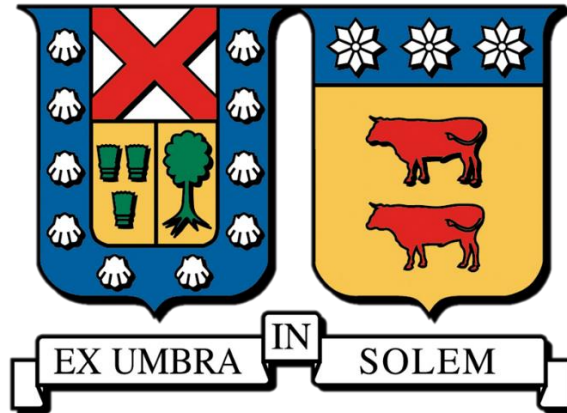


UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
VALPARAÍSO – CHILE



“Investigación experimental de la mezcla de gas licuado de petróleo con hidrógeno en un quemador radiante de medio poroso inerte”

CRISTÓBAL MONZÓ HEVIA

**TRABAJO DE TITULACIÓN PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO INDUSTRIAL**

PROFESOR GUÍA: Dr.-Ing. Mario Toledo T.

PROFESOR CORREFERENTE: Mg. Cs. Ing. Nicolás Ripoll K.

Resumen

En presente trabajo estudia el comportamiento de un quemador de medio poroso inerte (MPI) al usar como combustible una mezcla de gas licuado de petróleo (GLP) e hidrógeno (H_2). Se determina de manera empírica la relación existente entre el porcentaje de hidrógeno adicionado a la mezcla de combustibles y sus efectos en las temperaturas y emisiones del proceso de combustión.

Se implementa un quemador de medio poroso inerte (SiSiC) de potencia máxima de 13 kW con los sistemas de medición y control de temperatura, flujos de combustible y aire, y de gases generados por la combustión. Para llevar a cabo las pruebas experimentales de forma comparativa entre el GLP puro y el GLP mezclado con diferentes cantidades de hidrógeno, se varía la relación de equivalencia (ϕ), teniendo en consideración los efectos en los materiales de construcción tanto del cuerpo del quemador como del medio poroso inerte. Se realizan mediciones de temperatura en distintos puntos de interés, además de mediciones de los gases generados por la combustión, principalmente NO_x , CO_2 y CO . En base a las mediciones de temperatura realizada se cuantifican los mecanismos de transferencia de calor presentes en el quemador, como son la convección y la radiación de calor.

Los principales resultados y conclusiones señalan que la adición de hidrógeno al GLP genera mayores temperaturas de operación del quemador junto con la reducción en las emisiones de gases generados por la combustión (NO_x , CO_2 y CO).

Abstract

This document studies the behavior of an inert porous media burner (IPM) when using a mixture of liquefied petroleum gas (LPG) and hydrogen (H_2) as fuel. The relationship between the percentage of hydrogen added to the fuel mixture and its effects on temperatures and emissions of the combustion process is determined empirically.

An inert porous media burner (SiSiC) with a maximum power of 13 kW is implemented with measurement and control systems for temperature, fuel and air flows, and gases generated by combustion. To carry out the experimental tests in a comparative way between pure LPG and LPG mixed with different amounts of hydrogen, the equivalence ratio (ϕ) is varied, taking into account the effects on the construction materials of both the burner body and the inert porous media. Temperature measurements are made at different points of interest, as well as measurements of the gases generated by combustion, mainly NO_x , CO_2 and CO. Based on the temperature measurements made, the heat transfer mechanisms present in the burner are quantified, such as convection and heat radiation.

The main results and conclusions indicate that the addition of hydrogen to LPG generates higher burner operating temperatures together with the reduction in gas emissions generated by combustion (NO_x , CO_2 and CO).

Índice

Resumen.....	2
Abreviaciones.....	13
Simbología	13
Subíndices	13
1. Introducción y objetivos generales.....	14
1.1 Introducción	14
1.2 Objetivos	16
1.2.1 Objetivo general.....	16
1.2.2 Objetivos específicos	16
2. Marco Teórico	17
2.1 Hidrógeno y su combustión	17
2.1.1 Características del hidrógeno	18
2.1.2 Mezcla de hidrógeno con GLP y antecedentes	19
2.1.3 Propiedades del GLP y del hidrógeno.....	20
2.2 Combustión en medios porosos inertes.....	22
2.2.1 Exceso de entalpía.....	23
2.2.2 Características de la combustión en medios porosos inertes	24
2.2.3 MPI vs llama libre.....	25
2.2.4 Quemadores radiantes y antecedentes.....	26
2.3 Parámetros.....	29
2.3.1 Relación aire combustible y relación de equivalencia	29
2.3.2 Velocidad de filtración de premezcla.....	30
3. Diseño experimental.....	31

3.1	Diseño del quemador.....	31
3.1.1	Dimensiones.....	32
3.1.2	Difusor	33
3.1.3	Trampa de llama.....	33
3.2	Instalación	33
3.2.1	Composición del sistema.....	33
3.2.1.1	Línea de hidrógeno.....	36
3.2.1.2	Línea de GLP	40
3.2.1.3	Línea de aire	43
3.2.1.4	Línea en mezcla.....	45
3.2.1.5	Instrumentos de medición	46
3.2.2	Sistema de medición	51
3.3	Cálculo de flujos	52
3.3.1	Combustión estequiométrica.....	53
3.3.2	Cálculos para cuantificación de energía.....	60
4.	Procedimiento experimental.....	62
4.1	Previo a puesta en marcha.....	62
4.1.1	Seguridad	62
4.1.2	Revisión de elementos de suministro.....	62
4.1.3	Configuración de los controladores de flujo	63
4.2	Operación del quemador	63
4.2.1	Encendido.....	63
4.2.2	Operación del quemador	63
4.2.3	Apagado del quemador	64

4.3 Toma de datos	64
4.3.1 Medición de temperatura.....	64
4.3.2 Medición de gases producto.....	66
5. Resultados experimentales y análisis	67
5.1 Mediciones térmicas.....	69
5.1.1 Resultados de mediciones térmicas.....	69
5.1.2 Análisis de mediciones térmicas	76
5.2 Mediciones de gases producto	80
5.2.1 Resultados de mediciones de gases producto.....	80
5.2.2 Análisis de mediciones de gases producto	85
6. Conclusiones	88
7. Referencias.....	90
8. Anexos	93

Índice de Tablas

Tabla 2.1: Propiedades del gas licuado de petróleo utilizado.	21
Tabla 2.2: Propiedades del hidrógeno utilizado.	21
Tabla 3.3: Principales características del MPI empleado para la toma de datos.	31
Tabla 3.4: Aire estequiométrico correspondiente a diferentes cantidades volumétricas de hidrógeno en mezcla.	54
Tabla 3.5: Flujo volumétrico de GLP y de H ₂ para una potencia de 6kW.	56
Tabla 3.6: Resultado en L/min del aire estequiométrico para 6kW.	57
Tabla 3.7: Comparativa entre reemplazo de GLP por hidrógeno en función volumen y en función potencia, con flujos volumétricos.	58
Tabla 5.8: Flujos utilizados controlando flujo volumétrico de GLP, hidrógeno y aire.	68
Tabla 5.9: Temperatura promedio para porcentajes desde 0% hasta 15% de H ₂ en potencia, con nomenclatura descrita en la “Figura 4.1”	70
Tabla 5.10: Error instrumental para las mediciones realizadas en °C.	71
Tabla 5.11: Error correspondiente al hidrógeno empleado en función del controlador de flujo y el cambio en la densidad estimada respecto a al real.	72
Tabla 5.12: Temperatura promedio medida por TESTO-350 a 630 mm de superficie del quemador radiante.	76
Tabla 5.13: Porcentaje de aumento de temperatura por efecto de la adición de hidrógeno al 15% en potencia.	77
Tabla 5.14: Potencias calculadas para radiación, convección y pérdidas, considerando 6 kW como la potencia base y porcentajes en función de la potencia base.	78
Tabla 5.15: Medición de gases producto de la combustión para composiciones de combustible des 0% hasta 15% de hidrógeno en potencia.	81

Tabla 5.16: Errores instrumentales asociados al equipo de medicion de gases de combustión..... 81

Índice de Figuras

Figura 2.1: Zonas de interés en la combustión en MPI.....	23
Figura 2.2: Diagrama para concepto de exceso de entalpía y recirculación de calor [10]......	24
Figura 2.3: Quemador de doble capa porosa [15]......	28
Figura 2.4: Quemador estabilizado en superficie desarrollado por Mujeebu [15]......	29
Figura 3.5: Quemador empleado.....	32
Figura 3.6: Dimensiones del medio poroso y del cuerpo del quemador.	32
Figura 3.7: Diagrama que ilustra la configuración del sistema de suministro para el quemador.....	34
Figura 3.8: Esquema de disposición instrumentos de medición; termopares, tensor de gases producto, y pirómetro.	35
Figura 3.9: Tanque de almacenamiento de hidrógeno.	36
Figura 3.10: Regulador de presión para hidrógeno y manómetros correspondientes .	37
Figura 3.11: Controlador de flujo másico para hidrógeno.	38
Figura 3.12: Válvula antirretorno.....	39
Figura 3.13: Tanque de alimentación de GLP.	40
Figura 3.14: Medidor de consumo para GLP.....	41
Figura 3.15: Controlador de flujo másico para GLP.....	42
Figura 3.16: Compresor de aire.....	43
Figura 3.17: Filtro para aire.	44
Figura 3.18: Controlador de flujo másico para aire.	45
Figura 3.19: Válvulas de Paso.....	45
Figura 3.20: Quemador de MPI.	46

Figura 3.21: Pirómetros para medición de temperatura superficial por radiación.....	46
Figura 3.22: Termopar tipo S instaladas sobre MPI.	47
Figura 3.23: Termopares tipo K centradas en caras laterales externas del quemador.	48
Figura 3.24: Módulo de adquisición de datos o Data logger, empleado para medición de temperaturas.	49
Figura 3.25: Sensor de gases H ₂ , CO, CO ₂ y NO _x	50
Figura 3.26: Esquema de la localización de puntos de medición sobre el MPI.	52
Figura 3.27: Relación porcentaje de hidrógeno en función potencia y flujo total de combustible (con línea de tendencia).	59
Figura 3.28: Gráfica de función potencia vs función volumen del reemplazo de hidrógeno.	60
Figura 4.29: Esquema de la localización de puntos de medición.	65
Figura 5.30: Disposición de elementos del montaje.	69
Figura 5.31: Gráfico de temperaturas promedio para los distintos instrumentos de medición empleados.....	73
Figura 5.32: Temperaturas promedio para el termopar lateral T1.	73
Figura 5.33: Temperaturas promedio para el termopar central T2.	74
Figura 5.34: Temperaturas promedio para el pirómetro TP1.....	74
Figura 5.35: Temperaturas promedio para el pirómetro TP2.....	75
Figura 5.36: Temperaturas promedio para el pirómetro TP3.....	75
Figura 5.37: Relación entre los diferentes mecanismos de transferencia de calor y el porcentaje de hidrógeno presente en la mezcla.	79
Figura 5.38: Variación de ppm de CO en función del porcentaje de hidrógeno en mezcla de combustible.	82
Figura 5.39: Variación de ppm de NO _x en función del porcentaje de hidrógeno en mezcla de combustible.	83

Figura 5.40: Variación de ppm de H ₂ en función del porcentaje de hidrógeno en mezcla de combustible.	83
Figura 5.41: Porcentaje de O ₂ en función del porcentaje de hidrógeno en mezcla de combustible.	84
Figura 5.42: Porcentaje de CO ₂ medido en infrarrojo en función del porcentaje de hidrógeno en mezcla de combustible.	84
Figura A.43: Quemador funcionando con 15% (izquierda) y 16% (centro y derecha) de la potencia aportada por hidrógeno y efecto de retroceso de llama.	94
Figura A.44: Vista lateral del quemador abierto destacado y “en limpio”.	95
Figura A.45: Vista lateral de la trampa de llama destacada y “en limpio”.	95
Figura A.46: Vista de planta de la trampa de llama destacada y “en limpio”.....	96
Figura A.47: Vista inferior de la trampa de llama destacada y “en limpio”.	96
Figura A.48: Vista inferior del MPI destacada y “en limpio”.....	97
Figura A.49: Vista inferior del MPI destacada y “en limpio”.....	97

Índice de Anexos

A1. Hoja de cálculo – Cálculo Previo.....	93
A2. Hoja de cálculo – Cálculo de Calores	93
A3. Hoja de cálculo – General de Datos	93
A4. Datos en bruto de mediciones	93
A5. Fotografías del laboratorio	93
A6. Diseño experimental ampliado.....	93
A7. Bitácoras.....	93
A8. Análisis de falla de operación	94
A9. Desarmado del quemador.....	95
A10. Ficha técnica TESTO-350.....	98

Abreviaciones

- GLP Gas licuado de petróleo
- MPI Medio poroso inerte
- NO_x Óxidos de nitrógeno
- GEI Gases de efecto invernadero
- LHV Poder calorífico inferior (Lower Heating Value)
- A Área
- V Volumen
- TP Temperatura pirómetro
- T Temperatura/termopar (según contexto)

Simbología

- λ Relación aire combustible -
- ϕ Relación de equivalencia -
- u Velocidad de filtración m/s
- q Calor en kW
- m masa kg
- σ_{sb} Constante de Stefan-Boltzmann W/(m² K⁴)
- ϵ Emisividad -
- c_p Capacidad calorífica J/kg K

Subíndices

- a aire
- e estequiométrico
- r real

1. Introducción y objetivos generales

1.1 Introducción

Los procesos de combustión resultan ser temas relevantes de estudio debido a su alto nivel de utilización a distintas escalas, la combustión está presente en procesos tan cotidianos como lo son la cocina o el calentamiento del agua por medio de un calefón para la ducha, procesos de combustión interna como los presentes en el motor de cualquier automóvil moderno que funcione en base a combustibles fósiles y a nivel industrial, quemando combustibles en distintos formatos con finalidades como, calentar un horno, fundir ciertos materiales, calentar grandes cantidades de agua para generar energía eléctrica, entre otras.

Los combustibles fósiles, como lo son el carbón, el petróleo, el gas natural, el gas licuado de petróleo (GLP), entre otros, son combustibles con alto contenido de carbono y esto combinado con su alto nivel de utilización los vuelve responsables en gran parte de los gases de efecto invernadero y otros gases nocivos que circulan por la atmósfera, generando daños en variados ecosistemas como, por ejemplo, el calentamiento global que abarca todo el planeta o lluvias ácidas en zonas más puntuales. Los contaminantes principales que resultan de la quema de estos combustibles son el dióxido de carbono (CO_2), monóxido de carbono (CO) y los óxidos de nitrógeno (NO_x).

Con la finalidad de reducir los efectos negativos producidos por la combustión de los combustibles fósiles se han desarrollado distintas tecnologías con la finalidad de hacer más eficientes estos procesos, lo que a la vez se traduce en un menor costo en consumo de combustible y por lo tanto menores emisiones de gases nocivos para un proceso con los mismos resultados en términos térmicos o energéticos. Una de estas tecnologías que aumentan la eficiencia de combustión son los medios porosos inertes (MPI) los cuales consisten en un material sólido con porosidades a través de las cuales circula el combustible lo cual genera una llama más estable y al mismo tiempo el intercambio de calor entre el medio poroso y la mezcla de aire y combustible estimulan la cinética de la mezcla lo que lleva a poder trabajar en un amplio rango de relación de equivalencia.

Considerando que actualmente siempre se busca reducir los efectos negativos de la combustión de gases fósiles, se está comenzando a implementar el uso de hidrógeno (H_2) con

fines de combustión. Actualmente el hidrógeno tiene un gran mercado en la generación de amoníaco, el cual es utilizado para la fabricación de fertilizantes y explosivos, sin embargo esta molécula también se puede utilizar como combustible y resulta ser el principal candidato para desplazar a los combustibles fósiles, ya que la combustión de éste en estado puro resulta sólo en vapor de agua, si bien es un gas de efecto invernadero en términos de emisiones, en comparativa con los combustibles fósiles, tiene mejores resultados lo que se traduce en un menor daño al medio ambiente. Además, el hidrógeno por unidad de masa contiene grandes cantidades de energía en comparación con otros combustibles, por ejemplo, contiene aproximadamente el triple de energía que la gasolina o el gas natural, por lo que para una tarea específica se podría reemplazar un combustible fósil por una porción menor en masa de hidrógeno y se obtendrían resultados similares en términos de energía.

En este documento se estudiará de manera empírica el comportamiento de un medio poroso inerte, con gas licuado de petróleo como base, al ser sometido gradualmente a distintas cantidades de hidrógeno, esperando obtener resultados que indiquen reducción de emisiones y mejoras desde la perspectiva energética del equipo.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo general

El objetivo general de este trabajo es investigar experimentalmente la mezcla de gas licuado de petróleo con hidrógeno en un quemador radiante de medio poroso inerte, manteniendo constante la potencia en condiciones de operación estable y segura

1.2.2 Objetivos específicos

- Reconocer la tecnología de los quemadores radiantes de medio poroso inerte, y la combustión de hidrógeno.
- Instalar un quemador radiante con sistemas medición y control de gas licuado de petróleo, hidrógeno y aire, temperaturas y análisis de gases producto de la combustión.
- Desarrollar pruebas de combustión reemplazando volúmenes de gas licuado de petróleo con hidrógeno, considerando su premezcla.
- Evaluar el efecto de la adición de hidrógeno en las temperaturas y emisiones del quemador radiante.
- Analizar comparativamente la eficiencia del quemador radiante operando con gas licuado de petróleo y con mezclas con hidrógeno.

2. Marco Teórico

En este trabajo de investigación experimental se buscará dejar registro del comportamiento de un quemador MPI utilizando como combustible una mezcla de GLP e hidrógeno. Tanto este tipo de quemador como el uso de hidrógeno son relativamente nuevos, es por esto que en esta sección del documento se describirán las principales características y formas de funcionamiento para ambos.

Para llevar a cabo esta investigación se revisó y estudió parte de la documentación previa relacionada a los quemadores MPI y también al uso de hidrógeno como combustible para diferentes condiciones de trabajo.

En relación con el desarrollo experimental se fabricó un quemador MPI con el cual se realizaron diferentes mediciones con la intención de determinar las diferencias entre el uso de GLP puro y GLP en mezcla con hidrógeno de manera empírica, centrándose en los cambios de temperatura y en gases producidos por la combustión.

2.1 Hidrógeno y su combustión

El hidrógeno es utilizado como materia prima en la industria de fabricación de químicos como amoníaco y metanol, que constituyen dos tercios de la demanda industrial. Alrededor del 50% del consumo mundial de hidrógeno se destina a la producción de amoníaco para fertilizantes y explosivos, aproximadamente el 10% es utilizado para la producción de metanol, el cual a su vez se utiliza para producción de plásticos y algunos combustibles, el 25% se destina a usos en refinerías y el resto corresponde a la industria química, acero, del vidrio, farmacéutica y alimenticia [1].

Actualmente el hidrógeno se está comenzando a ver como una alternativa viable al uso tradicional de combustibles fósiles, ya que estos últimos generan grandes emisiones de gases de efecto invernadero, mientras que el hidrógeno puro sólo produce vapor de agua como producto de su combustión. Además, el hidrógeno tiene un contenido energético respecto a su masa muy grande en comparación a los combustibles fósiles tradicionales.

Teniendo lo anterior en consideración es esperable que se realicen investigaciones que busquen la incorporación del hidrógeno en tanto procesos industriales como domésticos,

debido a la proyección económica que este combustible trae consigo y al aporte en términos ecológicos que a la vez brinda.

2.1.1 Características del hidrógeno

Como se mencionó en el apartado anterior, las aplicaciones del hidrógeno ya son variadas y van en aumento, por lo que es importante mencionar las principales características que lo vuelven un tan buen candidato a ser el denominado “combustible del futuro”. Al mismo tiempo se debe tener en cuenta las desventajas y los desafíos que se deben superar para llegar a tener un uso apropiado de este combustible.

Los principales beneficios que presenta el hidrógeno son:

- Gran variedad de aplicaciones.
- Reducción en emisiones de CO₂ tanto en su combustión como en su producción.
- Reducción en emisiones de CO y NO_x en su combustión.
- Alto contenido energético en función de su masa, su energía específica es $\sim 120 \left[\frac{MJ}{kg} \right]$ que es entre 2 y 3 veces la energía del gas natural o el petróleo.
- Gran proyección económica a nivel global.
- Fácil de transportar por medio de cañerías para transporte de gases debido a lo liviana que es la molécula de hidrógeno.

Si bien, las ventajas anteriormente mencionadas resultan ser bastante atractivas también existen algunas dificultades y desafíos por resolver antes de poder aplicar de forma efectiva y adecuada todas las tecnologías y aplicaciones que se han mencionado. Algunas desventajas del uso y producción de hidrógeno son:

- Su combustión en estado puro genera vapor de agua, el cual es un gas de efecto invernadero (GEI) sin embargo, éste podría ser considerado como un GEI de bajo impacto debido a que éste se autorregula por medio del ciclo del agua a diferencia de otros GEI como el CO₂ que perdura en la atmósfera durante periodos mucho más extensos.
- El contenido energético del hidrógeno en función de su volumen resulta ser muy pequeño en comparación a los combustibles tradicionales.

- Gran cantidad de equipos que funcionan con otros combustibles requerirían de modificaciones para poder ser utilizados con hidrógeno puro o en altas cantidades.
- Gran dificultad en términos de almacenamiento, lo que reduce las aplicaciones posibles o las vuelve demasiado caras y por lo tanto inviables.
- Se requieren grandes niveles de inversión para su producción.

Finalmente, y teniendo en consideración las dificultades que tiene el uso del hidrógeno como combustible, se tiene que éste de todas maneras resulta ser una alternativa a la cual se está apuntando actualmente y que en plano general traería principalmente beneficios, y más que desventajas serían dificultades técnicas para su implementación. En este documento se realizará un análisis y posteriores mediciones a un medio poroso inerte que funcionará con hidrógeno en mezcla con GLP.

2.1.2 Mezcla de hidrógeno con GLP y antecedentes

Al mezclar hidrógeno con GLP se busca principalmente reducir el uso de GLP, ya que se reemplaza un porcentaje de éste por una porción en hidrógeno, buscando mantener condiciones similares o superiores en términos de funcionamiento del equipo en que se esté realizando este cambio, mientras que, al mismo tiempo, al reducir el uso de GLP, indirectamente se reduciría la generación de gases de efectos nocivos para el medio ambiente como los son el CO y los NO_x.

Si bien se puede realizar la combustión con altos porcentajes de hidrógeno, existen algunas dificultades a la hora de emplear tecnologías con este combustible. Por ejemplo, si se intenta utilizar un quemador que este diseñado para GLP con hidrógeno como combustible, se verán efectos peligrosos como el retroceso de llama, debido a que la velocidad de reacción del hidrógeno es mayor a la del GLP. En este caso la llama tenderá a estar de manera constante mucho más cerca del difusor del quemador por lo que luego de periodos largos de trabajo el equipo probablemente se verá afectado negativamente por este efecto, ya que no fue diseñado para ser utilizado en estas condiciones. Teniendo en cuenta lo anterior, es importante definir ciertos límites de operación para los equipos, que principalmente se vinculan al porcentaje de hidrógeno utilizado en la mezcla para así mantener condiciones seguras de operación, no dañar los equipos y al mismo tiempo mantener las funciones de estos.

En la investigación de Zhen et. al. en 2012 [2] se estudió el efecto en las emisiones y transferencia de calor de una combustión con premezcla de GLP con hidrógeno para un quemador de llama libre. En este documento se realizó un estudio experimental en donde el GLP se estableció como combustible principal y el hidrógeno como el agregado. Este último fue adicionado a la mezcla en fracciones molares desde 0% hasta 50% en tramos de 10% de adición.

Dentro de las conclusiones a las que se llegó con esa investigación, en primer lugar, se tiene que para un número de Reynolds constante la adición de hidrógeno aumenta el flujo volumétrico de la mezcla aire/combustible, lo que en el mismo documento se menciona que es un indicativo de un aumento en la velocidad laminar de quemado ante condiciones estequiométricas. En segundo lugar, se tiene que ante una mayor fracción de hidrógeno en la mezcla se ve un aumento en la temperatura de la llama, una disminución de emisiones de CO y un aumento de las emisiones de NO_x. Una oxidación más eficiente de CO a CO₂ indica que ante una mayor cantidad de hidrogeno en la mezcla se tiende a generar una combustión más completa.

Finalmente, en la investigación de Zhen se agrega que para aplicaciones limpias y de calentamiento rápido se requerirán quemadores especiales diseñados para reducir la generación de NO_x si se pretende utilizar hidrógeno para ello. Al mismo tiempo se deberá tener quemadores que estén preparados para tener una llama más cercana al difusor, debido a que la distancia entre el difusor y la llama se ve reducida con la adición de hidrógeno [2].

2.1.3 Propiedades del GLP y del hidrógeno

En este apartado se mostrarán algunas propiedades de interés para este estudio relacionadas a los gases combustibles que se utilizarán para la investigación. Por un lado, está el hidrógeno (*Tabla 2.2*) y por otra parte se tiene el GLP (*Tabla 2.1*). Estos valores fueron lo que se emplearon para toda la metodología de cálculos previos a la puesta en marcha del equipo.

Tabla 2.1: Propiedades del gas licuado de petróleo utilizado.

Combustible	<i>Gas Licuado de Petróleo</i>
Composición [3]	<i>~ 68% Propano</i>
	<i>~ 30% Butano</i>
	<i>~ 2% Otros componentes</i>
LHV [4] <i>(adaptado a la mezcla)</i>	<i>~ 45,22 $\left[\frac{MJ}{kg}\right]$</i>
Densidad a 25°C y 101,3 kPa	<i>1,82 $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$</i>
Temp. de autoignición [5] <i>(propano)</i>	<i>490°C</i>
Temp. de ebullición	<i>~ -42 °C</i>
Masa Molar	<i>47.4 $\left[\frac{kg}{kmol}\right]$</i>

Tabla 2.2: Propiedades del hidrógeno utilizado.

Combustible	<i>Hidrógeno</i>
Concentración	<i>~ 100% H₂</i>
LHV [4]	<i>119,96 $\left[\frac{MJ}{kg}\right]$</i>
Densidad a 25°C y 101,3 kPa [6]	<i>0,08 $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$</i>
Temp. de autoignición [5]	<i>585 °C</i>
Temp. de ebullición	<i>~ -252,9 °C</i>
Masa Molar	<i>2,016 $\left[\frac{kg}{kmol}\right]$</i>

2.2 Combustión en medios porosos inertes

La combustión que se desarrolla en los medios porosos inertes (MPI) consiste en la inserción de material sólido inerte en la misma región en donde ocurre la reacción de combustión. Allí es donde se queman los gases reactantes que fluyen a través del medio poroso, lo cual aumenta el calor global, principalmente debido a la radiación y la conducción que en una matriz sólida tiene mejores propiedades térmicas [7]. De esta manera se genera una reacción exotérmica la cual se distribuye a lo largo de todo el medio poroso generándose un intenso intercambio de calor entre el material sólida y los gases reactantes, y gracias a esto este tipo de quemador permite la quema de mezclas de combustible tanto ricas como pobres.

En los MPI, como el utilizado en el presente documento, se pueden apreciar tres distintas zonas importantes para la combustión. En primer lugar, hay una que se encuentra antes del frente de combustión, por la cual ingresan desde la cámara de premezcla tanto el combustible como el aire necesario para la combustión, estos son calentados producto de la combustión que ocurre aguas abajo en el proceso y este calentamiento del combustible aumenta la cinética molecular de éste mejorando al mismo tiempo las condiciones para su posterior combustión. En segundo lugar, y posterior a la zona anteriormente mencionada, se encuentra la zona de reacción química en donde se libera una gran cantidad de entalpía la que es absorbida por el medio poroso y conducida a la primera zona. En la segunda zona debido a la gran superficie específica que tiene el medio poroso, la energía es cedida al gas entrante y trasladada por convección hacia la zona de reacción y de esta forma se genera la anteriormente mencionada regeneración de calor en el sistema lo que lleva a producir el fenómeno de exceso de entalpía en la zona de reacción química y un lento aumento de la temperatura en el frente, la que incluso puede superar la temperatura adiabática [8]. La tercera zona se encuentra siguiente al frente de combustión, ésta contiene los productos de la combustión, los que intercambian activamente el calor por convección del medio poroso generando una recirculación del calor [9].

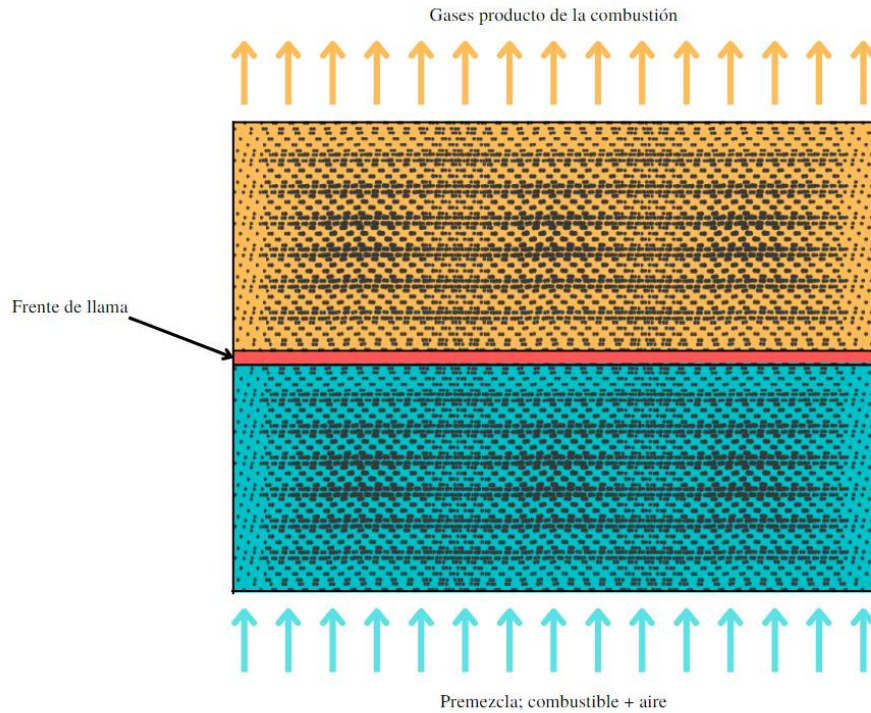


Figura 2.1: Zonas de interés en la combustión en MPI.

En la *Figura 2.1* se pueden apreciar las tres zonas anteriormente descritas, en las cuales se genera el siguiente ciclo; previo de la zona de reacción el gas está más caliente que el sólido, por lo que el calor se transfiere por convección desde los gases producidos por la combustión a la matriz porosa, el sólido caliente conduce e irradia calor en dirección ascendente y aguas abajo de la zona de reacción el sólido excede la temperatura de los gases y por ende hay transferencia de calor por convección de sólido a gas. Finalmente, los gases entrantes son precalentados por el material sólido hasta que alcanzan la temperatura de ignición y así mismo el ciclo continúa.

2.2.1 Exceso de entalpía

El “exceso de entalpía” es un término utilizado para describir la entalpía entregada por los productos de la combustión que precalientan los reactivos entrantes de la combustión misma, con efectos importantes sobre las velocidades de combustión, los límites de inflamabilidad y temperaturas de llama [10]. La *Figura 2.2* muestra un diagrama que ayuda a comprender el concepto de exceso de entalpía mediante la recirculación de calor.

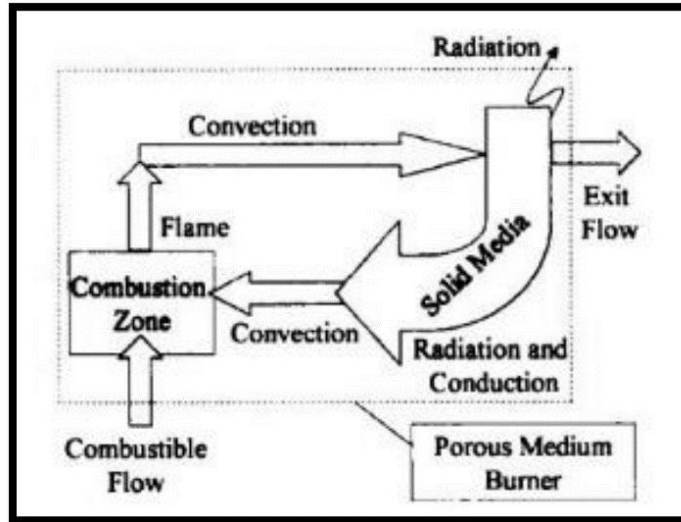


Figura 2.2: Diagrama para concepto de exceso de entalpía y recirculación de calor [10].

2.2.2 Características de la combustión en medios porosos inertes

A continuación, se enumeran las principales características de la combustión en medios porosos [11]:

- Las propiedades termo-físicas del medio poroso, como lo son la conductividad y la capacidad térmica, pueden ser adaptadas dependiendo de su aplicación. Por ejemplo, ampliando la conductividad térmica de un medio poroso aumentará la conducción de calor desde la zona de pre y post llama.
- El flujo es turbulento debido a pequeños vórtices propios de la cerámica porosa, que mejoran la transferencia de masa y calor y estabiliza la llama. Además, el área superficial por unidad de volumen de la cerámica es muy grande, del orden de 10^4 m^{-1} y mayores.
- La radiación dentro de los medios porosos es mucho más alta que la de los gases. Es por esto que la transferencia de calor aumenta dentro de un medio poroso y reduce la temperatura de la llama, por lo que se disminuye la formación de NO_x .

- La caída de presión, a través de un medio poroso, se puede controlar cambiando la permeabilidad del material poroso. En la mayoría de las aplicaciones, se pueden utilizar medios poroso altamente permeables, donde la caída de presión se vuelve insignificante.

Considerando las características que se mencionaron de los medios porosos es claro que estos resultan ser una alternativa que permite aumentar la eficiencia calórica o energética, ya que se pueden obtener temperaturas super adiabáticas debido al precalentamiento pasivo de los combustibles y, además, reducir la formación de sustancias nocivas para la salud y el medio ambiente como los son el hollín, el CO y los NO_x [12]. La formación de NO_x depende principalmente de la temperatura de combustión y de la disponibilidad de oxígeno en el ambiente, por lo que el uso de medios porosos resulta útil para el control de estos parámetros y en consecuencia de la formación de estos gases.

Finalmente es importante destacar que es posible obtener un flujo de calor radiativo uniforme lo cual permite variadas aplicaciones, principalmente en la industria.

2.2.3 MPI vs llama libre

El concepto de llama libre es acuñado a la combustión tradicional por medio de quemadores, que por lo general funcionan con gases combustibles de origen fósil. La combustión de llama libre tiene como principal mecanismo de transferencia de calor la convección, ya que tanto la conductividad térmica como la radiación tienden a ser muy bajas en los gases.

El MPI es generalmente construido con materiales cerámicos y que además cuentan con un nivel intencionado y controlado de porosidad, debido a esta última es que al haber un proceso de combustión al interior de uno de estos medios porosos el flujo de combustible no se ve tan afectado y tiende a ser mucho más controlado. En un medio poroso el gas está en continuo contacto con las paredes internas de los poros del MPI mismo, lo que mantiene un equilibrio térmico en la zona de reacción por lo que de manera progresiva se van igualando la temperatura del gas con la del medio. La configuración que posee el MPI provoca que lo que en principio sería una llama libre, se transforme en un sin número de micro llamas cada una del tamaño de un poro o lo que se conoce también como una combustión sin llama, finalmente esto rompe el perímetro de la llama aumentando su velocidad de reacción.

Actualmente la mayoría de los quemadores modernos se caracterizan por estructuras de llama libre, y justamente, resulta ser que esto es un problema ya que se ve afectada la eficiencia del quemador y por tanto de la combustión, lo que se traduce en un mayor consumo de combustible y a la vez una mayor generación de GEI.

La tendencia mundial actual apunta al desarrollo de quemadores sin llama, cuyas principales ventajas de combustión tienen los siguientes orígenes físicos:

- Una inmensa superficie interna del MPI resulta en un alto intercambio de calor entre la fase de gas y la del sólido.
- Eficientes mecanismos de transporte del calor del MPI resultan en un aumento de la velocidad de combustión y, como resultado, en más altas densidades de energía.
- Una alta capacidad térmica del MPI asegura una elevada estabilidad del proceso de combustión en el frente en un gran rango de variación de la carga térmica y de la relación de equivalencia.
- La estructura porosa encierra la llama influyendo sobre su forma, estabilidad y sus características físicas.
- Estructura compacta, con tamaños en promedio 10 veces más pequeños que los quemadores de llama libre de igual potencia.
- Reducción en emisiones de CO y de NOx, gracias a un eficiente control de temperatura en el frente de combustión.
- Amplio rango de variación de la potencia, en razón 1 a 20 comparándolo con los mejores quemadores de llama libre.
- Permite una combustión estable en un rango mucho más amplio de la relación de equivalencia.

2.2.4 Quemadores radiantes y antecedentes

Respecto a medios porosos inertes como quemadores radiantes actualmente existe una cantidad considerable de antecedentes en estudios y aplicaciones. En estos documentos se ve la tendencia a la comparación entre los quemadores radiantes y quemadores tradicionales de llama abierta, lo cual no resulta extraño, debido a que finalmente este nuevo tipo de quemador apunta justamente al reemplazo de los quemadores tradicionales y a la vez se pretende

ampliar la gama de aplicaciones en quemadores debido a que también presentan otras condiciones distintas a los quemadores de llama abierta.

La mayoría de trabajo académico e investigativo en esta temática se ha realizado en quemadores de flujo axial, donde la mezcla de aire/combustible se enciende en una capa porosa y la llama mayormente se estabiliza en la salida, por lo que el flujo radiativo a la salida del quemador se maximiza y por lo general la llama no es visible. Esto se debe a que la combustión ocurre en un lugar justo por debajo de la superficie del quemador.

Muthukumar en 2011 probó un quemador radiante poroso de GLP. La zona de precalentamiento se compone de un bloque de cerámico de 10 mm de espesor y 40% porosidad. Se obtuvo una eficiencia térmica máxima de 71% de los quemadores radiantes porosos, por encima de la eficiencia de los quemadores convencionales de GLP. Esta eficiencia se obtuvo para una relación de equivalencia de 0,68, 1,24 kW de potencia y temperatura de 31 °C. Las emisiones de CO y NO_x reportadas fueron siempre por debajo de 16 ppm y 0,2 ppm, respectivamente [13].

En su trabajo, Muthukumar investigó la influencia de la temperatura ambiente en la eficiencia térmica del quemador poroso y concluyó que era notable. Para las mismas condiciones de funcionamiento, logró una mejora de la eficiencia del 10% por variar la temperatura ambiente de 18,5 °C a 31 °C. Por lo tanto, al comparar la eficiencia térmica de los quemadores, la temperatura es un parámetro que debe tenerse en cuenta [13].

En un estudio más reciente, Muthukumar y Shyamkumar en 2013, probaron el funcionamiento de un quemador de doble capa de medio poroso (*Figura 2.3*). En este caso, el diámetro de las matrices porosas escogido fue de 90 mm. Como en Muthukumar la zona de precalentamiento consiste en una matriz cerámica con porosidad del 40% y un espesor de 10 mm y la zona de combustión con una espuma cerámica de SiC con un grosor de 20 mm. Sin embargo, en este estudio la porosidad del SiC se varió de 80 a 90%. La eficiencia térmica y emisiones de CO y NO_x se obtuvieron experimentalmente para tasas equivalentes y potencias que van desde 0,54 a 0,7 y 1,3 a 1,7 kW, respectivamente. La eficiencia térmica más alta obtenida fue 75 % con la espuma de SiC con la porosidad más alta. Esta eficiencia es mayor que las de los quemadores convencionales de GLP disponibles en el mercado. El quemador poroso realizado también es mejor que los quemadores convencionales en cuanto

se refieren a las emisiones. De la porosidad del 90% de la cerámica de SiC, las emisiones de NO_x variaron de 0 a $0,75\text{mg/m}^3$ y las emisiones de CO de 12 a 124mg/m^3 . Las cocinas convencionales GLP emiten de 4 a 7mg/m^3 de NO_x y de 250 a 650mg/m^3 de CO [14].

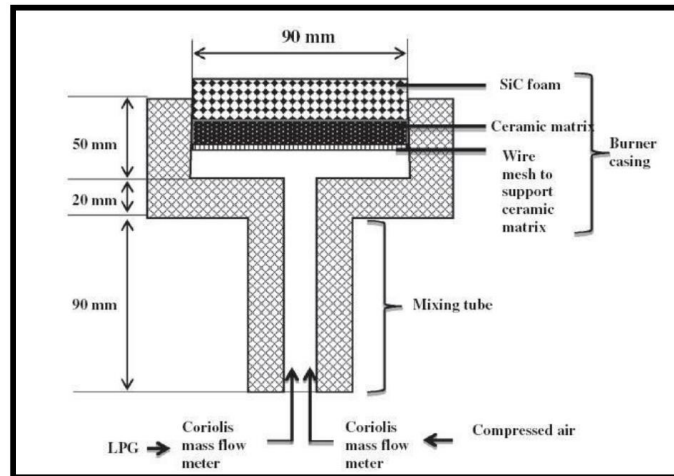


Figura 2.3: Quemador de doble capa porosa [15].

En la Universidad Sains Malasia, Mujeebu et al desarrollaron dos quemadores diferentes de dos capas porosas, premezclados con GLP para aplicaciones domésticas. En uno de los quemadores (abreviados como MSB) la llama se estabiliza dentro de la matriz porosa, es decir, el quemador fue operado en el modo de combustión sumergida, mientras que en el otro (abreviado como SSB) la llama se estabilizó cerca de la interfaz de abajo del medio poroso justo por encima de la matriz sólida, es decir, el quemador fue operado en el modo de combustión superficial. Para el SSB las zonas de precalentamiento y reacción fueron hechas de espumas de alúmina (Al_2O_3) de densidades de poros de 26 ppcm y 8 ppcm, respectivamente. Estas zonas fueron hechas de espuma de porcelana con 18 ppcm y esferas de alúmina de 30 mm para el MSB. La Figura 2.4 muestra una imagen de la SSB, sin embargo, el conjunto que se ilustra es conveniente para ambos quemadores del modo de combustión sumergido y en superficie.



Figura 2.4: Quemador estabilizado en superficie desarrollado por Mujeebu [15].

Los autores prueban experimentalmente que el SSB es adecuado para aplicaciones donde es deseable que la llama se extienda suficientemente sobre la superficie del medio poroso, mientras que el MSB trabaja adecuadamente como quemadores de calefacción radiante (por ejemplo, para la calefacción doméstica). Tener en cuenta que todos los quemadores medios porosos mencionados trabajaban en el modo de combustión sumergida. Comparando el rendimiento de los quemadores con llamas premezcladas y no preparada de antemano, los autores concluyen que los quemadores de dos capas porosas trabajan de una manera más apropiada cuando los reactivos entran en el quemador como una mezcla. En comparación con un quemador convencional, estos quemadores presentan una mayor eficiencia térmica y una reducción significativa en las emisiones de NO_x y CO . Sin embargo, los autores refieren que otras mejoras de los quemadores son posibles y recomendadas [15].

2.3 Parámetros

2.3.1 Relación aire combustible y relación de equivalencia

La combustión es un proceso termoquímico en el cual ocurre la oxidación o reducción del combustible. Para que esto pueda ocurrir es necesaria la presencia de oxígeno, ya sea en su estado puro o formando parte del aire. La eficacia de la combustión es cuantificable mediante la relación de aire-combustible estequiométrico y operacional, que es representada por la letra “ λ ”, la cual es igual a 1 para una combustión estequiométrica. Un parámetro que

se suele utilizar en procesos de combustión es la relación de equivalencia, representada por la letra “ ϕ ” que corresponde a la *Ecuación 1*.

$$\phi = \frac{1}{\lambda} [-] \quad (1)$$

Una mezcla aire-combustible no siempre se encontrará en una proporción correspondiente a la estequiométrica, es por esto que para caracterizar una mezcla de aire-combustible se suele utilizar la relación de equivalencia dada por la *Ecuación 2*.

$$\phi = \frac{V_{a,e}}{V_{a,r}} [-] \quad (2)$$

Luego una relación de equivalencia igual a 1 corresponderá a una proporción estequiométrica, mientras que una mayor a 1 hace referencia a mezclas de aire-combustible ricas o con exceso de combustible, y si es menor a 1 se tendrá una mezcla de aire-combustible pobre o con exceso de aire.

2.3.2 Velocidad de filtración de premezcla

La velocidad de filtración es la velocidad a la cual la mezcla aire-combustible circula por los poros del material dentro de la matriz y se determina por el cociente entre la velocidad del flujo de combustible y la porosidad relativa del medio como se muestra en la *Ecuación 3*. La velocidad de filtración, además, es un factor que a medida que aumenta también afecta a otros factores de la combustión como, por ejemplo, la temperatura de esta [16].

$$u = \frac{v}{\varepsilon} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (3)$$

3. Diseño experimental

3.1 Diseño del quemador

El diseño del quemador de medio poroso fue establecido con la finalidad de que éste resulte ser representativo y permita que la información registrada de esta investigación sea un aporte para investigaciones y aplicaciones futuras. A continuación, en la *Tabla 3.3* se muestran las principales características de interés que posee el MPI empleado para la recaudación de datos de este documento.

Tabla 3.3: Principales características del MPI empleado para la toma de datos.

Material	SiSiC
Dimensiones	156x83x20 [mm ³]
Superficie	0,013 [m ²]
Porosidad	20 [ppi]
Potencia Límite	~ 2000 [kW/m ²]
Rango de Operación	200 – 1000 [kW/m ²]
Potencia de Operación	2,6 – 13 [kW]
Emisividad para 2000K [17]	0,9 [-]

Como se puede apreciar en la *Figura 3.5* el quemador no está compuesto sólo por el medio poroso, sino que también en términos de fabricación este cuenta con una estructura de acero inoxidable y un material aislante térmico entre la estructura y el medio poroso mismo.



Figura 3.5: Quemador empleado

3.1.1 Dimensiones

El MPI empleado para este estudio cuenta con las siguientes dimensiones; 156 mm de largo, 83 mm de ancho y 20 mm de espesor, como se puede ver en la *Figura 3.6*. Las dimensiones anteriores corresponden sólo al medio poroso, mientras que el quemador completo cuenta con las siguientes dimensiones; 224 mm de largo, 150 mm de ancho y 55 mm de profundidad como se aprecia también en la *Figura 3.6*.

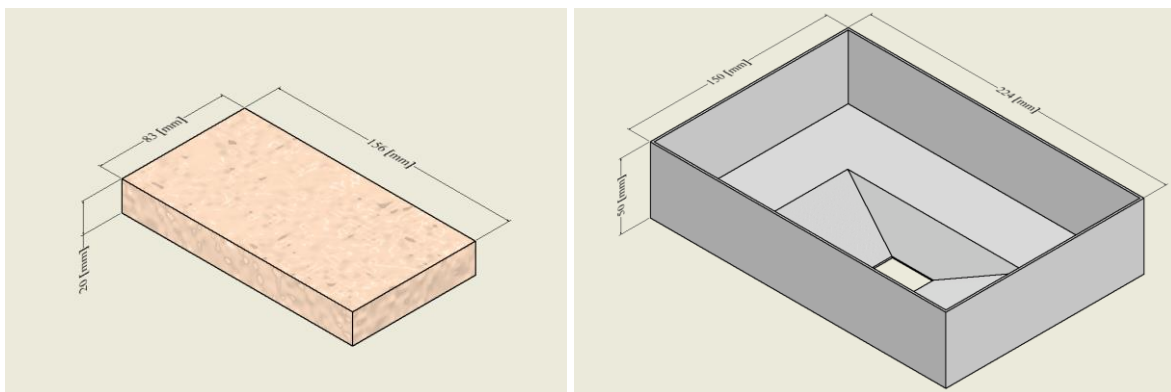


Figura 3.6: Dimensiones del medio poroso y del cuerpo del quemador.

3.1.2 Difusor

El difusor es un elemento de gran importancia en lo que es este sistema, ya que éste otorga un soporte físico para el MPI y además ayuda a generar una mezcla más controlada y homogénea a la salida de la cámara de mezcla.

3.1.3 Trampa de llama

La trampa de llama es un elemento fundamental para el adecuado funcionamiento de este quemador. Este elemento está hecho de alúmina, lo que permite una gran resistencia a las altas temperaturas alcanzadas al interior del MPI, la trampa de llama tiene como principal objetivo evitar el retroceso de llama desde la zona de combustión a la zona de premezcla de los gases combustibles y, además, ayuda lograr una adecuada distribución del combustible.

3.2 Instalación

En este apartado se describirá el sistema general, como también se especificarán los diferentes componentes que forman parte de todo el sistema configurado para la medición tanto de temperatura como de emisiones correspondientes a un MPI en funcionamiento con mezcla de GLP como combustible base e hidrógeno como combustible secundario.

3.2.1 Composición del sistema

A continuación, se mostrarán los componentes que forman parte del sistema dispuesto para las mediciones acompañados a la vez de la *Figura 3.7*, que al mismo tiempo ayuda a visualizar el funcionamiento y disposición de los distintos componentes.

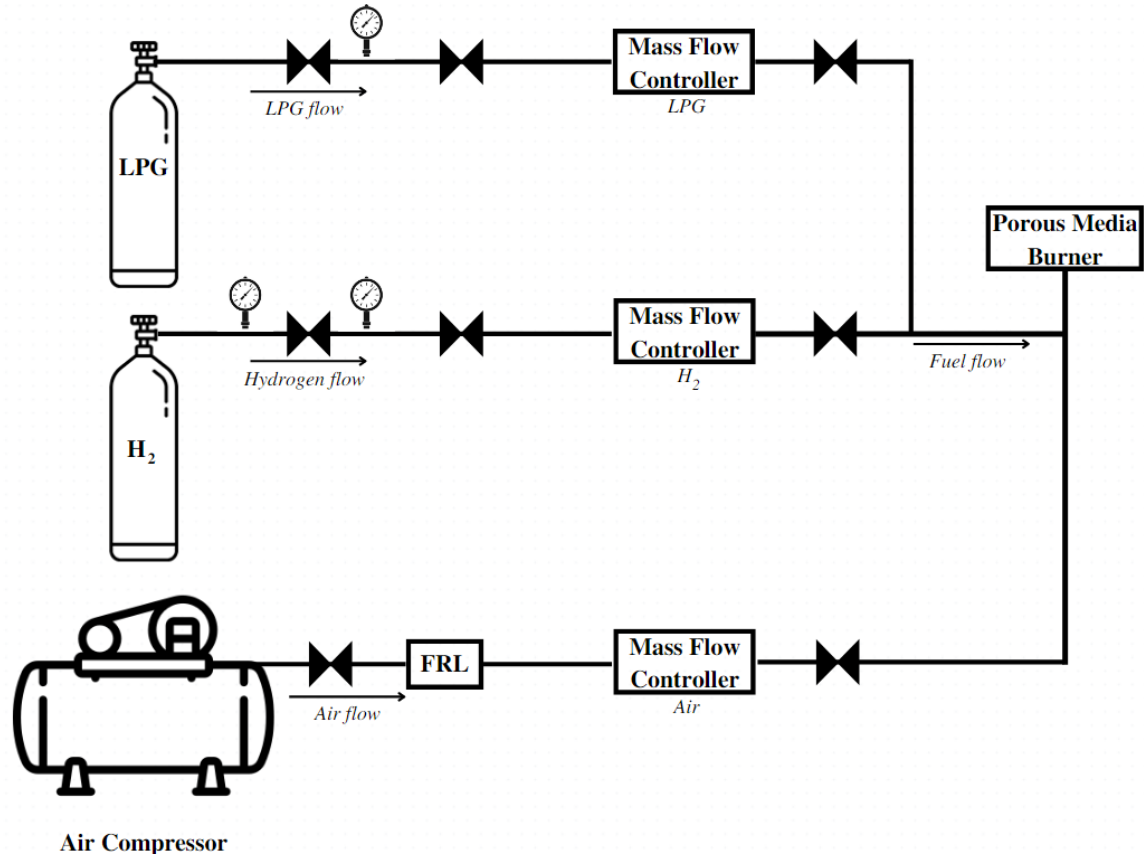


Figura 3.7: Diagrama que ilustra la configuración del sistema de suministro para el quemador.

En el esquema de la *Figura 3.8* se puede apreciar la configuración y localización de los distintos elementos de medición, caracterizados por color y mostrando también cómo se dispondrá el quemador para poder realizar todas las mediciones requeridas para el desarrollo de este trabajo.

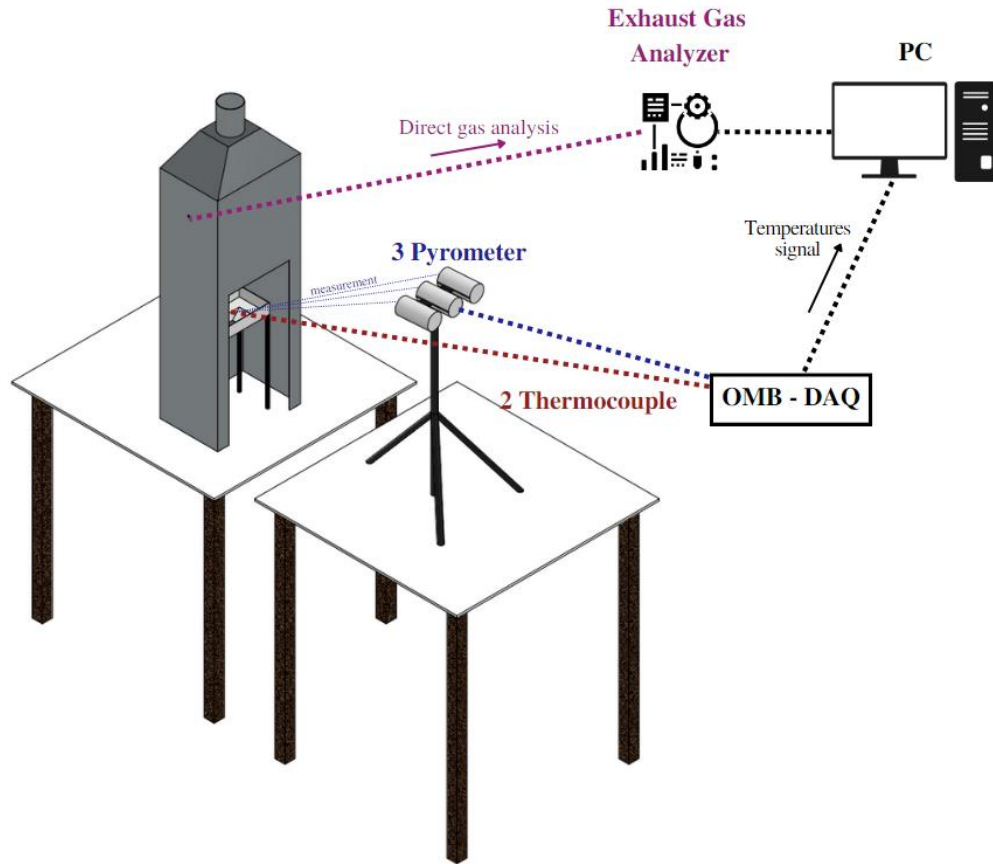


Figura 3.8: Esquema de disposición instrumentos de medición; termopares, tensor de gases producto, y pirómetro.

3.2.1.1 Línea de hidrógeno

- Tanque de alimentación de hidrógeno (*Figura 3.9*)
 - Marca: Indura
 - Especificación DOT: 3AA 2400
 - Presión: 0.17 - 15.45 MPa
 - Contenido de hidrógeno: 7 m³
 - Peso de hidrógeno: 0,6 kg



Figura 3.9: Tanque de almacenamiento de hidrógeno.

- Regulador de presión (*Figura 3.10*)
 - Marca: Harris
 - Modelo: HP701-125
 - Rango de regulación aguas arriba: 0 – 250 bar
 - Rango de regulación aguas abajo: 0 – 1 bar



Figura 3.10: Regulador de presión para hidrógeno y manómetros correspondientes

- Controlador de flujo másico (*Figura 3.11*)
 - Marca: Aalborg
 - Modelo: DPC17
 - Exactitud: $\pm 0,5\%$
 - Rango de regulación: 0 - 20 sL/min
 - Presión máxima: 0,827 MPa



Figura 3.11: Controlador de flujo másico para hidrógeno.

- Válvula antirretorno/apaga llama (*Figura 3.12*)
 - Marca: IBEDA
 - Modelo: DG91NH0,5
 - Presión de operación: 0,9 MPa
 - Presión de apertura: 50 mbar



Figura 3.12: Válvula antirretorno.

3.2.1.2 Línea de GLP

- Tanque de alimentación de GLP (*Figura 3.13*)
 - Fabricante: Rep. Visa
 - Norma de diseño: ASME 1986
 - Capacidad: 4000L
 - Presión de diseño: 1,73MPa



Figura 3.13: Tanque de alimentación de GLP.

- Medidor de consumo (*Figura 3.14*)
 - Marca: Indugas
 - Caudal mínimo: 0,05 m³/h
 - Caudal máximo: 4 m³/h



Figura 3.14: Medidor de consumo para GLP.

- Controlador de flujo másico (*Figura 3.15*)
 - Marca: Aalborg
 - Modelo: GFC37
 - Exactitud: $\pm 1,0\%$ del flujo
 - Rango de regulación: 0 - 50 L/min
 - Presión máxima: 6,8 MPa



Figura 3.15: Controlador de flujo másico para GLP.

3.2.1.3 Línea de aire

- Compresor de aire (*Figura 3.16*)
 - Marca: Nitro
 - Modelo: V-0.25/8
 - Potencia: 3 hp
 - Velocidad del motor: 1030 RPM
 - Desplazamiento de aire: 252 L/min
 - Capacidad del tanque: 200 L
 - Presión de salida: 0,8 MPa
 - Rango de trabajo: ~ 0 – 200 L/min



Figura 3.16: Compresor de aire.

- Filtro de aire (*Figura 3.17*)
 - Modelo: AFR80
 - Presión máxima: 1 MPa
 - Temperatura máxima: 60 °C
 - Rango de Presiones: 0 – 965 kPa



Figura 3.17: Filtro para aire.

- Regulador de flujo másico (*Figura 3.18*)
 - Marca: Aalborg
 - Modelo: GFC57
 - Rango de regulación: 0 – 200 L/min



Figura 3.18: Controlador de flujo másico para aire.

3.2.1.4 Línea en mezcla

- Válvulas de paso (*Figura 3.19*)
 - Marca (negra): Swagelok
 - Marca (amarilla): Genebre

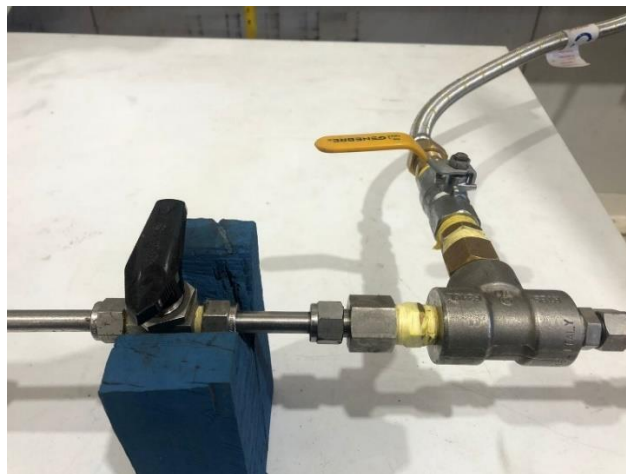


Figura 3.19: Válvulas de Paso

- Quemador de medio poroso inerte (*Figura 3.20*)



Figura 3.20: Quemador de MPI.

3.2.1.5 Instrumentos de medición

- Pirómetros (*Figura 3.21*)
 - Marca: Luma Sense Technologies
 - Modelo: ISQ 5 – MB18
 - Rango de medición: 700 – 1800 °C
 - Error: 0,5% de la medición en °C + 2 °C

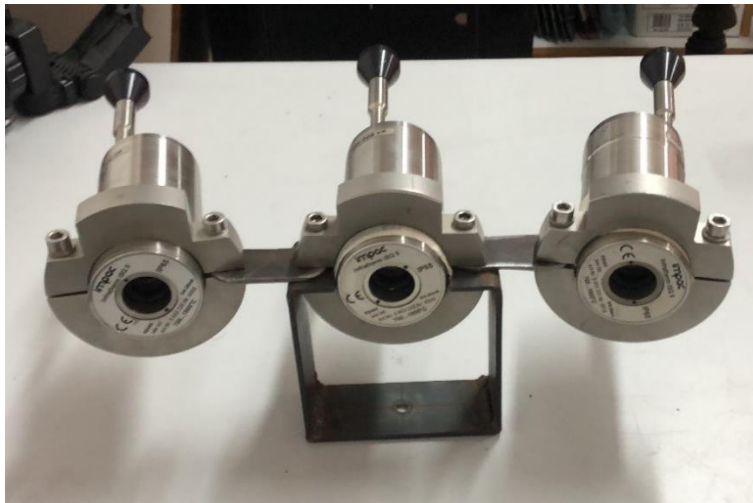


Figura 3.21: Pirómetros para medición de temperatura superficial por radiación.

- Termopares (*Figura 3.22*)
 - Tipo: Termopar tipo S
 - Cantidad tipo S: 2 termopares
 - Rango de medición: 0 - ~1600 °C



Figura 3.22: Termopar tipo S instaladas sobre MPI.

- Tipo: Termopar tipo K (*Figura 3.23*)
- Cantidad tipo K: 4 termopares
- Rango de medición: ~ 0 – 1260 °C

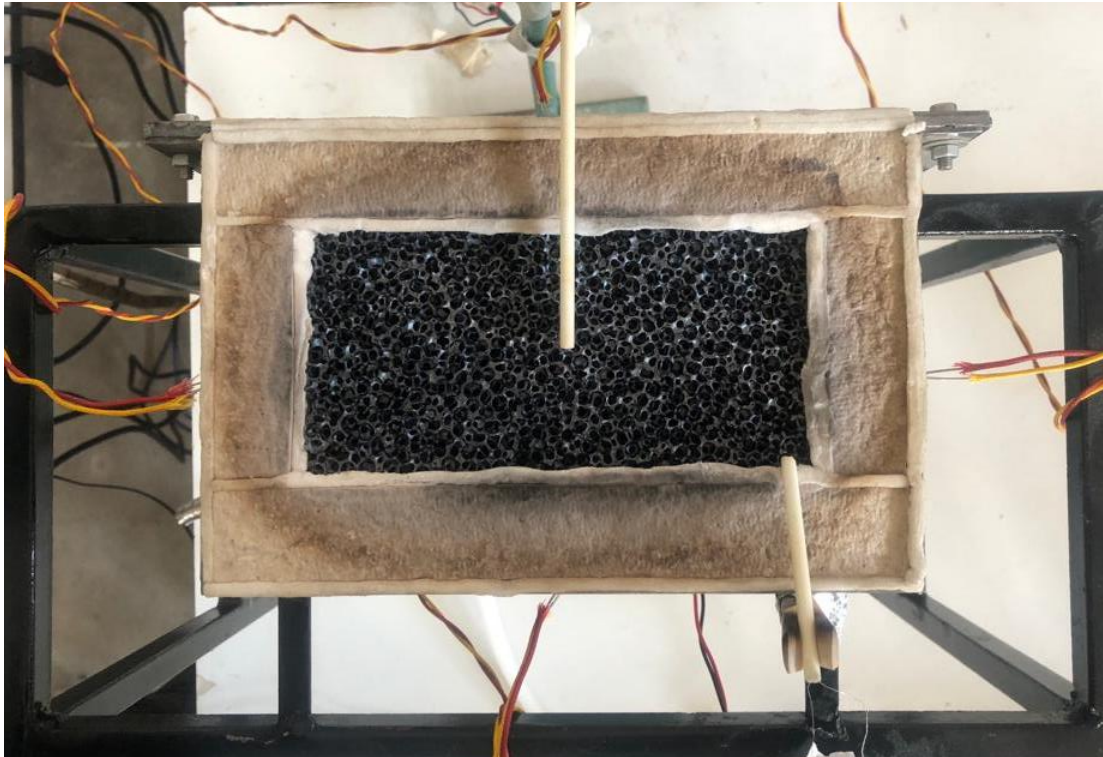


Figura 3.23: Termopares tipo K centradas en caras laterales externas del quemador.

- Módulo de adquisición de datos (*Figura 3.24*)
 - Marca: Omega
 - Modelo: OM-DAQ-USB-2400 SERIES
 - Entradas: 8 analógicas diferenciales



Figura 3.24: Módulo de adquisición de datos o Data logger, empleado para medición de temperaturas.

- Sensor de gases de escape (*Figura 3.25*)
 - Marca: TESTO - 350
 - Modelo: 0632 3510
 - Gases por medir: H₂, CO, CO₂ y NO_x



Figura 3.25: Sensor de gases H₂, CO, CO₂ y NO_x.

3.2.2 Sistema de medición

Dadas las temperaturas adiabáticas que presentan el hidrógeno (~ 2127 °C) y el propano (~ 2250 °C), que es el principal componente del GLP, se pudo generar una estimación del rango de temperaturas en que el equipo operaría. Teniendo en cuenta lo anterior fue que se seleccionó para la medición de temperatura de la superficie del MPI el pirómetro descrito en el punto 3.2.1.5, debido a que este no requiere de estar en contacto con la superficie que se está midiendo lo que facilita la toma de datos.

Se utilizaron dos termopares tipo S, los cuales se dejaron como mediciones localizadas en el centro y en una de las esquinas del MPI, esto con la intención de obtener un complemento para las mediciones realizadas por el pirómetro. Esto se realizó con un módulo de adquisición de datos OMEGA, modelo OM-DAQ-USB-2400 SERIES (*Figura 3.22*), mediante el cual se realiza una transformación a partir de lecturas de voltajes a información que posteriormente, mediante el software Daq View, es traducida en las distintas lecturas de temperatura.

Las mediciones correspondientes al pirómetro se llevaron a cabo como se muestra en la *Figura 3.26*, realizando mediciones en los puntos simbolizados por octágonos azules, mientras que las mediciones realizadas por los termopares son simbolizadas por círculos anaranjados. Para cada mezcla distinta de combustible se llevaron a cabo 2 mediciones fijas y continuas por los termopares, mientras que para el pirómetro se realizarán 9 mediciones en distintos momentos, pero con el sistema ya estabilizado, estas mediciones se llevaron a cabo redirigiendo el foco de medición del pirómetro durante el transcurso de la misma combustión.

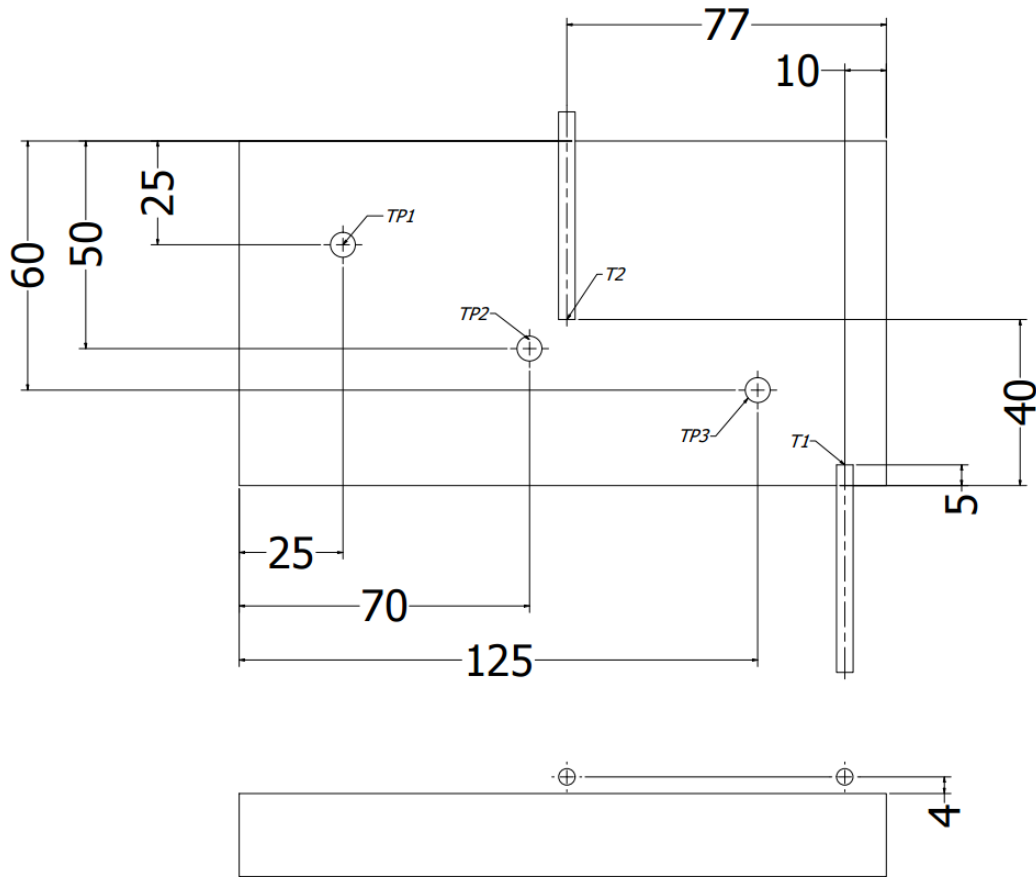


Figura 3.26: Esquema de la localización de puntos de medición sobre el MPI.

Finalmente, para la medición de los gases producto de la combustión se utilizó el equipo “TESTO -350” con el cual se obtienen diferentes mediciones como lo son H_2 , CO , CO_2 y NO_x . Esta medición se llevó a cabo posicionando la sonda de medición a 630 mm de la superficie del quemador y encauzando los gases de la combustión mediante el uso de una campana como se aprecia en el esquema de la Figura 3.8.

3.3 Cálculo de flujos

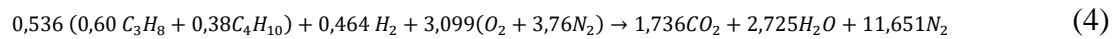
Para el cálculo de los flujos de combustible es necesario establecer la potencia que se requiere obtener por medio de la combustión mientras que para el flujo de aire es necesario conocer el flujo de combustible y también la relación de equivalencia que se plantea utilizar.

Para simplificar la explicación, en las siguientes subsecciones se tomará como ejemplo una mezcla de combustible compuesta por 10% de hidrógeno y 90% GLP, el cual a su vez

se considerará compuesto por un 60% de propano y un 38% de butano. El mismo procedimiento se empleó para calcular los flujos desde 0% hasta 15% de hidrógeno en mezcla de combustible.

3.3.1 Combustión estequiométrica

Considerando la ecuación general de la combustión estequiométrica para 1kmol de combustible y una composición de éste de 10% hidrógeno y 90% GLP en función de potencia, que como se mostrará más adelante en este documento corresponde a 46,4% de hidrógeno y 53,6% de GLP en función del volumen, se tiene en la *Ecuación (4)*.



Considerando lo anterior se obtuvo un valor de masa para el carbono y para el hidrógeno correspondientes a:

$$m_C = 20,850 kg$$

$$m_H = 5,493 kg$$

$$m_{total} = 26,343 kg$$

Teniendo la masa de carbono, de hidrógeno y la suma de ambas es posible determinar el porcentaje que cada uno de estos aporta al total y mediante este valor y la *Ecuación 5* se determina el valor que corresponde al aire estequiométrico.

$$V_{a,e} = \frac{22,4}{0,21} * \left[\frac{y_c}{12,01} + \frac{y_h}{4,032} \right] \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad (5)$$

Reemplazando los valores anteriormente calculados se obtuvo el siguiente valor de aire estequiométrico, para una mezcla de combustible con 10% de hidrógeno y 90% GLP:

$$V_{a,e} = 12,546 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

De igual manera se obtuvieron los valores de la *Tabla 3.4* de aire estequiométrico correspondientes a mezclas desde 0% hasta 15% de hidrógeno.

Tabla 3.4: Aire estequiométrico correspondiente a diferentes cantidades volumétricas de hidrógeno en mezcla.

% H ₂ Volumen	% H ₂ Potencia	Aire estequiométrico m ³ /kg
0,0%	0%	12,034
7,3%	1%	12,082
13,7%	2%	12,131
19,4%	3%	12,180
24,5%	4%	12,230
29,1%	5%	12,281
33,2%	6%	12,333
37,0%	7%	12,385
40,4%	8%	12,438
43,5%	9%	12,491
46,4%	10%	12,546
49,1%	11%	12,601
51,5%	12%	12,657
53,8%	13%	12,714
55,9%	14%	12,772
57,9%	15%	12,831

La información anteriormente expuesta es un volumen de aire específico o en función de la masa de combustible, es por esto que para determinar la cantidad de aire real a utilizar se requiere conocer de manera teórica la cantidad de combustible, y esta, dependerá principalmente de la potencia que se desee alcanzar para la combustión. Como se mostró anteriormente la potencia de operación del quemador está entre 2,6 kW y 13kW, teniendo esto en consideración y la *Ecuación 6* se puede determinar la cantidad de combustible requerida para alcanzar tales potencias.

$$P \text{ kW} = \sum_{H_2 \text{ y } GLP} \dot{m} \left[\frac{kg}{s} \right] * LHV \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (6)$$

Considerando lo anterior, y que el flujo másico se puede separar multiplicando la densidad de la sustancia por el flujo volumétrico, se definió que para poder establecer los flujos volumétricos adecuados y que éstos estén relacionados con un aporte de hidrógeno en función de la potencia existirán dos factores X e Y que representarán el porcentaje potencia aportada por el hidrógeno y el GLP, a continuación, se muestra la relación (*ejemplificado para el H₂*).

$$X_{H_2} * P \text{ kW} = \frac{LHV_{H_2} \left[\frac{kJ}{kg} \right] * \rho_{H_2} \left[\frac{kg}{m^3} \right] * V_{H_2} \left[\frac{L}{min} \right]}{60000[-]} \quad (7)$$

Teniendo la *Ecuación 7* se puede hacer un despeje simple del factor del flujo volumétrico tanto para el hidrógeno como para el GLP, teniendo en consideración que los factores X e Y deben sumar siempre 1 lo que correspondería al 100% de la potencia, a continuación, se muestra la ecuación con el despeje del flujo volumétrico, con el cual se definieron los flujos a utilizar en esta investigación.

$$V_{H_2} \left[\frac{L}{min} \right] = \frac{X_{H_2} * P \text{ [kW]} * 60000[-]}{LHV_{H_2} \left[\frac{kJ}{kg} \right] * \rho_{H_2} \left[\frac{kg}{m^3} \right]} \quad (8)$$

Se determinó que dadas las condiciones del laboratorio la mejor potencia a seleccionar para este experimento corresponde a la de 6 kW, debido principalmente a la capacidad del compresor que se utilizó y a que este valor se encuentra cercano a la potencia media a la que puede operar el quemador.

Finalmente, se obtuvo el flujo volumétrico tanto para el GLP como para el hidrógeno para una potencia de operación de 6kW, además, también se calculó el resultado para un

porcentaje en función de potencia de hidrógeno entre 0% y 15%. Los resultados calculados se muestran en la *Tabla 3.5*.

Tabla 3.5: Flujo volumétrico de GLP y de H₂ para una potencia de 6kW.

P kW		6		
% H ₂ Volumen	% H ₂ Potencia	V combustible L/min	V GLP L/min	V H ₂ L/min
0,0%	0%	4,37	4,37	0,00
7,3%	1%	4,67	4,33	0,34
13,7%	2%	4,97	4,29	0,68
19,4%	3%	5,27	4,24	1,02
24,5%	4%	5,56	4,20	1,36
29,1%	5%	5,86	4,16	1,71
33,2%	6%	6,16	4,11	2,05
37,0%	7%	6,46	4,07	2,39
40,4%	8%	6,75	4,02	2,73
43,5%	9%	7,05	3,98	3,07
46,4%	10%	7,35	3,94	3,41
49,1%	11%	7,64	3,89	3,75
51,5%	12%	7,94	3,85	4,09
53,8%	13%	8,24	3,81	4,43
55,9%	14%	8,54	3,76	4,77
57,9%	15%	8,83	3,72	5,12

Luego, teniendo los flujos volumétricos de combustible, se puede hacer una transformación de éstos a masa, por medio de la densidad, en kg y dado que el aire estequiométrico resultó en m³ por kg de combustible se puede finalmente obtener el aire estequiométrico requerido para la potencia de 6kW. Los resultados correspondientes al aire estequiométrico efectivo se muestran en la *Tabla 3.6*.

Tabla 3.6: Resultado en L/min del aire estequiométrico para 6kW.

	Aire esteq. real L/min
% H ₂ Potencia	6 kW
0%	95,80
1%	95,58
2%	95,37
3%	95,15
4%	94,94
5%	94,72
6%	94,51
7%	94,29
8%	94,08
9%	93,87
10%	93,65
11%	93,44
12%	93,23
13%	93,02
14%	92,81
15%	92,60

Como se mostró anteriormente fue que se determinaron los flujos tanto para ambos combustibles como para el aire requerido para así tener una mezcla aire-combustible estequiométrica. Conociendo el procedimiento, la información mostrada en esta sección, y la razón de equivalencia que se quiera utilizar, se pueden determinar todos los flujos requeridos para la combustión en condiciones preestablecidas.

Teniendo en conocimiento lo anterior se puede realizar la comparativa entre el reemplazo energético por parte del hidrógeno y el reemplazo en volumen por parte del hidrógeno, como se puede apreciar en al *Tabla 3.7* en la que se realiza una comparativa en tramos de 10% de hidrógeno en función de la potencia.

Tabla 3.7: Comparativa entre reemplazo de GLP por hidrógeno en función volumen y en función potencia, con flujos volumétricos.

Función volumen		Función potencia		6kW		
% H ₂	% GLP	% H ₂	% GLP	V combustible L/min	V GLP L/min	V H ₂ L/min
0,0%	100,0%	0%	100%	4,4	4,4	0,0
46,4%	53,6%	10%	90%	7,3	3,9	3,4
66,1%	33,9%	20%	80%	10,3	3,5	6,8
77,0%	23,0%	30%	70%	13,3	3,1	10,2
83,9%	16,1%	40%	60%	16,3	2,6	13,6
88,6%	11,4%	50%	50%	19,2	2,2	17,1
92,1%	7,9%	60%	40%	22,2	1,7	20,5
94,8%	5,2%	70%	30%	25,2	1,3	23,9
96,9%	3,1%	80%	20%	28,2	0,9	27,3
98,6%	1,4%	90%	10%	31,1	0,4	30,7
100,0%	0,0%	100%	0%	34,1	0,0	34,1

De la tabla anterior se obtienen las *Figura 3.27* y *Figura 3.28*. En la *Figura 3.27* se puede apreciar que existe una relación lineal entre el porcentaje de hidrógeno presente en la mezcla en función de potencia y el flujo total de combustible, en este primer gráfico se puede apreciar que para un mayor aporte energético por parte del hidrógeno se requiere también un mayor flujo volumétrico, lo cual muestra la baja densidad energética del hidrógeno en función de su volumen, y que para este caso, para mantener la potencia definida de 6 kW se requeriría aumentar aproximadamente 8 veces el flujo volumétrico total para pasar de un 100% de GLP a un 100% de hidrógeno.

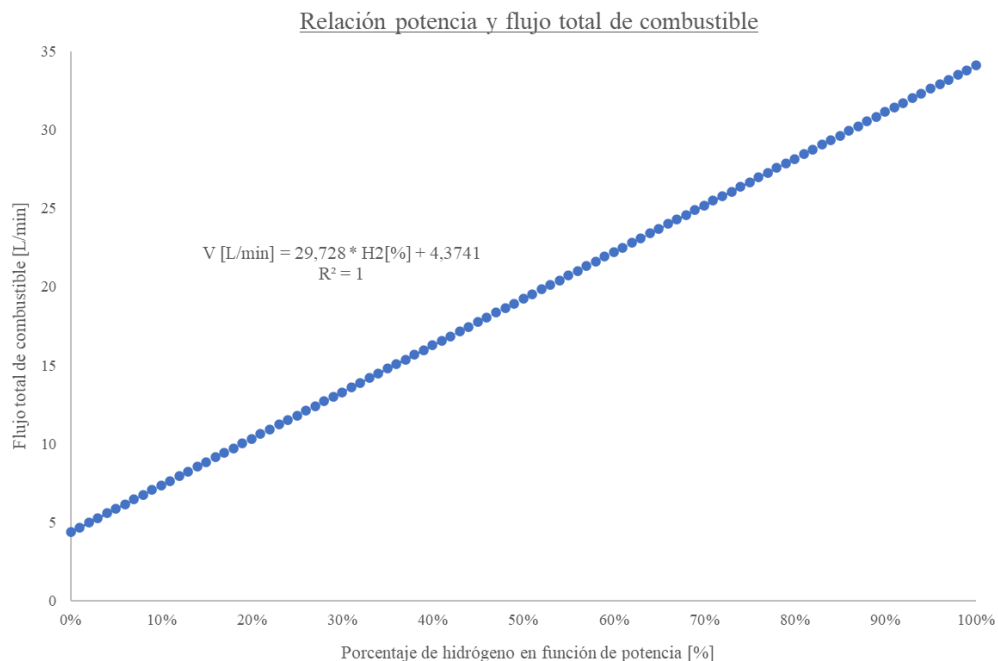


Figura 3.27: Relación porcentaje de hidrógeno en función potencia y flujo total de combustible (con línea de tendencia).

En la *Figura 3.28* se puede apreciar también la relación existente entre el reemplazo energético en función de potencia y en función de volumen, mostrando que sobre todo en las primeras instancias de reemplazo energético por el hidrógeno se requieren mayores aportes en función del volumen para poder aumentar una cantidad menor en función de la potencia.

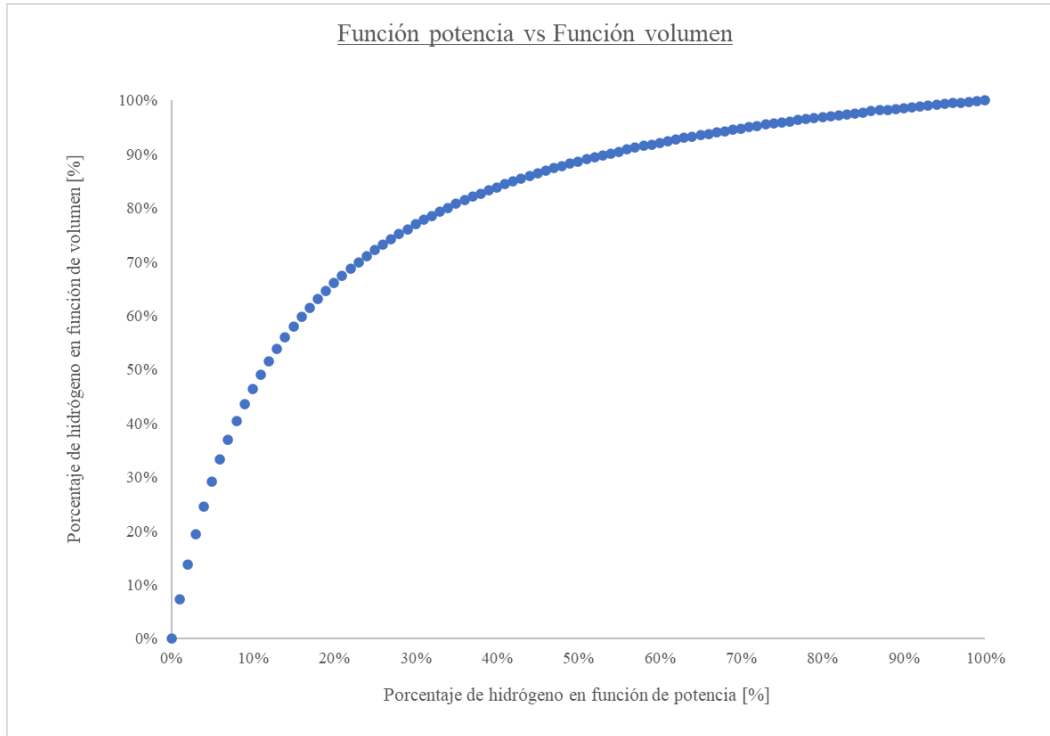


Figura 3.28: Gráfica de función potencia vs función volumen del reemplazo de hidrógeno.

3.3.2 Cálculos para cuantificación de energía

Para poder cuantificar los valores de energía presentes en cada proceso de combustión para las diferentes composiciones de combustible, se considerará el calor total disponible de los combustibles, el calor aportado por la radiación, el calor aportado por la convección y las pérdidas de calor, por lo cual es necesario medir $T_{ambiente}$, $T_{superficial}$ del MPI, $T_{combustible}$ y T_{aire} como se muestra en las siguientes ecuaciones.

$$q_{rad} = \epsilon * \sigma_{SB} * A * (T_{sup}^4 - T_{amb}^4) \quad (9)$$

$$q_{conv} = m_{gases\ prod} * c_p\ gases\ prod * (T_{gases\ prod} - T_{amb}) \quad (10)$$

Para la convección se consideraron los gases producto de una combustión completa, más el **exceso** de aire correspondiente a la relación de equivalencia utilizada en las condiciones de temperatura y presión medidas a la salida del quemador. Luego, teniendo los

calores aportados por la radiación y la convección se puede obtener también la pérdida de calor del proceso, utilizando la siguiente ecuación:

$$Q_{total} = m_{comb} * LHV - q_{perdidas} = q_{rad} + q_{conv} \quad (11)$$

Considerando la anterior ecuación se puede comparar el calor aportado por la radiación o la convección en función del total de calor disponible por el combustible, pudiendo expresar éstos en forma de porcentaje o fracción de aporte calórico, lo cual permite mejores recursos para exponer y explicar las interacciones que se desarrollarán con el aporte de hidrógeno a la mezcla con GLP.

4. Procedimiento experimental

El procedimiento experimental se centrará en la metodología de trabajo para llevar a cabo las mediciones de manera segura y uniforme, obteniendo así datos de interés y que resulten confiables para poder desarrollar conclusiones en base a estos.

4.1 Previo a puesta en marcha

4.1.1 Seguridad

Se debe realizar una inspección visual y olfativa, cerciorándose de que no haya olor a gas por el GLP y que todas las llaves de paso correspondientes tanto para el GLP como para el hidrógeno se encuentren cerradas. También, se deberá utilizar un detector de fugas para determinar si la instalación de hidrógeno presenta fugas significativas.

4.1.2 Revisión de elementos de suministro

Para los elementos de suministro se deberá tener en cuenta lo siguiente:

- Verificar la conexión eléctrica del compresor, encender y dar un tiempo para que este se llene a su capacidad máxima. Posteriormente se configura el compresor para una presión de 1 bar la cual es la presión a la que trabajan los reguladores de flujo másico para esta experiencia.
- Comprobar que el tanque de hidrógeno tenga combustible. Este proceso resulta algo más complicado de lo común por el tipo de gas, por lo que en primer lugar se verificará el cambio de presión en el regulador de presión que se encuentra a la salida del tanque, para así confirmar que éste sigue teniendo una presión interna. En segundo lugar, y también como parte de la confirmación de la presencia de hidrógeno se deberá realizar una verificación visual en el quemador para detectar algún cambio en la combustión producto de la adición del hidrógeno.
- Para verificar el suministro de GLP bastará con abrir la llave de paso de éste y obtener alguna lectura en el controlador de flujo másico asignada a la línea de GLP.

4.1.3 Configuración de los controladores de flujo

Para la configuración de los controladores de flujo másico, con las líneas de suministro aún cerradas, se procederá a configurar los controladores de flujo para que se encuentren completamente cerrados al comienzo de las pruebas. Estos luego de la puesta en marcha serán configurados para los flujos que específicamente se requieran.

4.2 Operación del quemador

4.2.1 Encendido

Para el encendido del quemador se comienza dando paso al GLP de manera tal que el quemador pueda funcionar a una potencia de entre 1 kW y 1,5 kW sólo con GLP que, para este caso dadas las características del quemador, correspondía aproximadamente a 1 L/min de GLP. Se debe hacer el encendido del quemador a potencias bajas debido a que es importante no exponer el MPI a cambios abruptos de temperatura.

Una vez encendido el quemador al rango de potencias indicado, se procede a aumentar sólo con GLP y flujo de aire a la potencia a la que opera el quemador, esto haciéndolo en tramos breves con aumento de ~1 kW por tramo y buscando estar cerca de una mezcla aire combustible estequiométrica o con leve exceso de aire. El procedimiento anteriormente descrito se utiliza hasta llegar a la potencia de operación que se requiere, y una vez en el rango de operación se procede a hacer el ajuste final para obtener las condiciones buscadas.

4.2.2 Operación del quemador

Luego de tener el quemador calentado y en las condiciones iniciales para 0% de H₂ y 100% GLP; se estableció durante la misma operación del quemador que el tiempo requerido para la estabilización de temperatura es de aproximadamente ~0,5 min, por lo que para dar holgura a este periodo se optó por un tiempo de estabilización de ~1 min entre mediciones para distintas composiciones de H₂ y GLP.

Teniendo ya establecido el tiempo de estabilización entre mediciones, se determinó también que un periodo de ~5 min de mediciones para la toma de datos resultó ser suficiente considerando que el sistema ya se encontraba estable y que las temperaturas medidas en ese periodo tenían una desviación estándar relativamente pequeña, como se puede apreciar en el *Anexo A3. General de datos*.

4.2.3 Apagado del quemador

Anteriormente se mencionó el cuidado que se debe tener con los cambios abruptos de temperatura en el MPI, es por esto que el apagado del equipo se debe realizar de manera paulatina y similar a la inversa del encendido, es decir, con el quemador funcionando a 6 kW con diferentes composiciones de combustible se buscará dejar el quemador funcionando sólo con GLP para luego realizar el procedimiento inverso al empleado para el encendido; este proceso se realizó de la siguiente manera:

- Aumentar el flujo de aire al quemador hasta el correspondiente al quemador funcionando con 100% de GLP.
- Cerrar completamente el paso de hidrógeno mediante el controlador de flujo másico.
- Reducir en tramos de $\sim 1,5$ kW o 2 kW la potencia del quemador manipulando el flujo del GLP, manteniendo un flujo de aire cercano al estequiométrico.
- Al llegar al último tramo en que la potencia llega a 0 W, se procede a cerrar completamente el paso de GLP desde la llave de paso de la fuente de suministro.
- Cerrar completamente el paso de aire mediante el controlador de flujo másico.
- Cerrar todas las llaves de paso partiendo desde las fuentes de suministro y seguir aguas abajo.

4.3 Toma de datos

4.3.1 Medición de temperatura

La medición de temperatura se llevó a cabo mediante el uso de dos distintos instrumentos, en primer lugar y el principal elemento de medición fue el pirómetro con la finalidad de medir la temperatura de la superficie del MPI a través de radiación. En segundo lugar, se utilizaron dos termopares tipo S para obtener la temperatura del aire a ~ 3 mm de distancia de la superficie del MPI obteniendo así la temperatura correspondiente a la convección. Las mediciones anteriormente mencionadas fueron realizadas en los puntos específicos mostrados en la *Figura 4.29*.

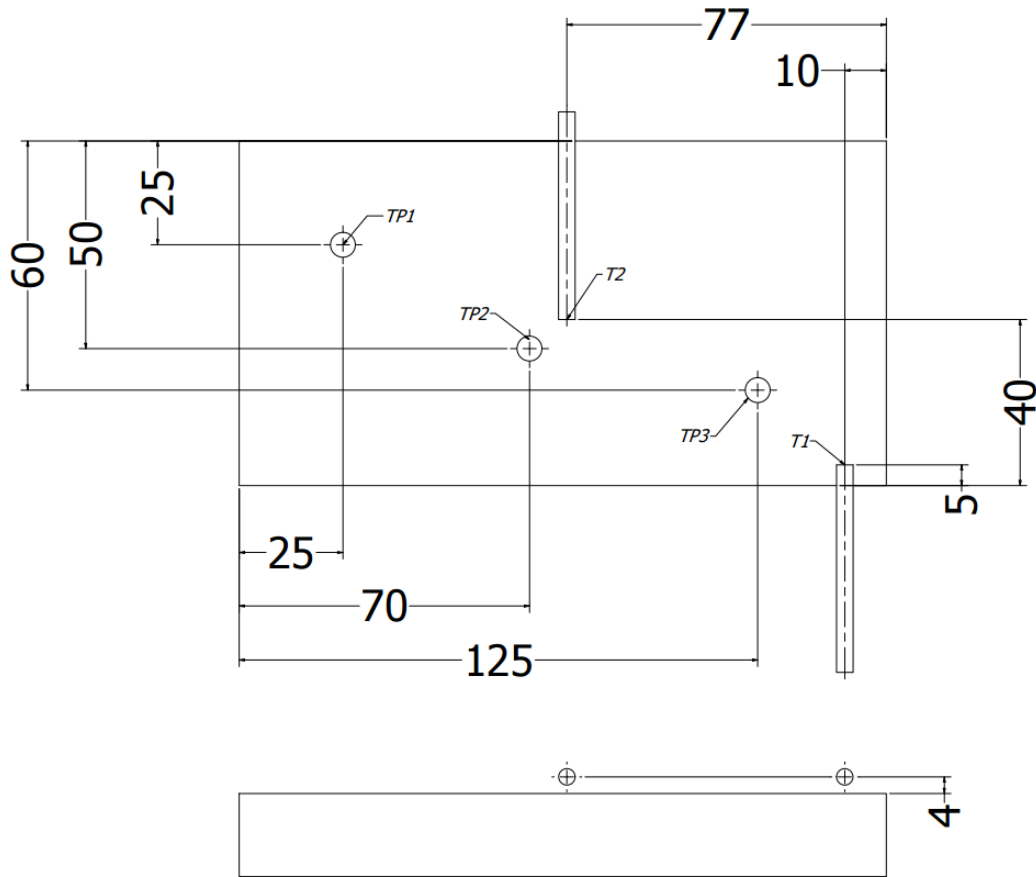


Figura 4.29: Esquema de la localización de puntos de medición.

También se llevaron a cabo otro grupo de mediciones con termopares tipo K. Estas mediciones se llevaron a cabo para conocer el comportamiento térmico del cuerpo del quemador al tenerlo funcionando a 6 kW, el principal objetivo de estas mediciones era para caracterizar el quemador y determinar si había algún desbalance importante en la distribución térmica del cuerpo del quemador. Esta es una medición secundaria ya que no se enfoca en absoluto en el efecto producido por la adición de hidrógeno y los resultados esperados para la medición, mostrando que para un periodo de aproximadamente 1 hora de operación la temperatura promedio del cuerpo del quemador no superó los 80 °C.

Todas las mediciones realizadas fueron recopiladas mediante el uso de un data logger, con el cual se tabulan los resultados obtenidos y permite que la toma de datos sea continua y uniforme en términos de periodicidad en la toma de muestras, además de permitir mediante gráficos en tiempo real conocer la curva de comportamiento de las lecturas obtenidas por los

instrumentos de medición, lo cual ayudó también a determinar un tiempo adecuado para considerar la estabilidad del sistema.

4.3.2 Medición de gases producto

Para la medición de los gases producto se utilizó el equipo “*TESTO-350*” el cual fue posicionado en la parte superior del quemador a 630 mm de la superficie del MPI, con la intención de proteger de las altas temperaturas los sensores del equipo, pero a la vez mantener una distancia razonable para la correcta toma de datos.

La obtención de las mediciones fue realizada y recolectada por un software, del cual se obtuvo una tabla con los distintos valores obtenidos para variados parámetros que el equipo es capaz de medir, sin embargo, los parámetros de interés para esta investigación fueron los porcentajes de O₂ y de CO₂ infrarrojo, junto con las partículas por millón (ppm) de CO, NO_x y H₂.

5. Resultados experimentales y análisis

Para los cálculos se realizaron ciertas consideraciones y aproximaciones para así poder determinar en primera instancia los flujos volumétricos requeridos para los combustibles y el aire, estos valores son los siguientes:

- Temperatura estimada de operación: 25 °C
- Presión estimada de operación: 101,325 kPa
- Densidad estimada del GLP: $1,82 \left[\frac{g}{L} \right]$
- Densidad estimada del H₂: $0,089 \left[\frac{g}{L} \right]$
- Emisividad del MPI a 2000 K: 0,9 -

Mientras que los valores promedio reales obtenidos durante las pruebas fueron los siguientes:

- Temperatura promedio real de operación: 18,5 °C
- Presión promedio real de operación: 101,4 kPa
- Densidad promedio real del GLP: $1,86 \left[\frac{g}{L} \right]$
- Densidad promedio real del H₂: $0,09 \left[\frac{g}{L} \right]$

Teniendo en cuenta lo anterior se obtuvo un error en las densidades consideradas en los cálculos previos correspondientes al 2,15% de error para el GLP y 2,20% de error para el H₂, estos errores serán incorporados en el siguiente apartado como errores en el caudal de hidrógeno que se utilizó.

Para el desarrollo experimental se utilizaron los flujos mostrados en la *Tabla 5.8*. En esa tabla se puede apreciar la gran diferencia que existe entre la adición de hidrógeno en función de la potencia y en función del volumen, mostrándose que para una adición de hidrógeno en función de potencia del 15%, corresponde a una adición del 57,9% del volumen total de combustible, y esto se debe a la baja densidad energética del hidrógeno en función de su volumen.

Tabla 5.8: Flujos utilizados controlando flujo volumétrico de GLP, hidrógeno y aire.

Función volumen		Función potencia		Flujo volumétrico utilizado L/min			Flujo másico utilizado kg/min			Aire utilizado L/min	ϕ resultante
% H ₂	% GLP	% H ₂	% GLP	V combustible L/min	V GLP L/min	V H ₂ L/min	M combustible kg/min	m GLP kg/min	m H ₂ kg/min		
0,0%	100,0%	0%	100%	4,37	4,37	0,00	7,96,E-03	7,96,E-03	0,00,E+00	117,45	0,816
7,3%	92,7%	1%	99%	4,67	4,33	0,34	7,91,E-03	7,88,E-03	3,00,E-05	116,79	0,818
13,7%	86,3%	2%	98%	4,97	4,29	0,68	7,86,E-03	7,80,E-03	6,00,E-05	116,13	0,821
19,4%	80,6%	3%	97%	5,27	4,24	1,02	7,81,E-03	7,72,E-03	9,00,E-05	115,48	0,824
24,5%	75,5%	4%	96%	5,56	4,20	1,36	7,76,E-03	7,64,E-03	1,20,E-04	114,82	0,827
29,1%	70,9%	5%	95%	5,86	4,16	1,71	7,71,E-03	7,56,E-03	1,50,E-04	114,16	0,830
33,2%	66,8%	6%	94%	6,16	4,11	2,05	7,66,E-03	7,48,E-03	1,80,E-04	113,51	0,833
37,0%	63,0%	7%	93%	6,46	4,07	2,39	7,61,E-03	7,40,E-03	2,10,E-04	112,85	0,836
40,4%	59,6%	8%	92%	6,75	4,02	2,73	7,56,E-03	7,32,E-03	2,40,E-04	112,20	0,839
43,5%	56,5%	9%	91%	7,05	3,98	3,07	7,51,E-03	7,24,E-03	2,70,E-04	111,54	0,842
46,4%	53,6%	10%	90%	7,35	3,94	3,41	7,46,E-03	7,16,E-03	3,00,E-04	110,89	0,845
49,1%	50,9%	11%	89%	7,64	3,89	3,75	7,42,E-03	7,09,E-03	3,30,E-04	110,24	0,848
51,5%	48,5%	12%	88%	7,94	3,85	4,09	7,37,E-03	7,01,E-03	3,60,E-04	109,58	0,851
53,8%	46,2%	13%	87%	8,24	3,81	4,43	7,32,E-03	6,93,E-03	3,90,E-04	108,93	0,854
55,9%	44,1%	14%	86%	8,54	3,76	4,77	7,27,E-03	6,85,E-03	4,20,E-04	108,28	0,857
57,9%	42,1%	15%	85%	8,83	3,72	5,12	7,22,E-03	6,77,E-03	4,50,E-04	107,63	0,860

Finalmente se tiene que la disposición final del montaje considerando todos los elementos presentes en la misma fue la mostrada en la *Figura 5.30* (Ver *Anexo A7*. para mayor tamaño).

Tabla 5.9: Temperatura promedio para porcentajes desde 0% hasta 15% de H₂ en potencia, con nomenclatura descrita en la “Figura 4.1”.

% H ₂	Temperaturas Promedio en °C				
	T1	T2	TP1	TP2	TP3
0	556,8	859,5	1030,9	1034,3	988,1
1	556,4	856,0	1030,7	1032,7	985,5
2	559,8	858,9	1037,5	1037,9	989,9
3	559,3	858,1	1036,2	1038,1	989,2
4	563,5	861,2	1041,7	1044,0	993,7
5	564,6	859,4	1039,9	1042,0	991,7
6	565,5	860,9	1040,8	1044,2	993,4
7	566,2	861,3	1042,1	1045,1	994,0
8	571,8	860,0	1037,7	1038,1	990,0
9	571,9	864,2	1041,5	1041,6	993,2
10	570,7	864,6	1041,9	1037,6	995,1
11	573,9	861,6	1038,6	1033,3	992,4
12	571,0	864,1	1040,1	1036,6	995,4
13	566,3	867,1	1044,2	1042,5	1000,8
14	572,1	869,6	1063,1	1053,3	1006,1
15	573,3	870,6	1062,8	1054,7	1008,4

De la *Tabla 5.9* se generó el gráfico mostrado en la *Figura 5.31* en la cual se tiene la información de la tabla compuesta por los cinco instrumentos de medición, posteriormente se mostrará cada uno de los gráficos por separado para notar al detalle el comportamiento de las curvas y a la vez poder observar gráficamente los efectos de la adición del hidrógeno además de los errores instrumentales, los cuales están descritos en la *Tabla 5.10*. Como observación, el error correspondiente al controlador de flujo del hidrógeno ($\pm 0,5\%$) más el error de la estimación de la densidad del H₂ ($\pm 2,2\%$), se muestra en la *Tabla 5.11* y están considerados en todos los gráficos que se mostrarán a continuación, sin embargo, el valor es tan pequeño en comparación con la escala de los gráficos que no es posible observarlo en los mismos.

Tabla 5.10: Error instrumental para las mediciones realizadas en °C.

Porcentaje H_2	ERROR MEDICIÓN EN °C				
	Error termopares tipo S: $\pm 0,25\%$		Error pirómetro: $0,5\% \pm 2\text{ °C}$ + Error resistencia: 1%		
	T1	T2	TP1	TP2	TP3
0%	1,39	2,15	17,5	17,5	16,8
1%	1,39	2,14	17,5	17,5	16,8
2%	1,40	2,15	17,6	17,6	16,8
3%	1,40	2,15	17,5	17,6	16,8
4%	1,41	2,15	17,6	17,7	16,9
5%	1,41	2,15	17,6	17,6	16,9
6%	1,41	2,15	17,6	17,7	16,9
7%	1,42	2,15	17,6	17,7	16,9
8%	1,34	2,15	17,6	17,6	16,9
9%	1,37	2,16	17,6	17,6	16,9
10%	1,39	2,16	17,6	17,6	16,9
11%	1,38	2,15	17,6	17,5	16,9
12%	1,38	2,16	17,6	17,5	16,9
13%	1,41	2,17	17,7	17,6	17,0
14%	1,43	2,17	17,9	17,8	17,1
15%	1,43	2,18	17,9	17,8	17,1

Tabla 5.11: Error correspondiente al hidrógeno empleado en función del controlador de flujo y el cambio en la densidad estimada respecto a al real.

ERROR H₂		
<i>Error C. de flujo: 0,5% + Error estimación ρ: 2,2%</i>		
% H₂	L/min	%
0%	0	0,0000
1%	0,009	0,0003
2%	0,018	0,0005
3%	0,028	0,0008
4%	0,037	0,0011
5%	0,046	0,0014
6%	0,055	0,0016
7%	0,064	0,0019
8%	0,074	0,0022
9%	0,083	0,0024
10%	0,092	0,0027
11%	0,101	0,0030
12%	0,110	0,0032
13%	0,119	0,0035
14%	0,129	0,0038
15%	0,138	0,0041

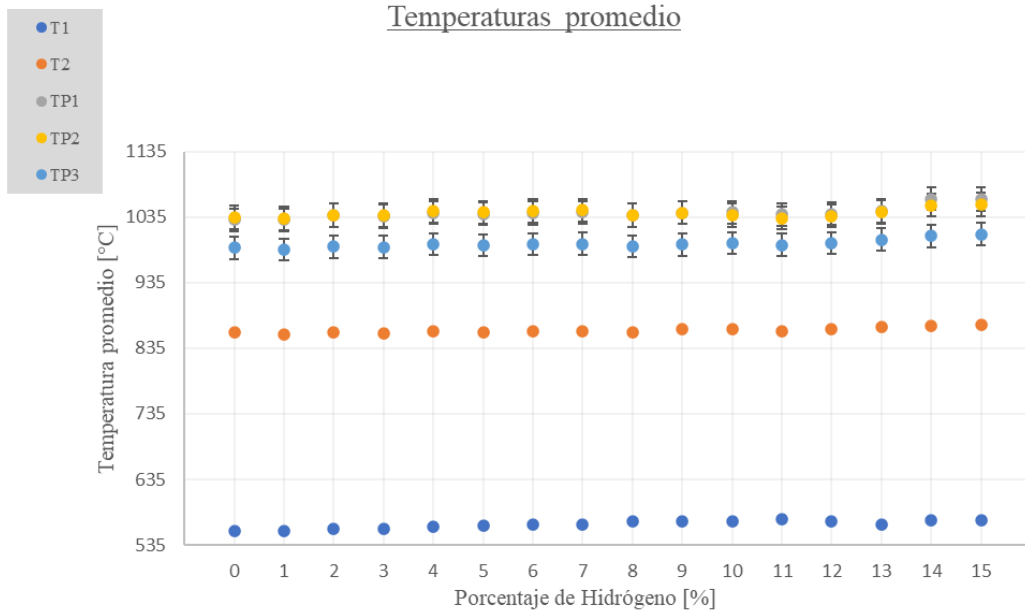


Figura 5.31: Gráfico de temperaturas promedio para los distintos instrumentos de medición empleados.

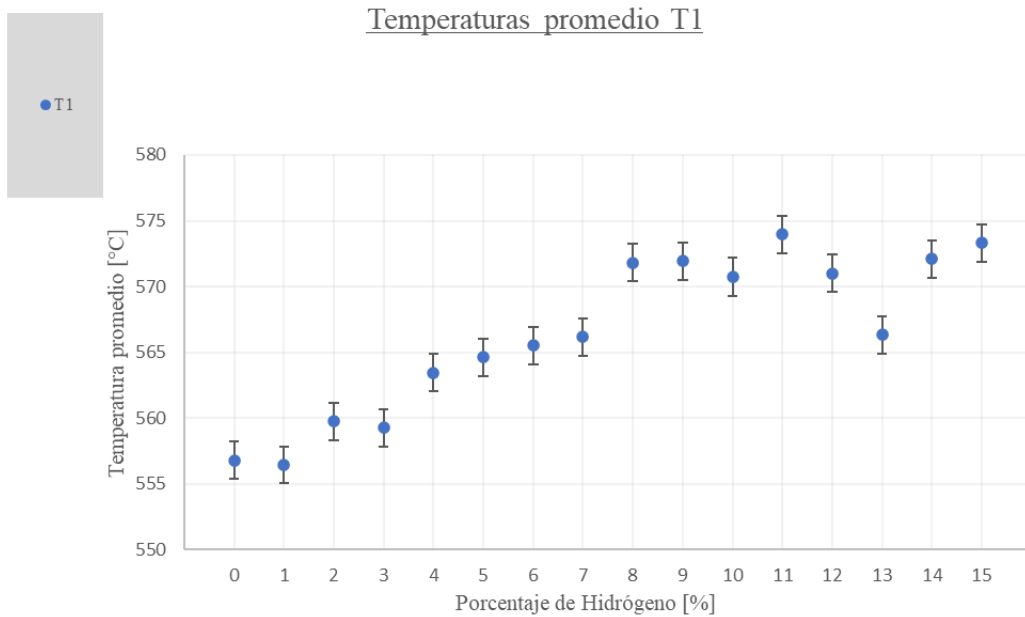


Figura 5.32: Temperaturas promedio para el termopar lateral T1.

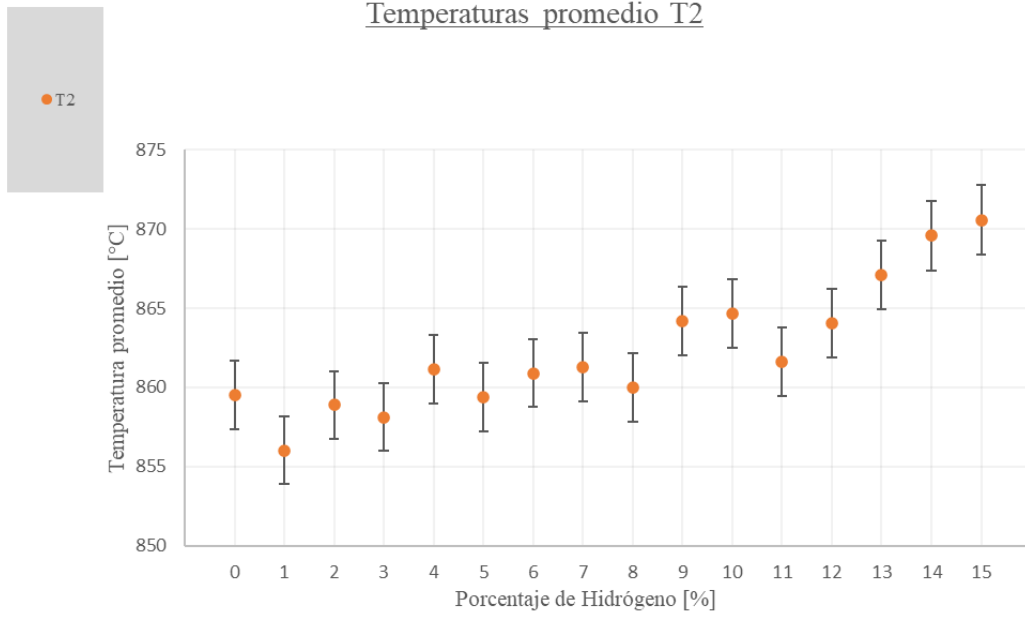


Figura 5.33: Temperaturas promedio para el termopar central T2.

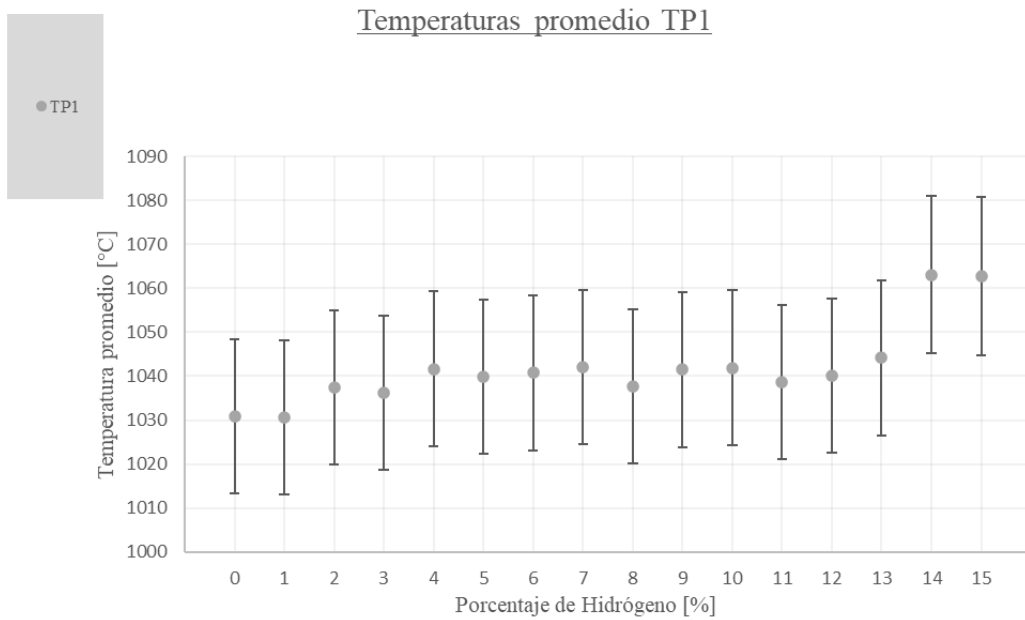


Figura 5.34: Temperaturas promedio para el pirómetro TP1.

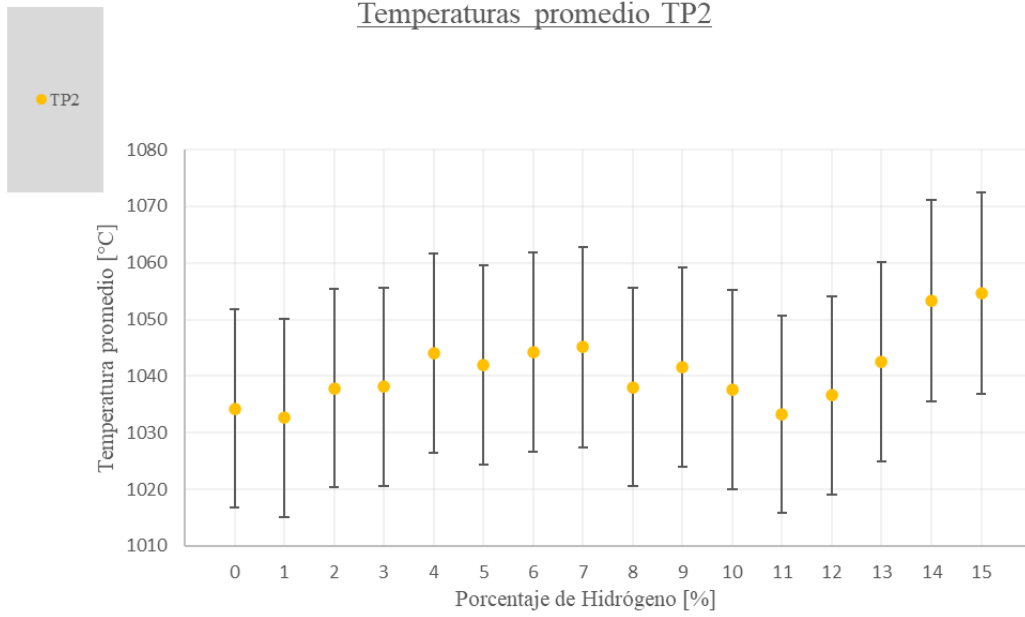


Figura 5.35: Temperaturas promedio para el pirómetro TP2.

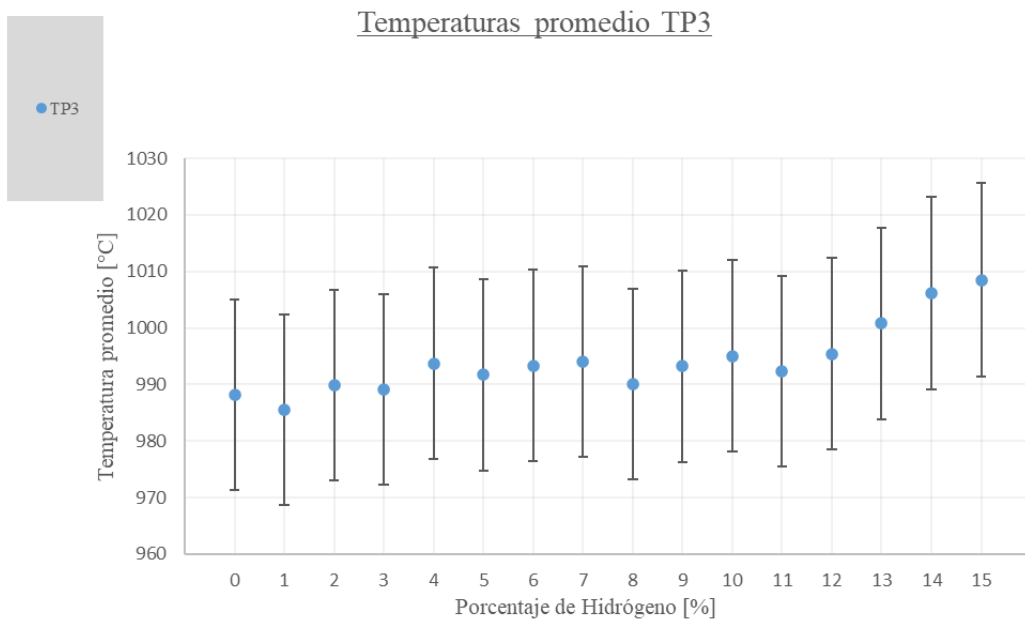


Figura 5.36: Temperaturas promedio para el pirómetro TP3.

Finalmente se obtuvo también la *Tabla 5.12*, como información adicional, que muestra las temperaturas medidas por el equipo TESTO-350 a una distancia de 630 mm de la superficie del quemador, sin embargo, los resultados obtenidos no serán analizados en los siguientes apartados debido a que no se registraron mayores cambios con la adición de hidrógeno, considerando además el grado de exactitud del equipo de medición que para este rango de temperaturas es de ± 1 °C. (*La Prueba 2 de la tabla fue realizada en tres fechas diferentes, por lo que parte de sus mediciones no fueron llevadas a cabo de forma continuada*)

Tabla 5.12: Temperatura promedio medida por TESTO-350 a 630 mm de superficie del quemador radiante.

% H ₂	Temp. Testo °C		
	Prueba 1	Prueba 2	Prueba 3
0	200,42	197,48	200,16
1	200,82	203,56	201,56
2	200,40	204,88	200,14
3	200,86	205,71	200,60
4	199,92	204,98	199,66
5	200,20	204,28	199,94
6	199,37	204,48	199,11
7	199,43	204,10	200,17
8	198,60	197,11	198,34
9	199,52	192,39	199,26
10	200,72	196,21	201,16
11	200,95	197,60	200,69
12	200,83	195,84	201,45
13	201,82	196,61	201,56
14	202,05	200,41	201,79
15	201,02	198,36	200,76
Promedio	200,43	200,25	200,40

5.1.2 Análisis de mediciones térmicas

Como se puede apreciar en todos los gráficos mostrados en el apartado anterior, existe una relación entre la temperatura generada por la combustión y el porcentaje de hidrógeno presente en la mezcla de combustible, la cual en términos generales se puede traducir como

que, a mayor cantidad de hidrógeno en la mezcla, se alcanzan mayores temperaturas de la combustión.

En la *Tabla 5.13* se realizó un cálculo simple en el cual se puede observar el porcentaje de aumento de temperatura provocado por la adición de hidrógeno, este resultado se obtuvo realizando la comparación de las temperaturas promedio correspondientes a 0% de hidrógeno en mezcla y 15% de potencia aportada por el hidrógeno. Como se puede apreciar en todas las mediciones se obtuvo un aumento de temperatura con el hidrógeno llegando a tener un delta de temperatura máximo de 31,9 °C en el pirómetro 1 y en el resto de los pirómetros se registraron cambios de temperatura promedio superiores a los 20 °C y, además, considerando todos los instrumentos de medición utilizados se obtuvo un promedio de aumento de temperatura del 2,27% para la composición de combustible anteriormente descrita.

Tabla 5.13: Porcentaje de aumento de temperatura por efecto de la adición de hidrógeno al 15% en potencia.

% H ₂	Temperaturas Promedio				
	T1	T2	TP1	TP2	TP3
0	556,8	859,5	1030,9	1034,3	988,1
15	573,3	870,6	1062,8	1054,7	1008,4
ΔT en °C	16,5	11,0	31,9	20,4	20,3
% Cambio	2,96%	1,28%	3,10%	1,98%	2,06%

En términos de potencia se realizaron los cálculos especificados en el apartado 3.2.3.2 *Cálculos para cuantificación de energía*, obteniéndose así los resultados correspondientes mostrados en la *Tabla 5.14*, ver punto A2. de *Anexos* para el desarrollo de la tabla. En la *Tabla 5.14* se puede apreciar que la adición de hidrógeno provoca un constante aumento en el calor producido en forma de radiación, mejorando el calor aportado por la radiación en aproximadamente ~7,17%, sin embargo, el calor aportado por la convección disminuye en aproximadamente ~6,86% y teniendo el calor correspondiente a las pérdidas también se tiene que sufrió una disminución de ~0,54% comparando los valores entre el 0% y el 15% de potencia aportada por el hidrógeno.

Tabla 5.14: Potencias calculadas para radiación, convección y pérdidas, considerando 6 kW como la potencia base y porcentajes en función de la potencia base.

	Q rad	% rad	Q conv	% conv	Q perdidas	% perdidas
% H ₂	kW	%	kW	%	kW	%
0%	1,838	30,63	2,032	33,86	2,131	35,51
1%	1,829	30,49	2,014	33,57	2,157	35,95
2%	1,860	31,01	2,007	33,44	2,133	35,55
3%	1,857	30,95	1,993	33,22	2,150	35,83
4%	1,888	31,46	1,993	33,21	2,119	35,32
5%	1,876	31,27	1,982	33,03	2,142	35,70
6%	1,886	31,43	1,974	32,90	2,141	35,68
7%	1,891	31,52	1,964	32,74	2,145	35,75
8%	1,861	31,02	1,961	32,68	2,178	36,30
9%	1,882	31,36	1,955	32,58	2,164	36,06
10%	1,878	31,30	1,942	32,36	2,180	36,34
11%	1,858	30,97	1,932	32,20	2,210	36,83
12%	1,873	31,22	1,920	32,00	2,207	36,78
13%	1,903	31,72	1,908	31,79	2,189	36,48
14%	1,973	32,88	1,909	31,81	2,119	35,31
15%	1,980	32,99	1,901	31,69	2,119	35,32

Por otra parte, como se aprecia en la *Tabla 5.14* los valores mostrados en porcentajes corresponden a la comparativa entre el calor aportado por los distintos mecanismos de transferencia de calor y el calor total disponible de 6 kW. Respecto a estos valores se puede apreciar que para el caso de la radiación el calor aportado con respecto al total aumentó junto con la adición de hidrógeno en un $\sim 2,37\%$, mientras que para la convección se notó una disminución de $\sim 2,17\%$ lo que finalmente para el caso de las pérdidas resulta en una disminución de estas en $\sim 0,20\%$. Para este caso se considerarán los porcentajes mostrados como la porción de calor con respecto al calor total disponible por parte del combustible que en otras investigaciones esta relación ha sido establecida para caracterizar la eficiencia de la transferencia de calor [18]. En la *Figura 5.37* se puede apreciar gráficamente la relación entre los diferentes mecanismos de transferencia de calor y el porcentaje de hidrógeno presente en la mezcla de combustible.

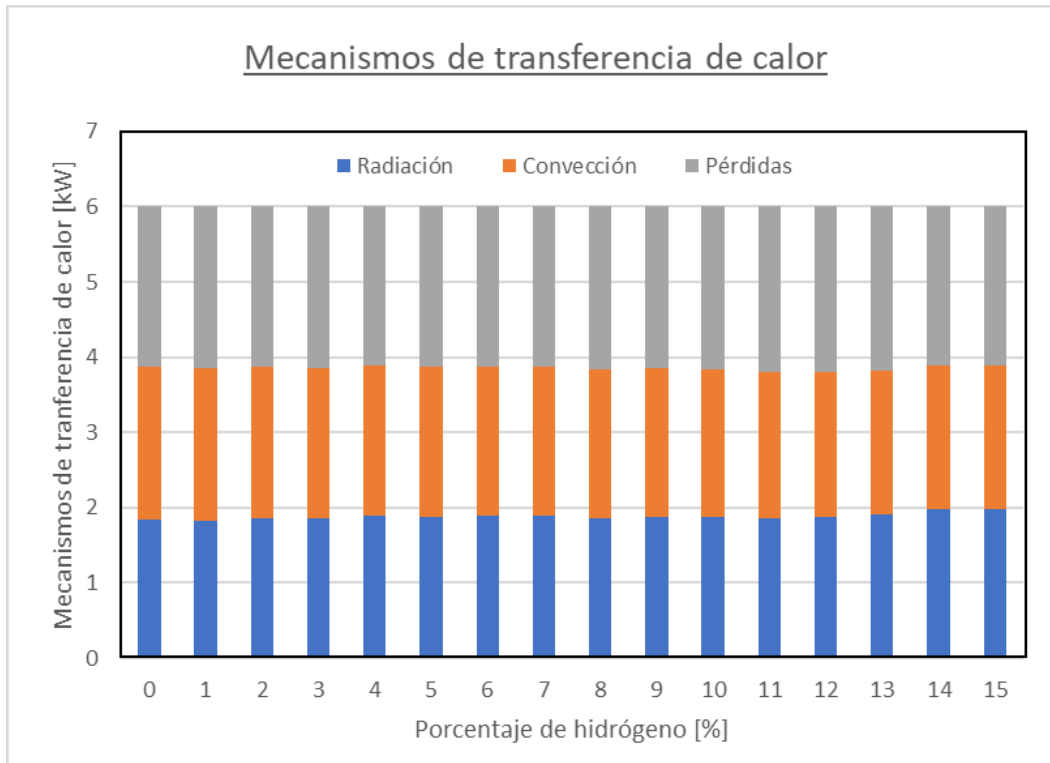


Figura 5.37: Relación entre los diferentes mecanismos de transferencia de calor y el porcentaje de hidrógeno presente en la mezcla.

El aumento de temperatura puede estar asociado a diferentes factores que la adición del hidrógeno genera en el proceso de combustión, en primer lugar está el factor del poder calorífico inferior del H_2 el cual es mayor al del GLP, sin embargo este depende de la masa y los flujos máscicos utilizados de hidrógeno fueron mucho mayores a los del GLP los cuales fueron calculados para reemplazar la energía aportada por el GLP originalmente, por lo que su aumento en la temperatura no debería ser tan notable; el segundo efecto que se complementa con el anterior es el aumento de la velocidad de filtración, ya que al agregar hidrógeno a la mezcla de combustible también se está aumentando la velocidad de filtración debido a las características del propio gas, ya que tiene una velocidad de llama laminar mucho mayor a la del GLP ($\sim 1,75\text{m/s}$ para H_2 [19] y $\sim 0,25\text{ m/s}$ para GLP [20]), es importante destacar que existe una relación entre la velocidad de filtración del combustible y la temperatura que alcanza la combustión producida, en la cual a medida que aumenta la velocidad de filtración también aumenta la temperatura de la combustión [21]. También se tiene que la cinética química de la mezcla de combustible aumenta a medida que se adiciona

hidrógeno debido a que éste presenta una mayor cinética molecular que la del GLP a las temperaturas tanto previas como en el frente de combustión, el aumento de la cinética química genera un flujo más turbulento, lo cual a su vez puede generar un aumento tanto en la temperatura de la combustión [16].

Considerando lo anteriormente mencionado se puede tener una idea de las razones por las cuales existe este aumento de temperatura y con respecto al calor en forma de convección, este puede haberse visto reducido por un probable retroceso del frente de llama, debido a la diferencia de velocidades de llama laminar entre el GLP y el H₂ ya mencionada, haciendo que el frente de llama se desplace aguas arriba alejándolo del punto de medición asociado a la convección.

Con los valores mostrados en la *Tabla 5.14* se puede apreciar que la adición de hidrógeno produce mejoras en la transferencia de calor en forma de radiación, en mayor medida que la disminución del calor transferido por la convección, disminuyendo así las pérdidas de calor, lo que finalmente se podría interpretar como un aumento en la eficiencia del quemador. Sin embargo, la propagación de error presente en los cálculos realizados es mayor a las diferencias obtenidas, por lo que esta última hipótesis resulta ser insuficiente para obtener ese tipo de conclusiones.

5.2 Mediciones de gases producto

5.2.1 Resultados de mediciones de gases producto

Respecto a los gases producto de la combustión, se seleccionaron los gases que resultaron de interés para este estudio, los cuales fueron H₂, CO, CO₂ y NO_x junto con los porcentajes de oxígeno aguas abajo de la combustión. Los resultados promedio se muestran a continuación en la *Tabla 5.15*. Los errores representados mostrados en la *Tabla 5.16* están basados en la ficha técnica del equipo TESTO-350 adjunta en el punto *A10*. de los *Anexos*.

Tabla 5.15: Medición de gases producto de la combustión para composiciones de combustible des 0% hasta 15% de hidrógeno en potencia.

% H ₂	PROMEDIO				
	% O ₂	ppm CO	ppm NO _x	ppm H ₂	% CO ₂ IR
0	19,00	8,82	0,58	0,71	1,11
1	19,01	8,82	0,40	0,73	1,10
2	19,04	8,41	0,51	2,12	1,12
3	19,05	8,25	0,33	2,99	1,12
4	19,08	8,01	0,33	4,99	1,11
5	19,08	8,01	0,33	5,96	1,10
6	19,09	7,92	0,33	7,61	1,08
7	19,11	7,74	0,33	8,88	1,07
8	19,08	7,43	0,26	11,40	1,02
9	19,08	8,17	0,01	12,21	1,02
10	19,09	7,26	0,00	14,25	1,01
11	19,10	7,12	0,00	15,81	1,00
12	19,14	6,95	0,00	17,81	0,98
13	19,14	6,95	0,00	19,51	0,97
14	19,20	7,02	0,00	20,87	0,97
15	19,23	6,99	0,00	22,51	0,95

Tabla 5.16: Errores instrumentales asociados al equipo de medición de gases de combustión.

% H ₂	ERROR				
	% O ₂	ppm CO	ppm NO _x	ppm H ₂	% CO ₂ IR
	0,8 %	2%	2%	1 ppm	0,2%
0	0,15	0,18	1,2 E-02	1,00	2,2 E-03
1	0,15	0,18	8,0 E-03	1,00	2,2 E-03
2	0,15	0,17	1,0 E-02	1,00	2,2 E-03
3	0,15	0,17	6,7 E-03	1,00	2,2 E-03
4	0,15	0,16	6,7 E-03	1,00	2,2 E-03
5	0,15	0,16	6,7 E-03	1,00	2,2 E-03
6	0,15	0,16	6,7 E-03	1,00	2,2 E-03
7	0,15	0,15	6,7 E-03	1,00	2,1 E-03
8	0,15	0,15	5,2 E-03	1,00	2,0 E-03
9	0,15	0,16	2,4 E-04	1,00	2,0 E-03
10	0,15	0,15	0,0 E+00	1,00	2,0 E-03
11	0,15	0,14	0,0 E+00	1,00	2,0 E-03
12	0,15	0,14	0,0 E+00	1,00	2,0 E-03
13	0,15	0,14	0,0 E+00	1,00	1,9 E-03
14	0,15	0,14	0,0 E+00	1,00	1,9 E-03
15	0,15	0,14	0,0 E+00	1,00	1,9 E-03

De la *Tabla 5.15* se generaron los gráficos mostrados en las *Figuras 5.38 - 5.42*, para poder observar en forma global el efecto generado por la adición de hidrógeno a la mezcla con GLP.

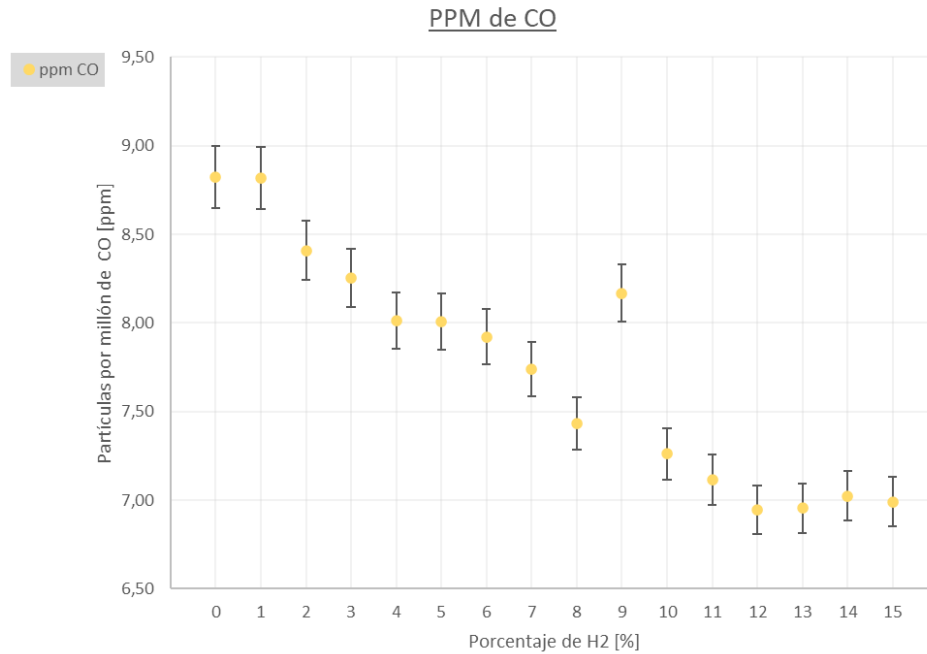


Figura 5.38: Variación de ppm de CO en función del porcentaje de hidrógeno en mezcla de combustible.

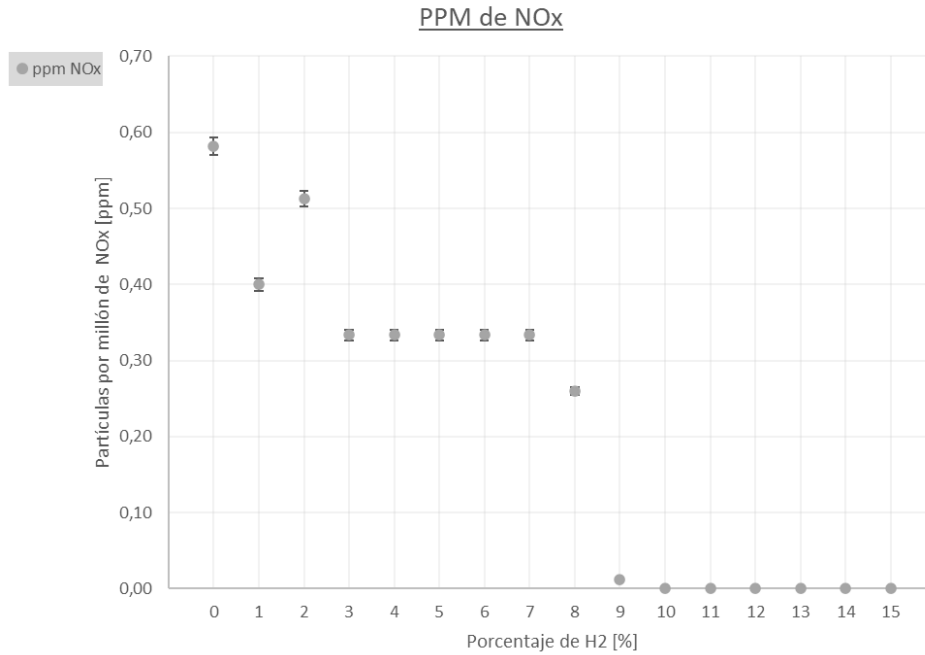


Figura 5.39: Variación de ppm de NO_x en función del porcentaje de hidrógeno en mezcla de combustible.

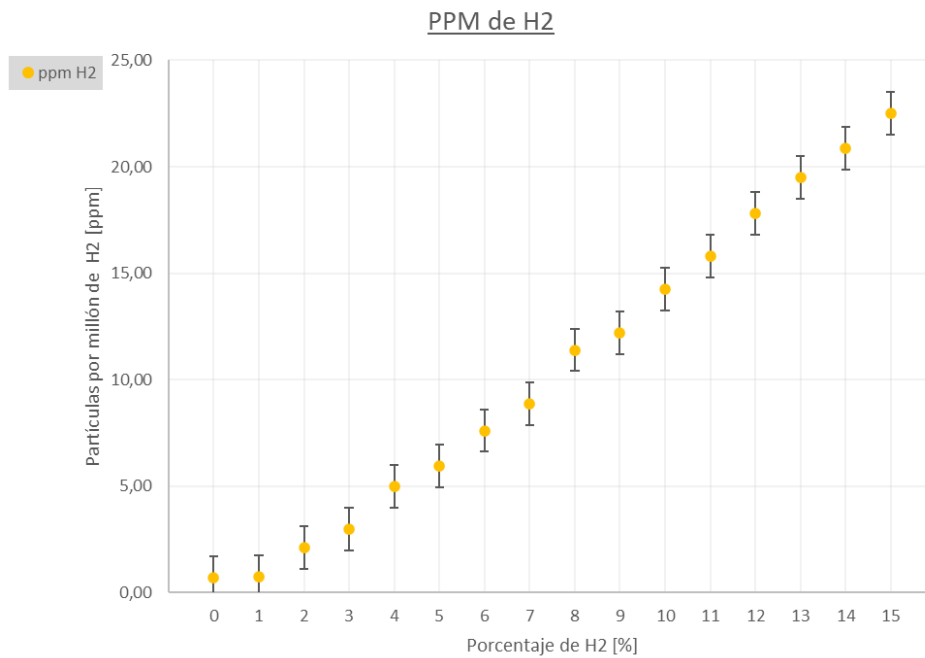


Figura 5.40: Variación de ppm de H_2 en función del porcentaje de hidrógeno en mezcla de combustible.

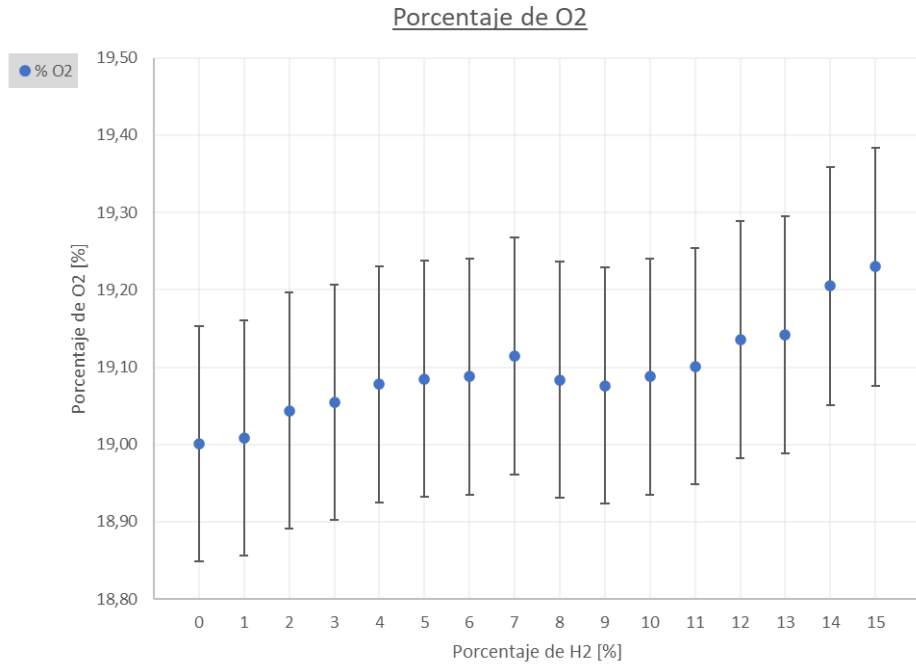


Figura 5.41: Porcentaje de O₂ en función del porcentaje de hidrógeno en mezcla de combustible.

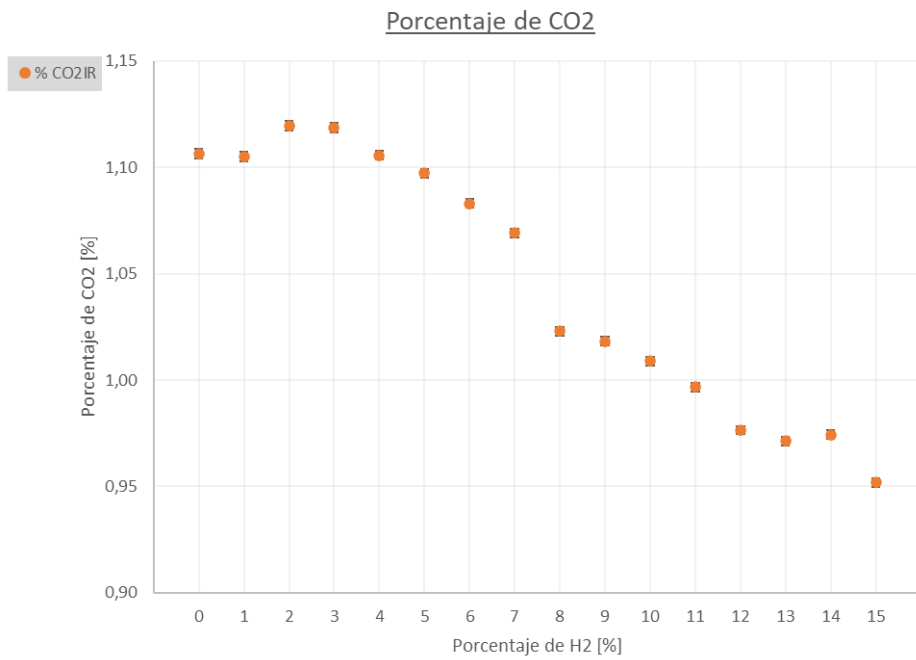


Figura 5.42: Porcentaje de CO₂ medido en infrarrojo en función del porcentaje de hidrógeno en mezcla de combustible.

5.2.2 Análisis de mediciones de gases producto

Como se puede apreciar en la *Figura 5.38*, la *Figura 5.39* y en la *Figura 5.42* la adición de hidrógeno produjo una reducción en las partículas por millón tanto para el CO como para los NO_x y también en el porcentaje de CO₂ en el total de los gases medidos. Lo anterior es un resultado interesante, ya que el CO₂ es un gas de efecto invernadero [22], mientras que el CO es un gas que, aunque no contribuye directamente al efecto invernadero, su cantidad en la atmósfera afecta directamente en la formación de otros GEI como, por ejemplo, el metano [23]; mientras que los NO_x son gases altamente reactivos por lo que tienen efectos nocivos para el medio ambiente y la vida en general [24], por lo que la reducción de todos estos gases en las emisiones de la combustión realizada son efectos positivos de la adición del hidrógeno.

Analizando desde lo numérico, para el CO a partir del 2% de hidrógeno ya se observó la reducción de este gas en los productos de la combustión, llegando a obtenerse una disminución máxima con el 12% y 13% de hidrógeno con un valor de 6,95 ppm y una diferencia con el 0% de H₂ de 1,87 ppm. Al reemplazar la potencia aportada por el GLP en forma de hidrógeno se reduce el consumo de hidrocarburos como los son el propano y el butano, es por esto que, desde una perspectiva química, la generación de gases derivados del carbono como el CO y el CO₂ también se ve reducida al tener menos reactantes con estas moléculas a disposición para la formación de estos.

Para los NO_x se observó un comportamiento diferente a lo esperado, ya que según las mediciones obtenidas por el sensor de gases, los datos resultaron comportarse de forma escalonada con cambios abruptos entre un porcentaje de hidrógeno y, además, de que obtuvieron valores promedio repetidos en el tiempo en periodos de 5 min, es por esto que el análisis que nace con respecto a los NO_x en este documento resulta ser complejo de evaluar, y se propone que esto se debe al rango de medición de NO_x que tiene el equipo empleado, el cual corresponde a 0 ppm a 4000 ppm y al obtenerse sólo valores menores a 1 ppm se entiende que el equipo se encontraba midiendo fuera de un rango adecuado. Si se ve desde la perspectiva del comportamiento general y tendencia de los datos adquiridos para los NO_x se puede determinar de todas formas que este gas altamente reactivo se fue reduciendo entre los gases producto de la combustión gracias a la adición de hidrógeno a la mezcla de combustible.

Para el porcentaje de CO_2 se obtuvo una disminución del 0,15% que se corresponde con la composición de combustible al 15% de potencia aportada por hidrógeno, además de mostrar una clara tendencia al decrecimiento de la concentración de esta sustancia en los gases producto de la combustión.

Respecto a los porcentajes de O_2 mostrados en la *Figura 5.41* se puede apreciar una tendencia al aumento de éstos, pasando de 19,0% de O_2 con un 0% de hidrógeno en mezcla a un 19,23% de O_2 para un 15% de hidrógeno. Se puede apreciar la relación entre el aumento en el porcentaje de hidrógeno y el oxígeno resultante entre los gases producidos por la combustión, esto puede deberse a una combustión incompleta. Sin embargo la hipótesis que resulta tener más sentido es que debido a la abertura que se dejó de la campana para poder realizar las mediciones de radiación por medio de los pirómetros, se generó un efecto de tiraje, en el cual debido a la diferencia de temperaturas entre el aire exterior a la campana y el interior a la campana, sumados con el amplio espacio que existía para que aire exterior pudiese ingresar y el cambio de sección a la salida de la campana generar una especie de succión mediante la cual el equipo de medición detectara más oxígeno del esperado, considerando además que se está trabajando con una mezcla con exceso de aire por lo que de todas formas se debería tener una combustión completa. *Desafortunadamente la posibilidad del efecto anteriormente mencionado no fue considerada en el planteamiento del experimento, es por esto que no se realizaron mediciones de las velocidades de los flujos a la salida del quemador y a la salida de la campana, con los cuales se podría llevar a cabo un cálculo para cuantificar el efecto de tiraje mediante la aplicación del principio de Bernoulli.*

El hidrógeno presente en los gases producto aumentó constantemente con la adición de hidrógeno a la mezcla de combustible pasando de 0,71 ppm a 22,51 ppm lo cual es un aumento considerable. Probablemente este efecto se deba a que, el hidrógeno estaría pasando a través del quemador posiblemente desviándose por zonas de este en las que no habría presencia de llama, como los laterales o las zonas en las que están ubicados los diferentes aislantes térmicos, los cuales no ofrecen una especial hermeticidad para evitar este tipo de filtraciones; la otra opción, aunque menos probable, es que parte del hidrógeno presente en el combustible atravesase el frente de llama sin lograr reaccionar con el mismo, pero esta hipótesis resulta ser mucho más compleja debido a las condiciones de operación del

quemador y las mismas características del hidrógeno ya que es una molécula que a tales temperaturas es altamente reactiva. El hecho de que se libere hidrógeno a la atmósfera trae consecuencias negativas como explica Derwent en 2006 en su investigación sobre el efecto del aumento de hidrógeno en la atmósfera ya que se indica que el hidrógeno reacciona con hidroxilos radicales presentes en la tropósfera, y que las emisiones de hidrógeno perturbarían la distribución de metano y ozono, los cuales son el segundo y tercer GEI más importantes después del CO₂. Por lo tanto, el hidrógeno resultaría también ser de manera indirecta un gas de efecto invernadero, con una potencia de calentamiento global de 5,8 para un horizonte de 100 años [25].

6. Conclusiones

Se cumple el objetivo de instalar y operar un quemador radiante de medió poroso inerte con sistemas de medición y control de GLP, hidrógeno y aire, temperaturas y análisis de gases producto. El quemador radiante operó con diferentes composiciones de combustible pasando desde 100% de GLP (~ 4,3 L/min) hasta 85% de GLP (~ 3,6 L/min) y 15% de H₂ (~ 5,1 L/min). Gracias a esto se logró caracterizar el comportamiento del quemador radiante, reconocer la tecnología de combustión en medios porosos, y al mismo tiempo reconocer la combustión de hidrógeno en mezcla con GLP en los mismos.

Entre otros objetivos de esta investigación se encuentra la determinación de los efectos de la adición de hidrógeno a la mezcla con GLP en términos de temperatura, los cuales fueron expuestos en los puntos 5.1 y 5.1.1 de este documento, mostrando los resultados y un análisis de estos respectivamente. Como conclusión para este tópico se puede decir que la adición de hidrógeno a la mezcla de combustible provocó un aumento generalizado de las temperaturas medidas, tanto las que se realizaron por medio de pirómetros, que consideran sólo la temperatura por medio de radiación, como en las realizadas por los termopares, las cuales, si bien recibieron calor de forma mixta, fueron consideradas para la cuantificación de las temperaturas asociadas a la convección. Es por esto que se puede concluir que la adición de hidrógeno a la mezcla tuvo un efecto positivo en términos de temperatura, ya que a pesar de mantener la potencia de operación del quemador se lograron registrar temperaturas mayores a las obtenidas con GLP puro.

Otro punto importante, es el relacionado con las emisiones y el efecto de la adición de hidrógeno en las mismas, considerando que la literatura señala efectos positivos en términos de reducción de las emisiones totales de gases con efectos negativos en el medioambiente y en la salud. Considerando lo anterior, se obtuvo que para el CO la adición de hidrógeno generó una disminución superior a 1 ppm de este gas. Por otra parte, el CO₂ se vio reducido en un 0,15% y los NO_x, a pesar de no haber sido detectados de manera óptima, también mostraron un comportamiento de decrecimiento según aumentaba el porcentaje de hidrógeno en la mezcla de combustible. Todo lo anterior en comparativa al comportamiento de la combustión con GLP puro. Por otra parte, la adición de hidrógeno también generó un aumento en otros gases como el O₂, el cual aumentó en un 0,23% mientras que el H₂ presente

a la salida del quemador aumento en gran medida según creció la cantidad de hidrógeno presente en el combustible. En general, con respecto al tema de emisiones se puede concluir que el efecto de la adición de hidrógeno provocó una reacción positiva ya que los gases de mayor interés se vieron reducidos, a pesar de ver aumentos en las cantidades de H₂ presente en los productos de combustión.

Respecto a la eficiencia de la combustión y su relación con las diferentes cantidades de hidrógeno presentes en la mezcla de combustibles, se podría pensar que la adición del H₂ provocó una leve mejora en la eficiencia del quemado, debido a que como se observó en la *Tabla 5.14*, al aumentar el hidrógeno las pérdidas de calor generales se vieron reducidas en un 0,20%. Sin embargo, esto no es concluyente, debido a que el error de medición experimental resulta ser mucho mayor que el resultado obtenido de 0,012 kW de reducción de pérdidas. Por lo tanto, este último no cuenta con una base sólida para poder obtener este tipo de conclusiones.

El hecho de poder apreciar mejoras en la eficiencia, aumento en las temperaturas de operación, y la reducción en las emisiones de gases de efectos nocivos, aunque sea en cantidades reducidas, terminan por ser resultados alentadores. Esto es debido a la escalabilidad, la masificación y a que, si se generan más tecnologías capaces de operar con hidrógeno, y en base a quemadores de medio poroso, se puede acceder a formas de combustión que reduzcan los efectos negativos asociados a la quema de combustibles fósiles como el GLP, generando así procesos más sustentables.

7. Referencias

- [1] Hydrogen Council, “Roadmap towards a hydrogen economy Market perspective”, sep. 2017.
- [2] H. S. Zhen, C. S. Cheung, C. W. Leung, y Y. S. Choy, “Effects of hydrogen concentration on the emission and heat transfer of a premixed LPG-hydrogen flame”, *Int J Hydrogen Energy*, vol. 37, n° 7, pp. 6097–6105, abr. 2012, doi: 10.1016/j.ijhydene.2011.12.130.
- [3] “Definiciones y Norma Chilena Oficial NCh 382”.
- [4] S. Mcallister, J.-Y. Chen, y A. Carlos Fernandez-Pello, “Mechanical Engineering Series Fundamentals of Combustion Processes”, 2011. [En línea]. Available: <http://www.springer.com/series/1161>
- [5] College of the Desert, “HYDROGEN PROPERTIES”, 2001.
- [6] José J. de Troya Calatayud, Luis Carral Couce, Carlos Álvarez Feal, y M^a Jesús Rodríguez Guerreiro, “USO DE HIDRÓGENO FUENTE A COMBUSTIBLES FÓSILES EN MOTORES DE COMBUSTION INTERNA EN BUQUES.”, 2011.
- [7] D. Trimis y F. Durst, “Combustion in a porous medium-advances and applications”, *Combustion Science and Technology*, vol. 121, n° 1–6, pp. 153–168, 1996, doi: 10.1080/00102209608935592.
- [8] M. A. Mujeebu, M. Z. Abdullah, M. Z. A. Bakar, A. A. Mohamad, R. M. N. Muhad, y M. K. Abdullah, “Combustion in porous media and its applications - A comprehensive survey”, *Journal of Environmental Management*, vol. 90, n° 8. Academic Press, pp. 2287–2312, 2009. doi: 10.1016/j.jenvman.2008.10.009.
- [9] K. Utria, F. González, y M. Toledo, “Combustion of rich ethane-air mixtures in inert porous media”, 2013.
- [10] M. M. Kamal y A. A. Mohamad, “Combustion in porous media”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, vol. 220, n° 5, pp. 487–508, ago. 2006, doi: 10.1243/09576509JPE169.

- [11] A. A. Mohamad, “COMBUSTION IN POROUS MEDIA: FUNDAMENTALS AND APPLICATIONS”, 2005. doi: 10.1016/B978-0-08-044490-1.50015-6.
- [12] V. Sankar, E. v. Jithin, A. Mohammad, y R. K. Velamati, “Effect of Hydrogen Addition on Laminar Burning Velocity of Liquefied Petroleum Gas Blends”, *Energy and Fuels*, vol. 34, n° 1, pp. 798–805, ene. 2020, doi: 10.1021/acs.energyfuels.9b02442.
- [13] P. Muthukumar, P. Anand, y P. Sachdeva, “Performance analysis of porous radiant burners used in LPG cooking stove”, Online, 2011. [En línea]. Available: <https://www.researchgate.net/publication/49595963>
- [14] P. Muthukumar y P. I. Shyamkumar, “Development of novel porous radiant burners for LPG cooking applications”, *Fuel*, vol. 112, pp. 562–566, 2013, doi: 10.1016/j.fuel.2011.09.006.
- [15] I. Malico y M. A. Mujeebu, “Potential of Porous Media Combustion Technology for Household Applications”, 2015. [En línea]. Available: www.ijatr.org;
- [16] A. M. Steinberg, P. E. Hamlington, y X. Zhao, “Structure and dynamics of highly turbulent premixed combustion”, *Prog Energy Combust Sci*, vol. 85, p. 0, 2021, doi: 10.1016/j.pecs.2020.10.
- [17] V. Jovicic, C. Nienhaus, A. Zbogar-Rasic, y A. Delgado, “Fachtagung ‘Lasermethoden in der Strömungsmesstechnik’ Spektroskopische Untersuchung und Charakterisierung der Nah-Infrarot (NIR) Strahlung eines volumetrisches keramisches Poren-brenners Spectroscopic investigation and characterization of the near infra-red (NIR) emissions of volumetric ceramic porous burners in operation”, 2014.
- [18] C. E. Arrieta, A. M. García, y A. A. Amell, “Experimental study of the combustion of natural gas and high-hydrogen content syngases in a radiant porous media burner”, *Int J Hydrogen Energy*, vol. 42, n° 17, pp. 12669–12680, abr. 2017, doi: 10.1016/j.ijhydene.2017.03.078.
- [19] C. Dong, Q. Zhou, X. Zhang, Q. Zhao, T. Xu, y S. Hui, “Experimental study on the laminar flame speed of hydrogen/natural gas/air mixtures”, *Frontiers of Chemical*

Engineering in China, vol. 4, n° 4, pp. 417–422, 2010, doi: 10.1007/s11705-010-0515-8.

- [20] M. S. Y. Ebaid y K. J. M. Al-Khishali, “Measurements of the laminar burning velocity for propane: Air mixtures”, *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 8, n° 6, jun. 2016, doi: 10.1177/1687814016648826.
- [21] F. Contarin, A. v Saveliev, A. A. Fridman, y L. A. Kennedy, “A reciprocal flow filtration combustor with embedded heat exchangers: numerical study”, 2003. [En línea]. Available: www.elsevier.com/locate/ijhmt
- [22] H. Bai y A. C. Yeh, “Removal of CO₂ Greenhouse Gas by Ammonia Scrubbing”, 1997.
- [23] B. Gaubert *et al.*, “Chemical Feedback From Decreasing Carbon Monoxide Emissions”, *Geophys Res Lett*, vol. 44, n° 19, pp. 9985–9995, oct. 2017, doi: 10.1002/2017GL074987.
- [24] T. Boningari y P. G. Smirniotis, “Impact of nitrogen oxides on the environment and human health: Mn-based materials for the NO_x abatement”, *Current Opinion in Chemical Engineering*, vol. 13. Elsevier Ltd, pp. 133–141, ago. 01, 2016. doi: 10.1016/j.coche.2016.09.004.
- [25] R. Derwent, P. Simmonds, S. O’doherly, A. Manning, W. Collins, y D. Stevenson, “Global environmental impacts of the hydrogen economy”, 2006.

8. Anexos

A1. Hoja de cálculo – Cálculo Previo

[Cálculo Previo - C. Monzo.xlsx](#)

A2. Hoja de cálculo – Cálculo de Calores

[Cálculo de Calores - C. Monzo.xlsx](#)

A3. Hoja de cálculo – General de Datos

[General de Datos - C. Monzo.xlsx](#)

A4. Datos en bruto de mediciones

[Datos en bruto](#)

A5. Fotografías del laboratorio

<https://photos.app.goo.gl/v7KX5wL5Q3GniSm87>

A6. Diseño experimental ampliado

[Montaje LAB.pdf](#)

A7. Bitácoras

[Bitácora - C. Monzo.ods](#)

A8. Análisis de falla de operación

Durante la primera marcha con adición de hidrógeno y con medición de temperatura con los tres pirómetros ocurrió un efecto inesperado y de riesgo, en el cual se tenía el quemador funcionando al 16% de hidrógeno con una potencia de 6 kW y durante esa operación se comenzó a notar a partir del 15% una anomalía en la distribución de la llama en el quemador, como se puede apreciar en la *Figura 5.42* en donde una esquina del MPI se oscureció debido al efecto de retroceso de llama. Al llegar al 16% aproximadamente a los 3min de operación con esa composición de combustible, se expelió una llama desde la misma esquina oscurecida y posterior al apagado del equipo se notó una zona sobrecalentada del cuerpo del quemador, localización que no debería de estar expuesta a altas temperaturas.



Figura A.43: Quemador funcionando con 15% (izquierda) y 16% (centro y derecha) de la potencia aportada por hidrógeno y efecto de retroceso de llama.

Con el evento del retroceso de llama anteriormente expuesto se optó por detener la toma de datos y proceder a desarmar el quemador, para así poder determinar si los motivos de esta situación se debían sólo al efecto de la adición de hidrógeno o si había algún fallo o problema técnico, estructural o de montaje correspondiente al quemador mismo.

A9. Desarmado del quemador

El proceso de desarmado se llevó a cabo y se registró fotográficamente cada paso realizado, a continuación, se mostrarán las fotografías más relevantes y en las cuales se pueden apreciar daños en la trampa de llama que posiblemente hayan provocado el problema ocurrido en la operación del quemador.



Figura A.44: Vista lateral del quemador abierto destacado y “en limpio”.

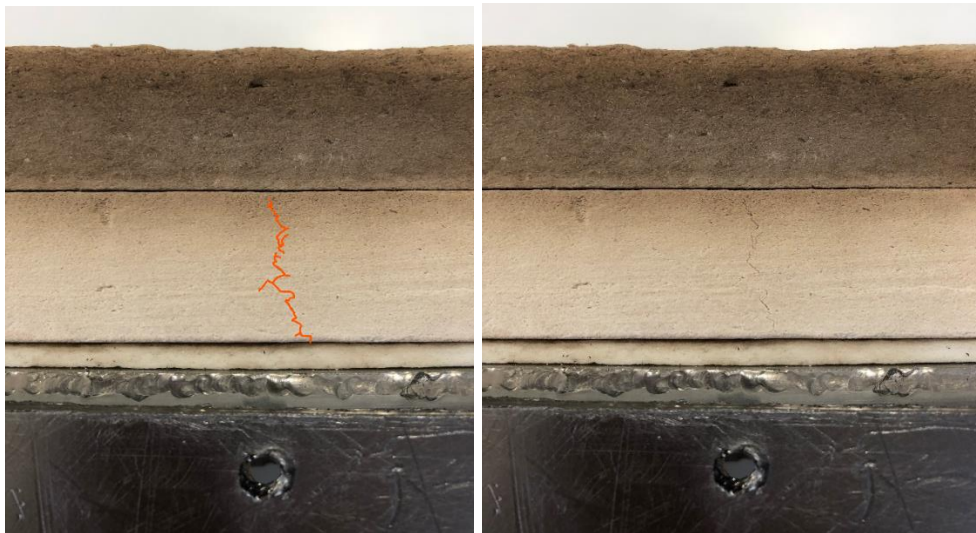


Figura A.45: Vista lateral de la trampa de llama destacada y “en limpio”.

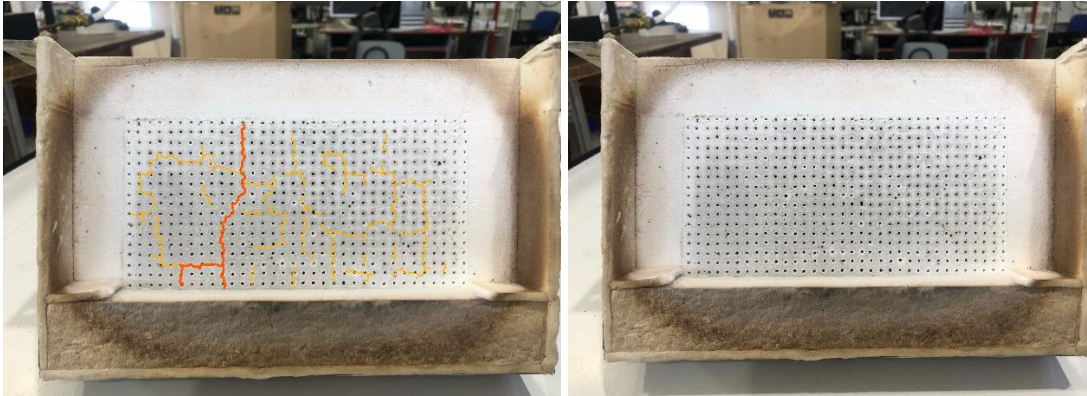


Figura A.46: Vista de planta de la trampa de llama destacada y “en limpio”.

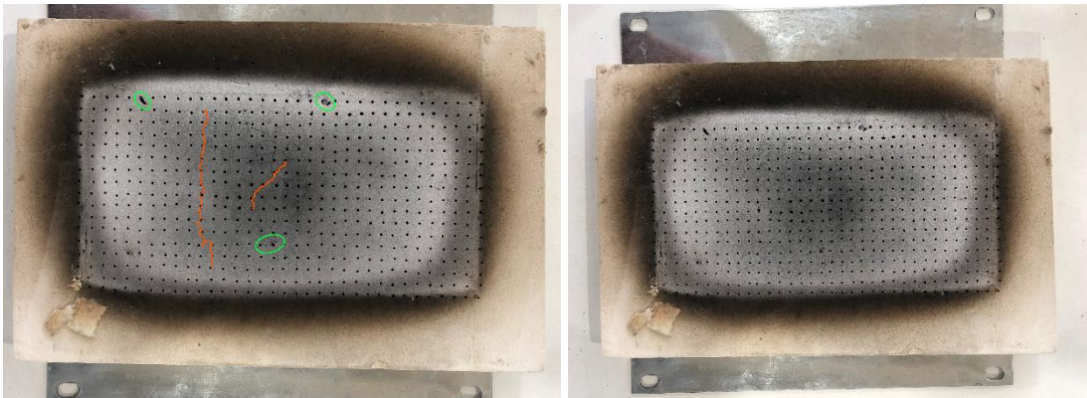


Figura A.47: Vista inferior de la trampa de llama destacada y “en limpio”.

De las anteriores fotografías se destacó en anaranjado la principal grieta que atraviesa la trampa de llama, también se muestran grietas menores en color amarillo y algunas falencias en las perforaciones de la trampa de llama en color verde. Es importante destacar que la grieta anaranjada principal de ambas caras de la trampa de llama corresponde el mismo sector en el cual ocurrió el problema en la operación, esto se puede notar además por la sección oscurecida en la *Figura A.46*. Considerando lo anterior se puede inferir que la falla ocurrida durante la operación del quemador puede haber sido provocada por estos problemas mostrados en la trampa de llama, considerando además que esta trampa de llama fue diseñada originalmente para funcionar utilizando sólo glp.

También durante el desarmado del MPI se pudo apreciar el efecto producido por la oxidación del silicio en la parte posterior del medio poroso, estos están destacados en las

Figura A.47 y Figura A.48 con símbolos en anaranjado y se pueden apreciar por los colores verdosos y blanquecinos en el quemador mismo.

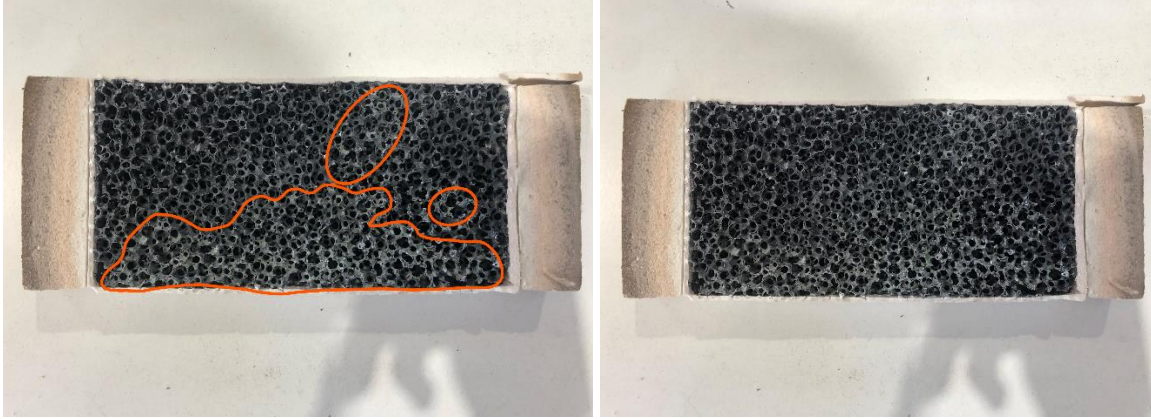


Figura A.48: Vista inferior del MPI destacada y “en limpio”.

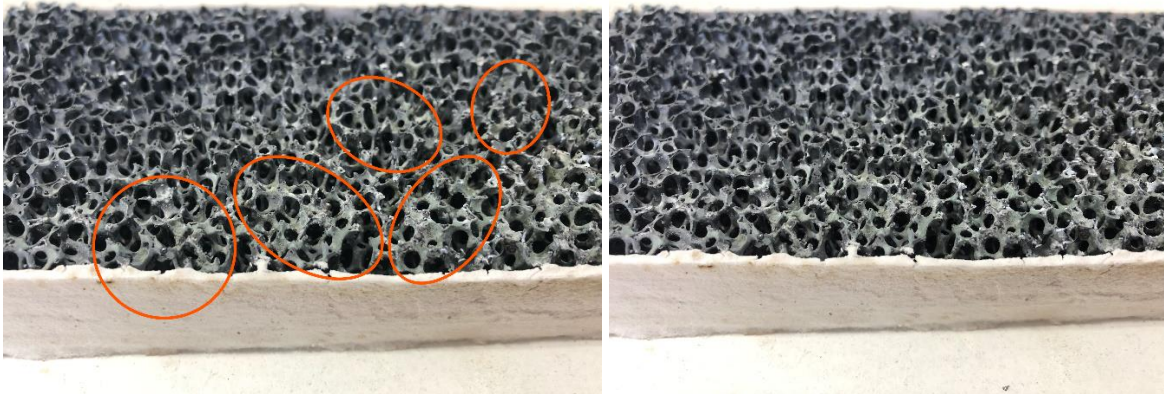


Figura A.49: Vista inferior del MPI destacada y “en limpio”.

Teniendo en presente lo anterior se realizó una evaluación para determinar si los componentes dañados podían seguir siendo utilizados para la toma de datos final; en primer lugar, el MPI con rastros de oxidación de silicio se encontraba en condiciones apropiadas para continuar operando. En segundo lugar, la trampa de llama si bien se encontraba trizada el daño presente en la misma no resultó ser tan grave como para desecharla, es por esto que finalmente se volvió a armar el quemador con los componentes antiguos y con especial cuidado en el montaje, además de cambiar el aislante térmico de 3mm de espesor, por uno de 5mm de espesor.

Con el quemador armado se llevaron nuevas pruebas a cabo, en primera instancia sólo con GLP y con monitoreo localizado en distintas zonas del cuerpo del quemador y posteriormente pruebas con H₂ y monitoreo; debido a estas pruebas monitorizadas y al óptimo comportamiento del quemador posterior al rearmado del mismo, se determinó que la operación con 15% de hidrógeno seguiría siendo segura ya que no se presentó el efecto visible de retroceso de llama que ocurrió con anterioridad, ni tampoco ocurrió sobrecalentamiento en zonas indebidas del cuerpo del quemador, es por esto que se determinó que el 15% de potencia aportada por el hidrógeno sería el máximo de hidrógeno que se utilizaría en esta investigación.

A10. Ficha técnica TESTO-350

[testo-350-Ficha-tnica.pdf](#)