UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
VALPARAÍSO – CHILE

"APLICACIÓN DE LA TECNOLOGÍA DE COMBUSTIÓN EN MEDIOS POROSOS INERTES (MPI) EN CALDERA DE CALENTAMIENTO DE AGUA"

ALEXANDER HAUCK SABADINI

MEMORIA DE TITULACIÓN PARA OPTAR AL TÍTULO DE:
INGENIERO CIVIL MECÁNICO MENCIÓN ENERGÍA

PROFESOR GUÍA: DR. ING. MARIO TOLEDO T.
PROFESOR CORREFERENTE: MG. ING. JAIME ESPINOZA S.

MAYO - 2013

RESUMEN

El presente trabajo consiste en la investigación teórica y la construcción de un dispositivo de calentamiento de agua mediante medios porosos inertes (MPI). En este estudio teórico-experimental se buscó aprovechar las ventajas que poseen los medios porosos tanto para la generación como también la disipación de energía para luego realizar sus respectivos ensayos de laboratorio.

Se realizó una evaluación de un artefacto de producción de agua caliente sanitaria que funciona con llama libre mediante la norma Nch1938. Esto fue realizado para objeto de comparación de parámetros tales como eficiencia, tiempo de precalentamiento y emisiones de combustión, con los que podría diseñar un artefacto que funcione mediante medios porosos. Posteriormente se construyó un quemador y se realizaron pruebas de estabilidad mediante la velocidad de frente de combustión midiendo las temperaturas de pared. Se midió la temperatura de los gases de escape del intercambiador y quemador para observar el comportamiento de los gases dentro del intercambiador, los cuales muestran que el intercambiador opera eficientemente, incluso condensando el vapor de agua. Se realizó un nuevo cambio en el diseño basado en problemas experimentales obtenidos. Se realizan estudios de flujos axiales y radiales en el quemador poroso mediante un intercambiador en la base para entregar una magnitud de cuanto calor se distribuye en cada intercambiador de calor. Los resultados del artefacto diseñado muestran que podría funcionar con una alta eficiencia térmica y las limitantes están relacionadas con parámetros del quemado parcial del combustible inyectado en MPI.

En conclusión, la investigación muestra que el artefacto diseñado funciona con una eficiencia térmica de aproximadamente 76% en su punto más óptimo, y es capaz de calentar agua cumpliendo con los requisitos para generar agua caliente sanitaria según Nch1938; sin embargo, se tienen que mejorar parámetros de la combustión y la estabilización del quemador en MPI para poder lograr una mayor eficiencia térmica.

ABSTRACT

This work is focused of the research and the construction of a water heater device by means of inert porous media (MPI). In this theoretical and experimental research, it was sought to use the advantages that provides the porous media as the energy generation through combustion and the energy dissipation so that they may later perform their respective testing.

An evaluation of a water heater was performed for sanitary purposes that works with free flame according to the Nch1938 norm. This was performed for the objective of comparison of parameters such as efficiency, start-up time and combustion emissions, with which it could design a device that works with porous media. For this, a burner was built and stability test was performed with the combustion flame front velocity measuring the wall temperatures of the burner. The exhaust gases temperature of the heat exchanger and the burner were measured, which showed that the heat exchanger operates efficiently, even condensing the steam inside of it. A new design was constructed because of experimental problems obtained. An experiment of axial and radial heat flux was performed in the porous burner through a heat exchanger of the base of the burner to quantify a magnitude of how much heat is distributed in each heat exchanger.

The result of the designed device shows that it could work with a high thermal efficiency and not reaching higher efficiency are related to parameters such as the incomplete burn of the fuel injected into the MPI.

In conclusion, the investigation shows that the device works in its optimal point with a thermal efficiency of 76% approximately, satisfying the request to generate hot water for sanitary purposes according to Nch1938; nevertheless, it has to improve parameters, such as the combustion and stability in the MPI, in order to reach higher thermal efficiencies.

GLOSARIO

e: exceso de aire.

Vq: velocidad normal de quemado.

W_O: Índice de Wobbe.

PCS: Poder calorífico superior del combustible.

PCI: Poder calorífico inferior del combustible.

S: número de swirl.

FGR: “fuel gas recirculation”.

SCR: reducción catalítica.

BZHR: “burner zone heat release”.

C_p: Calor especifico del agua a presión constante, $4{,}186x10^{-3}$.

MPI: Medio poroso inerte.

P_e: Número de Péclet .

d_m: Diámetro del poro equivalente.

S_L: Velocidad laminar de la llama de premezcla.

k: Coeficiente de conductividad del gas .

ρ: Densidad del gas.

c_{pg}: Calor especifico del gas.

ε: La densidad del medio poroso.

N_u: Número de Nusselt.

D_o: El radio interno de una sección cilíndrica.

h: Coeficiente de convección del fluido circulante.

Re: número de Reynolds.

Ts: temperatura de pared.

d_0: Diámetro del espiral del intercambiador de calor principal.

D_o: Radio del cilindro intercambiador.

Rp: relaciones de radio de poro, $\frac{d_0}{D_o}$.

Da: número de Darcy, $\frac{K}{{d_0}^2}$.

u_d:Velocidad Darciana.

K: Permeabilidad.

μ: Viscosidad del fluido neutowniano.

p: Presión del fluido.

F: coeficiente de inercia.

lc: largo característico del sistema poroso.

tkr: numero adimensional de conductividad térmica, $\frac{k_e}{k_f}$.

K_e: Coeficiente de conductividad térmica efectiva del sistema matriz porosa-fluido.

K_f: La conductividad térmica de la matriz porosa.

Pr: número de Prandlt.

$\dot{V}_{S,metano}$: Flujo volumétrico estandarizado de metano a 101.4 kPa y 21.1°C.

$\rho_{S,metano}$: Densidad estandarizada de metano a 101.4 kPa y 21.1°C.

η_i: Eficiencia del componente “i”.

Z: largo del intercambiador precalentador.

Nf: combustible con nitrógeno.

Índice de contenido

RESUMEN i
ABSTRACT ii
GLOSARIO iii
INTRODUCCIÓN xii
OBJETIVOS xiv
CAPITULO 1: Combustión con llama libre 1
1.1 Aspectos más importantes 1
1.2 Características del medio reactivo 3
1.3 Combustibles 4
1.4 Clasificación de combustibles comerciales 4
1.4.1 Naturales o primarios 4
1.4.2 Artificiales o secundarios 5
1.5 Medio reactante de combustión 5
1.6 Material Volátil 8
1.7 Características de las llamas 9
1.8 Realización de la combustión 9
1.9 Estabilización de la llama 10
1.10 Quemadores domésticos 11
CAPITULO 2: Quemadores y calderas industriales 13
2.1 Formación de los NOx 13
2.1.1 Formación térmica de NOx 13
2.1.2 Formación inmediata de NOx 15
2.1.3 Formación por combustible de NOx 16
2.2 Emisiones de los quemadores 16
2.2.1 Quemadores convencionales 16
2.2.2 Bajos niveles de NOX 17
2.2.2.1 Quemadores con bajo nivel de NOx 17
2.2.2.2 Quemadores de ultra bajos NOx 21

2.5 Requerimientos de un quemador para funcionar para una caldera.....22
2.5.1 Tecnología convencional de quemadores para calderas 23
2.5.2 Tecnología de bajos NOx para calderas 23
2.5.3 Diseños de quemadores por etapas (“Stage combustion”).....25
2.6 El diseño de calderas en función de los impactos de NOx.....26
CAPITULO 3: Análisis de una caldera convencional 28
3.1 Esquema de la caldera.....28
3.2 Procedimientos de ensayo según Nch1938.....30
3.2.1 Combustión 30
3.2.2 Rendimiento 32
3.2.3 Tiempo para alcanzar la temperatura.....33
3.3 Desarrollo experimental 34
3.3.1 Combustión 34
3.3.2 Eficiencia de la caldera.....35
3.3.3 Ensayo de tiempo de calentamiento 40
3.3.4 Ensayo con cierre aire de suministro 42
CAPÍTULO 4: Combustión “sin llama”.....46
4.1 Introducción a tecnología de medios porosos.....46
4.2 Quemador de MPI.....49
4.2.3 Ventajas de un pequeño quemador de MPI 49
4.2.4 Estabilización de la combustión en MPI.....51
4.2.5 Modulación de la potencia.....53
4.2.6 Construcción de quemadores porosos.....54
4.2.7 Cuerpos de la estructura 56
4.2.8 Aislamiento 57
4.2.9 Material poroso 57
4.3 Intercambiador de calor poroso.....60
4.3.1 Intercambiador de “Aleta porosa” 61
4.3.2 Numero de Reynolds en la transferencia de calor.....63
4.3.3 Efectos de la porosidad.....64

4.3.4 Tamaño de la aleta porosa 65
4.3.5 Pérdida de presión 66
4.3.6 Material poroso 69
4.3.7 Aspecto hidrodinámico.....76
4.3.8 Conductividad del medio.....77
4.4 Características resultantes 78
4.5 Diseño del intercambiador de calor 81
4.6 Partes del quemador 84
CAPITULO 5: Pruebas experimentales 86
5.1 Cambio de diseño.....86
5.2 Quemador.....88
5.2 Estabilizacion mediante medicion del frente de combustion 90
5.3 Eficiencia térmica para un Lambda de estabilización.....94
5.4 Flujos de calor hacia los intercambiadores 97
5.5 Velocidad de frente de combustión para 1.5 [lt/min].....101
5.6 Análisis de gases de escape 102
5.7 Características de los gases de escape 105
5.7 .1 Rendimiento de quemado 105
5.7.2 Rendimiento de combustión 105
POSIBLES MEJORAS 109
CONCLUSIONES 111
REFERENCIAS.....113
ANEXOS 115
ANEXO A: Tabla de flujos de aire-combustible.....115
ANEXO B: rendimiento de combustión y de quemado medidos. 116
ANEXO C: Instrumentación. 119
Manómetro Serie “LF”.....119
Termocupla tipo K 120
Contador de agua 120
Flujometros másicos.....121

Analizador de gases.....122
ANEXO C: Planos del dispositivo 122

Índice de figuras

Figura 1.1: "Variación del rendimiento energético y de la contaminación global en función del exceso de aire" [1].....6
Figura 1.2: Límites de ignición de las mezclas $\boldsymbol{CH4/O2/N2}$ [1].....7
Figura 1.3: Estabilización de la llama en el borde de un mechero: a) caso de premezcla, b) caso de difusión [1]. 11
Figura 1.4: Esquema de quemador domestico que explica el efecto Venturi [1].....12
Figura 2.1: relación de los niveles de NOx con la temperatura [2].....14
Figura 2.2: Esquema de funcionamiento con aire en etapas [2]. 18
Figura 2.3: Inyector de bajo NOX funcionando con aire por etapas y los inyectores de gases. [2].....19
Figura 2.4: Generación de giro en un quemador [3]. 20
Figura 2.5: generación de distintos números de Swirl [3]. 21
Figura 2.6: Esquema de un quemador de bajo NOX tipo Venturi y swirl [2]. 25
Figura 2.7: Relación del NOx con el BZHR de varias calderas [2].....27
Figura 3.1: Esquema de partes de la caldera comercial ensayada. 28
Figura 3.2: Manómetro de baja presión instalado en la caldera. 29
Figura 3.3:Entradas de agua fría, gas y salida de agua calientes sanitarias de la caldera comercial ensayada.....30
Figura 3.4: Regulación de la temperatura del balón de gas. 39
Figura 3.5: Temperatura de entrada y salida de la caldera en función del tiempo de inicio de la medición.....41
Figura 3.6: Suministro de la caldera de aire primario de combustión.....42
Figura 3.7: Inyectores de la llama libre en la caldera comercial ensayada.....44
Figura 3.8: Ventilador de tiro forzado usado para aumentar el tiraje de los gases de escape. 45
Figura 4.1: Muestra el perfil de entalpia a lo largo del quemador [4].....47
Figura 4.2: Perfil de temperaturas a lo largo del quemador poroso [4]. 48
Figura 4.3: Diagramas de flujos de calor de la combustión en un medio poros [4]. 49

Figura 4.4: Esquema de la transferencia de calor y masa en MPI [4].....51

Figura 4.5: a) combustión en MPI con llama libre (puesta en marcha) b) llama "enterrada" en el MPI. [4].....53

Figura 4.6: Muestra un esquema de un quemador de medios porosos ideal [4].....55

Figura 4.7: Modelación de perfil de temperaturas a lo largo del quemador [5]. 56

Figura 4.8: Distintos materiales cerámicos que se pueden usar para crear distintos medios porosos (esferas, espumas y fibras respectivamente) [5]. 58

Figura 4.9: Esquema de flujos en una aleta porosa [7]. 62

Figura 4.10: Muestra la influencia del número de Reynolds en el número de Nusselt [8].....63

Figura 4.11: Muestra la temperatura superficial de la tubería vs el número de Reynolds [8]. 65

Figura 4.12: Relación del número de Nusselt para distintos Rp y con un numero de Darcy $10-5$ vs el largo del precalentador [8]. 66

Figura 3.13: Determinación de la velocidad Darciana [9]. 67

Figura 4.14: Valores de pérdida de presión para distintos Rp y números de Darcy [8].....68

Figura 4.15: muestra un paquete cubico de esferas [11].....71

Figura 4.16: Muestra los órdenes en distribución de paquetes de esferas [11]. 72

Figura 4.17: Relación entre la porosidad y el tamaño de grano [11]. 73

Figura 4.18: Paquete de esferas metálicas para el medio poroso del intercambiador de calor. 75

Figura 4.19: Muestra la velocidad axial adimensional para distintas relaciones de radio de material poroso recubierto [8].....76

Figura 4.20: Aproximaciones numéricas. Influencias combinadas de Da, Rp y tkr; en función del número de Nusselt promedio [8]. 77

Figura 4.21: Influencia del número de Nusselt promedio de pared para distintos Rp y distintos valores de Darcy [8].....78

Figura 4.22: Modelación numérica muestra el efecto del número de Prandtl en el numero promedio de Nusselt para un Re=100 y un numero de Darcy de 2x$10-4$ [12].....79

Figura 4.23: Muestra todos los parámetros que afectan al número de Nusselt [8].....80

Figura 4.24: Zonas optimas de intercambio de calor para el intercambiador a diseñar. 81

Figura 4.25: Diseño final del prototipo de caldera a utilizar. 84

Figura 4.26: Efectos del exceso de aire en la distribución de temperaturas en el medio poroso para esferas $Al2O3$ [5].....85

Figura 5.1: Diseño modificado del artefacto para disminuir las pérdidas de flujo radial. 87

Figura 5.2: Inicio de la combustión en medios porosos para 1 [lt/min] de gas natural con un valor lambda de 1. 88

Figura 5.3: quemador de medios porosos en puesta en marcha para un caudal de 1,7 [lt/min] de gas natural con lambda de 0,9. 89

Figura 5.4: Combustión en medios porosos con la llama insertada en el medio para un flujo másico de 1,7 [lt/min] de gas natural con un lambda de 1,2. 90

Figura 5.5: Esquema de la medicion de la velocidad de frente de combustion en el quemador. 91

Figura 5.6: Muestra la termocupla tipo K de contacto en los puntos de patrones equidistantes de 1 [cm] para la medición de temperatura de pared. 92

Figura 5.7: Muestra velocidades del frente de combustión para distintos valores de lambda para un flujo de gas natural de 1.7 [lt/min]. 93

Figura 5.8: Relación de eficiencia térmica vs flujo de combustible para un lambda de estabilización de 0,87 para distintos combustibles cumpliendo con Nch1938. 95

Figura 5.9: Eficiencias térmicas instantáneas de regímenes de distinto flujos de agua con distintos valores de lambdas usando gas natural.....96

Figura 5.10: Temperaturas de agua de entrada y salida del enfriador de base para un flujo de combustible de 1,74 [lt/min].....98

Figura 5.11: intercambiador principal (parte superior) y enfriador (parte inferior) del dispositivo desmontados. 99

Figura 5.12: Muestra la velocidad de frente de combustión para distintos valores de lambda para un flujo de gas natural de 1,5 [lt/min]. 102

Índice de tablas

Tabla 3.2: Valores promedios de la medición del flujo de agua y las temperaturas. 35

Tabla 3.3: Valor de parámetros del agua para las condiciones examinadas. 36

Tabla 3.4: Poder calorífico superior e inferior de componentes del gas licuado [16]. 37

Tabla 3.5: Datos obtenidos del ensayo de la caldera para el cálculo del tiempo de calentamiento. 40

Tabla 3.6: Datos obtenidos del ensayo de la caldera para entrada limitada de aire. 43

Tabla 3.7: Valor de parámetros del agua para las condiciones examinadas. 43

Tabla 4.1: Diferentes materiales porosos que pueden ser usados en la combustión de medios porosos siendo ψ la densidad del medio poroso [5]. 59

Tabla 4.2: Datos comparativos de distintos materiales para la combustión en medios porosos [6]. 60

Tabla 4.3: Distintas permeabilidades para distintos materiales [10]. 70

Tabla 4.4: Ordenamiento de paquetes de esferas [9]. 74

Tabla 5.1: Velocidades de frente de combustión para distintos valores de lambda y caudal de 1.7 [lt/min]. 92

Tabla 5.2: Características de combustibles chilenos [15]. 94

Energía entregada por el gas:.....94

Tabla 5.3: Datos obtenidos de la medición flujo de calor radial. 100

Tabla 5.4: Velocidades de frente de combustión para distintos valores de lambda y caudal de 1,5 [lt/min] de gas natural.....101

Tabla 5.5: Análisis de gases de escape a la salida del dispositivo para un flujo de gas natural de 1.5 [lt/min]. 103

Tabla 5.6: Análisis de gases de escape a la salida del quemador para un flujo de gas natural de 1.5 [lt/min]. 104

INTRODUCCIÓN

La combustión es uno de los procesos de mayor interés práctico en el mundo debido a su escala de utilización, este proceso es el más importante en la ingeniería. Pese a que la combustión tiende a disminuir, la mayor parte de la energía proviene de fuentes combustibles como petróleo, carbón y gas natural. Resulta necesario no depender de recursos no renovables porque estos son cada día más costosos y escasos. Para esto se realizarán hoy y en el futuro medidas para aumentar la eficiencia de equipos térmicos.

Muchas actividades dependen de la combustión, el transporte mundial depende casi en totalidad de ello. Grandes cantidades de energías a partir de la combustión se utilizan para el transporte, tanto para vehículos terrestres y aviones. Incluso recientemente ha crecido el uso de combustibles en aplicaciones tales como cortadoras de césped, sopladores, cierras de corte, etc. no solo en pequeñas aplicaciones, los procesos industriales también recaen fuertemente en la combustión. Acero, aluminio, cobre y otras refinaciones de metales emplean hornos mediante quemado, y también para dar tratamientos térmicos y un valor agregado a los productos terminados. Sumado a la ayuda en la creación de nuevos productos, la combustión también ayuda al término del producto una vez que se acaba la vida útil de este, tal como el quemado de desperdicios. La incineración es un viejo método que está recibiendo mayor interés por la cantidad limitada de espacio a utilizar.

Se espera que trabajos innovadores generen más motivación para seguir desarrollando nuevas tecnologías en nuestro país. Así, nuevos trabajos e importancia de la tecnología nacional pueden ser consolidados.

Debido a los buenos rangos de modulación de los quemadores porosos combinado con su bajo tamaño, y también sus bajos valores de emisiones de gases, el concepto de combustión en medios porosos resulta en un concepto innovador que ayudará a disminuir costos; permitiendo así, realizar pequeñas aplicaciones no industriales fácilmente. Sumado a lo anterior también está la ventaja de la pequeña dimensión de

los quemadores porosos, estos pueden instalarse en antiguas construcciones fácilmente sin hacer mayores cambios. No necesitaría una pieza extra para su utilización, sino pequeños espacios para su instalación.

La utilización más eficiente de combustibles se hará más importante con el paso del tiempo. Esta necesidad motiva el trabajo de un nuevo diseño que permite el uso de nuevos combustibles de bajo poder calórico a alcanzar eficiencias que no son alcanzables por métodos convencionales (llama libre). Quemar gases combustibles de baja calidad en vez de liberarlos a la atmosfera pueden ser combustionados de una mejor manera mediante la combustión en medios porosos inertes.

OBJETIVOS

- Estudio del proceso de combustión en medios porosos inertes, quemadores y calderas.
- Estudiar parámetros de operación de una caldera comercial.
- Diseño y construcción de quemador poroso con sistema de intercambio de calor.
- Desarrollo de pruebas experimentales y análisis comparativo de eficiencia del proceso respecto de un sistema convencional.
- Estudiar experimentalmente los perfiles de temperatura, velocidades de llamas y productos de combustión del quemador de medios porosos inertes.
- Determinar los parámetros óptimos de operación para obtener emisiones mínimas en el proceso de combustión.
- Análisis de resultados, conclusiones y posibles mejoras del diseño experimental.

CAPITULO 1: Combustión con llama libre

1.1 Aspectos más importantes

Como una forma introducción al tema de este trabajo, se hará una mención a los aspectos más importantes de la combustión en general.

La combustión consiste en una reacción química de oxidación en la que unos elementos combustibles, principalmente carbono (C), hidrógeno (H), y azufre (S), se combinan con oxígeno liberando energía. La reacción se verifica con un gran desprendimiento de energía, en forma de calor y luz. La definición se puede resumir en un proceso de reacción química exotérmica auto mantenida por conducción de calor y difusión de especies.

Sus aplicaciones se pueden resumir en:

- calefacción de habitáculos (hogueras, estufas, calderas).
- producción de electricidad (centrales térmicas).
- propulsión (motores alternativos, turbinas de vapor, turbinas de gas).
- proceso de materiales (reducción de óxidos, fundición, cocción).
- eliminación de residuos (incineración de basura).
- control de incendios (barreras cortafuegos).
- iluminación (hasta finales del siglo XIX era el único método de luz artificial).

El proceso de combustión es la reacción química más importante de las ingenierías, en especial la ingeniería mecánica. Este proceso, pese a que tiende a disminuir, se usa mayoritariamente para la creación de energía. (96% en 1975, 90% en 1985 y 40 % en 1995*)* y esta se hace por combustión de petróleo, carbón y gas natural. Y no solo es importante el estudio de la combustión controlada de los recursos primarios usados en la producción de trabajo y calor, sino que también es preciso estudiar los procesos de combustión incontrolada (fuegos) para tratar de prevenirlos en el caso de accidente.

También cobra interés el estudio de combustión de materiales de desecho (incineración) con la finalidad de minimizar contaminación ambiental.

La combustión es un proceso fácil de realizar porque genera mucha entropía y su tendencia a reaccionar es muy alta; mucha energía ordenada en los enlaces químicos pasa rápidamente a energía térmica (desordenada) de las partículas generadas. La mayor parte de la materia que nos rodea está integrado por mezclas reactivas (combustibles y oxígeno del aire) en equilibro llamado meta estable, y a veces basta con forzar localmente la reacción para que se autopropage. La combustión es difícil de estudiar debido a los siguientes motivos:

- es un proceso multidisciplinario (termoquímico y fluido dinámico) fuertemente acoplado.
- los procesos de transporte de especies y calor (fenómenos de no equilibrio) son dominantes, la fuerte exotermicidad da lugar a altas temperaturas, enormes gradientes (llama).
- los enormes gradientes espaciales y los cortos tiempos de residencia en ellos provocan estados de no equilibrio local.

La combustión es de un carácter multidisciplinario. Para entenderla se tiene que tener un cierto conocimiento en ciencias básicas como:

- La termodinámica, que define si el proceso es viable y predice la composición final, la energía liberada y la temperatura alcanzada en el equilibrio.
- la cinética química, que trata de predecir el mecanismo detallado de la reacción, la velocidad de reacción, el por qué se producen radicales luminiscentes e ionizados, etc.
- la transmisión de calor y de masa, que define como se difunden la energía térmica y las especies.

- la mecánica de fluidos, que, con los datos de las anteriores, dirigida a establecer los balances de flujos apropiados para permitir, al menos teóricamente, abordar la solución del problema.

Además de ello, el predecir la combustión con alguna computador es difícil debido a los órdenes de magnitud tan dispares de variables y las distintas escalas espacio-temporales que entran en juego.

Lo complicado que puede ser la combustión hace que a veces se estudie la combustión de forma teórica, y características de la combustión tales como tipos, preparación de mezcla, tipos de llamas, quemadores y dispersión de contaminantes.

1.2 Características del medio reactivo

En algunas aplicaciones se utilizan combustibles y oxidantes especiales, como por ejemplo la propulsión de cohetes. En los de líquidos suele usarse hidrógeno y oxígeno líquido o queroseno y oxígeno líquido, o dimetil-hidracina (NH_{10} $-N(CH_3)_2$) y tetroxido de dinitrogeno (N_2O_4). En los propulsantes sólidos se usan conglomerados de doble base (combustible y oxidante unidos), como el perclorato amonico (NH_4ClO_2). Estos combustibles sólidos tienen la ventaja de que no detonan, aunque se haga pasar una onda de choque a través de su medio (puede pasar en un recipiente cerrado). Del mismo tipo es la pólvora (nitrato sódico o potasio con azufre y carbón) utilizado en la pirotecnia. Existen otras sustancias (llamadas explosivos) que si son capaces de detonar, clasificándose en explosivos primarios (fulminatos) si basta con una fricción, chispa, llama o calentamiento para que aparezca la onda detonante, y explosivos secundarios (compuestos con nitrocelulosa, nitroglicerina, trinitrotolueno, nitrato amónico, etc.) si es necesario hacer pasar una onda de choque para que detonen; estos ultimo suelen arder simplemente si no son excitados con onda de choque, y al calentarlos se descomponen en lugar de detonar (aunque bajo ciertas condiciones pueden detonar directamente).

1.3 Combustibles

Las propiedades más relevantes de los combustibles son: la composición (y contenido de impurezas), la entalpia estándar de reacción (también llamada poder calorífico, en valor absoluto); la densidad, viscosidad y coeficiente de dilatación (para el almacenamiento y transporte); la entalpia de vaporización (conviene que sea baja); la presión de vapor (conviene que sea alta para que no haya que gasificar artificialmente); los límites de ignición (por chispa), auto inflamación y extinción, la toxicidad y la compatibilidad con otros materiales (tubos, juntas, válvulas, bombas, etc).

En los carbones es importante la granulometría, el contenido en humedad y cenizas. El petróleo pesado hay que precalentarlo para que fluya bien y se atomice mejor. En ambos casos, el contenido de azufre puede hacer inservible el combustible, por los problemas de contaminación. El manejo de los GLP requiere depósitos a presión y es caro, y al ser su densidad mayor que la del aire requieren ventilación de seguridad, aunque su uso es muy limpio y no contamina. El gas natural no es fácil de almacenar (depósitos criogénicos) y hay que canalizarlo (gran coste de infraestructura).

1.4 Clasificación de combustibles comerciales

Los combustibles comerciales se pueden clasificar en:

1.4.1 Naturales o primarios

- Sólidos: Carbón, madera y otros tipos de biomasa, aunque pueden incluirse muchos metales (son demasiado caros y solo se usan para destello térmico o luminoso). A veces se incluye entre los combustibles sólidos en sentido amplio el uranio, aunque el proceso que con él se realiza no es de combustión sino de desintegración radiactiva.
- Líquidos: Petróleo y sus derivados (gasolina, gasóleo y petróleo pesado).

- Gaseosos: Gas natural y gases licuados del petróleo (GLP).

1.4.2 Artificiales o secundarios

- Sólidos: Coque (destilado de la hulla), carbón vegetal (destilado de madera a unos 250 °C; madera + calor + carbón vegetal +gas+alquitran), biomasa residual (basura y desagües humanos, estiércol, paja, etc.).
- Líquidos: Alcoholes (destilados de la biomasa), aceites de nafta y benzol (destilados del petróleo).
- Gaseosos: Destilados de la madera (gas pobre, compuesto de CO y H2 y obtenidos quemando madera a 900 °C con 1/3 del aire teórico), destilados de la hulla (gas de aire, conteniendo principalmente CO, y gas de agua, conteniendo principalmente H2 y CO), destilados del petróleo. En el futuro se podría genera hidrógeno por descomposición térmica del vapor de agua a T>2500 K, aunque no vale la energía solar (400 K) ni siquiera la de fisión nuclear. Los aparatos para producir gas combustible artificial se llaman gasógenos.

1.5 Medio reactante de combustión

El comburente (u oxidante) principal es el oxígeno del aire, aunque en algunas aplicaciones especiales se usa aire enriquecido en oxígeno e incluso oxígeno puro. El aire puede suponerse que tiene una composición molar de 0,21O_2+0,79N_2 , es decir, 3,76 moles de N_2 por cada mol de O_2, o bien 3,3 kilos de N_2 por cada kilo de O_2. Las mezclas combustible/comburente pueden prepararse previamente (gases premezclados) o ir generándose a medida que avanza la combustión (gases difundiéndose o líquidos y sólidos evaporándose). Desde la más remota antigüedad, la combustión ha sido de esta segunda forma (de difusión), y solo recientemente (Bunsen, 1855) se viene utilizando la de premezcla. En combustiones con exceso de aire sobra oxígeno en gases de escape, sin embargo cuando hay falta de aire el

combustible no aparece en las posibilidades de sustancias a la salida; en realidad, las moléculas son inestables a alta temperatura que pueden descomponerse por pirolisis aun en casos de falta de aire y resultan en sustancias no totalmente oxidadas, tales como CO, hollín, aldehídos, etc. El hollín es un polvo de orden de $10^{-8}\ a\ 10^{-5}$ [m] de composición empírica de CH.

Se llama dosado a las proporciones en que se prepara o realiza la mezcla. El dosado es importante para aplicaciones específicas. La riqueza de la mezcla es una forma de cuantificar el grado de dosado utilizado, y se puede definir como el cuociente entre la relación de combustible/aire real y la estequiometrica. Si es menor a 1 la mezcla es rica y si es mayor esta es pobre. Por ejemplo la potencia máxima en los motores Otto se consigue para riquezas de 1,05 a 1,1 (aunque en ralentí la riqueza es mayor), la de los diésel tiene lugar entre 0,4 y 0,5, y las de las turbinas de gas entre 0,2 y 0,25, esta última para enfriar los gases hasta el límite metalúrgico de la turbina.

Para calderas y hornos se habla de exceso de aire, "e". Este varia de 0,1 (10% exceso de aire) a 0,4 según los casos. Al aumentar "e" se consigue disminuir las emisiones pero el rendimiento también baja, porque aumenta el caudal de humos y el aire, que no aporta en nada a la combustión, se calienta y sale sin proveer energía.

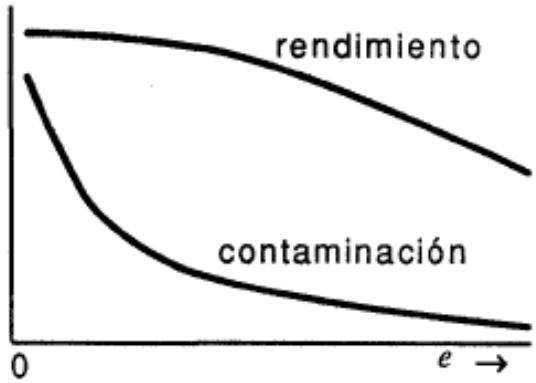


Figura 1.1: "Variación del rendimiento energético y de la contaminación global en función del exceso de aire" [1].

En grandes instalaciones (100 MW <) se trata de disminuir al máximo los excesos de aire sin sobrepasar el umbral de contaminación permitido. Esto hace que los controles de los sistemas de regulación tengan que ser muy sofisticado.

Para que la combustión ocurra tiene que estar entre ciertos límites. Si la concentración de gases como metano está en una tasa metano/aire del rango 0,05 a 0,15 se provoca localmente una reacción llamada ignición. Este se propaga en todas direcciones y a una velocidad dependiente del combustible. Fuera de los límites de ignición o de inflamabilidad, la deposición local de energía hace arder localmente la mezcla, pero no es capaz de propagarse.

En este punto ocurre la deflagración que es una inflamación que produce un gradiente de presión constante. Los límites de ignición son muy importantes en el momento de almacenar un combustible, la mezcla aire combustible dentro del estanque tiene que estar fuera de los límites de flamabilidad, porque el combustible está en un estado inestable. Estos límites se pueden ver fácilmente en gráficos como por ejemplo en la figura **1.2**.Estos límites varían poco con la presión, aunque a presiones bajas se va estrechando el rango hasta hacerse ininflamable la mezcla (p.e. por debajo de 10 kPa no se puede quemar ninguna mezcla de CH4/aire).

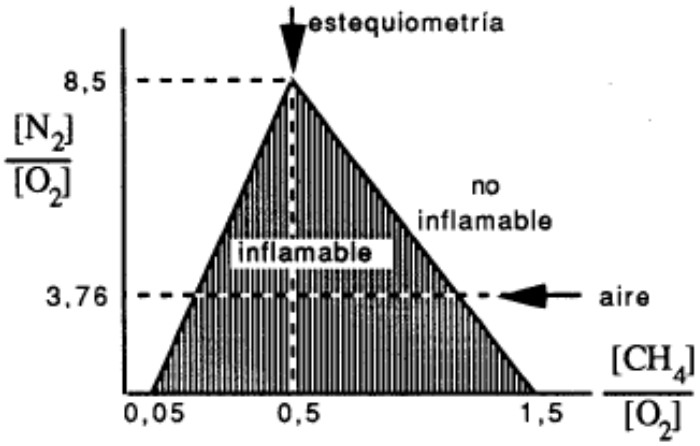


Figura 1.2: Límites de ignición de las mezclas $\boldsymbol{CH_4/O_2/N_2}$ [1].

La combustión de una mezcla puede ser casi-instantánea (sin propagación de llama, como en la auto inflamación), o con propagación de llama, cuya velocidad puede ser subsónica (deflagración) o supersónica (detonación), dependiendo de las condiciones iniciales y de contorno.

La extinción de la combustión un proceso puede producirse por cambio de composición, que algún reactivo se agote, se inunde de materia inerte o algún inhibidor. También se puede extinguir por disminución de temperatura, variación de presión o también variaciones del tamaño del sistema (bajo milímetros no avanza la reacción). Esto cobra mayor importancia en el manejo de combustible, tanto su uso como su transporte por razones de seguridad.

En general se podría decir que lo que interesa controlar en un proceso de combustión es:

- Eficiencia: que se queme completamente y se libere toda la exergia.
- Intensidad: que la potencia liberada por unidad de volumen del reactor sea grande.
- Estabilidad: que no se apague con las fluctuaciones normales en T, p, ***Xi*** y otros.
- Contaminación: que no produzca inquemados (CO, hollín, aldehídos), ni óxidos de alta temperatura (NO,), ni óxidos de impurezas (SO_2).

1.6 Material Volátil

El material volátil es aquella porción que, excluyendo el vapor de agua, se desprende en forma de gas cuando el combustible es calentado (a una temperatura de prueba estándar). Consiste de hidrocarburos y otros gases resultantes de la destilación y descomposición térmica. La temperatura y el tiempo de la prueba son esenciales. El contenido de material volátil de los combustibles sólidos vara en un rango muy

amplio. Puede ser tan alto como 70% a 77% en caso de la madera, o inferior a 10%, como es el caso típico para carbones antárcticos.

1.7 Características de las llamas

Es el frente de reacción de combustión, el espesor es estrecho (menos de un milímetro). En este espacio tiene lugar la descomposición y recombinación molecular. La clasificación de las llamas puede ser por el tipo de mezcla de los reactivos (premezcla o difusión), el tipo de flujo, la posición relativa a las paredes (anclada o libre), por el tipo de combustible.

En las llamas de premezcla la combustión es más intensa y eficiente que en la de difusión. Se consigue más potencia térmica, y se generan menores contaminantes (mejor eficiencia de la combustión). El color de la llama suele ser azulado. La velocidad de la llama varía mucho con la composición.

En las llamas de difusión, en cambio, la difusión es el mecanismo dominante. Estas llamas no tienen características propias como velocidad de propagación, espesor de la llama, límites de ignición. El rango de velocidades en el que arde puede ser más extenso. Y estas son de color amarillento (se forma más hollín). Son más voluminosas para la misma potencia térmica, lo cual puede implicar un problema para la geometría de la cámara de combustión sin embargo son más seguras dado que la mezcla es reactiva solo en la salida del inyector.

Al inyectar el combustible en un quemador el movimiento creado puede ser turbulento (Re>4000) en donde el transporte de calor y masa es más efectivo, la llama es más corta y su forma es fluctuante. Esta genera ruido pero lo más importante es que la velocidad de quemado es mayor porque tiene mayor superficie.

1.8 Realización de la combustión

Hay dos modos muy diferentes de realizar una combustión controlada:

- Quemando en régimen discontinuo una pequeña cantidad (motores alternativos y pulsorreactores). Si es en grandes cantidades se considera combustión incontrolada y se llama fuego.
- Quemando en régimen estacionario en una llama anclada (velas, candiles, mecheros, charas de combustión continua, en lechos fluidizados, etc., hasta las hogueras pueden considerarse de este tipo).

1.9 Estabilización de la llama

Es el aspecto más importante de un quemador puesto que influye en la eficiencia y los contaminantes. La estabilidad se puede lograr aerodinámicamente, térmicamente o químicamente. Muchas veces se trata de una combinación de efectos. La estabilidad aerodinámica se refiere a las regiones en donde el fluido se compensa con la velocidad de la llama. Las llamas quedan auto estabilizadas aerodinámicamente en las regiones en que la velocidad del fluido se compensa con la velocidad de la llama (equilibro dinámico).

La figura **1.3** puede explicar el mecanismo de anclaje de una llama en la boca de un mechero bunsen. En el caso de la premezcla, la velocidad normal de quemado *Vq*, como depende de la riqueza de la mezcla, seria constante en toda la sección del tubo, pero cerca del borde aparecen los efectos de pérdida de calor y de especies activas en la pared, que hacen que el perfil de velocidades de quemado sea más parecido al perfil *Vq*. El perfil de velocidades depende del aumento másico de combustible. El perfil de velocidades irá siendo *V1, V2, V3*, etc. en el caso de *V1* la llama viajaría corriente arriba y con *V3* viajaría corriente abajo. Solo si la llama tuviera velocidad *V2* existiría un punto como el "A" en que se igualan la velocidad axial del fluido y la de la onda de deflagración, permaneciendo la llama estacionaria respecto al mechero y estabilizada.

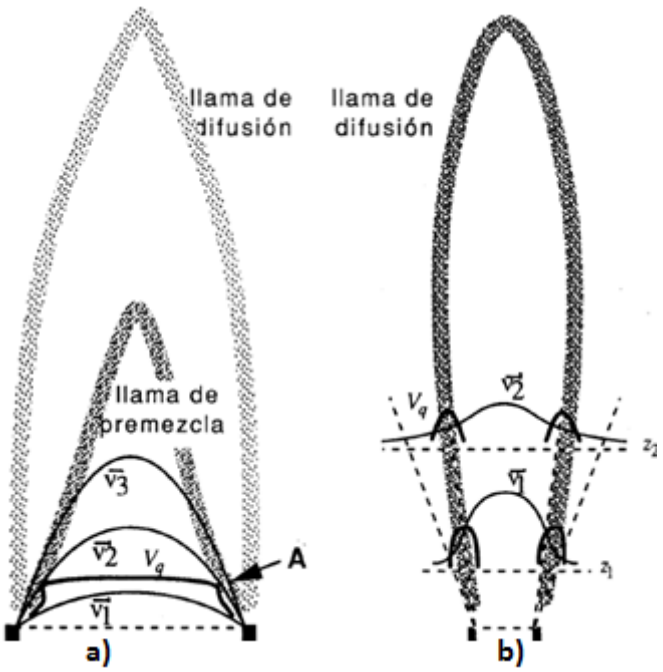


Figura 1.3: Estabilización de la llama en el borde de un mechero: a) caso de premezcla, b) caso de difusión [1].

1.10 Quemadores domésticos

Los quemadores domésticos a gas tales como las cocinas a gas, calentadores de agua, calderas de calefacción y estufas ilustran muy bien las características de los procesos de combustión.

Los combustibles gaseosos suelen clasificarse con arreglo al llamado número de Wobbe, Wo, que no es adimensional, definido por:

$$W_O = PCS\sqrt{\frac{\rho_{aire}}{\rho_{gas}}}$$

Siendo PCS y ρ el poder calorífico superior y la densidad del combustible, el cual mide la potencia térmica $\dot{Q}$ de un quemador de área dada a presión de alimentación de alimentación constante.

La clasificación, dependiendo de la composición es aproximadamente:

GM: 22<W_O<30 [MJ/m^3] para gases manufacturados en general.

GN: 40<W_O<55 [MJ/m^3] para gas natural.

GM: 75<W_O<90 [MJ/m^3] para gases manufacturados en general.

Los quemadores domésticos tienen aireación primaria por inducción en Venturi (figura **1.4**), con una tasa de aireación del 40 al 60% que viene limitada superiormente para evitar el desprendimiento de llama a gasto máximo, e inferiormente para evitar la combustión incompleta.

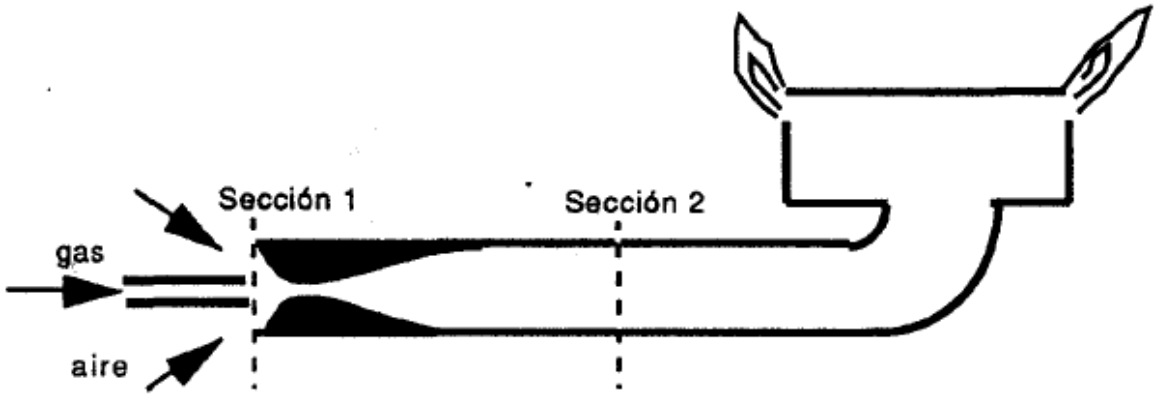


Figura 1.4: Esquema de quemador domestico que explica el efecto Venturi [1].

CAPITULO 2: Quemadores y calderas industriales

2.1 Formación de los NOx

El propósito del quemador es combinar el combustible con el oxidante, típicamente aire, para proveer suficiente de energía ignictiva para sostener una reacción de combustión. La mayoría de las funciones que el quemador debe dirigir son básicamente tres: inyección del combustible, introducción de aire y la estabilización de la flama. Uno de los grandes problemas de los quemadores son las emisiones de NOx. Los quemadores generalmente se clasifican por la cantidad de estas emisiones que produce: quemadores convencionales, quemadores de bajo NOx y quemadores ultra bajos de NOx.

2.1.1 Formación térmica de NOx

La formación térmica de NOx es ocasionada por las altas temperaturas de la flama, la cual causa que las moléculas de nitrógeno se rompan y se combinen con el oxígeno en forma de óxidos nítricos. La secuencia se puede simplificar en las esencialmente en las siguientes características:

$$O + N_2 \leftrightarrow NO + N \qquad (1)$$

$$N + O_2 \leftrightarrow NO + O \qquad (2)$$

$$N_2 + O_2 \leftrightarrow 2\ NO \qquad (3)$$

En la primera ecuación el óxido ataca la molécula de nitrógeno para producir óxido nítrico y radical de nitrógeno. En la segunda etapa, el nitrógeno radical ataca a la molécula de oxígeno no disociado para producir otro óxido nítrico. Si suponemos que

el primer paso es destruir el triple enlace del nitrógeno, se puede generar la siguiente ecuación cinética:

$$[\mathrm{NO}] = \int A e^{-\frac{b}{T}} [\mathrm{N}_2] \sqrt{[\mathrm{O}_2]}\, dt \qquad (4)$$

En donde A y B son constantes cinéticas, T es la temperatura absoluta, y los bracket denotan las concentraciones de las especias en un tiempo "t". De esta ecuación se puede decir que la generación térmica de NOx está en función principalmente de la temperatura, pero también es afectada por la concentración de oxígeno y el tiempo con esas condiciones. A continuación en la figura **2.1** aparece un gráfico de las emisiones de NOx térmicas y su relación con la temperatura de la flama:

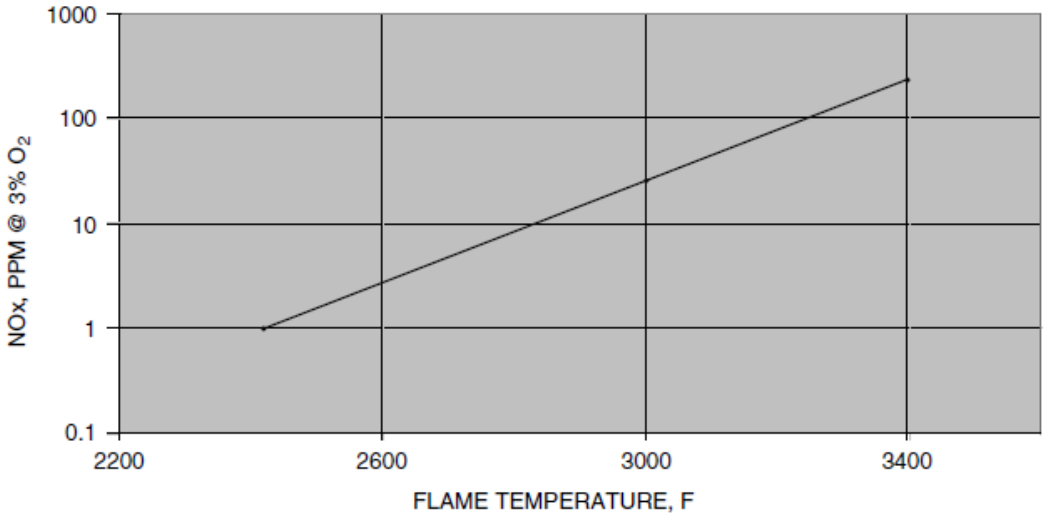


Figura 2.1: relación de los niveles de NOx con la temperatura [2].

De esto se puede deducir que de aproximadamente una temperatura de 1200 C° (2200 F), y 1400 C° (2600 F) se tiene pequeñas emisiones de NOx con respecto a temperaturas levemente superiores.

2.1.2 Formación inmediata de NOx

También llamada “Prompt formation” es otra forma de generación de NOx, debido a la pirolisis de combustible, genera radicales. Que se combinan con el nitrógeno disponible que produce radicales de carbón. Esos radicales de carbón oxidados rápidamente se combinan en el frente de la llama generando NOx. Para condiciones de combustible rico, en particular, cuando la relación estequiometrica es menos de 0.6, tanto HCN y NH_3, pueden ser formados a través de una rápida reacción de CH con N_2 para formar HCN y N. a medida que la combustión continua, el HCN y NH_3 se oxida y resulta en una generación de NOx. Las siguientes reacciones representan la base de estos procesos:

$$CH + N_2 = HCN + N \tag{5}$$

$$N + H_2 = NH + H \tag{6}$$

$$NH + H_2 = NH_3 \tag{7}$$

$$HCN + O_2 = NO + HCO \tag{8}$$

Una parte de NO formado es convertido en NO_2. El mecanismo de esta conversión es presentado en la siguiente reacción:

$$NO + HO_2 \rightarrow NO_2 + OH \text{ (formation)} \tag{9}$$

$$NO_2 + H \rightarrow NO + OH \text{ (destruction)} \tag{10}$$

$$NO_2 + O \rightarrow NO + O_2 \text{ (destruction)} \tag{11}$$

Y el radical HO_2 es formado mediante:

$$H + O_2 \rightarrow HO_2 \tag{12}$$

En reacciones muy ricas de combustible (bajo 0.5) se puede decir que casi todo el NOx generado es atribuible a “prompt NOx”. La tasa de formación de este tipo es muy rápida, completa bajo 1 msec. Aunque el “prompt NOx” es sensible a la temperatura, la formación de NOx térmico o “termal NOx” es mucho más sensible a esta. No como la formación térmica de NOx, una simple reducción de la temperatura máxima de la flama no reducirá los NOx formados por “Prompt” mecanismo, dado las velocidades que esta alcanza. En el diseño de un quemador el control de la formación de “prompt NOx” es necesario evitar conseguir formaciones sub-estequiometricas en la flama.

2.1.3 Formación por combustible de NOx

También denominado “Fuel Formation” es el último mecanismo de formación del NOx es basado en los niveles de nitrógeno que está confinado en la molécula de combustible. Si el nitrógeno es parte de una molécula de combustible, una vez que es liberado, este radical de nitrógeno ataca directamente a las moléculas diatomicas de oxígeno (O_2). Si es que se trabaja con gas natural no existirá formación de NOx por el combustible, puesto que no tienen nitrógeno confinado en su estructura.

2.2 Emisiones de los quemadores

2.2.1 Quemadores convencionales

Los quemadores convencionales traen su linaje o características desde los días en que se usaban para barcos a vapor. Tenían la necesidad de ser pequeños y ligeros teniendo como objetivo bien importante tener pequeñas flamas para variar su potencia. El hecho de que se podían quedar botados en aguas profundas hizo que la característica de confiabilidad de estos tenga que ser mucho mayor, sin importar el cambio de combustible o el aire inyectado. Como consecuencia de estas necesidades el diseño convencional tenía como objetivo mezclar aire y combustible lo más rápido posible para crear llamas estables y que sean cortas. El resultado de esos diseños resultaron

en quemadores que producían una llama corta, caliente y rotatoria “swirling flame” que era extremadamente tolerante a los rápidos cambios de carga térmica un amplio rango de exceso de aire. El inconveniente era que la intensidad de la combustión producía emisiones muy grandes de NOx.

2.2.2 Bajos niveles de NOx

Una forma era la recirculación de los gases de escape (FGR), en donde una porción de los gases de escape era de vuelto y premezclado con el aire de combustión al quemador. Esto añadía un flujo de masa adicional que en la zona de combustión era distribuido y así bajaba la temperatura consiguiendo menores niveles de NOx. La introducción de FGR aumenta la masa total de los reactantes y puede mejorar la reacción química al tener la posibilidad de quemar el combustible no quemado que pueda haber en la salida. También está el hecho de que los gases de salida tienen bajos niveles de oxígeno, típicamente del 2 al 4 %, lo que resulta una baja cantidad volumétrica de oxígeno permitido que pueda combinarse con el nitrógeno. Esta tecnología fue añadida a muchos quemadores convencionales y resulto en una reducción desde el 20 al 75%, dependiendo de la cantidad añadida, de combustible quemado y de los niveles iniciales de NOx. Las desventajas de este sistema eran la capacidad adicional de los ventiladores aumentando los costos de capitales y de operación. También el hecho de que se necesitaba una mayor cantidad de tubos y al control de que en las tasas de FGR no sean muy altas puesto que sobre el 20% decrece la temperatura del quemador y puede ocasionar combustión inestable.

2.2.2.1 Quemadores con bajo nivel de NOx

Tenían como objetivo eliminar o minimizar los impactos en el quemador sin usar FGR. La primera técnica usada para un diseño de bajo nivel de NOx fue el concepto de “air staging”. En vez de una inyección de todo el combustible en un solo punto, los quemadores separan el aire en dos o a veces tres diferentes puntos. En diseño básico

era crear una estructura estratificada de llama con diferentes secciones operando con combustible rico y combustible pobre. Tal como lo muestra la figura **2.2.**

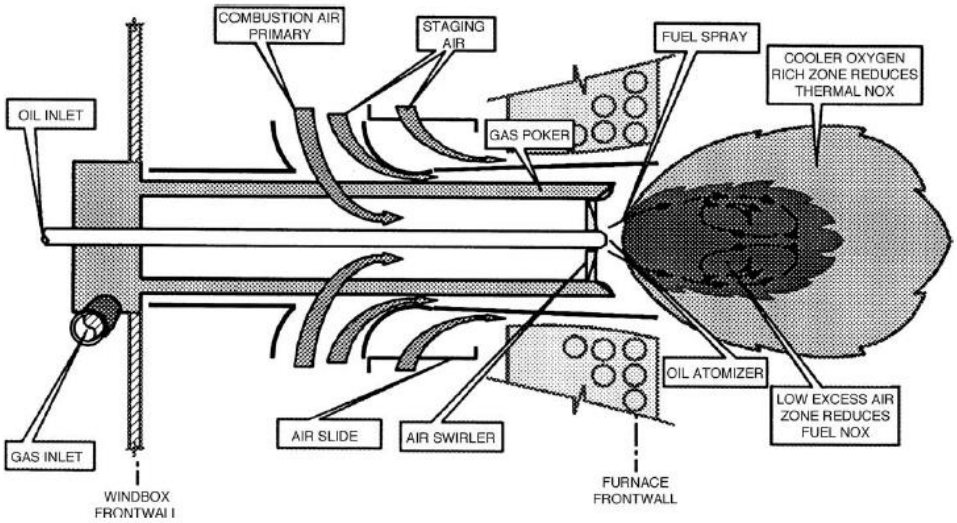


Figura 2.2: Esquema de funcionamiento con aire en etapas [2].

El "air staging" también produce una llama más larga, que tiene mayor área superficial para poder ser enfriada sin embargo hay que tener cuidado de que no haga contacto con la cámara de combustión del quemador, esto puede resultar en emisiones de monóxido de carbono o hidrocarburos sin quemar, lo que consigue una menor eficiencia y una menor vida útil para las tuberías.

Figura 2.3: Inyector de bajo NOX funcionando con aire por etapas y los inyectores de gases. [2]

Se puede emplear un alabe "swirler" como aparece en la figura **2.3** para impartir momento rotacional al aire primario. La rotación de este aire crea un vórtice en el frente de este quemador, el cual trae varias funciones. Absorbe una parte del combustible el vacío creado por el vórtice creando una zona rica en combustible. El efecto "Swirling" del aire primario también genera un flujo reversible que recircula los gases calientes a las zonas de flamas. Esto provee energía de ignición adicional a la mezcla aire combustible e aumenta el flujo másico que ayuda a evitar temperaturas límites. Adicionalmente en el control de formación de NOx, operar bajo condiciones ricas de combustible puede resultar en la producción de combustión intermedia que puede resultar en la destrucción del NOx formado y este funciona como oxidante al reaccionar convirtiéndose en N_2.

Para alcanzar combustión completa con un mínimo exceso de aire, el diseño del quemador debe proveer de zonas de pobres que interactuarán con las zonas ricas.

Estas zonas pobres crean un aire secundario. El aire es inyectado típicamente axial, con poco o ningún Swirl.

Existe el número de Swirl es un numero adimensional que sirve para relacionar la velocidad de rotación de cada quemador. El agregar un efecto de rotación mejora los tiempos de residencia del combustible y la estabilidad de la llama. Se define como el momentum angular por sobre el momentum lineal:

$$S = \frac{\omega}{VR}$$

Donde ω es la velocidad angular de giro, V es la velocidad axial de la mezcla y R es el radio de los inyectores hasta su centro. Las unidades son arregladas para que entregue un numero adimensional. En la figura **2.4** se muestra un generador de giro swirl.

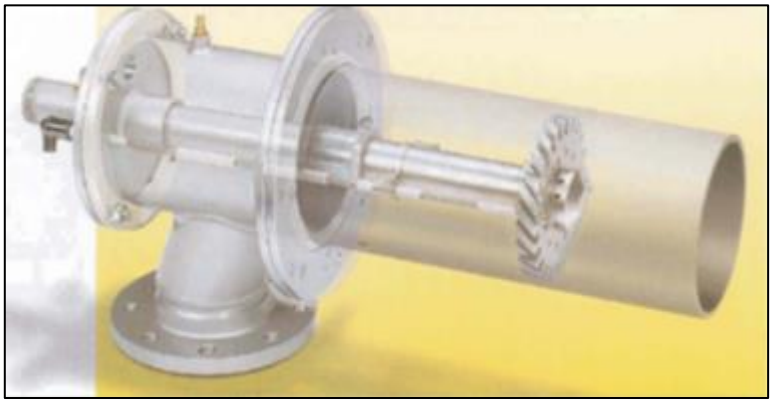


Figura 2.4: Generación de giro en un quemador [3].

La figura **2.5** muestra distintos grados de swirl para quemadores.

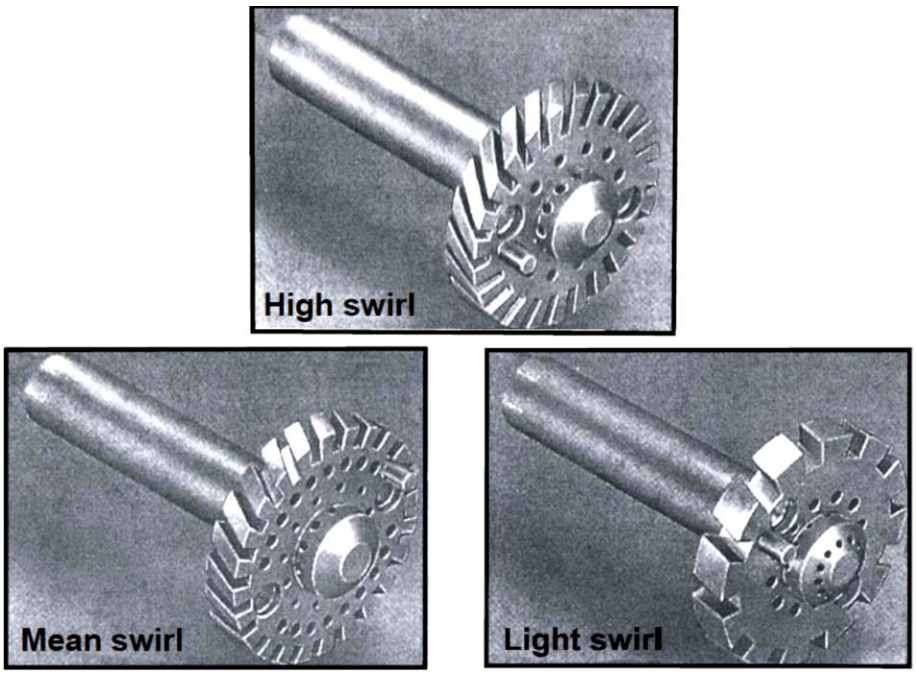


Figura 2.5: generación de distintos números de Swirl [3].

2.2.2.2 Quemadores de ultra bajos NOx

Los quemadores con menores de emisiones de NOx utilizan combustión por etapas o "Staged combustion" para retrasar la mezcla de combustible y aire, creando una zona rica de combustión y agregando aire más adelante para completar la combustión. En este proceso el oxígeno disponible es limitado, la llama máxima es más baja y la formación de NOx es reducida. Las reducciones térmicas de NOx pueden ser reducidas más adelante por otras técnicas, tal como la adición de gas de recirculación (FGR) o una inyección de vapor. Sin embargo, el "promp NOx" creado al inicio de las zonas ricas se mantiene, y en él se alcanza emisiones menores a 10 ppm de niveles de NOx.

2.5 Requerimientos de un quemador para funcionar para una caldera

Los requerimientos para los hornos y quemadores de gas o aceite están basados en experiencias operacionales a largo plazo y pruebas de nuevos diseños y retroalimentación de conocimientos entre los distintos fabricantes. Esos requerimientos van cambiando con el tiempo.

Antes del establecimiento de control de emisiones NOx por parte de estados unidos y muchos otros países, los diseños de quemadores tenían que cumplir con ciertas características como:

- Alta confiabilidad durante largo tiempo
- Simplicidad y confiabilidad del combustible en el momento de la ignición
- Alta estabilidad de la llama durante periodos de utilización incluso en el momento de apagar la planta
- Alta eficiencia térmica y bajas concentraciones de productos incompletos de combustión, para distintas relaciones de equivalencia
- Fácil desarme y mantenimiento
- Aplicación fácil de modo automático y cambio de combustibles
- Control de impregnamiento de la llama, para evitar que las superficies de los intercambiadores de calores se ensucien

Para alcanzar estos requerimientos para el quemador a diseñar, es necesaria una cuidadosa revisión de los diseños que deben ser implementados. Antes de la evaluación de emisiones de NOx, el quemador debe ser evaluado como quemador que no arroje combustible sin quemar para niveles de aires cercanos al estequiometrico. Un quemador óptimo que trabaje con bajos excesos de aire provee de monóxido de carbón y otros combustibles no quemado en concentraciones menores de 200 ppm. Esto en casos de excesos de aire de entre 0,2 a 0,6 %. En algunos países como Alemania, Francia e Italia un bajo nivel de exceso de aire era bueno considerado el

tener menos de 1000 ppm. Una forma de bajar los niveles de combustible no quemado es aumentar las velocidades de aire, hasta de 50 [m/s] para quemadores muy eficientes. El NOx térmico es minimizado usando FGR que también puede ser combinado con inyección de vapor para disminuir la cantidad de FGR requerido para el control de la temperatura. Un quemador para caldera necesita de un 25 a 30% de FGR para alcanzar niveles debajo 10 ppm de NOx.

2.5.1 Tecnología convencional de quemadores para calderas

Los requerimientos para las calderas industriales están basados en parámetros para una larga vida útil. Los quemadores tipo Swirl fueron considerados los mejores por muchos años. El swirl se controlaba del quemador ajustando las entradas de aire. En una situación ideal, los quemadores tenían que recibir una igual cantidad de caudal másico. Sin embargo, en el mundo real, los quemadores tenían una distribución de flujo másico que variaba 30% del flujo promedio. Esas variaciones se compensaban variando el aire de combustión, lo que afectaba al swirl del quemador, moviéndolo de su zona óptima de quemado.

2.5.2 Tecnología de bajos NOx para calderas

El objetivo de las calderas modernas es de reducir el NOx. Hay dos formas de reducir los NOx las cuales son la modificación de la combustión y el post-tratamiento para "limpiar" los gases de escape. La modificación de la combustión puede incluir bajos excesos de aire, recirculación de gases de escape (FGR), post combustión, inyección de vapor de agua. El post tratamiento para limpieza de los gases de escape incluye reducción catalítica (SCR). Cuando se crearon las normas para las emisiones de NOx, se tuvo problema debido a algunas contradicciones como por ejemplo, aumentar el largo de la llama para distribuir más el calor en las superficies. Sin embargo, el largo de la llama está restringido por las dimensiones del hogar y al hacer contacto hay combustible sin quemar. También sucede en los casos de cantidad de aire inyectada. Menor cantidad de oxígeno disminuirá la cantidad de NOx, sin embargo, aumentará

la cantidad de combustible sin quemar y viceversa. También está la dificultad de que para las calderas que son diseñadas para ocupar dos combustibles, un segundo como substituto, hace que se tienen distintos métodos para disminuir los NOx. El usar un método de reducción de NOx para cada combustible puede crear situaciones en las cuales la complicación en operaciones puede ser tal que esta no sea aceptable para el cliente. Intentar disminuir las emisiones de NOx para más de un combustible puede crear situaciones en las cuales se elija distintos métodos para bajar emisiones al mismo diseño de caldera para cada planta térmica. La elección de estos métodos toman en cuenta parámetros operacionales tales como consumo anual y distribución, clima local, carga promedio, frecuencia y magnitudes de los peack, etc.
Hoy en día muchos de los métodos de bajar NOx consisten en el control del aire de combustión, que es la inyección controlada de combustible en determinados puntos.

En la **figura 2.6** muestra un quemador típico de bajo NOx, el aire primario y secundario entra en forma radial y sale axialmente mediante un giro (Swirl) que es definido por el rodete. Este número de Swirl determina el tamaño y fuerza de la zona de recirculación. Hay una tercera corriente de aire para bajar el nivel de NOx.

Controlando la combustión estequiometrica en condiciones de combustión rica se inhibe la producción de NOx, especialmente en el frente de la llama debido a que el nitrógeno soluble con el oxígeno queda en contacto con aire terciario en su frente.

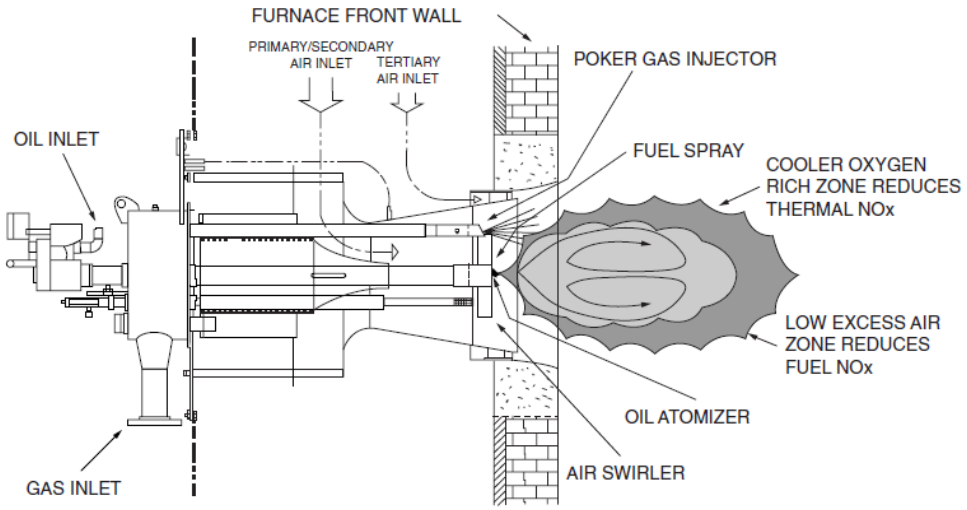


Figura 2.6: Esquema de un quemador de bajo NOX tipo Venturi y swirl [2].

2.5.3 Diseños de quemadores por etapas ("Stage combustion")

Los quemadores que usaban combustión en etapas ("Stage combustión") consistían en un centro rico en combustible y zonas de combustión cercana al estequiometrico, permitiendo que el NO formado pueda oxidarse y convertirse en N_2.

Para asegurar la combustión completa la zona pobre de combustión tiene que ir inmediatamente aledaña al centro rico de la llama. Para tener una estabilidad de la llama a bajas cargas térmicas, se controló bien el perfil de velocidad y la garganta o abertura del quemador. Esto se realiza haciendo que la el frente de llama sea rico y premezclado, formando una velocidad de llama mayor, y por consiguiente más estable.

Además de controlar la formación de NOx, el operar con condiciones de mezcla rica en el centro puede crear intermediarios de la combustión que pueden producir la destrucción del NOx formado previamente. Por ejemplo en un ambiente reducido, NO puede actuar como un oxidante para formar N_2.

La estabilidad creada por este tipo de combustión puede llegar a tener una capacidad de modulación de quemado de 8:1 para un gran intervalo de exceso de aire. Para esto es necesario elegir los inyectores del quemador y controlar el perfil de velocidades.

2.6 El diseño de calderas en función de los impactos de NOx

El diseño de caldera tiene un gran impacto en los niveles de NOx que puede tener. Los NOx se pueden predecir sabiendo el nitrógeno del combustible y el diseño de la caldera, debido a que los mecanismos de mayores emisiones de NOx son el térmico y el producido por el combustible.

Los dos grandes mecanismos en los que se puede formar el NOx son: NOx formado por oxidación de Nf (combustible con nitrógeno) y por NOx térmico debido al nitrógeno de la atmosfera. Se pueden hacer correlaciones para ambos mecanismos de generación. Estas correlaciones pueden servir para predecir las emisiones totales de NOx para un diseño de caldera elegido y su cantidad de nitrógeno.

Basados en la gran dependencia del NOx térmico con la temperatura de la llama, se usa un criterio para evitar la formación de NOx térmico mediante la relación entre las paredes de la caldera. Cuando la llama choca con la pared se enfría y así se puede controlar un límite de temperatura máxima. Esta correlación se llama zona BZHR ("burner zone heat release") y se define como la tasa de calor dividido por el área superficial fría del quemador. Correlaciones han demostrado la relación entre BZHR y el nivel de NOx que puede tener un quemador tal como lo muestra la figura **2.7**.

Las correlaciones entre ambos mecanismos también pueden servir para comparar y extrapolar desde un quemador a otro. Se puede calcular el aumento de NOx observado para un cierto petróleo, y comparando con el gas natural (el cual no contiene casi nada de nitrógeno) se puede estimar el NOx generado exclusivamente por el combustible. La conversión de Nf es basada en el nitrógeno del combustible. Luego la correlación de Nf puede ser modelada para otras cantidades de Nitrógeno en el combustible. El NOx térmico puede ser determinado por NOx del gas natural. La correlación BZHR es usada para proyectar el NOx térmico desde un modelo de caldera para otro. El NOx total proyectado es determinado sumando ambas contribuciones de NOx para la caldera de interés a examinar. También hay que tomar

en cuenta la cantidad de aire precalentado, este tiene un efecto dramático en los NOx, CO y material particulado como también en la estabilidad de la llama.

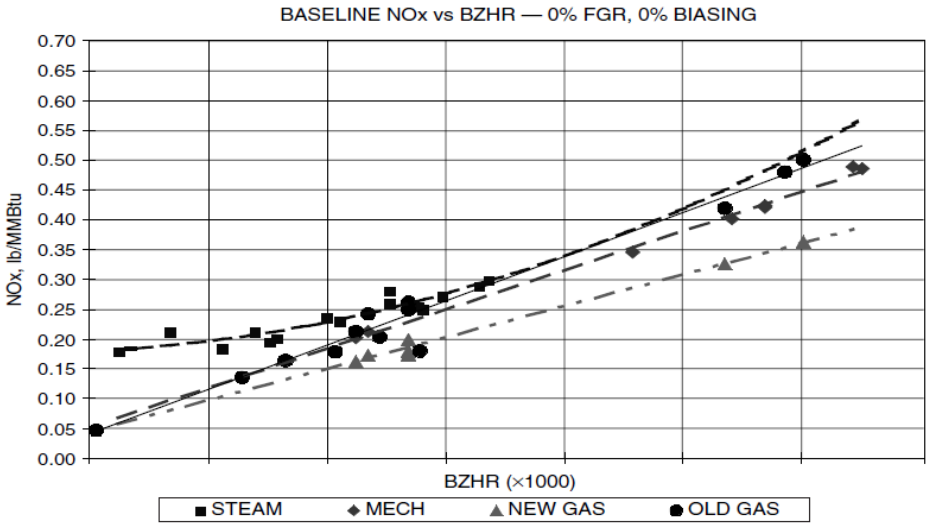


Figura 2.7: Relación del NOx con el BZHR de varias calderas [2].

CAPITULO 3: Análisis de una caldera convencional

El objetivo de examinar una caldera convencional es para comparar todos sus parámetros de operación, para conocer y familiarizarse con las calderas que existen actualmente. Las características más importantes de esta evaluación es el cálculo de eficiencia de la caldera, la velocidad de calentamiento de esta y sus emisiones. También se evaluó la eficiencia cuando se cierra la entrada de aire para examinar en cuanto aumentan las emisiones, puesto que la caldera está trabajando con exceso de aire.

Para el diseño y ensayo de una caldera, y así obtener una certificación se tiene que recurrir a la superintendencia de electricidad y combustibles. La certificación de artefactos de calentamiento de agua sanitaria se puede realizar siguiendo la norma chilena Nch1938 parte 1, para requisitos de fabricación, y 2 para sus ensayos.

3.1 Esquema de la caldera

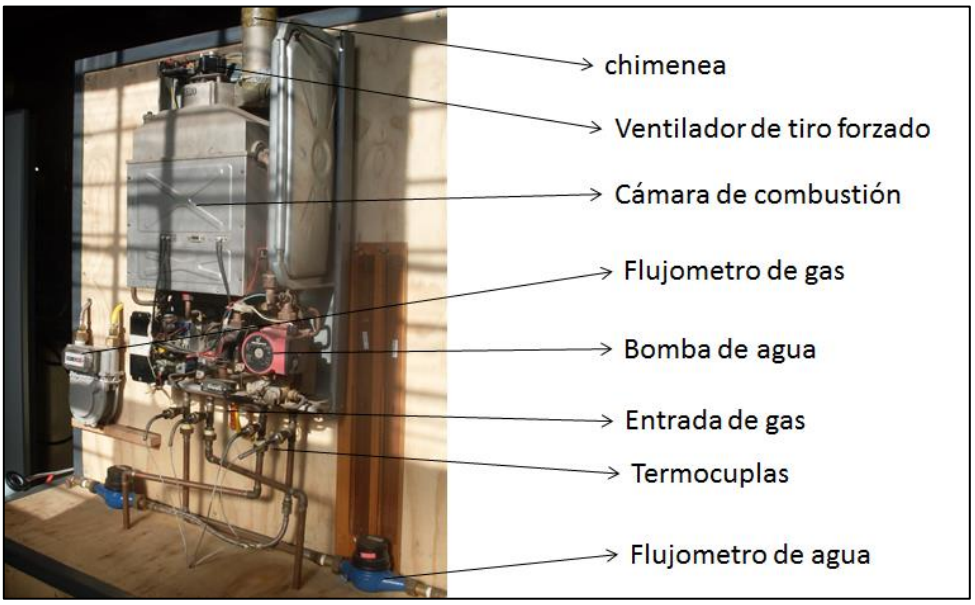


Figura 3.1: Esquema de partes de la caldera comercial ensayada.

La instrumentación entrega el flujo volumétrico de gas. Puesto que se puede aproximar el poder calorífico del combustible en [KJ/Kg] a partir de tablas, se necesitará la densidad real del combustible para la presión y temperatura del gas al momento de la medición. Dado que la presión dinámica del gas es muy pequeña, se aplicará la ley del gas ideal para aproximar la densidad de este gas asumiendo un factor de compresibilidad de uno sin tener mayores errores.

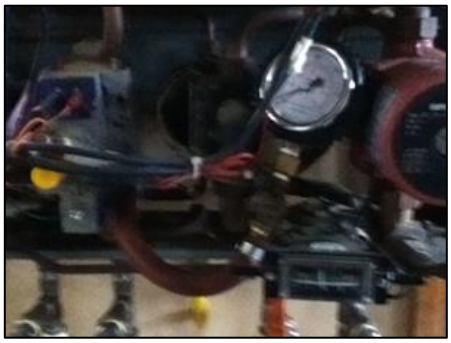


Figura 3.2: Manómetro de baja presión instalado en la caldera.

La densidad es:

$$\rho = \frac{M\ x\ P}{R\ x\ T}$$

$$\mathrm{R} = 8{,}314\ [\frac{J}{mol * K}]$$

Donde M es la masa molecular, P es la presión del gas, R es la constante universal de gases ideales y T es la temperatura del gas en grados Kelvin. Para obtener el flujo másico se multiplica la densidad real del gas y el volumen medido real (a presión y temperatura ambiente).

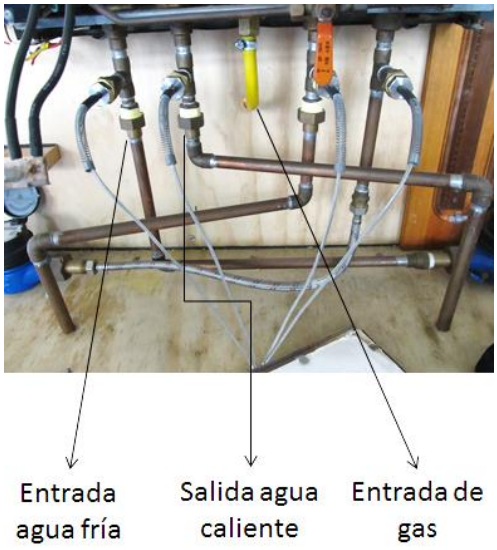


Figura 3.3:Entradas de agua fría, gas y salida de agua calientes sanitarias de la caldera comercial ensayada.

3.2 Procedimientos de ensayo según Nch1938

Se realizan los ensayos bajo la norma Nch1938 parte 2 para "artefactos de producción instantánea de agua caliente para usos sanitarios que utilizan combustibles gaseosos". Esta norma establece los métodos de ensayo empleados para verificar los requisitos establecidos en la parte 1 de esta misma norma. Los objetivos de estas normas es verificar que el funcionamiento de los artefactos sea satisfactorio para cada una de la familia de gases y para las presiones de agua y gas para las que han sido previstos. De esta norma se calcularán como forma de comparación los siguientes ensayos: rendimiento, tiempo para alcanzar la temperatura y combustión.

3.2.1 Combustión

El artefacto se alimenta con gas y se ajusta a las condiciones normales de operación, con el gasto nominal siendo la temperatura de entrada del agua inferior a 25°C y no variando en +/-0,5 °C. El caudal de agua se ajusta de forma que la elevación de

temperatura de esta agua sea de 40°+/-1 para todos los artefactos independiente de la potencia nominal.

Cuando el artefacto está en régimen normal de temperatura, se toma una muestra media de los productos de combustión mediante una sonda de aspiración situada lo más cerca posible de la salida del intercambiador de calor. El monóxido de carbono CO se mide mediante un instrumento que permita la determinación del contenido en CO comprendido en 50 ppm o 100 ppm. El dióxido de carbono (CO_2) se mide mediante un método que permita hacer la medida con un error relativo inferior al 5%.

El contenido de CO referido a los productos de combustión libres de aire (afecta al % final de CO) y vapor de agua viene dado por la fórmula:

$$\%CO = \%CO_2 \text{ (combustión neutra) } x \ \frac{CO}{CO_2} \text{(tomado en la muestra)}$$

Mediante tablas se puede obtener porcentajes de CO_2 (combustión neutra) para cada denominación de gas. El contenido de CO referido a los puntos de combustión exentos de aire y vapor de agua, puede ser calculado igualmente utilizando la fórmula:

$$\%CO\text{(combustión neutra)} = \frac{21}{21 - O_2} x \ CO \text{ (tomado en la muestra)}$$

Siendo O_2 el contenido de oxígeno (en %) en la muestra tomada. La utilización de esta fórmula se recomienda cuando proporcione una precisión superior a la de la formula basada en el contenido de CO_2.

La norma muestra como límites para contenidos de CO en los productos de combustión privados de aire y de vapor de agua, este no debe exceder de:

a) 0,10 % cuando el artefacto se alimenta con el gas de referencia en condiciones normales o especiales.
b) 0,20 % cuando el artefacto se alimenta con gas límite de combustión incompleta.

La norma no fija límites para los NOx debido a que está pensado en quemadores de llama libre.

3.2.2 Rendimiento

El rendimiento según la norma Nch1938 se determina en las siguientes condiciones:

a) El artefacto se alimenta con el gas de referencia y se ajusta al gasto nominal. Siendo la temperatura de entrada del agua inferior a 25°C y no variando durante todo el ensayo en +/-0,5 °C, el caudal de agua se ajusta de forma que la elevación de temperatura de esta agua sea de 40°+/1 para todos los artefactos independiente de la potencia nominal.
b) Las temperaturas se tienen que medir inmediatamente antes de la conexión de entrada e inmediatamente después de la conexión de salir del agua del artefacto, tomando las precauciones para que el dispositivo de medición no tenga pérdida térmica alguna.

Las mediciones se hacen cuando el artefacto funciona a régimen. En las condiciones normales descritas el rendimiento debe ser como mínimo de un 80% para PCI Y 72% para PCS, y como máxima 88% para PCI y 79% para PCS. Para condiciones especiales el rendimiento no debería ser menor al 90% del rendimiento en condiciones normales.

Para gases de primera y segunda familia el rendimiento según norma corresponde a:

$$\eta = \frac{m\ C_p\ \Delta T}{V\ PCI} * 100\%$$

Para el gas licuado se usa en base másica:

$$\eta = \frac{m\ C_p\ \Delta T}{M\ PCI} * 100\%$$

Siendo:

m = masa de agua recogida durante el experimento y expresada en kilogramos

C_p= calor especifico del agua a presión constante, $4{,}186x10^{-3}$ en mega joule por kilogramo grado Celsius.

ΔT= elevación de temperatura del agua expresada en grados Celsius

V= volumen de gas consumido por el artefacto durante el ensayo.

M =Cantidad de gas (GNL) consumido por el artefacto durante el experimento y expresado en kilogramos.

PCI=Poder calorífico inferior del gas expresado en mega joule por metro cubico en las condiciones de referencia para los gases de la primera y segunda familia y en mega joule por kilogramo para los gases de tercera familia (gas a 15° C a una presión de 101,3 Kpa).

3.2.3 Tiempo para alcanzar la temperatura

El artefacto se instala y regula en las condiciones de funcionamiento normal (entrada a 25°C y salida a 40°C).

La temperatura de salida de agua debe medirse en el mejor de los casos con algún medidor de poca inercia térmica. La temperatura ambiente debe ser superior a la temperatura de entrada del agua.

El caudal de agua se ajusta de forma que la elevación de temperatura en régimen sea de 50°C para el gasto nominal. Alcanzando este régimen, se interrumpe la llegada de gas al quemador sin modificar el caudal de agua. Cuando la temperatura de salida del agua es aproximadamente igual a la temperatura de entrada, se establece la admisión de gas y se enciende el piloto, si es necesario. A partir del momento en el que sale gas del quemador principal, se mide el tiempo al cabo del cual la elevación de temperatura es igual al 90% de la elevación de temperatura a régimen.

En las condiciones normales con consumo nominal, estando el artefacto graduado para dar una elevación de temperatura de 50°C entre la entrada y la salida del agua, el tiempo para obtener el 90% de este aumento, debe ser da 25 segundos para artefactos de baja potencia (8 y 9 KW) y 35 segundos para los artefacto de alta potencia (de 17 a 28 KW).

3.3 Desarrollo experimental

3.3.1 Combustión

Las condiciones al momento del ensayo fueron:

Humedad relativa	85%
Temperatura ambiente	15,5 C°
P atmosférica	757 mmHg

Otro parámetro importante a calcular es la eficiencia de la caldera trabajando a régimen común. La caldera trabaja en este régimen la mayor parte del tiempo por lo tanto la eficiencia de esta significará un mejor consumo de combustible en el tiempo. Es un parámetro de comparación para seguir las tendencias de eficiencias que se manejan en las calderas comerciales. Las mediciones fueron hechas cada 5 minutos, son las siguientes:

Tabla 3.1: Datos obtenidos del ensayo de la caldera para el cálculo de la eficiencia.

Mediciones		1	2	3	4	5
TH temperatura de los humos	C°	-	175	173,6	176,9	176,5
TA temperatura ambiental	C°	-	21,5	21,8	21,8	21,9
O_2	ppm	-	12,19	12,4	12,18	12,5
CO	ppm	-	14	13	14	14
NO	ppm	-	69	71	73	73
NOx	ppm	-	72	75	77	77
SO_2	ppm	-	0	0	0	0
CO_2	%	-	5,79	5,83	5,79	5,82
rent	%	-	5,4	6,1	4,5	4,8
tiempo	Min	0	5	10	15	20
marcador del gas	m3	15787	15896	15969	16036	16108
marcador de agua	m3	13468	13534	13600	13666	13732
Presión gas	Mbar	33	33	33	33	33

El promedio de %CO en la muestra es de: 14 ppm de CO en la muestra. Los contenidos de CO referidos a los productos de combustión exentos de aire y de vapor de agua, resultan: 0,0140 % no sobrepasando la norma Nch1938 que limita el contenido de CO a 0,1% para productos privados de aire y de vapor de agua.

3.3.2 Eficiencia de la caldera

Eligiendo valores característicos de la operación:

Tabla 3.2: Valores promedios de la medición del flujo de agua y las temperaturas.

promedio flujo de gas	lt/min	13,2
promedio flujo de agua	lt/min	14,1
agua salida	C°	37,5
agua entrada	C°	16,3

Energía entregada

Mientras el agua no pase a estado de vapor, se puede calcular la entalpia del agua directamente a partir de su temperatura. Para la temperatura de entrada y salida respectivamente se tiene:

Tabla 3.3: Valor de parámetros del agua para las condiciones examinadas.

Presión agua	**temperatura**	**Presión agua**	**temperatura**
2 Bar	16,3 C°	2 Bar	37,5 C°
entalpia	68,42 [KJ/Kg]	entalpia	157,083 [KJ/Kg]
densidad	998,85 [kg/m3]	densidad	993,107 [kg/m3]

Promediando las densidades y remplazando los datos la energía ganada por el agua es:

$$\mathbf{\Delta E = \dot{m} * \Delta h}$$

$$14{,}1\ \frac{\mathrm{lt}}{\mathrm{min}}\ x\ \frac{998{,}85 + 993{,}10}{2}\frac{Kg}{m3}\ x\ \frac{1}{1000}\frac{m3}{lt}\ x\ (157{,}083 - 68{,}42)\frac{KJ}{Kg}$$

Resulta:

$$1245{,}116\ \frac{\mathrm{KJ}}{\mathrm{min}}$$

Energía suministrada

La energía del gas por su parte proviene de un balón de gas licuado, suponiendo una composición de aproximadamente 80% propano y 20% butano. Las propiedades de ambos gases son:

Tabla 3.4: Poder calorífico superior e inferior de componentes del gas licuado [16].

	PCI [KJ/kg]	PCS [KJ/kg]
propano	46.350,00	50.450,00
butano	45.790,00	49.675,00

Para el cálculo de presión se usa el manómetro justo en el regulador de presión. Este entregará la presión dinámica que se necesita para poder calcular la densidad del gas. La presión estática del balón de gas fue de 38 Milibares y dinámica fue de aproximadamente 32 Milibares. La temperatura ambiente fue en promedio 21,75 C° y la presión atmosférica fue de 100.925 Pascales. Con estos datos se remplaza:

Para el propano:

$$\rho_{butano} = \frac{44{,}1\ x\ (100.925)(1 + 0{,}033)}{8{,}314\ x\ (21{,}75 + 273{,}15)}$$

$$\rho_{butano} = 1{,}875222\ \frac{Kg}{m3}$$

$$\rho_{propano} = \frac{58{,}12\ x\ 100.925(1 + 0{,}033)}{8{,}3144\ x\ (273{,}15 + 21{,}75)}$$

$$\rho_{propano} = \ 2{,}471263 \ \frac{Kg}{m3}$$

$$\rho_{GLN} = 0.2 \ x \ 1{,}875 + 0.8 \ x \ 2{,}471$$

$$\rho_{GLN} = 2{,}352054 \ \frac{Kg}{m3}$$

Para el poder calorífico del gas:

$$\rho_{gas} = 0{,}2 \ \rho_{butano} + 0{,}8 \ \rho_{propano}$$

$$H_{inf\,gas} = 0{,}2 \ H_{inf\,butano} + 0{,}8 \ H_{inf\,propano}$$

$$H_{inf\,gas} = 0{,}2 \ x \ 45790 + 0{,}8 \ x \ 46350$$

$$H_{inf\,gas} = 46.238 \ \frac{KJ}{Kg}$$

Remplazando los datos se tiene que la energía suministrada del gas es:

$$13{,}2 \frac{\text{lt}}{\text{min}} x \ 2{,}352054 \frac{Kg}{m3} \ x \ \frac{1}{1000} \frac{m3}{lt} \ x \ 46238 \ \frac{KJ}{Kg}$$

$$1435{,}55 \ [\frac{KJ}{min}]$$

Calculando la eficiencia de la caldera, se tiene:

$$\eta = \frac{Q \ salida}{Q \ entrada}$$

$$\eta = \frac{1245{,}116}{1435{,}55}$$

$$\eta = 86{,}73\%$$

Las eficiencias de las calderas a gas actuales bordean desde 80%, hasta 90% para los modelos más nuevos de tiro forzado con condensación. La norma Nch1938 fija límites para el rendimiento que debe ser como mínimo de un 80% y hasta un máximo de 88% para los artefactos de producción de agua instantánea de potencia nominal menor o igual que 28 [KW]. La temperatura del gas de entrada también es un parámetro importante en la eficiencia que tiene la caldera. A mayor temperatura del gas se tiene una mayor eficiencia, puesto que a mayor temperatura la reacción química mejora. La medición del balón de gas fue la medición de temperatura ambiente. Para evitar cambios de temperaturas del gas debido a la evaporación que se produce dentro del estanque y su disminución de temperatura, se sumergió el balón de gas dentro de un balde con el agua caliente que sale de la caldera a 38 grados y así mantener una temperatura relativamente constante. Gracias a esto se tiene un flujo másico más constante, parte del agua caliente que suministra la caldera lo recibe el balón de gas para calentarlo tal como lo muestra la figura **3.4**.

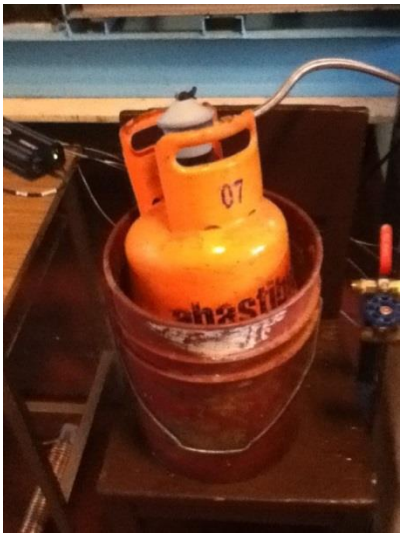


Figura 3.4: Regulación de la temperatura del balón de gas.

3.3.3 Ensayo de tiempo de calentamiento

Las condiciones de este ensayo fueron:

Humedad relativa	85%
temperatura	15,5 C°
P atmosférica	757 Mm

La principal utilidad de estos dispositivos es entregar rápidamente agua caliente, por lo tanto se realizará una prueba de velocidad de calentamiento. Según norma, el tiempo de calentamiento se debería alcanzar dentro del primer minuto de funcionamiento. Por lo tanto se hizo una medición de 2 minutos y medios cada 30 segundos.

Las mediciones se resumen en la siguiente tabla:

Tabla 3.5: Datos obtenidos del ensayo de la caldera para el cálculo del tiempo de calentamiento.

Mediciones	1	2	3	4	5	6
TH temperatura de los humos	C°	137,7	93,6	148	156	163
TA temperatura ambiental	C°	17,4	32,2	22,1	22,6	22,3
O_2	ppm	12	14	12,46	12,35	12,3
CO	ppm	14	15	13	13	13
NO	ppm	48	37	55	59	62
NOx	ppm	51	39	58	63	65
SO_2	ppm	0	41	0	0	0
CO_2	%	-	5,28	5,6	5,7	5,71
rent	%	-	24	15,6	12,4	9,6
tiempo	Seg	30	60	90	120	150
marcador del gas	m3	13.234	13.250	13.267	13.281	13.357
marcador de agua	m3	15.173	15.188	15.217	15.235	15.478
Presión gas	Mbar	42	31	32	31	31

Para las mediciones de puesta en marcha del quemador se puede notar que la temperatura de los gases de escape no tiene un comportamiento creciente. Dentro de las imprecisiones está el error humano, se necesitaría un sistema de medición automático para realizar mediciones certeras cada 30 segundos durante dos minutos y medio. Respecto al tiempo medido se puede realizar un gráfico del gradiente de temperatura con respecto al tiempo.

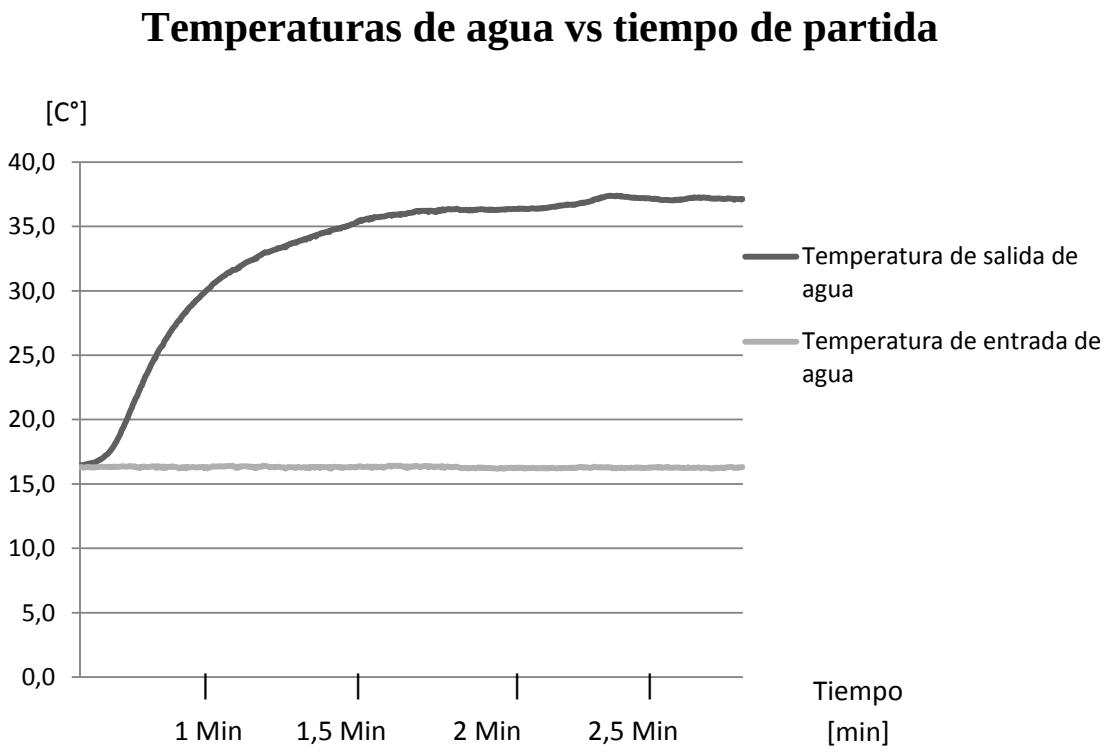


Figura 3.5: Temperatura de entrada y salida de la caldera en función del tiempo de inicio de la medición.

A partir del grafico de la figura **3.5** se puede observar que cercano al minuto de operación alcanza su temperatura óptima, luego va subiendo un par de grados hasta los 2,5 minutos.

Sin embargo en el primer minuto de funcionamiento se observa un gran aumento en su temperatura. El tiempo para alcanzar la temperatura debe ser de 35 y 25 segundos

para aparatos de alta potencia (16 KW) y de baja potencia (8 KW) respectivamente. La eficiencia de la prueba de puesta en marcha no tiene importancia dado el pequeño intervalo de tiempo en el que funciona. En la puesta en marcha la caldera tampoco sobrepasa los límites para CO permisibles por la norma Nch1938.

3.3.4 Ensayo con cierre aire de suministro

El objetivo de este ensayo es realizar una comparación de la operación de la caldera cuando opera con niveles de aire menores, puesto que esta opera con excesos de aire. Se obstruyo la entrada de aire con cinta dejando libre solo un cuarto de la entrada de aire normal.

Este ensayo se realizó tapando la entrada de aire de combustión de la caldera. La rendija de entrada se encuentra justo detrás del motor eléctrico que ayuda a los gases de escape a salir, tal como lo muestra la figura **3.6**. El diseño de la entrada de aire debe estar bien alejado de cualquier elemento que se pueda infiltrar dentro de la caldera y ensuciar dentro de esta en su combustión.

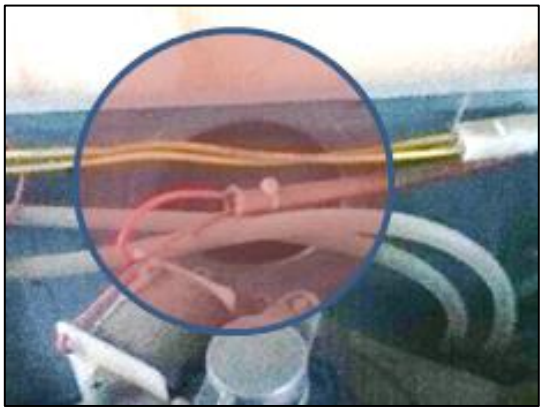


Figura 3.6: Suministro de la caldera de aire primario de combustión.

Los resultados medidos son los siguientes:

Tabla 3.6: Datos obtenidos del ensayo de la caldera para entrada limitada de aire.

TH temperatura de los humos	C°	135,2	128,6	132,3	135,4
TA temperatura ambiental	C°	21,9	21,9	21,6	21,8
O_2	ppm	9,63	9,66	9,59	9,54
CO	ppm	255	242	249	278
NO	ppm	198	206	212	216
NOx	ppm	208	216	223	227
SO_2	ppm	-	-	-	-
CO_2	%	7.45	7,44	7,48	7,52
rent	%	27	29,8	28	26,5
tiempo	Min	0	5	10	15
marcador del gas	m3	16345	16418	16484	16550
marcador de agua	m3	13973	14047	14114	14178
Presión gas	Mbar	32	33	33	33

Los parámetros de agua de entrada y salida respectivamente:

Tabla 3.7: Valor de parámetros del agua para las condiciones examinadas.

Presión agua	temperatura	Presión agua	temperatura
2 Bar	16,3 C°	2 Bar	38,3 C°
entalpia	68,42 [KJ/Kg]	entalpia	160,42 [KJ/Kg]
densidad	998,85 [kg/m3]	densidad	992,18 [kg/m3]

Se aprecia que los gases de escape no llegan a su temperatura normal de operación, esto se puede deber al combustible no quemado debido a la falta de aire para completar la reacción. Se aprecia que los niveles de CO aumentan y no disminuyen de los 200 ppm, en comparación al régimen normal de operación en donde no superan las 15 ppm. También se aprecia que los niveles de oxígeno son ligeramente menores a los de su régimen normal de operación. Una combustión ideal alcanza su máximo rendimiento cerca del punto estequiometrico sin embargo este no es el caso, puesto

que se tiene niveles de combustible sin quemar. Este régimen no adecuado lo acusan los gases de escape no alcanzan temperaturas muy alta. Sorprendentemente la temperatura aumenta de 37,5 C° a 38,3 C°, pero esto puede deberse al precalentamiento del circuito de agua, o a un cambio de temperatura del balón de gas del cual no se tenía un control de condiciones. También pudo deberse al cambio de condiciones del laboratorio.

La caldera funciona por llama libre. En La figura **3.7** muestra los inyectores de la cámara de combustión de la caldera. Tiene pequeños agujeros en donde el gas es inyectado en forma de jet. La combustión es una reacción que ocurre a nivel molecular, por lo tanto entre más pequeña sean las inyecciones del gas, mejor será la combustión.

El intercambiador de calor está directamente arriba del quemador está conformado por dos tubos rodeados de aletas para mejorar su intercambio de calor. Es el elemento más importante del circuito, puesto que una buena eficiencia de este, calentará agua más rápido y mejor. Son estos los que tienen que ser cambiados por un técnico especializado una vez que se cambia de gas de referencia.

Figura 3.7: Inyectores de la llama libre en la caldera comercial ensayada.

El dispositivo es de tiro forzado, tiene un ventilador eléctrico (figura **3.8**) en la parte superior que empuja los gases en hacia el exterior por el tubo de chimenea. El vacío

que se provoca en la cámara de combustión hace que la presión atmosférica empuje el aire por una abertura en la parte superior de la caldera, y el gas entra por debajo de los inyectores hacia arriba, combinándose con el gas del quemador y generando una combustión por difusión.

Figura 3.8: Ventilador de tiro forzado usado para aumentar el tiraje de los gases de escape.

En las entradas se utilizó la entrada de agua fría y salida de agua caliente para los cálculos de la caldera. La entrada y salida del circuito de calefacción servirían para calcular la eficiencia de los radiadores que haya en la casa en el caso de sistema de calefacción central. En este caso se calcula solo la eficiencia de la caldera de acuerdo a los valores entregados por las primeras 2 entradas, es decir, agua para uso sanitario.

CAPÍTULO 4: Combustión “sin llama”

La combustión llamada “sin llama” es en realidad una combustión sin una llama libre definida, pero está en realidad se produce mediante un gran número de micro llamas entre medio de cada espacio libre del medio poroso. La combustión se produce entre la interface del combustible y oxígeno entre medio de los poros del medio. Esto aumenta el perímetro de la llama y así aumenta la velocidad de combustión.

4.1 Introducción a tecnología de medios porosos

La combustión en MPI se entiende como el proceso en el cual se queman gases reactantes que fluyen a través de un medio poroso inerte. De esta manera la reacción exotérmica se propaga a lo largo del medio poroso generándose una compleja interacción entre el medio y los gases reactantes.

El proceso de la combustión en medios porosos es de gran importancia y se encuentra en numerosas aplicaciones tales como combustores tipos regenerativos, quemadores porosos radiantes, convertidores catalíticos, síntesis de gases, gasificación del carbón, postcombustiones de quemadores de leña y muchas otras. Una vez que se ha liberado suficiente energía química, continuas reacciones químicas pueden ser sostenidas en un medio poroso. De acuerdo a las características físicas y químicas del material poroso este se puede clasificar en: inerte, catalítico y combustible. En este estudio el material poroso inerte será de interés (MPI). Las propiedades termofísicas del gas y sólido son muy diferentes y eso se puede aprovechar en la mejora de la combustión como por ejemplo la transferencia de calor que la larga superficie del material poroso le puede proporcionar al gas una vez que entra. En la siguiente figura **4.1** se muestra el principio de recirculación con que trabajan estos quemadores.

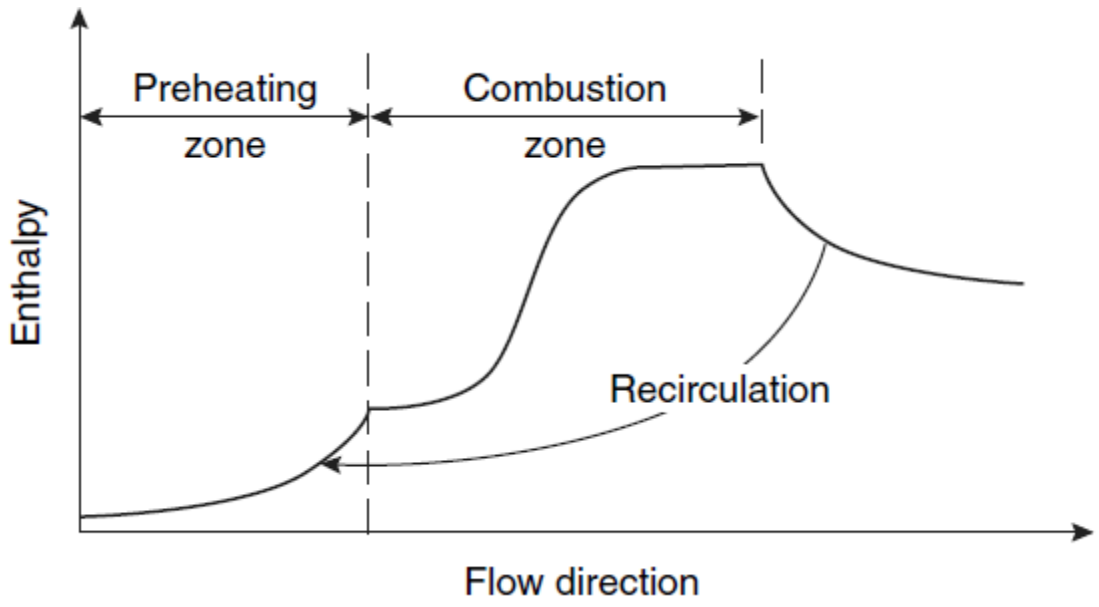


Figura 4.1: Muestra el perfil de entalpia a lo largo del quemador [4].

En los quemadores porosos inertes existen dos zonas en la combustión, una es la zona de la precalentamiento, en la cual el sólido le traspasa energía al gas para su precalentamiento. Luego de la zona de combustión los gases de salida les traspasan energía al material sólido debido a la diferencia de temperaturas. El quemador a diseñar, como se verá más adelante, tiene 3 medios porosos, siendo el último parte del intercambiador de calor. En la figura **4.2** se aprecia el intercambio de energía que ocurre en el medio poroso gracias al cual se tiene el efecto superadiabatico. El medio poroso de precalentamiento es calentado gracias a la energía liberada del gas en la zona de combustión. Luego esta entrega energía a la zona de combustión por conducción.

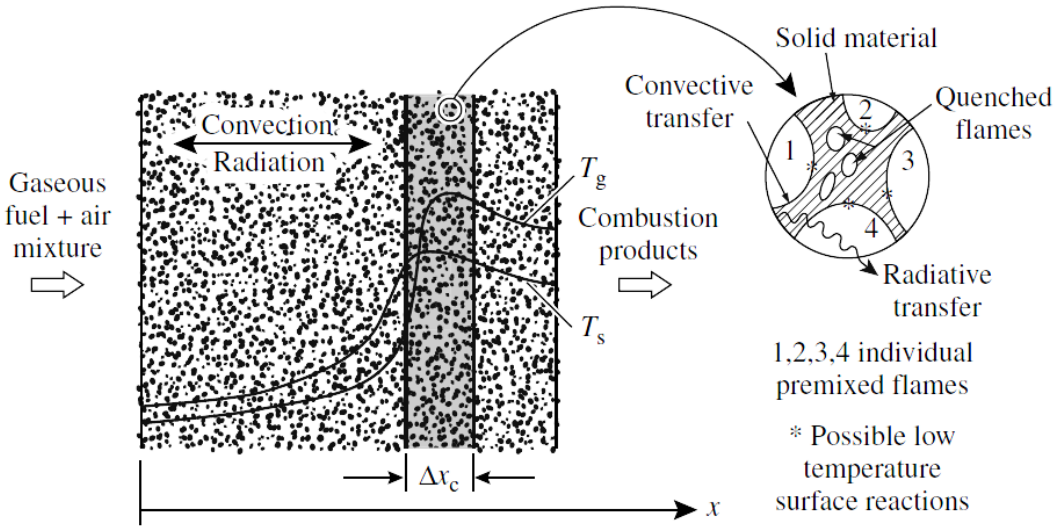


Figura 4.2: Perfil de temperaturas a lo largo del quemador poroso [4].

Es recomendable reducir la zona de precalentamiento (F. Durst *et al*) debido a su alta tasa de transferencia de calor en contra de la dirección de la mezcla aire combustible, un largo medio de precalentamiento puede producir una alta temperatura que puede resultar en una combustión en la zona de precalentamiento, además así se sirve para trabajar mejor con distintas cargas térmicas. Para evitar que esta zona alcance temperatura de ignición de la combustión se elige un tamaño de poro adecuado. La combustión en estos pequeños poros es más probable que sea incompleta y puede resultar en una salida de monóxido de carbono (F. Durst *et al*) y con ello pérdida de poder calorífico del calentador y también contaminación del ambiente. La reducción de la sección de precalentamiento produce mayores velocidades de la premezcla, con ello la región está mejor refrigerada y se evita el problema de que la combustión comience antes de lugar. Especialmente si se regula el caudal de combustible de modo que se trabaje con poca potencia. Los procesos de transferencia de calor y masa toman lugar en la región de combustión. En la figura **4.3** en los flujos de calor se incluyen calor de conducción, en interacción entre superficies la convección, y radiación.

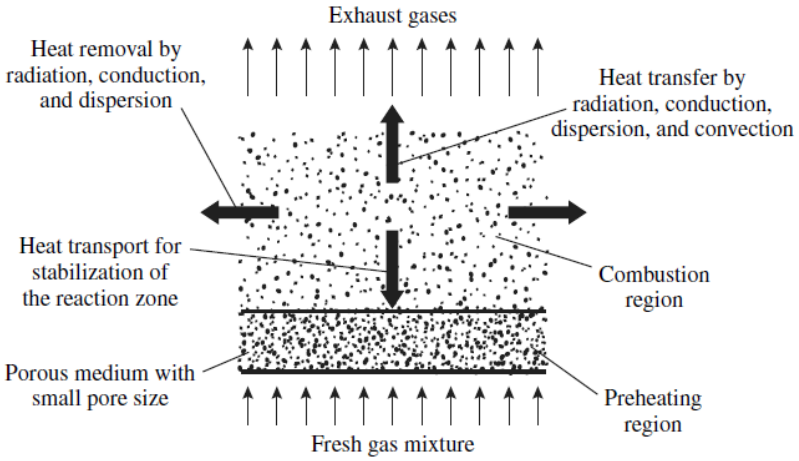


Figura 4.3: Diagramas de flujos de calor de la combustión en un medio poros [4].

4.2 Quemador de MPI

4.2.3 Ventajas de un pequeño quemador de MPI

La combustión convencional se conoce como combustión de "llama libre". Se trata de una única llama que genera calor dentro de una cámara de combustión, donde se hace muy difícil controlar su geometría. En MPI Generalmente los sólidos son cerámicas de alta porosidad de manera de no perturbar demasiado el flujo de gas en él. El gas, al estar en continuo contacto con el medio poroso, mantiene un equilibrio térmico en la zona de reacción por lo que se van igualando las temperaturas del gas con el medio. La configuración del sistema permite que la flama libre se transforme en un sin número de micro-flamas cada una del tamaño de un poro ("combustión sin llama"), esto rompe el perímetro de la llama aumentando su velocidad de reacción.

La combustión en MPI presenta claras ventajas con respecto a la combustión de llama libre. Como su nombre lo indica, el proceso de combustión en MPI, consiste en generar miles de pequeñas llamas, dentro de las porosidades de un sólido. El medio poroso posee una gran cantidad de área superficial, resultando en una eficiente transferencia de calor entre el gas y el sólido. Entre las ventajas se pueden enumerar el tener una larga superficie porosa de contacto que tiene como resultado aumentar la

zona de reacción y aumentar el equilibrio térmico entre el gas y el medio sólido poroso, esto hace que el medio sólido actué como una batería térmica, almacenando energía y luego sumándose a la energía de la reacción creando el ya mencionado el efecto de combustión superadiabatica. La acumulación de energía térmica en el sólido también puede contribuir a prevenir el “flash back”.

Se tiene mayores velocidades de combustión y mayores tasas de enfriamientos para el caso que se quiera disminuir las emisiones de NOx debido a que la conductividad del sólido puede ser hasta cien veces mayor que la del gas, creando una eficiente característica de intercambio de calor en el caso que la temperatura del gas disminuya.

Una gran densidad térmica asegura a la combustión en medios porosos una mayor estabilidad cuando se requiera cambiar las cargas térmicas o excesos de aire. También se pueden tener geometrías complejas y compactas de cámaras de combustión. Dado que no se tiene que tener cuidado con la geometría de la llama, a diferencia de los quemadores de llama libre, en los cuales se tiene que evitar que la llama toque la superficie de este y así evitar que se genere combustible no quemado por el enfriamiento de la llama. También el quemador MPI posee una transferencia de calor radiante mayor, al tener incorporados sólidos porosos en el sistema.

La combustión en MPI soluciona en gran medida problemas al incorporar sólidos en el sistema, por lo que se mejoran notablemente las propiedades de Transporte de calor.

En la figura **4.4** se muestra un esquema del proceso físico-químico que ocurre en una llama “enterrada”. Transferencia de masa y de calor en el medio poroso conductivo (**q**k), convectivo inter-superficial (**q**ku), radiativo (**q**r), y convectivo en la misma fase (**q**u).

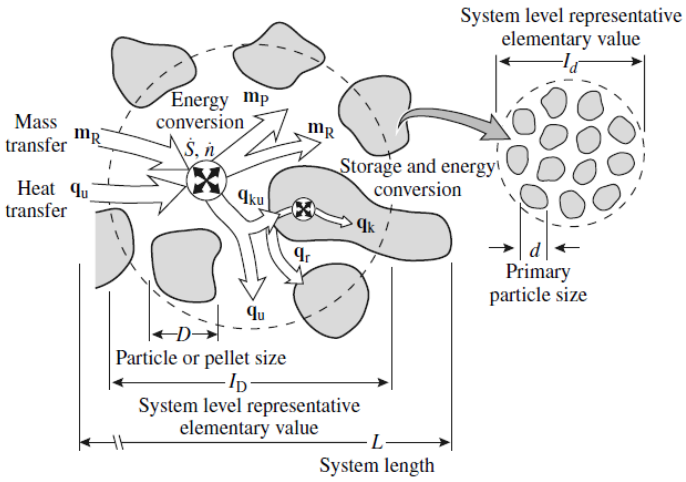


Figura 4.4: Esquema de la transferencia de calor y masa en MPI [4].

4.2.4 Estabilización de la combustión en MPI

Mantener estable la llama se puede realizar controlando la velocidad de quemado dentro del material poroso. Dos formas de hacer esto es cambiando el nivel de porosidad del material en la zona de combustión, otra forma es cambiar la sección del material poroso y aumentando está en su centro, para conseguir menores velocidades de llama en la zona de combustión. El perfil de temperaturas tiene que ser controlado. Existe una zona de precalentamiento. En esta zona el combustible es precalentado para mejorar su combustión, tiene especial importancia a la hora de utilizar combustibles líquidos, pues en esta zona la gota se evapora. Luego le sigue la zona de combustión.

El tamaño del poro equivalente también tiene que ser calculado, este de acuerdo a los experimentos de Babkin [17] depende del número de Péclet el cual tiene que ser mayor a 65 para conseguir una combustión dentro del material poroso. De no

cumplirse esta condición ocurre que el calor es transferido al material poroso (en la zona de combustión) a una tasa mayor que el calor generado por la reacción química. Independiente el tamaño de poro del quemador, la llama también puede enfriarse debido a la conductividad del poro mismo. En el caso de un tamaño equivalente inadecuado de poro, la llama puede enfriarse de modo que el combustible no se queme en la zona de combustión y se termine quemando en la salida del material poroso. Tal como ocurre en la figura **4.5** a).

Los quemadores porosos operan la combustión con el principio de la estabilización de la combustión. El criterio más importante para determinar si la combustión toma o no lugar en el material poroso es el tamaño crítico del poro. Si el poro es menor que su dimensión critica, la flama se propagará dentro del material poroso de una manera poco estable. Sin embargo todas las influencias de la tasa de enfriamiento de la llama con respecto a la generación de la propia reacción la toma en cuenta el número de Péclet, este se define como:

$$P_e = \frac{S_L d_m \rho c_{pg}}{k} > 65$$

Donde S_L es la velocidad laminar de la llama, d_m es el diámetro del poro equivalente. $\rho, c_{pg}\ y\ k$ son la densidad, calor especifico y coeficiente de conductividad del gas respectivamente.

Un material poroso uniforme puede contener pequeños espacios de aire (donde ocurre la reacción química) y pueden apagarse la llama generada por su pérdida de calor por la rápida conducción al sólido. Cualquier pérdida de material combustionado en la zona de combustión haría que no se alcance mayores potencias térmicas, y con ello afecta a la eficiencia del intercambio de calor. La combustión estable requiere de un exceso de aire determinado, por lo tanto esta es controlada ajustando el flujo másico de la mezcla aire combustible. La velocidad de la llama en premezcla es un parámetro constante y depende del gas en cuestión. Si esta es negativa entonces la llama se contrae hasta la sección de precalentamiento y si es positiva esta tenderá a despegarse

del medio poroso. El perfil de la velocidad de la llama no puede variar mucho de modo que “flashback” o “blow off” sea prevenido, de lo contrario no actuaria con el principio de la recirculación.

Un número de Péclet se varía cambiando el tamaño de grano y cabe destacar que un cambio en la carga térmica no afecta la posición de la llama, sino el largo de esta. Esta se mantendrá en el inicio de la zona de combustión *(et al* F. Durst).

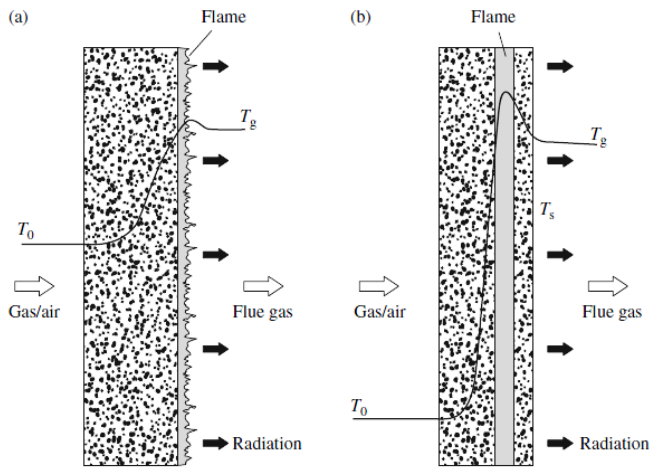


Figura 4.5: a) combustión en MPI con llama libre (puesta en marcha) b) llama “enterrada” en el MPI. [4]

4.2.5 Modulación de la potencia

Una de las mayores dificultades en cuanto a los quemadores es el control del rango o modulación de los quemadores. Para un pequeño proyecto este tema se puede simplificar y prácticamente se considera que se entrega una cantidad de calor constante a lo largo del año. La ventaja de usarlo en un pequeño proyecto es que solo se necesita durante una parte del año a máxima capacidad y así, no se tiene el problema de variar el rango del quemador, esto en el caso que se ocupe para suplir cargas térmicas base. La modulación trae consigo problemas como control de la llama y de las emisiones que produce una mayor carga térmica. El quemador a diseñar puede ir acompañado de un acumulador para amortiguar la carga térmica que tendrá

el agua. Para tener un diseño con gran modulación de potencia se tendría que disminuir el área de la zona de precalentamiento para hacerla más estables a diferentes cargas térmicas. También disminuir el tamaño de esfera y acortar la zona de precalentamiento.

4.2.6 Construcción de quemadores porosos

Los quemadores en medios porosos se usan con premezclado de combustible y aire. Una vez en el medio poroso es más difícil su combustión, esto hace que se requiera en el mejor caso usar premezcla, una presión mayor a la atmosférica y también en algunos casos exceso de aire. Los quemadores porosos de premezcla consisten en dos o más diferentes sólidos teniendo propiedades físicas (geometría de la pieza), flujos de combustible e intercambio de calor características. Es recomendable que la zona de combustión está aislada para prevenir que la combustión no se desarrolle en forma incompleta y esta desarrolle monóxido de carbono a la salida del quemador. La zona ideal para posicionar un intercambiador de calor es a la salida de la zona de combustión (aislada) y que los gases de escape produzcan el intercambio de calor. En la figura **4.6** se muestra un esquema como debería ser quemador de medios porosos con intercambiador, en la zona P (zona de precalentamiento) está la cámara de precalentamiento de los gases, aquí se tiene un material poroso distinto al de la zona C. En la región C se encuentra la zona de combustión del quemador, el intercambiador de calor no puede estar inmediatamente en el quemador y este de hecho tiene que estar aislado para evitar que se desarrolle combustión incompleta. Luego de eso estaría la zona H en donde estaría el intercambiador de calor. Nótese que la zona P tiene menor sección y menor tamaño de poros para asegurar una estabilización.

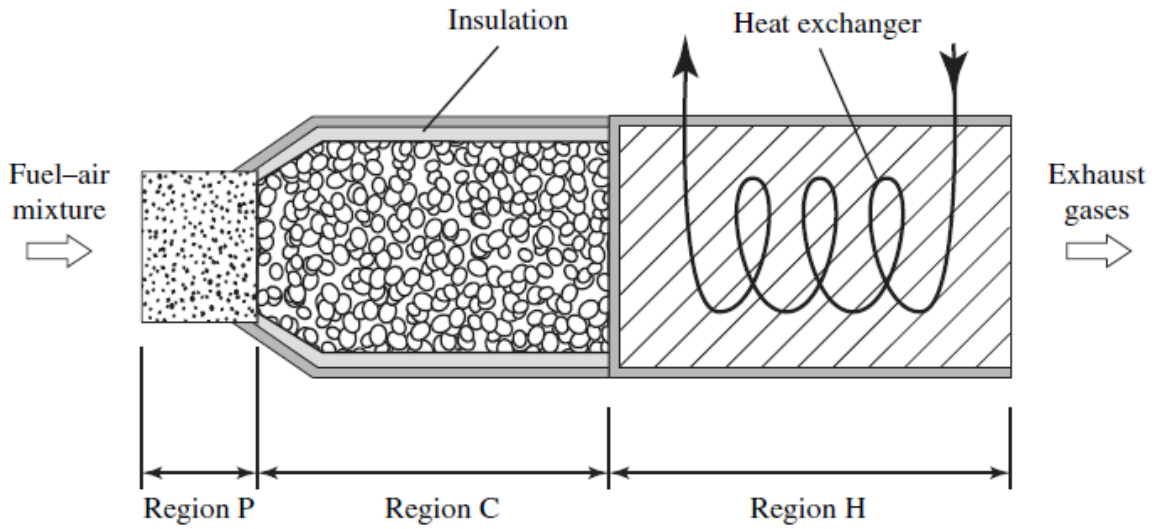


Figura 4.6: Muestra un esquema de un quemador de medios porosos ideal [4].

En la figura **4.7** se modela el perfil de temperatura de un quemador de una potencia de 10 [KW], en medio poroso que funciona con mezcla aire-metano, muestra la distribución de temperaturas a lo largo del quemador. Se modela por computación la temperatura de la zona de combustión y la de precalentamiento. Se puede observar que en la zona P la diferencia en el tamaño de grano funciona efectivamente para evitar que la mezcla haga ignición en la zona de precalentamiento. Las condiciones de la modelación fueron estacionarias, isobáricas y de una sola fase.

Según los cálculos llevados a cabo por este estudio, la generación de NOx se produce en los primeros milímetros de la zona de combustión, esto hace que en esta zona sea ideal posicionar material con alta conducción térmica y una ligera mayor superficie con la finalidad de disminuir la temperatura crítica de ignición.

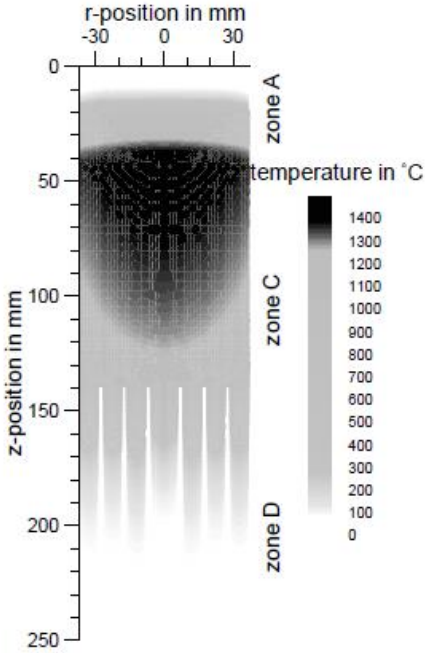


Figura 4.7: Modelación de perfil de temperaturas a lo largo del quemador [5].

4.2.7 Cuerpos de la estructura

Con los cuerpos se hace referencia al cuerpo de la cámara de combustión y el cuerpo del intercambiador de calor. El cuerpo de la cámara de combustión tiene que tener como características soportar una gran temperatura y tener un coeficiente de expansión térmica que vaya acorde con el material poroso 1 y 2. El cuarzo es un elemento que se ajusta a estos parámetros. El cuerpo de la cámara intercambiadora de calor también tendrá que tener como características las de tener una alta resistencia a la temperatura, sin embargo estará libre de esfuerzos mecánicos debido a la expansión del material poroso. Está se calentará debido a los flujos de gases de escape y tendrá que dirigir su calor de radiación hacia el centro de la estructura en donde estará ajustado el intercambiador de calor. La zona de intercambio de calor también tendrá que estar aislada. En el caso que no esté aislada se tendría un enfriamiento de la superficie y esto disminuye en gran parte la transferencia de calor hacia el centro debido a la gran dependencia de la temperatura en el intercambio radiativo. Un

material cerámico con una alta tasa de emisividad y que sea accesible se podría utilizar. Hay muchas variables que afectan la emisividad de un objeto específico, tal como la longitud de onda, el campo de visión, la forma geométrica y la temperatura.

4.2.8 Aislamiento

Al haber mayor temperatura, también aumenta el flujo de calor hacia el exterior y esto trae consigo mayores pérdidas. El efecto del aislante se puede conectar a los efectos de la convección y la radiación a través de la superficie aislante. Si un aislante pobre es usado entonces habría un mayor flujo de calor radial hacia el exterior y la temperatura de la combustión decrece, con esto el estado de combustión incompleta es alcanzado a bajos niveles de lambda.

Una mayor tasa de exceso de aire depende del aislamiento de las paredes del quemador con la combustión y de la capacidad térmica del quemador. El aislamiento en estos tipos de quemadores es de particular importancia debido a que posee una densidad energética mayor y con ello un gradiente de temperatura mayor, generando pérdidas fácilmente.

La zona de aislamiento de la cámara de combustión tiene que ser aislante y al mismo tiempo resistir temperaturas del orden de 1500° C. Un material recomendado para esta puede ser fibras de $Al_2 2O_3$ o simplemente fibra de vidrio.

4.2.9 Material poroso

En la transferencia de calor es muy importante la elección del material poroso a trabajar. Combustión en espumas cerámicas o estructuras de fibras se tiene como ventaja un nivel mayor de porosidad y una mejor distribución los poros aire dentro del medio. El nivel de porosidad influye en la superficie total en la que el calor de los gases es trasmitido. En un medio poroso de fibras, por ejemplo, la trasferencia de

calor por radiación es más efectiva que en el caso de un paquete de esferas y sin embargo la pérdida de presión es mayor.

También con algunos medios porosos se puede alcanzar una temperatura de operación más rápido, la figura **4.8** muestra distintas formas de medios porosos. El criterio más importante para la elección de un material poroso son la temperatura de resistencia máxima de diversos materiales, la temperatura de ciclo (fluencia en el tiempo), la conductividad de calor y los coeficientes de emisión para efectos radiativos (*et al*. F. Durst). Las anteriores características las cumplen los materiales de naturaleza cerámica. En cuanto la conductividad térmica del material poroso, esta tiene que ser en el mejor de los menor en la zona del precalentamiento para evitar que la combustión se inicie antes de lo deseado. Una vez alcanzada una alta temperatura en el material poroso, el coeficiente de emisividad recibe una mayor importancia debido a su intercambio de calor por radiación.

Elementos recomendados pueden ser el carburo de silicio (SiC) o aluminica ($Al_2 2O_3$**)**

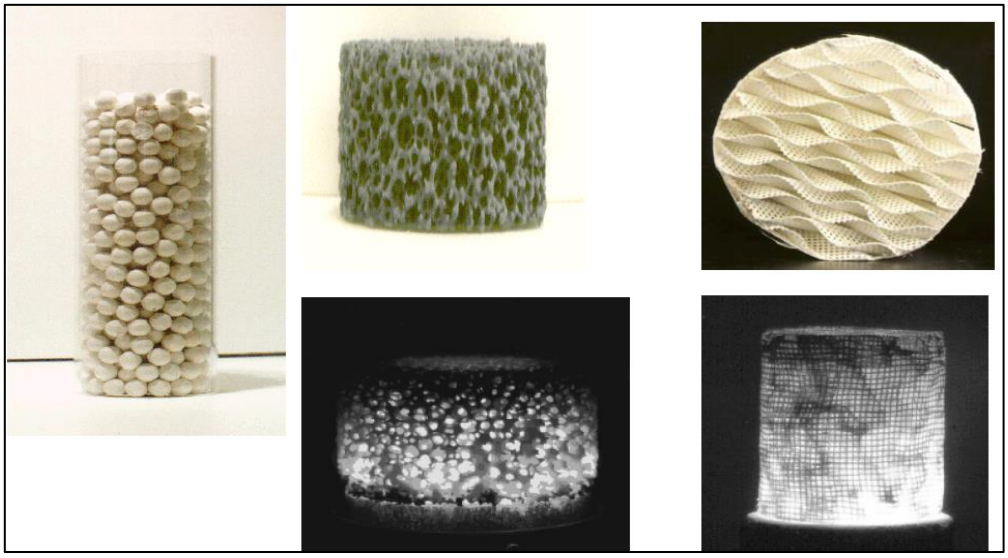


Figura 4.8: Distintos materiales cerámicos que se pueden usar para crear distintos medios porosos (esferas, espumas y fibras respectivamente) [5].

A continuación se muestra la tabla **4.1** con distintos niveles de porosidad de los materiales. El nivel de porosidad se puede resumir como la cantidad de aire que tiene el volumen de medio poroso. Entre menos porosidad tenga el material a construir, se tendrá una mayor densidad de energía y con ello mejor eficiencia, sin embargo se tiene una mayor pérdida de presión. El material poroso pueden ser esferas de alúminas, espumas cerámicas o fibras cerámicas las cuales pueden ser mejor en la zona de combustión por la mayor porosidad que tienen. A continuación una tabla comparativa de distintos medios porosos:

Tabla 4.1: Diferentes materiales porosos que pueden ser usados en la combustión de medios porosos siendo ψ la densidad del medio poroso [5].

Packing of spheres	**Ceramic foams**	**Ceramic fibre structures**
$\psi = 0{,}4$	$0{,}7 < \psi < 0{,}85$	$0{,}95 < \psi < 0{,}99$
material: Al_2O_3	materials: Al_2O_3, ZrO_2, SiC	material: Al_2O_3

Además de los distintos medios porosos también son importantes los tipos de materiales de estos. Estos pueden ser oxido de aluminio, carburo de silicio y oxido de zirconio**.**

Oxido de aluminio (Al_2O_3): puede ser usado hasta aproximadamente 1900°C. Alto contenido de SiO_2 entre el 20 y 40% se reduce se reduce la aplicación hasta aproximadamente 1650°C. Debido a su alto coeficiente de expansión térmica y un promedio de conductividad térmica, la resistencia al cambio de temperatura del Al_2O_3 es relativamente baja.

El carburo de silicio (SiC): puede ser usado a altas temperaturas, usualmente hasta 1600° C. la resistencia al cambio de temperatura es bueno, lo cual es debido a los bajos coeficientes de expansión y a su alta conductividad térmica.

Oxido de zirconio (ZrO_2): puede ser usado hasta 2300°C pero un cambio asociado al volumen incrementa durante su enfriado lo cual puede destruir la estructura. La modificación a alta temperatura puede ser usada hasta aproximadamente 1800°C. La alta expansión térmica y la baja conductividad tienen un efecto negativo en la resistencia al cambio de temperatura.

A continuación una tabla comparativa:

Tabla 4.2: Datos comparativos de distintos materiales para la combustión en medios porosos [6].

Parameter	Dimensions	Al_2O_3	SiC	ZrO_2
Maximum allowable temperature in air	°C	1900	1600	1800
Thermal expansion coefficient α (20-1000°C)	10^{-6} 1/K	8	4-5	10-13
Thermal conductivity λ at 20°C	W/mK	20-30	80-150	2-5
Thermal conductivity λ at 1000°C	W/mK	5-6	20-50	2-4
Specific thermal capacity	J/gK	0.9-1	0.7-0.8	0.5-0.6
Thermal stress resistance parameter, hard shock, R $(\sigma/E\alpha)$	K	100	230	230
Thermal stress resistance parameter, mild thermal shock, R' $(R\cdot\lambda)$	10^{-3} W/m	3	23	1
Total emissivity at 2000 K	–	0.28	0.9	0.31

4.3 Intercambiador de calor poroso

El tamaño del intercambiador de calor usando quemadores de medios porosos resulta ideal para intercambiadores pequeños, dado que al no ocupar llama libre, este no depende de las dimensiones de la llama a utilizar sino a la dimensión del quemador.

El intercambiador de calor es otro paso muy importante en el diseño del dispositivo. Se pensó en la idea de un intercambiador de calor de medios porosos, este tendría que tener un número de Péclet muy pequeño. De acuerdo a su definición, el calor absorbido (lo que se quiere) en el sólido tiene que ser muy superior al calor generado

(lo que se tiene) de los gases de escape de la combustión. Sin embargo esto aumentaría significativamente las pérdidas de presión, una mayor porosidad aumentará las pérdidas de presión, sumadas a las pérdidas de presión del material poroso de la cámara de combustión. Para los requerimientos de un buen intercambiador de calor, estos serían una baja pérdida de presión y un área bien compacta. La pérdida de presión también tiene un claro efecto en la potencia del intercambiador, a medida que la potencia del intercambiador de calor cambia, la pérdida de presión también cambiará. Cabe destacar que el intercambiador de calor con material poroso no tiene el efecto de temperatura superadiabatica explicado anteriormente que ocurre en el quemador, puesto que en este no ocurre una reacción de combustión. El objetivo de este es atrapar los gases calientes que atraviesan el medio poroso y trasportarlos por conducción y radiación al espiral intercambiador de calor.

El diseño del intercambiador se basó en estudios de mejora en el intercambio de calor para una sección cilíndrica parcialmente llenada de medios porosos inertes. Este estudio busca usar los medios porosos convenientemente en tuberías para el intercambio de calor. Las conclusiones fueron positivas, el grado de porosidad aumenta la transferencia de calor con una razonable pérdida de presión en una sección cilíndrica.

4.3.1 Intercambiador de “Aleta porosa”

Para el diseño de un intercambiador compacto se utilizó medios porosos, lo que resulta en un intercambiador con una tasa de gran área superficial por volumen. El intercambiador de calor diseñado es un cilindro que posee en su centro material poroso. Este se comporta como una aleta porosa. Usando un medio poroso se puede tener iguales eficiencias de una aleta común, teniendo en este caso un ahorro de 100ε % de material.

Reducir el tamaño y costo de las aletas ha sido una meta de las industrias por largo tiempo. Este requerimiento es muchas veces justificado por los altos costos de un material con alta conductividad de calor del material de las aletas, sumado a esto el costo asociado con el peso de las aletas, especialmente en aplicaciones de aviones u otros vehículos. Estas metas pueden ser logradas aumentando la transferencia de calor en las aletas. Se puede hacer de tres maneras:

- Aumentando la tasa de área efectiva de contacto por volumen.
- Aumentando la conductividad térmica del material de la aleta.
- Aumentando la convección de los fluidos rondeantes.

Aumentar la conductividad significa cambiar el material, lo que puede resultar más costoso. El aumentar la convección se puede realizar con un ventilador que genere convección forzada y también aumentaría los costos operativos, por lo tanto la opción de aumentar el área efectiva de contacto parece más atractiva. Hay estudios que han determinado que las aletas usando medios porosos pueden llegar a tener, bajo ciertas condiciones, una eficiencia de 63% más que aletas comunes (Suhil Kiwan)

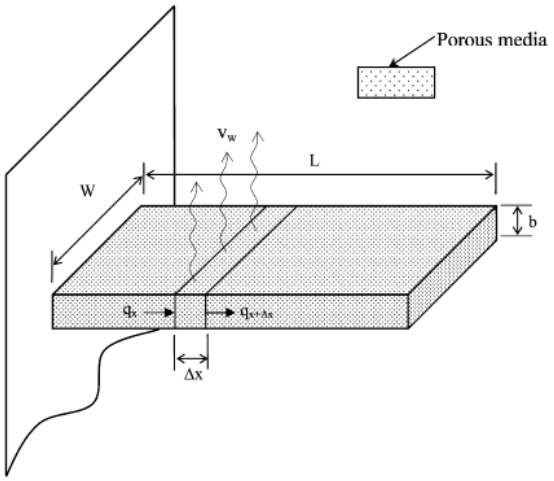


Figura 4.9: Esquema de flujos en una aleta porosa [7].

4.3.2 Numero de Reynolds en la transferencia de calor

Para evaluar las características de intercambio de calor se utiliza el número de Nusselt como un medio mejora para distintos casos. Este número compara la transferencia de calor convectiva con la transferencia de calor si esta fuera de forma conductiva. El número de Nusselt, por su parte, está definido como:

$$N_u = \frac{h\ x\ D_o}{k}$$

En donde h es el coeficiente de convección, $D_o$el radio interno de la tubería en este caso y k el coeficiente de conductividad. A continuación se muestra una modelación del número de Nusselt promedio que se tiene en una sección cilíndrica cuando aumenta el flujo másico.

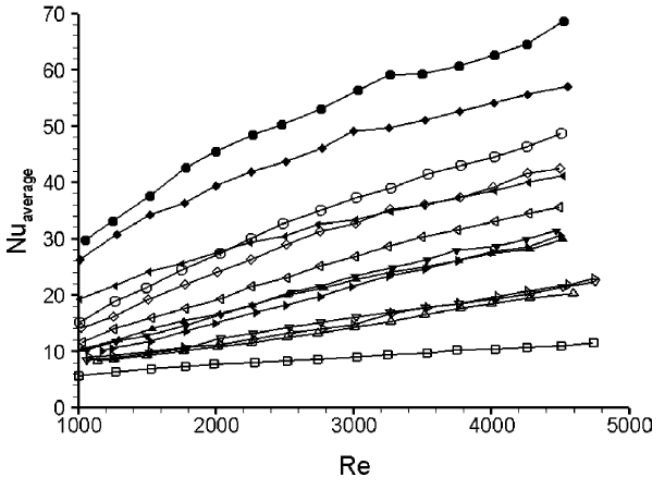


Figura 4.10: Muestra la influencia del número de Reynolds en el número de Nusselt [8].

En la figura **4.10** se aprecia el aumento del número de Nusselt para distintos materiales porosos y para distintos números de Reynolds. Se concluye que a mayores velocidades se tiene una mayor transferencia de calor de forma convectiva, lo cual es de esperar pues un aumento de flujo y por consiguiente cambio de perfil de velocidad aumenta la transferencia de masa y calor a las paredes del cilindro. También se aprecia en la simulación numérica que un mayor flujo aumenta la transferencia convectiva. Hay que tomar en cuenta que en esta simulación la transferencia de calor por radiación no se toma en cuenta y tampoco el flujo turbulento para números de Reynolds de aproximadamente 2000, por lo tanto estos efectos en la realidad tendrían una mayor influencia.

4.3.3 Efectos de la porosidad

Se estudió la porosidad en intercambiador de calor para distintos materiales porosos. Se calculó la temperatura de la superficie de la tubería como parámetro de transferencia de calor para una sección cilíndrica. De este estudio numérico se concluye que la temperatura de la superficie promedio disminuye con un aumento de porosidad. También afecta el número de Reynolds, este a medida que crece crea un flujo turbulento que crea por consiguiente una mayor transferencia de masa hacia las paredes de la tubería. Otro factor importante en la mejora de la transferencia de calor es el intercambio radiativo entre el medio poroso y la tubería. A continuación en la figura **4.11** se observa modelación de la temperatura superficial de la tubería con respecto a la razón de radio (Rp).

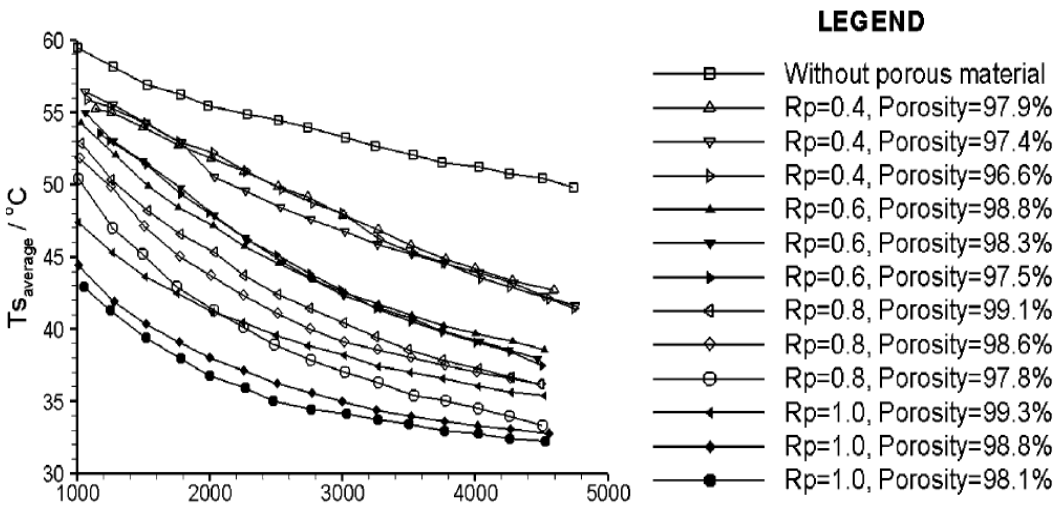


Figura 4.11: Muestra la temperatura superficial de la tubería vs el número de Reynolds [8].

Note que en cualquier caso siempre será mejor usar medios porosos en la sección cilíndrica, puesto que sin material poroso se tiene la máxima temperatura de pared. Cabe destacar que el flujo modelado equivale al flujo laminar, para un flujo turbulento el perfil de temperatura debería disminuir de forma más pronunciada.

4.3.4 Tamaño de la aleta porosa

El intercambiador de calor usa medios porosos para disipar energía, sin embargo este no abarca la toda la sección del cilindro. Se realizaron mediciones con distintos medios porosos y se estudia el tipo de transferencia de calor (conductivo o convectivo) para relaciones de radio de poro (Rp). Esta relación Rp es el cuociente entre el radio del material poroso (partiendo desde una línea de referencia en el centro) y el radio del cilindro intercambiador, de modo que si se tiene un Rp de 1, entonces la sección por la que circulan los gases de escape estará totalmente recubierta de material poroso.

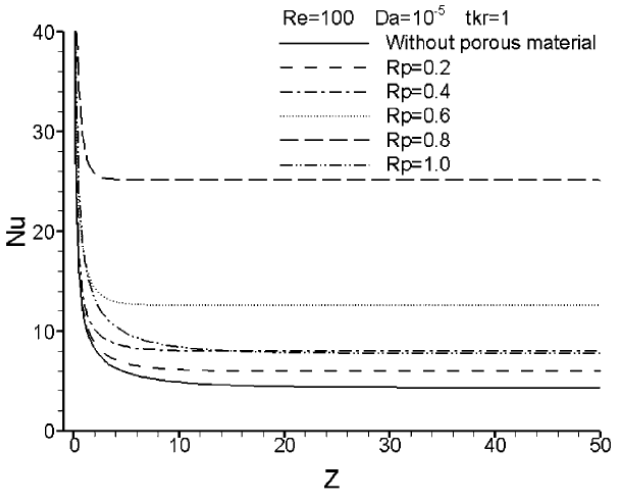


Figura 4.12: Relación del número de Nusselt para distintos Rp y con un numero de Darcy 10^{-5} vs el largo del precalentador [8].

Para Rp de 0.4 o 0.6 no existe una influencia significativa en el tipo de transferencia de calor. Este no es el caso para radios 0.8 o 1.0 en donde una pequeña disminución de la porosidad resulta en un significativo aumento en el número de Nusselt tal como lo muestra la figura 4.12 en donde modela las mejoras de los Rp para un número de Darcy de 10^{-5} (explicado en punto 4.3.5).

4.3.5 Pérdida de presión

La pérdida de presión es un parámetro muy importante a calcular en el intercambiador de calor, si esta es demasiado grande entonces puede ser económicamente no factible usar un medio poroso. La pérdida de presión puede ser calculada con la ecuación de Forcheimer. La medición de pérdida de presión puede ser importante para el cálculo de parámetros importantes como el número de Darcy. La velocidad Darciana se define como la velocidad que tiene un fluido incompresible que atraviesa por un medio poroso. Darcy calculó la resistencia que produce un flujo incompresible al atravesar un medio sólido. En este medio, al tener un área muy grande, se hace muy importante el esfuerzo cortante. A continuación en la figura **4.13** se muestra un esquema sobre el cual se deduce la velocidad en un medio poroso.

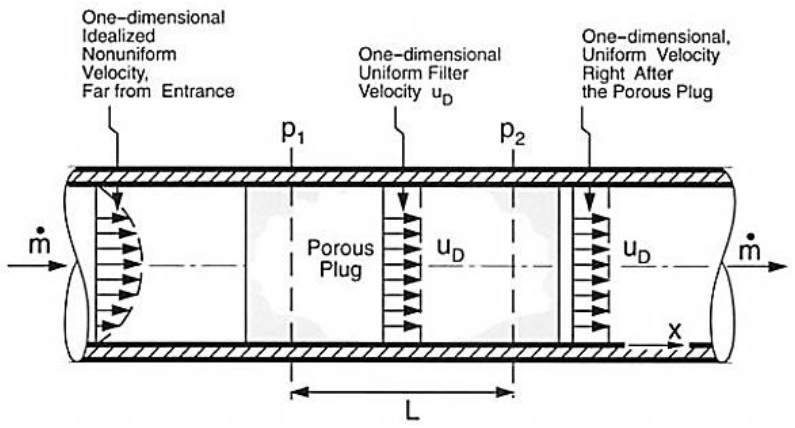


Figura 3.13: Determinación de la velocidad Darciana [9].

El flujo volumétrico fue medido y luego se calculó la velocidad Darciana dividiendo la densidad y el área transversal a este término.

$$\dot{m} = \rho \frac{\pi d^2}{4} u_d \qquad \frac{dp}{dx} = \frac{p_2 - p_1}{L}$$

Se determinó que la resistencia del sólido que atraviesa el flujo es caracterizada por la viscosidad del fluido newtoniano μ, y la permeabilidad del fluido K [m^2]:

$$-\frac{dp}{dx} = \frac{\mu}{K} u_D$$

El número de Darcy es un número adimensional característico del flujo en medios porosos, se define como el cuociente entre la permeabilidad K y el diámetro interno de la tubería al cuadrado:

$$D_a = \frac{K}{{d_0}^2} [-]$$

El coeficiente de permeabilidad K está ligada al nivel de porosidad del medio, se puede definir como la no resistencia a atravesar un medio. La pérdida de presión disminuye a medida que disminuye en Rp , para un valor Da constante. Y aumenta con un aumento en el número de Darcy, para un Rp constante. En el diseño sería ideal

implementar el aumento del número de Darcy y disminuir, paralelamente, el Rp en cuanto a valores ideales de pérdida de presión. De la figura **4.14**, se puede observar que a partir de un valor para Rp de 0.8, las pérdidas de presión suben de una manera más pronunciada. Como los valores de pérdida de presión para una tubería llena de material poroso son muy altos comparados con una tubería parcialmente llenada de material poroso, un Rp de 0.6 o 0.8 asociados con un número de Darcy de 10^{-4} o 10^{-5} es una alternativa atractiva para aumentar la tasa de transferencia de calor.

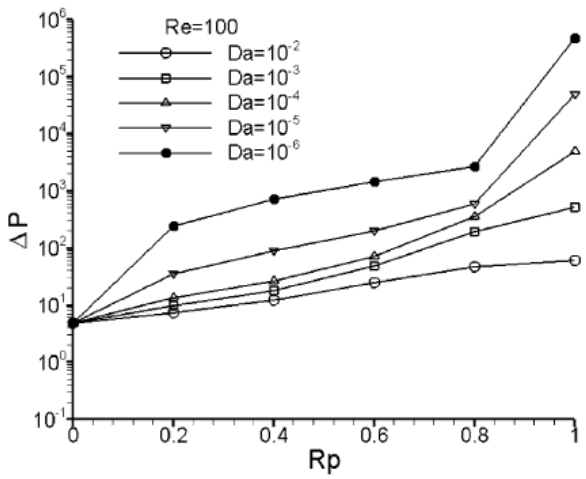


Figura 4.14: Valores de pérdida de presión para distintos Rp y números de Darcy [8].

El procedimiento de cálculo del coeficiente permeabilidad y del coeficiente de inercia que entregará el cálculo del coeficiente de permeabilidad poroso (útil para el cálculo del número de Darcy) se basa en la medición de la pérdida de presión en una tubería con un radio igual al radio del material poroso, para distintas velocidades Darcianas. La ecuación de pérdida de presión de Forcheimer es:

$$\Delta p = \frac{\mu L_0}{K} v_{\mathrm{D}} + \frac{\rho F L_0}{\sqrt{K}} v_{\mathrm{D}}^2$$

$$\Delta p = \alpha v_{\mathrm{D}} + \beta v_{\mathrm{D}}^2$$

$$\beta = \frac{F}{\sqrt{K}} \rho L_0 \;\; \alpha = \frac{\mu}{K} L_0$$

Dónde K en este caso es el coeficiente de permeabilidad y F es el coeficiente de inercia, que tiene relación con la inercia del flujo que va cambiado de dirección cuando choca con el medio.

Luego, para distintas velocidades se mide la presión y así se puede determinar empíricamente el coeficiente de permeabilidad del medio, y también el coeficiente de inercia F.

4.3.6 Material poroso

Algunos de los valores indicativos de permeabilidad están dados en la tabla **4.3**. En este grupo de materiales se puede apreciar que entre la más baja y la más alta permeabilidad hay una diferencia de 10^{-6}. Esto refleja la dependencia de la permeabilidad con "lc" (largo característico del sistema)
Siendo este un valor característico del sistema poroso. Por supuesto en la mayoría de los casos es un diámetro no geométricamente similar, por eso se considera esta longitud como aparente.

El diámetro característico de la sección de intercambio de calor en este caso se puede considerar constantes, porque son esferas simétricas entre ellas. Se puede considerar como el diámetro para cálculo de un diámetro ideal en esta sección.
Este diámetro es una aproximación del diámetro característico del sistema ($k^{1/2}$). ($k^{1/2}$) Es el largo característico del sistema, el cual es llamado "Brinkman screening distance". La relación de dimensiones en la práctica resulta:

$$(k^{1/2}) < d$$

Siendo d el diámetro de poro y $k^{1/2}$ la raíz de la permeabilidad.

Tabla 4.3: Distintas permeabilidades para distintos materiales [10].

Material	Fluid	Permeability K_s/ms^{-1}	Intrinsic permeability k'/m^2	Note
Clashach sandstone	Gas	–	3.0×10^{-13}	*a*
Lépine limestone	Water	2.5×10^{-9}	2.3×10^{-16}	*b*
St Maximin fine limestone	Water	2.5×10^{-6}	2.3×10^{-13}	*c*
Clay brick ceramic	Water	3.2×10^{-8}	2.9×10^{-15}	*d*
Clay brick ceramic	Water	3.8×10^{-9}	3.4×10^{-16}	*e*
Autoclaved aerated concrete	Gas	–	2.8×10^{-14}	*f*
Hardened cement paste w/c 0.5	Water	3.8×10^{-13}	3.5×10^{-20}	*g*
Hardened cement paste w/c 0.8	Water	4.6×10^{-11}	4.2×10^{-18}	*g*
Cement-sand mortars	Water	4.6×10^{-11}	4.2×10^{-18}	*h*
High strength concrete, moist cured	Water	7.7×10^{-13}	7.0×10^{-20}	*i*
High strength concrete, air cured	Water	1.9×10^{-11}	1.7×10^{-18}	*i*

a Clashach sandstone, porosity *f* 0.145, nitrogen gas permeability. *b* Lépine limestone, porosity *f* 0.245. *c* St Maximin fine limestone, porosity *f* 0.23. *d* Clay brick ceramic, *f* 0.40. *e* Clay brick ceramic, *f*=0.31. *f* Autoclaved aerated concrete, bulk density 390 kg/m^3, hydrogen gas permeability. *g* Fully hydrated cement paste. *h* 1:3 cement:sand mortar. *i* Portland cement concrete *w/c* 0.45.

La elección de permeabilidad indicada está relacionada con el tema del medio poroso del intercambiador. Para el tema de la porosidad, este es afectado mayoritariamente por tres parámetros micro estructural. Ellos son el tamaño de grano, la forma de la

partícula, y la distribución en la matriz porosa. En un material poroso esférico se puede calcular. La máxima porosidad teórica para un paquete de esferas iguales es de 0.4764 o equivalente a una densidad de 0.5236, y esta es independiente del tamaño de grano. Esto depende de la distribución del paquete de esferas. Para la máxima porosidad que puede contener un paquete de esferas se puede hacer un cálculo relativamente sencillo como se muestra en la figura **4.15.**

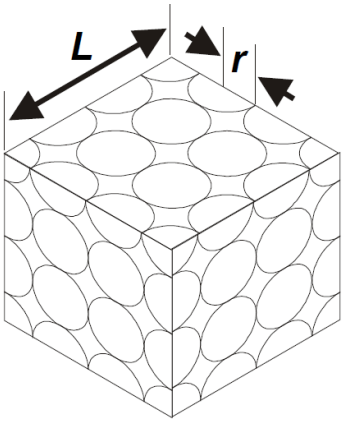


Figura 4.15: muestra un paquete cubico de esferas [11].

La porosidad para este arreglo se puede aproximar a:

$$\phi = \frac{L^3 - (\pi L^3 / 6)}{L^3} = (1 - \pi / 6) = 0.4764$$

Sin embargo el paquete de esferas se puede encontrar en diferentes configuraciones o diferentes distribuciones. De acuerdo a las configuraciones con que las esferas estén puestas se puede tener más o menos porosidad. A continuación en la figura **4.16** se muestran distintas configuraciones con sus porosidades:

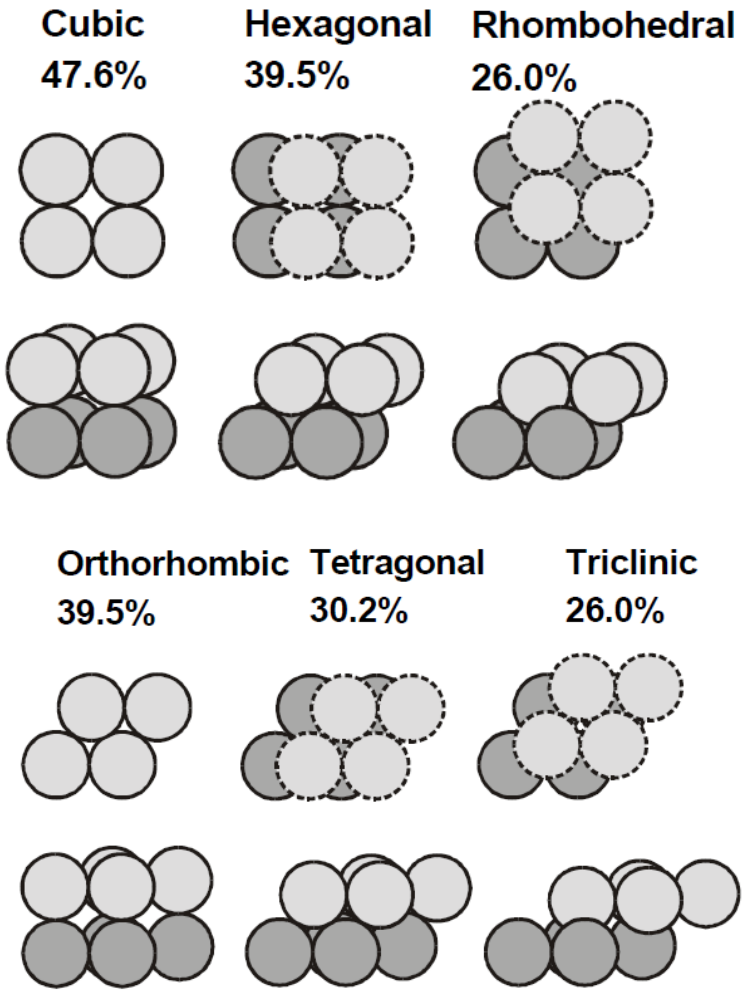


Figura 4.16: Muestra los órdenes en distribución de paquetes de esferas [11].

La porosidad limitándose simplemente a la geometría es independiente de la fricción. Esto no es así en la realidad para un arreglo aleatorio, el equilibrio de la porosidad en un paquete de partículas esféricas es dependiente de la estabilidad dada por la fuerza friccional de la partícula y también las fuerzas cohesivas que operan entre granos. Esas fuerzas son a la vez proporcionales a la superficie expuesta del grano. El área superficial específica (área expuesta por unidad de volumen) es inversamente proporcional al tamaño de grano. Esto indica que un cierto peso va a estar estabilizado mejor a bajas porosidades que el mismo peso pero con granos más pequeños. En la figura **4.17** se ve reflejado esto, muestra que en aumento en la

porosidad de una distribución aleatoria de esferas aumenta solo cuando el tamaño de grano es bajo los 100 micrones.

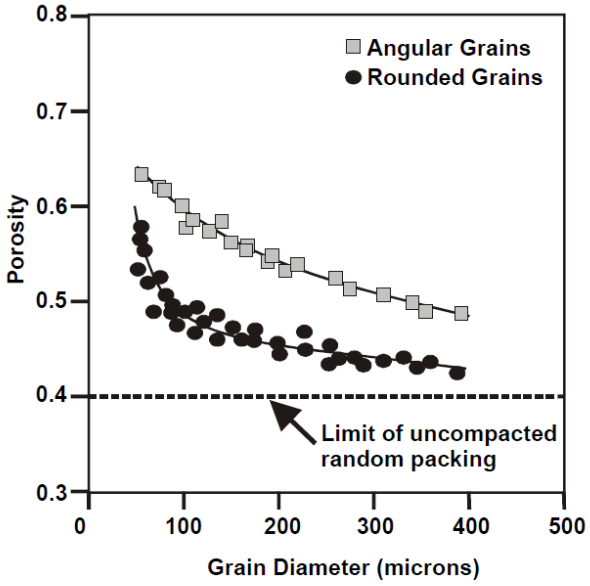


Figura 4.17: Relación entre la porosidad y el tamaño de grano [11].

En la tabla **4.4** se muestran las porosidades ("vois fraction") que se tienen para distintos ordenamientos que se pueden tener en un paquete de esferas de acuerdo con la tabla. La porosidad de un paquete de esferas ordenadas aleatoriamente, y esta se acerca a 0.40-0.41. Con este dato recién se puede aproximar la permeabilidad que tendrá la sección porosa del intercambiador de calor.

Tabla 4.4: Ordenamiento de paquetes de esferas [9].

Comparison of various models of close sphere packing (monodispersed)			
Model	Description	Void fraction	Packing density
Thinnest regular packing	Coordination number = 6	0.4764	0.5236
Very loose random packing	E.g., spheres slowly settling	0.44	0.56
Loose random packing	E.g., spheres dropped into bed or packed by hand	**0.40 to 0.41**	0.59 to 0.60
Poured random packing	Spheres poured into bed	0.375 to 0.391	0.609 to 0.625
Close random packing	E.g., the bed vibrated	0.359 to 0.375	0.625 to 0.641
Thickest regular packing	Coordination number = 12	0.2595	0.7405

El modelo **Carman-Kozeny** [9] predice que para un paquete de esferas cilíndricas la permeabilidad está dada por:

$$K = \frac{\epsilon^3}{180\,(1-\epsilon)^2}\,d^2$$

Siendo ϵ la porosidad del sistema poroso y d el diámetro de la esfera que conforma el sistema poroso. Para un diámetro de esfera de 4.5 [mm] (figura **4.18**) que esta disponible:

$$K = \frac{0.41^3}{180\,(1-0.41)^2}\,4{,}5^2$$

$$Permeabilidad = 0.022274\ [mm^2]$$

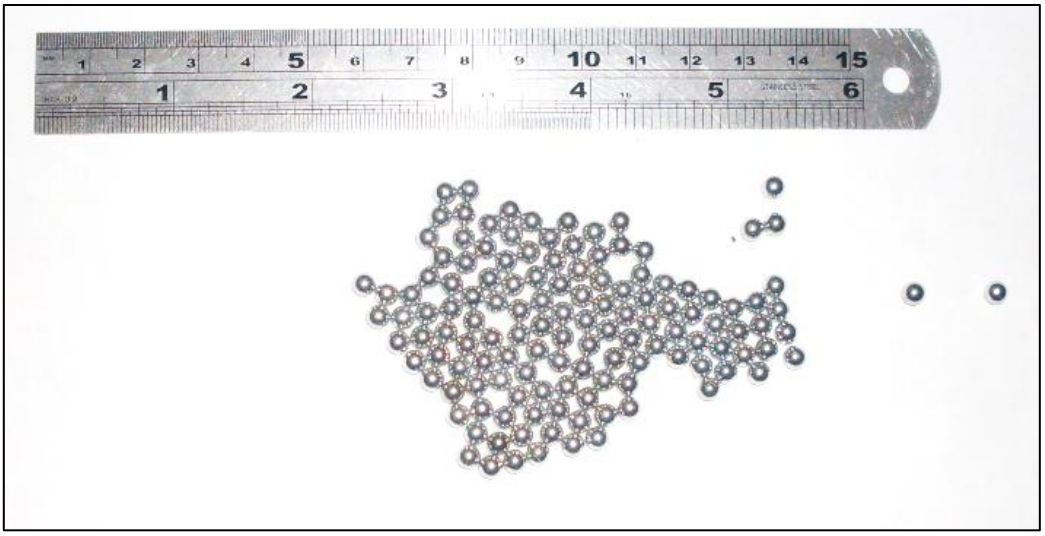


Figura 4.18: Paquete de esferas metálicas para el medio poroso del intercambiador de calor.

La permeabilidad cuantifica la facilidad que tiene el fluido de acceder a la matriz porosa con la que se trabaja, está en función del número de partículas por unidad de volumen, la forma y tamaño de estas. Entre más permeabilidad tenga la matriz porosa, más fácil será para el fluido penetrar en ella.

Teniendo la permeabilidad calculada, se puede aproximar el número de Darcy del sistema como:

$$D_a = \frac{K}{{D_{seccion}}^2} = \frac{0.022274}{65^2} = 5{,}2719 \text{ x } 10^{-6} \text{ [-]}$$

Lo cual está dentro del rango recomendado para aumentar la transferencia de calor con una sección porosa parcialmente llenada de 0.8. Este rango, según lo visto, es de 10^{-6} a 10^{-5} para una sección porosa parcialmente llenada. Sin embargo el valor no se puede alejar demasiado porque una permeabilidad muy baja consistiría en un cilindro sólido, el cual no dejaría penetrar a los gases calientes de escape y esto reduciría la eficiencia de la transferencia de calor.

4.3.7 Aspecto hidrodinámico

Además de la pérdida de presión y la transferencia de calor por radiación que tiene el efecto del material sólido, se tiene en cuenta el llamado “channeling effect” que es la redistribución del flujo en la zona anular del cilindro intercambiador tal como lo muestra la figura **4.19**. Esta distribución se debe a la mayor resistencia al fluido de la sección porosa, por lo que mientras más grande sea esta, mayor la velocidad anular de los gases de escape en este caso.

En esta simulación numérica se observa que para un cilindro con recubrimiento parcial de medio poroso, la velocidad tiende aumentar hacia la sección exterior del medio poroso creando mayor intercambio de calor por la velocidad de los gases de escape.

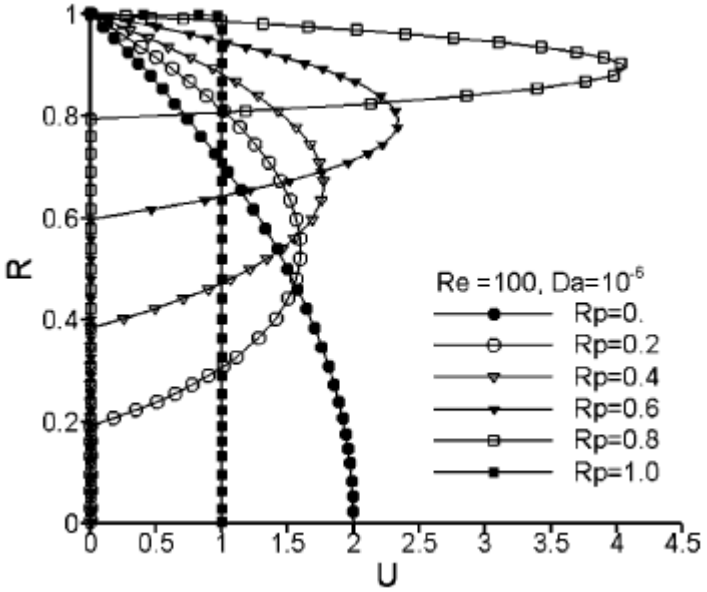


Figura 4.19: Muestra la velocidad axial adimensional para distintas relaciones de radio de material poroso recubierto [8].

Las velocidades exteriores son causadas por la poca permeabilidad de la zona porosa lo cual conlleva a mayor desplazamiento por los alrededores. También se puede ver

que una sección completamente recubierta no ayuda en mucho debido a que el perfil de velocidad es constante a través de toda la sección.

4.3.8 Conductividad del medio

En cuanto a la conductividad del material poroso del intercambiador, se puede calculando usando un número adimensional de la conductividad:

$$tkr = \frac{k_e}{k_f}$$

Donde K_e corresponde al coeficiente de conductividad térmica efectiva del sistema matriz porosa-fluido. Este coeficiente esta en relación directa con la conductividad térmica del fluido (K_f), la conductividad térmica de la matriz porosa, y también a su estructura y porosidad. La figura 4.20 presenta la influencia combinada de Rp, Da en el número de Nusselt. Para tres valores distintos de tkr 1, 2.4 y 10.

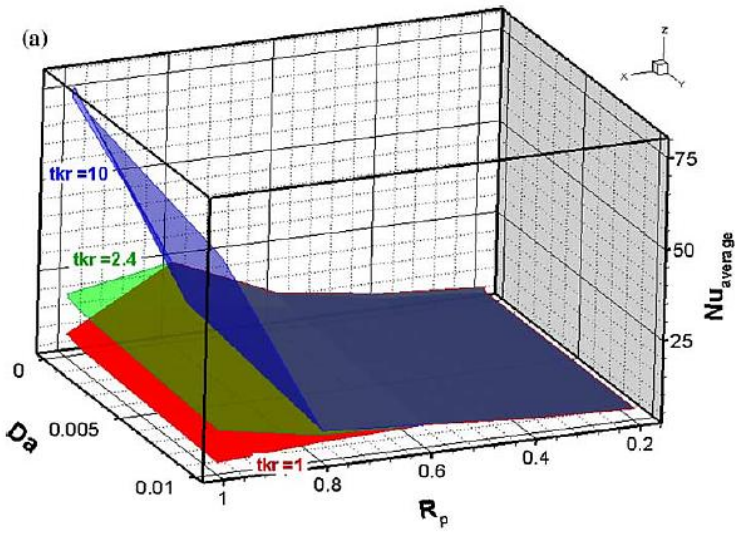


Figura 4.20: Aproximaciones numéricas. Influencias combinadas de Da, Rp y tkr; en función del número de Nusselt promedio [8].

Se puede notar de la figura **4.20** que con un Rp a partir de 0.8 comienza a aumentar el intercambio de calor, y con números Darcianos menores. La conducción de calor en la matriz porosa se vuelve más significativa cuando decrece la permeabilidad y cuando aumenta Rp. de este modo el gas tiene más contacto con la superficie sólida y más calor transferido por conducción.

4.4 Características resultantes

El número de Nusselt calculado refuerza en forma teórica las características de tamaño de la aleta porosa, permeabilidad del medio, conducción del medio y de pérdida de presión. Estas características tienen valores óptimos que son usadas para el nuevo diseño. Para distintos números de Darcy y distintas secciones llenadas de material poroso se tiene un mayor intercambio de calor tal como lo muestra la figura **4.21.**

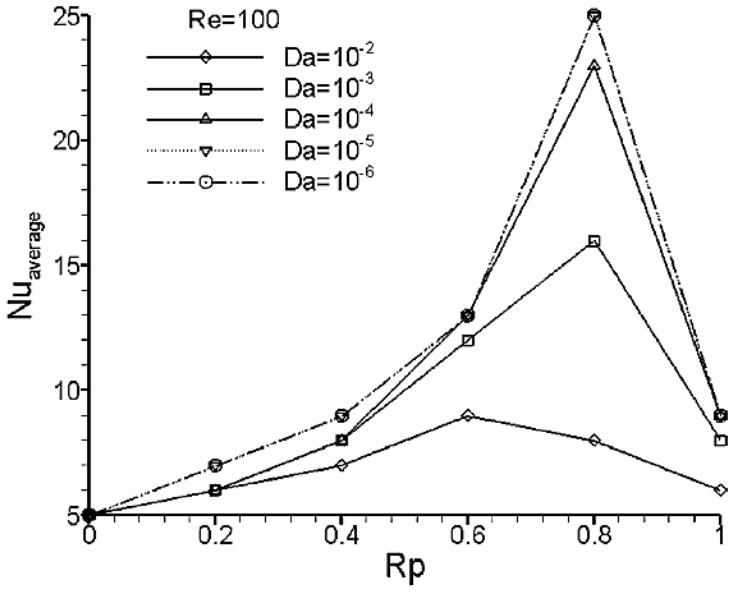


Figura 4.21: Influencia del número de Nusselt promedio de pared para distintos Rp y distintos valores de Darcy [8].

Se puede concluir que la tasa de intercambio de calor depende de variables como el número de Darcy, el número de Reynolds y el la razón de radio Rp. Según el estudio, en cualquier caso el empleo de un material poroso lleva al aumento de transferencia de calor en comparación con un flujo o llama libre. El aumento de transferencia de calor tiene la desventaja de pérdida de presión, sin embargo según los estudios, aumentando la relación a partir de un Rp de 0.8 la presión aumenta de una manera significativa lo que hace no conveniente el uso de material poroso en toda la zona axial. También se observa que un número de Darcy de 10^{-5} y 10^{-6} seria una buena alternativa para una mejora del intercambio de calor, y con una tendencia al aumento a medida que el número de Darcy disminuye (hasta un límite). El radio Rp de 0.8 tiene un aumento en el número de Nusselt, sin embargo, y para un número de Darcy determinado, este radio crítico puede cambiar sumado al efecto del número de Prandlt. Por ejemplo para un Da= $2x10^{-2}$ y un numero de Reynold de 200, el radio critico resulta 0.6; y al llegar a 600 el radio critico aumenta a 0.7. La figura **4.22** muestra la influencia del número de Prandtl en la transferencia de calor en un medio poroso parcialmente llenado.

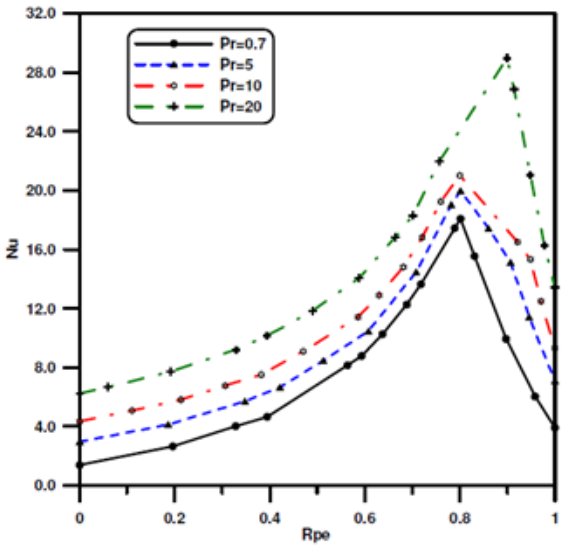


Figura 4.22: Modelación numérica muestra el efecto del número de Prandtl en el numero promedio de Nusselt para un Re=100 y un numero de Darcy de $2x10^{-4}$ [12].

En la figura **4.22** se muestra que un número de Prandlt excesivo hace que sea más conveniente usar una sección porosa más llena. Este número relaciona la viscosidad cinemática con la difusividad térmica, si es muy bajo significa que el calor se difusa rápidamente comparado con su velocidad.

Para el aire el número de Prandlt es de 0.7 aproximadamente, este se puede usar como referencia para gases de escape (pese a que disminuye con la temperatura, y disminuye el intercambio de calor)..

Un menor número de Darcy está relacionado al tamaño equivalente del poro. Para un número de Darcy adecuado según la modelación habría que tener un tamaño de poro muy pequeño. Sin embargo la modelación numérica no toma el efecto de la radiación que produce el medio poroso. Un tamaño de Rp 1.0 equivale a usar medio poroso en toda la sección transversal de la tubería, sin embargo según lo visto no es conveniente por la pérdida de presión mayor y por el efecto "channeling" que se pierde.

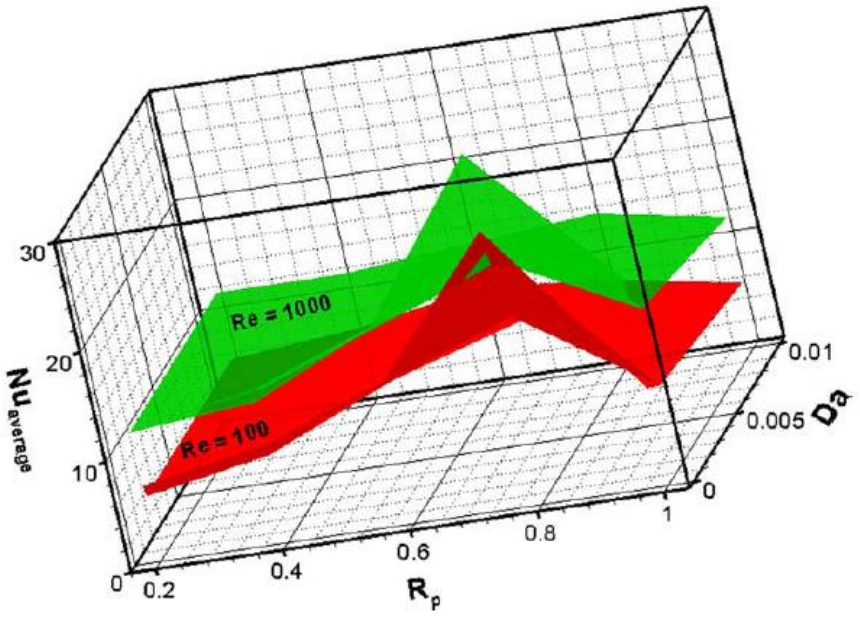


Figura 4.23: Muestra todos los parámetros que afectan al número de Nusselt [8].

De una manera global se pueden ver los parámetros que afectan al número de Nusselt en la figura **4.23**. Se puede observar que a mayor número de Reynolds se tiene mayor intercambio de calor. También este aumento se aprecia para bajos número de Darcy, sin embargo la modelación entrega un valor de Darcy nulo como máximo. En la realidad se esperaría que no fuese así porque significaría un cilindro sólido, y no ayuda al intercambio de calor debido a que dentro del medio poroso la convección del gas es más útil que la conducción del medio.

4.5 Diseño del intercambiador de calor

Para el diseño se juntan varias características estudiadas. Las zonas de intercambio de calor se muestran en la figura **4.23:**

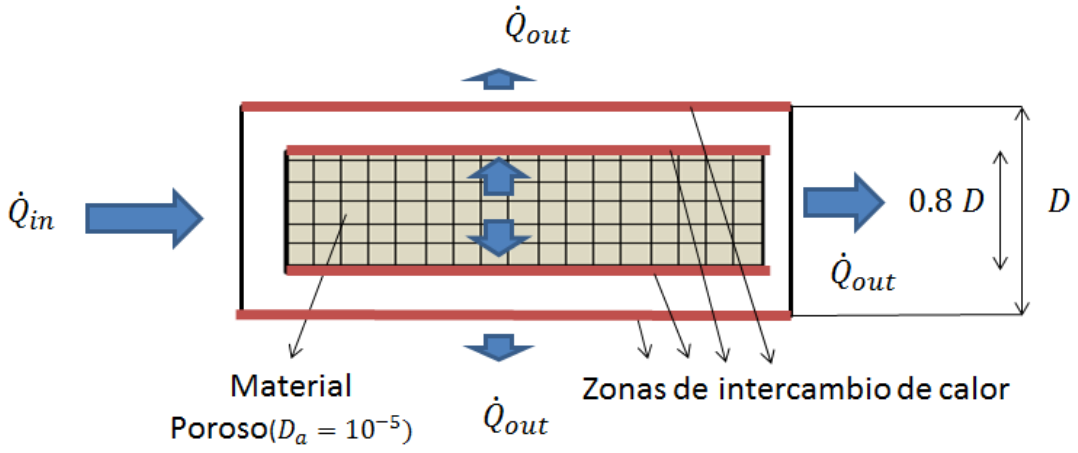


Figura 4.24: Zonas optimas de intercambio de calor para el intercambiador a diseñar.

La posición ideal de los intercambiadores de calor debe ser estudiada. También se tiene que tener cuidado de que la zona de intercambio de calor primario (centro de la figura) sea de mayor concentración de energía o mayor temperatura, para evitar enfriar lo que se calentó en la zona de precalentamiento, es decir, asegurar que le entregue energía al fluido ya precalentado. En la figura **4.24** se aprecia la zona de intercambio de calor, en esta se tiene una zona central en la que la radiación y conducción toman parte de la transferencia de calor debido al medio sólido y también

toma parte la convección debido al “channeling effect” ya mencionado. Se incrementará la sección hasta 0.8 para tener una pérdida de presión baja proporcionalmente comparada con la sección porosa completa, además con un número de Darcy definido y un número de Prandlt (no considerado) ideal para aumentar el intercambio de calor. La sección interna de intercambio de calor está hecha de un espiral de cobre (un diámetro de espiral de cobre equivalente a 0.8 diámetro del cilindro intercambiador), y este estará dentro de un cilindro intercambiador de calor o precalentador, el cual considerará la zona de intercambio de calor secundaria. El número de Darcy de 10^{-5} concuerda con numero de Péclet muy pequeño. Ambos intercambiadores de calor tendrán un sistema de transferencia de calor mediante contraflujo. El área transversal por donde circulan los gases calientes tiene que ser similares a lo largo del quemador para evitar que los gases se expandan y se enfríen, disminuyendo la eficiencia total del quemador. En cuanto al quemador la zona de precalentamiento del quemador (A) tendrá una conductividad de calor λ mayor que la zona de combustión y mucho menor a la zona de intercambio de calor.

Los estudios no entregan información sobre la transferencia de calor a lo largo de la zona de intercambio de calor (largo del intercambiador). Sin embargo una aleta porosa demasiado larga estaría lejos de la zona de combustión, lo cual disminuiría la temperatura del fluido que se pretende calentar. Una forma de determinar el largo ideal del medio de intercambio de calor seria medir si es que la temperatura del fluido saliendo del medio poroso es mayor o menor que la última sección del medio poroso. Si es que esta es menor, entonces el medio le está aportando levemente calor. Pero si es mayor entonces el fluido está perdiendo calor que se va trasmitiendo al medio.

Si bien el tamaño del quemador no tiene relación directa con la potencia del mismo, el intercambiador de calor en este diseño considera una relación para evitar que el gas se expanda entre el quemador y el intercambiador de calor en el cambio de sección, esto podría hacer que los gases se enfríen y con ello disminuiría la eficiencia notablemente. La relación entre el diámetro de cuarzo “d” donde ocurre la combustión y el diámetro de la cámara de combustión “D” (D_o) viene igualando sus

áreas. La zona porosa tiene una permeabilidad de por medio por lo tanto esta no será una regla fija, sin embargo se puede tener como un límite para el tamaño máximo que podría tener el intercambiador de calor para evitar la ineficiencia por expansión de los gases de escape. La relación de áreas corresponde a:

$$\frac{d^2\pi}{4} > \frac{D^2\pi}{4} - 0.8\,\frac{D^2\pi}{4}$$

$$d^2 > D^2 - 0.8\,D^2$$

$$d > \sqrt{0.2}\,D$$

4.6 Partes del quemador

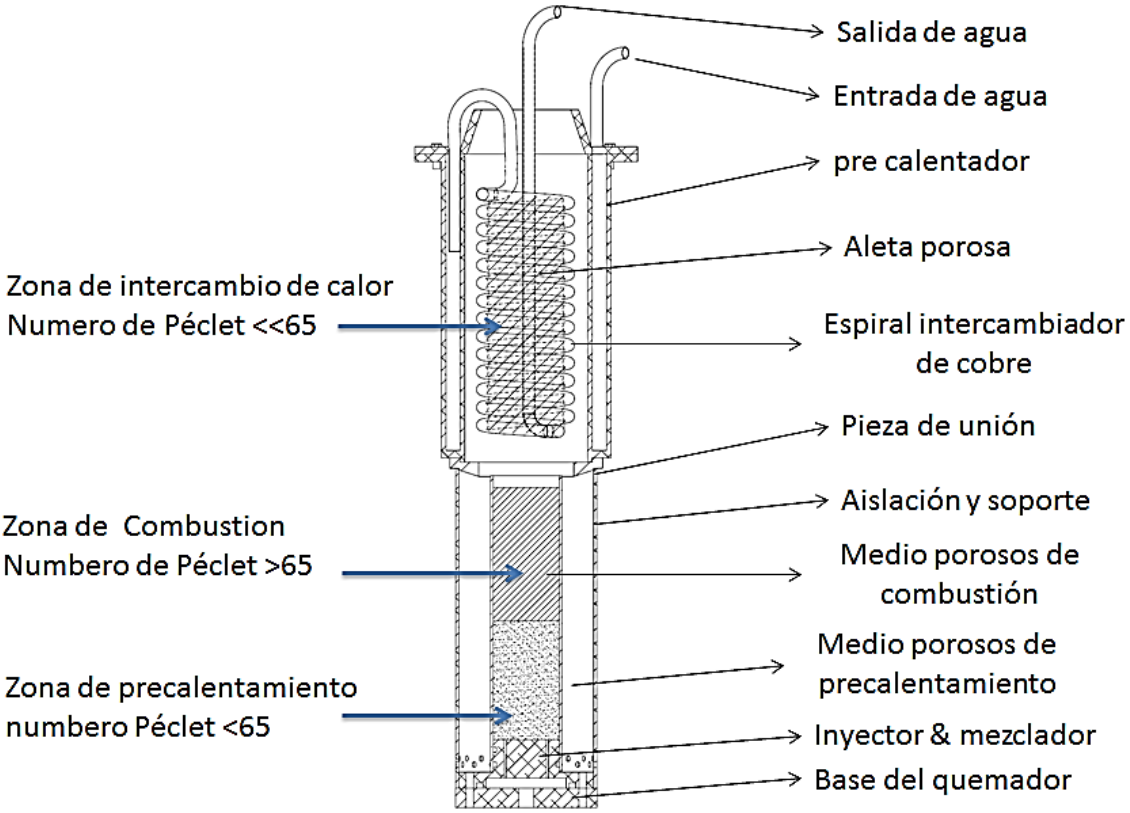


Figura 4.25: Diseño final del prototipo de caldera a utilizar.

En este diseño se distinguen 3 zonas: zona de precalentamiento, zona de combustión y zona de intercambio de calor. De acuerdo con la definición del número de Péclet, la tasa calor que absorbe el material poroso comparada con la tasa de calor generada (saliente) de los gases de escape de la combustión en la zona de intercambiador tiene que ser lo más alta posible, pues el objetivo es calentar el medio poroso en donde se encuentra el intercambiador de calor. Se aprecia que existirá un cobertor en la zona de combustión. Esto cumple la función de aislar la cámara de combustión para asegurar una buena eficiencia de la combustión. Sin embargo trae el problema de que la base

del quemador estará expuesta a mayores cargas térmicas, esto sumado al hecho de que no está refrigerado hace que la base del quemador este expuesta a grandes temperaturas. Se intentará alargar la zona de precalentamiento para alejar el frente de combustión de la base del quemador. Esto producirá menores esfuerzos térmicos en la base del quemador. El perfil de temperaturas de un quemador poroso típico se aprecia en la siguiente la figura **4.26**, se aprecia que desde la zona de precalentamiento aumenta rápidamente la temperatura a la zona donde se realiza la combustión, en las cuales puede haber una diferencia de hasta 1000 C°.

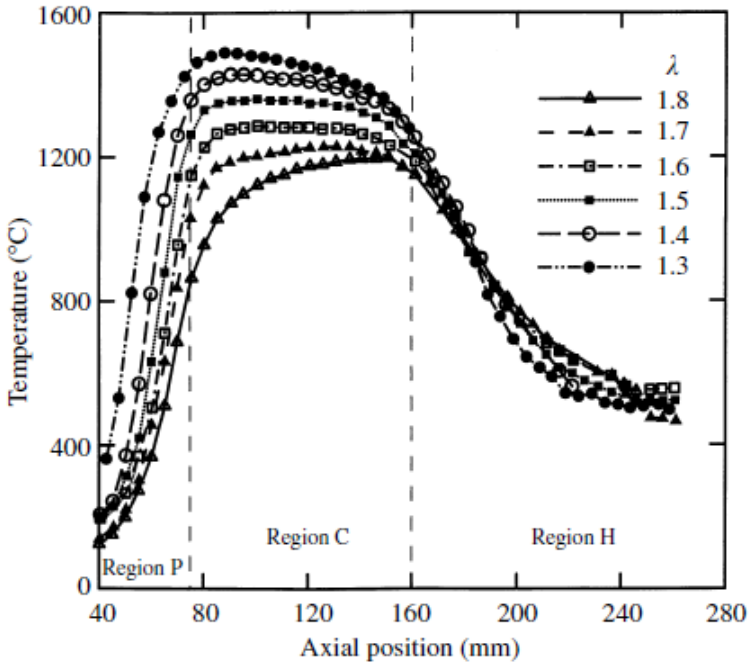


Figura 4.26: Efectos del exceso de aire en la distribución de temperaturas en el medio poroso para esferas Al_2O_3 [5].

CAPITULO 5: Pruebas experimentales

Una vez que el dispositivo está terminado se le realizan pruebas para determinar los parámetros operacionales. El parámetro más importante a determinar es la velocidad del frente de combustión porque este parámetro puede estabilizar el frente de combustión. Este se puede medir mediante las tendencias que posee en cuanto a distintos caudales y excesos de aire. Al dispositivo se le realizo un cambio del diseño debido a excesivas pérdidas en la base del intercambiador. Luego de este cambio no se presentan mayores pérdidas y el diseño está terminado, se le realizan medición de parámetros y se mantiene el diseño fijo.

5.1 Cambio de diseño

Debido a un exceso de flujo de calor radial del quemador poroso, se tuvo que modificar el diseño para evitar el sobre calentamiento de la pieza de soporte, la cual también aísla el quemador. Se agregó un intercambiador de calor en la pieza soporte para enfriar la base y recuperar ese calor perdido. Este nuevo intercambiador se muestra en la figura **5.1**, entre el nuevo espiral enfriador de base y el aislante se tiene una lámina de acero para reflejar la radiación proveniente del quemador y para mejorar la conducción de calor hacia el espiral.

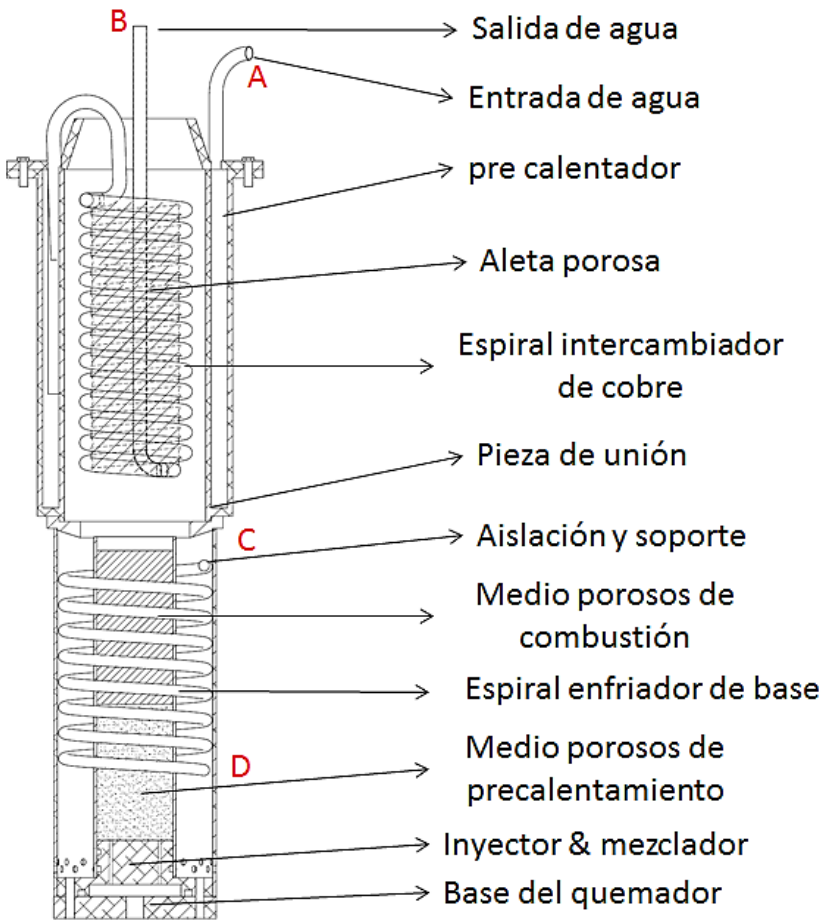


Figura 5.1: Diseño modificado del artefacto para disminuir las pérdidas de flujo radial.

Las conexiones del intercambiador enfriador de base corresponden a C para la entrada y D para la salida. Se realizaron configuraciones en serie y en paralelo para la conexión entre ambos intercambiadores.

Conexiones

Las conexiones del intercambiador principal con la base se probaron para elegir que configuración usar. Esta puede ser en serie, en la cual el fluido a calentar pasa directamente por el enfriador de base funcionando como un economizador y luego al intercambiador principal. O en paralelo, en el cual se tienes conexiones en “T” para

ambos intercambiadores. En configuración en paralelo se tiene una estrangulación en el enfriador de base para ajustar caudal y tener temperaturas de salidas similares.

Serie: D Y A conectados en serie, siendo C la entrada del circuito de agua.

Paralelo: A y C conectados, B y D conectados en "T".

En conexión de paralelo se tiene menor pérdida de presión de agua, sin embargo en la conexión entre B y D se detectan temperaturas diferentes, la temperatura del espiral enfriador de base se puede regular estrangulando el caudal que pasa por esta zona. Sin embargo la temperatura máxima que no se acerca a la temperatura de salida del intercambiador principal, con temperaturas de entrada iguales. Por lo tanto se utilizará el diseño en serie, siendo el enfriador de base un economizador del circuito.

5.2 Quemador

Inicio de la combustión, la llama del gas natural no tiene material particulado, por lo tanto no tiene color. La combustión esta fuera del quemador, actuando como un quemador de llama libre al comienzo.

Figura 5.2: Inicio de la combustión en medios porosos para 1 [lt/min] de gas natural con un valor lambda de 1.

En la imagen se aprecia la generación de combustión mediante llama libre, en este punto no se ha conseguido que la llama se inserte totalmente en el medio poroso, se aprecia una llama definida que es una combustión de premezcla con llama libre. No se aprecia llama de difusión debido a que el caudal másico es pequeño y este se quema totalmente en premezcla, además el gas natural es bien limpio.

Este régimen no es de utilidad debido a que no crea micro-llamas dentro del medio en su totalidad, lo cual es lo mismo que tener llama libre de combustión. Se tiene pensado que el combustible que no se alcance a quemar dentro del medio poroso se queme con llama libre. Gracias a las líneas de venteo ubicadas en la base del quemador puede completar el quemado de la llama, sin embargo esta llama tiene la desventaja de ser muy larga y hacer contacto con el intercambiador de calor, lo cual puede producir combustible sin quemar.

Figura 5.3: quemador de medios porosos en puesta en marcha para un caudal de 1,7 [lt/min] de gas natural con lambda de 0,9.

Se puede notar que se tiene una llama de difusión, esto es porque el medio poroso no ha alcanzado una temperatura de auto ignición del gas natural. Esta llama también se forma cuando se trabaja de forma estabilizada con combustión incompleta.

Se puede apreciar la llama de premezcla, la cual debido al enfriamiento por los bordes toma una forma triangular. La altura de esta muestra que el flujo suministrado es grande para el volumen de este. Sin embargo, una vez que la llama se introduce en el medio poroso, la superficie es tan grande que la combustión se realiza en buenas condiciones, a pesar del pequeño tamaño aparente del quemador.

Figura 5.4: Combustión en medios porosos con la llama insertada en el medio para un flujo másico de 1,7 [lt/min] de gas natural con un lambda de 1,2.

La figura **5.4** muestra combustión en medios porosos realizada, esta es la combustión que se desea realizar, en este punto la combustión va cumpliendo con el principio de la recirculación llegando a temperaturas mayores. Esta entrada del frente de combustión al medio se realiza mediante alta relación de aire-combustible. Una vez que se produce el frente de combustión en el medio poroso la combustión se mantiene dentro del medio, debido a que la temperatura alcanzada es tan alta que combustiona automáticamente todo el combustible que pase por dicha zona.

5.2 Estabilizacion mediante medicion del frente de combustion

Las esferas pequeñas insertadas no mantienen el frente de combustion en su posicion, por lo tanto estas no cumplen con la definicion del numero de Péclet que se buscaba

al comienzo. La forma de estabilizacion que se busca por lo tanto es mediante valores de lambda. Las esferas pequeñas en la base del quemador cumpliran la funcion de “flashback” disipando la energia de la zona de combustion.

La medición de la velocidad de frente de combustión se realiza mediante un termocupla de contacto tipo K el objetivo de esta medición es encontrar el punto de estabilización del quemador. El rango de esta puede llegar a los 1000 °C, esta se posiciona en perforaciones en el aislante de fibra de vidrio del recubierto las cuales tienen un patrón de 1 cm entre punto y punto, se toma una temperatura de referencia en un punto que va aumentando (o disminuyendo) a medida que el frente de combustión va desplazándose por el medio poroso. Luego se mide el tiempo que se demora en alcanzar la temperatura de referencia en el punto siguiente a medir. En la figura **5.5** se muestra un esquema de la medicion del frente de combustion mediante temperatura de contacto de pared.

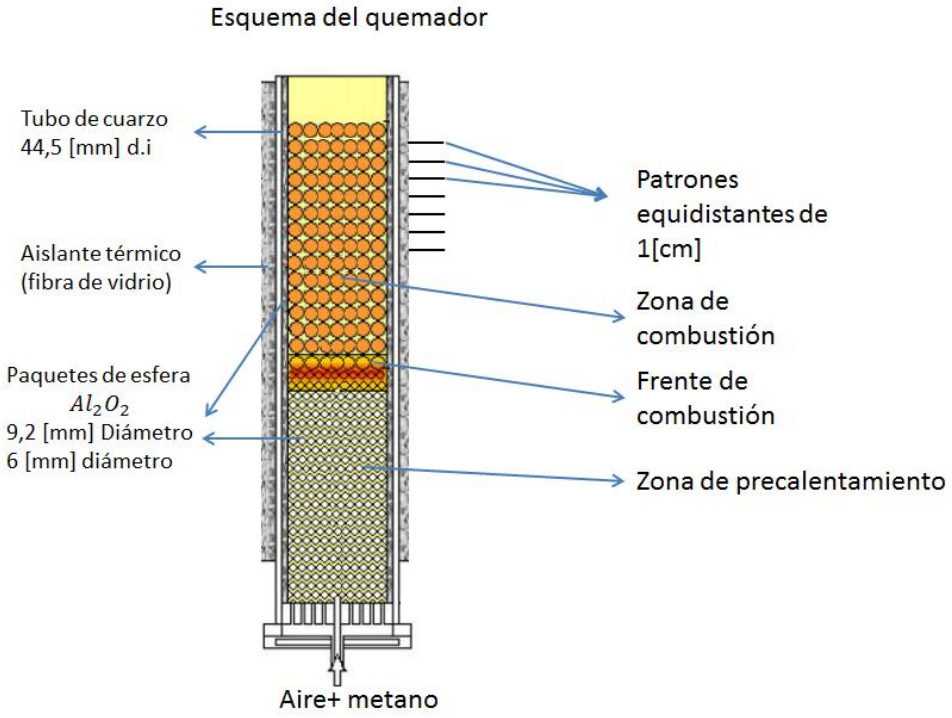


Figura 5.5: Esquema de la medicion de la velocidad de frente de combustion en el quemador.

El contacto de la termocupla K se inserta en el aislante como lo muestra la figura **5.5.** Esto para evitar que la conducción del cuarzo pueda homogenizar la temperatura de pared que se está midiendo y así tener un patrón de temperatura a seguir más claro.

Figura 5.6: Muestra la termocupla tipo K de contacto en los puntos de patrones equidistantes de 1 [cm] para la medición de temperatura de pared.

Los datos medidos corresponden a:

Tabla 5.1: Velocidades de frente de combustión para distintos valores de lambda y caudal de 1.7 [lt/min].

lambda [-]	tiempo [seg]	Velocidad del frente de combustión [cm/seg]
0,8	129	-0,008
0,900	379	0,003
1,000	273	0,004
1,100	129	0,008
1,250	117	0,009
1,429	60	0,017

El grafico de los datos del frente de combustión calculados gráficamente corresponde a:

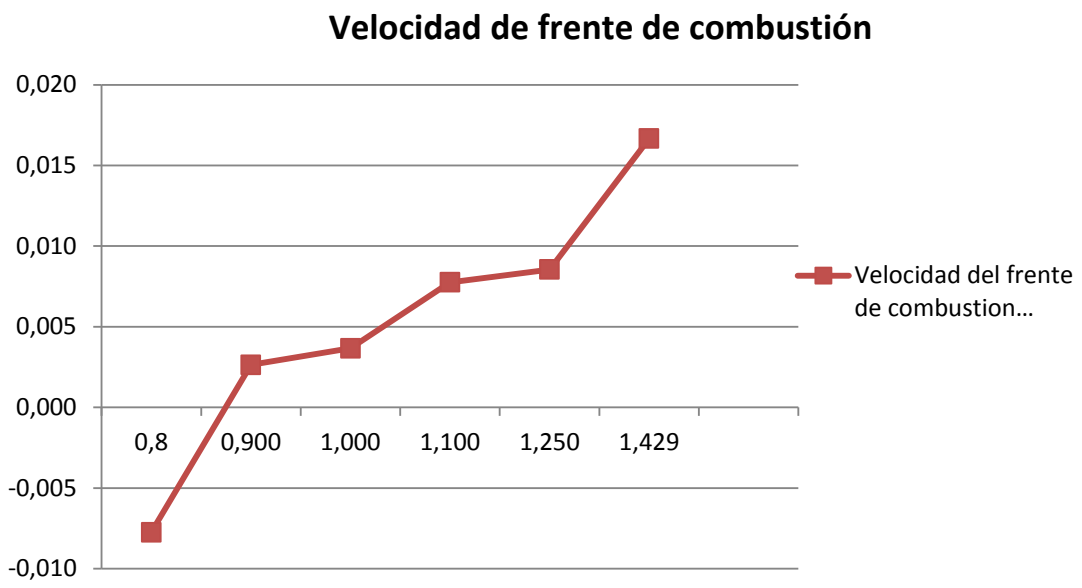


Figura 5.7: Muestra velocidades del frente de combustión para distintos valores de lambda para un flujo de gas natural de 1.7 [lt/min].

Desde grafico de la figura **5.7** se puede apreciar la tendencia que lleva distintos valores de lambda para el flujo másico inyectado. Se puede aprecia que para un valor lambda de 0,8 el frente de combustión es negativo considerando valores positivos los que van a flujo de contra corriente respecto al flujo inyectado. Para un valor de 0,8 lambda se puede apreciar que esta tendencia se revierte y el flujo se mueve a contracorriente. Para 0,9 el frente de combustión avanza a aproximadamente 0,003 [cm/seg] medido mediante termocupla de contacto. A partir grafico se puede ver que el valor donde el frente de combustión se hace cero es en una relación de aire combustible de aproximadamente 0,87.

5.3 Eficiencia térmica para un Lambda de estabilización

Se procede a calcular la eficiencia térmica para una lambda estabilizada. Este corresponde a ser combustión incompleta de 0,87. Se realizaron pruebas con distintos caudales de flujo de combustible.

Procedimiento de cálculo de la eficiencia térmica

El poder calorífico se obtiene de la siguiente tabla:

Tabla 5.2: Características de combustibles chilenos [15].

Combustible	PCS [kcal/kg]	PCI [kcal/kg]	Densidad [kg/l]
Gas natural	12793	11500	0,17
Gas licuado	12700	11400	0,59
Fuel oil 6	10350	9800	0,975
Fuel oil 5	10450	9870	0,95
Fuel oil 2	10880	10100	0,84 – 0,94
Kerosene	11700	10300	0,81

Energía entregada por el gas:

$$\dot{V}_{S,metano} x\ \rho_{S,metano}\ x\ PCI\ \left[\frac{kj}{kg}\right]$$

De la tabla **5.2** se tiene que PCI = 48070 [KJ/kg]

Energía recibida por el agua:

$$\dot{m}_{agua} x\ C_{especifico}\ x\ (\ T_{salida} - T_{entrada})$$

$$\eta_{termica} = \frac{Energia\ agua}{Energia\ gas} x\ 100\%$$

Para flujos de combustible utilizando lambdas de estabilización se tiene:

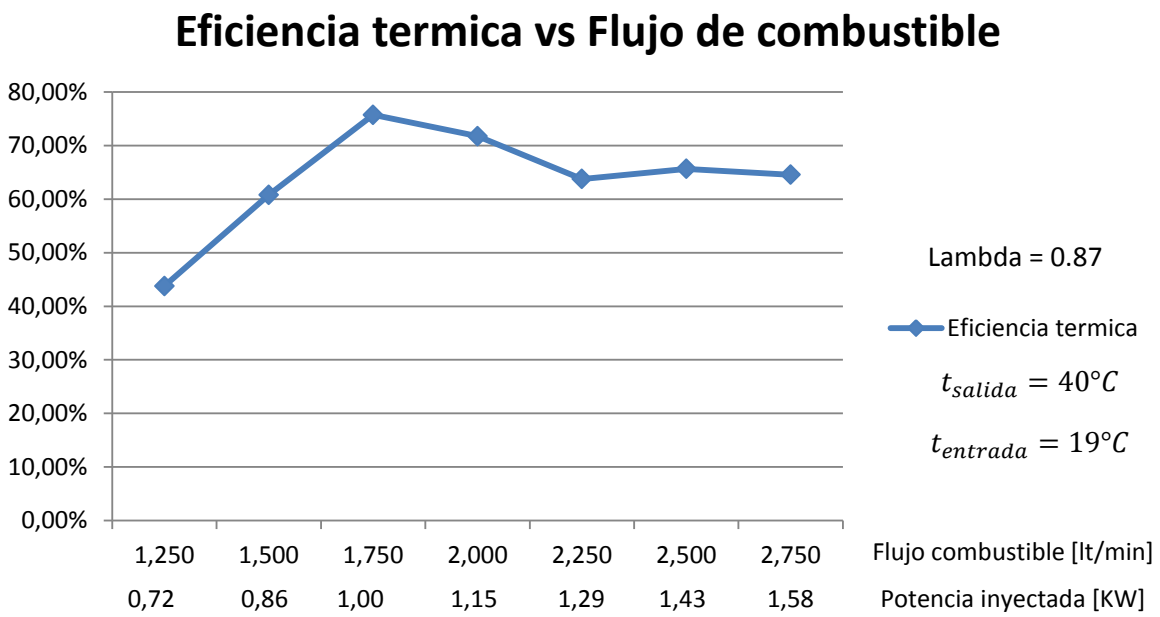


Figura 5.8: Relación de eficiencia térmica vs flujo de combustible para un lambda de estabilización de 0,87 para distintos combustibles cumpliendo con Nch1938.

Para el cálculo de la eficiencia utilizando el lambda de estabilización del frente de combustión se obtiene para distintos flujos de combustible. A partir del grafico de la figura **5.8** se aprecia una tendencia al aumento de la eficiencia térmica, lo cual es esperable debido a la mayor densidad de energía que tiene el quemador poroso. Sin embargo tiene un máximo en un valor de 1.7 [lt/min] y luego decae.

En este caso, explicado en el capítulo 1, se tiene que el largo de la llama aumenta a medida que el flujo másico aumenta, y la llama que ocurre por difusión se alarga produciéndosela interacción con el intercambiador de calor produciendo pérdidas, sumado al hecho de que la el lambda de estabilización ocurre con combustión incompleta (0.87). El valor donde ocurre la máxima eficiencia es de 76% lo cual no alcanza los valores típicos de las calderas comerciales de llama libre, sin embargo es un alto valor considerando que el combustible sin quemar que tiene los productos de escape son grandes fuentes de pérdida de la eficiencia. Cabe mencionar que el

analizador de gases no entrega valores de estos flujos en el artefacto debido a una cantidad máxima permisible de niveles de CO.

El analizador de gases no completa la medición debido al sensor de seguridad para el CO. Solo cuando el lambda de 1,4 es utilizado en el quemador se tiene bajas emisiones de CO (aprox 14 [ppm]); sin embargo, se tiene la mayor velocidad de frente de combustión y no se consigue la llama estabilizada.

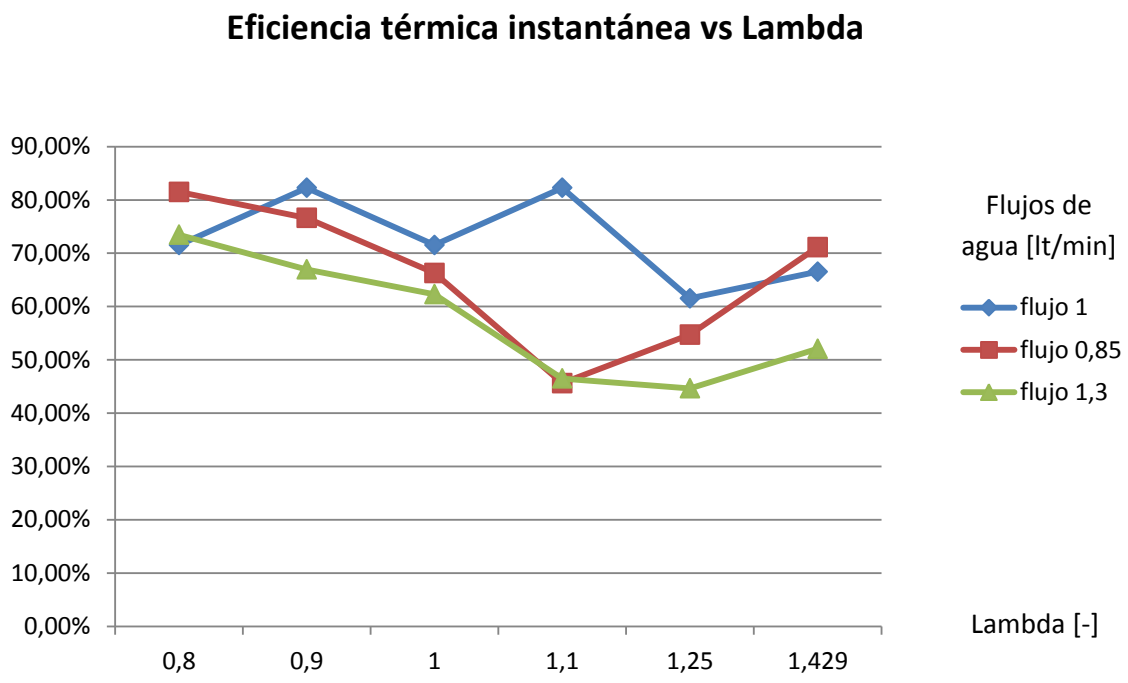


Figura 5.9: Eficiencias térmicas instantáneas de regímenes de distinto flujos de agua con distintos valores de lambdas usando gas natural.

También se examinaron las eficiencias instantáneas de distintos lambdas para los distintos flujos másicos de agua. Es esperable que los mayores flujos tengan mejores eficiencias puesto que hay mayor diferencia de temperatura con los gases de escape. También es esperable que a mayores excesos de aire se tenga mayor eficiencia hasta alcanzar un óptimo en el cual se queme todo el combustible. La eficiencia instantánea se mide con los valores máximos de temperatura alcanzados en un punto determinado, para temperatura constante de agua de entrada. Esto debido a que la

temperatura va cambiando por el movimiento del frente de combustión (para valores de lambda distintos a 0,87).

A partir del grafico de la figura **5.9** de eficiencias instantáneas que se miden se puede apreciar que se tiene una conducta muy errática de los valores cuando la llama no está estabilizada, esto se debe a que el frente de combustión va desplazándose en el medio, lo que crea flujos de calor radiales y axiales cambiantes. Estos flujos cambiantes son absorbidos por distintos intercambiadores de calor. El flujo axial de calor llega al intercambiador principal que está por encima del artefacto. Y el flujo radial es disipado por el enfriador de base. Estos flujos cambiantes llegan a distintos intercambiadores de calores con distintas eficiencias. El intercambiador principal es más eficiente que el enfriador de base, por lo tanto es esperable que cuando el frente de combustión este en la parte superior del quemador se tenga mayor eficiencia, puesto que hay mayor componente axial del calor liberado.

5.4 Flujos de calor hacia los intercambiadores

Parte de la figura **5.9** se explica por la diferencia entre los flujos de calor axial y radial que cambian a medida que el frente de combustión se mueve. Esto es demostrado en un ensayo, para lo cual se elige un flujo de gas de 1,7 [lt/min] y un flujo de aire de 20 [lt/min]. Para estos valores el quemador opera con una velocidad de frente de combustión aguas abajo, tal como lo muestra la figura **5.7.** Se calcula la temperatura de entrada y de salida del enfriador de base y se mide el tiempo en la figura **5.10.**

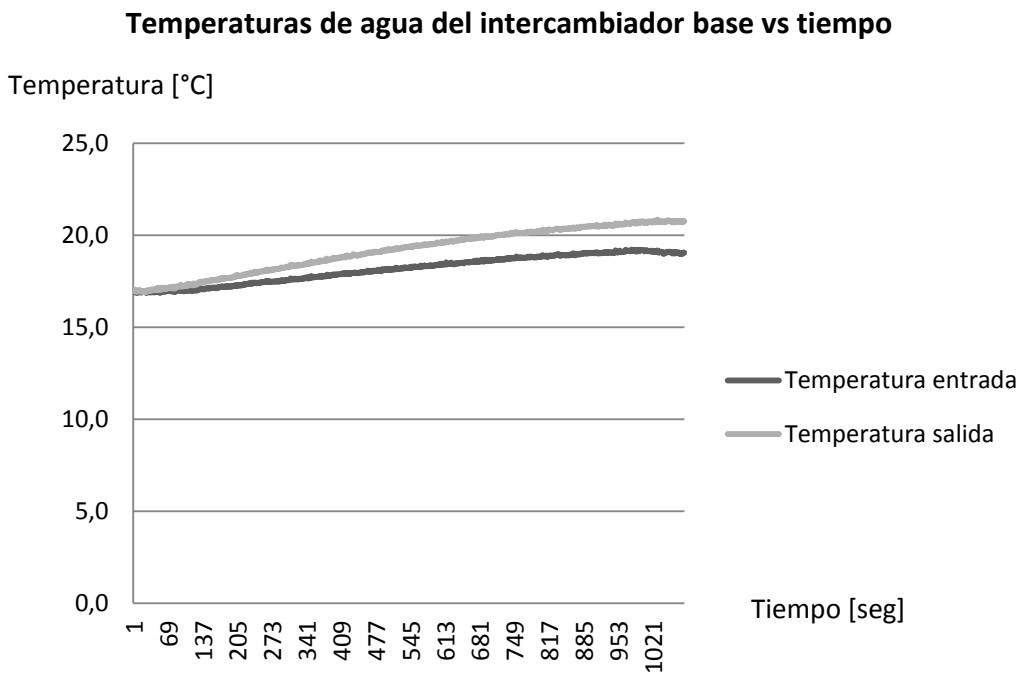


Figura 5.10: Temperaturas de agua de entrada y salida del enfriador de base para un flujo de combustible de 1,74 [lt/min].

Se la figura **5.10** se aprecia que hay un cambio en la temperatura de entrada y salida a medida que transcurre el tiempo. Ambos parten a 16,9 [°C] y, terminan a 19 y 20,8 [°C] respectivamente. Esta medición se realiza con el intercambiador principal desmontado y el enfriador de base montado en el quemador. Lo que se asume en este caso es que todo el flujo radial de calor lo recibe el enfriador de base y todo el flujo axial lo recibe el intercambiador principal. Ambos intercambiadores son desmontables tal como lo muestra la figura **5.11**, de modo que el flujo axial de calor no es usado para calentar el agua, solamente el flujo radial de calor. El cambio de temperatura a la entrada se puede deber a que parte del calor axial liberado puede llegar a la termocupla de entrada de agua que normalmente está aislada por el intercambiador principal.

Figura 5.11: intercambiador principal (parte superior) y enfriador (parte inferior) del dispositivo desmontados.

Es importante mencionar que la magnitud de este cambio no es importante en la medición, solo la presencia de un cambio de temperaturas en el tiempo. Esto debido a que se eligió un flujo de agua grande para que el cambio de temperatura no afecte al intercambiador principal luego de que el flujo de agua salga del enfriador de base. Si se estrangulara el flujo de agua el cambio de temperatura será más pronunciado, y así se tendría una medición más imprecisa debido a que en el intercambiador principal disiparía más energía.

Luego de que la temperatura de salida de base alcance una temperatura relativamente estabilizada se monta el intercambiador principal y se mide una temperatura de salida total y los gases de escape. Los datos medidos se entregan en la siguiente tabla:

Tabla 5.3: Datos obtenidos de la medición flujo de calor radial.

Caudal de agua	1,1 [lt/min]
flujo combustible	1,74 [lt/min]
flujo aire	20 [lt/min]
temperatura salida gases de combustión	73 [°C]
temperatura ambiente	23,7 [°C]
O_2	14,42 [%]
CO	2 [ppm]
NO	7 [ppm]
NOx	7 [ppm]
SO_2	0
CO_2	10,73 [%]
temperatura salida agua	27,9 [°C]

Se puede observar que en este régimen el intercambiador de la base está aportando con solo una fracción del calor total generado por el quemador poroso. Esta fracción se puede estimar y corresponde a:

$$\frac{\dot{m}_{agua}\, c_{especifico}(t_{salida\ base} - t_{entrada\ base})}{\dot{m}_{agua}\, c_{especifico}(t_{salida\ total} - t_{entrada})}$$

$$\frac{(20{,}8 - 19)}{(27{,}9 - 19)} = 20\%$$

20% del calor extraído que se disipa en el agua es a través del intercambiador o enfriador de base para este régimen. Lo cual es esperable debido a que el intercambiador principal es más eficiente y además la dirección del flujo másico es axial. Hay una parte del calor calculado que se pierde de la base debido a que el flujo de agua pasa por el intercambiador principal y disipa calor con el aire ambiente, por lo tanto el porcentaje puede ser levemente mayor al 20%.

5.5 Velocidad de frente de combustión para 1.5 [lt/min]

Se calculó el frente de combustión para mayores valores de lambda. Debido a la limitante del controlador de flujo de aire se utilizó un caudal de 1,5 [lt/min]. El procedimiento fue mediante la medición de temperatura de pared. Esta se realizó mediante el mismo procedimiento que en el punto **5.2.**

Tabla 5.4: Velocidades de frente de combustión para distintos valores de lambda y caudal de 1,5 [lt/min] de gas natural.

Lambda [-]	Tiempo [seg]	Velocidad [cm/seg]
1	144,000	0,007
1,250	80,000	0,013
1,400	53,000	0,019
1,500	34,000	0,029
1,600	23,000	0,043

Los datos graficados corresponden a:

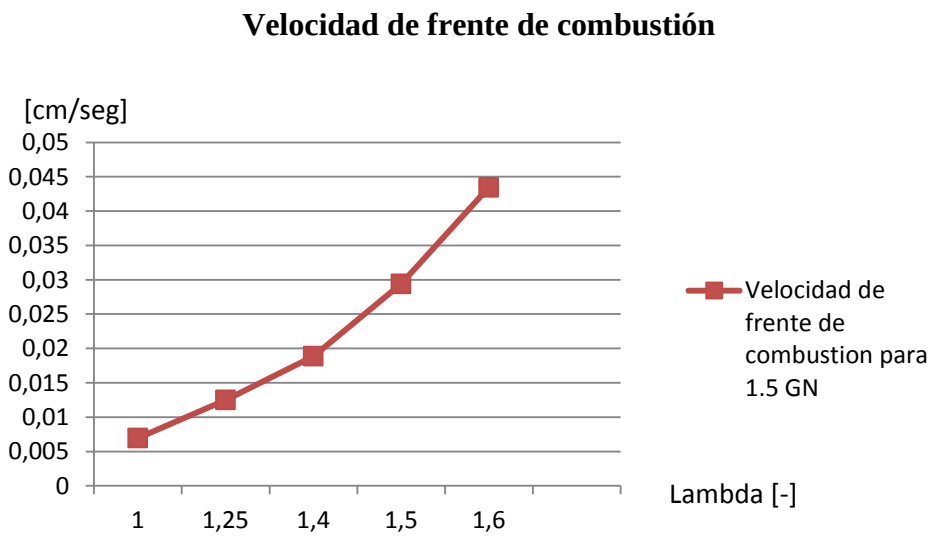


Figura 5.12: Muestra la velocidad de frente de combustión para distintos valores de lambda para un flujo de gas natural de 1,5 [lt/min].

La figura **5.12** confirma la tendencia de un aumento de velocidad de frente de combustión para lambdas mayores. Sin embargo se aprecia que para un caudal menor de combustible (1,5 [lt/min]) se tiene una velocidad mayor de frente de combustión a través del medio poroso. Esto es importante en el caso que se quiera precalentar rápidamente el quemador, en este caso convendría utilizar un bajo caudal de mezcla aire combustible.

5.6 Análisis de gases de escape

A continuación se midió parámetros a la salida del dispositivo:

Tabla 5.5: Análisis de gases de escape a la salida del dispositivo para un flujo de gas natural de 1.5 [lt/min].

lambda	[-]	1	1,25	1,4	1,5	1,6
temperatura gases de escape	[°C]	94	68	55	65	61
temperatura ambiente	[°C]	26,4	24,7	24,8	24,9	25,1
O_2	%	17	16,8	18	18	18
CO	ppm	14000	12000	12000	11000	12000
NO	ppm	4	8	7	7	7
CxHx	ppm	15000	12000	11000	10000	10000
SO_2	ppm	0	17	0	0	0
CO_2	%	6	6	4,5	3	3

De la tabla **5.4** se observa que se tiene temperatura de gases de escape muy bajos en comparación con la caldera ensayada (150 °C aprox). Esto puede producir condensación en el intercambiador de calor del vapor de agua. Se aprecia también que no hay una reducción de combustible sin quemar a medida que aumenta los excesos de aire, por lo tanto se puede asegurar que la leve distancia del intercambiador de calor al quemador efectivamente afecta a la combustión. Puesto que al ser un flujo de combustible constante, la mezcla aumenta al modificar los excesos de aire y con ello su velocidad a la salida del quemador la cual hace contacto con el intercambiador. Los valores CO_2 de la tabla **5.4** se contrastan con los de la tabla **5.5** y resultan en una no continuidad por lo que se determina que los gases de escape pierden tiraje natural por la disipación de energía y terminan saliendo por la base del quemador.

Tabla 5.6: Análisis de gases de escape a la salida del quemador para un flujo de gas natural de 1.5 [lt/min].

lambda	[-]	1	1,25	1,4	1,5	1,6
temperatura gases de escape	[°C]	653	524	450	530	613
temperatura ambiente	[°C]	22,4	23,1	24	24,5	24,1
O_2	%	5	10	9	10	10
CO	ppm	9000	8000	2500	2500	0
NO	ppm	50	25	19	18	15
CxHx	ppm	9000	0	3500	2500	1700
SO_2	ppm	0	0	0	0	0
CO_2	%	9,7	8,53	7,2	7	6

De la tabla **5.5** se aprecia que existe una gran cantidad de niveles de CO. Esto se debe a que el quemador estaba operando con llama libre al comienzo de esta medición, el medio poroso todavía no estaba precalentado. Se puede hacer una aproximación a la eficiencia que tiene el intercambiador principal mediante los análisis de gases de escape

5.7 Características de los gases de escape

Los gases de escape (detrás de la llama o a la salida de la cámara) en la combustión de hidrocarburos con suficiente aire están compuestos de los productos de la combustión (principalmente CO_2 y H_2O), del oxígeno sobrante y de los gases inertes. Si solo se contemplan concentraciones >1%, para T<2200 K basta considerar esos productos.

5.7 .1 Rendimiento de quemado

Señala exactamente qué es lo que se obtiene como energía en base al combustible que se quema; es decir, cuanto es lo que realmente logra quemar y cuál es el beneficio que otorga como proceso generador de calor.

El rendimiento de quemado se define como:

$$R_q = \frac{CO_{2,medido}}{CO_{2,lambda\ real}} \qquad (1)$$

5.7.2 Rendimiento de combustión

Señala cuanta es la pérdida de energía que genera el exceso de aire que ingresa a la combustión. El proceso de quemado del combustible, apunta, específicamente, a manejar en forma eficiente el aire que se utiliza para llevar a cabo este proceso.

El rendimiento de combustión se define como:

$$R_c = \frac{CO_{2,medido}}{CO_{2,lambda=1}} \qquad (2)$$

Tabla 5.7: Rendimiento de combustión y quemado característicos considerando excesos de aire operacionales [14].

Combustible	Rendimiento de combustión %	Rendimiento de quemado %
Gas natural	95-98	98-99
Gas de ciudad	95-98	98-99
Gas licuado	95-98	98-99
Fuel oil 6	70-77	92-95
Fuel oil 5	70-77	93-95
Fuel oil 2	80-83	93-95
Leña	45-55	80-85
Carbón Subbituminoso	55-60	87-90
Carbón bituminoso	55-60	87-90

Calculo $\boldsymbol{CO_{2,lambda=1}}$

Relación de estequiometria de combustión de metano es:

$$CH_4 + 2\ (O_2 + 3{,}76\ N_2) \rightarrow\ \ 1\ \ CO_2 + 2\ \ H_2O + 7.52\ N_2 \qquad (3)$$

Para el cálculo de $CO_{2,lambda=1}$ se tiene:

$$CH_4 + 2\ x\ (\lambda = 1)\ (O_2 + 3{,}76\ N_2) \rightarrow\ \ A\ \ CO_2 + B\ \ H2O + C\ N_2 + D\ O_2 \qquad (4)$$

$$\mathrm{C}: 1 = \mathrm{A} \rightarrow A = 1$$

$$\mathrm{H}: 4 = 2\ \mathrm{x}\ \mathrm{B} \rightarrow \mathrm{B} = 2$$

$$\mathrm{O}: 2\ \mathrm{x}\ \ 1\ \ \mathrm{x}\ 2 = \mathrm{A}\ \mathrm{x}\ 2 + \mathrm{B}\ \ + 2\ \mathrm{x}\ \mathrm{D} \rightarrow \mathrm{D} = 0$$

$$\mathrm{N}: 2\ \mathrm{x}\ 1\ \ \mathrm{x}\ 3{,}76 = 2\ \mathrm{x}\ \mathrm{C} \rightarrow \mathrm{C} = 7{,}52$$

$$CH_4 + 2\ x\ \ (O_2 + 3{,}76\ N_2) \rightarrow\ \ 1\ \ CO_2 + 2\ \ H2O + 7{,}52\ N_2 + 0\ O_2 \qquad (5)$$

$$1\ CO_2\ (11{,}73\%) + 7{,}52\ \ N_2(88{,}26\%) +\ \ 0\ O_2(0\%) = (100\%)$$

El CO_2 teórico para lambda = 1 resulta en 11,73%

Para el cálculo de $\boldsymbol{CO_{2,lambda\ real}}$ se tiene:

Para un exceso de aire se tiene:

$$CH_4 + 2\ x\ \lambda\ (O_2 + 3{,}76\ N_2) \rightarrow\ \ A\ \ CO_2 + B\ \ H_2O + C\ N_2 + D\ O_2 \qquad (6)$$

C: $1 = \mathrm{A}$

H: $4 = 2\ \mathrm{x}\ \mathrm{B}$

O: $2\ \mathrm{x}\ \lambda\ \mathrm{x}\ 2 = \mathrm{A}\ \mathrm{x}\ 2 + \mathrm{B} + 2\ \mathrm{x}\ \mathrm{D}$

N_2: $\lambda\ \mathrm{x}\ 2\ \mathrm{x}\ 3{,}76 =\ \mathrm{C}$

El cálculo de $CO_{2,lambda\ real}$ resulta en:

$$CO_{2,lambda\ real}(\lambda) = \frac{100\%}{(A + C + D)}$$

$$CO_{2,lambda\ real}(\lambda) = \frac{100\%}{9{,}52\ \lambda - 1}$$

Para cada valor de lambda real utilizado.

Tabla 5.8: Valores del rendimiento de combustión y quemado.

lambda	1	1,25	1,4	1,5	1,6
CO_2 medido	9,7	8,53	7,2	7	6
CO_2 lambda real	11,73%	9,17%	8,11%	7,53%	7,03%
CO_2 lambda =1	11,73%	11,73%	11,73%	11,73%	11,73%
rendimiento combustión	82,69%	72,72%	61,38%	59,68%	51,15%
rendimiento quemado	82,69%	92,98%	88,76%	92,96%	85,39%

La tabla **5.8** confirma que el quemador está operando con un bajo rendimiento en la combustión, incluso para excesos de aire. Son valores representativos de los valores medidos en operación, los valores instantáneos de pueden ver en **ANEXO B.**

Para un valor lambda de 1,4 se obtienen bajos niveles de CO, lo cual podría significar que está operando con una combustión completa, sin embargo en este punto se tiene un rendimiento del quemado es 88%, lo cual demuestra que el quemador es ineficiente incluso para excesos de aire. Esto se puede deber al gran flujo de mezcla de aire y combustible para un pequeño tamaño de quemador y para un gran tamaño de esferas.

POSIBLES MEJORAS

Una opción para mejorar la eficiencia del quemador es usar en la zona de combustión un material poroso que sea de tipo de fibra cerámica o espumas, estos tienen mayores porosidades y eso significa mayor intercambio de radiación y mayor área superficial para la combustión.

La puesta en marcha del quemador es una desventaja en este dispositivo (~10 [min]), comercialmente es importante que las calderas puedan proveer agua caliente de forma inmediata. Una forma de aumentar la velocidad de puesta en marcha es simplemente manteniendo la combustión dentro del reactor con un alto exceso de aire, la combustión dentro del medio vendría a ser comparable a una llama piloto con las calderas comerciales, por lo tanto el medio tendría que mantenerse por sobre 500 grados Celsius para auto combustionar el combustible una vez que ingresa. También está la opción de limitar el uso del dispositivo para un termo tanque, en el cual la velocidad de precalentamiento del quemador no es tan importante.

Se realizaron dos pruebas para configuraciones de conexiones en paralelo y en serie con el enfriador base durante etapa experimental, en donde se concluyó que la mejor opción es una conexión en serie. Conexión es en serie debido a que el calor que absorbe el enfriador de base no es comparable con el que absorbe el intercambiador principal. Esto conlleva a que el fluyo del enfriador de base termina enfriando el flujo del intercambiador principal a la salida. El problema recae en que los diámetros son diferentes, por lo tanto una opción de mejora seria aumentar el diámetro del enfriador de base para eliminar las pérdidas de presión de agua. A medida que el flujo de combustible aumenta se recomendaría usar conexión en paralelo por las pérdidas de presión y el alcance de temperatura en la base similar a la temperatura de salida del intercambiador principal.

El parámetro lambda de estabilidad produce combustión incompleta (0,87). Por otro lado, un lambda de 1,4 disminuye drásticamente las emisiones pero se tiene máxima velocidad de frente de combustión y una combustión no estabilizada. Una forma de

poder estabilizar la llama en un punto seria cambiar el tamaño de esfera de precalentamiento mediante el número de Péclet, disminuir la sección inferior del quemador para mantener el frente de combustión en la zona de combustión del quemador, o inyectar combustible de distintos puntos para estabilizarla dinámicamente. Una estabilización de la llama mediante el número de Péclet permite una mayor modulación de potencia, a medida que la carga térmica aumenta, el largo de la llama varia pero siempre comenzando desde la zona de precalentamiento.

El intercambiador de calor, debido a su medio poroso, puede condensar el vapor de los gases de escape. Este cae directamente al quemador y se pierde calor al evaporarlo nuevamente. Una forma de aumentar la eficiencia es tener una salida de agua de combustión lo cual puede realizarse invirtiendo totalmente el dispositivo. En este caso el quemador estaría en la parte superior del artefacto y el intercambiador abajo. La dirección del flujo cambia y el vapor condensado puede caer libremente. Para un nivel industrial, al tener mayores densidades térmicas, los problemas de formación de NOx estarían presentes, posibles mejoras de este diseño seria incorporar sistemas de "swirl" a los lados del quemador; así, operando con "staged combustion" se podría diseñar un quemador ultra bajo de NOx. Opciones de menores emisiones pueden ser posibles en quemadores con recirculación de aire, como los vistos en el estudio del arte de quemadores industriales; sin embargo, esto tendría un mayor costo de operación, y este puede ser un parámetro importante en un quemador de MPI debido a que la entrada de aire y combustible tienen que tener una alta presión debido al medio poroso en su trayecto.

Para un diseño más óptimo se tendría que profundizar en ámbitos como por ejemplo conocimientos en intercambio de calor en medios porosos, cinética química para examinar la contaminación, conocimientos de calentamientos en pequeñas aplicaciones; conocimientos de materiales como cerámicas y su empleo a alta temperatura, y conocimientos más amplios en sistemas de control automatico.

CONCLUSIONES

- Se diseñó y construyó un quemador de medios porosos inertes (MPI) constituido por esferas de alúmina y un intercambiador de calor para el calentamiento de agua. El dispositivo construido cumple con la temperatura de calentamiento requerida por la Norma Nch1938 para sistemas que operan con llama libre, sin embargo no cumple con las emisiones gaseosas de combustión ni con reducidos tiempos de calentamiento.

- El tiempo de calentamiento de agua de la caldera comercial demuestra que el 90% de la elevación de temperatura de agua se produce en ~1 min de funcionamiento. En comparación, el dispositivo construido tiene un tiempo de penetración del frente de combustión en el medio poroso de ~10 min. Este resultado es una desventaja del dispositivo construido para calentamiento instantáneo de agua.

- El dispositivo construido posee una eficiencia térmica del 76% en su punto más óptimo usando un $\lambda = 0{,}87$ de estabilización. En este punto, y para una temperatura de agua de calentamiento de 40°C, se tiene un rendimiento de 0,29 [lt-agua/lt-combustible] (usando Gas natural), el cual comparado con la caldera comercial de 0,95 [lt-agua/lt-combustible] (usando Gas licuado), resulta muy inferior.

- Los productos gaseosos de combustión del dispositivo construido muestran altas concentraciones de monóxido de carbono y combustible sin quemar para valores de $\lambda < 1{,}4$. Esto sugiere que la baja eficiencia térmica lograda es debido al bajo rendimiento de quemado de combustible del dispositivo construido.

- Los frentes de combustión en MPI generan flujos de calor axial y radial, lo cual fue medido experimentalmente en base a la energía absorbida por los

intercambiadores de calor implementados. Se determina que el intercambiador radial base absorbe el ~20% del calor y el intercambiador principal el ~80%.

- Las velocidades de frentes de combustión medidas experimentalmente para dos caudales de mezcla variando el parámetro λ muestran que ha medida que aumenta el caudal disminuye la velocidad del frente de combustión.

- En base a los resultados obtenidos se propone continuar con investigaciones que permitan estabilizar el frente de combustión, aumentar la carga térmica del dispositivo y utilizar excesos de aire adecuados de manera de obtener resultados que permitan validar esta tecnología y hacerla más competitiva que las tecnologías actuales.

REFERENCIAS

1. Martínez I. "Termodinámica básica y aplicada". Cap 15. pp 356-372. 1992.
2. Tsirulnikov, L.; Guarco, J.; Webster. Burners For Industrial Boilers. cap 17-18. 2003.
3. Documento de curso: “Combustion Engineering” de la Universidad de Magdeburg.
4. Viskanta, R. Handbook Of Porous Media**.** Second Edition. Cap 15. pp 607-645. 2005.
5. F. Durst, D. Trimis, K. Pickenäcker, Compact Porous Medium Burner and Heat Exchanger for Household Applications, Universität Erlangen-Nürnberg.
6. Fahrudin A. Application of the Porous Medium Gas Combustion Technique to Household Heating Systems with Additional Energy Sources. Universität Erlangen-Nürnberg. Erlangen. 2004.
7. Suhil K. Effect of radiative losses on the heat transfer from porous fins. Mechanical Engineering Department. Jordan University of Science and Technology. Jordan. 2006.
8. Bogdan I. Pavel, Abdulmajeed A. Mohamad. An experimental and numerical study on heat transfer enhancement for gas heat exchangers fitted with porous media. Department of Mechanical and Manufacturing Engineering. The University of Calgary. 2004.
9. Kaviany M. Principles of Heat Transfer in Porous Media. SpringerVerlag. New York. Cap. 1–2, 9. 1991.
10. Curso: “Petrophysics”, Universidad de Aberdeen.
11. Curso: “Materials Science and Engineering”, División de ingeniería de la Universidad de Edinburgh.
12. Mohamed A. Teamah *et al*, Effect of Reynolds and Prandtl Number on Laminar Forced Convection in Horizontal Pipe Partially Filled with Porous Material. Alexandria University, Egipt.

13. Norma chilena Nch1938: “artefactos de producción instantánea de agua caliente para usos sanitarios que utilizan combustibles gaseosos”. Parte I y II.
14. Heirich Burschel *et al*, Leña: Una fuente energética renovable para Chile. Cap 5. pag 86.
15. Documento de curso: “MEE–311”, Universidad Técnica Federico Santa María.
16. http://www.minetur.gob.es
17. Babkin, V. S., Korzhavin, A. A., Bunev, V Explosion Flames in Porous Media, Combustion and Flame, No. 87, pp. 182-192, 1991

ANEXOS

ANEXO A: Tabla de flujos de aire-combustible.

	lambda		lambda		lambda		lambda		lambda	
	1		1,250		1,400		1,500		1,600	
caudal mezcla [Lt/min]	flujo comb	flujo aire	flujo comb	flujo aire	flujo comb	flujo aire	flujo comb	flujo aire	flujo comb	flujo aire
8,97	1,000	7,968	1,000	9,960	1,000	11,155	1,000	11,952	1,000	12,749
11,21	1,250	9,960	1,250	12,450	1,250	13,944	1,250	14,940	1,250	15,936
13,45	1,500	11,952	1,500	14,940	1,500	16,733	1,500	17,928	1,500	19,123
15,69	1,750	13,944	1,750	17,430	1,750	19,522	1,750	20,916	1,750	22,310
17,94	2,000	15,936	2,000	19,920	2,000	22,310	2,000	23,904	2,000	25,498
20	2,250	17,928	2,250	22,410	2,250	25,099	2,250	26,892	2,250	28,685

Fórmula utilizada para obtener los flujos de aire en base al combustible:

$$V_{a,e} = \frac{22,39}{X_{O2}} \cdot \left(\frac{C}{12,01} + \frac{H}{4,032} - \frac{O}{32} \right) \left[\frac{m^3 aire}{kg - comb} \right]$$

$$C = \frac{m_c}{m_T}$$

$$H = \frac{m_H}{m_T}$$

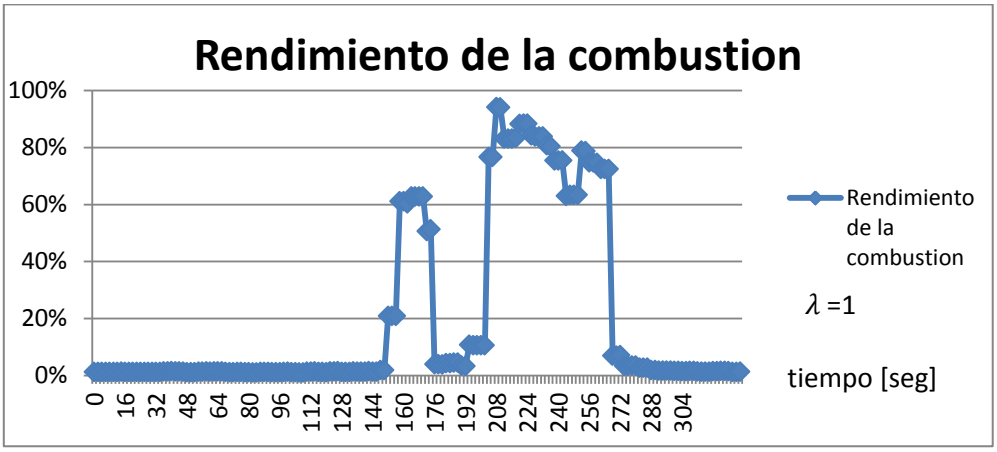
$$O = \frac{m_O}{m_T}$$

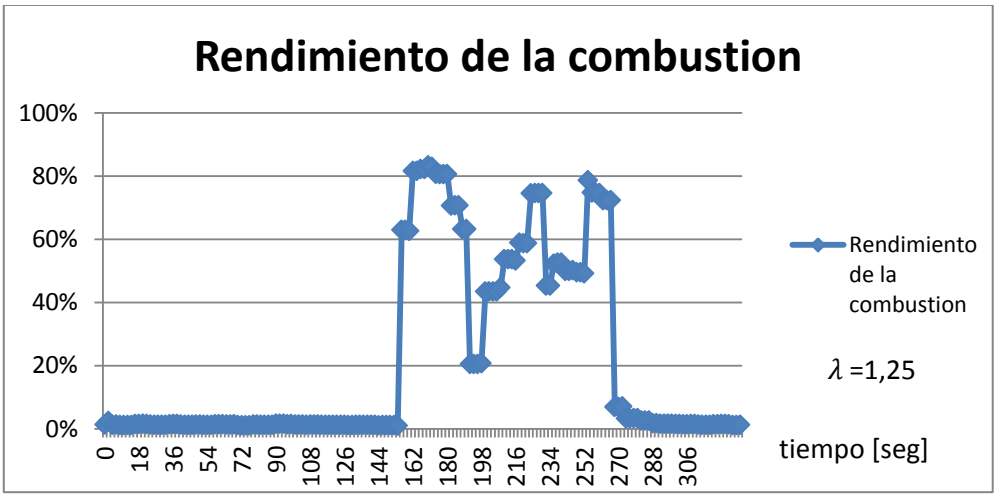
Siendo $\frac{m_i}{m_T}$ la fracción molar del componente "i"

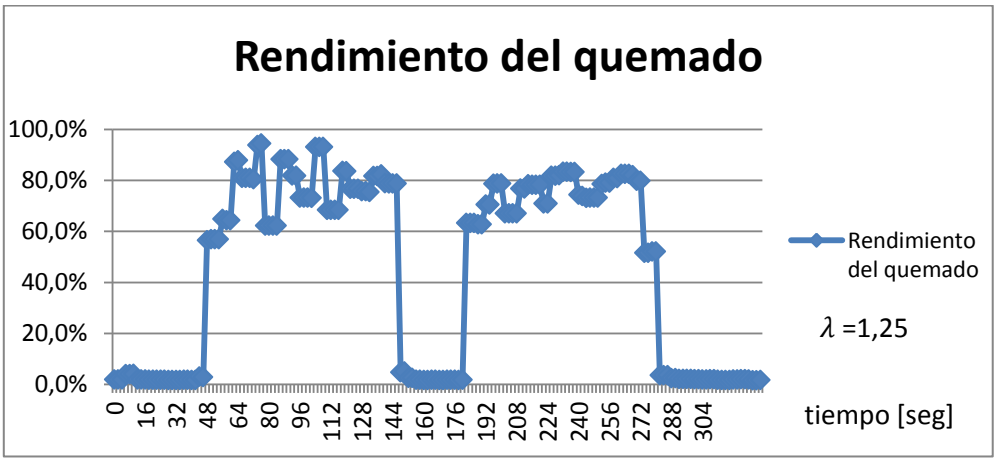
$$m_T = m_C + m_H + m_O$$

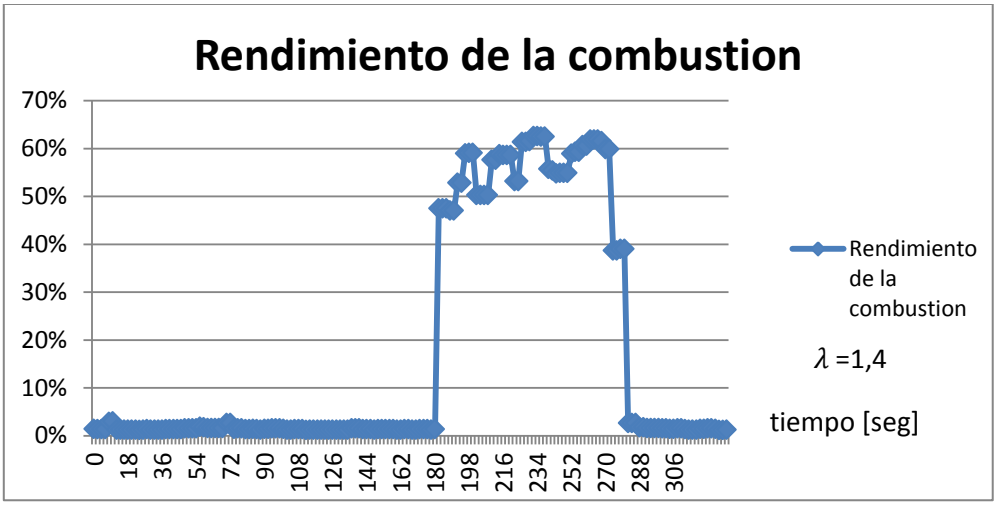
ANEXO B: rendimiento de combustión y de quemado medidos.

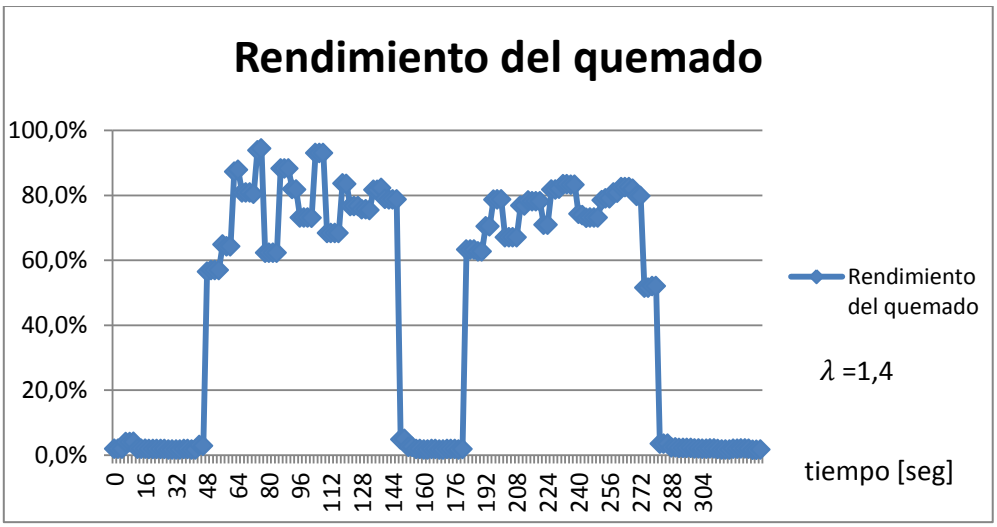
A continuación los rendimientos de la combustión y del quemado para distintos valores de lambda. Para el valor de $\lambda = 1$ estos valores son iguales.

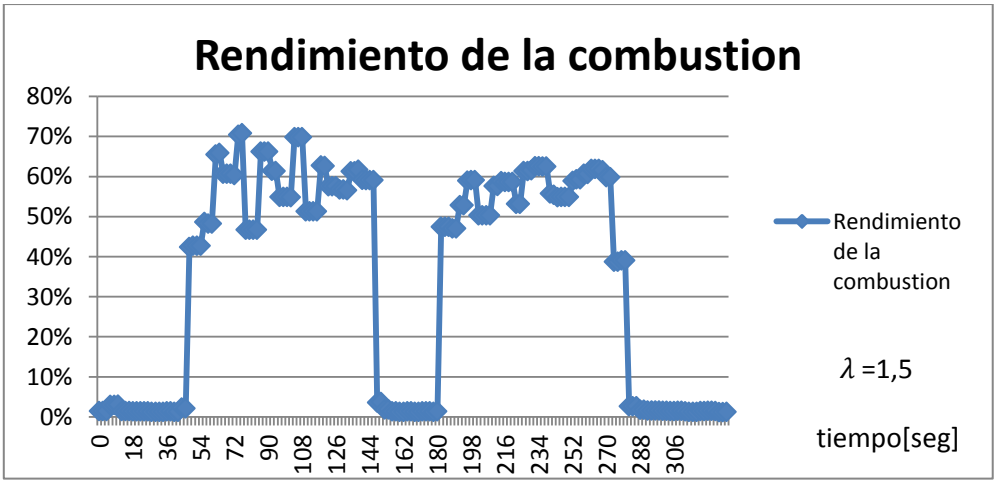


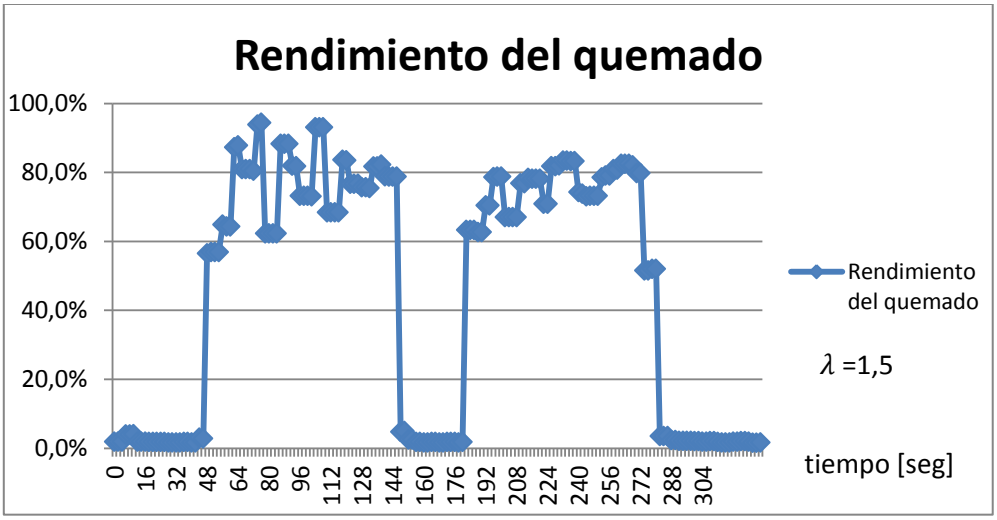


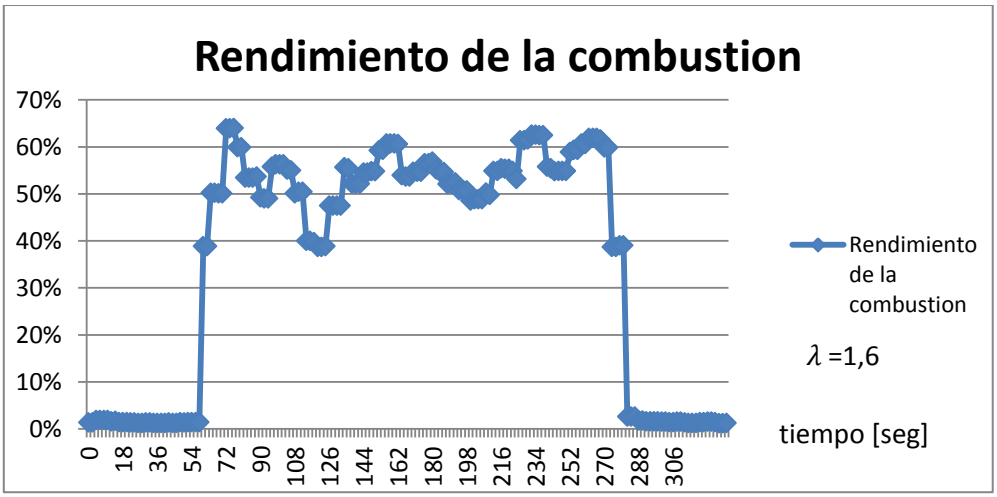


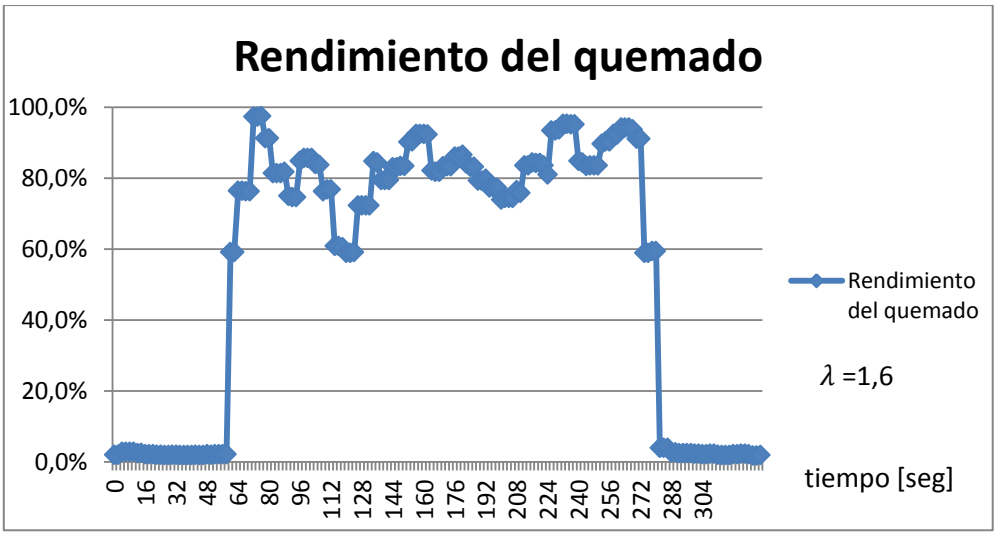

Rendimiento de la combustion
70%
60%
50%
40%
30%
20%
10%
0%
0
18
36
54
72
90
108
126
144
162
180
198
216
234
252
270
288
306
Rendimiento de la combustion
λ =1,4
tiempo [seg]


Rendimiento del quemado
100,0%
80,0%
60,0%
40,0%
20,0%
0,0%
0
16
32
48
64
80
96
112
128
144
160
176
192
208
224
240
256
272
288
304
Rendimiento del quemado
λ =1,4
tiempo [seg]


Rendimiento de la combustion
80%
70%
60%
50%
40%
30%
20%
10%
0%
0
18
36
54
72
90
108
126
144
162
180
198
216
234
252
270
288
306
Rendimiento de la combustion
λ =1,5
tiempo[seg]


Rendimiento del quemado
100,0%
80,0%
60,0%
40,0%
20,0%
0,0%
0 16 32 48 64 80 96 112 128 144 160 176 192 208 224 240 256 272 288 304
Rendimiento del quemado
λ =1,5
tiempo [seg]


Rendimiento de la combustion
70%
60%
50%
40%
30%
20%
10%
0%
0 18 36 54 72 90 108 126 144 162 180 198 216 234 252 270 288 306
Rendimiento de la combustion
λ =1,6
tiempo [seg]


Rendimiento del quemado
100,0%
80,0%
60,0%
40,0%
20,0%
0,0%
0 16 32 48 64 80 96 112 128 144 160 176 192 208 224 240 256 272 288 304
Rendimiento del quemado
λ =1,6
tiempo [seg]

ANEXO C: Instrumentación.

Manómetro Serie "LF"

Características:

Dial: 63 mm / 2 1/2"

Conexión: 1/4" NPT

Material: Acero Inoxidable AISI 304

Temperatura fluido: -40ºC a 65ºC

Temperatura ambiente: -40ºC a 65ºC

Grado de Protección: IP65

Conector: Bronce

Rango: 0-4 [bar]

Termocupla tipo K

Características:

Cabezal de aluminio.

Sensor y Conector: Acero Inoxidable 304.

Conexión: 1/2”NPT.

Diámetro bulbo: 6 mm

largo del bulbo: 60 mm

Rango: 0-1000 C°

Contador de agua

Características:

Rango temperaturas: 0-90°C

Conexión de entrada y salida: ½’’

Caudal nominal: 1,5 [m3/h]

Caudal máximo: 3 [m3/h]

Caudal minimo: 30 [lt/hr]

Presicion de la lectura: 1 [lt]

Flujometros másicos

Características:

Valores estandarizados: 14.7 psia (101.4 kPa) y 70 ° F (21.1°C)]

<u>Flujometro de combustible.</u>

Equipo Controlador de flujo

Marca AALBORG

Modelo GFC 17

Fluido de trabajo Gas Natural: 90 % CH4 10% C_H

Rango 0,00-5,00 [L/min]

Resolución 0,01 [L/min]

<u>Flujometro de aire.</u>

Equipo Controlador de flujo

Marca AALBORG

Modelo GFC 17

Fluido de trabajo Aire (aire)

Rango 0,00-20,00 [L/min]

Resolución 0,01 [L/min]

Analizador de gases

Con este equipo se midieron las emisiones a de la combustión como también las temperaturas. A continuación una tabla con sus características:

Parámetro	Rango de medición	Exactitud	Resolución	t901
O2	0...25 Vol.%	±0,2 Vol.%	0,01 Vol.%	<20s
CO, comp. H2	0...10.000 ppm	±10ppm o ±10% de la lectura[1] a 0...200 ppm ±20 ppm o ±5% de la lectura[1] a 201...2.000 ppm ±10% de la lectura a 2.001...10.000 ppm	1 ppm	<40s
CObajo, comp. H2	0...500 ppm	±2 ppm a 0,0...39,9 ppm ±5% de la lectura a 40,0...500 ppm	0,1 ppm	<40s
NO2	0...500 ppm	±10 ppm a 0...199 ppm ±5% de la lectura en resto del rango	0,1 ppm	<40s
SO2	0...5000 ppm	±10 ppm a 0...99 ppm ±10% de la lectura en resto del rango	1 ppm	<40s
NObajo	0...300 ppm	±2 ppm a 0,0...39,9 ppm ±5% de la lectura a 40,0..300,0 ppm	0,1 ppm	<30s
NO	0...3000ppm	±5 ppm a 0...99 ppm ±5% de la lectura a 100...1.999 ppm ±10% de la lectura a 2.000...3.000 ppm	1 ppm	<30s
Tiro, Δp1	-40...40 hPa	+1,5% v. Mw. a -40,00...-3,00 hPa + 0,03 hPa a -2,99...2,99 hPa + 1,5% v. Mw. a 3,00...40,00h Pa	0,01 hPa	-
Δp2	-200...200 hPa	±1,5% de la lectura a -200,0...-50,0 hPa ±0,5 hPa a -49,9...49,9 hPa ±1,5% de la lectura a 50,0...200,0 hPa	0.1 hPa	-

[1] Tiempo de respuesta 90%, duración mínima de la medición recomendada para garantizar lecturas correctas: 3 min

ANEXO C: Planos del dispositivo