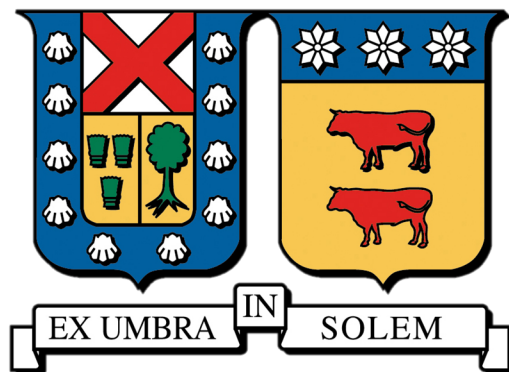




UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA CIVIL MECÁNICA
VALPARAÍSO, CHILE

**INVESTIGACIÓN EXPERIMENTAL DE UN FRENTE DE
COMBUSTIÓN EN UN REACTOR DE MEDIO POROSO INERTE
CON GEOMETRÍA TIPO O**

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

LEONEL SALOMÓN SÁNCHEZ RAMÍREZ

PROFESOR GUÍA: DR. ING. MARIO TOLEDO TORRES
PROFESOR CO-REFERENTE DR. VALERI BUBNOVICH

AGOSTO, 2026



CONSTANCIA DE VALIDACIÓN Y CONFIDENCIALIDAD DE MONOGRAFÍA A REPOSITORIO ACADÉMICO

1.- IDENTIFICACIÓN DEL TRABAJO ACADÉMICO

Tipo de monografía (marcar una opción): ☒ Memoria o trabajo de título ☐ Tesis de Postgrado

Título del trabajo: Investigación experimental de un frente de combustión en un reactor de medio poroso inerte tipo O

Nombre del candidato(a): Leonel Salomón Sánchez Ramírez

Carrera / Grado: Ingeniería Civil Mecánica

Campus: Casa Central **Departamento:** Departamento de Ingeniería Mecánica

2.- VALIDACIÓN DEL PROFESOR GUÍA/DIRECTOR DE TESIS

Yo, Mario Toledo Torres, en mi calidad de profesor(a) guía/director(a) del trabajo académico mencionado anteriormente **DEJO CONSTANCIA** que:

- He revisado esta versión del documento y corresponde a la versión final aprobada del trabajo.
- El trabajo cumple con los requisitos académicos y de formato establecidos por la institución.

3.- EVALUACIÓN DE CONFIDENCIALIDAD POR PROPIEDAD INDUSTRIAL (marcar una opción)

☒ El trabajo **NO contiene** información que amerite confidencialidad y puede ser publicado de inmediato en repositorio con acceso abierto.

☐ El trabajo **CONTIENE** información con potenciales implicancias de propiedad industrial o intelectual y requiere un periodo de confidencialidad (**embargo**) por (**marcar una opción**):

☐ 6 meses ☐ 12 meses ☐ 2 años ☐ 3 años ☐ 5 años ☐ 10 años

Fundamentación de la necesidad de confidencialidad (obligatorio si se solicita embargo):

4.- FIRMAS

Profesor(a) guía o director(a) de memoria o tesis:

Fecha: 5/10/2026 **Firma:**

Estudiante o Candidato(a):

Fecha: 01/10/2026 **Firma:**

Este formulario debe ser insertado como página 2 de la memoria o tesis, completado y firmado por estudiante y profesor(a) antes de la entrega en portal PRISMA de Biblioteca USM.

Agradecimientos

Quisiera agradecer a mi familia, la cual ha estado presente durante todo este proceso universitario, siempre tengo presente su cariño y sus enseñanzas, gracias por los bonitos recuerdos compartiendo juntos una misma mesa.

Un agradecimiento especial a mis padres, quienes me han apoyado siempre y en cada una de mis etapas como estudiante, para mí son el ejemplo más grande de perseverancia, valor y esfuerzo, gracias por interesarse en que pudiera aprender, de darme herramientas para alimentar mi curiosidad, y entregarme una linda infancia. Estaré eternamente agradecido por todos los sacrificios que han hecho por mí, los amaré eternamente.

Agradecer a mi profesor guía, el cual ha sido un gran referente como profesional y persona, guiándome en cada momento para hacer un buen trabajo y respondiendo mis dudas en todo momento. Gracias a la universidad por nutrirme de todo el conocimiento y por permitirme conocer personas tan admirables. Hoy puedo decir que he sido afortunado de estudiar en esta institución.

Gracias a las personas que me ayudaron a poder realizar este trabajo, sobre todo a la gente detrás del laboratorio, sin ellos llevar a cabo esta investigación no hubiera sido posible, gracias por sus esfuerzos y recomendaciones.

También agradecerles a todos los amigos que he hecho en el camino hasta este punto, gracias por los momentos de risa, por los apoyos en momentos difíciles, por los consejos, por las conversaciones de pasillo. Siempre he creído que son las personas las que llenan el alma, y ustedes son un ejemplo de eso.

Finalmente agradezco a la gran persona a la que puedo llamar mi pareja, la amo infinitamente, gracias por tenerme paciencia, por estar en los momentos más tensos y por llenarme de amor, eres y serás un pilar fundamental en mi vida. Te amo Frutiger.

Resumen

Este trabajo se enmarca dentro de un proyecto de investigación Fondecyt de Exploración N°13240110, cuyo objetivo final es desarrollar un quemador recíprocante de geometría circular completa, capaz de mantener el frente de combustión en movimiento constante dentro de un reactor cerrado. Como parte de este proceso, y avanzando sobre estudios previos realizados con geometrías tipo codo y tipo U, se diseñó, fabricó y puso en marcha un primer prototipo de reactor con geometría toroidal (tipo O), con el fin de estudiar el comportamiento del frente de combustión en una configuración circular abierta.

A través de una serie de ensayos experimentales, se logró determinar condiciones de operación adecuadas tanto para el encendido del reactor como para inducir el desplazamiento del frente de combustión en la dirección aguas arriba y aguas abajo, incorporando además aislación térmica que permitió mejorar significativamente el desempeño del sistema y alcanzar condiciones de combustión más eficientes. Asimismo, se evaluaron las emisiones generadas, la distribución de temperaturas y las pérdidas de calor del reactor, comparando estos resultados con los obtenidos en configuraciones anteriores y con la normativa vigente aplicable.

Si bien el prototipo desarrollado presentó ciertas limitaciones constructivas que impidieron completar la totalidad del recorrido del frente de combustión, los resultados obtenidos confirman la viabilidad de esta geometría y permiten establecer parámetros de operación de referencia para etapas futuras. A partir de estos hallazgos, se propone finalmente una nueva configuración de reactor tipo O cerrado, que incorpora mejoras en su diseño y materiales, con el objetivo de dar un primer paso en la siguiente etapa del proyecto.

Contenido

1	Introducción	8
1.1	Motivación	8
1.2	Medio poroso inerte	9
1.3	Tecnología aplicada con MPI	11
2	Objetivos	12
2.1	Objetivos específicos	12
3	Marco teórico	13
3.1	Combustión	13
3.2	Relación de equivalencia	14
3.3	Balance termodinámico	15
3.4	Combustión en medios porosos	16
3.4.1	Fenómenos dentro del MPI	17
3.4.2	Velocidad de llama laminar	18
3.4.3	Velocidad de filtración	18
3.4.4	Velocidad del frente de combustión	19
3.5	Transferencia de calor en reactores porosos	19
3.6	Reactores de medios porosos	21
3.6.1	Quemadores unidireccionales	21
3.6.2	Unidireccionales de segunda etapa	22
3.6.3	Divergente/Convergentes	22
3.6.4	Quemadores reciprocantes	23
3.7	Presión	24
3.8	Normativa para emisiones	24
3.8.1	Normativa Chilena D.S. N°13/2011	25
3.9	Norma de Emisión para Calderas MMA	26
3.10	Normativa internacional	27
3.11	Correcciones para valores de emisiones	28
4	Propuesta quemador toroidal tipo O	29
4.0.1	Reactor tipo codo	30
4.0.2	Reactor tipo U	33
5	Diseño experimental	35
5.1	Fabricación	35

5.2	Instrumentación	37
5.2.1	Controladores de flujo	38
5.2.2	Cámara termográfica	39
5.2.3	Analizador de gases testo	40
5.2.4	Campana	41
5.3	Simulación computacional de soporte	41
6	Plan experimental	43
6.1	Procedimiento experimental para los ensayos	43
6.2	Registro y procesamiento de datos	44
7	Resultados y Análisis	45
7.1	Nuevas condiciones de encendido	45
7.2	Geometría	46
7.2.1	Quemador fase 1	46
7.2.2	Quemador fase 2	46
7.3	Resumen de los Ensayos	47
7.4	Sobre la temperatura	49
7.5	Sobre el frente	55
7.5.0.1	Sobre las velocidades del frente	56
7.6	Sobre las emisiones	59
7.7	Pérdidas de calor	62
7.7.1	Pérdidas por radiación	64
7.7.2	Pérdidas por convección	64
7.7.3	Pérdidas de calor totales	64
7.8	Caídas de presión	66
7.9	Observaciones	67
8	Propuesta quemador tipo O cerrado	70
8.0.1	Para la geometría	70
8.0.2	Para los parámetros	70
8.0.3	Sistema de inyección	70
8.0.4	Materiales	71
8.0.5	Planteamiento final	71
9	Conclusiones	73

Índice de figuras

1.1	Gráfico Informe Grupo de Trabajo III del IPCC (2022). SPM.1 [6]	8
1.2	Esquema representativo del fenómeno de recirculación en medios porosos	9

4.1	Esquema de funcionamiento para quemador reciprocante circular	29
4.2	Diseño alternativo para reactor reciprocante	30
4.3	Quemador tipo codo instalado y encendido	31
4.4	Diagrama de funcionamiento quemador tipo codo	31
4.5	Temperaturas para $u = 0.8$ [m/s] y $\phi = 0.35$	32
4.6	Temperaturas para $u = 1$ [m/s] y $\phi = 0.2$	32
4.7	Velocidades del frente de combustión quemador tipo codo	32
4.8	Plano de fabricación para reactor tipo U	33
4.9	Distribución de ensayos en la zona funcional ($u \geq 3.50$ m/s). X : extinción; C : blow-off completo; C[†] : blow-off con aislación térmica exterior.	34
5.1	Plano para fabricación de tubos de cuarzo reactor tipo O	36
5.2	Quemador tipo O instalado	37
5.3	Representación conceptual de la instrumentación experimental	38
5.4	Solución de simulación para deformación total	42
5.5	Solución de simulación para esfuerzos de von-Mises	42
7.1	Quemador tipo O Fase 2 instalado	47
7.2	Resultados para ensayos en reactor tipo O	49
7.3	Gráfico de temperaturas máximas alcanzadas: Ensayo 1 Fase 1	50
7.4	Gráfico de temperaturas máximas alcanzadas: Ensayo 1 Fase 2	50
7.5	Gráfico de temperaturas máximas alcanzadas: Ensayo 1 Fase 2 con aislación	51
7.6	Gráfico de temperaturas máximas alcanzadas: Ensayo 2 Fase 2 con aislación	52
7.7	Gráfico de temperaturas máximas alcanzadas: Ensayo 3 Fase 2 con aislación	52
7.8	Puntos de temperatura máxima según posición del frente de combustión. Los ángulos se consideraron teniendo el escape como sistema de referencia a 0° , en sentido antihorario	53
7.9	Gráfico de temperatura adiabática en función de la razón de equivalencia	54
7.10	Captura de la forma del frente de combustión	55
7.11	Velocidades del frente de combustión aguas arriba en función de la velocidad de filtración	57
7.12	Velocidades del frente de combustión aguas abajo en función de la velocidad de filtración	58
7.13	Registro de emisiones para CO , NO_X y $\%\text{O}_2$ - Ensayo 2 Fase 2 con aislación	60
7.14	Registro de emisiones para CO , NO_X y $\%\text{O}_2$ - Ensayo 3 - Fase 2 con aislación	61
7.15	Análisis puntual de temperaturas por sección	63
7.16	Frente de combustión viajando por el medio poroso con porción sin esferas	67
7.17	Masilla refractaria totalmente calcinada retirada posterior a los ensayos	68
8.1	Propuesta conceptual de diseño reactor tipo O cerrado	71
8.2	Inyector para reactor tipo O cerrado	72
9.1	Velocidades del frente de combustión para sección interior, media y exterior - Ensayo 1 Fase 1	78
9.2	Velocidades del frente de combustión para sección interior, media y exterior - Ensayo 1 Fase 2	78

9.3	Velocidades del frente de combustión para reactor con aislación térmica	79
9.4	Inyector para reactor de MPI tipo O cerrado	80
9.5	Reactor tipo O cerrado	80
9.6	LLama libre en escapes del reactor tipo O	81
9.7	Reactor tipo U prototipo	82
9.8	Reactor tipo S	82
9.9	Fisura causada por la dilatación térmica del inyector	83

Índice de tablas

3.1	Límites máximos de emisión para calderas nuevas que utilizan combustible gaseoso.	27
5.1	Especificaciones técnicas de la cámara termográfica HIKMICRO G61H.	40
6.1	Resultados experimentales de los ensayos E20–E25 en reactor tipo U.	43
7.1	Condiciones para ensayos experimentales.	48
7.2	Análisis estadístico del error de medición individual de temperatura ($\gamma = 0,6$)	51
7.3	Resumen de temperaturas experimentales y de llama adiabática por configuración y ensayo.	54
7.4	Mediciones de emisiones máximas para los ensayos E2F2A Y E3F2A.	62
7.5	Resultados del reactor tipo O, fase 2, con aislación.	63
7.6	Parámetros térmicos y transferencia de calor para los casos W1 Y W2.	65
7.7	Comparativa de parámetros térmicos y operacionales entre reactores tipo O y tipo U.	65
7.8	Pérdidas de presión por ensayo.	66
8.1	Condiciones operacionales útiles.	72

1 Introducción

1.1. Motivación

Los gases de efecto invernadero (GEI) han mostrado una tendencia sostenida al alza durante las últimas décadas. Según el Boletín sobre los Gases de Efecto Invernadero de la Organización Meteorológica Mundial, nunca antes en la historia de la humanidad la acumulación de dióxido de carbono en la atmósfera había sido tan rápida, con un aumento superior al 10 % en solo 20 años, alcanzando en 2023 una concentración promedio mundial de 420 ppm (partes por millón). Como se observa en la Figura 1.1, cada uno de los principales GEI — CO_2 , CH_4 , N_2O y gases fluorados— ha mantenido una trayectoria creciente a lo largo de los años, sin señales claras de estabilización.

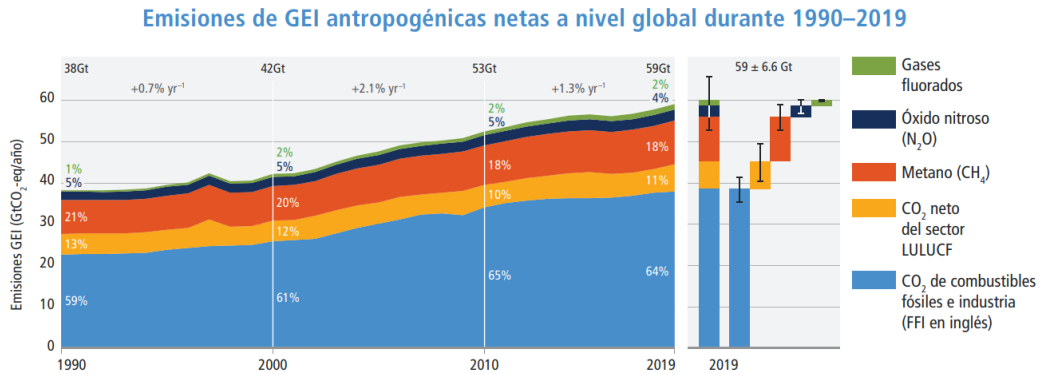


Figura 1.1: Gráfico Informe Grupo de Trabajo III del IPCC (2022). SPM.1 [6]

Uno de los principales factores que ha impulsado este aumento sostenido ha sido la expansión acelerada de la actividad industrial a nivel global, particularmente en aquellos sectores que dependen de la quema de combustibles fósiles como fuente principal de energía; el propio Sexto Informe de Evaluación del IPCC señala que las emisiones mundiales de gases de efecto invernadero han seguido aumentando de forma desigual, derivadas del uso insostenible de la energía, el cambio de uso de la tierra y los patrones de producción y consumo en todas las regiones del planeta. En esa misma línea, informes energéticos [1] recientes atribuyen buena parte de este crecimiento a la quema de combustibles fósiles asociada a actividades industriales, cuya huella de carbono sigue representando la fuente dominante de emisiones antropogénicas a escala mundial.

Frente a este escenario, distintos países han buscado establecer acuerdos y metas para reducir

estas emisiones en el mediano y largo plazo. El principal marco de referencia es el Acuerdo de París (2015), que establece como objetivo contener el calentamiento global por debajo de los 2°C respecto a la era preindustrial, priorizando el esfuerzo por no superar el umbral crítico de $1,5^{\circ}\text{C}$ [5]. Más recientemente, la COP30 reunió a numerosas naciones con el fin de reavivar el compromiso global frente al cambio climático y actualizar sus metas de reducción. En el caso de Chile, la NDC vigente contempla reducir al 2030 el 22 % de sus emisiones de GEI [9][10].

Pese a las buenas intenciones plasmadas en estos compromisos, hoy en día —e incluso con el avance de las energías renovables— la gran industria continúa sosteniéndose en gran medida gracias a los combustibles fósiles que abastecen sus procesos de mayor demanda energética. Es este escenario el que ha motivado a científicos y otros profesionales del área energética a desarrollar tecnologías de combustión más limpias y eficientes, capaces de reducir la generación de contaminantes como el CO, los NOx y otros compuestos asociados al calentamiento global, sin comprometer el desempeño térmico de los sistemas industriales.

1.2. Medio poroso inerte

La combustión en medio poroso es una forma de quemar combustible que rompe con la ya conocida llama libre convencional. En vez de dejar que la reacción ocurra suspendida en el aire, se hace pasar la mezcla de gas y aire a través de un sólido inerte con estructura porosa —cerámica, espuma metálica o un lecho de esferas— que actúa como un "mortiguador térmico". Este fenómeno permite que la "llama" correctamente llamado frente de combustión viaje como fluido a través de la matriz porosa. El propio medio poroso, al tener una superficie interna muy desarrollada, favorece una transferencia de calor mucho más eficiente entre el gas y el sólido de lo que ocurriría en una llama libre (Weinberg, 1971)

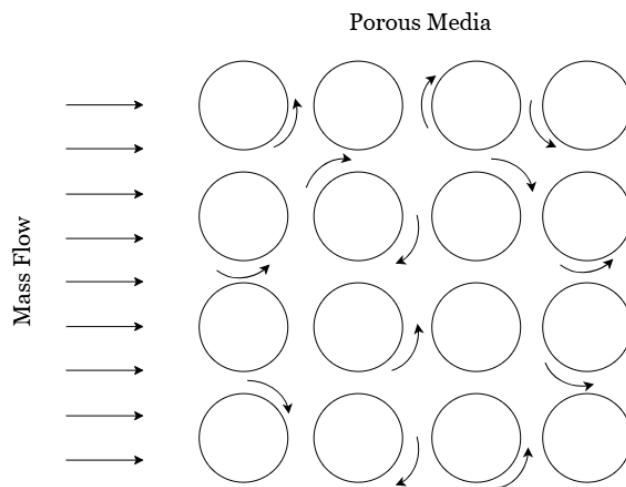


Figura 1.2: Esquema representativo del fenómeno de recirculación en medios porosos

Las primeras investigaciones parten en 1971, cuando F.J. Weinberg[2] publicó en la revista Nature la idea de la “recirculación de calor sin dilución” como estrategia para mejorar el rendimiento de los

quemadores. En 1971 Weinberg sugirió que la recirculación de calor sin dilución en un quemador era el camino para aumentar la eficiencia y reducir las emisiones. Weinberg demostró esto experimentalmente usando un quemador con un intercambiador de calor integrado, capaz de quemar mezclas de muy bajo contenido calórico que normalmente no se sostendrían ardiendo. El siguiente hito llegó en 1979, cuando los investigadores japoneses Takeno y Sato tomaron esa idea y la simplificaron; en lugar de un intercambiador externo, propusieron insertar directamente un sólido poroso de alta conductividad en la zona de la llama para transferir la entalpía(calor) post-combustión y precalentar la mezcla fresca entrante.

Una corriente relevante nació en los años 90 con Hanamura, Echigo y Zhdanok, quienes desarrollaron la combustión superadiabática mediante flujo recíproante dentro del medio poroso: sus resultados mostraron que la temperatura de llama alcanzada dentro del medio poroso llegó a ser 13 veces más alta que la temperatura teórica de una llama ordinaria en espacio libre [17]. A partir de ahí, la investigación se ha abierto en direcciones muy aplicadas. La combustión en medios porosos se aplica hoy en turbinas a gas para reducir la inestabilidad de la combustión, en motores de combustión interna para homogeneizar la mezcla aire-combustible y reducir emisiones de CO y NO_x , y se perfila como una de las técnicas más prometedoras para la producción de hidrógeno verde.

No es una tecnología sin defectos. Una revisión publicada en *Progress in Energy and Combustion Science* [13] expresa que, aunque la capacidad de la combustión en medios porosos para regenerar calor internamente la hace apta para un amplio rango de aplicaciones, su desarrollo sigue enfrentando cuellos de botella en la propagación de la llama, en los límites de inflamabilidad y en la eficiencia operacional. Esto se agrava cuando se introducen combustibles como el hidrógeno: un estudio publicado en *ACS Omega* señala que la introducción de hidrógeno en la combustión de metano plantea desafíos, ya que puede llevar fácilmente a inestabilidad la combustión, y a medida que aumenta la proporción de hidrógeno en la mezcla, el proceso se vuelve progresivamente más complejo, pudiendo derivar en oscilaciones de llama, parpadeo o fenómenos más pronunciados como el retroceso espontáneo de la llama. A esto se suman limitaciones más prácticas: la degradación del material poroso por ciclos térmicos repetidos, el costo de materiales cerámicos o metálicos de alta resistencia, y el aumento de emisiones de NO_x que puede producirse cuando sube la temperatura de combustión dentro del medio.

Pese a esas limitaciones, el interés en esta tecnología sigue creciendo, principalmente porque responde directamente a la necesidad actual de reducir emisiones sin sacrificar eficiencia energética. Lo cierto es que la combustión en medios porosos hace una contribución importante al ahorro de energía y la reducción de emisiones, y que la estructura porosa afecta significativamente las características de la combustión, lo que abre espacio a seguir optimizando geometrías y materiales. En paralelo, hay un interés creciente en su rol dentro de la transición energética: por un lado, como vía para producir hidrógeno mediante combustión ultra-rica, y por otro, como tecnología habilitante para quemar mezclas de combustibles alternativos —metano-hidrógeno, e incluso amoníaco [14]— que se perfilan como parte clave de una matriz energética más limpia.

1.3. Tecnología aplicada con MPI

Actualmente, la combustión en medios porosos ya dejó de ser solo un tema de laboratorio y se ha ido incorporando a un rango bastante amplio de tecnologías reales. Los medios porosos de celda abierta son un ejemplo de esto, dado que se han aplicado a una amplia gama de sistemas industriales, entre ellos sistemas de calefacción, tecnologías de eficiencia energética en edificios, quemadores radiantes, producción de hidrógeno, sistemas de generación de energía termofotovoltaica y termoeléctrica, cámaras de combustión de turbinas a gas, cocinas a gas licuado (GLP) y motores de combustión interna, gracias a que la gran área de contacto sólido-fluido que ofrece el medio poroso mejora enormemente la transferencia de calor y permite construir equipos más compactos y eficientes.

Uno de los usos más establecidos hoy en día son los quemadores radiantes porosos, que se emplean en calefacción industrial y doméstica, secado de materiales y, más recientemente, en cocinas industriales: un estudio de 2024 evaluó específicamente el uso de un quemador poroso de carburo de silicio alimentado con gas natural en ollas de cocción industrial[27], con potencias de entre 12 y 31 kW. También se han probado con éxito en la combustión de biogás como alternativa más limpia frente a los quemadores convencionales.

Otro frente muy activo es la producción de hidrógeno. Se están desarrollando sistemas de combustión en medio poroso para el reformado parcial de metano[3], capaces de convertir metano en gas de síntesis rico en hidrógeno con mejor eficiencia que los reactores convencionales, aprovechando justamente esa capacidad del medio poroso de sostener reacciones de combustión ultra-pobres de forma estable.

Un área que ha crecido con fuerza en los últimos años es la de los micro-generadores termofotovoltaicos[4], dispositivos pensados incluso para aplicaciones aeroespaciales— donde un quemador con medio poroso convierte combustible en radiación térmica que luego se transforma en electricidad. Estudios recientes han probado configuraciones con hidrógeno puro, mezclas de hidrógeno con metano o propano, e incluso con amoníaco[14], optimizando la porosidad y la disposición de capas del medio para maximizar la recirculación de calor y minimizar pérdidas.

Finalmente, la tecnología también se ha extendido a las turbinas a gas[8] —donde ayuda a reducir la inestabilidad de la combustión— y a los motores de combustión interna, donde el medio poroso favorece una mezcla aire-combustible más homogénea y con ello reduce las emisiones de CO y NOx.

2 Objetivos

Comprobar la factibilidad funcional de un quemador de medios porosos tipo O, mediante el estudio teórico y experimental que permita evaluar su comportamiento bajo distintas condiciones de operación.

2.1. Objetivos específicos

1. Estudiar el estado del arte pertinente a la combustión en medios porosos.
2. Proponer el diseño de un reactor de medios porosos tipo O abierto.
3. Fabricar e instalar el reactor tipo O.
4. Realizar pruebas experimentales a partir de mezclas de gas natural y aire, variando la relación de equivalencia y la velocidad de filtración.
5. Proponer condiciones funcionales para un quemador de medios porosos tipo O cerrado.

3 Marco teórico

3.1. Combustión

La combustión es un fenómeno ampliamente estudiado[16], este corresponde a una reacción química de oxidación en la cual un compuesto, denominado combustible, reacciona con un agente oxidante o comburente, el más conocido es el Oxígeno, el cual puede reaccionar en estado puro o más comúnmente en mezcla(aire), reacción mediante la cual se forman nuevos productos cuya composición química cambia en relación a los reactantes originales. Este proceso se caracteriza por ser una reacción exotérmica, es decir, que libera energía en forma de calor como consecuencia de la ruptura y posterior formación de enlaces químicos entre las especies involucradas. Este calor cedido al ambiente es uno de los aspectos fundamentales de la combustión, motivo por el cual este fenómeno resulta de amplio interés tanto en aplicaciones industriales como energéticas.



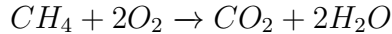
El combustible es una sustancia ya sea líquida, sólida o gaseosa la cual tiene gran tendencia a arder. En las grandes industrias, combustibles como el metano, propano, derivados del petróleo o carbón, son altamente demandados, debido a su poder calorífico, el cual representa la cantidad de energía liberada por unidad de masa o volumen durante su combustión.

Para este trabajo se utilizó gas natural, el cual está compuesto por diversos hidrocarburos, sin embargo el que más destaca es el metano(CH_4), ya que se encuentra en un porcentaje de entre el 70 % al 90 %, debido a esto a efectos de representación del combustible durante el análisis químico se considerará al gas natural únicamente como metano.

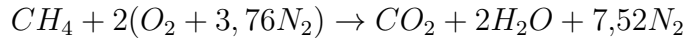
El comburente corresponde a la materia que reacciona con el combustible para producir oxidación, proceso el cual se produce una transferencia de electrones entre las especies químicas involucradas, cuya magnitud y naturaleza dependen de los agentes reactantes específicos que participan en la reacción. El comburente más abundante en el ambiente es el aire, el cual se utiliza en la mayoría de los procesos de combustión. El aire tiene una composición química aproximada de 21 % de oxígeno y 79 % de nitrógeno en base molar aunque cuenta con más elementos, que para este estudio se considerarán despreciables.

Para que ocurra una reacción de combustión con metano; en condiciones ideales este se mezcla con 2 moles de oxígeno, de tal forma que la ecuación estequiométrica se expresa de la siguiente

manera.



Si se intenta reproducir esta misma reacción pero en presencia de aire, se debe tener en cuenta los porcentajes de las moléculas de oxígeno y nitrógeno que lo componen, de esta manera la ecuación pasa a ser.

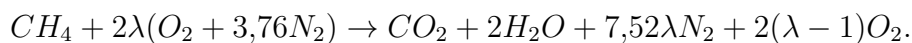


De esta expresión se desprende que para reaccionar 1 kmol de metano se deben entregar 2 kmol de oxígeno y 7,52 kmol de nitrógeno, lo que resulta en 9,52 kmol de aire. Por su parte los productos que aparecen son dióxido de carbono y agua, esta última principalmente como vapor debido a las temperaturas que alcanza la reacción, además se forma nitrógeno, que si se observa mantiene su cantidad de moles, esto es posible gracias a que las moléculas de nitrógeno poseen un triple enlace, haciendo difícil que este se rompa y haga que sus átomos se vinculen a otras especies, por lo que lo correcto sería señalar que no reacciona.

Cuando se cumple esta relación en la ecuación, se habla de una reacción estequiométrica, ya que todo el combustible es consumido y transformado íntegramente en productos, sin que exista un remanente de reactantes sin reaccionar. En la realidad muchas veces esta relación no se cumple, y es ahí donde aparecen casos en que falta o sobra combustible, obteniendo diferencias en los productos y en el comportamiento de la misma reacción. Para caracterizar este tipo de condiciones se introduce el parámetro lambda (λ), definido como la relación entre la cantidad de aire real suministrada y la cantidad de aire estequiométrica necesaria para una combustión completa.

$$\lambda = \frac{\text{Aire utilizado}}{\text{Aire estequiométrico}} = \frac{(x_{air}/x_{comb})_{real}}{(x_{air}/x_{comb})_{esteq.}} = \frac{(n_{air}/n_{comb})_{real}}{(n_{air}/n_{comb})_{esteq.}} \quad (3.1)$$

A partir de este término es posible reescribir la ecuación de combustión del metano, de manera que se aprecie cómo varían los productos obtenidos según el valor de lambda. Cuando lambda es mayor a 1, se dice que existe un exceso de aire respecto al que es necesario teóricamente; en cambio, cuando lambda es menor a 1, la mezcla contiene más combustible del que el aire disponible puede oxidar por completo.



Al analizar el lado de los productos en la ecuación, se observa la presencia de oxígeno molecular, cuya cantidad queda condicionada por el valor de lambda. Cuando lambda es igual a 1, este término se anula, dando cuenta de una combustión estequiométrica en la que todo el oxígeno suministrado es consumido en la reacción. En cambio, cuando lambda difiere de 1, aparece un remanente de oxígeno que no alcanzó a reaccionar, evidenciando así una condición de exceso de aire respecto a la requerida teóricamente.

3.2. Relación de equivalencia

Anteriormente se presentó el término lambda, sin embargo para la continuación de este trabajo la relación de aire combustible se analizará bajo la relación de equivalencia, la cual se calcula a partir del inverso de lambda; si bien el cambio no es sustantivo, es mayormente utilizada dentro de

las investigaciones relacionadas a combustión, de este modo se simplifica la comparación con otros estudios.

$$\phi = \frac{1}{\lambda} \quad (3.2)$$

De la misma forma se tiene que para ϕ se cumplen los siguientes criterios.

- **Mezcla rica** ($\phi > 1$): existe un exceso de combustible, donde existe un porcentaje de este combustible que no se oxida, el cual termina evaporándose y absorbiendo calor, lo que disminuye la temperatura de la combustión.
- **Mezcla estequiométrica** ($\phi = 1$): todo el combustible es oxidado, es el estado ideal en el cual la reacción funciona, se alcanza la mayor temperatura.
- **Mezcla pobre** ($\phi < 1$): existe un exceso de aire respecto a la cantidad estequiométrica requerida, por lo que una fracción del oxígeno suministrado no llega a participar en la reacción. Estas moléculas de oxígeno remanente actúan como un sumidero térmico, ya que absorben parte del calor liberado durante la combustión, lo que se traduce en una disminución de la temperatura de llama.

3.3. Balance termodinámico

Como se mencionó anteriormente, durante la combustión se libera energía en forma de calor. Para cuantificar esta característica de la reacción resulta necesario realizar un balance térmico, para lo cual se recurre al concepto de entalpía de formación, h_f . Esta propiedad representa la energía involucrada en la formación de un compuesto a partir de sus elementos en su estado de referencia, de modo que un valor positivo indica que dicho proceso de formación requiere un aporte externo de energía, mientras que un valor negativo indica que el compuesto se forma liberando energía hacia el entorno. Por convención, las entalpías de formación se tabulan considerando condiciones estándar de referencia, correspondientes a una temperatura de 25 °C y una presión de 1 atm, valores que serán adoptados en el presente trabajo para el cálculo del balance energético de los compuestos involucrados en la reacción.

En el balance energético aparece también el término h_c , conocido como entalpía de combustión, el cual representa la energía liberada por unidad de masa o mol de combustible al reaccionar completamente, bajo condiciones estándar de referencia (25°C y 1 atm). Esta magnitud se relaciona directamente con el poder calorífico del combustible, constituyendo de hecho su expresión termodinámica formal, de manera que la expresión general válida para cualquier reacción de combustión queda dada por:

$$Q = H_{prod} - H_{react} \quad [15] \quad (3.3)$$

$$Q = \sum N_P(\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o)_P - \sum N_R(\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o)_R \quad (3.4)$$

Esta ecuación muestra la resta entre el calor liberado y/o absorbido por cada una de las especies involucradas, por lo general es de esperar que Q sea positivo debido a que se pierde calor por medio de la llama, sin embargo teóricamente el estado de Q igual a 0 representa una reacción adiabática, donde todo el calor se concentra en dicha reacción, este comportamiento permite que se alcancen las máximas temperaturas teóricas.

La potencia térmica en equipos como quemadores o calderas constituye un parámetro de suma importancia para comprender aspectos como la eficiencia del sistema, ya que, al tratarse de una magnitud relativamente sencilla de calcular, permite además establecer comparaciones directas entre distintos equipos de características similares.

$$\dot{Q} = \dot{V}_{\text{gas}} \cdot \rho_{\text{CH}_4} \cdot \text{PCI} \quad (3.5)$$

- Q: potencia de la reacción
- $\dot{V}_{\text{gas}}$: flujo volumétrico de combustible
- ρ = densidad del gas
- PCI: poder calorífico inferior

El flujo volumétrico del gas a condiciones estándar se establece en los controladores de flujo, sin embargo estos se encuentran en l/min, por lo que se debe realizar un ajuste a unidades internacionales.

$$\dot{V}_{\text{gas}} [\text{m}^3/\text{s}] = \frac{\dot{V}_{\text{gas}} [\text{LPM}]}{60 \times 1000}$$

Para el metano con las condiciones de 25 °C y 1 atm, se tiene que su densidad y PCI son.

$$\rho_{\text{CH}_4} = 0,65 \text{ kg/m}^3, \quad \text{PCI} = 50 \text{ MJ/kg} = 50 \times 10^6 \text{ J/kg}$$

Como únicamente cambia el flujo volumétrico, la ecuación de potencia queda en función de este parámetro. la potencia finalmente se expresa como.

$$\dot{Q} = \frac{\dot{V}_{\text{gas}} [\text{LPM}]}{60 \times 1000} \cdot 0,65 \text{ kg/m}^3 \cdot 50 \times 10^6 \text{ J/kg}$$

3.4. Combustión en medios porosos

Los medios porosos corresponden a estructuras sólidas conformadas por una red interconectada de material, la cual define un espacio poroso a través del cual circula la mezcla reactante. La geometría, porosidad y distribución de dicha estructura inciden directamente en el comportamiento del frente de llama durante el proceso de combustión, afectando parámetros tales como la velocidad de propagación, la estabilidad y el grado de recirculación térmica dentro del sistema.

Desde el punto de vista de su configuración, esta matriz sólida puede presentarse como un cuerpo continuo, tal como ocurre en el caso de las espumas cerámicas, las cuales están constituidas por una red tridimensional de poros interconectados. El medio poroso también puede conformarse a partir de un conjunto de múltiples elementos discretos empaquetados entre sí, dando lugar a los denominados lechos empacados. Dentro de esta segunda categoría, uno de los materiales más utilizados en la investigación experimental de combustión en medios porosos corresponde a las esferas de alúmina, empleadas ampliamente debido a su elevada estabilidad térmica, su resistencia mecánica y su capacidad para soportar sin degradarse a las altas temperaturas propias del proceso de combustión.

La elección del material que compone el medio poroso resulta determinante para el desempeño

del sistema, dado que sus propiedades térmicas —tales como la conductividad térmica, la capacidad calorífica y las propiedades radiativas de emisión y absorción— gobiernan en gran medida los mecanismos de transferencia de calor entre la matriz sólida y la fase gaseosa reactante. En particular, la elevada conductividad térmica y la capacidad de radiación característica de estos materiales permiten que una fracción importante de la energía liberada en la zona de reacción sea conducida y reirradiada hacia la región de precalentamiento de los reactantes, favoreciendo así el fenómeno de recirculación interna de calor. Este mecanismo constituye la base física del régimen de combustión superadiabática, característico de los sistemas de combustión en medios porosos, y que permite alcanzar temperaturas de llama superiores a las obtenidas en condiciones de combustión libre, además de ampliar los límites de estabilidad e inflamabilidad de la mezcla reactante.

3.4.1. Fenómenos dentro del MPI

Durante el proceso de combustión en medios porosos se presentan una serie de eventos característicos, inherentes a la naturaleza dinámica de este tipo de operación. Dado que el frente de llama no permanece estático, sino que se desplaza a través del medio, este puede exhibir distintos comportamientos en función de las variaciones de los parámetros operacionales del sistema. Entre dichos parámetros, el más relevante para efectos de la presente investigación es la razón de equivalencia (ϕ), cuya variación determina en gran medida el régimen de estabilidad del frente de reacción. A continuación, se describen los tres fenómenos principales asociados a esta dinámica.

El primer evento corresponde a la **extinción del frente de llama**[20]. Este fenómeno se origina como consecuencia de un desequilibrio significativo en las proporciones molares de los reactantes, ya sea por un exceso considerable de combustible respecto al comburente, o viceversa. En dichas condiciones, la reacción química no logra sostenerse, lo que provoca una disminución progresiva de la interacción entre las especies reactivas. Como resultado directo de este desequilibrio estequiométrico, se observa una caída sostenida de la temperatura en la zona de reacción, hasta que finalmente el frente de llama se apaga por completo.

El segundo fenómeno de interés es el denominado **flashback**[20], o retroceso de llama, el cual se caracteriza porque el frente de reacción se desplaza en sentido contrario al flujo de la mezcla, es decir, hacia la zona de inyección. Este comportamiento se asocia a velocidades de frente considerablemente elevadas y representa un riesgo operacional de particular importancia cuando se trabaja con mezclas premezcladas. Si el frente de llama logra alcanzar el punto de inyección, existe la posibilidad de que este se propague a través del sistema de suministro de combustible, generando condiciones para generar una explosión. Por esta razón, el control de este fenómeno resulta crítico desde el punto de vista de la seguridad del sistema.

También se encuentra el fenómeno de **blow off**[20], en el cual el frente de llama se desplaza en el mismo sentido que el flujo de la mezcla, siendo eventualmente arrastrado fuera del medio poroso. Para alcanzar estas condiciones de operación resulta necesario trabajar con valores bajos de razón de equivalencia (ϕ). Este modo de operación presenta ventajas significativas desde el punto de vista energético y ambiental, entre las que destacan un menor consumo de combustible, una combustión más completa del mismo y una reducción considerable en las emisiones de monóxido

de carbono (CO) hacia el ambiente.

Además de los fenómenos ya descritos, dentro del proceso de combustión en medios porosos existe un régimen de particular interés denominado estado de **estabilización** [38]. Este se refiere a la condición en la cual el frente de llama permanece prácticamente estático en una posición determinada dentro del medio poroso. Cabe señalar que, si bien el frente puede presentar una leve tendencia al desplazamiento debido a pequeñas perturbaciones o variaciones locales en las condiciones de operación, dicha velocidad de propagación resulta lo suficientemente reducida como para considerarse despreciable frente a las velocidades características de los fenómenos de flashback o blow off. En este sentido, el frente se comporta como una onda estacionaria de combustión, cuya posición dentro del medio permanece constante en el tiempo. Uno de los aspectos más relevantes de este régimen es que la estabilización dentro del frente de combustión permite alcanzar condiciones superadiabáticas (aunque también puede presentarse en los otros regímenes), fenómeno en el cual la temperatura del frente de llama supera la temperatura adiabática de la mezcla en condiciones de combustión libre. Para encontrar la **temperatura de llama superadiabática** se utiliza la ecuación 3.4, donde al considerarse un sistema sin pérdidas, el calor liberado Q es 0, es por esto que la entalpía de los productos se iguala a la entalpía de los reactantes.

$$\sum N_P(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_P = \sum N_R(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_R \quad (3.6)$$

Cada una de las entalpías se obtiene a partir de tablas termodinámicas [22]. Para los reactantes se toma como referencia una temperatura de 25 °C. Dado que las entalpías de los productos dependen de la temperatura de llama superadiabática, se realiza un proceso iterativo: se evalúan las entalpías de cada especie a distintas temperaturas hasta que la sumatoria de los productos coincida con la de los reactantes. La temperatura que satisface esta igualdad corresponde a la temperatura de llama superadiabática.

3.4.2. Velocidad de llama laminar

La velocidad de llama laminar constituye una propiedad fundamental e intrínseca de la mezcla combustible-comburente, dependiente de su composición química y de las condiciones termodinámicas del sistema. Es importante precisar que este parámetro no representa la rapidez con la que el frente de llama se desplaza espacialmente, como suele interpretarse, sino que indica la velocidad a la cual la mezcla reactante es consumida por la reacción química, es decir, la rapidez con la que esta se transforma en productos de combustión. En este sentido, la velocidad de llama laminar puede entenderse como una medida directa de la reactividad de la mezcla, y se expresa a través de la siguiente ecuación:

$$S_L = \frac{\dot{m}}{\rho_u A} [15] \quad (3.7)$$

3.4.3. Velocidad de filtración

La velocidad de filtración se define como la velocidad aparente o superficial con la que la mezcla reactante se desplaza a través del medio poroso, calculada a partir del caudal volumétrico del flujo dividido por el área transversal total de la estructura. Dado que el material sólido que conforma el

medio poroso ocupa una fracción del volumen total, el fluido no dispone en realidad de la totalidad de dicha área para desplazarse, sino únicamente de poros no ocupados por los sólidos, por lo que la mezcla tenderá a viajar preferentemente a través de estos canales libres. En consecuencia, la velocidad de filtración no representa la velocidad real con la que las partículas de fluido se mueven a través del medio, sino una velocidad promedio o equivalente, referida a una sección de paso mayor a la efectivamente disponible.

$$u = \frac{\dot{V}}{A_{\text{ef}}} = \frac{\dot{V}}{\pi r^2 \varepsilon} \quad (3.8)$$

Si comparamos esta ecuación con la anterior se observa que aparece el término ε , este corresponde a la porosidad y se calcula a través de la fracción del volumen libre entre el volumen total.

$$\varepsilon = \frac{V_{\text{vacío}}}{V_{\text{total}}}$$

3.4.4. Velocidad del frente de combustión

Esta velocidad si corresponde a que tanto avanza el frente en un intervalo de tiempo, de forma matemática se puede obtener a través de la resta entre la velocidad de llama laminar y la velocidad de filtración.

$$u_{FC} = S_L - u \quad (3.9)$$

Cuando u_{FC} es mayor a cero se interpreta que el frente viaja aguas arriba, si es menor a 0, el frente viajará aguas abajo, en caso de llegar a los límites de ambas trayectorias se produce flashback y blow off respectivamente. Existe el tercer caso, cuando u_{FC} es igual a 0, en esta ocasión el frente se queda estático, teniendo solo fluctuaciones mínimas en la misma posición.

3.5. Transferencia de calor en reactores porosos

A lo largo de los diversos estudios realizados sobre reactores de combustión en medios porosos inertes (MPI), se ha observado que al interior de estos sistemas se desarrollan gradientes térmicos significativos, asociados a los distintos mecanismos mediante los cuales se propaga el calor dentro del reactor. Dicha propagación ocurre principalmente a través de dos vías: por un lado, mediante la conducción y radiación de calor a través de la matriz sólida que conforma la estructura porosa, y por otro, mediante la convección asociada a los gases producto de la combustión, los cuales transportan una fracción importante de la energía térmica generada en la zona de reacción hacia el resto del sistema.

El estudio detallado de la distribución de temperatura dentro de estos reactores resulta de particular relevancia, puesto que permite identificar las zonas donde se concentra una mayor eficiencia térmica del proceso, así como aquellas regiones en las que se producen pérdidas de calor hacia el ambiente o hacia zonas no aprovechables del sistema. Este análisis resulta especialmente útil para comprender fenómenos como la recirculación interna de energía y el fenómeno de combustión superadiabática, característicos de este tipo de reactores, ya que ambos dependen directamente de la capacidad del medio poroso para almacenar, conducir y redistribuir el calor generado durante la

reacción. Asimismo, conocer con precisión los gradientes térmicos presentes en el reactor permite optimizar el diseño geométrico, con el objetivo de maximizar la eficiencia energética del sistema, extender los límites de estabilidad del frente de llama y minimizar las pérdidas de calor no deseadas hacia el entorno.

Para calcular el calor que participa en el proceso, se utilizará el razonamiento plateado por Hernandez. Estableciendo de tal manera la expresión para la conducción la cual se propaga a través del contacto entre sólidos.

$$\dot{q}_{\text{cond}} = -k_{\text{eff}} \nabla T \quad (3.10)$$

Con:

- K_{eff} : conductividad térmica efectiva del medio poroso
- ∇T : gradiente de temperatura que se descompone en los ejes x,y, y z

Para esta experiencia se considerará solamente la transferencia de calor por convección y radiación, el primero corresponde al calor cedido al ambiente como energía mediante ondas electromagnéticas, la cual matemáticamente está definida por la ley de Stefan-Boltzmann[15].

$$\dot{Q}_{\text{rad}} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot (T_w^4 - T_\infty^4) \quad (3.11)$$

- ε : la emisividad superficial del material
- w : temperatura superficial
- ∞ : temperatura del ambiente
- A : área de la sección expuesta a la
- σ : la constante de stefan-boltzmann

El intercambio de calor por convección, es el fenómeno que sostiene la reacción, puesto que es mediante este efecto que la mezcla alcanza a ser precalentada antes de llegar a la zona de mayor temperatura donde comienza a combustionar. Este efecto de la termodinámica puede ser caracterizado por la ley de newton de enfriamiento[15].

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = h \cdot A \cdot (T_w - T_\infty) \quad (3.12)$$

- h : entalpía de la combustión

Para esta experiencia se sigue considerando una sección cilíndrica por lo que a pesar de que es un toroide el área transversal es constante y muy cercana a un círculo por lo que para establecer un valor para el número de Nusselt se tomará la siguiente consideración.

$$Nu_D = \frac{hD}{k_{\text{aire}}} \quad (3.13)$$

- k_{aire} : conductividad térmica del aire

De aquí se despeja el coeficiente de convección h , por lo tanto falta establecer el número de Nusselt [22].

$$\overline{Nu}_D^{1/2} = 0,60 + \frac{0,387 Ra_D^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{8/27}} \quad (3.14)$$

- Pr: número de Prandtl

El número de Prandtl es obtenible a partir de tablas evaluando la temperatura, sin embargo para obtener Ra_D es necesario resolver la ecuación para el número de Rayleigh.

$$Ra_D = g\beta(T_w - T_\infty)D^3/\nu\alpha \quad (3.15)$$

- β : coeficiente de expansión térmica del aire.
- ν : viscosidad cinemática

Esta correlación es válida para $Ra_D \leq 10^{12}$

Ya una vez establecidos todos las emisiones de energía, se suman las pérdidas.

$$\dot{Q}_{loss} = \dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_{conv} \quad (3.16)$$

Como se ha descrito en trabajos anteriores la distribución de temperatura no es uniforme en el reactor por lo que para efectos de cálculo se dividirá en sectores tomando su temperatura media como referencia.

La pared del quemador tiene dos situaciones, la primera corresponde a solo cuarzo, mientras que en la segunda se le añade aislante, es por esto que se sumarán ambas capas como en una disposición en serie.

$$R'_{total} = \sum_{i=1}^N \frac{\ln(r_{e,i}/r_{i,i})}{2\pi k_i} \quad (3.17)$$

- $r_{i,i}$: radio interior
- $r_{e,i}$: radio exterior
- k_i : conductividad térmica

3.6. Reactores de medios porosos

Como se ha venido señalando a lo largo de este trabajo, los reactores de medios porosos se presentan como una alternativa prometedora para mejorar la eficiencia energética y reducir las emisiones contaminantes en comparación con los quemadores convencionales. Por esta razón, en las últimas décadas se han explorado diversas configuraciones de este tipo de reactores, con el objetivo de optimizar su desempeño y ampliar su aplicabilidad en distintos contextos industriales. Entre las configuraciones más destacadas dentro de la literatura se encuentran los reactores unidireccionales, los reciprocantes, los de configuración unidimensional de dos etapas, y aquellos con geometría convergente o divergente, cada uno de los cuales presenta particularidades propias en cuanto a su capacidad de estabilización del frente de llama, recirculación térmica y rango de operación.

3.6.1. Quemadores unidireccionales

Los reactores unidireccionales corresponden, en términos generales, a la configuración más sencilla de implementar dentro de los distintos diseños de quemadores de medios porosos. Su arquitectura

básica está compuesta por un difusor encargado de suministrar la mezcla de aire y combustible al interior del reactor, mientras que el encendido se produce inicialmente en la zona de escape del mismo. Una vez generada la llama en dicha zona, esta comienza a desplazarse en sentido contrario al flujo de la mezcla, es decir, aguas arriba hacia el difusor, hasta alcanzar una posición de equilibrio dentro del medio poroso; este desplazamiento constituye, precisamente, la señal de que el frente de combustión se está propagando correctamente a través de la estructura.

Este tipo de quemadores suele fabricarse en acero, material que conforma la carcasa exterior del reactor, la cual se recubre internamente con una capa de espuma cerámica que cumple la función de aislante térmico, protegiendo la estructura metálica de las elevadas temperaturas alcanzadas durante el proceso de combustión y minimizando las pérdidas de calor hacia el exterior.

En relación con el medio poroso, este puede diseñarse con un tamaño de poro variable a lo largo del reactor, con esta idea se puede modificar de manera controlada la velocidad de propagación del frente de llama en distintas secciones del sistema. Esta variación resulta particularmente útil en situaciones donde el frente de combustión se aproxima excesivamente a la zona del difusor, ya que, mediante una reducción localizada del tamaño de poro, es posible disminuir la velocidad de propagación del frente en dicha región, reduciendo así el riesgo de que este alcance el punto de inyección y se produzca el fenómeno de flashback.

3.6.2. Unidireccionales de segunda etapa

Cuando la mezcla llega al frente de combustión, no todo el combustible alcanza a reaccionar. Esto se debe principalmente a la complejidad geométrica que presenta la estructura porosa en esa zona, lo que puede generar sectores donde no hay suficiente oxígeno disponible o donde el tiempo de contacto entre las especies es demasiado corto para completar la reacción. Para solucionar este problema, se incorpora una segunda abertura en el reactor por donde se inyecta una corriente adicional de aire, conocida como aire secundario[18], cuyo objetivo es entregarle al combustible que quedó sin reaccionar otra oportunidad para combustionar. Producto de esta segunda inyección, se forma teóricamente un nuevo frente de combustión, ubicado más adelante del primero, dando lugar a lo que se conoce como reactor de dos etapas.

La idea detrás de este diseño es reducir las emisiones de combustible no quemado, ya que al existir una segunda zona de reacción, las partículas que no lograron combustionar en la primera etapa tienen una nueva posibilidad de hacerlo. Así, este sistema permite aprovechar mejor el combustible y disminuir la cantidad de contaminantes que finalmente se liberan en los gases de escape.

3.6.3. Divergente/Convergentes

Este tipo de quemadores puede considerarse un subgrupo dentro de los reactores unidireccionales. A diferencia de los reactores de sección transversal constante, en este caso el diámetro del reactor varía de forma progresiva a lo largo de su longitud, ya sea reduciéndose (configuración convergente) o aumentando (configuración divergente[19]) en la dirección del flujo.

El hecho de cambiar gradualmente el diámetro genera una transición más suave en propieda-

des como la velocidad del flujo y la transferencia de calor, las cuales dependen directamente del área transversal disponible para el paso del flujo. En una configuración convergente, por ejemplo, la reducción del diámetro provoca un aumento progresivo de la velocidad de filtración a medida que la mezcla avanza hacia la zona de reacción, lo que puede favorecer la estabilización del frente en una posición determinada y ayudar a contrarrestar su tendencia a desplazarse hacia el difusor. De manera inversa, una configuración divergente permite reducir la velocidad del flujo aguas abajo, favoreciendo un mayor tiempo de residencia de los gases de combustión y, con ello, una mejor recirculación térmica dentro del sistema. Esta capacidad de modular las condiciones locales de operación mediante la variación geométrica del reactor genera una de las principales ventajas de este tipo de configuraciones, ya que permite ampliar el rango de estabilidad del frente de llama sin necesidad de modificar directamente las propiedades del medio poroso ni las condiciones de alimentación de la mezcla

3.6.4. Quemadores reciprocantes

Uno de los problemas que presentan los quemadores unidireccionales es que, para alcanzar condiciones cercanas al blow off en uno de sus extremos, es necesario operar con mezclas muy pobres, lo que en ocasiones puede derivar en la extinción del frente debido a la baja potencia liberada por la reacción. Frente a esta limitación, surge la idea de desarrollar un quemador de dos etapas, cuyo funcionamiento parte de manera similar a un reactor unidireccional convencional: la ignición se produce en el escape, y el frente comienza a desplazarse hacia el extremo opuesto del reactor. La diferencia sustancial de esta configuración aparece una vez que el frente alcanza dicho extremo, momento en el cual se invierte el rol de las secciones del reactor[23]: el extremo que originalmente funcionaba como difusor pasa a operar como escape, mientras que el que antes cumplía la función de escape se convierte en el nuevo punto de inyección de la mezcla. De esta manera, es la propia velocidad del flujo la que “arrastra” al frente de combustión en la dirección contraria, obligándolo a recorrer nuevamente el reactor en sentido inverso. Este proceso de alternancia se repite de manera cíclica, teniendo como resultado que el frente de combustión se mantenga en un movimiento oscilatorio constante entre ambos extremos del reactor, en lugar de estabilizarse en una posición fija como ocurre en los quemadores unidireccionales convencionales.

El perfil de temperaturas en este tipo de reactores se caracteriza por mantener un máximo sostenido en la zona central. A diferencia de las demás configuraciones, donde la posición de mayor temperatura se va desplazando junto con el frente de llama, en este caso dicho máximo permanece prácticamente en el mismo lugar, gracias a que el frente va alternando su recorrido entre ambos extremos del reactor. Como resultado, se genera un perfil con una zona central de alta temperatura bastante estable, mientras que hacia los extremos —justo donde ocurre el cambio de dirección del flujo— la temperatura disminuye progresivamente. Esto le da al perfil una forma característica de meseta, con una región central plana y caídas simétricas hacia ambos lados del reactor.

Uno de los grandes desafíos de esta tecnología es el control del sistema, ya que si el cambio de válvulas no se realiza en el momento justo, el frente de llama puede alcanzar la zona de inyección antes de tiempo, generando flashback a lo largo de toda la línea de suministro. Por otro lado, si existe un desfase en la inyección de la mezcla durante este cambio, el frente puede quedarse sin el

aporte necesario de reactantes y terminar extinguiéndose.

3.7. Presión

En el presente estudio se decidió incorporar el análisis de presión, considerando que el reactor en cuestión presenta una mayor longitud respecto a los evaluados previamente. Esta condición geométrica puede incidir directamente en el comportamiento del flujo, principalmente a través de las pérdidas de carga generadas a lo largo del sistema. Dichas pérdidas se originan tanto por la fricción propia de la tubería como, de manera más significativa, por la resistencia que impone el medio poroso al paso del fluido. Por esta razón, se consideró necesario incluir este análisis, con el fin de caracterizar de forma más completa el comportamiento hidráulico del reactor.

Para abordar este análisis, existen dos ecuaciones principales en las que es posible apoyarse. La primera corresponde a la ecuación de Ergun, ampliamente utilizada en ingeniería de procesos, la cual permite calcular la caída de presión que experimenta un fluido al atravesar un lecho empacado o poroso. Esta ecuación resulta especialmente útil porque considera tanto los efectos viscosos como los efectos inerciales del flujo, lo que la hace aplicable a un amplio rango de condiciones, desde regímenes laminares hasta turbulentos.

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{150 \mu (1 - \varepsilon)^2}{\varepsilon^3 d_p^2} u + \frac{1,75 \rho (1 - \varepsilon)}{\varepsilon^3 d_p} u^2 [36] \quad (3.18)$$

Donde:

- $\Delta P/L$: caída de presión por unidad de longitud [Pa/m]
- μ : viscosidad dinámica del fluido [Pa·s]
- ρ : densidad del fluido [kg/m³]
- u : velocidad superficial (velocidad del flujo sin el medio poroso)
- ε : porosidad del lecho (fracción de vacío, adimensional, entre 0 y 1)
- d_p : diámetro equivalente de partícula [m]

La segunda ecuación corresponde a la Ley de Darcy, expresada en esta ocasión en términos de la presión. A diferencia de la ecuación de Ergun, la cual abarca cualquier tipo de régimen de flujo, la Ley de Darcy es válida exclusivamente para flujo laminar.

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{\mu}{k} u \quad (3.19)$$

Con:

- k : conductividad térmica del aire [W/(m · K)]

3.8. Normativa para emisiones

En este trabajo también se abordan los límites de emisiones, ya que, como se introdujo anteriormente, el enfoque de este proyecto es desarrollar y optimizar equipos de combustión que permitan

mejorar las condiciones actuales de los sistemas utilizados hoy en la industria. En este contexto, resulta fundamental realizar un seguimiento riguroso del comportamiento de las emisiones de gases generadas durante el proceso de combustión, evaluando cómo distintas condiciones de operación —como la relación aire-combustible, la temperatura de combustión o el diseño del quemador— inciden en la cantidad y composición de los contaminantes emitidos.

Particularmente, este estudio se centra en los gases de monóxido de carbono (CO) y óxidos de nitrógeno (NO_x), por ser los principales contaminantes asociados a la combustión de gas natural y por su relevancia tanto ambiental como normativa. El CO es un indicador directo de la eficiencia de la combustión, ya que su presencia refleja una oxidación incompleta del combustible, mientras que el NO_x se genera principalmente por las altas temperaturas alcanzadas durante el proceso y está estrechamente relacionado con el diseño y la operación del sistema de combustión. Por esta razón, ambos gases serán los principales parámetros a estudiar y monitorear a lo largo de este trabajo, con el objetivo de evaluar si el equipo propuesto logra reducir sus niveles de emisión en comparación con las tecnologías actualmente empleadas.

Para sustentar este análisis, se utilizará información recopilada a partir de normativas tanto nacionales como internacionales, lo que permitirá establecer un marco de referencia sólido para comparar los resultados obtenidos con los estándares vigentes. La revisión de la normativa chilena, complementada con estándares internacionales de mayor desarrollo en esta materia —como los de la Unión Europea—, permitirá contextualizar los valores obtenidos experimentalmente y evaluar si el equipo desarrollado se aproxima o cumple con los niveles de emisión exigidos o recomendados a nivel internacional, aportando así una base técnica y normativa para las conclusiones del proyecto.

3.8.1. Normativa Chilena D.S. N°13/2011

En la actualidad, no existe en Chile una normativa de emisión aplicable a equipos de calderas o quemadores de potencia inferior a 10 kW, debido a que este rango de potencia se considera demasiado bajo desde una perspectiva industrial y, por lo tanto, insuficiente para justificar una regulación específica en términos de impacto ambiental agregado. Esta situación se explica principalmente porque la normativa chilena de emisiones ha sido diseñada históricamente con foco en las grandes fuentes emisoras, es decir, aquellas instalaciones cuya contribución individual a la contaminación atmosférica es significativa a escala nacional o regional. En consecuencia, el rango de potencia más cercano contemplado por la normativa corresponde a unidades de generación con una potencia térmica igual o superior a 50 MW, quedando fuera de todo marco regulatorio los equipos de menor escala, como calderas domésticas, calefactores o quemadores de uso residencial y comercial de baja potencia.

Dentro de este marco normativo orientado a grandes fuentes, la regulación pone especial énfasis en el control de dos contaminantes principales: el dióxido de azufre (SO₂) y los óxidos de nitrógeno (NO_x). De estos dos, el segundo resulta de particular interés para los fines de este trabajo, dado que su formación está directamente vinculada a las condiciones de combustión más que a la composición del combustible, lo que lo convierte en un indicador especialmente sensible a cambios en la configuración de los ensayos. Según lo establecido en la normativa [24], el límite de

emisión de NO_x para fuentes que utilizan combustibles gaseosos corresponde a $50 \text{ mg}/Nm^3$, valor referido a una concentración de oxígeno de referencia del 3 % en los gases de combustión, lo que permite normalizar las mediciones y hacerlas comparables entre distintos equipos y condiciones de operación, independientemente del exceso de aire particular con que cada sistema esté funcionando al momento de la medición. Si bien este límite fue concebido originalmente para instalaciones de gran escala, se utilizará en este trabajo como referencia comparativa para evaluar el desempeño ambiental del equipo desarrollado, en ausencia de un estándar específico para equipos de baja potencia; de esta forma, aunque el prototipo estudiado no está sujeto a fiscalización bajo esta normativa, contrastar sus emisiones de NO_x con el valor de $50 \text{ mg}/Nm^3$ permite dimensionar su desempeño respecto de exigencias a nivel industrial.

3.9. Norma de Emisión para Calderas MMA

Como se expuso anteriormente, a nivel nacional no existe todavía una política de emisiones específica para el monóxido de carbono (CO) que regule a los equipos de baja potencia, por lo que actualmente solo es posible recurrir a las referencias internacionales para contextualizar los resultados obtenidos. Sin embargo, desde el año 2013 el Ministerio del Medio Ambiente ha venido desarrollando un proceso normativo orientado a establecer una Norma de Emisión para Calderas, cuyo objetivo es esclarecer y actualizar estos límites de manera que la regulación se ajuste de mejor forma a la realidad nacional. Este proceso ha considerado, entre otros aspectos, el nivel de desarrollo industrial del país, la cantidad de emisiones generadas anualmente por el parque de calderas existente, así como las particularidades climáticas y geográficas de las distintas zonas de Chile, factores que inciden directamente en la dispersión de contaminantes y, por lo tanto, en la definición de límites de emisión adecuados para cada contexto.

Cabe destacar que esta normativa ha atravesado un largo proceso de discusión técnica, que incluyó un proyecto definitivo presentado en 2018 y, posteriormente, una actualización de sus antecedentes técnicos realizada durante 2024 con el fin de revisar la vigencia de los valores propuestos originalmente. A la fecha, la norma continúa en etapa de desarrollo y tramitación, por lo que aún no se encuentra vigente; se estima que su entrada en vigor podría concretarse hacia finales del año 2026, una vez concluidas las etapas de consulta pública y aprobación por parte del Consejo de Ministros para la sustentabilidad. Debido a este carácter transitorio, y a que sus valores propuestos están orientados principalmente a equipos de mayor escala, en el presente trabajo esta normativa se utilizará también como marco referencial, permitiendo dimensionar los resultados obtenidos en un contexto más amplio y anticipar, en cierta medida, hacia dónde se orienta la regulación nacional en esta materia.

Tabla 3.1: Límites máximos de emisión para calderas nuevas que utilizan combustible gaseoso.

Potencia térmica (MWt)	CO (mg/m ³ _N)	NO _x (mg/m ³ _N)
≥ 0,075 – < 0,300	N.A.	N.A.
≥ 0,300 – < 1	80	N.A.
≥ 1 – < 3	N.A.	100
≥ 3 – < 20	N.A.	100
≥ 20	N.A.	100

Los límites mínimos que se utilizarán para comparar las cantidades de gases residuales generados por el quemador en este proyecto corresponden a 80 mg/Nm³ para CO y 100 mg/Nm³ para NO_x, ambos valores considerados para calderas nuevas dentro del escenario más exigente propuesto por la normativa. Estos límites fueron adoptados como referencia principal debido a que representan los valores más recientes y actualizados disponibles al momento de desarrollar este trabajo, lo que permite realizar una comparación más ajustada al estado actual de la discusión normativa en el país.

No obstante, es importante mencionar que durante enero de 2026 se realizó una nueva actualización de los valores propuestos para las emisiones de NO_x. Esta actualización contempla una modificación al límite establecido para este contaminante, pasando de 100 a 200 mg/Nm³, lo que representa una flexibilización respecto del valor considerado inicialmente. Este cambio evidencia el carácter aún dinámico y en constante revisión de la normativa, por lo que, si bien se optó por mantener el valor de 100 mg/Nm³ como referencia comparativa en este trabajo, resulta relevante dejar constancia de esta actualización para futuras revisiones del análisis.

3.10. Normativa internacional

La Directiva (UE) 2015/2193[25], conocida como Directiva sobre Instalaciones de Combustión Medianas (MCPD), establece requisitos para controlar las emisiones atmosféricas de instalaciones de combustión con una potencia térmica nominal igual o superior a 1 MW y menor a 50 MW. En relación con las emisiones de NO y CO, la normativa busca reducir los contaminantes asociados a la combustión, diferenciando principalmente entre instalaciones nuevas y existentes, además del tipo de combustible utilizado.

Para las instalaciones que utilizan gas natural, el límite de emisión de NO es más restrictivo para las instalaciones nuevas. En instalaciones nuevas de entre 1 y 5 MW, así como en aquellas con potencia superior a 5 MW y menor a 50 MW, se establece un límite de 100 mg/Nm³ de NO, referido a un contenido de oxígeno del 3 %. En cambio, para las instalaciones existentes, el límite es de 250 mg/Nm³ para potencias entre 1 y 5 MW y de 200 mg/Nm³ para potencias superiores a 5 MW y menores a 50 MW.

Respecto del monóxido de carbono (CO), la Directiva 2015/2193 presenta una diferencia importante respecto de otras normativas de emisiones: no establece un valor límite de emisión de CO equivalente al establecido para NO_x en el Anexo II para estas instalaciones. En su lugar, contempla el monitoreo de las emisiones de CO como parte de los requisitos de seguimiento de la instalación. Por esta razón, al realizar una comparación normativa, el CO debe indicarse como un parámetro sujeto a monitoreo y no como un límite máximo de concentración comparable directamente con el límite de NO.

En términos generales, la Directiva establece un criterio de mayor exigencia para las instalaciones nuevas, particularmente en el caso del NO. Para una caldera o instalación que utilice gas natural, el valor de 100 mg/Nm³ de NO constituye el principal parámetro de referencia de la normativa europea para instalaciones nuevas dentro del rango de 1 a 50 MW. Este valor resulta especialmente relevante para la comparación con el proyecto normativo chileno, que también contempla un límite de 100 mg/m³N de NO para gas en determinados rangos de potencia.

3.11. Correcciones para valores de emisiones

Tal como señala Hernández en su estudio[11], resulta inviable realizar una comparación directa entre los límites establecidos por las distintas normativas, dada la notable heterogeneidad en las potencias de los equipos evaluados. Debido a esta disparidad, se vuelve imprescindible aplicar una corrección técnica en función de la concentración registrada en las mediciones, garantizando así un marco analítico homogéneo y un estándar de evaluación equitativo.

$$C_{\text{ref}} = C_{\text{med}} \times \frac{21 - O_{2,\text{ref}}}{21 - O_{2,\text{med}}} \quad (3.20)$$

La variable $O_{2,\text{ref}}$ representa el porcentaje de oxígeno de referencia en la mezcla, estandarizado al 3% conforme a las exigencias de las normativas vigentes. Por su parte, $O_{2,\text{med}}$ corresponde a la concentración de oxígeno registrada durante la medición. Esta relación matemática permite normalizar los datos experimentales, llevando las concentraciones obtenidas a una escala equivalente y comparable con los límites de emisión regulatorios.

4 Propuesta quemador toroidal tipo O

Como se expuso en la sección anterior, uno de los reactores con mayor potencial dentro de las configuraciones estudiadas es el reciprocante, ya que permite obtener perfiles de temperatura más estables y no requiere de cambios bruscos en las concentraciones de la mezcla para mantener su operación. Sin embargo, los prototipos experimentales desarrollados hasta ahora presentan aún desafíos importantes en cuanto a su control y estabilidad de funcionamiento. Es precisamente en este contexto que, a través del proyecto Fondecyt de Exploración 13240110, se busca abordar estas problemáticas y aportar soluciones concretas que permitan seguir desarrollando esta tecnología.

El plan de este proyecto es fabricar un reactor que continuamente cambie de escape e inyección, el primer esquema que se realizó fue el que se presenta en la figura 4.1.

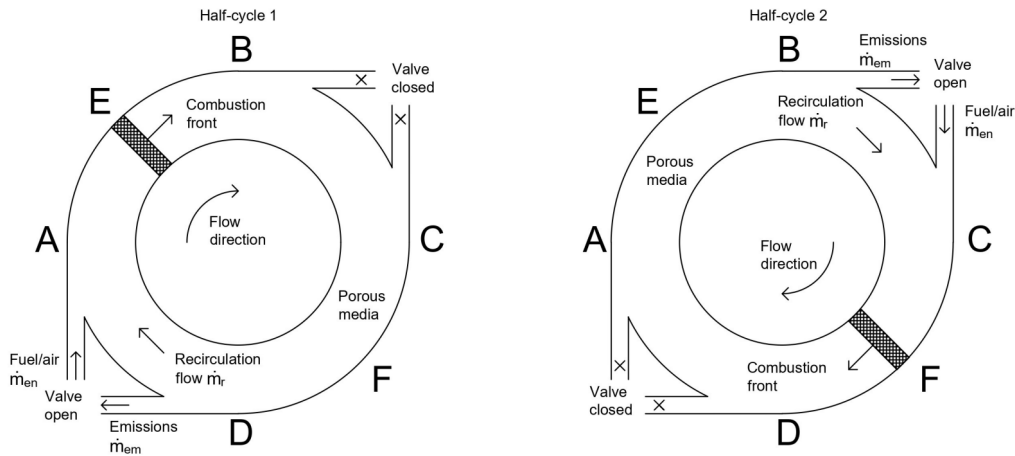


Figura 4.1: Esquema de funcionamiento para quemador reciprocante circular

Como se observa en la imagen, en este caso el reactor no es recto sino circular, con las entradas y salidas ubicadas de forma casi tangencial a la curvatura del anillo. La mezcla entra inicialmente por el punto A, donde además hay una fuente de energía que entrega la temperatura necesaria para iniciar la combustión. Una vez que se forma el frente de llama, este comienza a viajar aguas abajo, en la dirección del flujo, pasando por B y E, mientras que los gases de combustión salen por la válvula D.

Cuando el frente llega hasta C, se cierran al mismo tiempo las válvulas de A y D, y es ahora C la que pasa a inyectar la mezcla, para que el frente no se quede sin suministro y se extinga. De la

misma forma, B pasa a ser la nueva salida de los gases. Con esto se completa un primer semiciclo, y el mismo proceso se repite luego en sentido contrario para dar paso al segundo semiciclo. La idea final es que este ciclo se pueda repetir varias veces, manteniendo al frente en un movimiento constante dentro del reactor circular.

Paralelamente, también se planteó la posibilidad de replicar este mismo principio de funcionamiento pero utilizando una geometría rectangular en lugar de circular. Sin embargo, esta alternativa se descartó por el momento, ya que las esquinas propias de una configuración rectangular tienden a generar zonas de mayor presión y una mayor recirculación del flujo, lo que podría afectar negativamente la estabilidad del frente de combustión, sobretodo al trabajar a mezclas pobres y con gran caudal. Por esta razón, para avanzar hacia la etapa experimental se optó finalmente por la geometría circular, la cual permite una transición mucho más suave del flujo de la mezcla a lo largo del reactor, evitando las discontinuidades geométricas asociadas a los cambios bruscos de dirección.

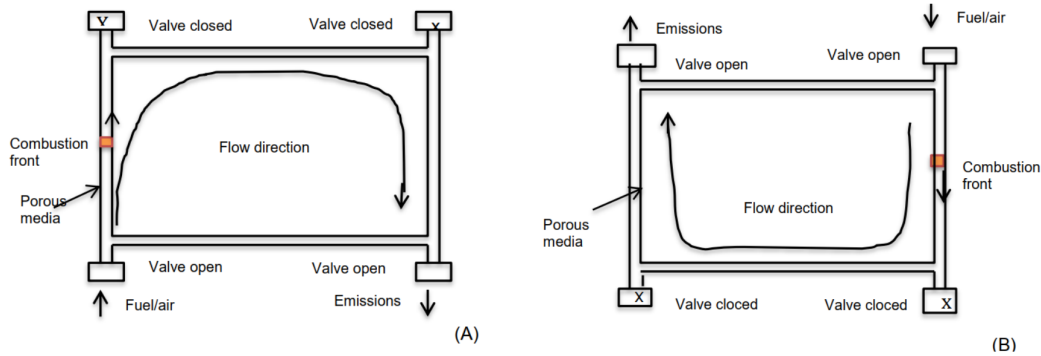


Figura 4.2: Diseño alternativo para reactor recíprocante

4.0.1. Reactor tipo codo

Si bien se estableció como objetivo del proyecto el desarrollo de un prototipo funcional con geometría de circunferencia completa, resulta necesario primeramente, estudiar el comportamiento y las características que adopta el frente de combustión bajo esta nueva configuración geométrica, antes de avanzar hacia su implementación completa. Es precisamente en este contexto donde se enmarca la investigación realizada por [12].

Alfaro fabrica un reactor de acero con un aislante interno de espuma cerámica. Cabe destacar que este primer diseño no corresponde a una circunferencia perfecta, sino que fue construido mediante la soldadura de varios tramos de tubo recto dispuestos en forma de polígono, lo que en términos prácticos permite obtener una aproximación razonable a la geometría circular para efectos de cálculo. La primera interrogante que se busca responder en esta investigación tiene relación con la forma en que se desplaza el frente de combustión a lo largo de esta nueva geometría, planteándose dos posibles escenarios: que el frente se propague siempre en línea recta, independientemente de la curvatura del reactor, o bien que su desplazamiento se ajuste progresivamente siguiendo la orientación del área transversal en cada sección del tubo.

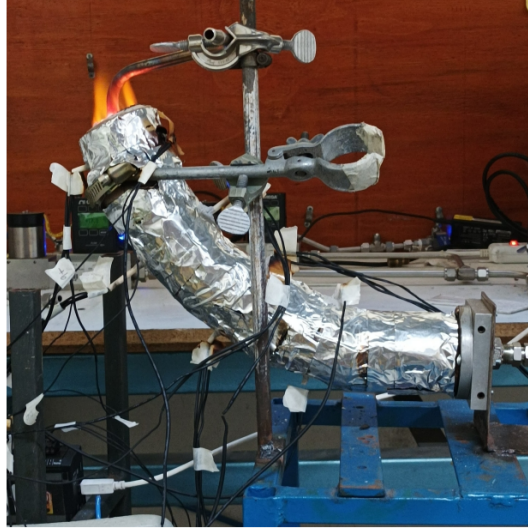


Figura 4.3: Quemador tipo codo instalado y encendido

Otra de las incógnitas planteadas en la investigación tiene relación con los parámetros operacionales del reactor. Si bien se sabe, a partir de estudios previos en configuraciones convencionales, que para valores de razón de equivalencia cercanos a 1 el frente de combustión tiende en la mayoría de los casos a desplazarse aguas arriba, para esta nueva geometría circular aún se desconoce cuál es el rango de operación que permite obtener un frente estable desplazándose en sentido contrario, es decir, aguas abajo.

En cuanto a la metodología empleada, se controlaron como variables de entrada la velocidad de filtración y la razón de equivalencia, esta última ajustada mediante la concentración de combustible presente en la mezcla. Como variables de salida, se registraron la composición de los gases de emisión y la temperatura al interior del reactor, esta última obtenida a través de un conjunto de termocuplas tipo K y S, dispuestas a lo largo del sistema.

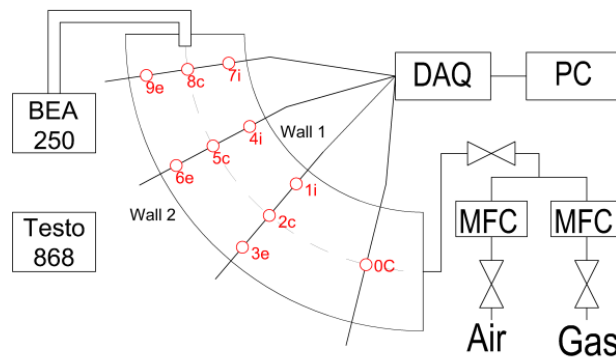


Figura 4.4: Diagrama de funcionamiento quemador tipo codo

En cuanto a la distribución de temperaturas alcanzadas por el reactor, se destacan dos configuraciones en particular: la primera, correspondiente a una velocidad de filtración de 0,8 m/s y un

de 0,35, y la segunda, con una velocidad de 1,5 m/s y un ϕ de 0,25. En ambos casos se registraron las temperaturas más altas dentro de todo el rango explorado. Asimismo, dentro del trabajo se demostró que es posible operar el reactor con razones de equivalencia considerablemente bajas, siendo 0,2 el límite inferior explorado por Alfaro dentro de un funcionamiento estable[12].

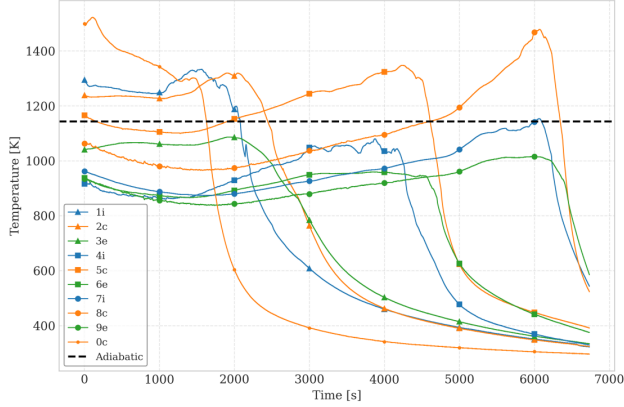


Figura 4.5: Temperaturas para $u = 0.8$ [m/s] y $\phi = 0.35$.

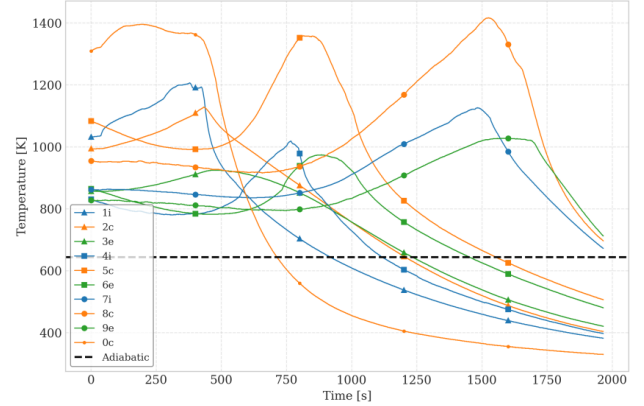


Figura 4.6: Temperaturas para $u = 1$ [m/s] y $\phi = 0.2$

Por otra parte, también se estudió la velocidad de desplazamiento del frente de combustión, observándose que, en términos generales, esta tiende a aumentar a medida que se incrementa la velocidad de filtración. No obstante, se identificaron algunos casos excepcionales en los que este comportamiento no se cumplió de manera estricta, lo que sugiere la existencia de otros factores que también influyen en la dinámica del frente dentro de esta geometría.

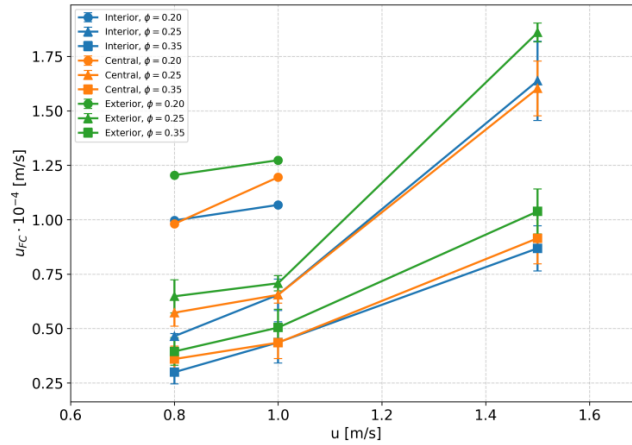


Figura 4.7: Velocidades del frente de combustión quemador tipo codo

En cuanto a las emisiones se detalla que son bajas, aun así destaca que en situaciones donde se realiza el cambio a mezcla ultra pobre el frente tiende a extinguirse a ciertos poros, generando que no reaccione toda la mezcla, elevando las emisiones momentáneamente.

4.0.2. Reactor tipo U

Una vez comprobadas las hipótesis planteadas para el reactor en codo, se avanzó hacia la siguiente etapa del proyecto, estudio llevado a cabo por Hernández[11]. Esta nueva etapa contempla la fabricación de un reactor con una geometría equivalente a media circunferencia, avanzando así de manera progresiva hacia la configuración circular completa planteada como objetivo final del proyecto. No obstante, en este caso se introdujo un cambio relevante en el diseño: en lugar de emplear acero como material de construcción, se optó por utilizar un tubo de cuarzo, con el propósito de poder observar de manera directa y visual el comportamiento del frente de combustión durante su desplazamiento a lo largo del reactor.

Si bien este cambio resulta muy útil desde el punto de vista experimental, ya que permite ver directamente cómo se comporta el frente, también trae ciertas desventajas que hay que tener en cuenta. Por un lado, el cuarzo pierde mucho más calor hacia el ambiente en comparación con el acero recubierto de espuma cerámica usado anteriormente. Por otro lado, el rango de temperatura que el cuarzo puede soportar sin romperse está bastante cerca de las temperaturas propias de la combustión, por lo que es importante tenerlo presente durante la operación del reactor, para evitar accidentes en caso de que el material llegue a fracturarse por las altas temperaturas..

Este trabajo emula las experiencias realizadas por Alfaro[12]es por esta razón que el diseño del reactor mantiene varias de las medidas, variando solo el diámetro de curvatura, dejando un círculo más pronunciado como se indica en el plano (4.8).

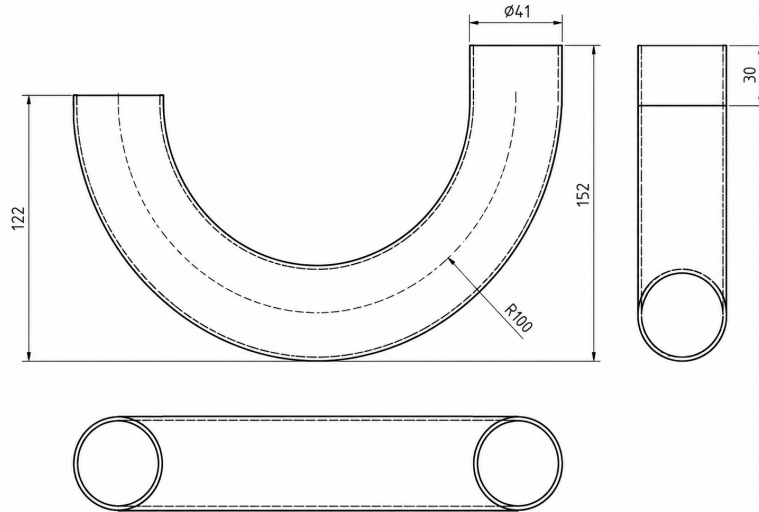


Figura 4.8: Plano de fabricación para reactor tipo U

Para encender el reactor se utilizó un a mezcla ligeramente pobre de ϕ igual a 0,95 para el cual se configuró un caudal de gas metano de 1.7 LPM, para el aire 17 LPM, con estos parámetros la velocidad de filtración es igual a 0,62.

Durante los ensayos se exploraron distintos valores de ϕ con el fin de caracterizar el comportamiento del frente en esta nueva configuración. En el caso del reactor sin aislante, los resultados

mostraron que, para mezclas pobres con ϕ igual a 0,4, en la mayoría de los casos se logró alcanzar un estado de blow off. Al reducir la mezcla a un ϕ de 0,35, en cambio, se produjo la extinción del frente, lo que permitió acotar el límite inferior de operación estable para esta configuración.

Posteriormente, al incorporar el aislante al reactor, se logró validar nuevamente que una razón de equivalencia de 0,4 corresponde a una condición mayormente estable para que el frente se desplace aguas abajo. Gracias a estos hallazgos, fue posible mapear un régimen de operación estable, dentro del cual el frente de combustión puede transicionar de manera controlada entre las condiciones de flashback y blow off, dependiendo de los parámetros de operación impuestos al sistema.

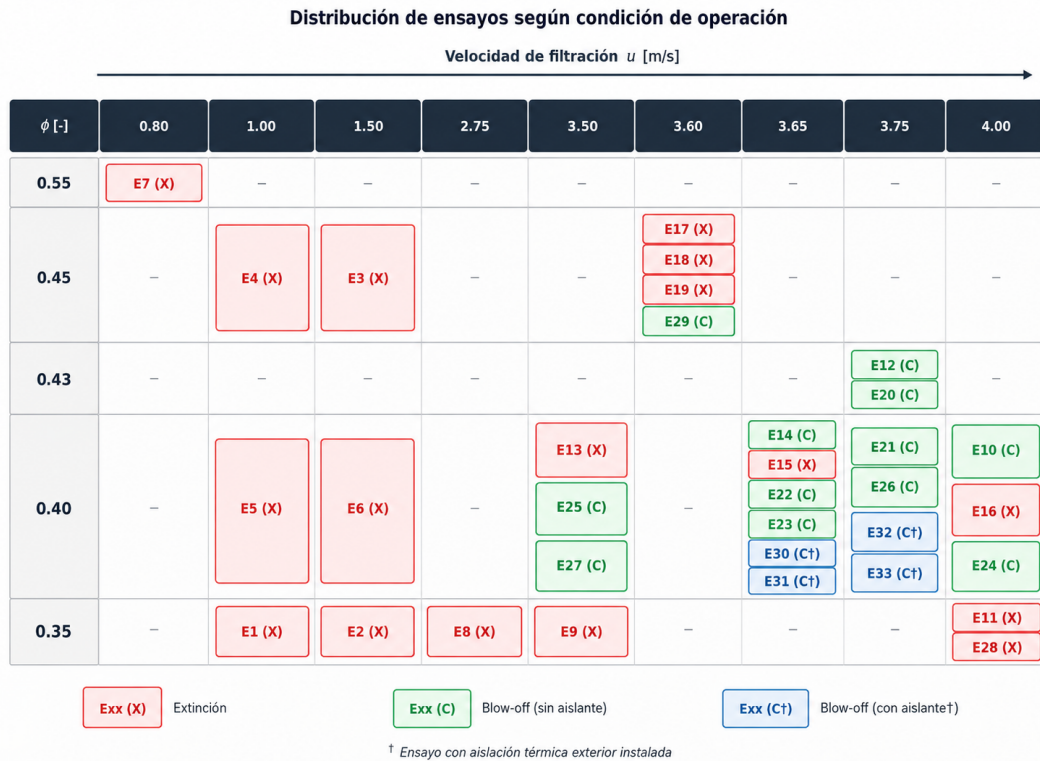


Figura 4.9: Distribución de ensayos en la zona funcional ($u \geq 3.50$ m/s). **X**: extinción; **C**: blow-off completo; **C†**: blow-off con aislación térmica exterior.

En cuanto a la temperatura, los valores registrados para este reactor resultaron ser menores a los obtenidos previamente en el reactor en codo. Sin embargo, es importante tener presente que la temperatura superficial del reactor difiere considerablemente de la temperatura interna captada por las termocuplas, por lo que esta comparación debe tomarse con cautela. Aun así, se logró alcanzar una temperatura máxima cercana a los 1000 °C, valor obtenido al operar el reactor con una velocidad de filtración de 1 m/s y una potencia de 1,47 kW.

5 Diseño experimental

Si bien ya se ha explorado y comprendido en cierta medida el comportamiento de los quemadores de medios porosos con geometría circular, todavía no es posible construir el reactor planteado como objetivo final del proyecto. Esto se debe principalmente a dos razones. La primera es que aún no se sabe con certeza si los parámetros de operación utilizados hasta ahora son suficientes para que el frente de combustión logre completar, al menos, un semiciclo dentro de la escala explorada en este proyecto. La segunda razón tiene que ver con el diseño del propio reactor, particularmente con el sistema de inyectores, ya que hasta el momento no se cuenta con un diseño funcional capaz de inyectar la mezcla sin interferir en la trayectoria del frente de combustión.

Este trabajo se enfocará principalmente en abordar la primera de estas interrogantes; no obstante, también se plantearán algunas alternativas de diseño orientadas a evaluar la factibilidad de construir a futuro un quemador de medio poroso de geometría circular continua.

5.1. Fabricación

En un primer momento se planteó reutilizar los tubos de cuarzo empleados durante el trabajo de Hernández[11]. Sin embargo, al revisar su estado, se observó que estos presentaban cierta opacidad producto de la acumulación de polvo de alúmina en su superficie interna, lo cual interfería con la visualización del frente de combustión a través de la cámara. Debido a esto, se optó por utilizar nuevos tubos de cuarzo, esta vez de un diámetro mayor, con el fin de asegurar una adecuada calidad visual durante los ensayos.

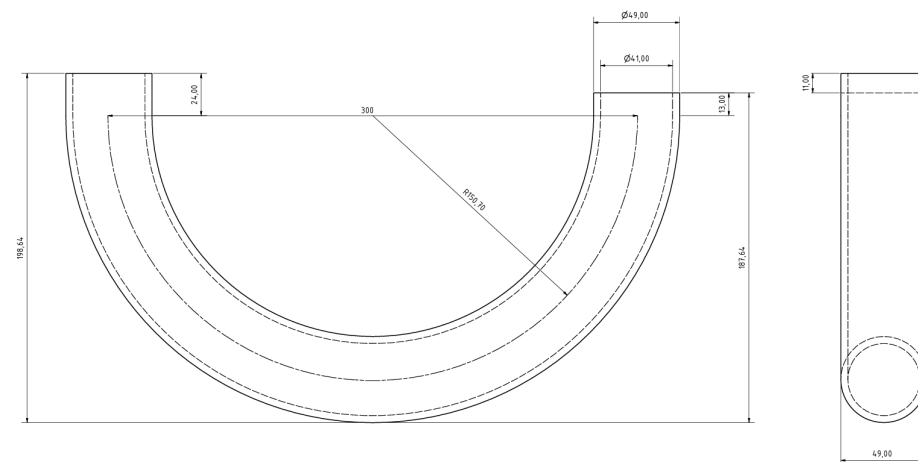


Figura 5.1: Plano para fabricación de tubos de cuarzo reactor tipo O

Para el montaje de la estructura, se optó en primer lugar por unir los dos tubos de cuarzo utilizando masilla refractaria, un material comúnmente empleado para el sellado de estufas y que, por sus propiedades, es capaz de soportar temperaturas de hasta 1500 °C. Una vez unidos ambos tubos, se procedió a colocar una malla metálica alrededor de la zona de unión, con el objetivo de reforzar el soporte estructural de dicha conexión, aplicando posteriormente una nueva capa de masilla sobre la malla para asegurar su fijación. Finalmente, fue necesario esperar un período de 24 horas para permitir el correcto secado de la masilla, antes de poder manipular el reactor con normalidad.

Una vez ensamblada la pieza, se procedió a incorporar el difusor y a realizar una perforación en uno de los tubos, con el fin de facilitar la introducción de las esferas de alúmina al interior del reactor. Esta modificación surgió como respuesta a un problema detectado previamente: al intentar llenar el reactor sin contar con dicha perforación, siempre quedaba una zona sin rellenar por esferas, debido a la dificultad de distribuir el material de manera uniforme a través de los extremos disponibles del tubo..

Con el reactor lleno de esferas de alúmina, se conectó el difusor a la línea de suministro de la premezcla aire-combustible, para finalmente instalar la estructura sobre los soportes destinados a sostener el reactor durante los ensayos.



Figura 5.2: Quemador tipo O instalado

5.2. Instrumentación

Para poder realizar un análisis profundo y comprender realmente lo que ocurre dentro del reactor durante cada ensayo, resulta de primera necesidad contar con el equipo experimental correcto. En este caso, se utilizaron controladores de flujo másico, encargados de regular con precisión el caudal de aire y combustible inyectado al sistema, permitiendo así fijar de manera controlada tanto la velocidad de filtración como la razón de equivalencia de cada ensayo. Para el seguimiento de la temperatura, se empleó una cámara termográfica, capaz de captar la distribución de temperatura a lo largo del reactor, lo que resulta especialmente útil para observar el movimiento del frente de combustión en tiempo real.

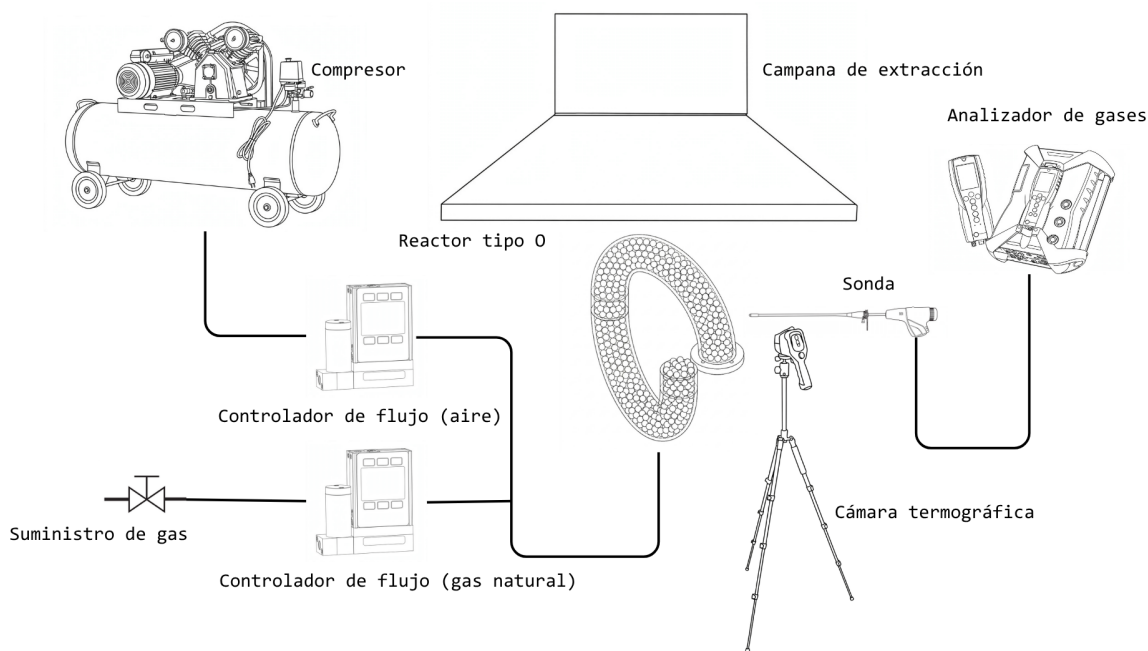


Figura 5.3: Representación conceptual de la instrumentación experimental

Adicionalmente, se contó con un analizador de gases, instrumento que permitió determinar la composición de las emisiones liberadas durante el proceso de combustión, entregando información clave sobre especies como el monóxido de carbono, el dióxido de carbono y el oxígeno remanente, entre otras. Por último, dado que este tipo de ensayos involucra la liberación de gases potencialmente nocivos para la salud, se trabajó bajo una campana de extracción, cuya función es evitar la acumulación de dichos gases en el ambiente de trabajo, garantizando así condiciones seguras durante la realización de los experimentos.

5.2.1. Controladores de flujo

Se emplearon dos controladores de flujo, uno destinado al suministro de aire y otro al de gas natural. Cabe señalar que, si bien la mayoría de los modelos disponibles en el mercado están configurados para trabajar en unidades de masa, en este caso particular se optó por trabajar en unidades de volumen, de modo que el indicador del controlador entrega la lectura directamente en LPM (litros por minuto).

Específicamente, se utilizaron controladores de la marca Aalborg[33], modelo DPC17, los cuales presentan un rango de operación de 0 a 20 SLM (litros estándar por minuto) y una precisión de $\pm(0.5\% \text{ lectura} + 0.2\% \text{ escala completa})$, características que permitieron regular con el nivel de exactitud necesario los caudales de aire y combustible suministrados durante los ensayos. $\pm(0.5\% \text{ Lectura} + 0.2\% \text{ Escala completa})$. Esta precisión resulta sumamente útil, ya que permite realizar ajustes finos en los caudales suministrados y observar con mayor claridad su efecto sobre el comportamiento de la combustión, aspecto especialmente relevante al momento de explorar variaciones acotadas en la razón de equivalencia o en la velocidad de filtración. Adicionalmente,

estos controladores cuentan con la posibilidad de operar con un amplio rango de tipos de gases, lo que otorga versatilidad al sistema experimental y permite su eventual uso en ensayos con distintos combustibles, más allá del gas natural utilizado en el presente estudio.

Para la línea de aire Omega modelo FMA-2611A[34] con un rango máximo de 250 SLM y una precisión $\pm (0.8 \% \text{ Lectura} + 0.2 \% \text{ Escala completa})$, como en esta ocasión el aire se configura a grandes caudales, no es necesario contar con una gran precisión.

Al momento de realizar los ensayos, antes de habilitar el paso de aire y gas natural, se establecían previamente los valores necesarios para fijar la razón de equivalencia y las demás variables de operación pertinentes a este trabajo.

Un aspecto relevante durante los ensayos fue el cambio de flujo realizado para hacer transicionar al frente desde una condición de desplazamiento aguas arriba hacia aguas abajo, ya que se observaron diferencias notorias entre el valor configurado en los controladores y el flujo efectivamente indicado en el lector. Debido a esto, en los casos en que el flujo mostrado por el lector resultaba menor al esperado, se optaba por aumentar el valor configurado, con el fin de compensar dicha diferencia y asegurar que el caudal real suministrado correspondiera al requerido para el ensayo. Por otra parte, un aspecto igualmente importante fue que este cambio de flujo debía realizarse de manera gradual, ya que al configurar una variación abrupta se corría el riesgo de provocar la extinción inminente del frente de combustión.

5.2.2. Cámara termográfica

Para el registro de las temperaturas, se utilizó una cámara termográfica modelo HIKMICRO G61H[30], la cual permite captar la radiación infrarroja emitida por una superficie y, a través de su software, procesar dicha información para representarla como una imagen térmica. Esta interfaz permite visualizar de manera gráfica la temperatura en cada uno de los puntos captados por la cámara, facilitando así el seguimiento de la distribución térmica a lo largo del reactor durante los distintos ensayos.

Tabla 5.1: Especificaciones técnicas de la cámara termográfica HIKMICRO G61H.

Característica	Especificación
Resolución infrarroja	640×480 píxeles
Sensibilidad térmica (NETD)	< 35 mK
Frecuencia de imagen	50 Hz
Rango de medición	-20°C a 2000°C
Precisión	Hasta $\pm 2^{\circ}\text{C}$ / $\pm 2\%$
Rango espectral	$7,5\text{--}14\ \mu\text{m}$
Detector	VOx
Distancia focal	25 mm
Número F	F1.0
Campo de visión (FOV)	$25^{\circ} \times 19^{\circ}$
Resolución espacial (IFOV)	0.68 mrad
Distancia mínima de enfoque	0.25 m
Enfoque	Automático y manual

El lente incorporado por defecto en la cámara permite captar temperaturas dentro de un rango de -20°C a 700°C , por lo que, fuera de este intervalo, la lectura entregada por el equipo no varía más allá de estos límites, saturándose en el valor máximo o mínimo. Dado que las temperaturas alcanzadas durante los ensayos de combustión suelen superar ampliamente este umbral, fue necesario incorporar un lente adicional, capaz de captar rangos de temperatura más elevados y así registrar de forma fiable el comportamiento térmico real del reactor.

Por otra parte, la cámara cuenta con un modo de grabación superpuesta, que permite registrar simultáneamente tanto la distribución de temperatura como la imagen visual convencional de la zona observada. Esta función resulta especialmente útil, ya que permite mantener un registro completo del comportamiento del frente de combustión, facilitando su posterior análisis al contar con ambas perspectivas térmica y visual en una misma grabación.

5.2.3. Analizador de gases testo

Para registrar los gases a la salida se utilizó el equipo Testo 350[31][32], especializado en el análisis de gases de combustión. Este equipo se divide en dos partes: una unidad de control, en la cual se monitorean los datos, y una sonda, encargada de tomar la muestra de los gases. En términos de capacidad de detección, el equipo permite instalar hasta seis sensores de gas de forma simultánea, registrando especies como oxígeno (O_2), monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO_2), óxidos de nitrógeno (NO y NO_2 , para determinar el NO_x real), dióxido de azufre (SO_2), sulfuro de hidrógeno (H_2S) e hidrocarburos no quemados (C_xH_y).

En cuanto a la precisión, el equipo presenta una incertidumbre instrumental típica de $\pm 5\%$ a $\pm 10\%$ de la lectura para la mayoría de sus sensores de gas ($\pm 0,8\%$ en el caso del O_2), a la que se suma un $\pm 2\%$ a $\pm 5\%$ adicional al activar la función de dilución. Asimismo, es necesario considerar un factor externo que puede afectar la medición: la campana de extracción, cuya succión de gases puede generar diferencias respecto a los valores reales.

Para este trabajo, el analizador resultó de utilidad principalmente en dos aspectos. Por un lado, permitió detectar en el instante grandes acumulaciones de gases, funcionando como una alerta para detener los ensayos en caso de que dicha acumulación fuera excesiva. Por otro lado, su función principal fue registrar los datos experimentales para su posterior análisis.

5.2.4. Campana

Para este tipo de experimentos, en los que se trabaja con gases potencialmente nocivos, resulta necesario contar con un sistema de extracción adecuado, cuyo propósito es evitar la acumulación de dichos gases en el ambiente de trabajo. Esta misma succión resulta además útil para el registro de datos a través del analizador de gases, ya que facilita la captación de una muestra representativa de los productos de combustión. No obstante, cabe destacar que, en algunas ocasiones, la velocidad de extracción disponible no resultó suficiente para evitar por completo la acumulación de gases dentro del recinto, lo que evidencia la necesidad de contar con un sistema de mayor capacidad para futuros ensayos de similares características.

5.3. Simulación computacional de soporte

Para sostener el quemador, y dada la buena utilidad que tuvo el soporte diseñado originalmente para el reactor tipo U, se decidió reutilizar el mismo sistema con ligeros cambios, en lugar de partir desde cero con un diseño completamente nuevo. Sin embargo, considerando que tanto el peso como la geometría del nuevo reactor cambiaron respecto a su predecesor, resultaba necesario realizar una nueva simulación estructural antes de dar por válida esta decisión, con el fin de determinar si el soporte actual era capaz de sostener adecuadamente esta nueva configuración, o si por el contrario era necesario adaptarlo o diseñar un sistema alternativo.

Para llevar a cabo esta simulación, en primer lugar se modeló el soporte, dotándolo de las propiedades correspondientes al acero estructural. En cuanto al quemador propiamente tal, se optó por representarlo como un círculo tubular sólido, sin distinguir la separación real entre el cuarzo y las esferas de alúmina que lo componen. Esta simplificación se tomó por varios motivos: en primer lugar, y de forma más evidente, la alúmina no está sometida a esfuerzos significativos, ya que corresponde a elementos independientes dentro del conjunto y no forma parte de la estructura que soporta la carga principal. En segundo lugar, es el cuarzo el que presenta propiedades de resistencia mecánica más débiles en comparación con la alúmina, por lo que resulta el elemento más crítico de analizar dentro del sistema. Por esta razón, se decidió asignarle al tubo completo las propiedades del cuarzo fundido, cuidando eso sí de respetar el peso conjunto real del sistema cuarzo-esferas, de manera que la simulación reflejara fielmente las condiciones de carga a las que estará sometido el soporte.

Para configurar la disposición de los soportes dentro del modelo, se fijó la superficie (C) correspondiente al sistema de soporte, y adicionalmente se fijó uno de los extremos del tubo. Esto último se debe a que dicho extremo está conectado al inyector, el cual a su vez se encuentra firmemente suje-

to al sistema de cañerías del montaje experimental. Esta configuración hace que, en la práctica, el inyector se comporte como un punto prácticamente empotrado, capaz de restringir el movimiento en esa zona del tubo. Una vez definidas estas condiciones de borde, se aplicó únicamente la fuerza correspondiente al peso propio del reactor, ya que dentro de las condiciones normales de operación no se espera que el sistema esté sometido a esfuerzos externos adicionales más allá de su propio peso.

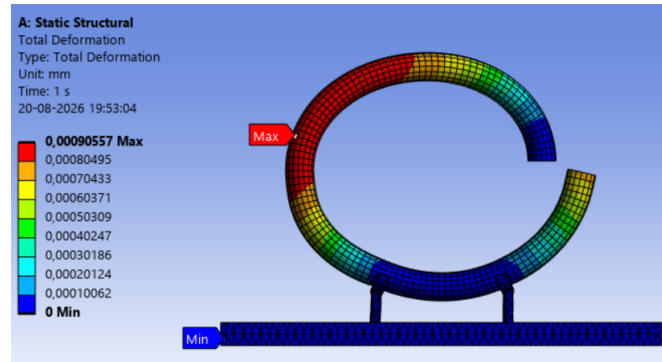


Figura 5.4: Solución de simulación para deformación total

Como se observa en los resultados obtenidos, la deformación máxima registrada es despreciable dentro de las condiciones de trabajo del soporte, lo que sugiere que el sistema mantiene una rigidez adecuada frente a la nueva configuración del reactor.

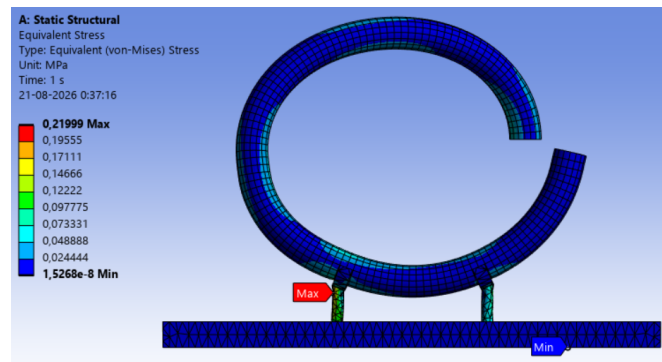


Figura 5.5: Solución de simulación para esfuerzos de von-Mises

Por otra parte, el esfuerzo máximo obtenido tampoco resulta significativo. De hecho, este valor se encuentra muy por debajo de la resistencia a la compresión que posee el cuarzo, la cual corresponde a 1,1 MPa, y también se mantiene ampliamente dentro del margen seguro respecto a la resistencia a la tracción de 50[MPa].

6 Plan experimental

Se plantea realizar ensayos con condiciones similares a las utilizadas en el trabajo de [11], el objetivo de esta experimentación es comprobar si para pasar a la siguiente etapa de un quemador en O completo, las condiciones estudiadas son viables.

Para llegar a esto primeramente se tomaron los parámetros donde los ensayos fueron exitosos, los cuales en la mayoría de casos respondía a una mezcla muy pobre cercana a una razón de equivalencia de 0,4, esta seleccion se presenta en la tabla 6.1.

Tabla 6.1: Resultados experimentales de los ensayos E20–E25 en reactor tipo U.

Ens.	ϕ	u [m/s]	$\dot{V}_{\text{gas}}$ [LPM]	$\dot{V}_{\text{air}}$ [LPM]	$\dot{Q}$ [kW]	Res.
E20	0.43	3.75	4.89	108.2	2.65	C
E21	0.40	3.75	4.56	108.5	2.47	C
E22	0.40	3.65	4.44	105.6	2.40	C
E23	0.40	3.65	4.44	105.6	2.40	C
E24	0.40	4.00	4.86	115.8	2.63	C
E25	0.40	3.50	4.26	101.3	2.31	C

6.1. Procedimiento experimental para los ensayos

Primeramente, al ingresar al laboratorio, se verificaba que la instalación experimental se encontrara en condiciones correctas de funcionamiento, comprobando que cada una de las conexiones estuviera debidamente sellada, con el fin de prevenir posibles fugas durante el desarrollo del ensayo. Una vez confirmado lo anterior, se procedía a configurar los controladores de flujo con los parámetros de inicio correspondientes a cada prueba.

$$\dot{V}_{\text{gas}} = 1,7 \text{ LPM}, \quad \dot{V}_{\text{air}} = 17 \text{ LPM}, \quad \phi \approx 0,95, \quad u \approx 0,62 \text{ m/s}$$

A continuación, se procedía a encender el compresor y, posteriormente, a abrir la válvula correspondiente para permitir el paso de aire hacia el sistema; una vez estabilizado el flujo de aire, se daba paso al gas natural accionando dos válvulas en secuencia. Prácticamente de inmediato, una vez que ambos flujos se encontraban y mezclaban al interior del reactor, se procedía a generar la chispa de ignición mediante un encendedor, dando inicio así al proceso de combustión.

En un primer momento, se observaban pequeñas llamaradas dispersas entre las esferas de alúmina, las cuales, tras algunos segundos, se unificaban dando lugar a una llama libre de mayor tamaño

y apariencia más uniforme. Tras mantener esta llama durante algunos minutos, la superficie del medio poroso alcanzaba una temperatura suficiente como para que la llama comenzara a confinarse en el interior del reactor, dando paso a la formación propiamente dicha del frente de combustión. Una vez formado el frente, se esperaba a que este avanzara una distancia considerable desde el escape antes de introducir la sonda del analizador de gases, ya que las elevadas temperaturas presentes en las zonas cercanas al frente podían dañar el equipo o alterar la calidad de la medición. Cuando el frente se encontraba a escasos milímetros de alcanzar el inyector, se procedía a cambiar los parámetros de operación para inducir el cambio hacia la condición de desplazamiento aguas abajo. Este cambio se realizaba siempre de forma progresiva, aumentando primero el flujo de aire y, a continuación, el de gas, con el fin de evitar variaciones bruscas que pudieran provocar la extinción del frente.

En los casos en que el frente retrocedía nuevamente hacia el escape, se esperaba a que este se aproximara lo suficiente a dicha zona antes de retirar la sonda del analizador de gases, para proteger el equipo de la exposición directa a las altas temperaturas. Finalmente, una vez que el frente regresaba hasta la posición establecida como punto de término del ensayo, se procedía a apagar la llama y a cerrar el paso de flujo desde los controladores, siguiendo un orden específico: primero se cerraban las válvulas de gas, luego se apagaba el compresor, y por último se cerraban las válvulas de aire. En cuanto a la campana de extracción, esta se mantenía en funcionamiento durante un tiempo adicional posterior al cierre del sistema, con el fin de asegurar la correcta extracción de los gases residuales y del combustible no reaccionado presente en el ambiente.

6.2. Registro y procesamiento de datos

Como se ha mencionado a lo largo de la metodología, para recolectar los datos durante los ensayos se usaron principalmente dos instrumentos: una cámara termográfica y un analizador de gases. Ambos equipos cumplieron un rol complementario dentro de los experimentos, ya que permitieron mirar el comportamiento del frente de combustión desde dos ángulos distintos: por un lado, cómo se comportaba la temperatura a lo largo del reactor, y por otro, qué estaba pasando químicamente con la reacción a través de la composición de los gases emitidos. Contar con ambas fuentes de información fue clave para poder relacionar lo que se observaba térmica y visualmente con lo que realmente ocurría en términos de calidad de la combustión y nivel de emisiones en cada condición estudiada.

Para el análisis de las temperaturas una vez finalizado el ensayo, la cámara se conectaba al computador para transferir los archivos generados durante la sesión, estos eran revisados utilizando el software correspondiente, en el cual se definían los puntos de interés más relevantes para el análisis: uno ubicado en el centro del reactor y dos adicionales en los extremos opuestos del mismo. Una vez establecidos dichos puntos, se realizaba un barrido a lo largo de toda la grabación, extrayendo la evolución temporal de la temperatura en cada una de estas posiciones. Finalmente, esta información era utilizada como base para el análisis matemático posterior, orientado a determinar el calor liberado por el frente de combustión durante su desplazamiento a través del reactor.

Para los gases el procedimiento es similar al anterior, situando el enfoque en la concentración de los principales gases a evaluar (CO , O_2 y NO_x).

7 Resultados y Análisis

A continuación se presenta todo lo pertinente a los resultados obtenidos a partir de las mediciones realizadas durante la etapa experimental. En esta sección se expondrán, en primer lugar, los efectos que tuvieron las distintas condiciones de operación sobre el comportamiento del frente de combustión, así como ciertas limitaciones observadas tanto en el diseño del reactor como en algunos de los equipos utilizados durante los ensayos. Asimismo, se realizará la caracterización del frente de combustión en función de las temperaturas registradas a lo largo de su trayectoria dentro del tubo de cuarzo, junto con el análisis de la cantidad de emisiones generadas y su comportamiento a lo largo del desarrollo de los ensayos, contrastando dichos valores con la normativa internacional vigente aplicable a este tipo de gases residuales.

De manera complementaria, se llevará a cabo un seguimiento de los cambios y ajustes realizados a lo largo del desarrollo del proyecto, abarcando desde las condiciones iniciales de encendido y puesta en marcha del reactor, hasta las modificaciones más significativas introducidas en la geometría del quemador, con el objetivo de entregar una visión integral del proceso experimental llevado a cabo.

7.1. Nuevas condiciones de encendido

Si bien en el plan experimental original se contempló utilizar las condiciones de operación para el encendido empleadas previamente por Hernández[11], durante los primeros ensayos se observó que, si bien la llama lograba encenderse sin inconvenientes, el tiempo necesario para que esta se confinara al interior del medio poroso resultaba excesivamente largo, llegando en varias ocasiones a extenderse hasta una o dos horas. Este hallazgo puede relacionarse a los ensayos detallados en el anexo, donde se reporta la existencia de una recirculación de gases no despreciable dentro del sistema; sin embargo, esta última observación debe considerarse con cautela, dado que el sistema de inyección utilizado en dichos ensayos difiere del empleado en el presente trabajo.

Por estas razones, se decidió modificar los parámetros iniciales de operación. El ajuste comenzó desde un punto de partida de 17 LPM de aire y 1,7 LPM de gas, incrementándose ambos caudales de manera progresiva mientras se mantenía constante la razón de equivalencia establecida. Tras este proceso de ajuste gradual, finalmente se logró determinar una condición de operación estable y adecuada para el desarrollo de los ensayos, correspondiente a 22 LPM de aire y 2,2 LPM de gas, bajo la cual el tiempo de espera necesario para lograr el confinamiento del frente se redujo considerablemente, situándose entre 10 y 15 minutos, tiempo asociado principalmente al calentamiento progresivo del medio poroso.

7.2. Geometría

El primer prototipo de quemador desarrollado en esta etapa fue construido utilizando tubos de cuarzo con un diámetro de curvatura considerablemente mayor al en los trabajos anteriores. Sin embargo, debido a una serie de limitaciones que se detallarán a continuación, fue necesario descartar esta configuración y optar por los mismos tubos utilizados previamente por Hernández. Con el fin de diferenciar claramente ambas configuraciones a lo largo del presente trabajo, se establecerá la siguiente nomenclatura: se denominará quemador fase 1 a la configuración construida con los tubos de mayor diámetro, mientras que quemador fase 2 hará referencia a la versión final, correspondiente a los tubos empleados por Hernández[11].

7.2.1. Quemador fase 1

Este prototipo se destaca principalmente por su tamaño, aspecto que, si bien resulta favorable desde el punto de vista de la escala del fenómeno a estudiar, terminó jugando en contra en términos del tiempo disponible para la realización de los ensayos. Esto se debe a que el horario de disponibilidad del laboratorio se encuentra limitado a un bloque de 9 horas, lapso que resultó insuficiente considerando el tiempo que tomaba el frente de combustión en recorrer este quemador de mayores dimensiones: solo alcanzar el segundo soporte le tomaba aproximadamente 5 horas. De hecho, en ninguno de los ensayos realizados se logró completar el recorrido total del frente hasta llegar cerca del inyector.

A esta limitación temporal se sumó un problema adicional, correspondiente a un espacio vacío dentro del reactor que no fue posible llenar por completo con esferas de alúmina, lo que introducía una discontinuidad no deseada en el medio poroso. Considerando ambos factores, se tomó la decisión de descartar este primer prototipo y avanzar hacia un quemador de menor tamaño, capaz de completar el trayecto del frente tanto aguas arriba como aguas abajo dentro del plazo disponible de 9 horas. Frente a este nuevo escenario, se optó por reutilizar los tubos previamente empleados en el trabajo del quemador tipo U, incorporando algunos ajustes menores respecto a su configuración original.

7.2.2. Quemador fase 2

Este segundo quemador presenta la misma configuración estructural que el quemador fase 1, diferenciándose principalmente por el tamaño de los tubos utilizados. En cuanto a su disposición sobre el soporte, esta debió adaptarse a la posición del inyector, la cual no pudo modificarse debido a limitaciones asociadas a la disponibilidad de conexiones para las tuberías de suministro. Asimismo, se incorporó una abertura en la zona superior del reactor, realizada por una broca con punta de diamante de 10 mm, con el objetivo de facilitar el ingreso de las esferas de alúmina y evitar así la formación de espacios vacíos dentro del medio poroso, problema que había afectado al prototipo anterior.

Con esta nueva disposición sí fue posible completar los ensayos dentro del horario disponible en el laboratorio, resultando en una configuración considerablemente más eficiente en términos de tiempo. A esto se sumó una mejora notoria en cuanto a la manipulación y manejo general del reactor, el cual fue mucho más sencillo de operar en comparación con el prototipo de mayor tamaño.



Figura 7.1: Quemador tipo O Fase 2 instalado

7.3. Resumen de los Ensayos

Como bien se detallaron previamente los parámetros considerados para lograr el cambio de aguas arriba a aguas abajo, en la práctica el proceso no resultó tan directo ni tan exitoso como se esperaba en un principio. Si bien en el papel las condiciones parecían adecuadas, la realidad experimental mostró que replicar un comportamiento exitoso de un reactor en otro no es algo automático, y que cada configuración trae consigo sus propias particularidades que terminan afectando el resultado final del ensayo.

Durante el primer ensayo realizado en el reactor fase 1, se optó por utilizar las mismas condiciones que en su momento habían resultado positivas para el reactor tipo U, es decir, un V_{air} de 101,23 LPM y un V_{gas} de 4,46 LPM. La lógica detrás de esta decisión era razonable: si dichas condiciones habían funcionado bien en una configuración previa, existía una expectativa fundada de que pudieran replicar un comportamiento similar en esta nueva geometría. Sin embargo, en este caso los resultados no fueron del todo positivos. Si bien el frente de combustión sí logró realizar el cambio hacia aguas abajo, comenzando a avanzar en dirección al escape tal como se esperaba, no logró completar todo el recorrido dentro del reactor, extinguiéndose de forma prematura en una etapa muy temprana de su trayectoria. A esto se le sumó un problema adicional de carácter más bien operativo: el compresor se vio sometido a una exigencia considerable para sostener estos caudales, lo que provocó que su funcionamiento se volviera más inestable a lo largo del ensayo, dificultando aún más el poder atribuir con certeza los resultados obtenidos únicamente a la diná-

mica de combustión, y no a fluctuaciones externas del sistema de alimentación. Fue justamente por esta razón que, de cara al siguiente ensayo, se optó por buscar parámetros que exigieran un menor caudal tanto de aire como de gas, buscando así aliviar la carga sobre el compresor y obtener condiciones de trabajo más estables y controlables.

Posteriormente, ya en la fase 2, se decidió probar con un nuevo set de condiciones, esta vez basadas en las utilizadas previamente por Alfaro[12], correspondientes a un V_{air} de 43,6 LPM y un V_{gas} de 1,6 LPM. Se esperaba que, al tratarse de caudales considerablemente más bajos que los utilizados en el ensayo anterior, esto permitiera aliviar la exigencia sobre el compresor y, de paso, favoreciera una transición más estable del frente hacia aguas abajo. Sin embargo, los resultados obtenidos fueron nuevamente poco alentadores: estos caudales, si bien más moderados, también terminaron produciendo una extinción prematura del frente, replicando en cierta medida el mismo problema observado en el ensayo anterior, aunque esta vez bajo condiciones de operación bastante distintas.

Frente a estos resultados, y ya al momento de incorporar aislación al sistema, se tomaron en cuenta todos los resultados anteriores respecto al caudal, decidiendo esta vez adoptar un enfoque más gradual y metódico. En lugar de saltar directamente a un set de condiciones fijo, se fueron probando progresivamente distintas combinaciones, buscando encontrar un punto intermedio donde el caudal no fuera tan bajo como para favorecer una extinción temprana, pero tampoco tan alto como para exigir en exceso al compresor y comprometer la estabilidad del ensayo. Tras este proceso de ajuste gradual, las condiciones que finalmente resultaron adecuadas fueron 92,1 LPM de aire y 3,62 LPM de gas, lo que corresponde a una razón de equivalencia ϕ de 0,39. De esta manera, y luego de varios intentos con resultados poco satisfactorios, se lograron establecer finalmente las nuevas condiciones de operación bajo las cuales se realizaría el cambio a aguas abajo para esta configuración con aislante.

Tabla 7.1: Condiciones para ensayos experimentales.

Ensayo	ϕ	u [m/s]	V_{air} [LPM]	V_{gas} [LPM]	$\dot{Q}$ [kW]
Fase 1	0,44	3,50	101,23	4,46	2,41
Fase 2	0,35	1,46	43,60	1,60	0,86
Con aislación					
Fase 2 E1	0,39	3,17	92,10	3,62	1,96
Fase 2 E2	0,35	3,10	90,00	3,27	1,77
Fase 2 E3	0,35	3,10	90,00	3,27	1,77

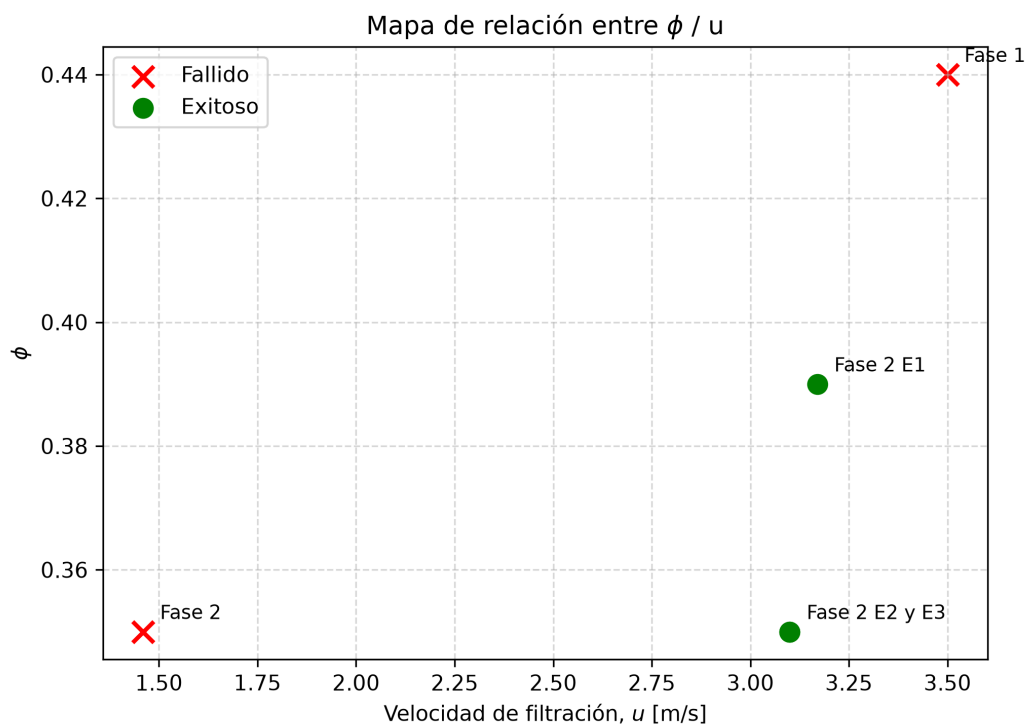


Figura 7.2: Resultados para ensayos en reactor tipo O

Para la figura 7.2 se consideran exitosos los casos en que el frente logró viajar aguas abajo en rango de tiempo considerable, puesto que por factores de diseño no fue posible producir completamente un blow off como es estimaba en un comienzo. Cabe mencionar que la máxima diferencia angular, entre el termino de la etapa aguas arriba y la de aguas abajo es de 215° .

7.4. Sobre la temperatura

Para quemadores de este tamaño resulta habitual encontrar temperaturas cercanas a los 1200°C en la zona de reacción. Sin embargo, se sabe, a partir de los trabajos previos, que al utilizar tubos de cuarzo como "muro" del frente de combustión, la temperatura registrada en la superficie cae de manera significativa hasta valores del orden de los 600 a 700°C , al menos en lo que respecta a la lectura obtenida mediante la cámara termográfica sobre la superficie externa de la estructura. Esta disminución se explica en gran parte por la escasa capacidad aislante del cuarzo en comparación con la combinación de acero y espuma cerámica utilizada en configuraciones anteriores, motivo por el cual, a partir de cierto punto del desarrollo experimental, se decidió incorporar este elemento aislante dentro de la configuración del quemador fase 2.

Para el caso del quemador fase 1, las temperaturas registradas se situaron dentro de un rango de 600 a 700°C , alcanzándose la temperatura máxima precisamente en la zona de unión entre ambos tubos de cuarzo, a aguas arriba la temperatura es estable, siendo al momento de realizar el cambio aguas abajo cuando esta comienza a caer drásticamente, representando la extinción del

frente de combustión,

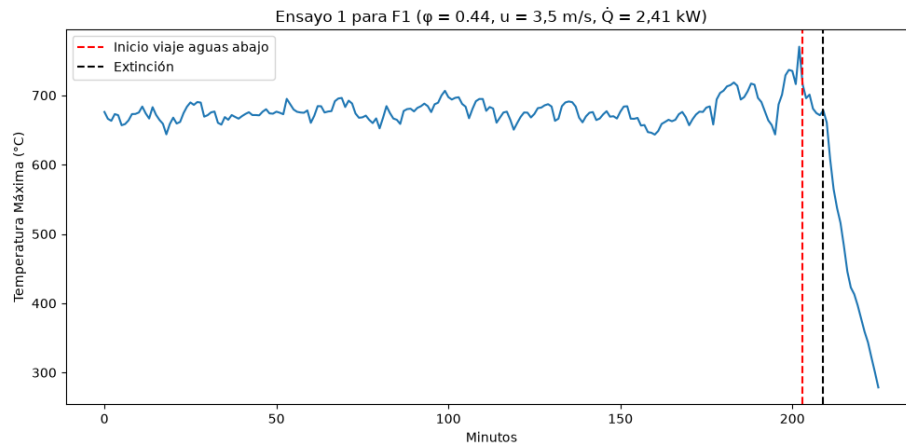


Figura 7.3: Gráfico de temperaturas máximas alcanzadas: Ensayo 1 Fase 1

Por otra parte, el quemador fase 2 presenta una tendencia similar a la observada en la fase 1, registrándose una temperatura promedio de 609 °C. Cabe señalar que, en este caso, no fue posible que el frente alcanzara la zona de unión entre los tubos, por lo que no se logró verificar si, al igual que en la configuración anterior, la temperatura experimenta un incremento adicional al llegar a dicho punto.

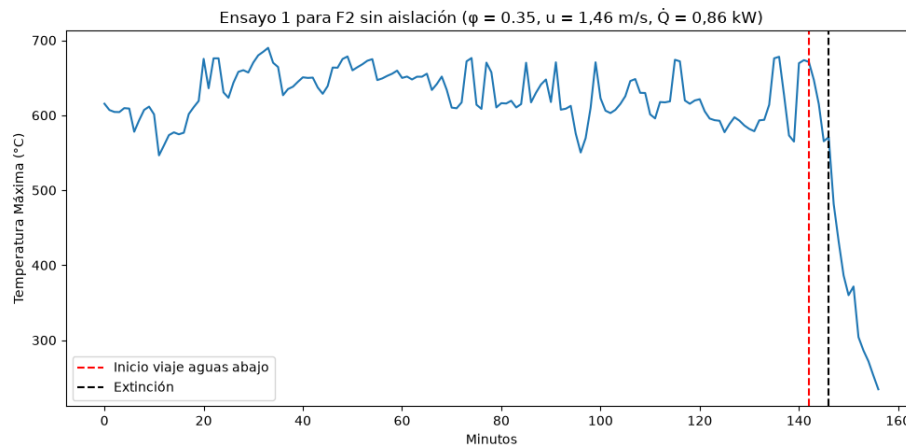


Figura 7.4: Gráfico de temperaturas máximas alcanzadas: Ensayo 1 Fase 2

Al incorporar aislante en el quemador fase 2, la temperatura registrada mostró un aumento considerable, pasando de valores cercanos a los 600 °C a rangos de 900 °C y, en algunos casos, hasta más de 1000 °C en la capa más superficial del reactor. Esto sugiere que la temperatura al interior del quemador es considerablemente mayor a la reflejada por esta medición superficial, evidenciando que el aislante cumple un rol fundamental en la conservación del calor dentro del sistema. Este incremento de temperatura trae consigo un aspecto importante a considerar: el riesgo asociado a operar el reactor bajo condiciones térmicas tan exigentes. Según lo informado por el fabricante de

los tubos de cuarzo, la temperatura máxima de operación recomendada para este material es de 1300 °C, por lo que resulta necesario monitorear cuidadosamente las condiciones de ensayo con el fin de evitar sobrepasar dicho límite y comprometer la integridad del reactor. El zona de aguas abajo en este caso en mayor que los dos ensayos anteriores, llegando a extenderse por 80 minutos antes de su extinción. También se destaca que la diferencia de temperatura entre aguas arriba y aguas abajo no presenta grandes cambios en la magnitud, aunque si se evidencia que la combustión aguas abajo es más consistente, teniendo una curva más estable. Se debe mencionar que la aislación si bien recubrió la mayoría del reactor, quedaron espacios en que se podía visualizar el cuarzo, el cual desprendía mayor calor al aislante, haciendo que aumente “artificialmente” los valores de las temperaturas máximas superficiales captadas por la cámara, es por esto que se cálculo el error relativo de las mediciones para conocer que tanto varían los valores.

$$\Delta x = t_{n-1,\gamma} \cdot s$$

Se utilizó un error para una muestra individual, donde s representa la desviación estándar y $t_{n-1,\gamma}$ el intervalo de tiempo encontrado por un modelo de t-Student de dos colas, para una confianza de $\gamma = 0,6$.

Tabla 7.2: Análisis estadístico del error de medición individual de temperatura ($\gamma = 0,6$)

Ensayo	n	$\bar{x}$ (°C)	s (°C)	$t_{n-1,\gamma}$	$\Delta x = t \cdot s$ (°C)	$\Delta x/\bar{x}$ (%)
E1A	208	787,1	176,9	0,843	149,2	18,9
E2A	264	770,2	190,5	0,843	160,6	20,9
E3A	189	832,1	264,8	0,844	223,4	26,9

Esta tabla presenta la probabilidad de que una medición al azar esté dentro de la brecha $\pm\Delta x$ en base a la media. Como se observa los valores no son para nada despreciables considerando que en los gráficos para los ensayos sin aislación, se observa que los datos no varían más de 100 grados en base a la media (≈ 600 °C)

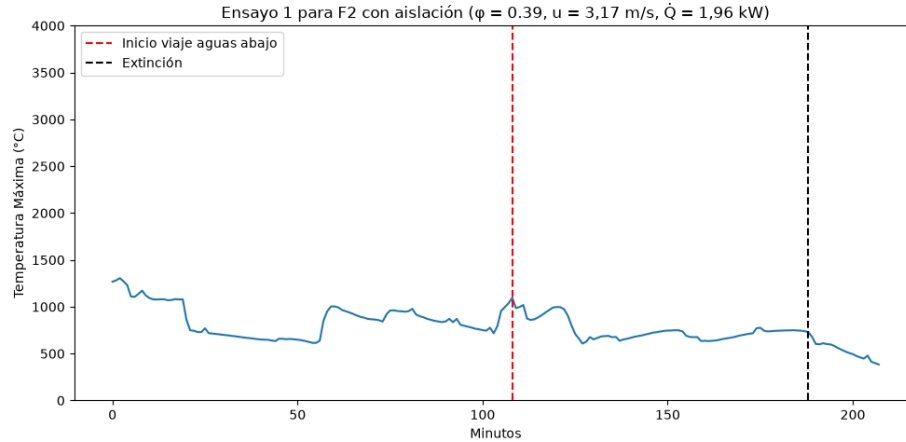


Figura 7.5: Gráfico de temperaturas máximas alcanzadas: Ensayo 1 Fase 2 con aislación

En el segundo ensayo con aislante se tuvo un comportamiento similar al primero, al operar en aguas arriba se observa una tendencia a oscilar entre temperaturas de 600 y 1000 °C. Al realizar

el cambio hacia aguas abajo el gráfico refleja un aumento progresivo de la temperatura, superando por poco los 1000 °C, este aumento se mantiene a lo largo de todo el recorrido aguas abajo. Ya para la extinción se observa que la temperatura cae drásticamente, para luego ya extinto el frente, disminuir por la transferencia de calor por convección hacia el ambiente.

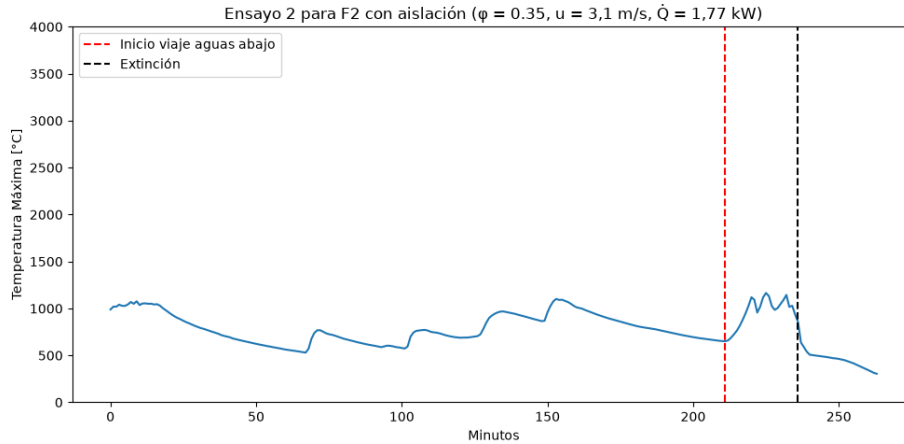


Figura 7.6: Gráfico de temperaturas máximas alcanzadas: Ensayo 2 Fase 2 con aislación

Para este ensayo se acentúa a un más la influencia de los espacios sin aislante, por lo que las variaciones de temperatura son más abruptas, sin embargo todavía es posible apreciar la tendencia de la curva en el gráfico, el frente también opera cerca de los 1000 °C. Un comportamiento preocupante ocurre entre los minutos 80 y 110, en los cuales se proyecta un aumento alarmante de 1500 °C, esta temperatura como ya se estableció anteriormente es peligrosa debido a la temperatura máxima de operación que alcanza el cuarzo(1300 °C), pese a esto al revisar los tubos posterior al ensayo no se registró ninguna anomalía. Al realizar el cambio aguas abajo, se presenta el mismo comportamiento que el ensayo anterior, la temperatura vuelve a subir, esta se mantiene y disminuye para cuando ocurre la extinción, alcanzando una forma de “monte”. Una vez ocurrida la extinción la temperatura baja hasta 400 °C y es donde se detiene la grabación.

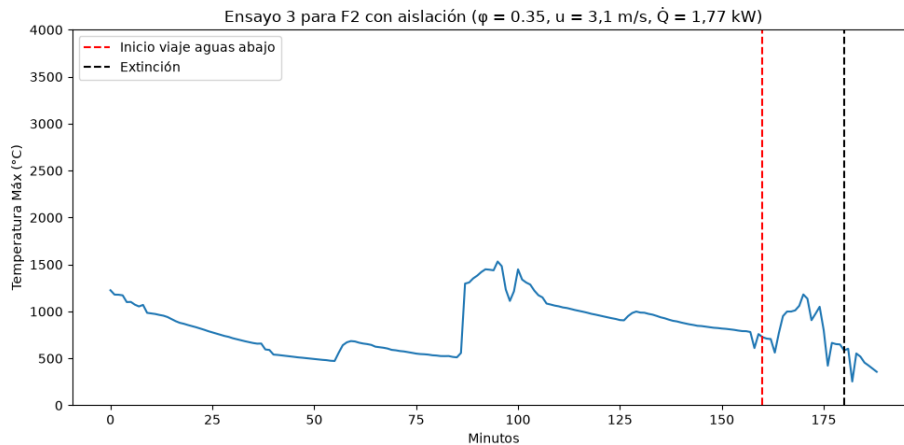
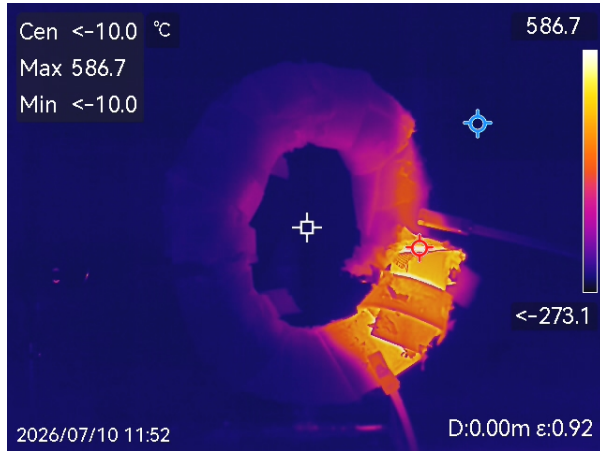
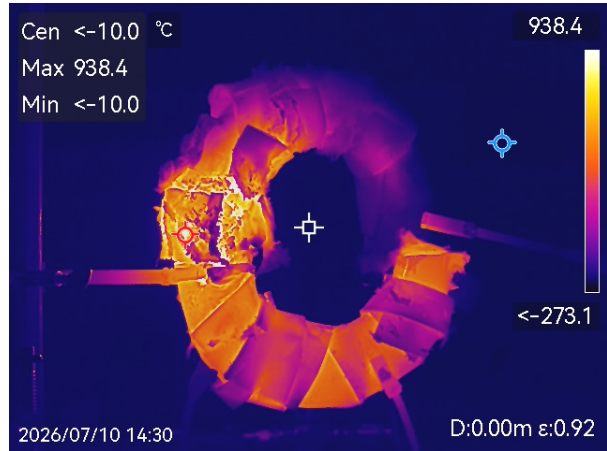


Figura 7.7: Gráfico de temperaturas máximas alcanzadas: Ensayo 3 Fase 2 con aislación

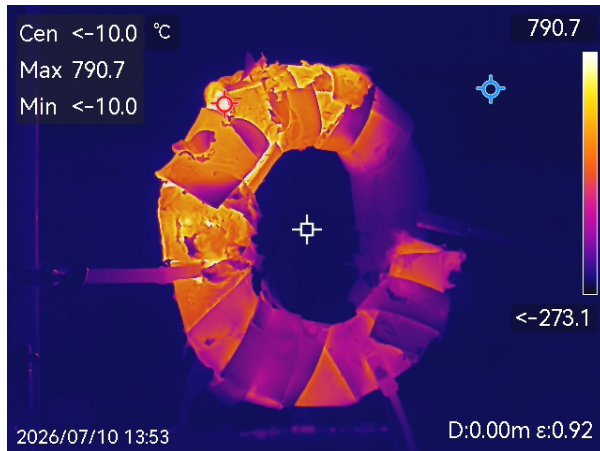
Este último ensayo, junto a los dos anteriores, demuestra que aguas abajo las temperaturas no solo se mantienen sino que aumentan. A continuación se detalla mediante imágenes térmicas, como la cámara registró las temperaturas máximas.



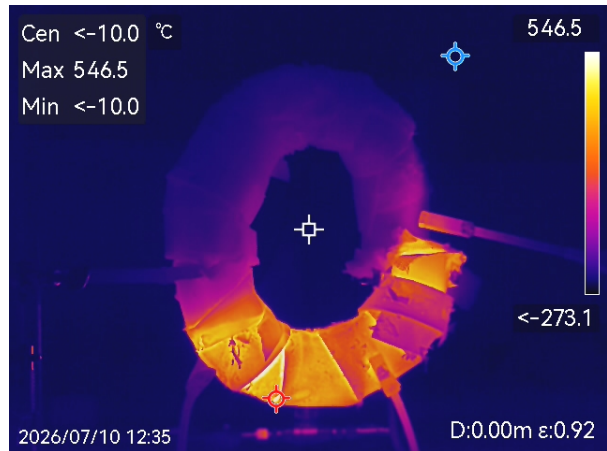
(a) Frente de combustión aguas arriba (60°)



(b) Frente de combustión aguas arriba (180°)



(c) Frente de combustión aguas arriba (270°)



(d) Frente de combustión aguas abajo (150°)

Figura 7.8: Puntos de temperatura máxima según posición del frente de combustión. Los ángulos se consideraron teniendo el escape como sistema de referencia a 0°, en sentido antihorario

Además se realizó una tabla resumen de las temperaturas promedio y máximas de cada ensayo, para establecer si durante el trayecto del frente, se presentó una temperatura de llama superadiabática.

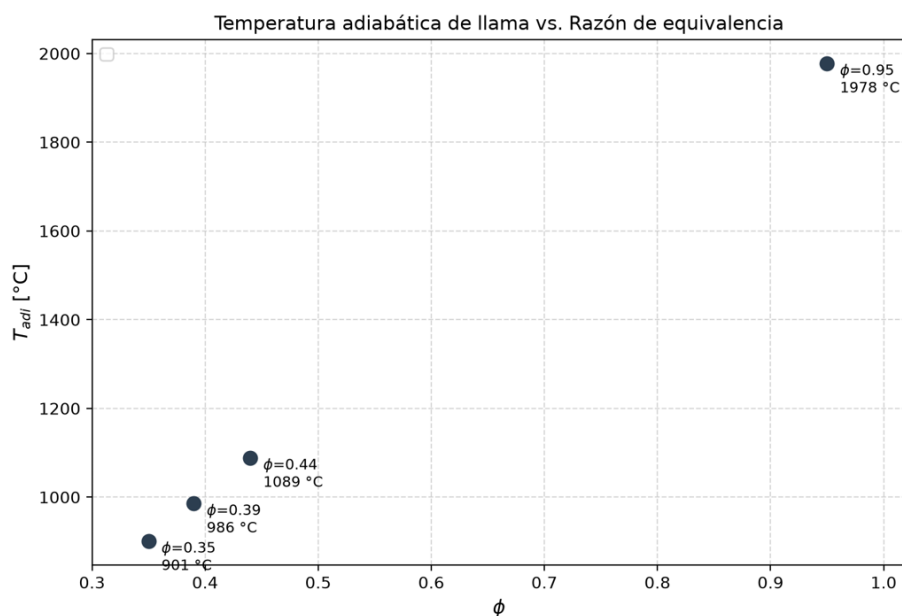


Figura 7.9: Gráfico de temperatura adiabática en función de la razón de equivalencia

Como se presenta en el gráfico, la temperatura de llama adiabática aumenta en relación al aumento de la razón de equivalencia, este incremento pareciese tener una tendencia a crecer de forma lineal.

Tabla 7.3: Resumen de temperaturas experimentales y de llama adiabática por configuración y ensayo.

Configuración	Ensayo	ϕ	T_{prom} [°C]	$T_{m\acute{a}x}$ [°C]	$T_{m\acute{i}n}$ [°C]	T_{ad} [°C]
<i>Aguas arriba</i>						
F1	1		677,7	770,1	643,3	
F2	1		628,2	689,9	546,5	
F2 con aislación	1	0,95	860,9	1305,2	614,2	1978
F2 con aislación	2		788,2	1101,7	529,9	
F2 con aislación	3		851,2	1531,7	472,6	
<i>Aguas abajo</i>						
F1	1	0,44	688,1	715,7	671,3	1089
F2	1	0,35	613,9	671,1	565,3	901
F2 con aislación	1	0,39	750,5	1096,7	607,1	986
F2 con aislación	2	0,35	957,5	1165,0	650,6	901
F2 con aislación	3	0,35	834,4	1181,3	422,7	901

Al comparar las temperaturas medidas con las temperaturas adiabáticas teóricas, se observa que en todos los ensayos aguas arriba no se alcanza un comportamiento superadiabático, ya que tanto la temperatura promedio como la máxima se mantienen por debajo de 1978 °C. El mejor resultado corresponde al ensayo 3 de la fase 2 con aislación, con 1531 °C. Si bien se trata de temperaturas

superficiales y la temperatura en el interior del frente de llama podría ser mayor, se estima que las conclusiones serían las mismas.

En condiciones aguas abajo se presentan casos más favorables, como los tres ensayos de la fase 2 con aislación. Los ensayos 1 y 3 son discutibles ya que, aunque su temperatura máxima supera la temperatura teórica de la llama adiabática, su temperatura promedio es inferior, sin embargo como es mencionó anteriormente, dado que las mediciones son superficiales y los promedios no se alejan demasiado de la temperatura de referencia, no es posible descartar ni confirmar un régimen superadiabático en estos casos. Para el ensayo 2, en cambio, sí se tiene certeza de que se produjo un régimen superadiabático, pues tanto la temperatura máxima como la promedio superan la temperatura adiabática calculada.

7.5. Sobre el frente

Para el quemador fase 1 a medida que el frente avanzaba avanzaba, gracias al uso de esferas de alúmina de menor tamaño, fue posible observar a través del cuarzo, con mayor definición, la posición exacta del frente de combustión, de hecho, en las grabaciones se aprecia que el frente no adopta una forma rígida ni se ajusta de manera uniforme al área transversal circular del tubo, sino que su comportamiento se asemeja más al de una llama libre, presentando un movimiento complejo y de geometría irregular a lo largo de su desplazamiento.

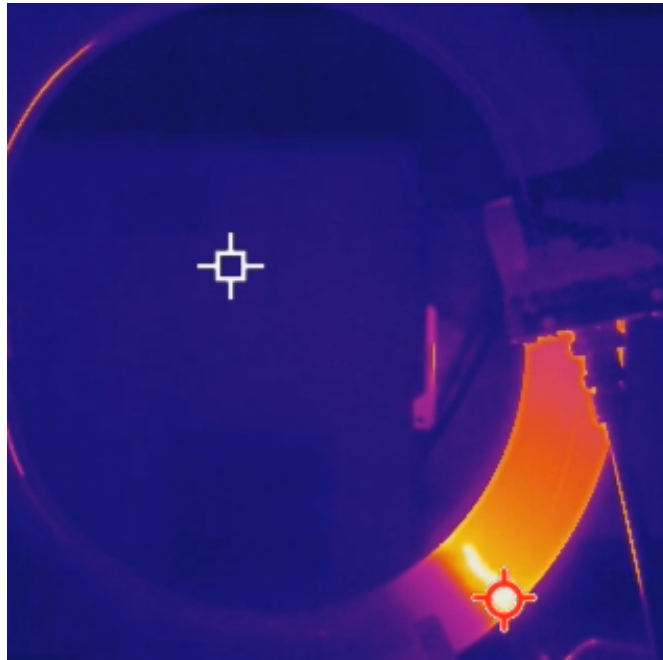


Figura 7.10: Captura de la forma del frente de combustión

Al realizar el cambio de parámetros necesario para iniciar el desplazamiento del frente aguas abajo, este no logró sostenerse bajo las condiciones de operación utilizadas, extinguiéndose por completo antes de alcanzar la salida del reactor. Una posible explicación para este comportamiento es que, al

trabajar con flujos de combustible muy bajos y de aire comparativamente altos, sumado al efecto de la recirculación de gases previamente mencionado, tanto la razón de equivalencia como la presión presentes en la zona del frente de combustión podrían diferir considerablemente de los valores ideales. Sin embargo, la investigación de este caso particular no fue continuada, debido tanto al cambio hacia un nuevo reactor como a las limitaciones que presentaba el compresor disponible, el cual, para caudales elevados por sobre los 90 LPM, no respondía de manera adecuada, deteniéndose de forma inesperada durante la operación.

En cuanto al comportamiento del frente en la fase 2, durante el desplazamiento aguas arriba se observó el mismo comportamiento registrado en la fase 1, sin embargo, se logró identificar un fenómeno adicional: al llegar a la zona de unión entre los tubos, el frente experimentó un notorio aumento en su velocidad de desplazamiento respecto a la primera sección del reactor. Una posible explicación para este comportamiento es que, al calentarse, el aire disminuye su densidad y tiende a ascender, lo que podría influir en que el aire que no alcanza a reaccionar, al calentarse en las cercanías del frente, tienda a elevarse y, en cierta medida, arrastre consigo al frente de combustión, acelerando su avance en dicha sección.

Respecto al desplazamiento aguas abajo, el frente logró sostenerse durante un período mayor al observado en la fase 1; no obstante, tampoco fue capaz de alcanzar la zona de escape del reactor. Cabe destacar que, en este caso, la caída de temperatura se presentó de manera menos abrupta. Dado que el trayecto recorrido en esta configuración es menor al presentado en la fase 1, no debería esperarse una diferencia demasiado significativa entre los valores teóricos de ϕ y velocidad de filtración respecto a los efectivamente presentes en la zona del frente, lo que da pie a plantear una segunda hipótesis: la extinción del frente podría estar asociada principalmente a una pérdida progresiva de temperatura durante el proceso. Durante el cambio de flujos, si bien el frente no llega a desestabilizarse por completo, comienza a perder calor de manera sostenida, efecto que se ve acentuado por la ausencia de aislante térmico en esta configuración. Es precisamente a partir de esta observación que se toma la decisión de incorporar aislante de espuma cerámica alrededor del quemador, con el objetivo de reducir dichas pérdidas de calor y favorecer la estabilidad del frente durante su desplazamiento aguas abajo.

Al instalar el aislante, se observó un cambio significativo en cuanto a la reducción de las pérdidas de calor, lo cual queda evidenciado en lo indicado en la sección anterior, donde las temperaturas alcanzadas resultaron notoriamente superiores a las registradas en la configuración sin aislante. En el caso del desplazamiento aguas abajo, el frente logró mantenerse de manera estable, alcanzando incluso condiciones de combustión superadiabática, gracias a que la temperatura se sostiene a lo largo de su trayectoria en lugar de disminuir progresivamente como ocurría antes de incorporar el aislante. Un aspecto que destaca particularmente en este reactor es que, al desplazarse aguas abajo, el frente lo hace con una rapidez considerablemente mayor a la observada durante su recorrido aguas arriba.

7.5.0.1. Sobre las velocidades del frente

La velocidad del frente es un parámetro fundamental para la caracterización de los frentes de combustión, ya que permite comprender las escalas de tiempo en las que opera este tipo de nueva tecnología. Conocer con precisión qué tan rápido se propaga el frente no solo entrega información

sobre la dinámica interna del proceso, sino que también resulta clave a la hora de dimensionar futuros diseños, estimar tiempos de residencia y comparar el comportamiento entre distintas configuraciones de reactor.

Para determinar este parámetro, se dividió la velocidad según la etapa de propagación, distinguiendo entre aguas arriba y aguas abajo. En ambos casos se trabajó con la velocidad media, calculada como la distancia recorrida por el frente durante el ensayo, dividida por el tiempo total que le tomó recorrer dicha distancia. Este enfoque, si bien simplifica las posibles variaciones instantáneas de velocidad a lo largo del recorrido, entrega una buena aproximación general del comportamiento del frente en cada etapa y facilita la comparación entre ensayos y configuraciones.

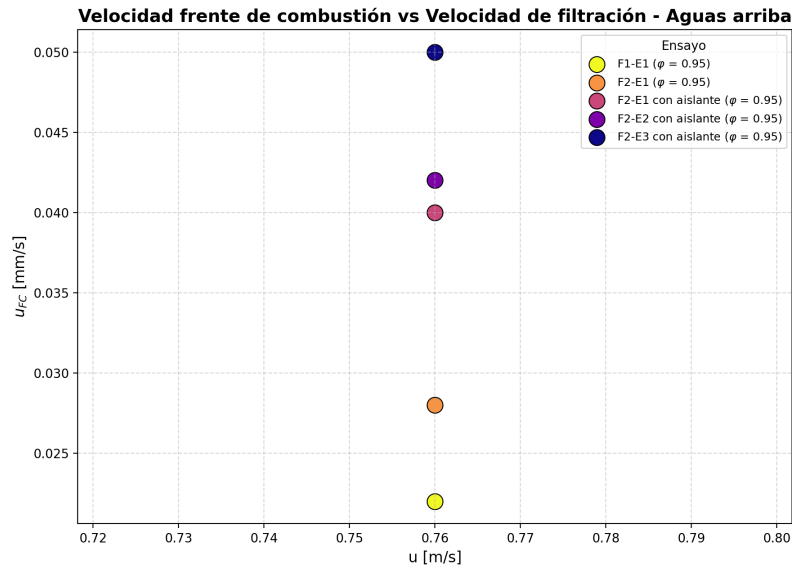


Figura 7.11: Velocidades del frente de combustión aguas arriba en función de la velocidad de filtración

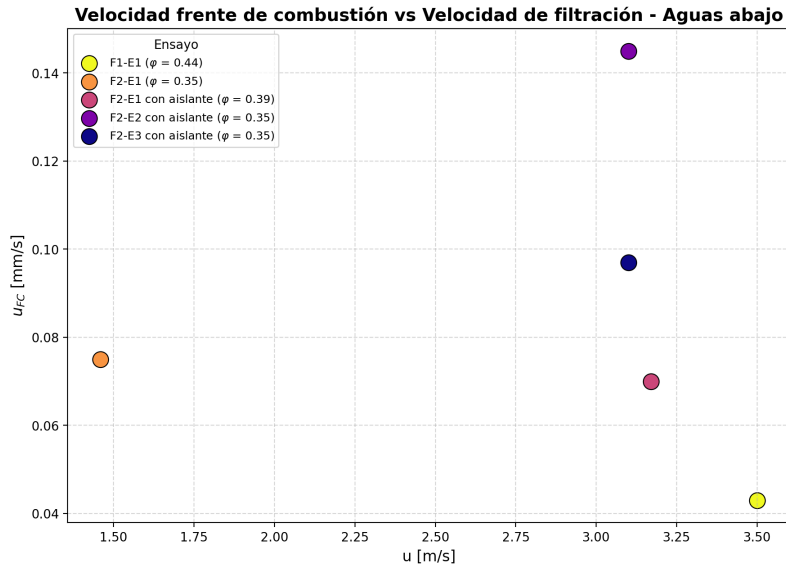


Figura 7.12: Velocidades del frente de combustión aguas abajo en función de la velocidad de filtración

Para el primer caso, correspondiente al reactor fase 1, lo primero que salta a la vista es que las velocidades del frente aguas arriba son consistentemente menores a las registradas aguas abajo. Esto puede explicarse por el hecho de que, al viajar en el mismo sentido que el flujo, el frente aguas abajo es en cierta medida .empujado"por este, lo que favorece una propagación más rápida. En cambio, aguas arriba el frente debe avanzar en sentido contrario al flujo, lo que naturalmente ralentiza su desplazamiento. Esta tendencia no es un hallazgo nuevo, ya que responde al mismo patrón observado previamente en los reactores tipo codo y en U, donde también se identificó esta diferencia de velocidades entre ambas direcciones de propagación.

El ensayo realizado en el reactor fase 2 presenta la misma respuesta general observada en el reactor fase 1, nuevamente las velocidades del frente aguas abajo resultan mayores a las registradas aguas arriba, confirmando que el efecto de .empuje.ejercido por el flujo sobre el frente de combustión se mantiene consistente entre ambas configuraciones. Sin embargo, al comparar en detalle los valores obtenidos, se aprecia un ligero aumento en las velocidades del frente tanto aguas arriba como aguas abajo, respecto a lo registrado en el reactor fase 1. Si bien el incremento no es drástico, sí es lo suficientemente consistente como para considerarlo relevante dentro del análisis.

Ya en las pruebas realizadas con aislante, se observa que las velocidades del frente vuelven a aumentar, esta vez de forma más notoria que en los casos anteriores. Este aumento puede deberse, en gran parte, a la mayor recirculación en la zona de combustión de la que presenta el reactor una vez incorporado el aislante. Al ser un sistema más compacto y estar térmicamente aislado, las pérdidas de calor hacia el ambiente se reducen de forma significativa, lo que permite mantener temperaturas más altas dentro del reactor durante todo el ensayo. Esta mayor temperatura interna provoca, a su vez, que las partículas del medio se muevan con mayor energía cinética, favoreciendo una propagación más rápida del frente de combustión.

En conjunto, estos resultados sugieren que el aislamiento térmico no solo cumple un rol pasivo

de conservar el calor dentro del sistema, sino que tiene una incidencia directa y medible sobre la dinámica de propagación del frente de combustión.

Para el gráfico de aguas arriba no se observa un patrón definido en función de la velocidad de filtración o la razón de equivalencia, debido a que las condiciones operacionales en esta zona se mantuvieron constantes para todas las configuraciones. No obstante, la figura permite visualizar con claridad las diferencias entre los valores obtenidos para cada caso.

El gráfico correspondiente al régimen aguas abajo muestra que la velocidad del frente aumenta al situar la velocidad de filtración en el rango de 3 a 3,25. De igual manera, se registra una tendencia ascendente cuando la razón de equivalencia se aproxima a 0,35.

7.6. Sobre las emisiones

Para el registro de los gases solo se logró registrar 2 ensayos, pese a esto, resultan de utilidad para realizar la comparación con normativas presentadas.

Para el ensayo 2 con aislación se observa que al colocar la sonda en el escape, comienza marcando los valores más altos para CO y NO_x , y los más bajos para el porcentaje oxígeno, ya al estabilizarse la medición, mientras el frente está aguas arriba el gráfico presenta una caída drástica, siendo el CO el que mayor decae en comparación de la escala. Los porcentajes en la etapa de aguas arriba se mantienen entre el 21 % y 17 %, lo que demuestra que aún existe parte de la premezcla que no está reaccionando, por otro lado los ppm de CO oscilan en un rango de 100 a 300 ppm, y para los gases NO_x se tiene un rendimiento más inestable pero con una tendencia a disminuir a medida que pasa el tiempo. Una vez cambiadas las condiciones para operar a aguas abajo, se visualiza que las emisiones responden rápidamente, cambiando sus tendencias, en el caso del oxígeno este reduce su porcentaje cerca del 14 % en promedio, lo que indica que ahora mayor parte del oxígeno de la premezcla se está consumiendo, por otra parte, el registro de CO presenta una caída a niveles muy bajos, con mediciones entre los 12 y 20 ppm, siendo muy consistente durante el viaje aguas abajo, los NO_x por su parte también presentan una disminución, sin embargo no es tan súbito como el oxígeno debido a que ya en el viaje aguas arriba era bajo, del orden de 2 o 4 ppm, y ahora en aguas abajo se tienen registros entre 1 y 2 ppm.

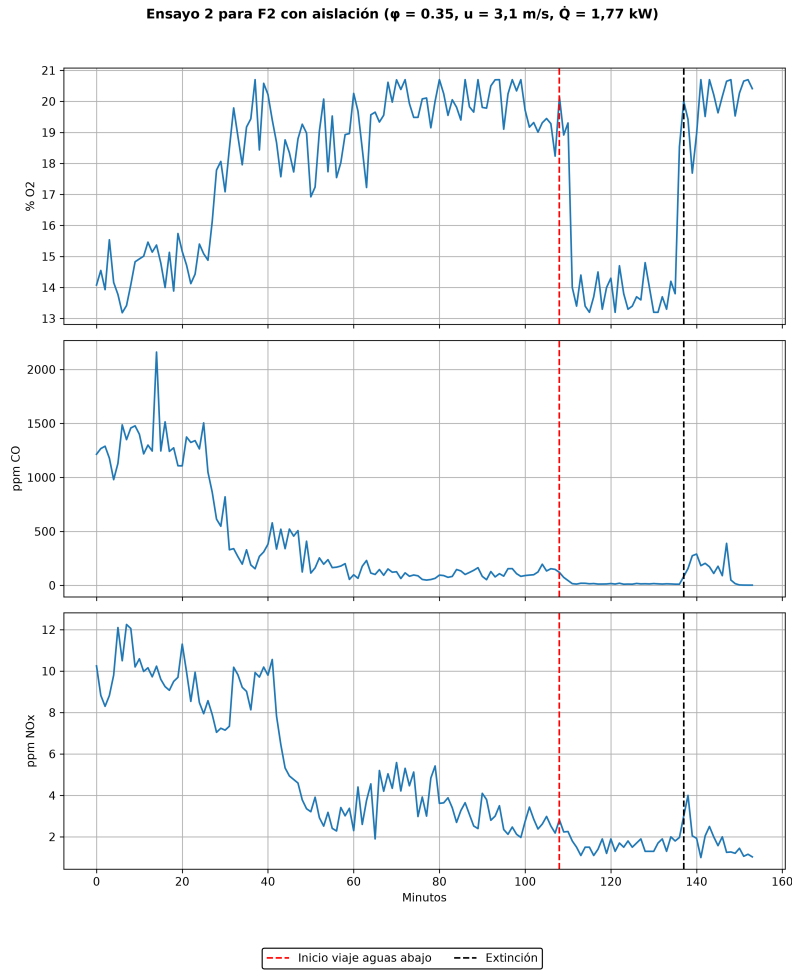


Figura 7.13: Registro de emisiones para CO, NO_x y $\%O_2$ - Ensayo 2 Fase 2 con aislación

En el ensayo 3 con aislación se observa un patrón casi idéntico al anterior, aunque se pueden destacar ciertas diferencias. Estabilizada la medición aguas arriba el porcentaje de oxígeno pocas veces supera el 20 % a diferencia que el ensayo 2, donde se superó repetidas veces este valor, en el caso del CO este tiene picos más altos de concentración, así del mismo modo que con los gases NO_x . Lo interesante surge cuando el frente comienza a viajar aguas abajo. tal como en el anterior ensayo este responde instantáneamente, aún así el porcentaje de O_2 al que disminuye para esta experiencia mayor, solo llegando a 16,5%, en tanto para el CO llega a concentraciones aún más bajas, con un mínimo de 2,93 ppm, para los NO_x al principio no disminuyen súbitamente, sino que tarda unos 10 minutos en disminuir completamente, pero una vez alcanza el mínimo, los registros se mantienen prácticamente estáticos en los ppm.

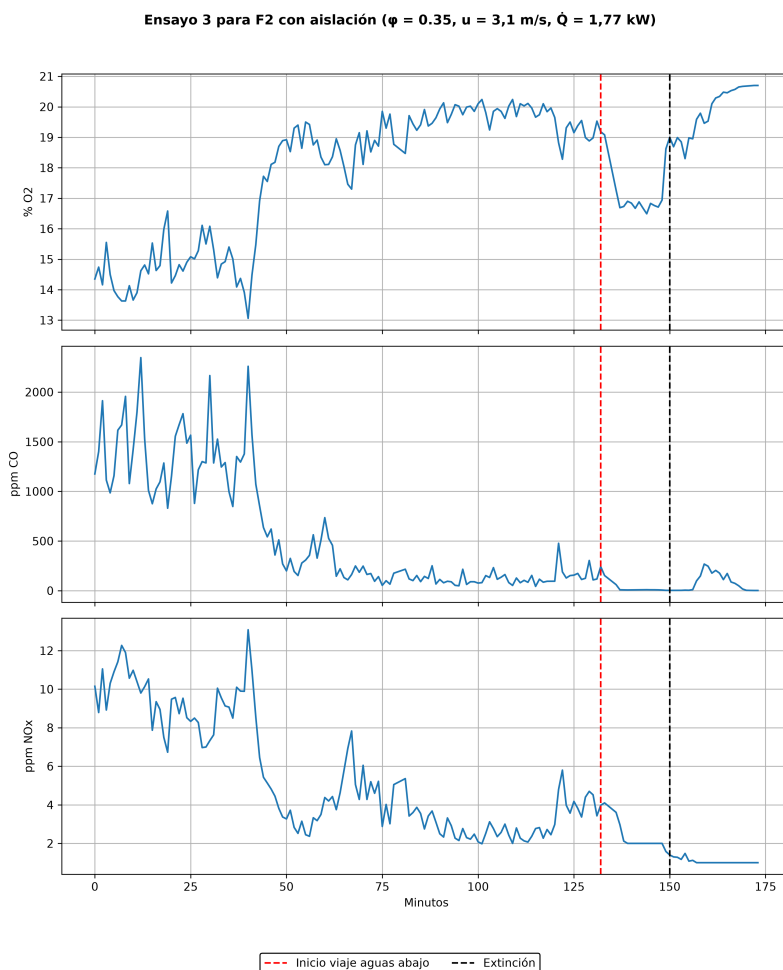


Figura 7.14: Registro de emisiones para CO, NO_x y $\%O_2$ - Ensayo 3 - Fase 2 con aislación

También cabe señalar que después de que se extingue el frente, el analizador de gases sigue registrando gases residuales, esto puede deberse a que si bien el frente se ha extinguido, el calor dentro del cuarzo puede seguir favoreciendo una combustión poco eficiente, es por esto que algunos gases tienden a aumentar.

Para saber si las concentraciones medidas a partir de los ensayos respetan los límites de las normas para emisiones, primero se realizarán las correcciones a un porcentaje de O_2 , además del cambio de unidades a mg/Nm^3 . Cada corrección se le aplicará a los valores máximos de las emisiones para CO Y NO_x , diferenciando las zonas de aguas arriba(estabilizado) y aguas abajo. Los límites para establecer si los valores cumplen o no son $100\text{ }mg/Nm^3$ para NO_x y $80\text{ }mg/Nm^3$ para CO.

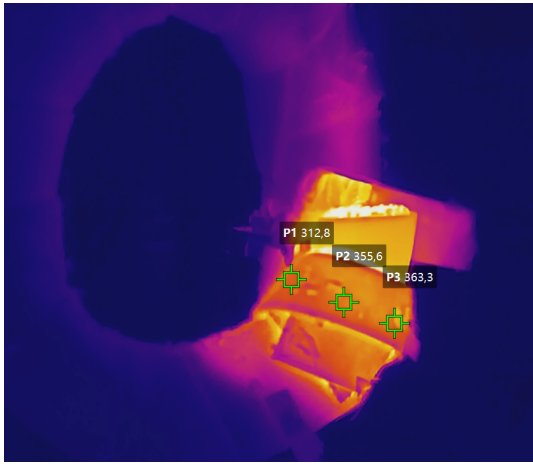
Tabla 7.4: Mediciones de emisiones máximas para los ensayos E2F2A Y E3F2A.

Régimen	Tipo de gas	ppm máx.	mg/Nm ³	O ₂ med.	mg/Nm ³ al 3 % de O ₂	Evaluación según norma
Ensayo E2						
Aguas arriba	CO	254,0	317,5	19,0	315,8	No cumple
	NO _x	5,6	7,5	20,7	7,4	Cumple
Aguas abajo	CO	19,2	24,0	13,4	23,8	Cumple
	NO _x	1,9	2,5	13,6	2,5	Cumple
Ensayo E3						
Aguas arriba	CO	304,1	380,1	18,9	378,1	No cumple
	NO _x	7,8	10,5	17,3	10,4	Cumple
Aguas abajo	CO	9,8	12,3	16,5	12,2	Cumple
	NO _x	2,1	2,8	16,7	2,8	Cumple

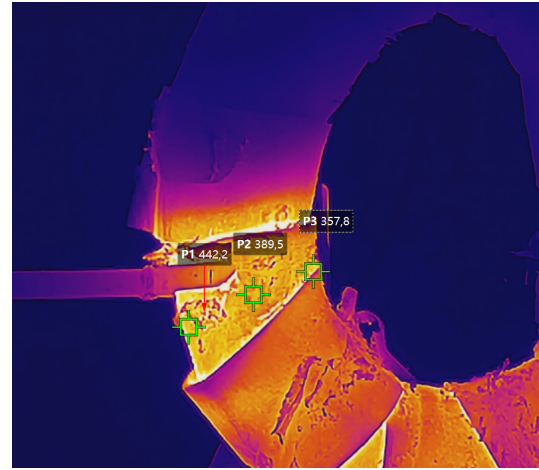
De esta forma se tiene que el reactor respeta la norma en la mayoría de casos, excepto a aguas arriba para el CO, el cual es al menos 3 veces más que la norma.

7.7. Pérdidas de calor

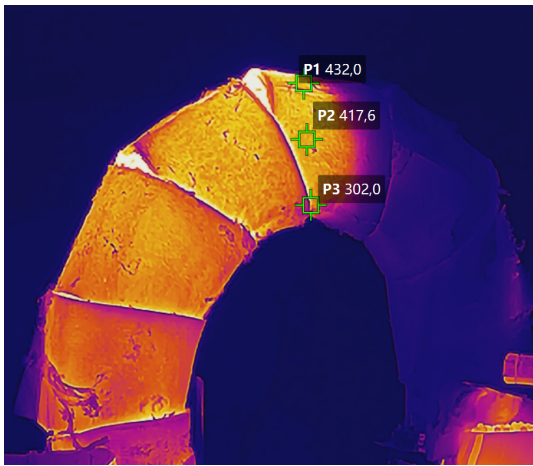
En esta sección para la toma de temperaturas se tomaron ciertas diferencias a lo elaborado por Hernandez[11], primero para el análisis dentro del software de hikmicro no se crearon líneas térmicas, sino que se usaron muchos puntos repartidos alrededor del frente, esto principalmente porque el aislamiento no logra "tapar" todo el reactor, lo que como se menciona en la sección de temperaturas genera diferencias importantes en la máximas de temperaturas y cambios muy drásticos. Siguiendo con el procedimiento como se detalla para el reactor en U, se dividió el análisis en dos secciones, interna y externa, eso debido a que el área expuesta hacia el ambiente es distinta.



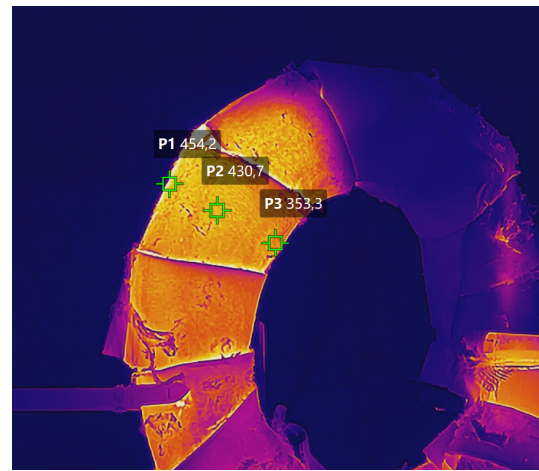
(a) Medición de temperatura aguas arriba (50°)



(b) Medición de temperatura aguas arriba (180°)



(c) Medición de temperatura aguas arriba (270°)



(d) Medición de temperatura aguas abajo (250°)

Figura 7.15: Análisis puntual de temperaturas por sección

Una vez registradas las temperaturas se procedió a seguir con los cálculos de la media y la desviación estándar.

Tabla 7.5: Resultados del reactor tipo O, fase 2, con aislación.

Parametro	W1	W2
Media $T_s [^{\circ}\text{C}]$	310,04	395,30
Desv. Estándar	60,69	102,92
Muestra (puntos útiles)	417	417

En este caso las temperaturas exteriores tienden a ser mayores que las interior, lo que resulta contradictorio frente a las pruebas encontradas por Hernandez [11] y [12], sin embargo esta diferencia se debe principalmente a que como se mencionó no todo el reactor quedó cubierto teniendo la mayoría de puntos de fuga térmica al exterior, lo que pudo tener incidencia en las temperaturas captadas

por la cámara, pese a esto se tomarán como válidas ya que el valor no difiere sustancialmente de la sección interior, además de que la intención de este cálculo es solo aproximado.

7.7.1. Pérdidas por radiación

Como se estableció en el marco teórico se utiliza la ecuación de Stefan-Boltzmann para el cálculo de pérdidas por radiación.

$$\dot{Q}_{rad,Wk} = \varepsilon \sigma (T_{s,Wk}^4 - T_{\infty}^4) A_{Wk}, \quad k = 1, 2 \quad (7.1)$$

Con los siguientes valores:

- $\varepsilon = 0,92$
- $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$
- $T_{\infty} = 298 \text{ K}$

7.7.2. Pérdidas por convección

Primero se encuentra la temperatura de película T_f con la cual trabajar, para esto se utiliza la relación $T_d = (T_{s,Wk} - T_{\infty})/2$, con este dato es posible buscar por tablas las propiedades de k, ν, Pr y $\beta = 1/T_f$ (en algunos casos se interpoló los valores). Una vez obtenidos todos los datos se encuentra el número de Rayleigh.

$$Ra_D = g \beta (T_{s,Wk} - T_{\infty}) d_e^3 / \nu^2 \quad (7.2)$$

Posterior a esto se calcula el número de Nusselt mediante la ecuación 3.14. Finalmente a partir de la ecuación 3.13, se despeja h y se resuelve la expresión para el calor.

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot A \cdot (T_w - T_{\infty})$$

7.7.3. Pérdidas de calor totales

Para el cálculo de áreas se utilizó las formulas $A_{W2} = 2\pi^2(R + r)r$ y $A_{W1} = 2\pi^2(R + r)r$, para el área mayor y menor respectivamente. con $r = 24,5 \text{ mm}$ como radio del área transversal y $R = 100 \text{ mm}$ como el radio de curvatura.

$$A_{W2} = 2\pi^2 \cdot 124,5 \cdot 24,5 \text{ mm}^2 = 602,10 \text{ cm}^2$$

$$A_{W1} = 2\pi^2 \cdot 75,5 \cdot 24,5 \text{ mm}^2 = 365,13 \text{ cm}^2$$

De esta manera ya se tienen todos los datos para poder calcular el calor por radiación y convección, a continuación se presenta el resumen para sección, así como el calor total transferido al ambiente.

Tabla 7.6: Parámetros térmicos y transferencia de calor para los casos W1 Y W2.

Parámetro y Unidades	W1	W2
Temperatura superficial (T_w) [°C]	310,1	395,0
Área de la superficie (A_w) [cm ²]	365,13	602,10
Temperatura de película (T_f) [K]	440,63	483,08
Número de Rayleigh (Ra_D)	$5,38 \times 10^5$	$4,70 \times 10^5$
Número de Nusselt ($\overline{Nu}_D$)	13,80	13,30
Coeficiente de convección (h) [W/(m ² · K)]	10,31	10,72
Calor por radiación ($\dot{Q}_{\text{rad}}$) [W]	205,37	601,15
Calor por convección ($\dot{Q}_{\text{conv}}$) [W]	107,32	238,82
Calor total por sección ($\dot{Q}_{\text{total}}$) [W]	312,69	839,97
Calor total cedido por el reactor [kW]	1,15	

La tabla indica que la mayor parte del calor se transfiere mediante radiación. Por otra parte, como era de esperarse, la sección W2 presenta mayores pérdidas debido a la inestabilidad en las temperaturas superficiales medidas. Al sumar el calor total de ambas secciones, se obtiene que el reactor transfiere 1,15 kW al ambiente, lo que, comparado con la potencia de los últimos dos ensayos con aislante (1,77 kW), representa una pérdida total equivalente al 64 % de la potencia generada. Esto constituye un aumento no menor respecto al porcentaje reportado por Hernández (42,4 %)[11].

Tabla 7.7: Comparativa de parámetros térmicos y operacionales entre reactores tipo O y tipo U.

Parámetro	Reactor tipo O	Reactor tipo U
Área total expuesta [cm ²]	968,2	483,7
Temperatura media W1 [°C]	310,04	449,6
Temperatura media W2 [°C]	395,3	504,6
Potencia considerada [kW]	1,77	2,4
Calor total [kW]	1,15	1,03
$\dot{Q}_{\text{total}}/P$ %	64,97	42,92

A modo de comparación, el reactor tipo U presenta menores pérdidas en relación con su potencia. Esto se explica por dos factores: en primer lugar, las pérdidas absolutas en los tipos O y U no son significativas por sí solas, por lo que la diferencia relevante radica en la potencia utilizada por cada uno. En segundo lugar, el área a través de la cual se transfiere la energía también resulta un factor decisivo, siendo la del tipo O el doble que la del tipo U. Esto implica una mayor superficie de contacto y, por lo tanto, una mayor disipación de calor.

7.8. Caídas de presión

En esta sección se analizará la pérdida de carga para las diferentes configuraciones, tomando en cuenta tanto la geometría como el caudal, ya que son los dos aspectos que harán variar los resultados. Para evaluar dichos parámetros se plantearon anteriormente las ecuaciones de Ergun y de Darcy. Una consideración importante es que los cálculos se realizarán únicamente con las propiedades del aire, dado que este predomina en la mezcla; sin embargo, la velocidad se obtendrá a partir de la suma de ambos caudales, dividida por el área transversal de la tubería.

Para conocer el régimen del flujo en este caso se usó el número de Reynolds de partícula (Re_p), el cual es un término que comprende la ecuación de Ergun. Para valores menores a 10 se considera régimen laminar y para valores mayores régimen turbulento, y se expresa como:

$$Re_p = u \frac{\rho d_p}{\mu(1 - \varepsilon)} \quad (7.3)$$

Con:

- ρ = densidad del fluido
- u = velocidad superficial (no confundir con la velocidad de filtración)
- d_p = diámetro de partícula o esfera
- μ = viscosidad dinámica del aire
- ε = porosidad

Tabla 7.8: Pérdidas de presión por ensayo.

Ensayo	V_{total} [LPM]	u [m/s]	L [mm]	Re_p	ΔP_{Darcy} [Pa]	ΔP_{Ergun} [Pa]
Fase 1	105,69	0,34	942	108,8	680,7	1545,1
Fase 2	45,20	0,14	628	44,8	186,9	284,6
<i>Con aislación</i>						
Fase 2 E1	95,72	0,30	628	96,0	400,4	849,1
Fase 2 E2	93,27	0,29	628	92,8	387,1	806,3
Fase 2 E3	93,27	0,29	628	92,8	387,1	806,3

Lo primero que en lo que fijarse es que todos los Reynolds son mayores a 10, por lo que en todos los casos se trata de un flujo turbulento, al menos en lo que se refiere solo fluidodinámica, es por esta razón que los valores obtenidos por la ecuación de Darcy se descartan, ya que solo es válida para un régimen laminar, de tal forma que al calcular con valores para flujo turbulento, la ecuación tiende a despreciarlos, por estas razones no son resultados concretos. Por otra parte Ergun si considera todo tipo de régimen, es por esto que los resultados pueden considerarse más concretos. Por su parte los valores encontrados mediante Ergun señalan que la diferencia de presión no es apreciable, considerando que se trabaja a un atmósfera (101 KPa), siendo la mayor pérdida

de 1,5 KPa, insuficiente para generar un gran cambio importante en el flujo adentro del tubo, estudios realizados cambiando la presión, variando entre 2 y 3 atm, señalan que sí existe un cambio en la combustión y es necesario cambiar el tamaño de poro, sin embargo estas indicaciones no se aplican al caso estudiado en este trabajo.

7.9. Observaciones

Durante la campaña de preparación del prototipo de quemador, se llevaron a cabo diversas pruebas de concepto en configuraciones previas de quemadores, con el propósito de identificar posibles problemas de diseño antes de avanzar hacia la versión definitiva. De estas pruebas surgieron algunos eventos adversos que resultaron relevantes para el desarrollo posterior del prototipo. Uno de los más significativos ocurrió cuando el frente de llama debió atravesar una zona cerrada del conducto, parcialmente ocupada por un lecho de esferas de alúmina y parcialmente vacía en el resto de su sección transversal.

En esta ocasión se observó que, a medida que el frente de llama avanzaba a través de dicha sección, comenzaron a formarse progresivamente distintas llamas libres en la parte superior del conjunto de esferas, en la zona no ocupada por el lecho poroso. Este fenómeno se debió, aparentemente, a que el gas combustible encontraba un camino preferencial de menor resistencia a través del espacio vacío, favoreciendo la aparición de focos de combustión independientes por encima del lecho de esferas, en lugar de propagarse de manera uniforme a través de este.



Figura 7.16: Frente de combustión viajando por el medio poroso con porción sin esferas

Como consecuencia directa de este comportamiento, el frente de llama principal fue perdiendo potencia de forma progresiva, ya que una fracción creciente del caudal de gas se consumía en estas llamas secundarias de menor tamaño, en lugar de alimentar el frente principal en su avance a través del lecho poroso. Este evento evidenció la importancia de contar con una distribución homogénea del material poroso en la sección transversal del quemador, así como la necesidad de evitar zonas

vacías o de baja resistencia al flujo que puedan derivar en trayectorias preferenciales de combustión, las cuales comprometen la estabilidad y la eficiencia del proceso de propagación del frente de llama.

Uno de los factores más críticos observados durante los ensayos de combustión fue el uso de masilla refractaria como material de unión entre los tubos de cuarzo. Esta sustancia cumple una doble función: por un lado, mantiene unidos los segmentos del tubo, y por otro, actúa como sello en ciertas zonas para evitar fugas o pérdidas de flujo. Sin embargo, a lo largo de los ensayos se hizo evidente que este sellado no funcionaba tan bien como se esperaba, y que su desempeño se degradaba de forma progresiva con el uso.

Se cree que este comportamiento está relacionado con la estructura y porosidad propia del material. Al desplazar la llama hacia aguas abajo dentro del tubo, se observó un patrón recurrente: a medida que el frente de llama se acercaba a la zona de la junta sellada con masilla, esta comenzaba a perder potencia de forma notoria, hasta extinguirse por completo al llegar a dicho punto. Esto sugiere que la junta no solo no lograba sellar completamente, sino que probablemente introducía algún tipo de pérdida —ya sea de calor, de estanqueidad, o ambas— que afectaba directamente la estabilidad de la combustión en esa región.

Esta hipótesis se vio respaldada de forma concreta durante el último ensayo realizado. Al retirar el aislante que recubría la zona de la junta, se pudo observar que la masilla refractaria estaba completamente quemada y degradada. El material se desarmaba con solo tocarlo, y al examinarlo de cerca se identificaron pequeñas aberturas y fisuras en su superficie. Todo indica que estas aberturas fueron generadas por la presión constante que ejerce el flujo de gases a lo largo del ensayo, la cual, sumada a los ciclos térmicos repetidos, terminó comprometiendo la integridad estructural del sello con el tiempo.



Figura 7.17: Masilla refractaria totalmente calcinada retirada posterior a los ensayos

Este hallazgo resulta relevante porque apunta a que la masilla refractaria, en su configuración actual, podría no ser el material más adecuado para juntas sometidas a flujo continuo y altas temperaturas de forma prolongada. Cabe señalar que ya finalizando los ensayos se propuso utilizar

cemento para escape de automóviles, sin embargo se descartó la idea debido a la poca practicidad de este, debido a que es muy complicado retirarlo de donde es aplicado, dejando pocas posibilidades para cambios de en el reactor.

8 Propuesta quemador tipo O cerrado

A través de los estudios realizados es posible establecer un marco referencial para una propuesta hacia la siguiente etapa experimental que contempla el proyecto, esta sección abarcará, geometría, sistema de inyección, parámetros experimentales y recomendaciones.

8.0.1. Para la geometría

Se comprobó que la geometría es un rasgo importante dentro de las características que componen el reactor, dado que, como se vio en la sección 5 del capítulo 7, las pérdidas de energía aumentan con el área expuesta. Para los casos experimentales, es preferible utilizar diámetros de curvatura menores al presentado en la configuración de fase 1.

En cuanto a la fase 2, esta presenta varias ventajas, como menores tiempos de ensayo, mayor manipulabilidad y un área menor a través de la cual transferir calor. Sin embargo, también presenta un inconveniente: el diámetro de la sección transversal es demasiado pequeño para incorporar aislante al interior, por lo que la idea de confinar aún más el calor queda descartada para este diseño.

Es por estas dos razones que, para el diseño a presentar, se considerará un diámetro de curvatura similar al de la fase 1, junto con el diámetro mayor utilizado en dicha fase.

8.0.2. Para los parámetros

A lo largo de las tres etapas de los reactores (tipo codo, U y O) se realizaron diversos cambios en los parámetros, variando principalmente la velocidad de filtración y la razón de equivalencia. Durante esta última etapa, se comprobó que el frente de encendido puede viajar en condiciones de $\phi=0,95$ y $u=0,76$ m/s. Para el cambio de aguas abajo, en cambio, se encontraron dos ajustes principales: $\phi=0,39$ con $u=3,17$ m/s, y $\phi=0,35$ con $u=3,1$ m/s.

8.0.3. Sistema de inyección

Una de las problemáticas al cerrar el reactor es el inyector, ya que este no debe interferir en el recorrido del frente de combustión, por lo que es necesario diseñar uno específico para esta operación. Como se indica en el anexo, se fabricó un inyector que integraba la inyección y el escape en una misma pieza; sin embargo, al estar las líneas de entrada de la premezcla dispuestas en ángulo,

durante los ensayos se generaba un retroceso parcial de la premezcla. Por esta razón, para mejorar el diseño se sugiere ubicar las entradas de flujo lo más paralelas posible a la trayectoria por donde viajará el frente.

Otra consideración importante es que las paredes del inyector, al ser de acero y demasiado gruesas, absorben el calor antes que las esferas de alúmina. Por ello, se recomienda que las paredes del nuevo inyector sean más delgadas y estén recubiertas con aislante.

8.0.4. Materiales

Si bien el cuarzo demostró ser útil al momento de visualizar el frente, en términos de construcción resulta complejo, sobre todo en las uniones, donde se debe aplicar sellante que, como se mencionó en la sección anterior, no garantiza una hermeticidad completa del flujo. A esto se suma que los métodos para unir cuarzo con precisión requieren equipos especializados. Es en este contexto que el acero vuelve a resurgir como una mejor alternativa, ya que logísticamente resulta más económico, además de ser maleable con métodos convencionales, sumado a que la soldadura ofrece mayor seguridad al momento de realizar uniones.

8.0.5. Planteamiento final

Finalmente, tomando en cuenta los aspectos descritos a lo largo de este capítulo, se diseñó el reactor de medio poroso tipo O cerrado, integrando las mejoras discutidas anteriormente en una sola configuración final.

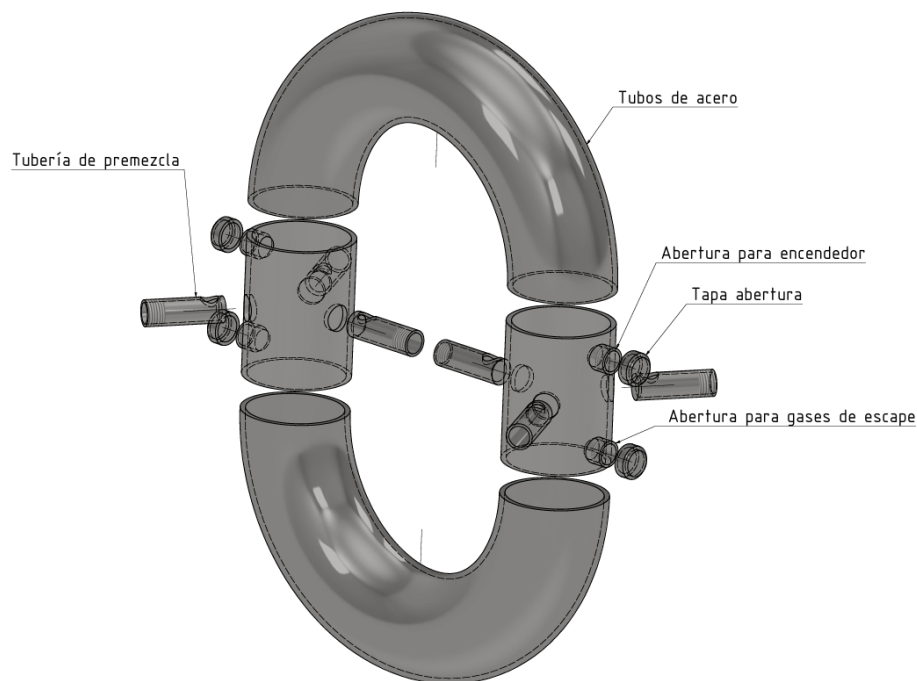


Figura 8.1: Propuesta conceptual de diseño reactor tipo O cerrado

Respecto a la geometría, se mantuvo el radio de curvatura de 100 mm, ya que este parámetro había demostrado un desempeño adecuado en las etapas previas. Sin embargo, en esta ocasión el diámetro del área transversal se modificó a 55 mm, un aumento respecto a las configuraciones anteriores, con el propósito de dejar espacio suficiente para incorporar aislante en su interior (considerar aislante también al exterior) y así mejorar el confinamiento térmico del sistema.

En cuanto al inyector, se optó por un diseño que separa las distintas funciones en aberturas independientes, buscando así evitar los problemas de retroceso de flujo observados anteriormente. Este comprende la inyección de la premezcla a través de tubos perforados, el encendido mediante una abertura destinada a introducir la boquilla de un encendedor, y finalmente una abertura adicional para el escape de los gases de combustión.

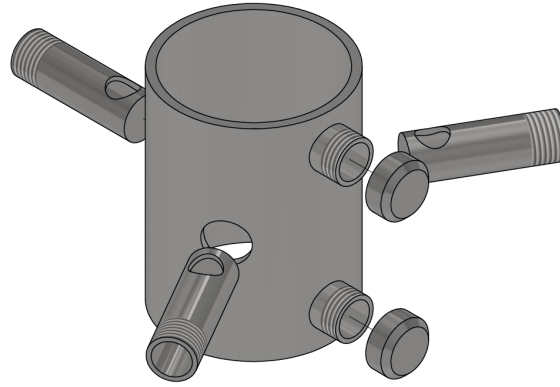


Figura 8.2: Inyector para reactor tipo O cerrado

Cabe destacar que, si bien esta consideración no se incluyó en el esquema presentado, se contempla la instalación de una malla en el interior del reactor con el fin de evitar que las esferas de alúmina se desplacen hacia cualquiera de los orificios mencionados, protegiendo así la funcionalidad del inyector.

Finalmente las condiciones para operar esta reactor se detallan en la tabla 8.1.

Tabla 8.1: Condiciones operacionales útiles.

ϕ	u [m/s]	V_{air} [LPM]	V_{gas} [LPM]	$\dot{Q}$ [kW]
Condiciones de encendido				
0,95	0,76	22,0	2,2	1,31
Condiciones aguas abajo				
0,39	3,17	92,10	3,62	1,96
0,35	3,10	90,00	3,27	1,77

9 Conclusiones

Sobre la base de las configuraciones de codo y U previamente estudiadas, se avanzó en este trabajo hacia la construcción y puesta en marcha de un primer prototipo de reactor con geometría circular completa. Los resultados confirman la viabilidad constructiva de la geometría tipo O; no obstante, también evidencian una serie de desafíos ausentes en configuraciones anteriores, los cuales resultan determinantes para el desempeño del reactor.

En relación al frente de combustión, se determinaron condiciones de encendido estables para una razón de equivalencia $\phi = 0,95$ y una velocidad de filtración $u = 0,76$ m/s. Asimismo, se logró inducir y sostener el desplazamiento del frente en sentido aguas abajo bajo dos condiciones principales: $\phi = 0,39$ con $u = 3,17$ m/s, y $\phi = 0,35$ con $u = 3,10$ m/s, ambas alcanzadas únicamente tras incorporar aislación térmica al reactor. Sin embargo, en ninguno de los ensayos realizados el frente logró completar la totalidad del recorrido hasta alcanzar la zona de escape, lo que impidió verificar experimentalmente la ocurrencia de un blow-off completo dentro de esta geometría.

En cuanto a la caracterización térmica, se confirmó que la incorporación de aislante permite alcanzar condiciones de combustión superadiabática, elevando las temperaturas superficiales medidas desde un rango de 600-700 °C (sin aislación) hasta valores de 900-1200 °C. El balance de pérdidas de calor mostró que el reactor tipo O disipa aproximadamente 1,15 kW hacia el ambiente, equivalente a un 65 % de la potencia suministrada en los ensayos con aislación, un porcentaje mayor al reportado previamente para el reactor tipo U (42,4 %), lo que se explica principalmente por la mayor área expuesta de esta geometría y por la cobertura parcial del aislante instalado, en conjunto a la diferencia de potencia utilizada para los ensayos.

Respecto a las emisiones, los resultados obtenidos aguas abajo cumplieron consistentemente con los límites de referencia utilizados, evidenciando que, una vez estabilizado el frente en esta condición, la combustión se vuelve considerablemente más completa y eficiente. No así en la condición aguas arriba, donde las concentraciones de CO superaron en al menos tres veces el límite normativo, reflejando la presencia de premezcla no reaccionada.

El análisis de caídas de presión, por su parte, indicó que estas resultan poco significativas en relación con la presión atmosférica de trabajo, por lo que no representan una limitante relevante para el diseño en las condiciones estudiadas. Relacionado a la presión, el principal factor limitante identificado corresponde a la junta de masilla refractaria utilizada para unir los tramos de tubo de cuarzo. Se observó de manera consistente que el frente de combustión perdía potencia progresivamente al aproximarse a dicha unión, llegando incluso a extinguirse en ese punto, esto se respalda

con la inspección posterior que confirmó que el material se degradaba y fisuraba bajo la acción combinada del flujo continuo de gases y los ciclos térmicos repetidos. Esto sugiere que, más que un problema asociado a los parámetros de operación (ϕ y u), la limitante fue de carácter estructural y de estanqueidad.

Frente a los resultados de los experimentos se propuso una configuración de reactor tipo O cerrado que aborda directamente los problemas detectados: un diámetro de sección transversal ampliado a 55 mm para permitir aislación tanto interior como exterior, un sistema de inyección rediseñado, y un cambio de material estructural desde cuarzo hacia acero, buscando una mayor hermeticidad y facilidad de fabricación. Teniendo en cuenta que este trabajo se enmarca en el proyecto FONDECYT de Exploración N°13240110, cuyo objetivo final es desarrollar un reactor de geometría circular tipo O continuo, esta propuesta se plantea como la base para la siguiente etapa del proyecto.

En síntesis, si bien no fue posible demostrar de manera concluyente la factibilidad de un ciclo completo de blow off o flashback en la geometría tipo O debido a limitaciones constructivas del prototipo de cuarzo, los resultados obtenidos permiten afirmar que los parámetros de operación identificados (ϕ y u) son adecuados para sostener el desplazamiento del frente en ambas direcciones, sumado al hecho de que el frente lograra recorrer al menos un semiciclo completo se presenta como un resultado positivo de cara al primer esquema de reactor recíprocante planteado a inicios del proyecto, donde se contempla un sistema de doble inyección cuyo funcionamiento depende justamente de esta capacidad del frente para completar tramos sucesivos del reactor. Finalmente, las mejoras propuestas para la configuración cerrada abordan de manera consistente las limitaciones observadas durante los ensayos, dejando establecidas las bases técnicas para continuar con el desarrollo de esta tecnología.

Bibliografía

- [1] Energy Institute. *Statistical Review of World Energy 2025*. Energy Institute, London, 74 edition, 2025. Combustibles fósiles: 86 % de la matriz energética global en 2024.
- [2] Hardesty, D. R. y Weinberg, F. J. Burners with heat recirculators. *Combustion Science and Technology*, 8(5-6): 201–214, 1974.
- [3] Martins, F., Ribeiro, J., Oliveira, A. y Rodrigues, A. Hydrocarbons conversion to syngas in inert porous media combustion. *Energy & Fuels*, 24(2): 1010–1017, 2010.
- [4] Chou, S. K., Yang, W. M., Chua, K. J., Li, J. y Zhang, K. L. Development of micro-thermophotovoltaic power generators with porous media combustion. *Progress in Energy and Combustion Science*, 37(1): 1–27, 2011.
- [5] United Nations Environment Programme (UNEP). Emissions gap report 2024: No more hot air... please. Technical report, UNEP, Nairobi, 2024. Se requiere reducción del 42 % de emisiones GEI para 2030 y 57 % para 2035 para mantener trayectoria de 1,5 °C.
- [6] IPCC. *Climate Change 2022: Mitigation of Climate Change*. Contribution of Working Group III to the Sixth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change, Cambridge University Press, Cambridge, UK and New York, NY, USA, 2022.
- [7] Gharehghani, A., Ghasemi, K., Siavashi, M. y Mehranfar, S. Applications of porous materials in combustion systems: A comprehensive and state-of-the-art review. *Fuel*, 304: 121411, 2021.
- [8] Dobrego, K. Y., Bubnovich, V. I. y Gonzalez, H. A. Numerical simulation of porous media burner for gas turbine application. *International Journal of Thermal Sciences*, 47(11): 1483–1490, 2008.
- [9] Coordinador Eléctrico Nacional. Generación eléctrica Chile 2024. Technical report, Coordinador Eléctrico Nacional, 2024. Las energías renovables representaron cerca del 68 % de la generación eléctrica nacional en 2024.
- [10] Ministerio del Medio Ambiente de Chile. Inventario nacional de gases de efecto invernadero de Chile 1990–2022. Technical report, Sistema Nacional de Inventarios de GEI de Chile (SNI Chile), 2024. El sector Energía representó el 76 % de las emisiones totales de GEI nacionales en 2022 (Figura 4 del inventario).

- [11] Hernández Arancibia, M. C. *Investigación experimental de un frente de combustión en un reactor de medio poroso con geometría tipo U*. Tesis de Grado, Universidad Técnica Federico Santa María, Valparaíso, Chile, 2026.
- [12] Alfaro Hernández, J. P. *Investigación numérica y experimental de un frente de combustión en un reactor de medio poroso inerte de geometría curva*. Tesis de Grado, Universidad Técnica Federico Santa María, Valparaíso, Chile, 2026.
- [13] S. Wood and A. T. Harris. Porous burner technology for gas combustion. *Progress in Energy and Combustion Science*, 34(5):667–684, 2008.
- [14] Proyecto FONDEF. Prototipo de quemador dual de amoníaco–hidrógeno verde para la descarbonización del sector de generación eléctrica. Technical Report ID23I10331, Universidad Técnica Federico Santa María, 2023. Documento de proyecto FONDEF.
- [15] Yunus A. Çengel and Michael A. Boles. *Termodinámica*. McGraw-Hill Interamericana, México, 5 edition, 2006.
- [16] Stephen R. Turns. *An Introduction to Combustion: Concepts and Applications*. McGraw-Hill, 3 edition, 2011.
- [17] Kazuyuki Hanamura, Ryozi Echigo, and S. Zhandok. Superadiabatic combustion in a porous medium. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 36(13):3201–3209, 1993.
- [18] V. I. Bubnovich, C. Flores, and M. G. Toledo. Experimental investigation of flame stability in the premixed propane–air combustion in two-section porous media burner. *Fuel*, 291:120164, 2021.
- [19] N. Araya, S. Armijo, and M. G. Toledo. Experimental and numerical study of lean combustion of propane in divergent porous media burners. *Applied Thermal Engineering*, 259:120034, 2025.
- [20] V. S. Babkin, A. A. Korzhavin, and V. A. Bunev. Propagation of premixed gaseous explosion flames in porous media. *Combustion and Flame*, 87(2):182–190, 1991.
- [21] Yunus A. Çengel and Afshin J. Ghajar. *Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications*. McGraw-Hill, New York, 3 edition, 2006.
- [22] Stuart W. Churchill and Humbert H. S. Chu. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 18(9):1049–1053, 1975.
- [23] J. G. Hoffmann, Ryozi Echigo, H. Yoshida, and S. Tada. Experimental study on combustion in porous media with a reciprocating flow system. *Combustion and Flame*, 111:32–46, 1997.
- [24] Ministerio del Medio Ambiente de Chile. Establece norma de emisión para centrales termoeléctricas. Decreto Supremo 13, Ministerio del Medio Ambiente, Santiago, Chile, 2011. Publicado en el Diario Oficial el 23 de junio de 2011.

- [25] European Parliament and Council of the European Union. Directive (EU) 2015/2193 of the European Parliament and of the Council on the limitation of emissions of certain pollutants into the air from medium combustion plants, 2015.
- [26] U.S. Environmental Protection Agency. Ap-42: Compilation of air pollutant emission factors, chapter 1.4: Natural gas combustion. Technical report, EPA, 1996. Disponible en: <https://www.epa.gov/air-emissions-factors-and-quantification>.
- [27] Houzhang Tan et al. Experimental and numerical study on the combustion characteristics of premixed methane/air in porous media burner. *Combustion Science and Technology*, 197(13):3345–3367, 2024.
- [28] M. A. Habib. *Porous Media Combustion for Energy Efficient Systems*. PhD thesis, University of Glasgow, 2022.
- [29] Corning Incorporated. Fused silica – code 7980: Product information. Technical data sheet, 2003. Corning Incorporated, Corning, NY.
- [30] HIKMICRO. *HIKMICRO G61H Handheld Thermography Camera User Manual*. Hangzhou Microimage Software Co., Ltd., 2023. User Manual.
- [31] Testo SE & Co. KGaA. *Analizador de gases de combustión testo 350: Ficha técnica*. Testo SE & Co. KGaA, 2024. Ficha técnica.
- [32] Testo SE & Co. KGaA. *Analizador de gases de combustión testo 350: Manual de instrucciones*. Testo SE & Co. KGaA, 2024. Manual de instrucciones.
- [33] Aalborg Instruments & Controls. *DPC Series Digital Mass Flow Controllers*. Aalborg Instruments & Controls, Inc., 2023. Datasheet.
- [34] OMEGA Engineering. *FMA-2600A / FVL-2600A Series Mass and Volumetric Flow Controllers*. OMEGA Engineering, Inc., 2023. Datasheet.
- [35] CEM Instruments. *DT-8891A Digital Thermometer – Datasheet*, s.f. Ficha técnica del fabricante.
- [36] Du Plessis, J. P. y Woudberg, S. Pore-scale derivation of the Ergun equation to enhance its adaptability and generalization. *Chemical Engineering Science*, 63(9): 2576–2586, 2008.
- [37] Swift Glass Company. Material of the month: Fused silica, 2020. Consultado en marzo de 2026. Disponible en: <https://www.swiftglass.com/blog/material-month-fused-silica/>.
- [38] Fedir Sirotkin, Roman Fursenko, Sudarshan Kumar, and Sergey Minaev. Flame anchoring regime of filtrational gas combustion: Theory and experiment. *Proceedings of the Combustion Institute*, 36(3):3869–3875, 2017.

Anexo

Gráficos complementarios para u_{FC}

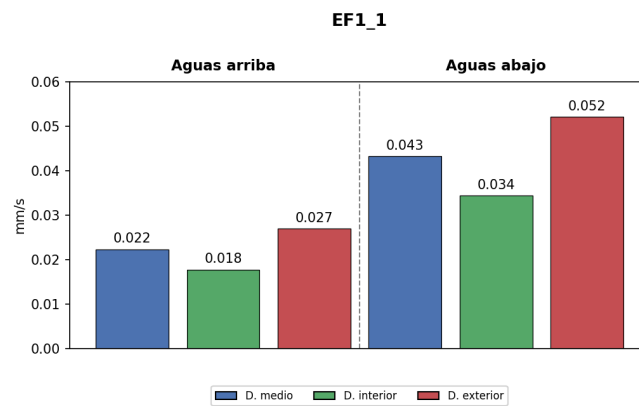


Figura 9.1: Velocidades del frente de combustión para sección interior, media y exterior - Ensayo 1 Fase 1

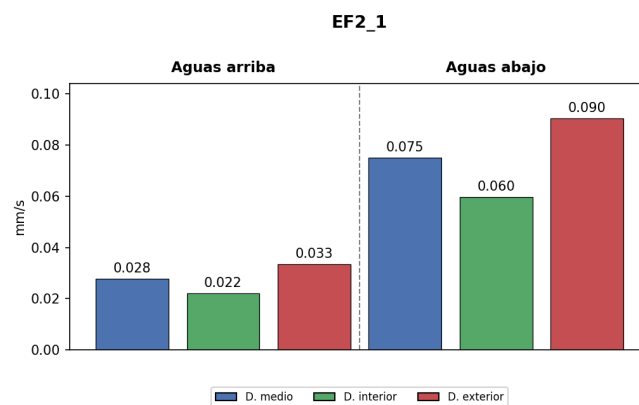
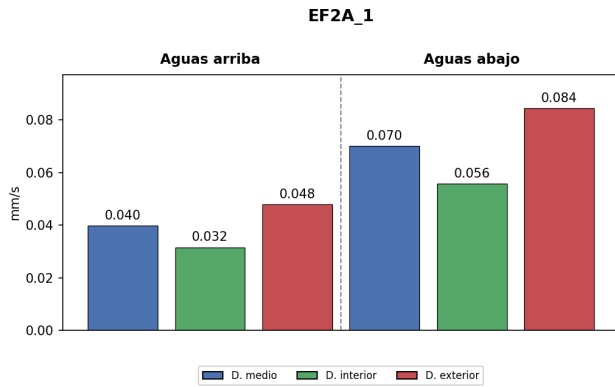
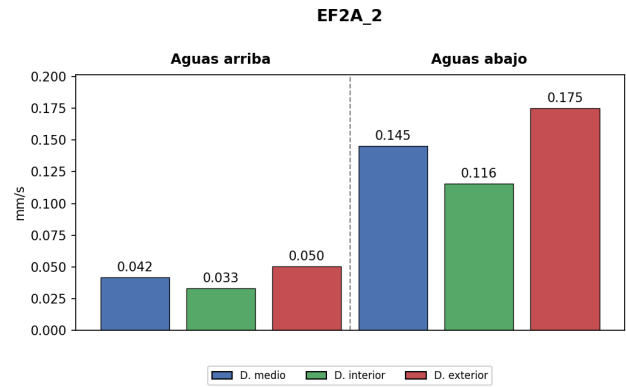


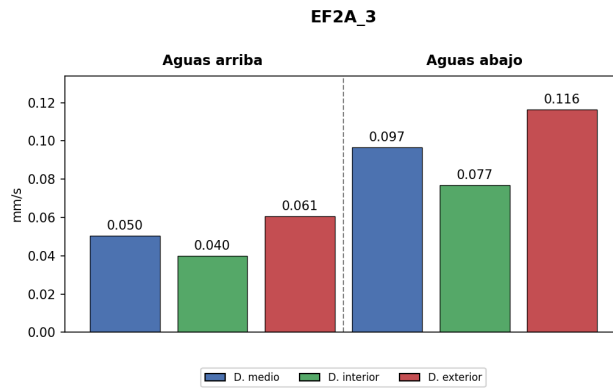
Figura 9.2: Velocidades del frente de combustión para sección interior, media y exterior - Ensayo 1 Fase 2



((a)) Velocidades del frente de combustión para sección interior, media y exterior - Ensayo 1 Fase 2 con aislación.



((b)) Velocidades del frente de combustión para sección interior, media y exterior - Ensayo 2 Fase 2 con aislación.



((c)) Velocidades del frente de combustión para sección interior, media y exterior - Ensayo 1 Fase 2 con aislación.

Figura 9.3: Velocidades del frente de combustión para reactor con aislación térmica

Ensayos adicionales

Antes de definir los parámetros definitivos de este trabajo, se evaluó preliminarmente una configuración de reactor tipo O. Sin embargo, al no lograr la formación de un frente de combustión estable, se decidió retroceder en el diseño y centrar el estudio en la geometría abordada en la presente investigación.

La Figura 9.5 ilustra el reactor en el cual se instalaron los inyectores. Para el encendido inicial, se suministró la mezcla con una razón de equivalencia (ϕ) cercana a 1 y caudales de aire de entre 20 y 30 LPM. Al energizar la resistencia y alcanzar su temperatura de operación, no se registraron variaciones significativas ni la formación del frente de combustión. Ante este resultado, se incrementó gradualmente la velocidad de filtración hasta alcanzar 1,5 m/s; sin embargo, no se observaron cambios en el comportamiento del sistema. Posteriormente, se desconectó una de las líneas de suministro para intentar la ignición desde dicho punto, lo cual generó llamas libres en diversas salidas de escape sin lograr, de igual forma, la consolidación del frente de combustión.



Figura 9.6: LLama libre en escapes del reactor tipo O

Ante estos resultados, se optó por emplear una configuración de reactor tipo U conservando los mismos inyectores. En esta ocasión, la ignición directa en la salida de escape generó una llama libre a elevada presión que no logró confinarse. Previo al sellado de uno de los extremos donde se ubicaba un inyector(izquierdo en la imagen), se observó una recirculación significativa al suministrar flujo a través de este. Para esta configuración se ensayaron esferas de 3 y 6 mm de diámetro; sin embargo, en ninguno de los casos se logró el confinamiento de la llama.

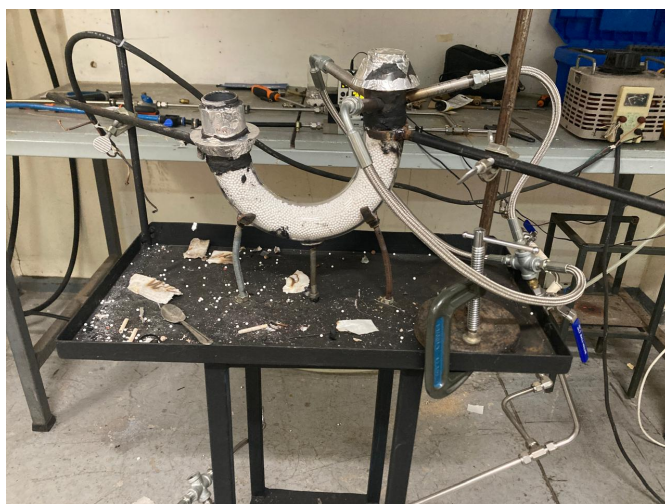


Figura 9.7: Reactor tipo U prototipo

Posteriormente, se procedió a retirar el inyector ubicado a la derecha (ver Figura 9.7). Tras dicha modificación, se logró la formación y consolidación del frente de combustión, el cual se propagó exitosamente tanto aguas arriba como aguas abajo para ambos tamaños de esferas. Esto permitió concluir que dicho inyector actuaba como un sumidero térmico al absorber el calor del sistema, impidiendo que el lecho poroso alcanzara las temperaturas requeridas para la ignición. Durante la totalidad de estas pruebas preliminares, las condiciones operacionales se mantuvieron en $V_{\text{aire}} = 22 \text{ LPM}$ y $V_{\text{gas}} = 2,2 \text{ LPM}$.

Previo a la elección del reactor analizado en esta investigación, se llevó a cabo una prueba de concepto con geometría en tipo S. Para interconectar los tubos se reutilizó el inyector desestimado en la fase anterior, esta vez revistiendo su interior con espuma cerámica para actuar como aislante térmico.

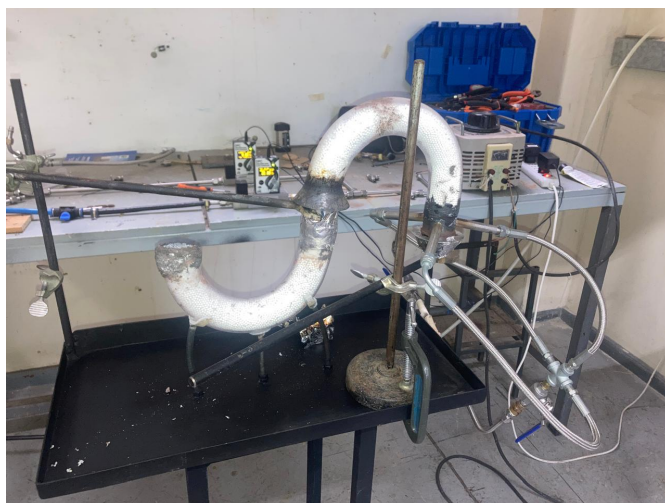


Figura 9.8: Reactor tipo S

Si bien la ignición del reactor se desarrolló sin inconvenientes, el paso del frente de combustión

por el inyector elevó excesivamente su temperatura. Esto generó una dilatación térmica crítica que derivó en la fisura de uno de los tubos de cuarzo, evento que forzó la interrupción del ensayo.



Figura 9.9: Fisura causada por la dilatación térmica del inyector