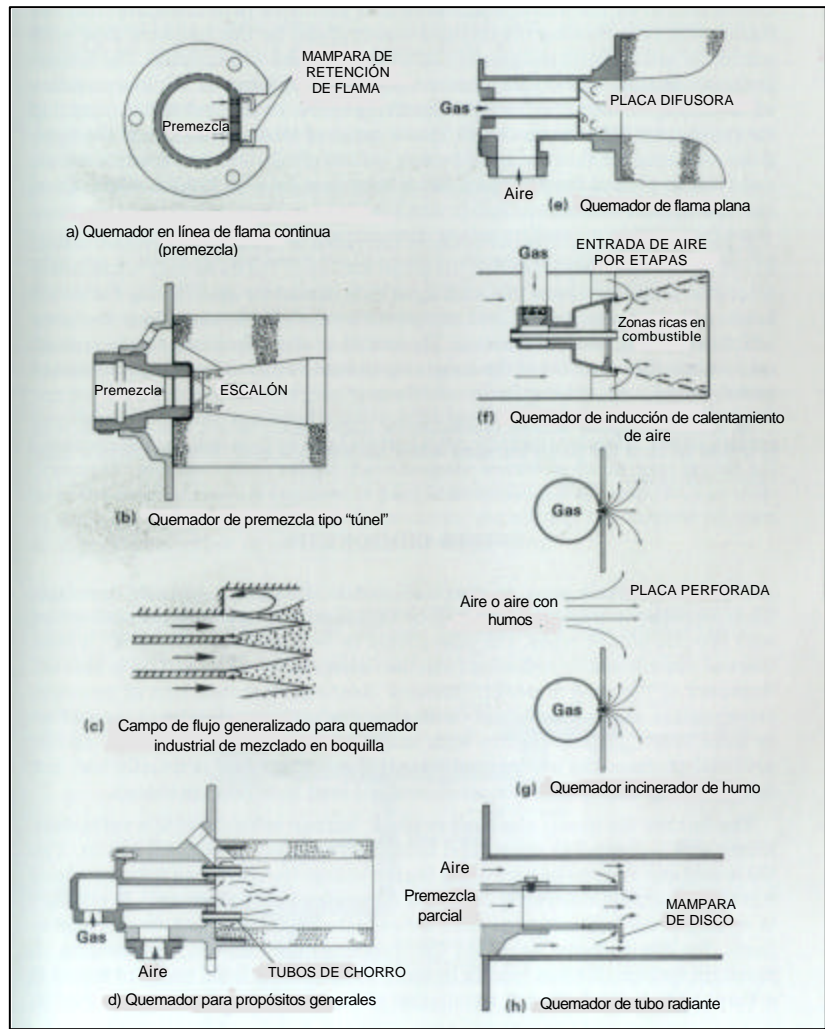


Figura 4.3 Arreglos de retención de flama. Véase referencia 6.

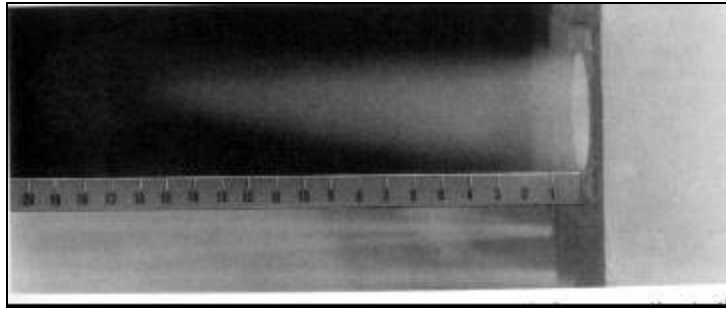


Figura 4.4 Flama de un quemador de mezclado en boquilla delantero convencional (Del tipo mostrado en la figura 4.3d) operando en la relación aire/gas correcta a 8 osi de presión de aire con una carga de 250,000 Btu/hr. Véase referencia 6.

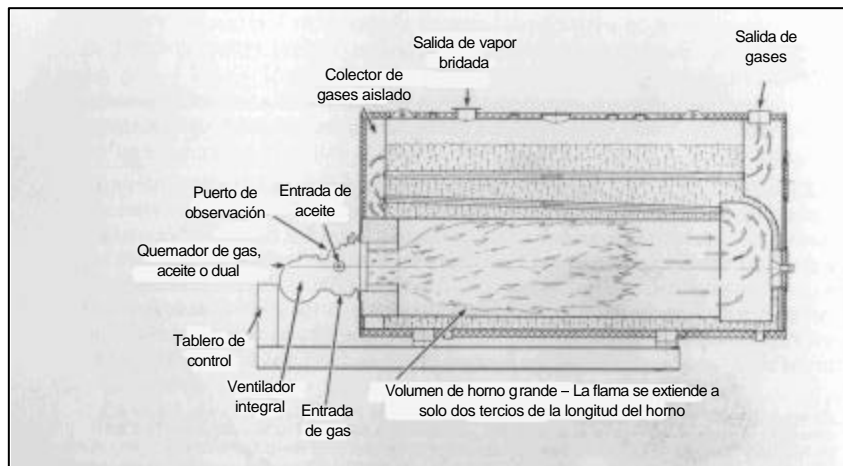


Figura 4.5 Quemador de mezclado en boquilla de flama delantera instalado en un generador de vapor de tubos de humo. Véase referencia 6.

En la figura 4.6a se ilustra un quemador de convección de mezclado en boquilla el cual presenta velocidades de gases calientes a la salida del quemador del orden de 400 millas por hora. El aire frota el interior de la boquilla del quemador, manteniéndolo frío, a pesar de la intensa reacción de combustión de alta velocidad. El chorro de alta velocidad no solo ayuda al calentamiento por convección, sino que también induce mucha recirculación de gases de combustión en el horno. Esta recirculación ayuda a la uniformidad de la temperatura y a la economía de combustible disminuyendo la

temperatura de la mezcla caliente mientras se reutilizan los gases con varias pasadas extra sobre la carga. Esto también previene la estratificación (fondos fríos y domos calientes.)

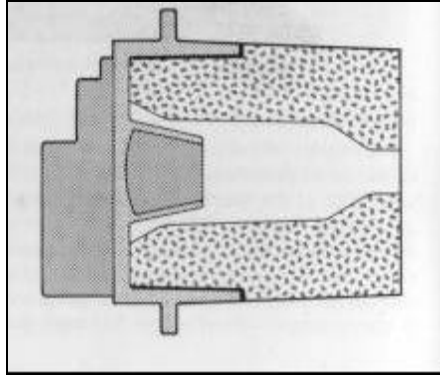


Figura 4.6a Corte transversal parcial de un quemador de alta velocidad de mezclado en boquilla diseñado para producir un chorro de gases calientes que mejora el calentamiento por convección e induce fuertes recirculaciones en el horno. Véase figura 4.6b.

Los quemadores de alta velocidad están diseñados para incrementar la transferencia de calor por convección, sin importar el nivel de temperatura o de carga térmica del horno. Esta transferencia de calor por convección puede calentar paralelamente las paredes del refractario así como la carga, resultando en un considerable calentamiento por radiación.

La figura 4.6b muestra la flama de un quemador de alta velocidad como el de la figura 4.6a, pero con la boquilla de refractario sustituida por una cámara de aleación teniendo la misma forma interna, para uso en calentamiento de aire a alta temperatura o en un horno de pared delgada, donde una boquilla de refractario convencional puede ser muy incómoda. En la figura 4.6 a o b, el refractario o la cámara de aleación sirve tanto para mezclar, así como cámara de precombustión.

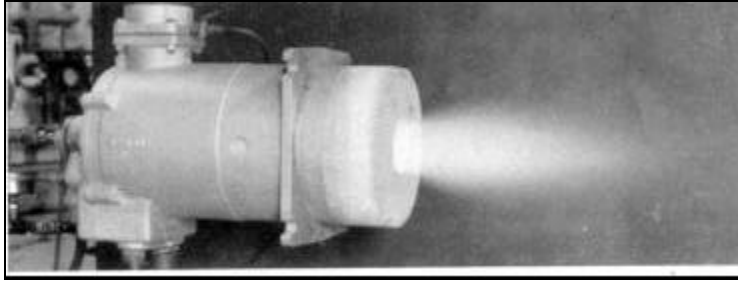


Figura 4.6b Flama de un quemador de alta velocidad. Véase referencia 6.

En la figura 4.6c y 4.6d se muestran dimensiones más grandes de quemadores de alta velocidad, como los utilizados en hornos de fundición de aluminio o para secado/precalentamiento de grandes cucharones. Como en el quemador de la figura 4.6a, entre el 10 y 60% de la combustión puede ocurrir en el interior de la boquilla, expandiendo los productos de combustión y la mezcla sin quemar remanente, produciendo una velocidad de salida demasiado alta. Las velocidades de generación de calor se encuentran del orden 418,000 Btu/hr brutos por cada pulgada cuadrada de apertura de boquilla.

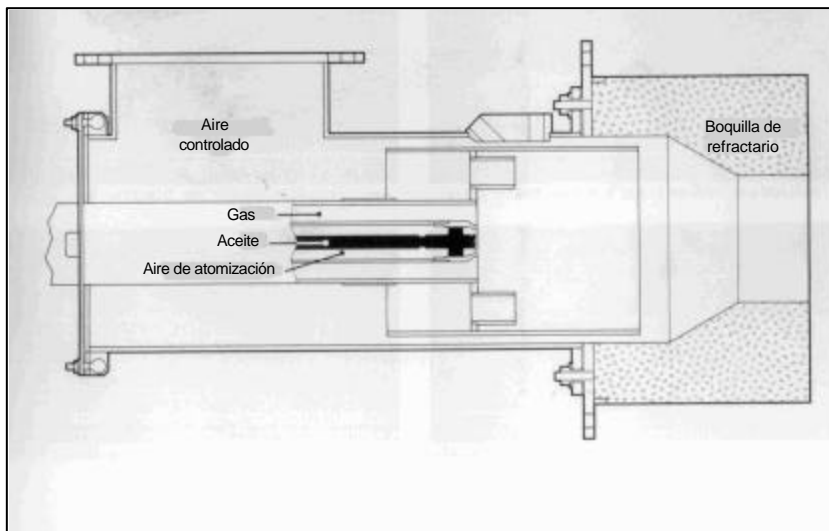


Figura 4.6c Quemador de alta velocidad de combustible dual (Gas y Aceite.) Véase referencia 6.

Otra forma de lograr el calentamiento por convección es por calentamiento de grandes volúmenes de aire y entonces circulando el aire sobre una carga en hornos de recirculación, secadores y calentadores de aire. La mayoría de estos operan a temperaturas bajas (debajo de 1200°F), debido normalmente al potencial daño que se puede causar a la carga por que el transportador se detenga y la exponga a temperaturas demasiado altas. En la figura 4.3f se muestra un quemador de convección de mezclado en boquilla que puede ser instalado tanto en incineradores, hornos de pared como en hornos y secadores (recirculación o paso directo.)

Todavía otra forma de alcanzar el calentamiento por convección utiliza la misma construcción interna que resulta en el efecto Coanda en la figura 3.1, tipo E, causando que la flama y los gases calientes se arremolinen a lo largo de la pared de un tubo de inmersión, produciendo una acción de agotamiento de alta velocidad provocando una velocidad de transferencia de calor por convección alta (Figura 4.7) Para buenas eficiencias de combustible, se prefiere montar el quemador sellado porque esto previene que el tubo se comporte como una chimenea que puede introducir un exceso de aire que absorba calor. Esta combinación de paredes frías, espacio confinado y quemador sellado conforman lo que se llama una cámara de combustión fría y hermética, una prueba muy difícil de la estabilidad de un quemador.

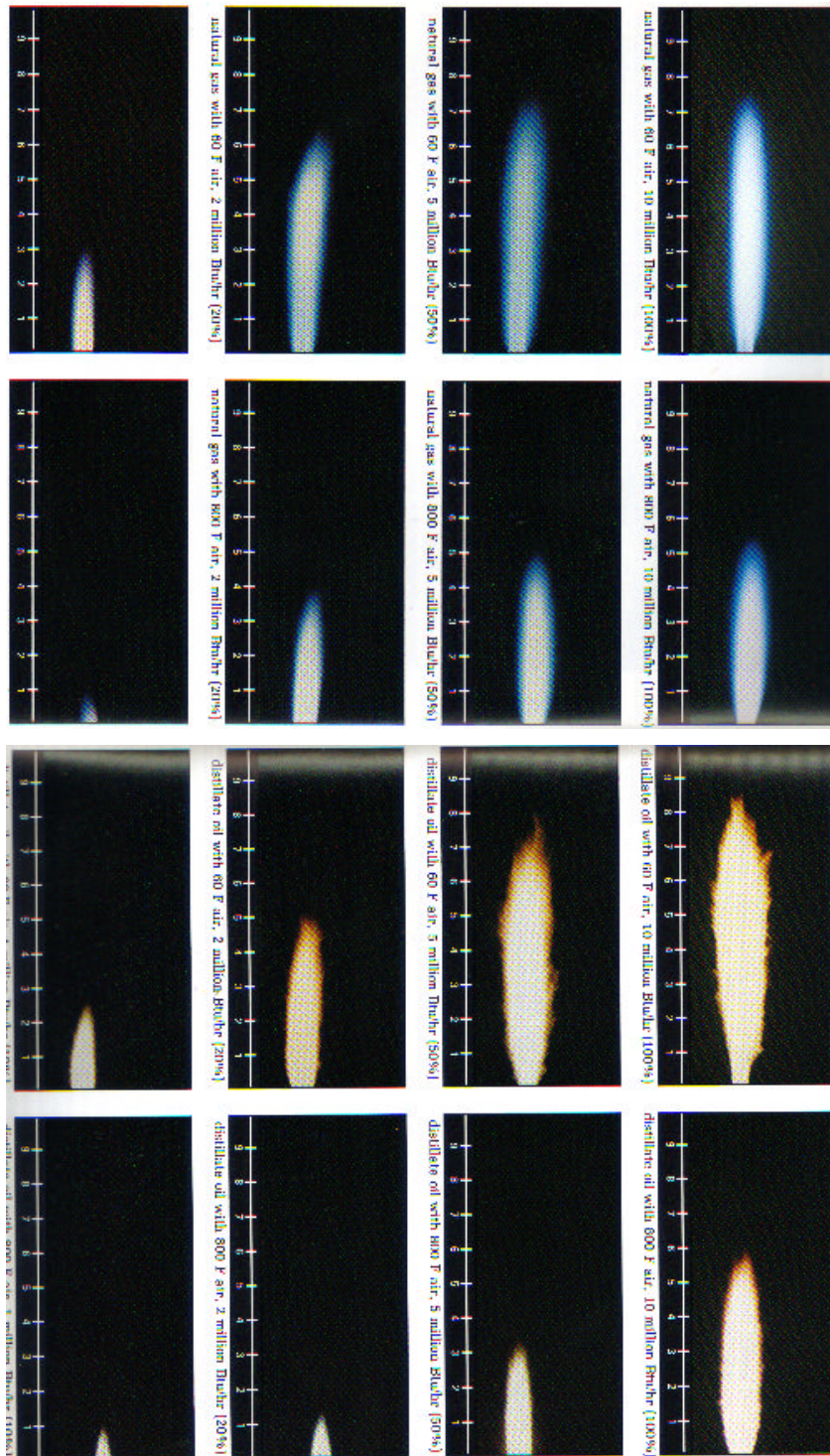


Figura 4.6d Flamas del quemador de la figura 4.6c, cada marca de la escala representa un pie de longitud. Véase referencia 6.

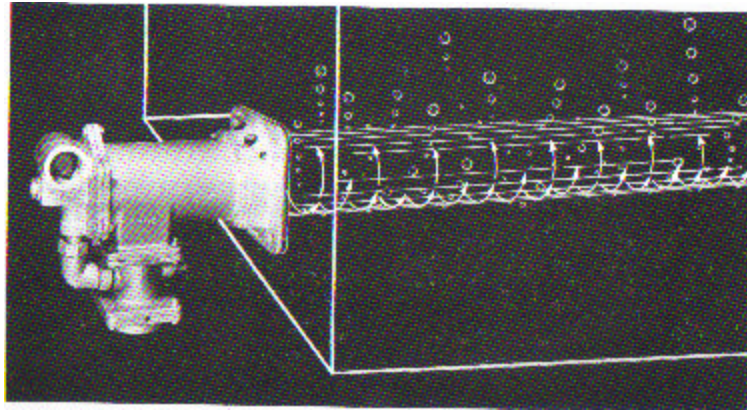


Figura 4.7 Quemador de tubo de inmersión. Véase referencia 6.

Quemadores de radiación. Donde la penetración o el impulso de la flama y los gases calientes deben eliminarse ó cuando la transferencia de calor por radiación debe mejorarse, debe de utilizarse un quemador de radiación. La figura 4.8c muestra el quemador de radiación de mezclado en boquilla de la figura 3.1 tipo E. Este tipo de radiación del quemador normalmente calienta su propio cuerpo de refractario y la superficie de refractario de la pared o el piso próximos del horno por convección desde los gases de combustión de alta velocidad que son lanzados por los laterales del quemador. Estas superficies de refractario calientes irradian calor a la carga del horno. La figura 4.8 muestra la variedad comercial de figuras de refractario para quemadores de radiación. Todos excepto el tipo “e” utilizan el efecto de Coanda. Donde se requiere calor de radiación real, es muy importante que los gases calientes no tengan una velocidad final con dirección hacia el trabajo a ser calentado. La mayoría de los quemadores radiantes de la figura 4.8 también suministran algo de calentamiento por convección.

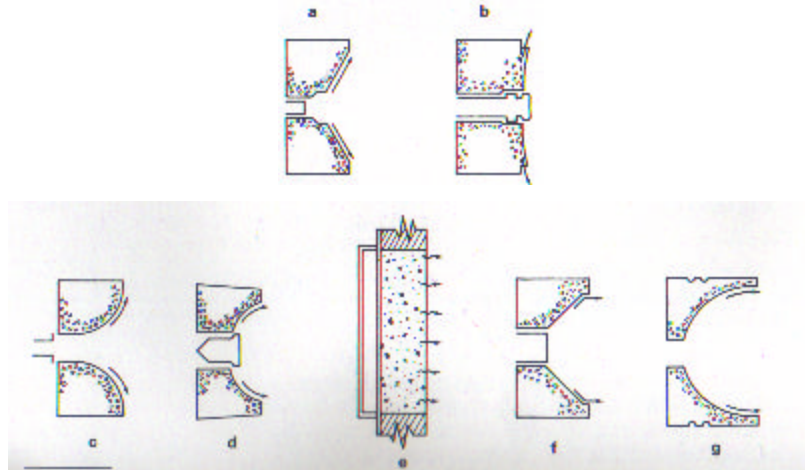


Figura 4.8 Siete estilos de quemadores por radiación. Los estilos a, c, f y g son de mezclado en boquilla; b, d y e son de premezcla. Véase referencia 6.

Quemadores de Mezclado Retardado

Este tipo especial de quemadores de mezclado en boquilla genera flamas largas y luminosas. En algunas aplicaciones se requiere una radiación directa de flama sobre grandes áreas. Este es el frecuente caso de hornos amplios o extremadamente largos donde la distribución de calor que se obtendría con las flamas cortas y claras convencionales es pobre, o donde, los quemadores se encuentran en alguno de los extremos. El arreglo ideal de calentamiento consistiría probablemente de miles de mini-quemadores de flama clara colocados alrededor de toda la carga, pero esto no es posible en la práctica. Las flamas luminosas tienen una longitud considerable y pueden rellenar un gran volumen del espacio de combustión con variaciones muy pequeñas en la temperatura de la flama en toda su longitud. La temperatura uniforme a través del espacio de combustión fomenta un uso efectivo del corazón de esta área.

Las flamas largas pueden ser producidas si la velocidad de mezclado del gas y el aire es muy baja de tal forma que los fluidos avancen una distancia considerable del quemador antes del mezclado y combustión completos. Este tipo de flama es comúnmente llamado *flama de difusión* porque el mezclado ocurre en corrientes paralelas

de flujo laminar de aire y de gas difundiendo de otra corriente (flama.) Véase figura 4.9 y tipo de flama F en la figura 3.1.

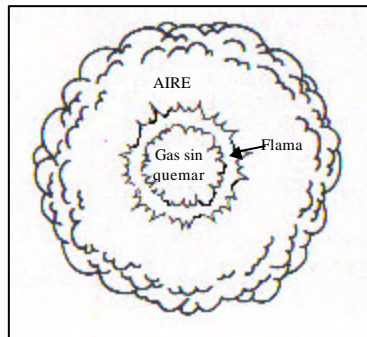


Figura 4.9 Flama de mezclado retardado, sección transversal. Véase referencia 6.

Un fuerte calentamiento de gas en ausencia de aire causa un cracking térmico (polimerización) de las moléculas de combustible en moléculas más ligeras y pesadas. Esto último genera micro partículas de hollín. Estas partículas opacas absorben calor de la flama, volviéndose luminosas y emiten energía radiante. Incrementando la concentración de partículas se genera más energía radiante.

Es muy difícil generar una flama larga de gas que no sea luminosa o viceversa, una flama de gas luminosa que no sea larga. La relación aire/gas de un quemador de mezclado retardado no puede ser juzgada por la apariencia de la flama. Es posible suministrar un exceso considerable de aire, produciendo una atmósfera oxidante indeseable mientras se observa lo que pudiera parecer una flama rica reductora.

Otra forma de crear una flama de mezclado retardado es con una *manguera de fuego tipo jet* de combustible que es lanzada lejos a través del horno antes que la fricción viscosa del aire de los alrededores de baja velocidad penetre sus capas superficiales, mezclándose y quemando todo el combustible. Véase la figura 4.9 y el tipo de flama G de la figura 3.1. Este tipo de quemador también se puede llamar dirigido por combustible.

Quemadores de tubos radiantes. Los tubos radiantes están hechos de aleaciones muy caras o de material cerámico, ya que es muy importante que ninguna parte de ellos sea dañada por sobrecalentamiento, pero también que cada pulgada de su longitud sea utilizada de la mejor manera. Esto requiere que la flama en el interior del tubo debe emanar su calor a una alta velocidad uniforme a lo largo de todo el tubo. Una flama de mezclado retardado cubre la mayoría de estos requerimientos, excepto que es un poco lenta para iniciar la combustión. Para evitar una sección fría ineficiente en uno de los extremos del tubo se introduce una premezcla parcial en el quemador. Esto produce una flama azul aproximadamente un pie de longitud de tubo mientras se desarrolla la flama luminosa. Véase figura 4.10.

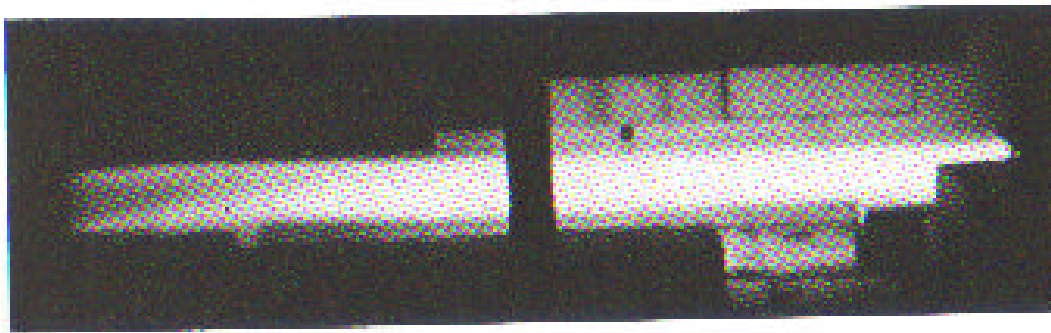


Figura 4.10 Flama de un quemador de tubo radiante. Véase referencia 6.

Los quemadores de tubos radiantes son de los equipos más difíciles de diseñar para los ingenieros de combustión. Estos no solo empujan la flama dentro de una sección transversal muy confinada y necesitan una gran transferencia de calor, también necesitan cámaras de combustión esbeltas, y durante el arranque, son cámaras frías. Como resultado de todos estos requerimientos, su uso, operación, y mantenimiento están sujetos a muchas limitaciones con respecto a otros quemadores. Además realizar todo esto con combustibles líquidos es doblemente complicado.

Quemadores de gas de dirigido por combustible. Los quemadores de mezclado en boquilla revisados previamente han sido del tipo “**dirigidos por aire**”, y por ejemplo la energía del suministro de aire produce el mezclado, la estabilidad, la forma y característica de la flama. Las presiones de gas requeridas son muy bajas.

Una nueva generación de quemadores de gas industriales utiliza la energía de la presión del gas combustible (3 a 20 psig) para hacer el mezclado, la estabilización y la formación de la flama, por lo tanto se requiere bajas presiones de aire. No se requieren deflectores o discos de turbulencia, la garganta del quemador está relativamente abierta, el tubo de gas suelto o libre tiene pocos objetos pesados que soportar y existe una menor exposición de componentes críticos por la flama o el calor del horno.

En instalaciones nuevas, el costo de los ventiladores de aire disminuye porque se requiere baja presión. En remodelaciones o nuevos trabajos la menor potencia requerida por la baja presión es un ahorro. La energía de repuesto viene de la presión de la línea de suministro de combustible, la cual es normalmente gratis y siempre disponible con gas natural. Algunos otros combustibles pueden requerir un elevador de presión.

La característica de la flama de los quemadores dirigidos por combustible puede modificarse ajustando la presión del combustible, y por suministro de combustible por una serie de puertos como radiales, tangenciales y delanteros. Esto permite el ajuste de arranque sincronizado que requiere la cámara de combustión o cambios programados de la configuración de la flama. Esto último puede controlarse por secuenciadores, sensores de temperatura, cambios en la carga, etc.

La figura 4.11 af muestran algunos de los muchos diseños disponibles de los quemadores dirigidos por combustible. Un pequeño propulsor de combustible no modulado ayuda a mantener el impulso de la flama hasta cuando el quemador es girado a velocidades de flujo pequeñas.

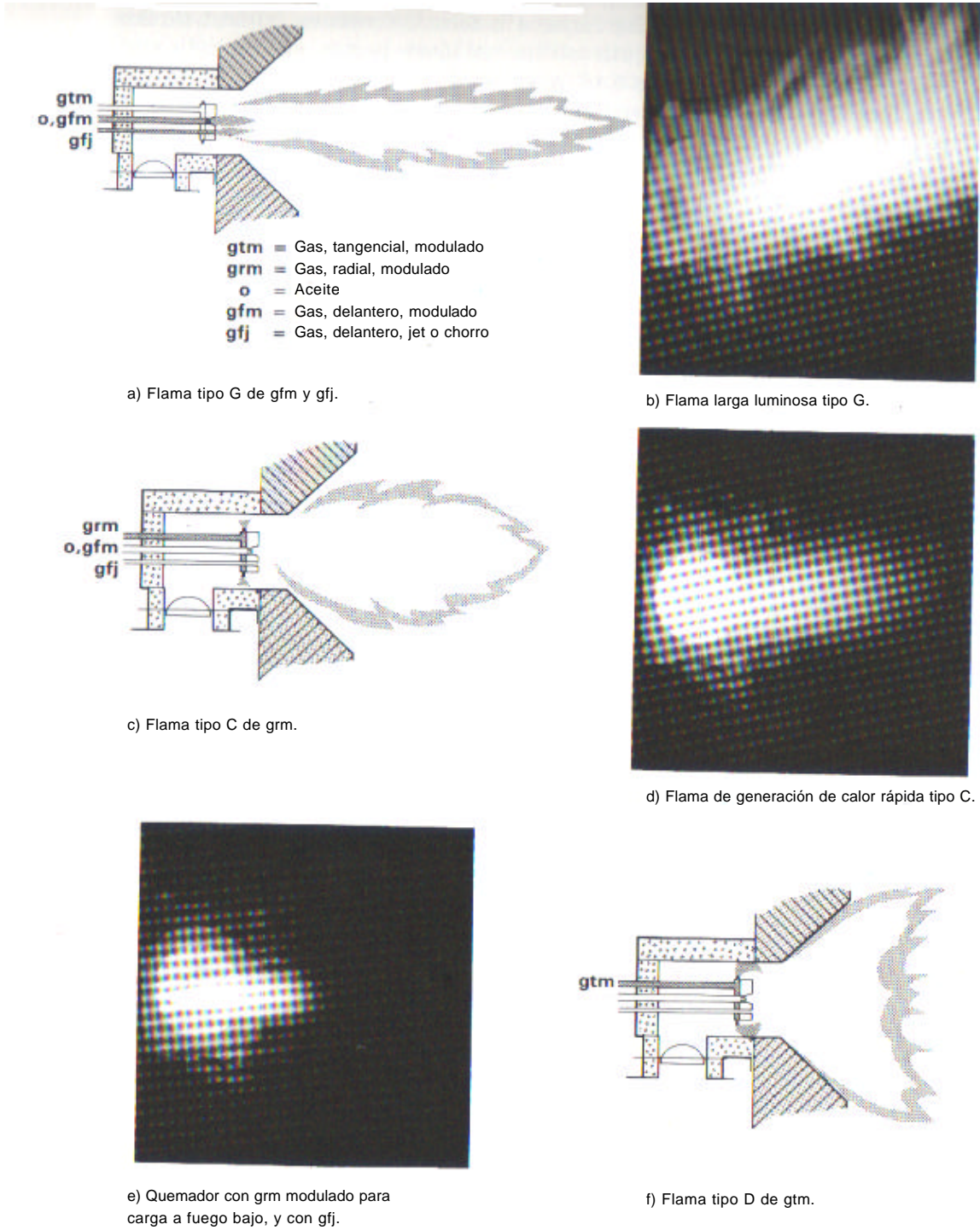


Figura 4.11 Flamas de quemadores dirigidos por combustible. Véase referencia 6.

Productos de Combustión (Products of Combustion, POC)

Comúnmente es deseable predecir la cantidad y análisis de los productos de un combustible para determinar la dimensión adecuada del desecho y la presión del horno, y para predecir el tamaño de la chimenea o las pérdidas de calor en gases de desecho.

Para cálculos aproximados, una regla heurística (regla de dedo) debería decir que el volumen de productos de combustión es igual a la suma de los volúmenes de aire y gas combustible.

Para los casos en los cuales se suministra exceso de aire, es necesario adicionar el peso o volumen del exceso de nitrógeno y el exceso de oxígeno a los productos de combustión.

Cuando existe una deficiencia de aire es difícil de predecir el volumen o el análisis de los productos de combustión, pero el peso total de los productos debe ser igual al peso del combustible más el peso del aire suministrado.

Análisis de Gases de Desecho

El análisis de los gases de desecho es usado para indicar la relación aire/combustible y para indicar el grado de conversión de la combustión. Si el mezclado es pobre, debe suministrarse un exceso de aire de tal forma que cada partícula de combustible entre en contacto con aire y se quemé. Si la flama o los gases calientes intermedios de combustión entran en contacto con una superficie fría o se encuentran una ráfaga de aire frío, gas o agua, estos son enfriados rápidamente a un nivel de temperatura en el cual la reacción de combustión no es completada apropiadamente. Estas acciones de apagado parcial pueden resultar en una combustión incompleta en donde los gases tales como O_2 , CO , H_2 y aldehidos se presentan en los gases de desecho, como en los casos de mezclado pobre. Por lo tanto, el análisis de gases de combustión es muy importante para el desempeño de los quemadores de alta eficiencia.

Controles de combustión completa

Los controles del sistema de combustión completa controlan automáticamente los tres aspectos mayores de la combustión, y están equipados para adición posterior de muchas características de control sofisticadas.

La integración de varias funciones de control de combustión en un solo controlador puede simplificar la operación y mantenimiento para sistemas de calentamiento industrial.

Tales controladores pueden ser configurados para controlar lo siguiente: 1) relación aire/combustible, con opciones para adelantar-retroceder, compensación de aire precalentado (control de flujo másico), ajuste de oxígeno, tres combustibles simultáneamente, aire más oxígeno simultáneamente (enriquecimiento); 2) presión del horno; 3) alimentación (compensado por temperatura o presión de vapor); y 4) comunicación con sistemas de control de mayor nivel.

Para cualquier horno, calentador de proceso, calcinador, incinerador, caldera, o quemador que vaya a usar a) más de 5 millones de Btu/hr de combustible, b) dos o más combustibles simultáneamente, c) aire precalentado, u d) oxígeno enriquecido, un sistema de control de combustión completa ahorrará costos de consumo de combustible y simplifica el control. Si cualquier situación como a, b, c, d, o un incremento apreciable en los costos de combustible se prevé en los próximos años, un sistema de control de combustión completa puede ser una buena inversión porque facilita el crecimiento a sistemas de control más sofisticado.

Los sistemas de control modernos de combustión han incorporado escalas en diversas unidades de ingeniería, y son adaptables para usarse con sistemas de control distribuido. Estos sistemas facilitan la supervisión remota y facilitan el análisis con información registrada para revisión.

Generación y control de ruido

Uno de los requerimientos normativos que deben cumplir los equipos de proceso en operación es el que se refiere al ruido y la magnitud máxima a la que puede estar

expuesto el personal, los quemadores y sistemas de combustión son equipos que también generaran ruido y por tanto es necesario conocer las fuentes que lo generan, así como las posibles alternativas de mitigación y control. El estudio del ruido es un campo muy amplio por lo que solo se tratará de manera enunciativa en este trabajo.

Las principales fuentes y factores de ruido durante el proceso de combustión y sus equipos periféricos son:

- 1.0 Sopladores y ventiladores.
- 2.0 Resonancia en sistemas de tubería.
- 3.0 Proceso de combustión por sí mismo.
 - 2.1 Tipo de combustible.
 - 2.2 Tamaño de partícula para combustibles líquidos.
 - 2.3 Velocidad de quemado.
 - 2.4 Tamaño del quemador.
 - 2.5 Caída de presión del quemador.
 - 2.6 Forma y tamaño de la flama.
 - 2.7 Intensidad de combustión.
 - 2.8 Relación aire / combustible.
 - 2.9 Grado de mezclado aire / combustible.
 - 2.10 Tipo de sistema de mezclado aire / combustible.
 - 2.11 Aerodinámica del puerto de ignición y de la cámara de combustión.

Una vez que la fuente de ruido está identificada, la siguiente tarea es reducir su intensidad a límites aceptables. Se pueden utilizar diversos métodos y combinaciones de ellos. Existen cinco métodos básicos para controlar el ruido, este puede ser movido, absorbido, bloqueado, reducido ó acortado en tiempo de exposición.

Las formas de mitigar el ruido son:

1. Moviendo la fuente del ruido. Esto implica alejar la fuente de ruido del receptor.
2. Absorbiendo ruido. Se utilizan materiales, el ruido pasa a través o sobre sus superficies y es absorbido.
 - 2.1 Barreras acústicas, reflectores y carcasas.

- 2.2 Silenciadores porosos.
 - 2.3 Resonadores.
 - 2.4 Reflectores.
 - 2.5 Silenciadores reactivos.
 - 2.6 Cámaras de expansión.
- 3.0 Bloqueado la fuente del ruido. Se requiere que se pueda impedir o eliminar el paso del ruido de la fuente al receptor. Por ejemplo una pared o un cuarto cerrado para la fuente o para el receptor.
- 4.0 Reduciendo la fuente de sonido. Son menos aceptados, ya que implican cambios o inversiones.
- 4.1 Sustituyendo equipo estándar por equipo de bajo ruido.
 - 4.2 Instalando dispositivos para disminuir la vibración.
 - 4.3 Rediseñando las boquillas para modificar la alimentación con inductores.
 - 4.4 Dividiendo las alimentaciones grandes en alimentaciones muchas pequeñas.
 - 4.5 Otros.
- 5.0 Reduciendo el tiempo de exposición. El personal de operación deberá estar en contacto el menor tiempo con las fuentes de ruido, siempre y cuando cumpla no exceda con los límites normativos.

CAPITULO 5. DIAGNÓSTICO ENERGÉTICO EN UN QUEMADOR DE CALCINADOR ROTATORIO INDUSTRIAL.

Se realizó un diagnóstico energético en un quemador de un horno rotatorio en una unidad industrial, con el arreglo mostrado en la figura 5.1.

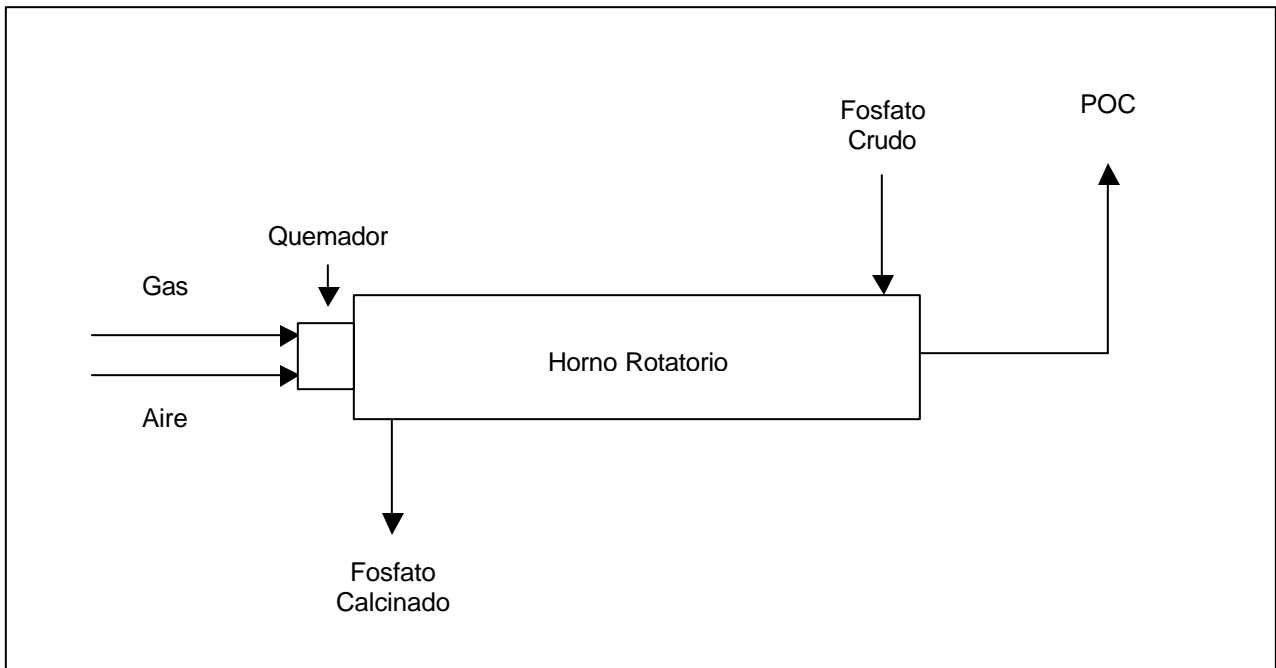


Figura 5.1 Diagrama de bloque muestra de forma esquemática las corrientes que participan en el proceso de combustión.

Los datos de operación son los siguientes:

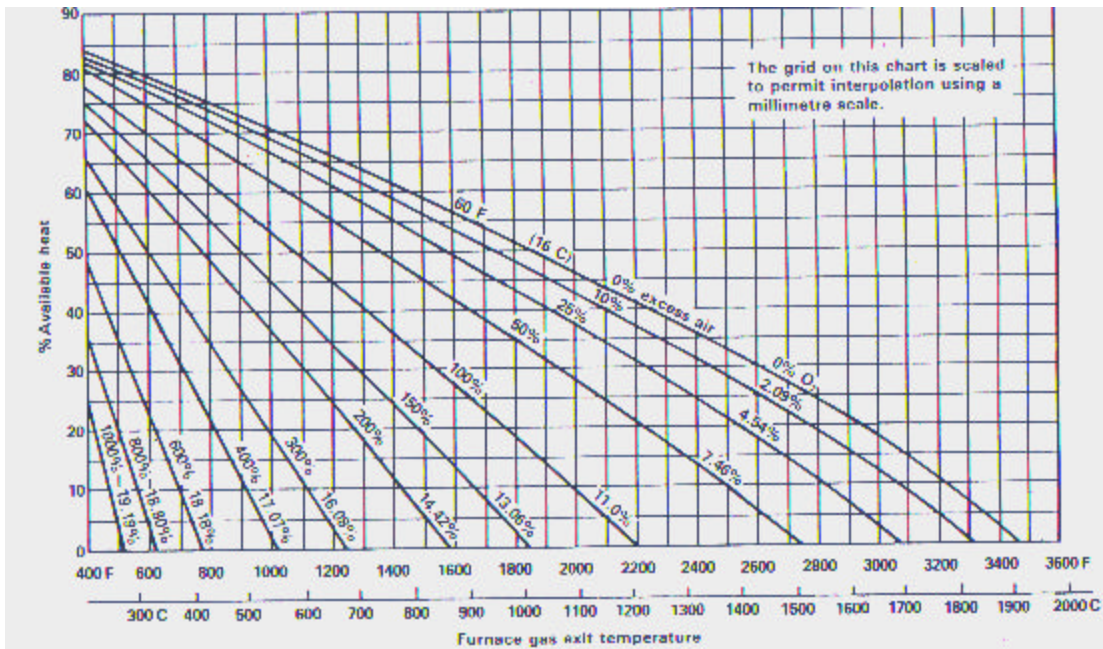
1. El modelo del quemador es North American 4545 (Convencional).
2. Capacidad de 70 MMBTU/hr⁽¹⁾
3. Temperatura de operación en entrada de 1998°F (1092°C, medido en área con termopar.)
4. Temperatura de operación en salida de 302°F (150°C, medido en área con termopar.)
5. Exceso de aire de 147% (medido en área con pistola analizadora.)
6. Eficiencia máxima de operación calculada de 75%.

Los datos generales del quemador se presentan en la siguiente Tabla:

Modelo	North American Mod. 4545
Eficiencia Máxima (%)	75%
% Exceso Gas Manejado	100%
% Exceso Aire Manejado	200%
Generación de Nox's (ppm)	14-18
Temperatura Máxima de Flama (°F)	2000
Longitud de Flama (pies)	6
Mantenimiento	Carburación cada 6 meses
Partes de repuesto	Boquilla Fotocelda Bujía de ignición
Asistencia Técnica	Expertos en la República Mexicana

La evaluación de la eficiencia de la combustión se hace a través del nomograma de eficiencia energética de quemadores (Figura 5.2.)

Figura 5.2 Carta de calor disponible para un gas natural de 1000 Btu/ft³, mostrando el efecto del exceso de aire sobre el calor disponible. Basado en un aire de 60°F (16°C.) Aplicable solo si no existen combustible no-quemado en los productos de combustión. Corregido por disociación de CO₂ y H₂O. La intersección en el eje de las x es la temperatura de flama adiabática (temperatura de mezcla caliente) para esa curva particular. Ejemplo: Con 25% de exceso de aire con gas natural, la temperatura de flama adiabática es de 3070°F ó 1688°C. Véase referencia 2.



1.- La capacidad del quemador se encuentra multiplicada por un factor que afecta proporcionalmente a todos los datos. Por ser información de una fuente confidencial.

CAPITULO 6. COMPARACIÓN REFERENCIAL ENTRE QUEMADORES DE ALTA EFICIENCIA.

Se realizará una comparación referencial técnica y económica entre dos proveedores de quemadores de gas líderes en la unión americana que son:

1. North American Manufacturing Company
2. John Zink

Después de solicitar ofertas técnicas y económicas a ambos proveedores se procedió a realizar un benchmark. La comparación entre ambos se realizará para buscar los equipos más adecuados para calcinadores y secadores rotatorios.

Asistencia Técnica

North American Manufacturing Company (Fuente <http://www.namfg.com>)

North American Manufacturing Company ofrece soporte a sus clientes desde el arranque hasta el fin. Cuenta con ingenieros experimentados y especialistas de aplicación que colaboran cercanamente con los clientes para ofrecer la mejor solución económica para las aplicaciones específicas.

Servicios de campos

Los ingenieros y especialistas de aplicación están soportados por un grupo de Servicios de Campo. Juntos suministran asistencia en el arranque en cualquier lugar del mundo, sintonización de sistemas, mantenimiento preventivo, entrenamiento, asistencia a emergencias y sistemas de soporte para productos en desarrollo.



John Zink (Fuente <http://www.johnzink.com>)

Adicionalmente al suministro de equipo, John Zink también ofrece un amplio rango de servicios de soporte tales como: soporte en diagnóstico, contratos de servicio, supervisión durante la instalación de equipo nuevo, sintonización de calentadores, inspecciones periódicas y asistencia, reorganización y análisis de desarrollos, asistencia en el arranque, entrenamiento in-situ, servicios de campo y partes de repuesto en espera. También cuenta con una unidad de investigación y desarrollo.

Mercado Internacional

John Zink (Fuente <http://www.namfg.com>)

John Zink tiene representaciones en Norte y Sudamérica, Europa, Asia y Australia y sus mercados principales son:

En la Industria de la **Refinación** los calentadores, hornos, calderas y unidades de refinería de cualquier tipo donde tienen la mayor parte del mercado mundial. En la Industria de la **Pulpa y Papel** los incineradores de materia orgánica de los gases que se arrojan hacia la atmósfera. En la Industria de **Generación de Potencia** los quemadores de ductos en sistemas de cogeneración y calderas de generación de vapor también.

North American Manufacturing Company (Fuente <http://www.namfg.com>)

North American Manufacturing Company tiene representaciones en Norteamérica, Europa, África, Asia y Australia y sus mercados principales son:

En la Industria de los **Procesos de Calentamiento** los calentadores de baja temperatura. En la Industria **Metalúrgica de Acero y Aluminio** los hornos. En la Industria **Cerámica** los hornos. En la Industria del **Vidrio** los quemadores especiales. En la Industria del **Yeso** los secadores rotatorios.

Emisiones de NOx's⁽¹³⁾

El óxido nítrico (NO) es la fuente primaria para el NO₂. El NO es normalmente formado en reacciones de combustión a temperaturas mayores a 2800°F. La concentración pico de NOx esta justo a la derecha de la línea estequiométrica (exceso de aire.) El uso de mezclas de combustión ricas, donde el oxígeno libre no existe, es una manera para reducir la formación de NOx. Las calderas y hornos a fuego directo representan una parte muy importante de las emisiones industriales de NOx's. La cinética y el equilibrio juegan un papel muy importante en las emisiones de NOx's.

North American Manufacturing Company ⁽⁸⁾⁽⁹⁾

Las soluciones para la generación de NOx's pueden ser modificaciones a la combustión, condiciones de operación y tratamiento a los gases de escape.

Esta compañía ofrece las siguientes alternativas para reducción de NOx's

1. **Reduciendo la temperatura de la flama** se reduce la formación de NO, pero el uso de exceso de aire para hacer esto provoca que los reactivos (N₂ y O₂) estén más disponibles, no menos, a la formación de NO dependiendo de la cantidad de exceso de aire.
2. **Separar en etapas el aire de combustión** (enriqueciendo la primera etapa seguida por adición de aire en una zona de más baja temperatura) es algo similar al proceso que se lleva a cabo en las flamas largas y luminosas. Como todas las técnicas de reducción de NOx's esto puede disminuir la velocidad de la transferencia de calor e incrementar el tamaño del equipo necesitado. La emisión de partículas y de CO puede incrementarse.
3. **Recirculación de gases de escape (FGR)** o dilución del aire de combustión con gases de escape ayuda a mantener baja la temperatura de flama. Se estima una reducción de 50% de NO con 15% de recirculación, pero las emisiones de partículas y CO pueden incrementarse. La intensidad de la transferencia de calor puede disminuir. Algunas flamas de alta velocidad incluyen esta recirculación.

4. **Inyección de agua u otras corrientes** para disminuir el pico de temperatura de flama puede ser fácil de lograr utilizando un atomizador de aceite cuando un quemador dual se encuentre en gas directo, pero la eficiencia puede disminuir y la corrosión incrementarse.
5. **Flamas pequeñas o delgadas**, tal como la flama plana tipo E, distribuye su energía tan rápidamente que esta reduce los indeseables NOx's porque minimiza el tiempo en la zona más caliente de la flama.

Reducción de Reactivos

6. **Bajo exceso de aire.** A pesar de obtener una temperatura de flama más alta, algunos reportes muestran una caída de 60% en los NOx's cuando el exceso de aire es cortado de 15% a 3%. " A bajos niveles de exceso de aire (cerca del estequiométrico), la temperatura de la flama incrementa, pero este factor es más valioso por la limitación de oxígeno para la formación de NOx's. Además, la combustión a bajos excesos de aire es el primer paso en la reducción de NOx's.
7. **Bajo N enlazado al combustible.** Es necesario eliminar algunos aceites pesados porque se ha encontrado que más de 0.5% de N en un aceite combustible causa un marcado incremento en las emisiones de NO. Esto no aplica para N como N₂ en combustibles gaseosos, solo N en moléculas de hidrocarburos. Típicamente un 15 a 35% del nitrógeno enlazado al combustible es convertido a NOx⁽¹³⁾.
8. **Alimentar reactantes reducidos** es posible con enriquecimiento de oxígeno o aire de combustión precalentado, pero el resultante incremento en temperatura puede contrarrestar esta ganancia.

John Zink (Fuente <http://www.johnzink.com>)

Esta compañía ofrece las siguientes alternativas para reducción de NOx's

1. **Separar en etapas el aire de combustión** enriqueciendo la primera etapa seguida por adición de aire en una zona de más baja temperatura. Como todas las técnicas de reducción de NOx's esto puede disminuir la velocidad de la transferencia de calor e incrementar el tamaño del equipo necesitado. La emisión de partículas y de CO puede incrementarse.

2. **Separar en etapas el combustible de combustión** empobreciendo la primera etapa seguida por adición de combustible en una zona de más baja temperatura. Como todas las técnicas de reducción de NOx's esto puede disminuir la velocidad de la transferencia de calor e incrementar el tamaño del equipo necesitado. La emisión de partículas y de CO puede incrementarse. Este es el proceso inverso al de etapas de aire pero buscando el mismo resultado.
3. **Tecnología de dilución de combustible.** La tecnología de John Zink **COOL FUEL** reduce las emisiones de NOx's con modificaciones mínimas a quemadores y calentadores. Además, la tecnología COOL FUEL permite modificar muchos quemadores existentes con paquetes de ajuste. La Tecnología COOL FUEL usa gases diluyentes inyectados dentro de la corriente de combustible. Los gases diluyentes pueden ser:
- a) Gas Exhaustos del Calentador
 - b) Gases Inertes (CO₂, N₂)
 - c) Vapor

La dilución de combustible es tres veces más efectiva que la dilución con aire para el control de NOx's.

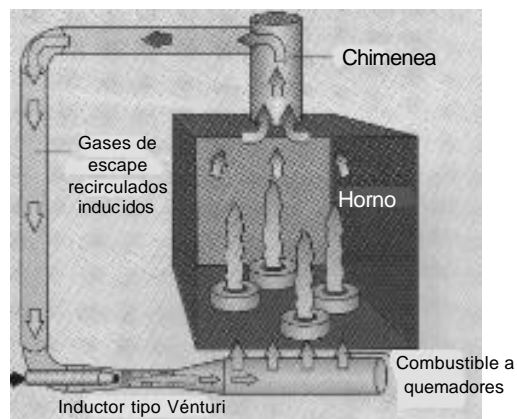


Figura 6.1. Diagrama esquemático del arreglo de un sistema COOL FUEL de John Zink.

4. **El inserto de John Zink para quemador de pared radiante** puede ajustarse a cualquier aplicación de pared radiante suministrando reducciones superiores en las

emisiones de NOx's. Las emisiones típicas de NOx's para gas natural con una temperatura de horno de 2000°F son:

- 16 ppm.
- 10 ppm con inyección de vapor.

Modelo recomendado de quemadores de alta eficiencia para calcinadores rotatorios

North American Manufacturing Company

- ❑ Modelo 4384
- ❑ Quemador tipo Magna-Flame
- ❑ Bajo NOx's Dirigido por Combustible (Mezclado retardado)

Generales

- ❑ Existen desde 3 hasta 55 millones de BTU/hr.
- ❑ Se utilizan para hornos, calderas, calentadores de proceso, secadores, etc. Arriba de 2000°F.
- ❑ Capacidad de línea para bajos NOx's.
- ❑ Ajusta la flama a la cámara de combustión.
- ❑ Distribuye el calor donde se necesita.
- ❑ Alta capacidad de giro.

Estos quemadores usan la presión del gas para crear una forma definida de flama y un patrón de calentamiento que sean los más ventajosos para la instalación que desee calentarse. Una forma de flama controlada es deseable en casi cualquier aplicación, y es esencial en muchas para obtener un desempeño óptimo del horno.

Los quemadores no. 4384 Magna-Flame dirigidos por combustible son usados con aire de combustión a temperatura ambiente en una gran variedad de hornos operando hasta 2000°F. Los principios del quemador dirigido por combustible permiten a estos modificar la configuración de la flama desde aproximadamente 750,000 Btu / hr por pie de longitud hasta 2,000,000 Btu / hr por pie. El usuario puede seleccionar manualmente la forma óptima de flama con el ajustador de flama, que es un componente integrante de la conexión de gas.

Operación

Estos quemadores han sido diseñados para una presión nominal de aire de 6" w.c. La operación de este quemador es silenciosa y es estable sobre un gran rango de relaciones aire / gas que van desde 30% ricos en combustible hasta 1000% de exceso de aire a 6" w.c. La relación de giro estequiométrico es de 10:1 con una presión principal de aire de 6" w.c. Para muchas instalaciones de quemadores que requieren alta capacidad de giro, pueden considerarse orificios de entrada de aire para asegurar una presión adecuada en el cabezal para uniformizar la entrada de aire en alimentaciones bajas.

El exceso de aire de operación recomendado por el proveedor es de 10%.

El diseño estándar es para 8 psig de gas en el quemador. Con ciertas limitaciones de operación el quemador puede usar como mínimo 2 psig de gas.

Un chorro constante de gas a 8 psig y un 5% de la máxima capacidad mantiene la definición de la flama mientras la entrada es reducida.

Para los arranques a fuego bajo se requiere una presión de 1" w.c. o menor del cabezal principal de aire.

Figura 6.2 Quemador Marca North American Manufacturing Company Modelo 4384.



John Zink

- ❑ Modelo MG-30
- ❑ Quemador marca Verloop
- ❑ Mezclado retardado (en etapas)

Generales

El quemador MG-30 permite quemar solamente gas. La operación del quemador gas puede ser controlada manualmente por el operador o automáticamente, por el sistema de control del quemador.

La función del quemador Verloop es mezclar combustible y aire en proporciones propias, para obtener una mezcla combustible adecuada para la ignición.

Partes principales del quemador

Las partes principales de cada ensamble del quemador son:

El Quemador de Gas MG-30, el Ignitor gas/electrónico GE-1/A con sistema de ignición HESI y Damper circular.

Quemador de gas MG-30

Especificaciones

Concepto	Sistema Inglés	Sistema Métrico
Tipo de Quemador (gas)	MG-30	MG-30
Presión de gas al arranque del primer quemador	2 psig	0.14 Kg/cm ²
Mínimo de carga de arranque (a un porcentaje de carga máxima)	25 %	25 %

Concepto	Sistema Inglés	Sistema Métrico
Presión máxima de operación con gas	34 psig	2.39 Kg/cm ²

Operación

El gas es suministrado al quemador a través de la conexión formada por una manguera flexible de acero inoxidable bridada, éste fluye a la cabeza del quemador de gas, que consiste en una chaqueta interior, exterior y el deflector.

Aproximadamente cinco por ciento del gas pasa a través de las boquillas primarias en el anillo del deflector y se mezcla con el arremolinado violento del aire primario, proveniente del interior del quemador. Esta mezcla completa de combustible y aire produce una estable y rápida ignición de la flama de gas primario que "se pega al deflector" y previene el fenómeno conocido como "separación de la flama".

El remanente de gas que emerge de las boquillas secundarias, en contracorriente del deflector; se mezcla con el aire secundario y es encendido con el gas que emerge de las boquillas primarias.

El exceso de aire de operación recomendado por el proveedor es de 5%.

Análisis Técnico

Basándose en las características técnicas definidas previamente se realizará el análisis de sus ventajas y desventajas.

Por tratarse de un quemador de una capacidad relativamente alta (**100 MM BTU/hr**) ambas compañías no presentan modelos de línea para este tipo de capacidades. Por esta razón la representación de **John Zink** ofrece un quemador de una marca alterna (Verloop) el cual si cumple con los requerimientos del proceso pero no está respaldado por la tecnología de punta de la marca originaria. Por el otro lado la representación de **North American** ofrece un quemador de fabricación especial, que si está soportado en la tecnología de la empresa líder pero tiene la desventaja de no contar con la experiencia de fabricación en serie donde los errores son minimizados.

Por generarse una opción poco deseable de un quemador fuera de estándares y por otro lado un quemador distinto a los reconocidos en el mercado de alta eficiencia, se tomó la decisión evaluar la instalación de dos equipos de **50 MMBTU/hr** para revisar la factibilidad de fabricación de estos, encontrándose que el compañía North American si cuenta con un equipo de línea para esta capacidad lo cual nos ofrece la certeza de un equipo fabricado de forma estándar. Por la parte de John Zink no se alcanza esta capacidad con equipos de línea por lo que se ofrece nuevamente el quemador alterno marca Verloop. Con este nuevo enfoque resulta más atractivo en principio el quemador de North American puesto que es un quemador más afín a las aplicaciones requeridas para este equipo y se ofrece como de línea.

Por la parte de asistencia técnica ambas compañías presentan un excelente nivel de servicios, los cuales van acordes con el perfil de las empresas, esto genera una gran confianza en los clientes puesto que se sentirán apoyados durante todas las etapas del proyecto.

En lo que respecta en la presencia mundial ambas compañías tienen presencia en Norteamérica, Europa, Asia y Australia donde se encuentran los países más industrializados. Por el tipo de mercados principales que tienen John Zink tiene presencia

también en Sudamérica (Industria petrolera) y North American en África (Industria de minerales.) La presencia de estas compañías es el reflejo de la confianza que han ganado en el mundo por su alta tecnología, calidad y servicio.

Los calcinadores rotatorios están mas relacionados con los mercados que maneja North American que con los mercados que atiende John Zink que son principalmente orientados al petróleo. El número de representaciones en el mundo de North American es mayor con respecto a John Zink.

En la parte de reducción de NOx's ambas empresas presentan las mismas opciones tradicionales de eliminación de contaminantes, sobresaliendo una opción de punta para cada caso. En el caso de North American las flamas delgadas reducen la formación de NOx's hasta 40 ppm por aprovechamiento instantáneo de calor hacia la carga, la normatividad nacional (NOM-085-SEMARNAT-1994) regula hasta 110 ppm en volumen en la Zona Metropolitana de la Ciudad de México. En este punto John Zink ofrece un dispositivo que reduce hasta 16 ppm la formación de óxidos de nitrógeno el cual es superior al de North American.

En lo se refiere específicamente a los quemadores que se aplican a calcinadores rotatorios el quemador que presenta la representación de John Zink tiene una eficiencia de combustión de 85% contra la eficiencia que presenta la representación de North American de 83%, principalmente por el exceso de aire que manejan para la operación normal. El equipo North American presenta una alta flexibilidad de operación de excesos de aire y de gas lo cual es valioso en operación para los ajustes de proceso durante los arranques, paros y cambios de condiciones de operación. El quemador que presenta John Zink es más eficiente en combustión, pero es menos flexible para moverse en los rangos de exceso de aire y de gas.

De acuerdo a catálogos proporcionados por proveedores y el análisis técnico de los datos tenemos la siguiente tabla técnica comparativa:

Tabla 6.0 Tabla técnica comparativa de quemadores de gas para hornos rotatorios industriales

Modelo	North American Mod. 4384	John Zink Marca Verloop Mod. MG-30
100 MMBTU/hr	Fab. especial	Fab. Línea
50 MMBTU/hr	Fab. Línea	Fab. Línea
Eficiencia Máxima (%) Temperatura de Salida de 200°C	83%	85%
% Máximo de Exceso Gas	30%	0%
% Máximo de Exceso Aire	1000%	5%
% Exceso de Aire de Operación	10%	5%
Generación de Nox's (ppm)	40	16
Dispositivo adicional para reducción de Nox's	No	Si
Temperatura de Flama (°F)	2000	2000
Longitud de Flama (pies)	50	15
Mantenimiento	Requiere de dos carburaciones y limpiezas por año.	Requiere de dos carburaciones y limpiezas por año.
Partes de repuesto	Boquilla Fotocelda Bujía de ignición	Boquilla Fotocelda Bujía de ignición
Asistencia Técnica en Campo	Cumple	Cumple
Dictamen técnico	Cumple	Cumple

6.1 Análisis económico - financiero

Se realizó un estudio económico-financiero para determinar basándose en los costos de los diferentes modelos de quemadores de alta eficiencia evaluados, cual es la mejor opción desde este punto de vista, complementando así el estudio técnico y poder determinar la mejor alternativa desde todos los aspectos considerados. Este estudio se realizó en tres etapas, la primera con la capacidad de 100 MMBTU/hr, la segunda con la nueva propuesta de dos equipos de 50 MMBTU/hr, la tercera etapa se realizó un análisis del valor presente del incremento de la inversión.

El cálculo de los ahorros generados se resume en tabla 6.2.

El análisis financiero se resume en la tabla siguiente:

Valores Financieros	Opción A	Opción B	Opción C	Opción D	A vs. B	A vs. C	A vs. D
Inversión inicial	\$164,865	\$187,920	\$215,864	\$217,500	\$23,055	\$51,000	\$52,635
Flujo de efectivo	\$409,416	\$499,728	\$499,728	\$409,416	\$90,312	\$90,312	\$0
VPN	\$1,052,000	\$1,295,000	\$1,272,000	\$1,007,000	\$245,000	\$223,000	(\$42,000)
TIR	147.1%	157.3%	137.3%	112.2%	231.4%	106.8%	-13.3%
Tiempo de recuperación	1.05 años	1.01 años	1.10 años	1.27 años	0.81 años	1.31 años	No se recupera

Tabla 6.1 Análisis financiero de las diferentes opciones de inversión, análisis del valor presente del incremento de la inversión.

Caso I (100 MMBUT/hr)

De los análisis de flujos descontados se observa que la mejor opción desde el punto de vista financiero es el Quemador de la representación de John Zink (Opción B) puesto que ofrece una recuperación de inversión en 1.01 años (doce meses) contra un tiempo de 1.27 años (quince meses) de la representación de North American (Opción D). Esta recuperación financiera se refleja en una Tasa Interna de Retorno de 157.3% para John Zink contra una Tasa Interna de Retorno de 112.2% de North American.

Esta mejoría en el costo se atribuye a que John Zink ofrece un quemador alternativo a su marca principal, lo cual le abate el costo por no ser una marca reconocida mundialmente. Y por otro lado por el hecho que la representación de NAMC tiene que ofrecer un quemador de fabricación especial, lo cual incrementa en forma importante el costo.

Caso II (50 MMBTU/hr)

De los análisis de flujos descontados se observa que la mejor opción desde el punto de vista financiero es el Quemador de la representación de North American (Opción A) puesto que ofrece una recuperación de inversión en 1.05 años (trece meses) contra un tiempo de 1.10 años (catorce meses) de la representación de John Zink (Opción C.) Esta recuperación financiera se refleja en una Tasa Interna de Retorno de 147.1% para North American contra una Tasa Interna de Retorno de 137.3% de John Zink.

Este análisis de flujos descontados demuestra que para este caso es más rentable adquirir equipo de línea, en vez de equipo de fabricación especial, North American ofrece el mejor costo puesto que es un equipo de línea sobre sus aplicaciones más reconocidas. Hay que recordar que esta opción sugiere la compra de dos equipos de proceso.

Caso III (Valor presente del incremento de la inversión)

Acorde con los resultados mostrados en la tabla 6.1, se observa que aunque la opción A, es decir, la opción de adquirir dos quemadores de la marca North American es la que representa la menor inversión con resultados financieros atractivos, las opciones B y C también son atractivas, ya que a pesar de ser inversiones mayores, se recuperaría en incremento de la inversión en poco tiempo y los beneficios a largo plazo serían mayores. De la misma tabla se puede confirmar que la opción D es la menos viable de todas al no recuperarse el incremento de la inversión.

La decisión sobre que opción es la más apropiada dependerá del estado financiero de la empresa y del capital disponible para realizar el proyecto.

Memoria de Cálculo de Ahorros Potenciales de Gas

	Quemador Convencional	John Zink	NAMfCo	
Carga Térmica Requerida ⁽¹⁾	70.000.000	70.000.000	70.000.000	BTU/hr
Eficiencia Neta ⁽²⁾	75%	85%	83%	
%Exceso de aire	147%	5%	10%	
TSGE	200	200	200	°C
Carga Térmica Total	93.333.333	82.352.941	84.337.349	BTU/hr
Combustible	Gas Natural	Gas Natural	Gas Natural	
Poder Calorífico Neto ⁽³⁾	1024	1024	1024	BTU/ft ³
Consumo de Gas	91146	80423	82361	ft ³ /hr
Costo de Gas Natural ⁽⁴⁾	0.005320	0.005320	0.005320	usd/ft ³
Costo de Operación	484.9	427.8	438.2	usd/hr

Resumen de Costos con Base en Operación Convencional

Incremento de Mano de Obra ⁽⁵⁾	0	0	0	usd/año
Incremento de Materias Primas ⁽⁵⁾	0	0	0	usd/año
Incremento de Mantenimiento ⁽⁵⁾	0	0	0	usd/año
Costo de Operación	0	-499.728	-409.416	usd/año

Total	0	-499.728	-409.416	usd/año
--------------	----------	-----------------	-----------------	----------------

Resumen de Costos de Adquisición e Instalación de Equipo (Un equipo de 100 MMBTU/hr)

Costo del Adquisición de Equipo	0	108.000	125.000	usd
Factor de Instalación ⁽⁶⁾	0	1.740	1.740	---
Costo del Equipo Instalado	0	187.920	217.500	usd

Total	0	187.920	217.500	usd
--------------	----------	----------------	----------------	------------

Resumen de Costos de Adquisición e Instalación de Equipo (Dos equipos de 50 MMBTU/hr)

Costo del Adquisición de Equipo	0	124.060	94.750	usd
Factor de Instalación ⁽⁶⁾	0	1.740	1.740	---
Costo del Equipo Instalado	0	215.864	164.865	usd

Total	0	215.864	164.865	usd
--------------	----------	----------------	----------------	------------

Notas

- 1.- La carga térmica del quemador convencional esta multiplicada por un factor solo conocido por el ponente por ser información confidencial de la empresa proporcionante.
- 2.- La eficiencia global se calcula con base al exceso de aire manejado y la temperatura de salida de gases exhaustos.
- 3.- El valor de poder calorífico neto se tomó de los reportes de suministro de gas del proveedor de dicha materia prima que para este caso es PEMEX.
- 4.- El costo de gas se tomó de la secretaría de energía del reporte de costo de gas natural del mes de marzo del 2001. Reportado en internet.
- 5.- No se considera aumento en el costo del mano de obra puesto que se utilizará el mismo personal de operación para la operación del equipo.
No se considera incremento en el costo de materias primas puesto que las materias primas son el gas, el cual representa la fuente de ahorro en ente caso y el aire, el cual se toma de la atmósfera.
No se considera incremento en el costo de mantenimiento por requerirse de dos carburaciones al año independientemente del tipo de quemador utilizado.
- 6.- El factor de instalación se tomó de los factores de instalación de equipo de Guthrie. Ver referencia no. 5

Tabla no. 6.2 Análisis Económico para la sustitución de quemador convencional por quemadores de alta eficiencia.

Tabla 6.3 (Un equipo 100 MMBTU/hr)

Proyecto de Sustitución de Quemador North American Manufacturing Company Opción D
Flujos Descontados de Efectivo

AÑO	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
UTILIDAD BRUTA	0.0	409,416.0	409,416.0	409,416.0	409,416.0	409,416.0	409,416.0	409,416.0	409,416.0	409,416.0	409,416.0
- Incremento en otros costos de mannto	0.0	4,350.0	4,350.0	4,350.0	4,350.0	4,350.0	4,350.0	4,350.0	4,350.0	4,350.0	4,350.0
- Incremento en gastos corp.	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
- Incremento en otros gtos y costos (especificar)	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
- Depreciación	21,750.0	21,750.0	21,750.0	21,750.0	21,750.0	21,750.0	21,750.0	21,750.0	21,750.0	21,750.0	21,750.0
UTOP	(21,750.0)	383,316.0	383,316.0	383,316.0	383,316.0	383,316.0	383,316.0	383,316.0	383,316.0	383,316.0	383,316.0
- ISR / PTU (42%)	(9,135.0)	160,992.7	160,992.7	160,992.7	160,992.7	160,992.7	160,992.7	160,992.7	160,992.7	160,992.7	160,992.7
UTILIDAD NETA	(12,615.0)	222,323.3	222,323.3	222,323.3	222,323.3	222,323.3	222,323.3	222,323.3	222,323.3	222,323.3	222,323.3
+ Depreciación	21,750.0	21,750.0	21,750.0	21,750.0	21,750.0	21,750.0	21,750.0	21,750.0	21,750.0	21,750.0	21,750.0
- Incremento del capital de trabajo	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
- Inversión	217,500.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
FLUJO DE EFECTIVO	(217,500.0)	244,073.3	244,073.3	244,073.3	244,073.3	244,073.3	244,073.3	244,073.3	244,073.3	244,073.3	244,073.3
FLUJO DESCONTADO	(217,500.0)	212,237.6	184,554.5	160,482.1	139,549.7	121,347.6	105,519.6	91,756.2	79,788.0	69,380.9	60,331.2

RESULTADOS ECONÓMICOS :

TIR =	112.2%	
VPN =	1,007	M DLLS
TASA VPN =	15.0%	
TIEMPO RECUPERACIÓN NOMINAL =	1.27	años

Tabla 6.4 (Un equipo 100 MMBTU/hr)
Proyecto de Sustitución de Quemador John Zink Opción B
Flujos Descontados de Efectivo

AÑO	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
UTILIDAD BRUTA	0.0	499,728.0	499,728.0	499,728.0	499,728.0	499,728.0	499,728.0	499,728.0	499,728.0	499,728.0	499,728.0
- Incremento en otros costos de mannto	0.0	3,758.4	3,758.4	3,758.4	3,758.4	3,758.4	3,758.4	3,758.4	3,758.4	3,758.4	3,758.4
- Incremento en gastos corp.	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
- Incremento en otros gtos y costos (especificar)	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
- Depreciación	18,792.0	18,792.0	18,792.0	18,792.0	18,792.0	18,792.0	18,792.0	18,792.0	18,792.0	18,792.0	18,792.0
UTOP	(18,792.0)	477,177.6	477,177.6	477,177.6	477,177.6	477,177.6	477,177.6	477,177.6	477,177.6	477,177.6	477,177.6
- ISR / PTU (42%)	(7,892.6)	200,414.6	200,414.6	200,414.6	200,414.6	200,414.6	200,414.6	200,414.6	200,414.6	200,414.6	200,414.6
UTILIDAD NETA	(10,899.4)	276,763.0	276,763.0	276,763.0	276,763.0	276,763.0	276,763.0	276,763.0	276,763.0	276,763.0	276,763.0
+ Depreciación	18,792.0	18,792.0	18,792.0	18,792.0	18,792.0	18,792.0	18,792.0	18,792.0	18,792.0	18,792.0	18,792.0
- Incremento del capital de trabajo	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
- Inversión	187,920.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
FLUJO DE EFECTIVO	(187,920.0)	295,555.0	295,555.0	295,555.0	295,555.0	295,555.0	295,555.0	295,555.0	295,555.0	295,555.0	295,555.0
FLUJO DESCONTADO	(187,920.0)	257,004.4	223,482.0	194,332.2	168,984.5	146,943.1	127,776.6	111,110.1	96,617.5	84,015.2	73,056.7

RESULTADOS ECONÓMICOS :

TIR =	157.3%	
VPN =	1,295	M DLLS
TASA VPN =	15.0%	
TIEMPO RECUPERACIÓN NOMINAL =	1.01	años

Tabla 6.5 (Dos equipos 50 MMBTU/hr)

Proyecto de Sustitución de Quemador North American Manufacturing Company Opción A
Flujos Descontados de Efectivo

AÑO	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
UTILIDAD BRUTA	0.0	409,416.0	409,416.0	409,416.0	409,416.0	409,416.0	409,416.0	409,416.0	409,416.0	409,416.0	409,416.0
- Incremento en otros costos de mantto	0.0	3,297.3	3,297.3	3,297.3	3,297.3	3,297.3	3,297.3	3,297.3	3,297.3	3,297.3	3,297.3
- Incremento en gastos corp.	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
- Incremento en otros gtos y costos (especificar)	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
- Depreciación	16,486.5	16,486.5	16,486.5	16,486.5	16,486.5	16,486.5	16,486.5	16,486.5	16,486.5	16,486.5	16,486.5
UTOP	(16,486.5)	389,632.2	389,632.2	389,632.2	389,632.2	389,632.2	389,632.2	389,632.2	389,632.2	389,632.2	389,632.2
- ISR / PTU (42%)	(6,924.3)	163,645.5	163,645.5	163,645.5	163,645.5	163,645.5	163,645.5	163,645.5	163,645.5	163,645.5	163,645.5
UTILIDAD NETA	(9,562.2)	225,986.7	225,986.7	225,986.7	225,986.7	225,986.7	225,986.7	225,986.7	225,986.7	225,986.7	225,986.7
+ Depreciación	16,486.5	16,486.5	16,486.5	16,486.5	16,486.5	16,486.5	16,486.5	16,486.5	16,486.5	16,486.5	16,486.5
- Incremento del capital de trabajo	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
- Inversión	164,865.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
FLUJO DE EFECTIVO	(164,865.0)	242,473.2	242,473.2	242,473.2	242,473.2	242,473.2	242,473.2	242,473.2	242,473.2	242,473.2	242,473.2
FLUJO DESCONTADO	(164,865.0)	210,846.2	183,344.6	159,430.0	138,634.8	120,552.0	104,827.8	91,154.6	79,264.9	68,926.0	59,935.7

RESULTADOS ECONÓMICOS :

TIR =	147.1%	
VPN =	1,052	M DLLS
TASA VPN =	15.0%	
TIEMPO RECUPERACIÓN NOMINAL =	1.05	años

Tabla 6.6 (Dos equipos 50 MMBTU/hr)
Proyecto de Sustitución de Quemador John Zink Opción C
Flujos Descontados de Efectivo

AÑO	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
UTILIDAD BRUTA	0.0	499,728.0	499,728.0	499,728.0	499,728.0	499,728.0	499,728.0	499,728.0	499,728.0	499,728.0	499,728.0
- Incremento en otros costos de mannto	0.0	4,317.3	4,317.3	4,317.3	4,317.3	4,317.3	4,317.3	4,317.3	4,317.3	4,317.3	4,317.3
- Incremento en gastos corp.	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
- Incremento en otros gtos y costos (especificar)	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
- Depreciación	21,586.4	21,586.4	21,586.4	21,586.4	21,586.4	21,586.4	21,586.4	21,586.4	21,586.4	21,586.4	21,586.4
UTOP	(21,586.4)	473,824.3	473,824.3	473,824.3	473,824.3	473,824.3	473,824.3	473,824.3	473,824.3	473,824.3	473,824.3
- ISR / PTU (42%)	(9,066.3)	199,006.2	199,006.2	199,006.2	199,006.2	199,006.2	199,006.2	199,006.2	199,006.2	199,006.2	199,006.2
UTILIDAD NETA	(12,520.1)	274,818.1	274,818.1	274,818.1	274,818.1	274,818.1	274,818.1	274,818.1	274,818.1	274,818.1	274,818.1
+ Depreciación	21,586.4	21,586.4	21,586.4	21,586.4	21,586.4	21,586.4	21,586.4	21,586.4	21,586.4	21,586.4	21,586.4
- Incremento del capital de trabajo	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
- Inversión	215,864.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
FLUJO DE EFECTIVO	(215,864.0)	296,404.5	296,404.5	296,404.5	296,404.5	296,404.5	296,404.5	296,404.5	296,404.5	296,404.5	296,404.5
FLUJO DESCONTADO	(215,864.0)	257,743.0	224,124.4	194,890.8	169,470.2	147,365.4	128,143.8	111,429.4	96,895.2	84,256.7	73,266.7

RESULTADOS ECONÓMICOS :

TIR =	137.3%	
VPN =	1,272	M DLLS
TASA VPN =	15.0%	
TIEMPO RECUPERACIÓN NOMINAL =	1.10	años

Tabla 6.7 Análisis del Valor Presente del Incremento de la Inversión

Opción A contra Opción B
Flujos Descontados de Efectivo

AÑO	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
UTILIDAD BRUTA	0.0	90,312.0	90,312.0	90,312.0	90,312.0	90,312.0	90,312.0	90,312.0	90,312.0	90,312.0	90,312.0
- Incremento en otros costos de mannto	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
- Incremento en gastos corp.	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
- Incremento en otros gtos y costos (especificar)	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
- Depreciación	2,305.5	2,305.5	2,305.5	2,305.5	2,305.5	2,305.5	2,305.5	2,305.5	2,305.5	2,305.5	2,305.5
UTOP	(2,305.5)	88,006.5	88,006.5	88,006.5	88,006.5	88,006.5	88,006.5	88,006.5	88,006.5	88,006.5	88,006.5
- ISR / PTU (42%)	(968.3)	36,962.7	36,962.7	36,962.7	36,962.7	36,962.7	36,962.7	36,962.7	36,962.7	36,962.7	36,962.7
UTILIDAD NETA	(1,337.2)	51,043.8	51,043.8	51,043.8	51,043.8	51,043.8	51,043.8	51,043.8	51,043.8	51,043.8	51,043.8
+ Depreciación	2,305.5	2,305.5	2,305.5	2,305.5	2,305.5	2,305.5	2,305.5	2,305.5	2,305.5	2,305.5	2,305.5
- Incremento del capital de trabajo	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
- Inversión	23,055.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
FLUJO DE EFECTIVO	(23,055.0)	53,349.3	53,349.3	53,349.3	53,349.3	53,349.3	53,349.3	53,349.3	53,349.3	53,349.3	53,349.3
FLUJO DESCONTADO	(23,055.0)	46,390.7	40,339.7	35,078.0	30,502.6	26,524.0	23,064.4	20,056.0	17,440.0	15,165.2	13,187.1

RESULTADOS ECONÓMICOS :

TIR =	231.4%	
VPN =	245	M DLLS
TASA VPN =	15.0%	
TIEMPO RECUPERACIÓN NOMINAL =	0.81	años

Tabla 6.8 Análisis del Valor Presente del Incremento de la Inversión

Opción A contra Opción C
Flujos Descontados de Efectivo

AÑO	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
UTILIDAD BRUTA	0.0	90,312.0	90,312.0	90,312.0	90,312.0	90,312.0	90,312.0	90,312.0	90,312.0	90,312.0	90,312.0
- Incremento en otros costos de mannto	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
- Incremento en gastos corp.	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
- Incremento en otros gtos y costos (especificar)	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
- Depreciación	5,100.0	5,100.0	5,100.0	5,100.0	5,100.0	5,100.0	5,100.0	5,100.0	5,100.0	5,100.0	5,100.0
UTOP	(5,100.0)	85,212.0	85,212.0	85,212.0	85,212.0	85,212.0	85,212.0	85,212.0	85,212.0	85,212.0	85,212.0
- ISR / PTU (42%)	(2,142.0)	35,789.0	35,789.0	35,789.0	35,789.0	35,789.0	35,789.0	35,789.0	35,789.0	35,789.0	35,789.0
UTILIDAD NETA	(2,958.0)	49,423.0	49,423.0	49,423.0	49,423.0	49,423.0	49,423.0	49,423.0	49,423.0	49,423.0	49,423.0
+ Depreciación	5,100.0	5,100.0	5,100.0	5,100.0	5,100.0	5,100.0	5,100.0	5,100.0	5,100.0	5,100.0	5,100.0
- Incremento del capital de trabajo	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
- Inversión	51,000.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
FLUJO DE EFECTIVO	(51,000.0)	54,523.0	54,523.0	54,523.0	54,523.0	54,523.0	54,523.0	54,523.0	54,523.0	54,523.0	54,523.0
FLUJO DESCONTADO	(51,000.0)	47,411.3	41,227.2	35,849.7	31,173.7	27,107.5	23,571.8	20,497.2	17,823.7	15,498.8	13,477.2

RESULTADOS ECONÓMICOS :

TIR =	106.8%	
VPN =	223	M DLLS
TASA VPN =	15.0%	
TIEMPO RECUPERACIÓN NOMINAL =	1.31	años

Tabla 6.9 Análisis del Valor Presente del Incremento de la Inversión

Opción A contra Opción D
Flujos Descontados de Efectivo

AÑO	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
UTILIDAD BRUTA	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
- Incremento en otros costos de manto	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
- Incremento en gastos corp.	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
- Incremento en otros gtos y costos (especificar)	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
- Depreciación	5,263.5	5,263.5	5,263.5	5,263.5	5,263.5	5,263.5	5,263.5	5,263.5	5,263.5	5,263.5	5,263.5
UTOP	(5,263.5)	(5,263.5)	(5,263.5)	(5,263.5)	(5,263.5)	(5,263.5)	(5,263.5)	(5,263.5)	(5,263.5)	(5,263.5)	(5,263.5)
- ISR / PTU (42%)	(2,210.7)	(2,210.7)	(2,210.7)	(2,210.7)	(2,210.7)	(2,210.7)	(2,210.7)	(2,210.7)	(2,210.7)	(2,210.7)	(2,210.7)
UTILIDAD NETA	(3,052.8)	(3,052.8)	(3,052.8)	(3,052.8)	(3,052.8)	(3,052.8)	(3,052.8)	(3,052.8)	(3,052.8)	(3,052.8)	(3,052.8)
+ Depreciación	5,263.5	5,263.5	5,263.5	5,263.5	5,263.5	5,263.5	5,263.5	5,263.5	5,263.5	5,263.5	5,263.5
- Incremento del capital de trabajo	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
- Inversión	52,635.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
FLUJO DE EFECTIVO	(52,635.0)	2,210.7	2,210.7	2,210.7	2,210.7	2,210.7	2,210.7	2,210.7	2,210.7	2,210.7	2,210.7
FLUJO DESCONTADO	(52,635.0)	1,922.3	1,671.6	1,453.6	1,264.0	1,099.1	955.7	831.1	722.7	628.4	546.4

RESULTADOS ECONÓMICOS :

TIR =	-13.3%	
VPN =	-42	M DLLS
TASA VPN =	15.0%	
TIEMPO RECUPERACIÓN NOMINAL =	24.18	años

CAPITULO 7. CONCLUSIONES

Se determinó que los principales variables que intervienen en el proceso de combustión y su eficiencia en quemadores de gas son la proporción aire / combustible, mezclado, ignición, estabilidad de la flama, calor disponible en el combustible, temperatura de flama, velocidad de la flama y la temperatura de salida de los gases de combustión. Se estudió que las principales características de un quemador son la forma de la flama, volumen de combustión, estabilidad, impulso y la relación de giro.

Se revisó que los principales componentes de los quemadores de gas son el cuerpo o plenum, el plato de montaje, la conexión de gas y el piloto.

Los quemadores de gas se dividen en quemadores de premezcla, mezclado en boquilla y mezclado retardado, los últimos dos ofrecen un desempeño superior al quemador de premezcla y sus diseños más recientes presentan alternativas de eficiencia superiores a los quemadores convencionales.

Basándose en la información técnica proporcionada por los proveedores sobre los quemadores de gas se detecta que existe una gran variedad de equipos para diferentes aplicaciones con innovaciones tecnológicas importantes.

Se determinó que el quemador más adecuado para el horno rotatorio es el de mezclado retardado ya que es el más apropiado para equipos largos y con el quemador ubicado en alguno de los extremos. Este tipo de quemadores genera una flama larga que ocupa un gran volumen de combustión, lo que ayuda a incrementar la transferencia de calor por radiación y disminuye la cantidad de aire en exceso necesario en ocasiones para uniformizar la temperatura del horno.

Los fabricantes de quemadores se han preocupado por incrementar la eficiencia y flexibilidad de los equipos ofreciendo prácticamente dispositivos acordes a las diferentes necesidades de la industria y el mercado. Estas innovaciones tecnológicas nos han llevado a mejorar la eficiencia de los procesos de calcinadores rotatorios al no requerir el uso de aire en exceso para cumplir con el desempeño de operación especificado, 5-10% de exceso para quemadores de alta eficiencia contra 150-200% para quemadores

convencionales en calcinadores rotatorios, destacando que cuando el rendimiento de transferencia de calor para el quemador convencional es aproximadamente 75%, el rendimiento para los quemadores de alta eficiencia es de 83-85%, lo cual evidentemente representa ahorros en el consumo de combustible.

De los análisis técnicos y financieros se puede observar que al realizar el proyecto con cualquiera de las dos empresas líderes en el mundo en quemadores de gas se observan beneficios económicos importantes.

Por otro lado, ambas compañías manejan alta tecnología en quemadores, siendo John Zink ligeramente mejor desde el punto de vista técnico ya que ofrece superiores reducciones de NOx's (16 ppm vs. 40 ppm) y mayores eficiencias netas de combustión (85% vs. 83%.)

Desde el punto de vista financiero, North American ofrece la mejor opción con una menor inversión inicial cuando se utilizan dos quemadores para suministrar la carga térmica requerida; sin embargo, aunque las opciones de John Zink representan mayor inversión se justificaría incrementarla puesto que se recuperaría en un tiempo razonable y el beneficio a largo plazo sería mayor.

Podemos concluir que en un ambiente técnico John Zink presenta una mejor opción en lo que a quemadores de alta eficiencia de gas se refiere, puesto que presenta mejores eficiencias de combustión y emisiones al ambiente, pero para el caso particular de los quemadores de altas capacidades para equipos rotatorios, la opción a seleccionar será North American, puesto que tiene experiencia en el área y si puede fabricar equipos de las dimensiones requeridas con todas las ventajas competitivas que respaldan su empresa.

Por otro lado, se determina que para el caso de quemadores de alta eficiencia es mejor opción trabajar con equipos de línea que solicitar fabricación especial puesto que esto incrementa el costo de fabricación.

En un análisis integral de la información se deben contemplar los aspectos técnicos y económicos, debe haber un balance global de cada etapa. Con esta visión se

concluye que la opción a seleccionar desde el punto de vista técnico-económico es el quemador propuesto por la empresa North American Manufacturing Company, nos da mayor confianza desde el punto de visto técnico y representa una menor inversión para el inicio del proyecto.

BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS

- 1.- Vandaveer, F.E. & Segeler, C.G.: Combustion, in Segeler, C.G. (ed.): "Gas Engineers Handbook", pp 2/1-2/148, The Industrial Press, New York, NY, 1965.
- 2.- NORTH AMERICAN ;Mfg. Co.: North American Combustion Handbook Vol. I Third Edition: pp 1-14; NORTH AMERICAN ;Mfg. Co., Cleveland, OH, 1986.
- 3.- Natural Gas Processors Assn.: Publication 2145.
- 4.- Factory Mutual Engineering Corporation: Handbook of Industrial Loss Prevention, 2nd ed. 42-4 through 42-29, Mc Graw-Hill Book Co., New York, NY, 1967.
- 5.- K.M. Guthrie, W.R. Grace & Co: Data and techniques for preliminary Capital Cost Estimating (ed.): pp 80-108, 1968.
- 6.- NORTH AMERICAN ;Mfg. Co.: North American Combustion Handbook Vol. II Third Edition: pp 1-27; NORTH AMERICAN ;Mfg. Co., Cleveland, OH, 1997.
- 7.- Parkinson, Gerald: A "cool" way to cut NO_x emissions (ed.): "Chemical Engineering", pp 19, Vol 108, No. 6 June 2001.
- 8.- NORTH AMERICAN ;Mfg. Co.: Introduction to NO_x: Handbook Supplement 115, August 1995.
- 9.- NORTH AMERICAN ;Mfg. Co.: NO_x Reduction: Handbook Supplement 257, May 1996.
- 10.- Bejan, Adrian. Advanced Engineering Thermodynamics, 2nd ed. pp 311-372, John Wiley & Sons, Inc, 1997.
- 11.- D. R. Stull & H. Prophet, project directors, JANAF Thermochemical Tables, 2nd ed., NSRDS-NBS 37, National Bureau of Standards, Washington, DC, 1971.

12.- Garg, Ashutosh: Get the most from your fired heater (ed.): "Chemical Engineering", pp 60-64, March 2004.

13.- McGowan, Thomas F: Charting a path for cost-effective NOx control (ed.): "Chemical Engineering", pp 36-41, October 2004.