

UNIVERSIDAD DE CHILE  
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

METODOLOGÍA DE DISEÑO DE HORNO PARA TRATAMIENTO TÉRMICO DE  
DISTENSIONADO DE GRANDES PIEZAS FERROSAS DE MINERÍA

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

ALVARO ANTONIO REINALDO JARA MORENO

PROFESOR GUÍA:  
LEONEL ALEJANDRO NÚÑEZ LAZO

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:  
AQUILES SEPÚLVEDA OSSES  
RODRIGO PALMA HILLERNS

SANTIAGO DE CHILE

2020

## **METODOLOGÍA DE DISEÑO DE HORNOS PARA TRATAMIENTO TÉRMICO DE DISTENSIONADO DE GRANDES PIEZAS FERROSAS DE MINERÍA**

El presente trabajo de título nace de la necesidad de sintetizar los principios fundamentales para el complejo proceso de diseño de hornos industriales.

El principal objetivo del proyecto es desarrollar una metodología para el diseño básico de hornos para tratamiento térmico de distensionado según el código ASME VIII, UW-40. Los objetivos específicos son: i. Desarrollar una metodología para el diseño básico de la envolvente, ii. Establecer los criterios y tipos de diseño para el sistema de carga/descarga, iii. Determinar la potencia efectiva requerida para la selección de los quemadores y su ubicación, mediante simulaciones de movimiento de gases, y iv. Proponer un sistema de recuperación de calor desde los gases de escape.

La metodología para desarrollar el proyecto consiste en el estudio y análisis de los temas relevantes para el diseño de un horno de tratamiento térmico-configuración, transferencia de calor, flujo de gases de combustión- para luego aplicar los conocimientos adquiridos a un caso de estudio (horno para 49 ton de capacidad de carga, de dimensiones interiores 3,76x3,76x3,76 m<sup>3</sup>).

Los principales resultados del proyecto son los siguientes: i. El diseño adecuado de una envolvente requiere a lo menos 03 materiales: un material refractario, un aislante y uno estructural. Para el caso de estudio particular los espesores determinados son de 65 mm de ladrillo refractario GJM20, 550 mm de fibra de cerámica ITG y 6 mm de acero estructural ASTM A36, respectivamente; ii. Para una potencia térmica dada es preferible emplear varios quemadores, ubicados en la parte inferior del horno, en caras opuestas y evitar la superposición de llamas. Del balance térmico del caso de estudio se estima una potencia efectiva requerida de 1.922 kW y se selecciona 04 quemadores marca HWCT modelo H400 y, iii. Dada su naturaleza, los hornos a combustión presentan altas pérdidas por gases de escape, otorgando oportunidades de implementación de sistemas de recuperación de calor. Para el caso en estudio se propone una capacidad de 10.000 l/día de ACS, con una inversión de unos 18.400.000 CLP. El análisis económico del sub proyecto muestra un periodo de recuperación de la inversión de 2 años y 5 meses y un VAN de 7.277.918 CLP, a 5 años, por lo que se concluye que su implementación es viable económicamente.

La conclusión general del presente trabajo recalca que un sistema de recuperación de calor presenta ventajas relevantes. El caso de estudio muestra que sistemas que recuperan solo una fracción del calor disponible ya son viables económicamente, y, por ende, se considera la implementación de sistemas de recuperación de calor, en hornos a combustión existentes en la industria de tratamiento térmico, como una oportunidad atractiva y factible económicamente.

## **Agradecimientos**

A mi madre, hermano, mujer, familia, amigos, compañeros, y profesores.

## Tabla de contenido

1	Introducción .....	1
2	Motivación.....	1
3	Objetivos.....	3
3.1	Objetivo General.....	3
3.2	Objetivos específicos .....	3
3.3	Alcances .....	3
4	Metodología .....	4
5	Contexto energético.....	6
6	Antecedentes Teóricos .....	9
6.1	Soldaduras y esfuerzos residuales .....	9
6.2	Tratamientos térmicos de metales .....	10
6.2.1	Tratamiento térmico de distensionado .....	11
6.2.2	ASME VIII, UW-40, PWHT.....	12
7	Hornos industriales para tratamiento térmico.....	13
7.1	Clasificación y tipos de hornos industriales.....	13
7.1.1	Clasificación según la fuente térmica .....	13
7.1.2	Clasificación por método de calentamiento .....	14
7.1.3	Clasificación según el modo de operación.....	15
7.1.4	Clasificación por recirculación.....	17
7.1.5	Clasificación por recuperación .....	18
7.2	Principales componentes de un horno y consideraciones .....	18
7.2.1	Envolvente.....	18
7.2.1.1	Volumen encerrado y compuerta.....	19
7.2.1.2	Materiales usados para su construcción.....	19
7.2.1.3	Estructura de soporte y separación con respecto al piso.....	20
7.2.2	Sistema de carga/descarga.....	20
7.2.3	Sistema de control y energía .....	21
7.2.3.1	Quemadores industriales .....	22
7.2.4	Sistema de escape y recuperación de calor .....	31

7.2.4.1	Definición.....	31
7.2.4.2	Recuperación de calor.....	32
8	Metodología de cálculo para el diseño básico de un horno .....	32
8.1	Balance térmico del horno.....	33
8.1.1	Calor útil.....	34
8.1.2	Perdidas en las paredes .....	34
8.1.2.1	Perdidas de calor por convección natural .....	35
8.1.2.2	Perdidas de calor por radiación .....	38
8.1.3	Perdidas por calor sensible en los gases de escape.....	39
8.1.4	Perdidas por calentamiento .....	40
8.2	Dimensionamiento del espesor de la envolvente.....	41
8.3	Cálculo del quemador .....	42
8.4	Balance térmico en el estanque de agua.....	44
8.4.1	Pérdidas por conducción .....	44
8.4.2	Pérdidas por renovación del agua del estanque.....	44
8.5	Dimensionamiento del intercambiador .....	45
8.6	Dimensionamiento de la chimenea.....	46
8.6.1	Temperaturas de los productos de combustión .....	47
8.6.2	Coeficiente global de transmisión de calor .....	47
8.6.3	Caída de presión por resistencia al movimiento.....	48
8.6.4	Velocidad media de los gases de escape.....	49
8.6.5	Tiro natural.....	49
9	Caso de estudio.....	50
9.1	Definición del sistema.....	50
9.2	Criterios de diseño y consideraciones generales .....	52
9.3	Criterios de diseño y consideraciones para la envolvente y sistema de carga .....	52
9.4	Criterios de diseños y consideraciones para la chimenea .....	54
9.5	Criterios de diseño y consideraciones para el sistema de recuperación de calor .....	55
10	Resultados .....	56
10.1	Balance térmico y dimensionamiento.....	56
10.1.1	Carga.....	56

10.1.2	Envolvente.....	56
10.1.3	Perdidas por las paredes.....	56
10.1.4	Temperatura de la cara interna del horno y temperaturas de interfaz.....	57
10.1.5	Perdidas por calentamiento .....	57
10.1.6	Perdidas en los gases de escape.....	59
10.1.7	Selección y ubicación de los quemadores.....	60
10.1.7.1	Simulación de movimiento de gases.....	61
10.1.8	Verificación del diseño de la chimenea .....	75
10.1.9	Dimensionamiento del intercambiador de calor.....	75
10.1.10	Sistema de control.....	78
10.2	Planos y especificaciones técnicas.....	80
10.2.1	Componentes secundarios .....	82
10.2.1.1	PLC .....	82
10.2.1.2	Bombas .....	83
10.2.1.3	Válvulas del circuito de agua .....	83
10.2.1.4	Almacenamiento de agua caliente sanitaria .....	83
10.3	Análisis de factibilidad económica de la implementación de un sistema de recuperación de calor .....	83
11	Conclusiones.....	87
12	Glosario.....	90
	Bibliografía.....	91
	ANEXO .....	92
	ANEXO A: TEMPERATURAS TÍPICAS SEGÚN EL TIPO DE PROCESO .....	92
	ANEXO B: PROPIEDADES DE MATERIALES.....	93
	ANEXO C: PROPIEDADES DEL AIRE Y CORRELACIONES ASOCIADAS .....	95
	ANEXO D: ESPECIFICACIONES DE LOS MATERIALES Y COMPONENTES SELECCIONADOS .....	98

## **1 Introducción**

Durante las últimas décadas la demanda energética en Chile se duplicó, pasando de 142.427 GWh en 1991 a 315.671 GWh en 2011; provocando un aumento considerable de la polución ambiental en el mismo periodo. Del empeoramiento climático nacieron medidas políticas y medioambientales con el objetivo de llegar a un desarrollo económico-ambiental sustentable, lo que ha impulsado al sector industrial en sustituir combustibles convencionales por fuentes energéticas menos contaminantes como el GN y el GLP. Por ejemplo, el consumo de Gas Licuado de petróleo (GLP) alcanzó tasas de crecimiento de 2,3% anuales en la última década, mientras que la participación del GN en el mercado energético nacional fue del 8% en el año 2012, comparado con el 19,1% en 2019 [1,2].

Paralelamente en el mismo periodo, se ha observado un aumento en el uso de piezas ferrosas pesadas en la industria chilena, dada la importancia sostenida de la actividad minera local. Además, ha aumentado la relevancia del costo de mantenimiento y construcción de dichas piezas, debido al elevado costo de adquisición y al intento de prolongar su vida útil. Parte clave del proceso de mantenimiento de estos elementos ferrosos es el tratamiento térmico de distensionado mediante hornos industriales, que se practica a los componentes reconstruidos por soldadura.

En el presente trabajo de título se desarrolla una metodología para el diseño básico de hornos de tratamiento térmico para el mercado local, cumpliendo con los requerimientos de tratamiento térmico de distensionado post-soldaduras establecidos en el código ASME VIII, sección UW-40.

## **2 Motivación**

El proyecto de título nace de la necesidad de la industria minera local en tener la capacidad de realizar tratamientos térmicos de distensionado de grandes piezas ferrosas construidas o reparadas por soldadura. Un ejemplo de dichas piezas ferrosas es el cono de los chancadores usados en la industria, generalmente fabricados de acero fundido, estos equipos realizan el primer proceso de chancado del mineral.

Por otro lado existen pocos estudios específicos que traten del diseño de hornos. Además, dada la alta complejidad, no existen modelos matemáticos que describan de forma precisa los fenómenos físicos que ocurren dentro de un horno de tratamiento térmico. El estudio de dichos fenómenos se realiza principalmente a través de software altamente especializado y costoso, tales como Process Heating Assessment and Survey Tool (PHAST), FurnXpert, y SYSWELD. Como consecuencia, el proceso de diseño de hornos de tratamiento térmico es una tarea costosa y la información disponible es escasa.

La situación política medioambiental actual conlleva al deseo de usar el GN o GLP como combustible para reducir la contaminación ambiental.

De acuerdo con lo anterior, la principal motivación de este trabajo consiste en desarrollar una metodología que cubre los principios fundamentales del proceso de diseño de hornos a GLP para tratamiento térmico de distensionado. Finalmente, la poca accesibilidad de los softwares antemencionados motiva la realización de simulaciones básicas mediante ANSYS, para apoyar algunos principios de diseño de hornos.



### **3 Objetivos**

#### **3.1 Objetivo General**

“Desarrollar una metodología para el diseño básico de hornos a GLP, requeridos para el tratamiento térmico de distensionado de soldaduras según el código ASME VIII, UW-40”.

#### **3.2 Objetivos específicos**

Para el cumplimiento del objetivo general, se identifican los siguientes objetivos específicos:

- Desarrollar una metodología para el diseño básico de la envolvente, incluyendo la selección de material,
- Establecer los criterios y tipos de diseños para el sistema de carga/descarga adecuado a la aplicación estudiada,
- Exponer criterios de diseño para determinar el tipo de quemadores adecuado a la aplicación estudiada y determinar la potencia efectiva requerida a partir de un balance térmico,
- Simular los movimientos de gases para un caso de estudio para evaluar la correcta disposición de los quemadores,
- Proponer un sistema de recuperación de calor desde los gases de escape, y realizar un análisis técnica-económica de recuperar energía desde ellos.

#### **3.3 Alcances**

Los alcances del presente trabajo de título se restringen a:

- Definir los antecedentes necesarios en el contexto del trabajo de título:
  - Definición y clasificación de hornos industriales de tratamiento térmico,
  - Definición de tratamientos térmicos, en particular tratamiento térmico de distensionado,
  - Exponer los efectos de las soldaduras sobre las características macroscópicas de materiales metálicos.
- Definir el contexto político medioambiental nacional, y las tendencias del mercado energético relacionadas.
- Establecer los principios fundamentales de diseño para un horno de tratamiento térmico, asociados a los siguientes componentes:
  - Envolvente
  - Sistema de carga/descarga
  - Quemadores
  - Sistema de control

- Desarrollar una metodología de cálculo, que permite:
  - Realizar un balance térmico del horno.
  - Dimensionar la aislación térmica, y seleccionar los materiales adecuados para la envolvente.
  - Determinar la potencia efectiva requerida de los quemadores.
- Proponer un sistema de recuperación de calor que aprovechan el calor desperdiciado presente en los gases de escape, en el contexto de la industria minera local.
  - Definir características y criterios económicos para el sistema de recuperación de calor.
- Realizar simulaciones de los movimientos de los gases en el interior del horno y, a partir de los resultados, deducir los criterios relacionados con la ubicación de los quemadores, la forma geométrica de la carga, y las restricciones asociados a estos dos últimos puntos.

#### **4 Metodología**

Se realiza una investigación de la bibliografía pertinente para el diseño y funcionamiento de hornos industriales, incluyendo: papers, documentos científicos, documentos técnicos, trabajos de título y normativas nacionales e internacionales. Se procede en describir el contexto energético nacional, de un punto de vista económico y medio ambiental.

Luego, se realiza una descripción de los principales componentes de un horno industrial, y se define el concepto de tratamiento térmico, en particular el tratamiento térmico de distensionado. Finalmente, se describen los requerimientos establecidos por la norma ASME VIII, UW-40 para el tratamiento térmico de distensionado de soldaduras, ya sean de construcción o de reparación.

Con la base necesaria para el trabajo de título establecida, se procede a desarrollar una metodología de cálculo, que permite realizar el balance térmico de hornos, además de establecer los criterios de diseño para la selección y dimensionamiento de cada componente de un horno. Finalmente, se desarrolla un ejemplo con un horno en específico, para aplicar la metodología propuesta.

A continuación, se expone en detalle la metodología para lograr cada objetivo específico:

- Desarrollar una metodología para el diseño básico de la envolvente, incluyendo la selección de material.  
Se establecen los principales criterios de diseño para el dimensionamiento de la envolvente, basándose en libros técnicos específicos al rubro de los hornos industriales para tratamiento térmico.  
Por otro lado, se definen las características relevantes de los materiales que influyen en la aplicación estudiada. Luego, la selección de material se realiza después de una extensa investigación de hornos industriales en la actualidad apoyándose principalmente en artículos científicos y catálogos.

Finalmente, a partir del balance térmico del horno previamente realizado, se procede en dimensionar la aislación térmica.

- Establecer los criterios de diseño y tipos de configuración para el sistema de carga/descarga.

Análogamente al punto anterior, se establecen los criterios principales para el dimensionamiento del sistema de carga y descarga, incluyendo los distintos tipos de diseños existentes. Para lograrlo, se realiza una revisión de documentos técnicos que describen las tecnologías existentes de sistemas de carga de acuerdo con la aplicación deseada.

Finalmente, se selecciona un tipo de sistema de carga/descarga adecuado según el ejemplo desarrollado.

- Exponer criterios de diseño para determinar el tipo de quemadores adecuado a la aplicación estudiada, y determinar la potencia efectiva a partir de un balance térmico del horno.

De acuerdo con las restricciones establecidas para el trabajo de título, se escoge el GN como combustible para los quemadores. La selección del tipo de quemador se realiza en el contexto del ejemplo particular escogido y se basa en la literatura. Finalmente, la potencia del quemador requerida se determina luego de realizar el balance térmico del horno.

- Simular los movimientos de gases dentro de un horno para un caso particular, para varias configuraciones de ubicación de quemadores y geometría de hornos.

Las simulaciones se realizan en el contexto del caso (de horno) desarrollado, y mediante el software ANSYS. Los parámetros de la simulación se establecen según los calculados mediante el balance térmico del horno: flujo másico de combustible, caudal del jet de combustión, geometría del horno, y área seccional del ducto de escape. Se estudian diversas configuraciones de ubicación de quemadores, además de geometría de las cargas.

- Proponer un sistema de recuperación de calor desde los gases de escape y realizar un análisis de factibilidad técnica-económica de recuperar energía desde gases de escape.

El balance térmico permite obtener las pérdidas por gases de escape. En particular, se calcula el calor sensible disponible de estos últimos. A partir de eso, se propone un sistema de recuperación de calor, compuesto por dos principales equipos: un intercambiador de tubos y carcasa y un estanque de almacenamiento de agua. Este sistema permite recuperar energía desde los gases de escape para obtener agua caliente sanitaria. Se procede en dimensionar estos equipos.

Finalmente, se realiza una cotización en el mercado local del sistema completo para realizar un análisis económico.

## 5 Contexto energético

Debido al crecimiento energético en Chile en las últimas décadas y frente a la situación climática actual, surge la necesidad de implementar tecnologías que permitan llevar a cabo un desarrollo energético sustentable. Según el balance nacional de energía del 2011 realizado por el Ministerio de Energía, la demanda energética nacional se duplicó entre 1991 y 2011, pasando de 142.425 GWh consumido en el año 1991 a 315.671 GWh en el año 2011 [2]. Al año 2012, el gas licuado representa el 16% del consumo total mientras que el gas natural representa el 8%, como se puede apreciar en la Figura 5.1 [1].



**Figura 5.1: Distribución en porcentaje del mercado energético en Chile en el año 2012. Fuente: [1]**

Por otro lado, en el sector de generación eléctrica, en la Figura 5.2, se puede apreciar la repartición del mercado nacional según la fuente energética. Particularmente, se observa que el GN participa en un 19,1% del mercado nacional [3].

## CAPACIDAD TOTAL SEN - MW

<b>RENOVABLE</b>	<b>12.203,3</b>
HIDRO EMBALSE	3.395,3
HIDRO PASADA	3.429,1
BIOMASA	451,2
EÓLICO	2.161,8
SOLAR	2.721,0
GEOTÉRMICA	44,9
<b>NO RENOVABLE</b>	<b>13.080,6</b>
GAS NATURAL	4.843,4
CARBÓN	5.350,4
DERIV. DEL PETRÓLEO	2.886,8
<b>TOTAL</b>	<b>25.283,9</b>

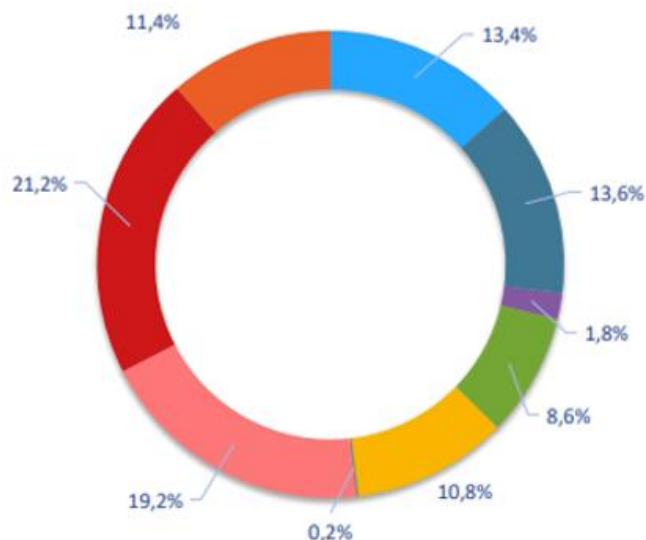


Figura 5.2: Repartición del mercado energético según la fuente energética. Fuente [3]

De forma paralela, el aumento en el consumo energético se traduce directamente en un incremento de emisiones de gases a efecto invernadero (GEI). La Tabla 5.1 muestra el balance y emisiones totales de GEI, entre 1990 y 2016. Como se puede apreciar, las emisiones totales de GEI fueron de 52.015,9 ktCO<sub>2</sub>eq en el año 1990, mitigado por 50.061 ktCO<sub>2</sub>eq absorbido por las UTCUTS, dando un balance de emisiones de 1.955 kt CO<sub>2</sub>eq. Las emisiones del Sector Procesos industriales y uso de productos (IPPU) al año 1990 son de 3.295,4 kt CO<sub>2</sub>eq.

Tabla 5.1: Balance y emisiones totales de GEI (kt CO<sub>2</sub> eq) por sector, serie 1990-2016 [4].

Sector	1990	2000	2010	2013	2014	2015	2016
1. Energía	33.679,7	52.511,9	68.623,5	79.993,7	77.417,0	83.713,4	87.135,6
2. IPPU	3.295,4	6.243,6	5.492,5	6.144,0	6.233,9	6.584,8	6.939,3
3. Agricultura	12.071,4	14.008,7	13.244,1	12.848,4	12.419,1	12.210,6	11.801,6
4. UTCUTS	-50.061,0	-62.676,4	-71.930,9	-71.887,5	-55.722,4	-44.972,4	-65.492,3
5. Residuos	2.969,3	3.822,4	4.502,2	5.318,4	5.403,9	5.734,5	5.801,1
Balance	1.955,0	13.910,3	19.931,4	32.416,9	45.751,5	63.270,9	46.185,2
Total	52.015,9	76.586,7	91.862,3	104.304,3	101.473,9	108.243,3	111.677,5

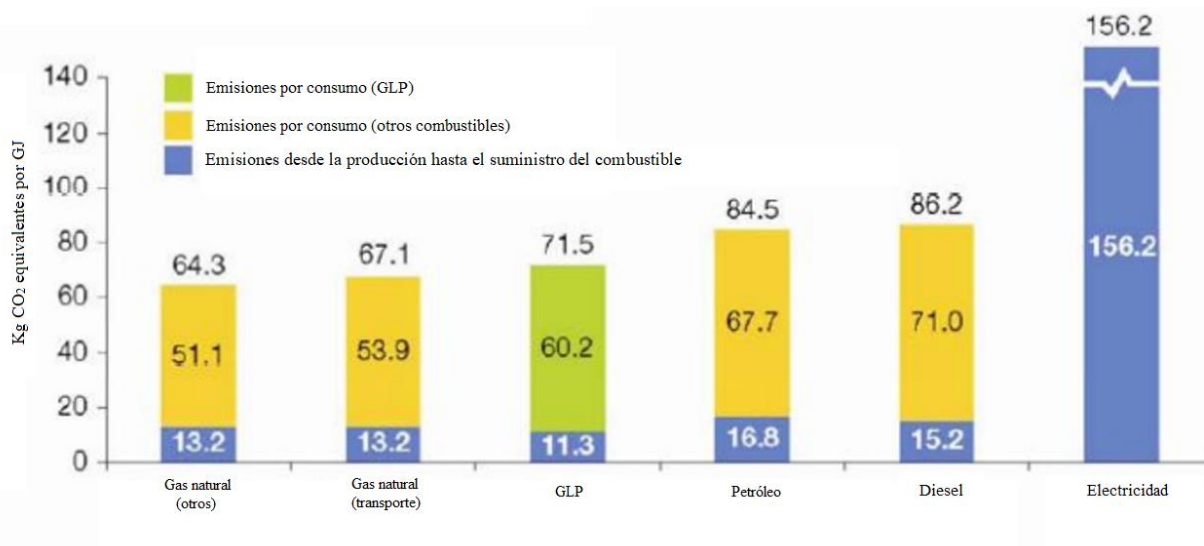
Al año 2016, el balance de emisiones de GEI fue de 46.185,2 kt CO<sub>2</sub>eq, lo cual representa un aumento de 2362% respecto al año 1990.

<sup>1</sup> Uso de la tierra, cambio del uso de la tierra y silvicultura.

La voluntad de reducir los GEI a nivel internacional y nacional ha ido creciendo en la última década. Chile es parte de los 195 países que adoptaron un acuerdo histórico en la cumbre del clima de París en el año 2015, para frenar el calentamiento climático debido a los GEI. A nivel nacional, el compromiso voluntario de Chile para emprender acciones de mitigación de GEI fue de reducir en un 20% las emisiones en el año 2020 adoptando las políticas públicas que se estiman necesarias [4]. Frente a esa situación, el GN representa una buena alternativa de fuente energética para los diversos sectores de la industria tomando en cuenta sus ventajas medioambientales y económicas. En el sector automovilístico, el uso de GN como combustible es cada vez más común. Los motores a gasolina solo necesitan una leve modificación para funcionar con GN. Comparando con el diésel, el GN reduce en un 95% las emisiones NOx.

Por otro lado, se estima que la reducción de CO<sub>2</sub> del GLP comparado con el diésel o la gasolina alcanza el 12%. En el sector residencial e industrial, los procesos de calefacción en base a GLP ofrecen un 15% menos de emisión comparado con calefacción por fueloil [5].

Independiente de la aplicación, el cambio al uso de GN o GLP se traduce en una reducción de las emisiones de GEI. La Figura 5.3 compara las emisiones GEI del GLP y GN con las de otros combustibles, por energía producida en GJ. Se puede apreciar que el GLP emite la menor cantidad de GEI, con 11,3 kg de CO<sub>2</sub> equivalentes por giga joule de energía entregada desde su producción hasta el suministro al usuario (*upstream emissions* en inglés), comparado con la electricidad, cuya emisión aguas arriba es de 156,2 kg de CO<sub>2</sub> por giga joule [3,4]. De forma similar, el GN presenta 67,1 kg de CO<sub>2</sub> equivalentes por giga joule de energía entregada para su ciclo total, es decir desde la producción hasta su uso por el consumidor. Kg CO<sub>2</sub> equivalentes por GJ



**Figura 5.3: Promedio mundial de emisiones GEI por energía producida, por combustible. Fuente:[4].**

La reducción drástica de GEI acoplado a la reducción de costos de adquisición para el GN y el GLP (comparado con otros tipos de combustible) conllevan a motivar el uso de dichos hidrocarburos en

hornos para tratamiento térmico. A continuación, se exponen los antecedentes teóricos del presente trabajo de título.

## **6 Antecedentes Teóricos**

En el siguiente apartado se presentan los conceptos y definiciones necesarias para la realización del trabajo de título.

### **6.1 Soldaduras y esfuerzos residuales**

Se define el esfuerzo residual a aquel que existe dentro de un sólido sin presencia de esfuerzos externos a él. También se suele definir como el esfuerzo que permanece en el material en la ausencia de fuerzas externas o gradientes de temperaturas [9].

Los esfuerzos residuales pueden estar presentes en materiales tanto procesados como no procesados. En estos últimos, los esfuerzos residuales son resultantes de procesos metalúrgicos (tratamiento térmico, fundición, etc.), o de procesos mecánicos, tales como el maquinado. El origen exacto de los esfuerzos residuales difiere levemente según la literatura.

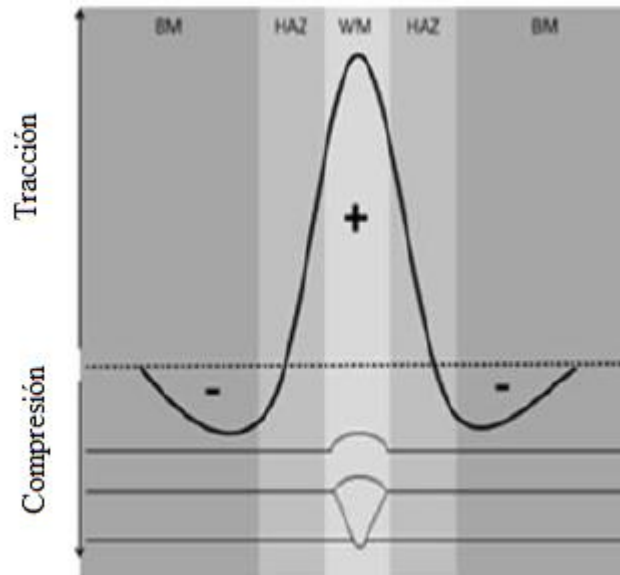
Uno de los procesos que genera esfuerzos residuales es el de soldadura, usado en una amplia variedad de industrias: construcción, piping, aeroespacial, automotriz, etc. En el proceso de soldadura, una fuente térmica con movimiento relativo permite elevar la temperatura del material por encima de su temperatura de fusión, alterando rápidamente la distribución de temperatura local, seguido por un enfriamiento rápido. Esta alteración en la distribución de temperatura en el sólido luego de un proceso de soldadura conlleva a la definición de 3 zonas: la zona no afectada térmicamente (BM), la zona afectada térmicamente (HAZ), y la zona de fusión (WM). El cambio térmico al cual está sometido el sólido provoca cambios en su microestructura, que se traducen en esfuerzos residuales.

Los esfuerzos residuales dañinos resultantes de un proceso de soldadura son los de tracción, los cuales tienden a generar grietas en la parte afectada. Los esfuerzos residuales también pueden ser beneficiosos. Por ejemplo, en una viga empotrada horizontalmente en uno de sus extremos, el otro extremo libre produce esfuerzos residuales de compresión en la parte superior de la viga; lo que permite soportar una mayor carga<sup>2</sup>.

En la Figura 6.1 se ilustra la distribución de los esfuerzos según las distintas zonas de un sólido luego de un proceso de soldadura. Se puede apreciar que la zona más densa en esfuerzos residuales de tracción corresponde a la zona de fusión.

---

<sup>2</sup> Investigadores demostraron la presencia de esfuerzos residuales de compresión, los cuales son favorable a la estructura soldada [7].



**Figura 6.1: Distribución de esfuerzos residuales en un material luego de un proceso de soldadura**  
Fuente: [9].

## 6.2 Tratamientos térmicos de metales

Dependiendo de la aplicación a la cual se someten los materiales metálicos, existen piezas que requieren propiedades específicas, ya sea para soportar esfuerzos de choque, vibraciones, rozamientos superficiales, entre otros. La tenacidad, la dureza superficial, la ductilidad, la maquinabilidad son algunas propiedades que suelen ser modificadas para ser adaptadas a las condiciones de operación de la pieza [10].

Los tratamientos térmicos son procesos cuya finalidad, mediante una sucesión de operaciones de calentamiento y enfriamiento, es mejorar las propiedades mecánicas (macroscópicas) del material, siendo las más comunes las citadas anteriormente. Las fases de enfriamiento y calentamiento deben ser controladas, al igual que el tiempo y la temperatura máxima requerida. Los procesos de tratamiento térmico incluyen: recocido, normalizado, etc.

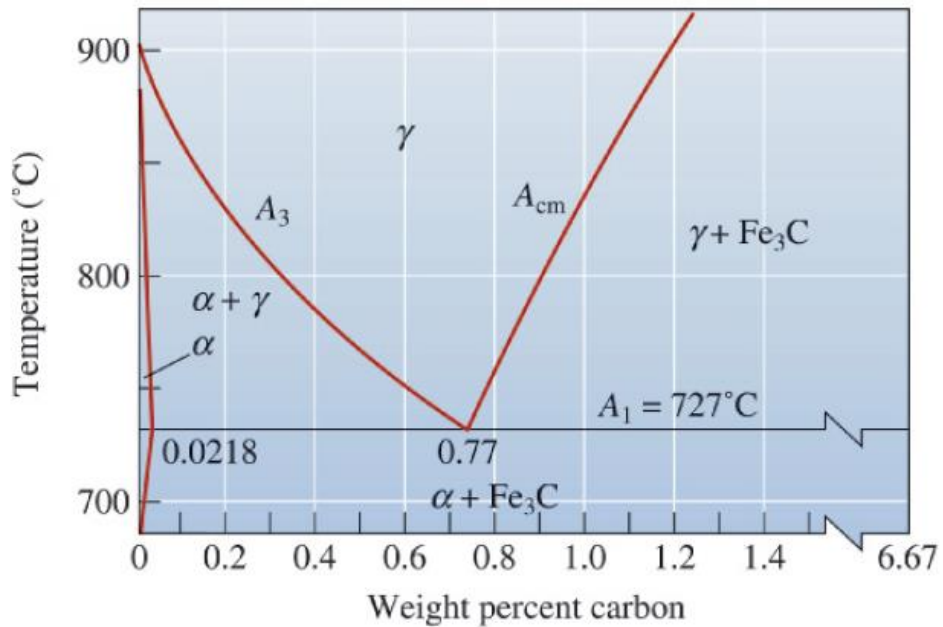
Uno de los tratamientos más utilizados es el recocido, que consiste en calentar homogéneamente el material metálico hasta una determinada temperatura, y enfriarlo de forma muy lenta, con la finalidad de obtener estructuras de equilibrio y propiedades macroscópicas deseadas. En general es utilizado para reducir la dureza de la pieza tratada, además de mejorar su ductilidad y maquinabilidad [10].

En el presente trabajo de título el tratamiento térmico relevante es el de distensionado (o recocido de reducción de esfuerzo residuales).



### 6.2.1 Tratamiento térmico de distensionado

Es un tipo de recocido que tiene como finalidad eliminar las tensiones, o esfuerzos residuales de un metal o aleación metálica. Consiste en calentar la pieza a una temperatura determinada, para luego ser sometida a un enfriamiento controlado, sin producir variaciones esenciales en las propiedades existentes del material.

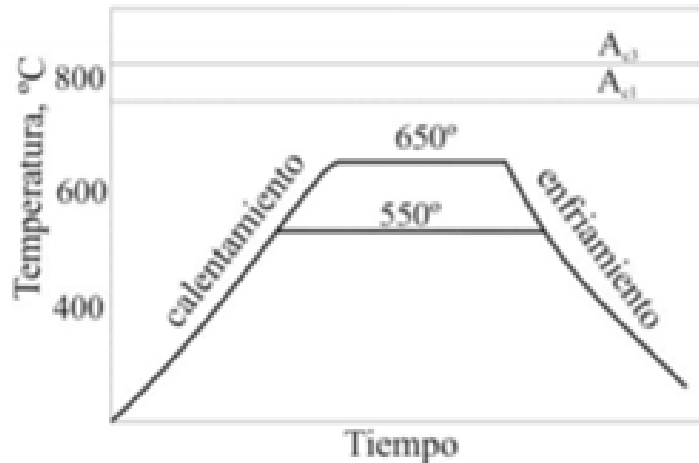


**Figura 6.2: Diagrama de fase de un acero al carbono, mostrando la composición según el porcentaje de carbono presente y la temperatura [10].**

La temperatura deseada para este tipo de tratamiento térmico es generalmente entre 400 y 700 °C, en la zona de ferrita  $\alpha$  (ver Figura 6.2), por lo cual no hay cambio de fase durante este tratamiento. Dentro del rango de temperatura, la reducción de esfuerzos residuales es mayor con la temperatura, sin embargo, el riesgo de oxidación superficial también crece con la temperatura. Por esta razón no es aconsejable acercarse demasiado a la temperatura determinada [10].

El tratamiento térmico de distensionado se aplica generalmente a piezas sensibles a las distorsiones y deformaciones, como consecuencia de las tensiones creadas por diferencias en la velocidad de enfriamiento durante la solidificación. Cuando se tienen soldaduras de gran tamaño se recurre al distensionado para evitar roturas por tensiones durante la operación, o para procesos de maquinado posteriores.

En la Figura 6.3 se muestra el curso de temperatura típico para un acero de alto carbono sometido a un tratamiento térmico de distensionado.



**Figura 6.3: Temperatura según el tiempo para el tratamiento térmico de distensionado de una pieza de acero de alto carbono. Fuente: [10].**

La fase de calentamiento se denomina *rise phase*, la temperatura de inmersión se denomina *soak temperature* y la fase de enfriamiento se denomina *fall phase*.

### 6.2.2 ASME VIII, UW-40, PWHT

En este trabajo de título los criterios de diseño siguen el código ASME VIII, en las secciones UW-40 Postweld heat treatment y UCS-56, los cuales establecen la metodología a seguir para un tratamiento térmico de distensionado post-soldadura adecuado [11].

La sección UW-40 establece los criterios a seguir para determinar la temperatura y tiempo de tratamiento. A continuación, se enumeran los principales criterios [11]:

- La temperatura mínima del tratamiento es de 595°C.
- Para soldaduras de grosor nominal inferior a 25 mm, el tiempo de tratamiento es de 1 hora para cada tramo de 25 mm.
- Para soldaduras de grosor nominal entre 50 mm y 125 mm, el tiempo de tratamiento es de 2 horas más 15 minutos por tramos de 25 mm de grosor adicional por sobre 50 mm.
- Para soldaduras de grosor nominal superior a 125 mm, el tiempo de tratamiento se determina de igual forma al punto anterior.

Por otro lado, la sección UCS-56 establece los criterios para las fases de calentamiento y enfriamiento. En particular, los principales criterios son los siguientes [11]:

- La temperatura del horno no debe exceder los 425°C al momento de insertar la carga.
- Para temperatura superior a 425°C, la velocidad de calentamiento máxima es de 222 °C/h.
- La variación de temperatura entre dos puntos de la carga a una distancia de 4,7 metros no debe exceder 140°C.

- Durante la fase de temperatura de tratamiento, la variación de temperatura entre el punto más caliente y el punto más frío no debe exceder 83°C.
- La velocidad de temperatura de enfriamiento desde temperaturas superior a 425°C no debe exceder 280°C/h.
- El enfriamiento desde temperaturas superior a 425°C debe realizarse en un horno cerrado o cámara de enfriamiento.

## 7 Hornos industriales para tratamiento térmico

Los hornos industriales son recintos aislados diseñados para distintos procesos térmicos, de los cuales forman parte los de tratamiento térmicos. Las temperaturas a la cual están sometidos los objetos tratados térmicamente varían considerablemente según el tratamiento realizado. La *fundición* de metales ferrosos y vidrios requiere alcanzar temperaturas superiores a 1.260 °C, consideradas como temperaturas altas en la industria, lo cual puede resultar en condiciones corrosivas y/o erosivas. Para procesos de tratamiento térmico, dependiendo del material tratado, las temperaturas requeridas son del orden de 593 °C a 1.038 °C, consideradas como temperaturas medias. Los procesos de secado y polimerización usan temperaturas consideradas como bajas, inferiores a 593 °C [12]. En el Anexo A se puede apreciar los rangos de temperaturas típicas según el tipo de proceso y material procesado.

### 7.1 Clasificación y tipos de hornos industriales

Existen varias formas de clasificar los hornos industriales, según se muestra en la Tabla 7.1:

**Tabla 7.1: Clasificación de hornos para tratamiento térmico. Fuente: Elaboración propia.**

Clasificación de hornos	Modo de operación	Por lote (discontinuo)
		Continuo
	Método de calentamiento	Tiro directo
		Indirecto
	Energía	Combustible
		Eléctrico

#### 7.1.1 Clasificación según la fuente térmica

Se clasifican según si la fuente térmica:

- Proviene de una combustión
- Proviene de la conversión de energía eléctrica en calor

La mayoría de los hornos industriales tienen como fuente térmica la combustión, y la naturaleza del combustible<sup>3</sup> influye en el diseño del horno. El calor generado por la combustión es luego transferido directa o indirectamente a la pieza a tratar térmicamente, denominada *carga*. Los productos de combustión pueden estar en contacto o no con el material a tratar y el método se denominado directo o indirecto, respectivamente.

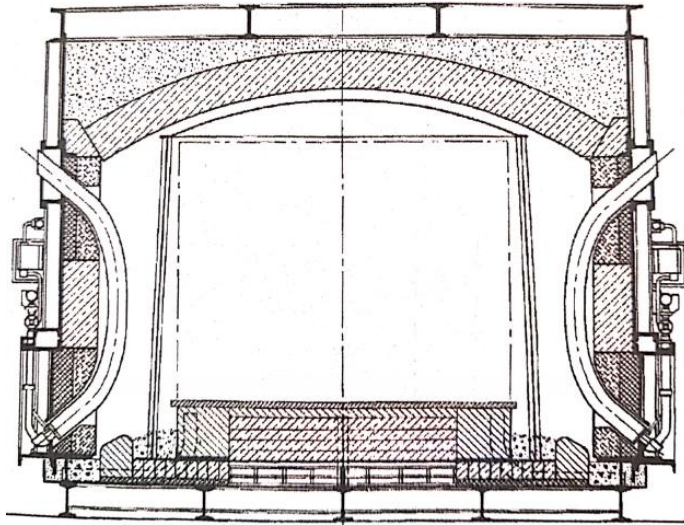
El otro tipo de fuente térmica proviene de métodos eléctricos. Los hornos eléctricos usan corriente eléctrica o campos electromagnéticos inducidos para generar calor. Si la carga es directamente calentada por inducción, o al aplicarle una corriente eléctrica, el horno es denominado directo. Por otro lado, los hornos eléctricos indirectos son aquellos que ocupan uno de los dos métodos mencionado para calentar un elemento del horno y elevar la temperatura. El calor es entonces transferido vía convección, radiación y/o conducción a la carga. Los hornos eléctricos pueden presentar ventajas con respecto a la terminación y el acabado del objeto tratado, sin embargo, en la práctica, los hornos a combustión modernos ya no presentan este tipo de problema de acabado [12].

### **7.1.2 Clasificación por método de calentamiento**

Se clasifican como tiro (*direct-fired*), si los productos de combustión tienen contacto directo con la carga a tratar térmicamente. Si la combustión ocurre en una cámara separada, a la que solo se transfiere el calor proveniente de los quemadores, entonces el horno es de tipo tiro indirecto (*indirect-fired*) [12]. Existen varios ejemplos de las técnicas empleadas para lograr un horno de tipo indirecto: tubos radiantes, paredes radiantes, entre otros. En la Figura 7.1, se puede apreciar un horno de tubos radiantes, donde la combustión es lograda al interior de ambos tubos laterales. Luego, el calentamiento de los tubos permite la transferencia de calor por radiación hacia el centro del horno, donde está ubicada la carga.

---

<sup>3</sup> El tipo de combustible puede ser en estado sólido, líquido o gaseoso. Algunos ejemplos de combustible: GLP, gas natural, carbón, aceite, entre otros.



**Figura 7.1: Horno de tubos radiantes. Fuente: [12].**

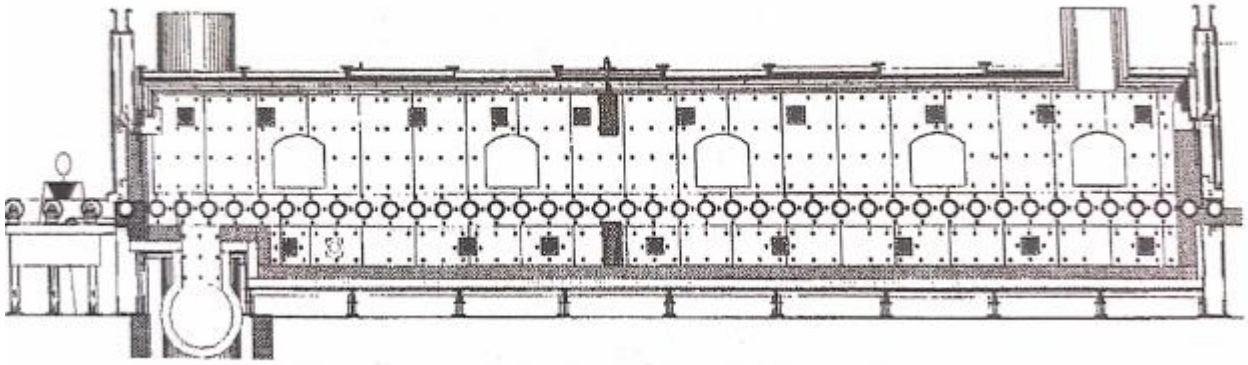
### **7.1.3 Clasificación según el modo de operación**

Se clasifican según si el sistema de carga es:

- Continuo
- Discontinuo, o por lote (*batch-type* en inglés)

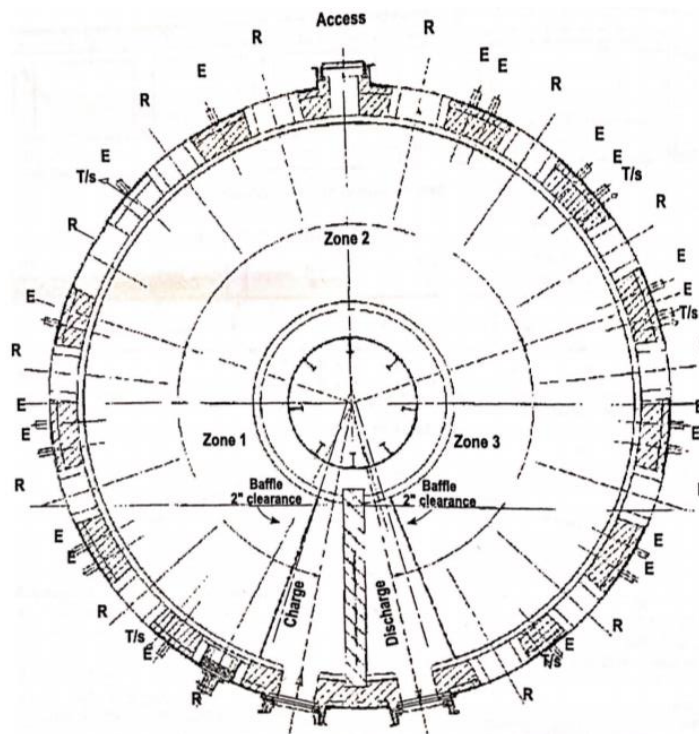
En el sistema continuo, la carga es tratada térmicamente durante todo el proceso de transporte dentro del horno. Por ende, la temperatura es constante en la totalidad del horno para un mismo tratamiento térmico [12]. Los hornos continuos son separados en zonas de temperaturas distintas (las zonas difieren por el sistema de control, la ubicación y tipo de los quemadores, entre otros.), lo que permite realizar las distintas fases de los tratamientos térmicos a lo largo de un mismo horno. En este tipo de hornos, los quemadores operan de forma continua, con apagados solo en casos de reajustes o mantención. Existen distintas configuraciones de hornos continuos, algunos de ellos se muestran a continuación.

La Figura 7.2 muestra un horno continuo recto de múltiples zonas con una solera en movimiento por un sistema de cilindros rotatorios. Este tipo de hornos son convenientes para líneas de manufacturas o producción. Para estas aplicaciones, este tipo de horno poseen una salida doble de la carga, en caso de una detención de la línea de producción aguas abajo.



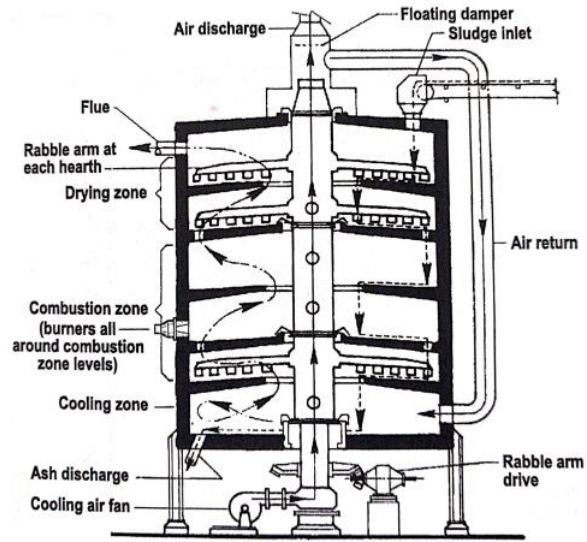
**Figura 7.2: Horno horizontal continuo de múltiples zonas. Fuente: [12].**

La Figura 7.3 muestra un horno continuo de tipo toroide, donde la solera junto con la carga tiene movimiento circular. En la Figura 7.4, se muestra un horno rotatorio de niveles múltiple. En esta configuración, la carga ingresa en el nivel superior del horno. Después de una revolución casi completa, la pieza es empujada hacia la apertura ubicada en el centro del horno mediante brazos mecanizados, para pasar de un nivel a otro de forma secuencial.



**Figura 7.3: Horno continuo de tipo toroide. La carga ingresa por la apertura de carga (*charge*), sigue un recorrido circular, hasta la descarga (*discharge*) Fuente: [12].**

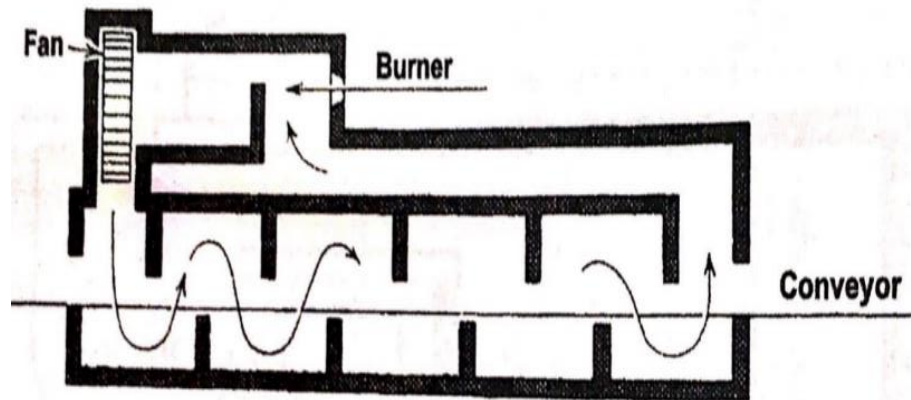
Por otro lado, los hornos discontinuos se denominan así debido a que cada carga se somete al tratamiento térmico de forma aislada. Es decir, la carga siguiente solo puede ser ingresada luego de finalizar el tratamiento de la carga anterior.



**Figura 7.4 Horno circular con múltiples niveles.**  
Fuente: [12].

#### 7.1.4 Clasificación por recirculación

Los hornos se clasifican según si existe recirculación. En la Figura 7.5, se muestra un ejemplo de horno por lote (*batch*) con recirculación. Se puede apreciar que el calor aportado por el quemador (*burner*) en la parte superior es mezclado junto con el calor sobrante contenido en el aire usado para calentar la carga: existe una recirculación del aire caliente dentro del horno mediante un ventilador.



**Figura 7.5: Horno continuo con recirculación.** Fuente: [12].

### 7.1.5 Clasificación por recuperación

A diferencia de la clasificación por recirculación, los hornos con recuperación disponen de una cámara de precalentamiento, donde se aprovecha el calor de los productos de combustión (*Poc* por sus siglas en inglés). La Figura 7.6 muestra un horno de tipo lote, con cámara de precalentamiento. La salida de los gases de escape se ubica en la parte superior izquierda, mientras que los quemadores están ubicados en la cámara principal de calentamiento, en la parte inferior del horno.

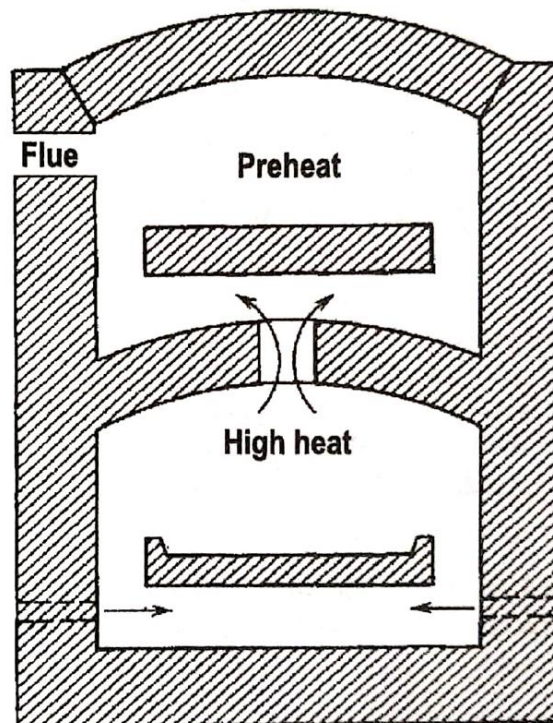


Figura 7.6: Horno de lote con cámara de precalentamiento. Fuente: [12].

## 7.2 Principales componentes de un horno y consideraciones

A continuación, se definen los componentes principales de un horno, los criterios de diseños necesarios a considerar. El enfoque es principalmente en hornos a combustible y discontinuos, los cuales son adaptados al tratamiento térmico de distensionado.

### 7.2.1 Envoltente

La envoltente se define como el límite entre el volumen operacional del horno y el exterior. El principal rol de este componente es aislar térmicamente el volumen de tratamiento, para reducir al máximo las pérdidas de calor. A continuación, las consideraciones para el diseño adecuado de una envoltente.



### 7.2.1.1 Volumen encerrado y compuerta

El volumen encerrado depende exclusivamente del tamaño de las cargas y si el horno es continuo o discontinuo [9]. El tamaño de las cargas, y la cantidad, definen las dimensiones del volumen encerrado.

### 7.2.1.2 Materiales usados para su construcción

En su forma más simple, una envoltura de horno está compuesta por tres capas de materiales distintos: capa interna, capa intermedia y capa externa.

#### *Capa interna*

La capa interna es aquella que está en contacto directo con el volumen interno del horno compuesta de un material refractario. La selección del material refractario depende evidentemente de la aplicación para el cual se usa el horno y uno de los criterios principales es el costo de dicho material. Además, se tiene que considerar lo siguiente [12]:

- *La temperatura operacional del horno:* la temperatura de fusión del material refractario debe ser superior a la temperatura operacional del horno. La diferencia entre ambas temperaturas queda a criterio del ingeniero, y depende del factor de seguridad deseado.
- *Sobrecalentamiento local:* El sobrecalentamiento local es un riesgo a evitar, y depende de la localización de los quemadores con respecto a la carga. En caso de un horno a tiro directo, la o las caras de la capa interna expuestas a los quemadores debe ser compuesta de un material refractario denso.
- *Acción abrasiva y/o erosiva:* debido a la naturaleza del combustible usado (combustible sólido, líquido o gaseoso) y los productos de combustión.
- *Ciclos:* la cantidad de ciclos esperados, por unidad de tiempo, así como la frecuencia de los ciclos. Este punto está restringido principalmente por el costo del material refractario.
- *Esfuerzos generados por la dilatación térmica:* según la temperatura de operación del horno, el material escogido para el recubrimiento debe presentar un coeficiente de dilatación térmica suficientemente bajo para no generar grietas durante la operación.

#### *Capa intermedia*

La capa intermedia es aquella que se ubica entre la capa interna y la capa externa. Debe ser de un aislante térmico que permite reducir la transferencia por calor desde la capa interna hacia la capa externa. La selección de este último depende, a parte del costo, de la temperatura de operación del horno.

El primer parámetro de selección del aislante es su *resistividad térmica*, la cual debe ser suficientemente alta para reducir la transferencia de calor por conducción desde la capa interna hacia la capa externa. Además, la densidad y el calor específico son factores para considerar, ya que por definición influyen en el coeficiente de difusividad térmica del aislante, además de influir

en las pérdidas de calor por calentamiento. En Anexo B se exponen los coeficientes de conductividad térmica para materiales comúnmente usados como aislantes en hornos industriales.

Por otro lado, la capa intermedia requiere una alta *reflectividad* (o baja *emisividad*), para reducir la absorción de la radiación incidente desde la capa interna y así reducir la transferencia de calor desde la capa interna hacia la capa externa. Un exceso de aislamiento térmico puede tener consecuencias no deseables. En efecto, puede conllevar a un alza de la temperatura del recubrimiento, elevando su temperatura a una mayor o cercana a su temperatura de fusión, lo cual provoca su deterioración [12].

### *Capa externa*

El objetivo de la capa externa es el sellado atmosférico del horno, impidiendo el flujo de gases desde el interior hacia el exterior y viceversa, además de proveer la integridad estructural del horno. El material usado para este requerimiento en hornos industriales es el acero.

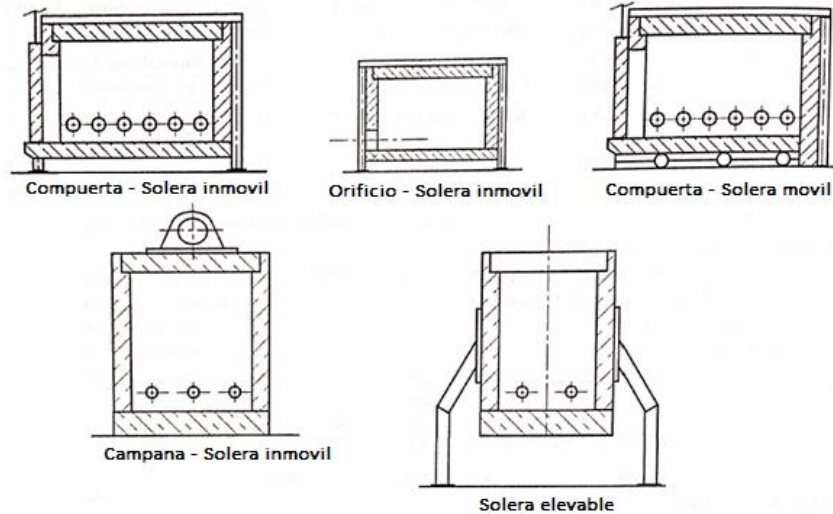
#### *7.2.1.3 Estructura de soporte y separación con respecto al piso*

En algunas aplicaciones distintas al tratamiento térmico de distensionado, un aislamiento del horno con respecto al piso puede ser necesario. Esto ocurre en procesos de alta temperatura, donde la separación entre el piso y la parte inferior del horno permite la circulación del aire e impide un sobrecalentamiento de dicha parte inferior. En estos casos, se diseña una estructura que sostiene el horno.

### **7.2.2 Sistema de carga/descarga**

El sistema de carga/descarga, como su nombre lo indica, es aquel sistema que permite cargar y descargar el horno. El sistema debe ser diseñado y dimensionado, considerando:

- Peso y volumen de la carga a tratar.
- Según si el horno es continuo o discontinuo, existen varios tipos de sistemas: solera inmóvil con cargamento móvil, solera móvil con compuerta, etc. En el apartado de clasificación de hornos se pueden apreciar algunos ejemplos adicionales. La Figura 7.7 muestra algunos ejemplos de configuraciones de hornos discontinuos



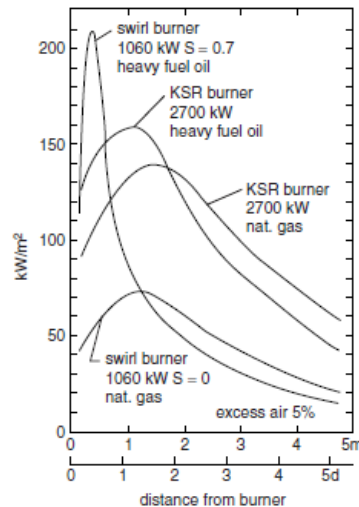
**Figura 7.7: Distintas configuraciones para hornos por lote. Fuente: [12].**

### 7.2.3 Sistema de control y energía

El sistema de control y energía es aquel que permite controlar la velocidad de calentamiento, el tiempo a temperatura constante y la velocidad de enfriamiento dentro del horno. Dicho sistema permite una regulación de estos parámetros mediante el encendido y apagado de los distintos quemadores, además de controlar la mezcla aire/combustible, y el caudal másico de la mezcla. El sistema es retroalimentado por múltiples sensores de temperaturas, ubicados al interior del horno y en la chimenea, denominado *stack* en inglés.

El diseño del sistema de control y energía debe considerar:

- El combustible, el cual determina en parte la potencia disponible y la distancia de potencia máxima con respecto al quemador (ver Figura 7.8).
- Tipos y ubicación de los quemadores, los cuales se detallan en el siguiente apartado.
- El sistema eléctrico (PLC y sensores de temperatura y presión) que controla el accionamiento de los quemadores para cumplir con el ciclo termodinámico requerido.
- Los tipos de sensores y sus ubicaciones para permitir la medición de la temperatura dentro del horno y en la chimenea con el fin de obtener un calentamiento adecuado.



**Figura 7.8: Potencia por unidad de superficie, para varios combustibles y tipos de quemadores. Fuente [13].**

A continuación, se realiza una exposición de algunos de los tipos de quemadores existentes, además de los conceptos y parámetros relevantes en el rubro de quemadores industriales.

### 7.2.3.1 Quemadores industriales

El principal rol de un quemador es actuar como fuente de energía, transfiriendo calor desde una combustión hacia una carga. Por ende, es importante adecuar el quemador al tipo y peso de la carga, para tener la potencia adecuada para el proceso deseado, maximizar la transferencia de calor, y mejorar la eficiencia térmica del proceso. A continuación, una revisión de los distintos tipos de quemadores relevantes para el tratamiento térmico de distensionado, considerado como uno de los tratamientos de “baja temperatura” en la industria [13].

#### 7.2.3.1.1 Quemadores de alta velocidad

Los quemadores de alta velocidad son un subgrupo de quemadores de llamas abiertas, los cuales se definen como aquellos que tienen los siguientes parámetros:

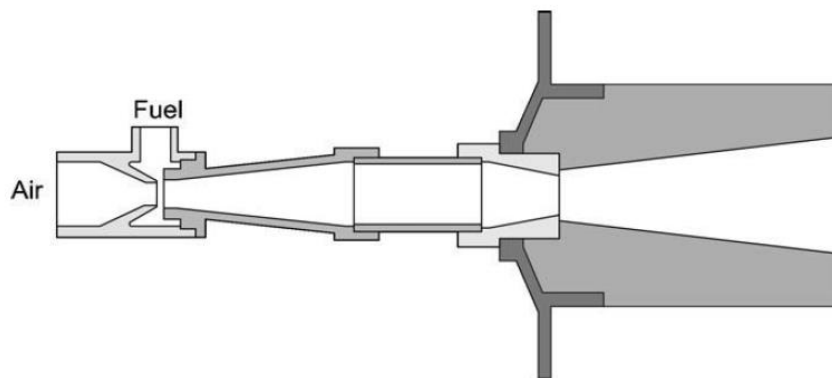
- La llama no se encuentra confinada, como es el caso de quemadores radiantes, por ejemplo.
- La carga es calentada directamente por la llama, y no por la radiación de una superficie calentada.
- los quemadores de alta velocidad son aquellos cuya llama es disparada a una velocidad mayor a 100 [m/s].

El principio, común a todos los quemadores de alta velocidad, se basa en usar el momentum de la llama para promover el movimiento de los productos de combustión al interior del horno. Son comúnmente usados en la industria metalúrgica, cerámica y de procesos desde 1960. Los quemadores de alta velocidad poseen numerosas ventajas sobre quemadores convencionales de baja o mediana velocidad y otros tipos de quemadores, los cuales se exponen a continuación [13]:

- Permite una mayor uniformidad de temperatura al interior del horno debido al momentum de la llama a la salida de la boquilla del quemador.
- Permite una transferencia de calor más eficiente en procesos de baja temperatura tales como el distensionado, donde la transferencia de calor por convección tiene un rol más importante.
- El momentum de la llama a la salida del quemador permite trabajar con cargas compactamente agrupadas, como por ejemplo el tratamiento de lingotes de metales o ladrillos. Esto se traduce en una capacidad del horno mayor.
- El alza de temperatura de la carga es lograda en un tiempo menor.
- En varios casos, una cantidad de quemadores de alta velocidad logra un mayor desempeño comparado con una configuración similar de quemadores de baja o mediana velocidad.
- Factores económicos que implican los puntos anteriores, tales como el aumento en la productividad, menores costos de operación debido a la mayor eficiencia, además de los bajos costos de mantención debido a la menor cantidad de quemadores de alta velocidad necesaria para una aplicación.

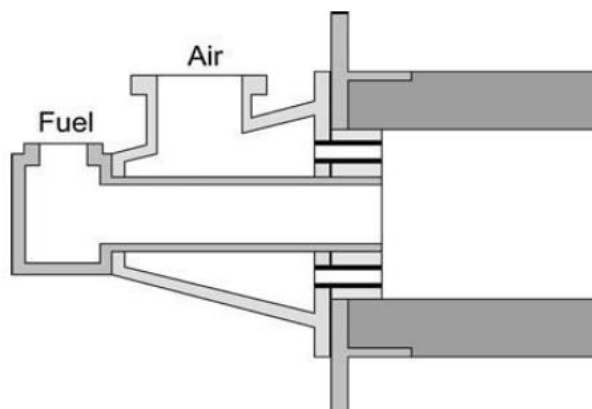
#### *Algunos tipos de quemadores de alta velocidad*

Existen varios tipos de quemadores de alta velocidad. Los *quemadores con premezclas* fueron los primeros en ser desarrollados, y se definen como aquellos donde la mezcla completa aire-combustible se realiza antes del punto de ignición del quemador. En el caso de quemadores de premezcla tipo túnel, la mayoría de la combustión es contenida en la cámara (ver Figura 7.9), lo que implica una alta temperatura de los gases de combustión, además de lograr una alta velocidad de los gases y una combustión cercana a la combustión completa en la salida del quemador. Debido a los avances en tecnología de quemadores, este último punto explica la utilización de estos tipos de quemadores en aplicaciones que requieren bajo volumen de oxígeno no combustionado al interior del horno, como en el procesado de cobre [13].



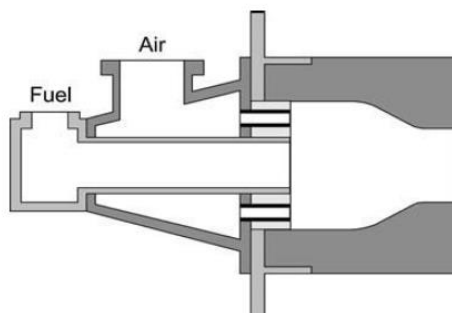
**Figura 7.9: Quemador de premezcla. Fuente: [13].**

Los quemadores con mezcla en la boquilla presentan un mayor rango de operación tanto en temperatura como en flujo, y presentan una mayor versatilidad en la construcción de hornos. En la Figura 7.10, se puede apreciar un quemador con mezcla en la boquilla convencional.



**Figura 7.10: Quemador con mezcla en la boquilla. Fuente: [13].**

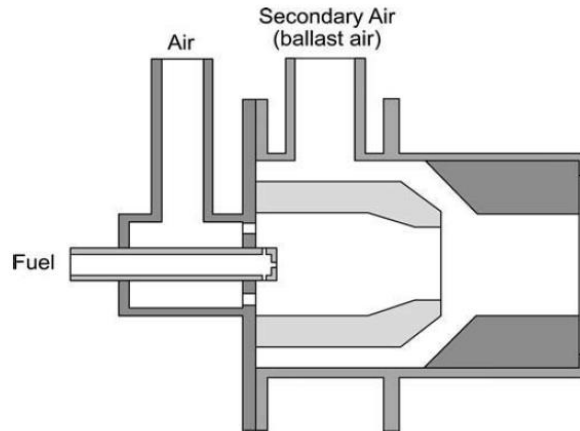
En algunos diseños, la salida geométrías que promueven el aumento la velocidad de salida (ver Figura 7.11) y, por ende, que reduce el exceso de aire necesario para obtener una temperatura uniforme deseada.



**Figura 7.11: Esquema de quemador con mezcla en la boquilla, y restricción a la salida [13].**

En los quemadores *iso-jet*, la premezcla de aire-combustible y la combustión se logra en una cámara de premezcla. Los pocs ingresan en una cámara adyacente y reciben una segunda inyección de aire. Este tipo de quemadores permiten una mayor velocidad de salida de los pocs comparado con las dos tecnologías anteriores. Diseños posteriores de quemadores *iso-jet* presentan una combinación de las tecnologías descritas anteriormente.

Como se muestra en la Figura 7.12, la combustión primaria se realiza mediante una mezcla aire-combustible en la boquilla primaria. Luego, los pocs ingresan a una cámara con salida restringida para aumentar la velocidad de ingreso. Finalmente, se realiza una segunda inyección de aire en una cámara secundaria y se expulsan los gases resultantes hacia el interior del horno. Comparado con los quemadores descrito en el apartado anterior, presentan aun una mayor velocidad de escape de



**Figura 7.12: Quemador iso-jet con mezcla en la boquilla, restricción de salida y cámara secundaria de inyección. Fuente: [13].**

los gases, y un mejoramiento de la vida útil de la restricción refractaria ubicada a la salida de la cámara de combustión primaria debido a la segunda inyección de aire [13,14].

#### *Principios básicos para la instalación y configuración de quemadores*

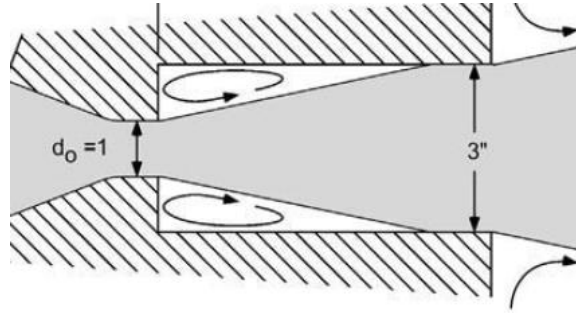
La correcta instalación y las disposiciones de los quemadores dentro del horno tienen un impacto importante en el desempeño del horno. El principal objetivo es lograr una uniformidad en la temperatura de la carga y evitar el sobrecalentamiento local de la carga. A continuación, algunas consideraciones necesarias al momento de instalar los quemadores.

#### *Receso de quemadores*

En la instalación de quemadores, es de común ocurrencia una instalación con *receso*. Esto permite reducir el espacio ocupado por el horno, además de evitar un sobrecalentamiento de la carga debido a la proximidad de la llama del quemador. Aumentar la distancia llama-carga permite un aumento de los movimientos de los gases al interior del horno, lo que conlleva a uno más eficiente y a una mejora en la uniformidad de temperatura de la carga [11]. Sin embargo, un receso demasiado profundo puede traer efectos negativos en el desempeño del horno.

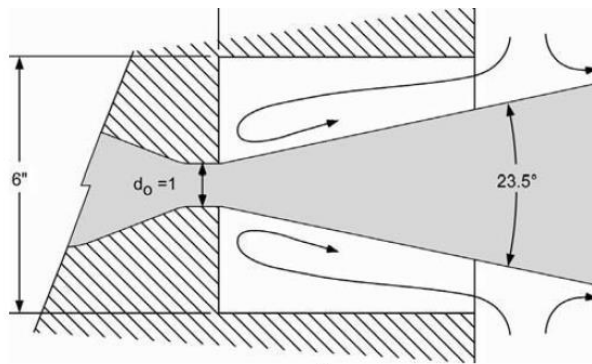
En efecto, si el receso es demasiado profundo, puede impedir arrastre lateral de los gases al interior del horno. También puede permitir una expansión completa de la llama antes de entrar en interior del horno. Estos dos últimos puntos implican una disminución de la velocidad de la llama, neutralizando los beneficios de quemadores de alta velocidad.

Por otro lado, un receso demasiado pronunciado resulta en una llama que impacta la pared lateral antes de su llegada al interior del horno, tal como se puede apreciar en la Figura 7.13.



**Figura 7.13: Ilustración de un receso demasiado pronunciado. Fuente: [13].**

Para evitar este tipo de problema, se calcula el receso siguiendo la regla de 23,5 grados<sup>4</sup> de expansión de la llama, tal como se muestra en la Figura 7.14. Así, la llama no logra impactar con las paredes laterales del receso, lo que permite un efecto de arrastre de los gases ubicados en el interior del horno, además de mantener el momentum y la velocidad de la llama [13].



**Figura 7.14: Receso suficientemente ancho para la instalación correcta del quemador. Fuente: [13].**

### *Geometría de boquilla refractaria*

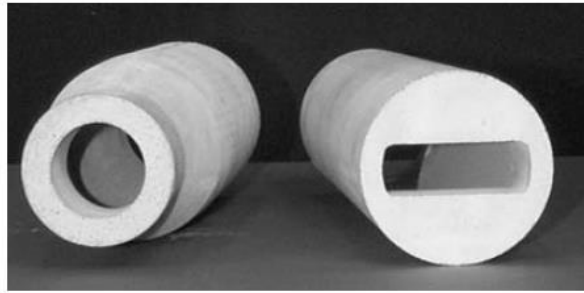
La geometría de la boquilla refractaria de escape, ubicada en la salida de gases del quemador, tiene importancia en varios aspectos en el desempeño del horno. Como primer punto, la geometría afecta el arrastre local de gases cerca de la llama. El factor importante en la geometría de la boquilla es la razón de aspecto, que se define como la razón entre la altura y el ancho. A mayor razón de aspecto, mayor razón perímetro-área de la llama, lo que se traduce en una dispersión más rápida del calor.

Además, la geometría de la boquilla refractaria permite enfrentar restricciones de flujos al interior del horno: restricción por la disposición de varias cargas, presencia de soportes estructurales, entre otros. En la presencia de un soporte estructural al interior del horno, una boquilla de ranura (ver

<sup>4</sup> La regla de 23,5 grados de expansión de llama proviene directamente de la teoría de chorro (jet theory) y es ampliamente usada para una instalación correcta de quemadores con receso.



Figura 7.15) puesta horizontalmente (cateto mayor horizontal) permite promover un mayor arrastre según el eje perpendicular a dicha columna [13].

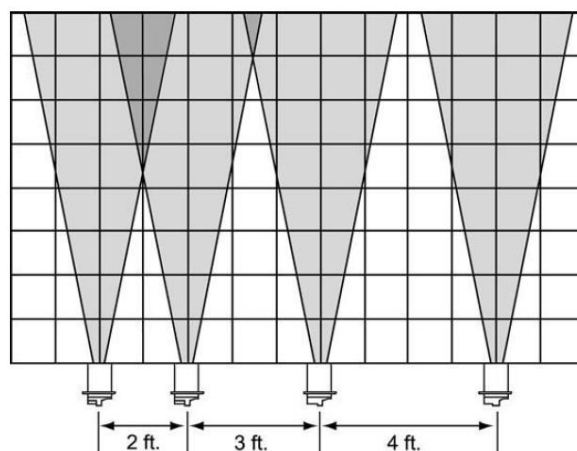


**Figura 7.15: Boquilla refractaria circular (izquierda) y de ranura (derecha). Fuente: [13].**

Finalmente, la boquilla refractaria impide superposición de llamas en el caso de quemadores múltiples. La disposición de múltiples quemadores se discute en el apartado siguiente.

*Espaciado entre quemadores e instalaciones en caras opuestas*

En el caso de configuraciones con múltiples quemadores, la ubicación de estos es un factor importante para considerar en el desempeño del horno. La correcta disposición de los quemadores, tanto en el plano vertical como horizontal, permite evitar sobrecalentamiento local y lograr una temperatura uniforme. De manera similar a la instalación de receso de quemadores, el parámetro esencial a considerar en configuraciones de múltiples quemadores es el ángulo de dispersión de la llama, el cual es de 23,5 grados. Considerando dicho ángulo, se busca evitar superposición de llamas, para evitar sobrecalentamiento local. En la Figura 7.16 se muestra una disposición incorrecta y correcta de múltiples quemadores.



**Figura 7.16: Disposición de quemadores, con y sin superposición de llamas. Fuente: [13]**

#### 7.2.3.1.2 Quemadores radiantes

A diferencia de los quemadores de llama abierta, los quemadores radiantes no calientan directamente la carga del horno. Son considerados como quemadores radiantes aquellos donde la llama incide sobre una superficie sólida, elevando su temperatura. Luego, la superficie irradia calor por radiación hacia la carga del horno. Existen quemadores radiantes eléctrico y a combustión. En general, los quemadores radiantes a combustión tienen menores costos de operación, principalmente debido al precio del gas natural comparado con el de la electricidad.

A continuación, se muestran ventajas de los quemadores radiantes con respecto a los de llama abierta [13]:

- Eficiencia térmica.
- Homogeneidad del calentamiento de la carga.
- Bajas emisiones contaminantes.
- Calentamiento direccional posible.
- Tiempo de respuesta para cambios en la carga.
- Fases de calentamiento y enfriamiento de cortas duraciones para algunos tipos de quemadores radiantes.
- Ausencia de contacto entre la llama y la carga, eliminando los riesgos de oxidación, ignición, y descomposición de ciertos materiales tales como textiles, celulosa, y papeles.
- Mayor control sobre el proceso de calentamiento, principalmente debido a que la temperatura de la superficie radiante es fácilmente medible.

Por otro lado, las principales limitaciones de este tipo de quemadores se enumeran a continuación [13]:

- Baja temperatura máxima y bajas tasas de alimentación de combustible (y por ende calor entregado) comparado con quemadores de llama abierta, debido al límite de temperatura máxima de la superficie refractante.
- En el caso de usar un material refractante poroso, es necesario mantener un alto nivel de pureza del combustible y oxidante, para evitar la incrustación de los poros de la superficie refractante.
- En algunos diseños de hornos continuos con quemadores radiantes, la alta capacidad calorífica de ciertos materiales usados como superficie radiante puede presentar riesgos de ignición de la carga en el caso de una detención súbita de la línea y apagado de los quemadores.

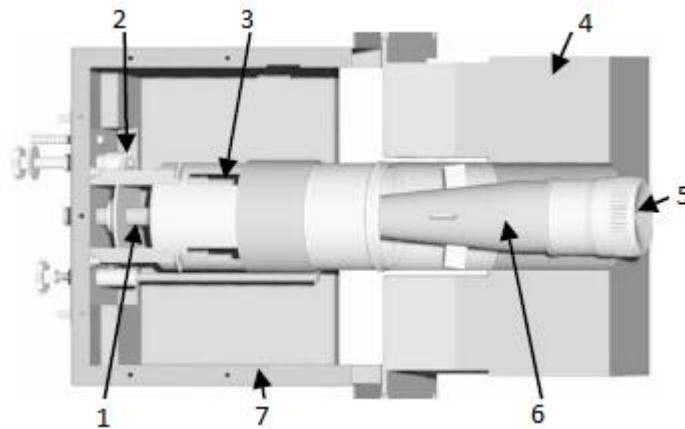
##### 7.2.3.1.2.1 Quemadores de paredes radiantes y de tubos radiantes

En la Figura 7.17, se ilustra un tipo de quemador de paredes radiantes. Existen muchas variantes de quemadores para paredes y tubos radiantes, definidos según la configuración tubos o disposición

en las paredes. El principio de funcionamiento general del quemador, el cual es relativamente similar en todos los casos, se describe a continuación [13].

#### *Funcionamiento general*

En un primer paso, el combustible se inyecta a alta velocidad por la boquilla de inyección (1) hacia la sección de Venturi (6). En forma paralela, el aire se admite en los orificios de admisión primaria y secundaria (2 y 3), los cuales son regulables. La mezcla aire/combustible se realiza en la sección de Venturi, para luego ser expulsado en la boquilla (5) hacia el interior del horno donde se realiza la combustión. La eyección de la mezcla se hace de forma radial y paralela a las paredes del horno (4), presentando una llama circular plana y paralela a las paredes adyacente. Este último punto es lo que diferencia principalmente un quemador de paredes radiantes con un quemador de choque de llama, donde la llama no es paralela a la pared radiante.



**Figura 7.17: Esquema de un quemador de paredes radiantes. Fuente: [13].**

#### *Configuración*

Los quemadores de paredes radiantes se instalan generalmente de forma horizontal, y las boquillas se encuentran nivelados con el recubrimiento refractante de las paredes del horno. La matriz de quemadores sigue una configuración que depende de cada horno, y de su aplicación. Sin embargo, la densidad de quemadores por unidad de superficie de pared es acotada inferior y superiormente. Inferiormente para tener una distribución de calor uniforme dentro del horno, y superiormente para reducir las emisiones NOx por interacción llama-llama y también evitar sobrecalentamiento local [13].

En la Figura 7.18, se puede apreciar matriz de quemadores, ubicados en la pared izquierda del horno. Los tubos que transportan el fluido a tratar se ubican en el lado derecho de la figura.



**Figura 7.18: Quemadores de paredes radiantes con tiro forzado. Fuente: [13].**

De forma similar, existen varias configuraciones para los tubos radiantes. En la Figura 7.19, se ilustran los principales tipos de tubos radiantes, repartidos en dos categorías: tubos con recirculación y tubos sin recirculación. En los tubos sin recirculación, una mezcla aire/combustible y los productos de la combustión resultante atraviesan el tubo una única vez. En el caso con recirculación, una porción de los productos de combustión se inyecta con la mezcla aire-combustible. Esto permite disminuir la temperatura de la capa externa de la llama y así evitar puntos de sobrecalentamiento local del tubo [12].

Por otro lado, el tubo directo entra por una pared del horno y sale por la pared opuesta. En el tubo de una extremidad, tanto sin recirculación y con recirculación, la sección exterior del tubo permite el escape de los productos de combustión, en contraflujo. Los otros tipos de configuraciones permiten aumentar la superficie de contacto para aumentar la transferencia de calor entre los tubos y el interior del horno. Las limitantes de dicho aumento de superficie de transferencia es principalmente el material del tubo y la uniformidad de temperatura a lo largo del tubo.

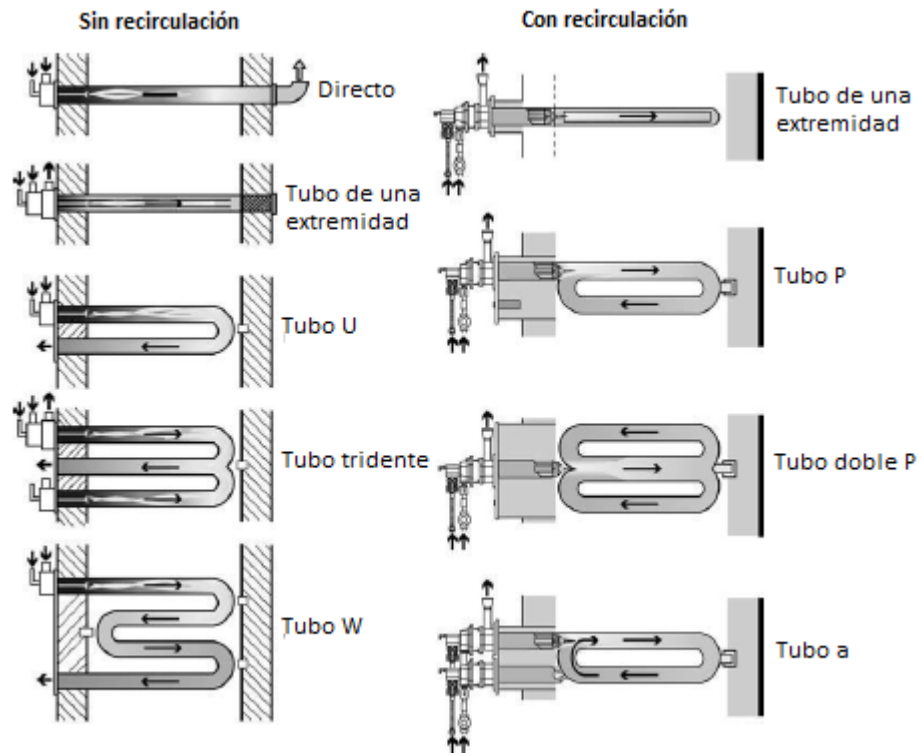


Figura 7.19: Esquema de quemadores de tubos radiantes. Fuente: [13].

### Aplicaciones

En general, los hornos de paredes radiantes se usan para procesos que requieren un alto grado de uniformidad de temperatura en un área grande, tales como el reformado con vapor, proceso que permite obtener hidrogeno a partir de hidrocarburo. Existen varios otros tipos de quemadores radiantes, algunos de ellos enumerados a continuación:

- Quemadores radiantes de cerámica perforada
- Quemadores radiantes de choque de llama (*flame impingement radiant burners* en inglés)
- Quemadores de refractantes porosos

## 7.2.4 Sistema de escape y recuperación de calor

### 7.2.4.1 Definición

Es aquel sistema por donde escapan los productos de combustión. Está compuesto de la sección de apertura del horno (*flue* en inglés) y de la chimenea (*stack*<sup>5</sup> en inglés), además del sistema de ventilación (si procede) que ayuda a la circulación de los gases.

<sup>5</sup> Ver glosario

En general, es posible mejorar la eficiencia térmica con la instalación de sistemas de recuperación de calor desde los gases de escape.

#### *7.2.4.2 Recuperación de calor*

Un sistema de recuperación de calor consiste principalmente en un intercambiador de calor ubicado a la salida de los gases de escape, lo que permite aprovechar el calor sensible de estos últimos. Dicho calor es transmitido a un fluido de trabajo usado en otro proceso. Algunos ejemplos de fluidos de trabajo: agua sanitaria caliente, aire de combustión (precalentamiento), etc.

El sistema de recuperación también puede permitir precalentar el aire usado como comburente. El principal desafío en diseñar un sistema de recuperación de calor consiste en dimensionar el intercambiador de calor. Para eso, se requiere considerar los siguientes criterios de diseño:

- Fluido de trabajo deseado que depende de la aplicación. El flujo de trabajo permite escoger los materiales de construcción del intercambiador y piping, ya que este puede ser abrasivo, corrosivo, etc. Asociado a este punto, se debe considerar si es necesario el almacenamiento del fluido de trabajo calentado.
- Parámetros principales: caudales máxicos de los gases de escape y del flujo de trabajo a calentar, temperaturas y presiones de entrada y salida de ambos fluidos.
- Tipo de intercambiador de calor adecuado según las propiedades enumeradas en los puntos anteriores, además del espacio disponible.

## **8 Metodología de cálculo para el diseño básico de un horno**

En esta sección, se desarrolla la metodología de cálculo para el diseño básico de un horno a combustión de tratamiento térmico de alivio de tensiones, y de tipo discontinuo. En primer lugar, el objetivo es determinar los parámetros necesarios para realizar balance térmico del horno, incluyendo:

- i. Calor útil necesario para el tratamiento térmico de distensionado,
- ii. Pérdidas de calor en las paredes, techo y solera,
- iii. Pérdidas de calor por calentamiento,
- iv. Pérdidas de calor por calor sensible en los gases de escape,
- v. Flujos máxicos de combustible y gases de escape,
- vi. Temperaturas de la pared interna, externa,

Luego, a partir del balance térmico, se procede en determinar los espesores requeridos de las distintas capas de la envolvente del horno, la potencia requerida de los quemadores, y el calor disponible en los gases de escape. Lo anterior permite seleccionar los quemadores adecuados para el tratamiento térmico deseado. Además, se realiza una metodología de cálculo para el dimensionamiento adecuado de la chimenea del horno.

Finalmente, se procede en dimensionar y seleccionar los equipos primarios y secundarios del subsistema de recuperación de calor desde gases de escape descrito en el capítulo anterior.

### 8.1 Balance térmico del horno

En la Figura 8.1, se ilustra mediante diagrama Sankey las pérdidas en un horno típico discontinuo.

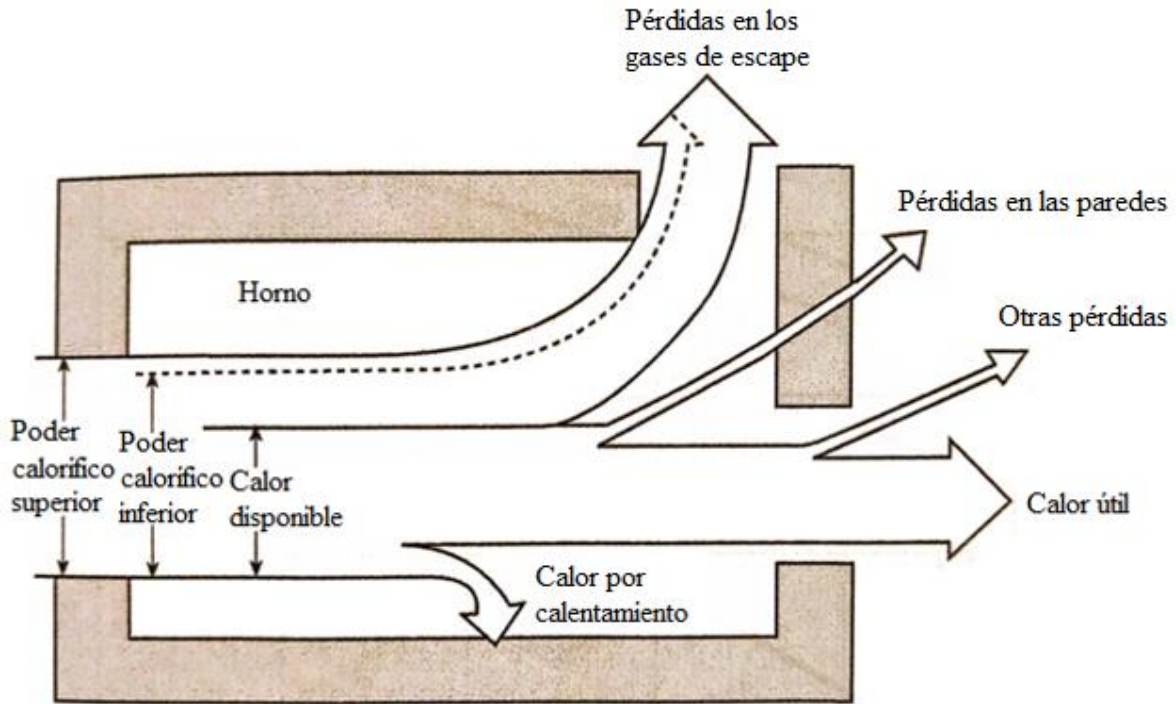


Figura 8.1: Diagrama Sankey de las pérdidas de calor en un horno. Fuente: [12].

Se define lo siguiente:

- $PDI$  : Poder calorífico inferior del combustible en  $kJ/kg$ .
- $Q_{flseco}$  : Pérdidas por calor sensible en los gases de escape secos en  $kJ$ .
- $Q_{disp}$  : Calor disponible en  $kJ$ , que corresponde al poder calorífico superior menos el calor perdido en los gases de escape.
- $Q_{pared}$  : Pérdidas de calor en las paredes en  $kJ$ .
- $Q_{cal}$  : Pérdidas por calentamiento en  $kJ$ .
- $Q_{otros}$  : Otras pérdidas (por filtración de aire, sistema de refrigeración o calentamiento del sistema de carga) en  $kJ$ .

- $Q_{\text{útil}}$ : Calor útil, requerido para aumentar la temperatura de la carga desde la temperatura inicial hasta la temperatura de tratamiento térmico.

Luego, el balance térmico global esta dado por la siguiente ecuación:

$$PDI \cdot m_{\text{combustible}} = Q_{\text{pared}} + Q_{\text{cal}} + Q_{\text{flseco}} + Q_{\text{util}} + Q_{\text{otros}} \quad (9.1)$$

### 8.1.1 Calor útil

El calor útil se define como el calor usado para el tratamiento térmico de la carga. Se determina mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{\text{util}} = \rho V c_p (T_{\text{soak}} - T_i) \quad (9.2)$$

Donde:

$Q_{\text{util}}$ : Calor útil en  $kJ$ .

$\rho$ : Densidad de la carga en  $kg/m^3$ .

$V$ : Volumen de la carga en  $m^3$ .

$c_p$ : Calor específico de la carga en  $kJ/kg^\circ C$ .

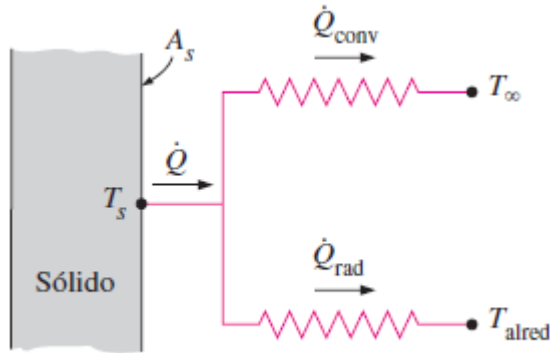
$T_{\text{soak}}$ : Temperatura de tratamiento en  $^\circ C$ .

$T_i$ : Temperatura inicial de la carga en  $^\circ C$ .

### 8.1.2 Perdidas en las paredes

En la Figura 8.2, las pérdidas a través de las paredes por conducción térmica corresponden a las perdidas por radiación y por convección natural y/o forzada. Se determinan cuando logran su valor máximo, es decir cuando la diferencia de temperatura entre la pared interna y externa alcanza su valor máximo. Esto ocurre durante la fase de tratamiento a temperatura de inmersión constante.





**Figura 8.2: Pérdidas en la pared por radiación y convección natural. Fuente: [7].**

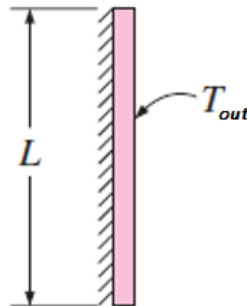
Luego, por el principio de superposición, las pérdidas de calor total en las paredes son la suma de las pérdidas por convección y radiación, expresado como sigue:

$$\dot{Q}_{pared} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} \quad (9.3)$$

### 8.1.2.1 Pérdidas de calor por convección natural

#### 8.1.2.1.1 Paredes verticales

Para determinar las pérdidas de calor de las paredes verticales por convección natural, el problema se modela como una placa vertical, con una de sus caras laterales calientes, a una temperatura  $T_{out}$ , tal como se ilustra en la Figura 8.3. Para determinar los parámetros relevantes del aire, es necesario determinar la temperatura  $T_f$  de la película de aire adyacente a la pared. Dicha temperatura se determine como sigue:



**Figura 8.3: Pared vertical con una de las caras a temperatura  $T_s$ . Fuente: [7].**

$$T_f = \frac{T_{out} + T_\infty}{2} \quad (9.4)$$

Con  $T_\infty$  = Temperatura ambiente en °C.

Por otro lado, se determina el largo característico  $L_c$  [m] según el Anexo C, y el número de Rayleigh  $Ra_L$  se calcula como sigue:

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_{out}-T_{\infty})L_c^3Pr}{\nu^2} \quad (9.5)$$

Donde:

$\nu$ : Viscosidad cinemática en  $m^2/s$ .

$\beta$ : Coeficiente de expansión volumétrica en  $1/K$ .

$g$ : Aceleración de gravedad igual a  $9,81 m/s^2$ .

$T_{\infty}$ : Temperatura ambiente  $^{\circ}K$ .

$T_s$ : Temperatura de la superficie en  $^{\circ}K$ .

$L_c$ : Largo característico de la superficie en  $m$ .

Luego, el número de Nusselt  $Nu$  es igual a:

$$Nu = \left(0,825 + \frac{0,387Ra_L^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{Pr_{aire}}\right)^{\frac{9}{16}}\right)^{\frac{8}{27}}}\right)^2 \quad (9.6)$$

Con  $Pr_{aire}$  el número de Prandtl del aire. Además, se determina el coeficiente de convección  $h_{conv}$  como sigue:

$$h_{conv} = \frac{kNu}{L_c} \quad (9.7)$$

Luego, el calor perdido por convección natural  $\dot{Q}_{cv}$  [W] a través de una de las paredes verticales es:

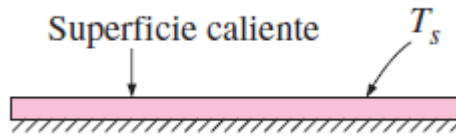
$$\dot{Q}_{cv} = h_{conv}A_s(T_{out} - T_{\infty}) \quad (9.8)$$

Con  $A_s$  siendo la superficie de la pared vertical.

Finalmente, considerando las paredes verticales idénticas, las pérdidas totales por convección es igual a cuatro veces  $\dot{Q}_{cv}$ .

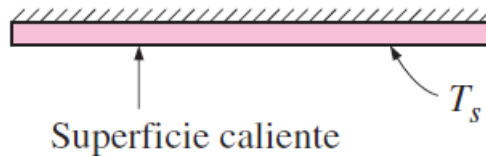
### 8.1.2.1.2 Paredes horizontales

La solera y el techo del horno se consideran como paredes horizontales. Se modela el techo como se muestra en la Figura 8.4, donde la cara superior está a una temperatura  $T_s = T_{out}$  y la inferior es adiabática.



**Figura 8.4: Placa horizontal con cara superior caliente a  $T_s$ . Fuente: [7].**

Por otro lado, se modela la solera con la cara inferior a una temperatura  $T_s = T_{out}$  y la superior adiabática. tal como se muestra en la Figura 8.5. Esto se debe a que la solera se separa de las fundaciones para no dañarlas por fatiga térmica.



**Figura 8.5: Placa horizontal con cara inferior caliente a  $T_s$ . Fuente: [7].**

### 8.1.2.1.3 Techo

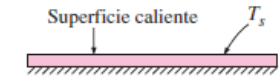
Siguiendo la misma metodología que en el punto anterior, se determina la temperatura de la película de aire adyacente a la cara según la ecuación 9.4, y el largo característico  $L_c$  [m] se determina nuevamente mediante el Anexo C.

Luego, el número de Rayleigh según la ecuación 9.5.

Una vez obtenido el número de Rayleigh, se determina el número de Nusselt de acuerdo con la Tabla 8.1. En el caso del techo del horno, y dependiendo de la magnitud del número de Rayleigh, se tiene que:

$$Nu = \begin{cases} 0,54Ra^{\frac{1}{4}} \\ 0,15Ra^{\frac{1}{3}} \end{cases} \quad (9.9)$$

**Tabla 8.1: Correlaciones del número de Nusselt según el valor del número de Rayleigh. Fuente: [7].**

Configuración geométrica	Longitud característica $L_c$	Intervalo de Ra	Nu
Placa horizontal (Área superficial $A$ y perímetro $p$ ) a) Superficie superior de una placa caliente (o superficie inferior de una placa fría)	$A_s/p$	$10^4 - 10^7$	$Nu = 0.54Ra_l^{1/4}$
b) Superficie inferior de una placa caliente (o superficie superior de una placa fría)		$10^7 - 10^{11}$	$Nu = 0.15Ra_l^{1/3}$
		$10^5 - 10^{11}$	$Nu = 0.27Ra_l^{1/4}$

Luego, el coeficiente convectivo viene dado por la ecuación 9.7.

Finalmente, el calor perdido  $\dot{Q}_{ct}$  [W] por convección natural, para el techo del horno es:

$$\dot{Q}_{ct} = h_{conv} A_s (T_{out} - T_{\infty}) \quad (9.10)$$

Con  $A_s$  la superficie del techo del horno.

#### 8.1.2.1.4 Solera

De forma similar a la sección anterior, se determina la temperatura de la película de aire adyacente a la cara se determina mediante la ecuación 9.4. Luego, el número de Rayleigh y el largo característico se determinan mediante la ecuación 9.5 el Anexo C, respectivamente.

Una vez obtenido el Rayleigh, se determina el Nusselt de acuerdo con la Tabla 8.1. Para el caso de la solera, se tiene que:

$$Nu = 0,27Ra^{1/4} \quad (9.11)$$

Luego, el coeficiente convectivo viene dado por la ecuación 9.7, y el calor perdido  $Q_{cs}$  [W] a través de la solera del horno por convección natural es:

$$\dot{Q}_{cs} = h_{conv} A_s (T_{out} - T_{\infty}) \quad (9.12)$$

Con  $A_s$  la superficie de la solera del horno.

#### 8.1.2.2 Pérdidas de calor por radiación

Las pérdidas de calor a través de las paredes por radiación  $\dot{Q}_{rad}$  [W], se determinan mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \alpha (T_{out}^4 - T_{\infty}^4) A_s \quad (9.13)$$

Con:

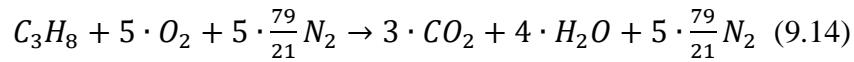
$\alpha$ : Constante de Stefan-Boltzmann igual a  $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$

$A_s$ : Superficie de cualquier pared vertical del horno igual a  $36 \text{ m}^2$ .

$\varepsilon$ : Emisividad de la superficie.

### 8.1.3 Perdidas por calor sensible en los gases de escape

Las perdidas por calor sensible en los gases de escape se definen como el calor disponible en ellos debido a su alta temperatura. Para el caso del propano (aproximación del GLP), se tiene la siguiente ecuación estequiométrica de combustión:



considerando la composición del aire de un 79% de nitrógeno y un 21% de oxígeno.

Por otro lado, se tiene los siguientes pesos molar:

$$PM_{C_3H_8} = 44 \text{ g/mol} , PM_{O_2} = 32 \text{ g/mol} , y PM_{N_2} = 28 \text{ g/mol}$$

Luego, para 1 kg de propano, se necesita  $\frac{5 \cdot 32}{44} = 3,64 \text{ kg}$  de  $O_2$  y  $\frac{18,8 \cdot 28}{44} = 11,97 \text{ kg}$  de  $N_2$ , es decir, se necesita  $11,97 + 3,64 = 15,61 \text{ kg}$  de aire para combustionar cada kg de combustible. Por otro lado, para 1 kg de propano, se produce  $\frac{3 \cdot 44}{44} = 3 \text{ kg}$  de  $CO_2$  y  $\frac{4 \cdot 18}{44} = 1,64 \text{ kg}$  de  $H_2O$ .

Luego considerando el exceso de aire  $\varepsilon_{aire}$ , se tiene que las masas reales de reactivos y productos en  $kg/kg_{combustible}$  es:

$$m_{aire} = 15,61 \cdot (1 + \varepsilon_{aire}) \quad (9.15)$$

$$m_{H_2O} = 1,64 \cdot (1 + \varepsilon_{aire}) \quad (9.16)$$

$$m_{CO_2} = 3 \cdot (1 + \varepsilon_{aire}) \quad (9.17)$$

$$m_{N_2} = 11,97 \cdot (1 + \varepsilon_{aire}) \quad (9.18)$$

Por ende, se tiene que la masa de gases de escape  $m_{gases}$  en kg por kg de combustible es de:

$$m_{gases} = m_{aire} + 1 \quad (9.19)$$

Luego, el calor perdido por calor sensible  $q_{flseco}$  en  $kJ/kg_{combustible}$  en los gases de escape seco es:

$$q_{flseco} = m_{gseco} c_p \Delta T \quad (9.20)$$

Con:

$$m_{gseco} = m_{gases} - m_{H_2O} \quad (9.21)$$

Por otro lado, el calor específico de una mezcla de gases se calcula ponderando el calor específico de cada componente. Luego, el calor específico de los gases de escape se calcula como sigue:

$$c_{pgases} = \frac{m_{CO_2}}{m_{aire} - m_{H_2O}} \cdot c_{pCO_2} + \frac{m_{N_2}}{m_{aire} - m_{H_2O}} \cdot c_{pN_2} \quad (9.22)$$

$\Delta T$ : Diferencia de temperatura entre los gases de escape y el ambiente.

Finalmente, el porcentaje de pérdida por calor sensible en los gases de escape seco es de:

$$\%_{fl} = \frac{Q_{flseco}}{LHV} \quad (9.23)$$

#### 8.1.4 Perdidas por calentamiento

Las pérdidas por calentamiento, en J, se definen como el calor usado en elevar la temperatura de la envolvente a la temperatura del régimen estacionario. Se determinan mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{cal} = \sum_{i=1}^3 \rho_i V_i c_{pi} (T_{prom} - T_i) \quad (9.24)$$

Con:

$i \in \{1,2,3\}$ , donde los subíndices 1,2 y 3 corresponden al material refractario, aislante y estructural, respectivamente

$\rho_i$ : Densidad de la capa de material  $i$  en  $kg/m^3$ .

$V_i$ : Volumen de la capa de material  $i$  en  $m^3$ .

$T_{prom}$ : Temperatura promedio en fase de temperatura constante de tratamiento de la capa  $i$  en  $^{\circ}C$ .

$T_i$ : Temperatura promedio inicial de la capa  $i$  en  $^{\circ}C$ .

$c_{pi}$ : Calor específico de la capa  $i$  en  $kJ/kg^{\circ}C$ .

$Q_{cal}$ : Pérdidas por calentamiento en  $kJ$ .

El volumen se determina teniendo los espesores de cada capa. Finalmente, se procede a calcular las temperaturas intermedias entre cada capa (ver Figura 8.6):

$$\dot{Q}_{pared} = \frac{K_1 A (T_{in} - T_{12})}{L_1} = \frac{K_1 A (T_{12} - T_{23})}{L_2} \quad (9.25)$$

$$T_{12} = T_{in} - \frac{\dot{Q}_{pared} L_1}{K_1 A} \quad (9.26)$$

$$T_{23} = T_{12} - \frac{\dot{Q}_{pared} L_2}{K_2 A} \quad (9.27)$$

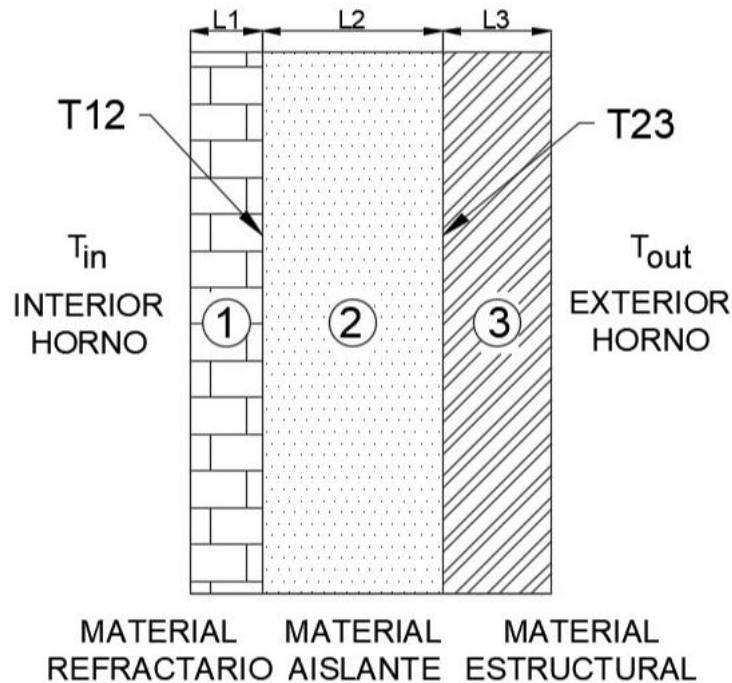


Figura 8.6: Esquema de la pared del horno. Fuente: Elaboración propia.

## 8.2 Dimensionamiento del espesor de la envolvente

Como se mencionó anteriormente, las paredes de la envolvente están compuestas de múltiples capas. A continuación, la metodología para la determinación del espesor de cada una de ellas. Considerando un régimen estacionario y tres capas, se tiene que el calor en W es:

$$\dot{Q}_{Cond} = \frac{T_{in} - T_{out}}{\frac{L_1}{K_1 A_1} + \frac{L_2}{K_2 A_2} + \frac{L_3}{K_3 A_3}} \quad (9.28)$$

Con  $i \in \{1,2,3\}$ , donde los subíndices 1,2 y 3 corresponden al material refractario, aislante y estructural, respectivamente.

$T_{in}$ : Temperatura de la cara interna de la pared en °C.

$T_{out}$ : Temperatura de la cara externa de la pared en °C.

$L_i$ : Espesor de la capa  $i$  en  $m$ .

$K_i$ : Conductividad térmica de la capa  $i$  en  $W/m^{\circ}K$ .

$A_i$ : Área de la capa  $i$  en  $m^2$ .

Además, se tiene que  $A = A_1 = A_2 = A_3$ .

Por otro lado, el calor que atraviesa el techo del horno es el mismo calor que pierde el techo hacia el exterior, y es igual a:

$$\dot{q}_{Cond} = \frac{\dot{Q}_{Cond}}{A} = \frac{\dot{Q}_{Pared}}{A} \quad (9.29)$$

Luego, se necesita estimar la temperatura de la cara interna de la pared. Por otro lado, el mecanismo de transferencia de calor predominante para temperatura altas ( $>700^{\circ}C$ ) es la transferencia de calor por radiación térmica. Además, el calor neto que reciben las paredes, techo, y solera desde los gases de combustión es el mismo que se pierde por conducción a través de esta última. Por ende, la temperatura de la pared  $T_{in}$ , a partir de la siguiente ecuación [15]:

$$\dot{q}_{Cond} = \varepsilon_{horno} \sigma (T_o^4 - T_{in}^4) \quad (9.30)$$

$$T_{in} = T_o \sqrt[4]{1 - \frac{\dot{q}_{Cond}}{\varepsilon_{horno} \sigma T_o^4}} \quad (9.31)$$

Con  $T_o$  la temperatura del horno.

Teniendo la temperatura de la cara interna, se puede determinar el espesor de una capa dada en función de los espesores de las otras. Luego, para determinar los espesores es necesario fijar la dimensión de la capa estructural. Lo anterior se debe a que el espesor de dicha capa no influye en la aislación térmica dado la alta conductividad térmica del material estructural, el cual suele ser algún tipo de acero. Con el espesor  $L_3$  fijo, se obtiene  $L_2(L_1)$  como sigue:

$$L_2(L_1) = \frac{1}{\dot{Q}_{pared}} \cdot \left( \Delta T A K_2 - \dot{Q}_{pared} \left( \frac{L_1 K_2}{K_1} + \frac{L_3 K_2}{K_3} \right) \right) \quad (9.32)$$

### 8.3 Cálculo del quemador

Para seleccionar la potencia del quemador, se necesita determinar la potencia máxima alcanzada durante el tratamiento térmico.

Durante una fase dada, la potencia viene dada por:



$$\dot{Q}_i = \frac{E_{total_i}}{t_i} \quad (9.33)$$

Con:

$\dot{Q}_i$ : Potencia requerida en kW en la fase  $i$ .

$E_{total_i}$ : Energía utilizada en la fase en kJ.

$t_i$ : Duración de la fase  $i$  en s.

En la fase de calentamiento, el quemador suministra el calor para elevar la temperatura de la carga y del horno, además de suplir las pérdidas. En cambio, en la fase de mantenimiento a temperatura, el quemador solo aporta el calor correspondiente a las pérdidas, debido a que las temperaturas se deben mantener constante.

Por ende, para la fase de calentamiento la potencia requerida  $\dot{Q}_{fcal}$  se determina como sigue:

$$\dot{Q}_{fcal} = \dot{Q}_{Pared} + \left( \frac{Q_{cal} + Q_{util} + Q_{flue}}{t_{fcal}} \right) = \dot{Q}_{Pared} + \left( \frac{Q_{cal} + Q_{util} + m_{combustible} \cdot q_{flue}}{t_{fcal}} \right) \quad (9.34)$$

Siendo  $t_{fcal}$  la duración de dicha fase.

Para la fase de temperatura constante de tratamiento:

$$\dot{Q}_{fsoak} = \dot{Q}_{Pared} + \dot{Q}_{flue} \quad (9.35)$$

El tiempo  $t_{fcal}$  se determina de la siguiente forma:

$$t_{fcal} = \frac{T_{soak}}{v_{cal}} \quad (9.36)$$

Donde:

$v_{cal}$ : Velocidad de calentamiento dada por la norma correspondiente al tratamiento térmico utilizado en °C/h.

Por otro lado, el tiempo  $t_{fcal}$  depende del espesor nominal de la carga a calentar, dada por la norma correspondiente al tratamiento térmico utilizado.

Además, la masa de combustible  $m_{combustible}$  utilizado se determina como sigue:

$$m_{combustible} = \frac{\dot{Q}_{fcal} \cdot t_{fcal}}{LHV} \quad (9.37)$$

Luego, de la ecuación 9.39 y 9.41, se tiene que:

$$\dot{Q}_{fcal} = \frac{\dot{Q}_{Pared} \cdot t_{fcal} + Q_{cal} + Q_{util}}{t_{fcal} - \frac{t_{fcal} \cdot q_{flue}}{LHV}} \quad (9.38)$$

Finalmente, considerando una eficiencia  $\eta_q$  del quemador, se tiene que la potencia requerida es:

$$\dot{Q}_q = \max \left\{ \frac{1}{\eta_q} (\dot{Q}_{fcal}), \frac{1}{\eta_q} \dot{Q}_{fsoak} \right\} \quad (9.39)$$

#### 8.4 Balance térmico en el estanque de agua

Las pérdidas de calor que sufre un estanque cilíndrico de agua cerrado se presentan a continuación:

$\dot{Q}_{ce}$ : Pérdidas de calor por conducción a través de las paredes del estanque en W.

$\dot{Q}_{renov}$ : Pérdidas de calor debido a la renovación del agua en W.

Por lo tanto, para mantener una temperatura definida  $T_{ea}$  del estanque de agua, es necesario una potencia térmica igual a la suma de todas las pérdidas. Es decir:

$$\dot{Q}_{Ea} = \dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{renv} \quad (9.40)$$

Donde  $\dot{Q}_{Ea}$  en W.

##### 8.4.1 Pérdidas por conducción

Las pérdidas por conducción en las paredes del estanque se calculan como sigue:

$$\dot{Q}_{ce} = A_{Estanque} k_{estanque} (T_{ea} - T_{pared}) \quad (9.41)$$

Donde  $A_{Estanque}$  en  $m^2$  es la superficie del manto del estanque,  $k_{estanque}$  en  $W/m^2K$  la conductividad térmica del material aislante y  $T_{pared}$  en K la temperatura de la cara externa de la pared.

Sin embargo, el estanque se selecciona a partir de catálogos, por ende, el calor perdido por conducción en las paredes es conocido.

##### 8.4.2 Pérdidas por renovación del agua del estanque

Las pérdidas por renovación  $\dot{Q}_{renv}$  se asocian al agua removida por uso, y corresponde al calor que se debe aportar para que el agua alcance la temperatura del estanque. Se calcula como:

$$\dot{Q}_{renv} = \dot{m}_{agua} c_{p_{agua}} (T_{Ea} - T_{Red}) \quad (9.42)$$

Donde:

$\dot{m}_{agua}$ : Corresponde al flujo másico de agua usado en °C.

$c_{p_{agua}}$ : Corresponde al calor específico del agua en  $kJ/kg^{\circ}C$ .

$T_{Red}$ : Corresponde a la temperatura del agua de la red en °C.

$T_{Ea}$ : Temperatura del agua en el estanque en °C.

## 8.5 Dimensionamiento del intercambiador

Los intercambiadores son equipos que permite el intercambio de calor entre un fluido y otro. Los dos mecanismos de intercambio de calor son la conducción y la convección.

La transferencia de calor se puede determinar mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = UA_s \Delta T \quad (9.43)$$

Donde

$\dot{Q}$ : Calor transferido entre los fluidos, en  $W$ .

$R$ : Resistencia térmica total en  $K/W$ .

$U$ : Coeficiente de transferencia de calor global, en  $W/m^2K$ .

$A_s$ : Área de transferencia de calor total en  $m^2$ .

$\Delta T$ : Diferencia de temperatura entre ambos fluidos, en  $K$ .

A continuación, se expone el método de efectividad-NTU, que permite el dimensionamiento de intercambiadores de calor.

La efectividad de transferencia  $\varepsilon$  del intercambiador se define como:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (9.44)$$

Donde:

$\dot{Q}$ : Razón de la transferencia de calor real en  $W$ .

$\dot{Q}_{max}$ : Razón transferencia de calor máxima posible en  $W$ .

Por otro lado, las potencias caloríficas reales se determinan mediante las siguientes ecuaciones:

$$\dot{Q} = C_c \cdot (T_{c,sal} - T_{c,ent}) = C_h \cdot (T_{h,ent} - T_{h,sal}) \quad (9.45)$$

$$C_c = \dot{m}_c \cdot c_{pc} \quad (9.46)$$

$$C_h = \dot{m}_h \cdot c_{ph} \quad (9.47)$$

Donde los índices  $h, c$  representan el fluido caliente y frío, respectivamente. Los otros términos se definen como sigue:

$C_{c,h}$ : Razones de la capacidad calorífica del fluido frío y caliente respectivamente en  $W/K$ .

$c_{pc}, c_{ph}$ : Calores específicos de los fluidos frío y caliente en  $J/kgK$ .

$T_{c,ent}, T_{c,sal}$ : Temperaturas de entrada y salida del fluido frío en  $K$ .

$T_{h,ent}, T_{h,sal}$ : Temperaturas de entrada y salida del fluido caliente en  $K$ .

$\dot{m}_c, \dot{m}_h$ : Flujos másicos de los fluidos frío y caliente en  $m/s$ .

Luego, la potencia máxima se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} \cdot (T_{h,ent} - T_{c,ent}) \quad (9.48)$$

Donde:

$C_{min}$ : Mínima capacidad calorífica entre el fluido frío y caliente.  $C_{min} = \min\{C_c, C_h\}$ .

$\dot{Q}_{max}$ : Potencia calorífica máxima disponible en  $W$ .

Por otro lado, se define el número adimensional de unidad de transferencia NTU como sigue:

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{min}} \quad (9.49)$$

Finalmente, la siguiente ecuación describe la relación entre NTU y la efectividad del intercambiador:

$$NTU = -\frac{1}{\sqrt{1+c^2}} \ln \left[ \frac{\frac{2}{\varepsilon} - 1 - c - \sqrt{1+c^2}}{\frac{2}{\varepsilon} - 1 - c + \sqrt{1+c^2}} \right] \quad (9.50)$$

Donde  $c = \frac{C_{min}}{C_{max}}$  es la razón de capacidades.

## 8.6 Dimensionamiento de la chimenea

El dimensionamiento de la chimenea para la evacuación de humos se realiza según el código UNE 123001: 1994. El objetivo en el diseño adecuado de una chimenea es obtener una depresión (por tiro natural o tiro forzado) en la base de esta, lo que permite la evacuación de los gases de escape. La magnitud de la depresión depende principalmente de la geometría de la chimenea, la naturaleza

y temperatura del fluido evacuado, y de los materiales usados. En chimeneas sin tramos horizontales, dicha magnitud debe ser suficiente para contrarrestar la pérdida de carga sufrida por los gases de escape en su paso por la chimenea.

En el siguiente apartado, se detallan las ecuaciones necesarias para el cálculo de una chimenea.

### 8.6.1 Temperaturas de los productos de combustión

Conociendo la temperatura de entrada de los gases de escape en el tramo de la chimenea, se puede calcular la temperatura de salida y la temperatura medio de los humos, según las siguientes ecuaciones:

$$T_{HS} = T_A + (T_{HE} - T_A) \cdot e - f_E \quad (9.51)$$

$$T_{HM} = T_A + \frac{(T_{HE} - T_A)}{f_E} \cdot (1 - e - f_E) \quad (9.52)$$

$$f_E = \frac{U \cdot S_I}{C_p \cdot \dot{m}} \quad (9.53)$$

Donde:

$f_E$ : Factor de enfriamiento.

$U$ : Coeficiente global de transmisión de calor de la pared de la chimenea, en  $W/m^2K$ .

$S_I$ : Superficie interior de la chimenea, en  $m^2$ .

$C_p$ : Calor específico a presión constante de los gases de escape, en  $J/kgK$ .

### 8.6.2 Coeficiente global de transmisión de calor

El coeficiente global de transmisión de calor  $U$  de la pared de la chimenea se calcula mediante la siguiente expresión:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \beta \cdot \left( R + \frac{D_{hi}}{D_{hx}} \cdot \frac{1}{h_x} \right)} \quad (9.54)$$

Por otro lado, las ecuaciones necesarias para determinar las variables de la ecuación 9.54 se detallan a continuación:

$$h_i = \frac{\lambda_h Nu}{D_{hi}} \quad (9.55)$$

$$\lambda_h = 0,023 + 8,5 \cdot 10^{-6} \cdot (T_{HM} - 273) \quad (9.56)$$

$$Nu = 0,0354 \cdot a \cdot (Re^{0,75} - 180) \quad (9.57)$$

$$a = 1,011665 + 0,152502 \cdot r - 0,00141167 \cdot r^2 \quad (9.58)$$

$$Re = \frac{v \cdot D_{hi}}{\nu_c} \quad (9.59)$$

$$\nu_c = -6,631 \cdot 10^{-6} + 4,426 \cdot 10^{-8} \cdot T_{HM} + 7,523 \cdot 10^{-11} \cdot T_{HM}^2 \quad (9.60)$$

$$R = s \cdot D_{hi} \cdot \sum \left[ \frac{1}{2 \cdot \lambda_h} \cdot \ln \left( \frac{D_{hin} + 2 \cdot \varepsilon_N}{D_{hin}} \right) \right] \quad (9.61)$$

Donde:

$h_i$ : Coeficiente superficial interior de la chimenea, expresado en  $W/m^2K$ .

$\lambda_h$ : Conductividad térmica de los humos, en  $W/mK$ .

Nu: Número de Nusselt.

$r$ : Rugosidad del material en  $mm$ .

$v$ : Velocidad media de los humos en la chimenea, en  $m/s$ .

$D_{hi}$ : Diámetro hidráulico interior, en  $m$ .

$\nu_c$ : Viscosidad cinemática de los gases, en  $m^2/s$ .

$R$ : Resistencia térmica de la pared de la chimenea, en  $m^2K/W$ .

$\beta$ : Coeficiente que considera la regulación de los quemadores. Para quemadores modulantes, es igual a 0,8.

### 8.6.3 Caída de presión por resistencia al movimiento

La caída de presión en la chimenea, expresada en Pa, viene dada por la siguiente expresión:

$$\Delta P = \left( \sum_{Tramos} \left[ \rho_{HM} \cdot \frac{v_M^2}{2} \cdot \left( f \cdot \frac{L}{D_H} + \sum \xi \right) \right] + \Delta P_D \right) \cdot f_S \quad (9.62)$$

y

$$\Delta P_D = \rho_{HM} \cdot \frac{v_{MS}^2 - v_{ME}^2}{2} \quad (9.63)$$

Donde:

$\rho_{HM}$ : Densidad media de los humos en el tramo, en  $kg/m^3$ .

$v_M$ : Velocidad media de los humos en el tramo considerado, en  $m/s$ .

$f$ : Factor de fricción.

$L$ : Longitud del tramo considerado, en  $m$ .

$\sum \xi$ : Suma de los coeficientes de pérdidas de presión en codos, cambio de sección, etc.

$\Delta P_D$ : Variación de presión dinámica desde la entrada a la salida de la chimenea.

$f_S$ : Factor de seguridad, que considera condiciones atmosféricas adversas, imperfecciones, entre otros. En este caso se considera igual a 1.2.

#### 8.6.4 Velocidad media de los gases de escape

La velocidad media se puede aproximar en función del caudal masico según la siguiente ecuación:

$$v = 7,1 + 2,03 \cdot x + 0,25 \cdot x^2 - 0,526 \cdot 10^{-3} \cdot x^3 - 3,109 \cdot 10^{-3} \cdot x^4 \quad (9.64)$$

$$x = \ln(\dot{m}) \quad (9.65)$$

#### 8.6.5 Tiro natural

El tiro natural  $t$  (expresada en Pa) producida por la diferencia de densidad entre los humos en el interior de la chimenea y el aire exterior, se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$t = g \cdot H \cdot (\rho_A - \rho_{HM}) \quad (9.66)$$

Donde:

$H$ : distancia vertical entre la salida de humos del generador y la boca de salida de la chimenea, en  $m$ .

$\rho_A$ : Densidad del aire exterior, a la misma altura con respecto al nivel del mar, en  $kg/m^3$ .

Finalmente, para chimeneas sin tramos horizontales, se determina si la diferencia entre la pérdida de carga y el tiro natural disponible es inferior a 0. Es decir:

$$\text{Si } \Delta P - t < 0 \quad (9.67)$$

Si no es el caso, se procede en realizar los cálculos nuevamente con un diámetro de chimenea mayor.

## **9 Caso de estudio**

A continuación, se considera un caso de estudio de diseño básico de horno para tratamiento térmico de distensionado. En una primera parte, se define el sistema propuesto, para luego detallar los criterios de diseño considerados para el ejercicio.

### **9.1 Definición del sistema**

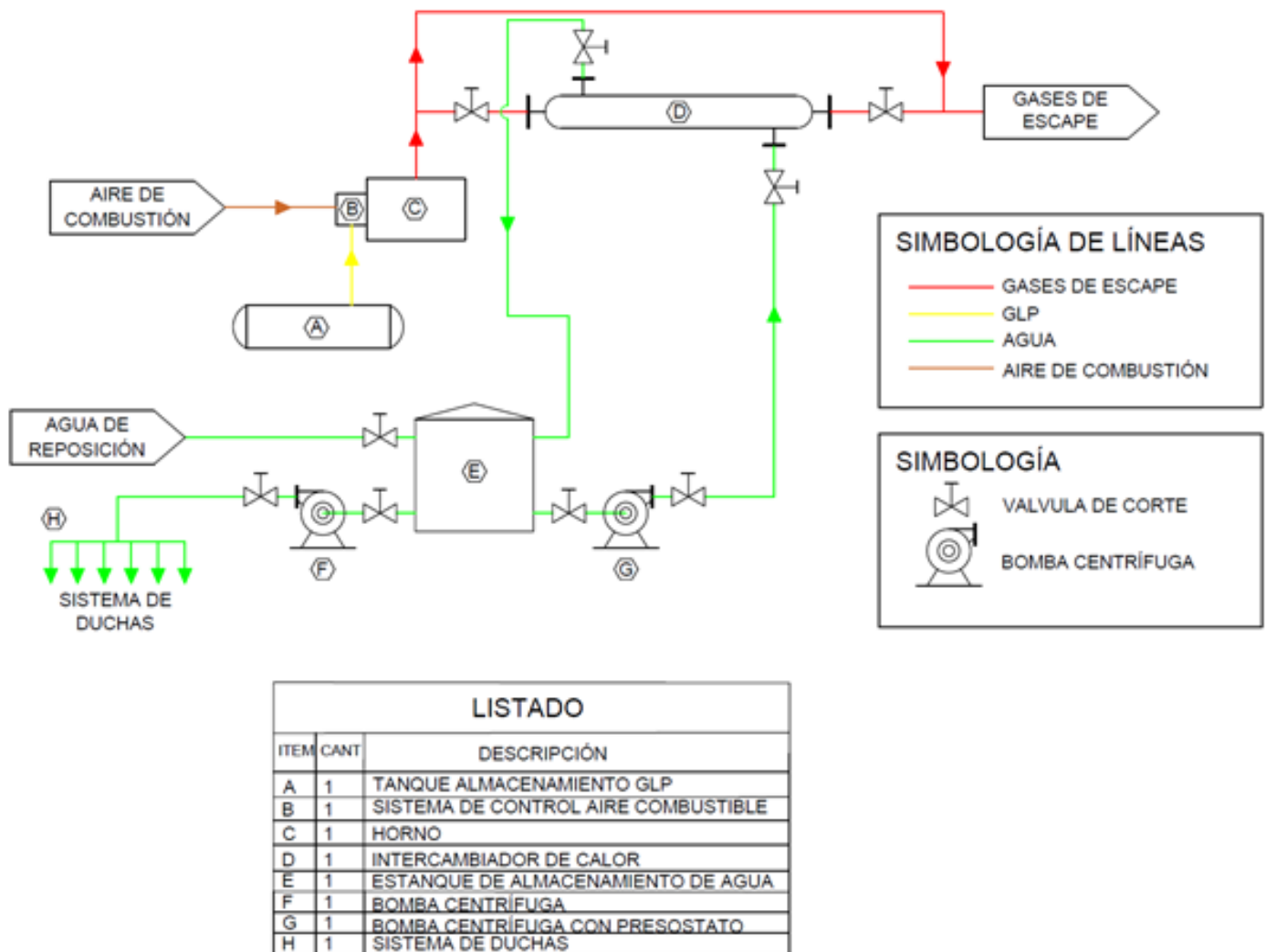
Los hornos de tratamiento térmico a combustible presentan altas pérdidas de energía por los gases de escapes. Como consecuencia, nace la motivación de acoplar un sistema de recuperación de calor para aprovechar dichas pérdidas. A continuación, se define el sistema propuesto, que consiste en un horno de tratamiento térmico a GLP acoplado a sistema de recuperación de calor para producir agua caliente sanitaria (ACS). El esquema del sistema se puede apreciar en la Figura 9.1.

El subsistema de tratamiento térmico se compone de un tanque de GLP (A) que almacena y suministra el combustible; un horno por lote de tratamiento térmico de distensionado (C); y sus quemadores asociados (B).

Por otro lado, el subsistema de recuperación de calor se compone de un intercambiador de calor (D); un estanque de almacenamiento de agua caliente sanitaria (E); una línea de 10 duchas (H); y equipos y componentes secundarios. Para la aplicación propuesta, se considera un intercambiador de tubos y carcasa donde el agua, suministrada desde la red, circula por la carcasa y los gases de escape por los tubos.

Con respecto a los equipos y componentes secundarios, se dispone en primer lugar de un bypass en el intercambiador de calor que permite la evacuación de los gases de escape en caso de mantenimiento del intercambiador de calor. Para eso, se requiere de una válvula de mariposa y de una válvula reguladora de caudal. Este último permite controlar el caudal que atraviesa el intercambiador de calor.





**Figura 9.1: Esquema del sistema completo. Fuente: Elaboración propia.**

Por otro lado, el circuito de agua se compone de 07 válvulas de bola, y de 02 bombas centrífugas. Las válvulas permiten la mantención de las bombas F (02), G (02), y del intercambiador (02), además del corte del agua de reposición (01). La recirculación del agua entre el estanque y el intercambiador se efectúa mediante la bomba centrífuga (G), y es el mecanismo que permite calentar el agua y mantener la temperatura del estanque constante, por un lado, y evitar un sobrecalentamiento del agua del estanque por otro. Finalmente, se dispone de una bomba centrífuga con presostato (F) para despachar el agua caliente sanitaria almacenada.

## 9.2 Criterios de diseño y consideraciones generales

- Se considera un horno a GLP, de dimensiones 5x5x5m.
- La carga tratada térmicamente es un cilindro de 1 metro de radio y 2 metros de altura.
  - Se considera esta geometría para obtener una figura representativa de piezas de minería.
  - La carga es de acero y su masa es de 49 toneladas. El horno es diseñado para el tratamiento térmico de distensionado de piezas ferrosas en la industria minera. Considerando las dimensiones de las piezas utilizadas se estima que 49 toneladas de material logran representar la masa máxima tratada en un proceso de distensionado.
- El tipo de horno es discontinuo, por lote.
  - Los hornos continuos se justifican cuando la frecuencia de ingreso de cargas a tratar es alta, es decir cuando el horno está en uso permanente. Esto ocurre principalmente en plantas de manufactura en línea. Considerando que no es el caso en la industria minera de tratamiento térmico de piezas en reparación o construcción en el mercado local, y que dichas piezas no se construyen en Chile en su mayor parte, el diseño de un horno de tipo lote es adecuado.
- Las condiciones estándar de temperatura y presión son:  $T_{ambiente} = T_{\infty} = 25^{\circ}C$ , presión  $p = 1 atm$ , respectivamente.
- La temperatura interior del horno se fija a  $T_o = 1.100^{\circ}C$ .
  - La temperatura interna del horno es un valor arbitrario, seleccionado por el operador y se mantiene constante mediante el sistema de control [15].
- La velocidad máxima de calentamiento y de enfriamiento de la carga es de  $222^{\circ}C/h$  y  $280^{\circ}C/h$ , respectivamente. Esto se traduce a duraciones mínima de fase de calentamiento y de enfriamiento de 2,68h y 2,13h, respectivamente. Además, el tiempo de tratamiento a temperatura constante de inmersión es de 6,75h.
  - Lo anterior se determina mediante lo establecido por el código ASME VIII, UW-40 PWHT y UCS-56, el cual permite determinar los parámetros para el tratamiento térmico de distensionado de piezas ferrosas soldadas [8].

## 9.3 Criterios de diseño y consideraciones para la envolvente y sistema de carga

En el siguiente apartado, se exponen los criterios de diseño para determinar las pérdidas de calor de la envolvente.

- El quemador se dimensiona para el caso más desfavorable. Por ende, las pérdidas de calor a través de las paredes se determinan en el estado estacionario, ya que dichas pérdidas logran su valor máximo durante la fase de temperatura constante de inmersión.
- Las temperaturas de las caras externas se consideran iguales y se fija en  $T_{out} = 40^{\circ}C$ .
  - El dimensionamiento del espesor de la aislación en la envolvente se determina fijando una diferencia máxima de temperatura entre el interior del horno y  $T_{out}$ . Esta última se elige según normas de seguridad [15].

- Solo se consideran pérdidas de calor por radiación y por convección natural para la envolvente, tal como se representa en la Figura 8.2.
  - El horno se encuentra en un espacio confinado, por ende, la velocidad del viento es nula y no hay transferencia de calor por convección forzada.
  - Para temperaturas altas, típicamente superiores a  $1.000^{\circ}\text{C}$  la solera del horno se separa del suelo de cimiento, principalmente para mantener la integridad de las fundaciones. Por ende, la transferencia de calor entre la solera y el suelo es por radiación y convección natural.
- Todas las paredes verticales se consideran idénticas, por lo que se realiza el cálculo de las pérdidas para una sola.
- El techo del horno se modela como una placa cuadrada horizontal, tal como se ilustra en la Figura 8.4.
- La temperatura ambiente es  $T_{\infty} = 25^{\circ}\text{C}$ .
- La temperatura  $T_f$  de la película de aire es  $T_f = 32,5^{\circ}\text{C}$  y las propiedades del aire a esta temperatura se muestran en la Tabla 9.1:

**Tabla 9.1: Propiedades de la película del aire a la temperatura  $T_f$ . Fuente: Elaboración propia.**

Propiedades del aire a $32,5^{\circ}\text{C}$	
$\nu_{\text{aire}} [\text{m}^2/\text{s}]$	$1,63150 \cdot 10^{-5}$
$Pr_{\text{aire}}$	0,72750
$k_{\text{aire}} [\text{W}/\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C}]$	0,02607
$\beta_{\text{aire}} [1/^{\circ}\text{K}]$	$3,27330 \cdot 10^{-3}$

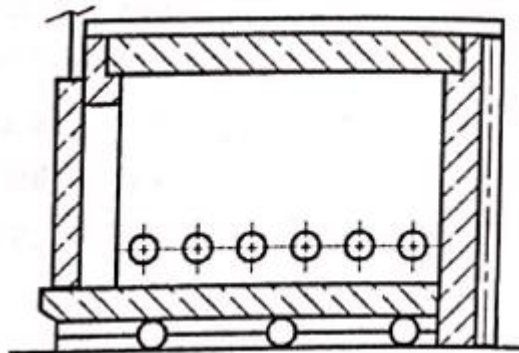
- La materialidad de la envolvente se compone por:
  - Una capa externa de acero A36 de 6 mm de espesor. Dado la alta conductividad térmica del acero, este último no contribuye en la aislación térmica, y el espesor se escoge según un criterio estructural.
  - Una capa intermedia de aislamiento de fibra de cerámica, marca ITG (Anexo D).
  - Una capa interna de ladrillo refractario GJM20 (Anexo D).
  - Las propiedades de los materiales escogidos se muestran en la Tabla 9.2.

**Tabla 9.2: Parámetros de cada material. Fuente: Elaboración propia.**

Parámetro	Acero	Aislante	Refractario
$C [\text{kJ}/\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C}]$	0,42	1,05	0,6
$k [\text{W}/\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C}]$	45	0,08	0,2
$\rho(T_i) [\text{kg}/\text{m}^3]$	7.898	96	500

- El factor de emisividad de la cara externa es de  $\varepsilon_{\text{acero}} = 0,85$ .
  - El parámetro depende de la terminación de la superficie de la cara.
- El factor de emisividad  $\varepsilon_{\text{horno}} = 0,9$ .

- Incluye la emisividad de las paredes refractarias, la carga, los gases de combustión, y la geometría del horno. Para hornos típicos paralelepípedo recto con paredes refractarias y productos de combustión proveniente de hidrocarburos, el factor de emisividad total es de  $\varepsilon_{\text{horno}} = 0,9$  [15].
- El mecanismo de transferencia de calor para temperatura altas ( $>700^{\circ}\text{C}$ ) es la transferencia de calor por radiación térmica [15].
- Se considera una apertura de tipo compuerta, con una solera móvil (o carro de carga), como se ilustra en la Figura 9.2.



**Figura 9.2: Esquema de sistema de apertura y carga considerado.**

#### **9.4 Criterios de diseños y consideraciones para la chimenea**

En el siguiente apartado, se exponen los criterios de diseño a considerar para determinar las pérdidas de calor en los gases de escape y el dimensionamiento de la chimenea.

- Las pérdidas de calor por calor sensible de los gases de escape se calculan durante la fase de calentamiento.
  - La potencia máxima necesaria de los quemadores se logra en dicha fase.
- Se considera un exceso de aire típico de quemadores de alta velocidad de 0,3 [11,13].
- Los gases de escape se consideran secos, es decir sin vapor de agua.
- El aire está compuesto por un 79% de nitrógeno y un 21% de oxígeno.
- La temperatura de los gases de escape a la entrada de la chimenea es de  $800^{\circ}\text{C}$ .
- Se considera una chimenea vertical, con ducto de unión y sin tramo horizontal. Por ende, la presión a la salida de los quemadores se considera como nulo.
- La chimenea es de doble pared acero-acero inoxidable de 4 mm cada uno, con aislamiento de lana de roca de alta densidad de 50 mm. La conductividad térmica de la lana de roca de alta densidad es de  $0,04 \text{ kW}/\text{m} \cdot \text{K}$ .
- El cálculo realizado es según el código UNE 1230001:2005.

## 9.5 Criterios de diseño y consideraciones para el sistema de recuperación de calor

A continuación, se exponen los criterios de diseño para el dimensionamiento del intercambiador de calor y selección del estanque.

- El caudal masico de gases que atraviesa el intercambiador de calor es de 164 kg/h.
- La temperatura del estanque se fija a 65°C.
  - Esto para evitar el crecimiento de bacterias en el agua.
- El coeficiente de transferencia global  $U = 42,5 \text{ W/m}^2$ .
- Se dimensiona el intercambiador de calor según los parámetros de la fase de calentamiento del horno.
- La temperatura de entrada y salida del intercambiador de los gases de escape es de 800°C y de 100°C, respectivamente.

## 10 Resultados

### 10.1 Balance térmico y dimensionamiento

#### 10.1.1 Carga

La energía requerida para elevar la carga cilíndrica de 1m de diámetro y 2m de altura, desde la temperatura ambiente hasta 595°C se determina mediante la ecuación 9.2 y es de 11.933 MJ.

#### 10.1.2 Envoltente

En el siguiente apartado, se exponen los resultados de los cálculos de pérdidas por las paredes del horno, las pérdidas por calentamiento, y las temperaturas de interfaz de la envoltente.

#### 10.1.3 Pérdidas por las paredes

Las pérdidas por convección y radiación para las caras verticales y horizontales se detallan en la Tabla 10.1:

**Tabla 10.1: Pérdidas para cada tipo de cara del horno. Fuente: Elaboración propia.**

Tipo de pérdidas	Paredes Verticales	Techo	Solera	Total [kW]
Pérdidas por convección natural [kW]	4,8	1,6	0,4	6,9
Pérdidas por radiación [kW]	8,2	2,1	2,1	12,4
Total [kW]	<b>13,1</b>	<b>3,7</b>	<b>2,5</b>	<b>19,2</b>

De acuerdo con los resultados, las pérdidas por radiación son mayores que las pérdidas por convección natural.

Para el caso de la convección natural, considerando las condiciones estipuladas, la diferencia de temperatura entre la superficie exterior del horno y la película de aire adyacente determinada se traduce en un número de Grashof bajo. Esto implica que las fuerzas viscosas predominan por sobre las fuerzas de flotabilidad, restringiendo las corrientes convectivas y la transferencia de calor.

Por otro lado, el calor emitido por radiación depende del factor de emisividad de la cara externa y de la diferencia de la cuarta potencia de las temperaturas. Por esta razón, al comparar el calor emitido por radiación y convección, se aprecia que a medida que aumenta la diferencia de temperatura, la tasa de crecimiento de las pérdidas por radiación es mayor que la tasa de crecimiento de las pérdidas por convección.

Debido a lo anterior, para hornos ubicados en recintos donde la velocidad del aire del ambiente es despreciable y considerando la materialidad de sus paredes externas, las pérdidas de calor por radiación térmica son predominantes.

#### 10.1.4 Temperatura de la cara interna del horno y temperaturas de interfaz

A partir de la ecuación (9.31) se obtiene que la temperatura  $T_{in}$  de la cara interna del horno es:

$$T_{in} = 938^{\circ}\text{C}$$

Luego, en la Tabla 10.2, se determinan las temperaturas de interfaz entre las capas para distintos valores de espesor de estas últimas.

**Tabla 10.2: Temperatura de interfaz para distintos valores de espesores. Fuente: Elaboración propia.**

Espesor [mm]			Temperatura [C]	
Refractario	Aislante	Acero	T23 aislante-acero	T12 Aislante-Refractario
60	525	6	40	898,8
70	521	6	40	892,2
80	517	6	40	885,7
90	513	6	40	879,1
100	509	6	40	872,6
110	505	6	40	866,0
120	501	6	40	859,5
130	497	6	40	852,9
140	493	6	40	846,4
150	489	6	40	839,8

Debido a que el acero presenta una alta conductividad térmica y que el espesor de la capa estructural es pequeño, el cambio de temperatura producido a lo largo de la capa es ínfimo y no se aprecia en la tabla anterior.

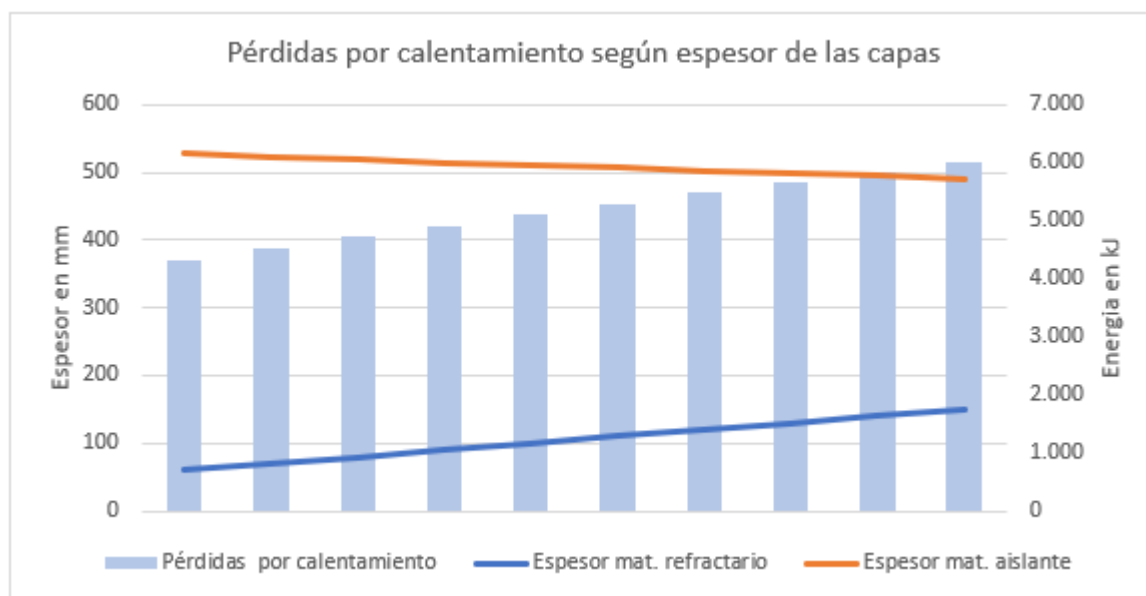
Por otro lado, el calor perdido por las paredes del horno hacia el exterior es el mismo que el calor transferido desde el interior hacia la capa externa. Entonces, si se considera un valor constante para las pérdidas de calor (estado estacionario) los espesores de las tres capas son dependientes unos de otros. Por lo tanto, al aumentar el espesor de la capa refractaria se disminuye el espesor de la capa aislante.

Finalmente, es posible notar que la temperatura de la interfaz aislante – refractario sufre una leve disminución a medida que aumenta el espesor de la capa refractaria. En efecto, un aumento del espesor de la capa refractaria de 150% se traduce en una disminución de la temperatura de interfaz de 6,5%. Esto se explica debido a la baja conductividad térmica del material refractario.

#### 10.1.5 Perdidas por calentamiento

Durante la fase de calentamiento, es necesario que las paredes alcancen la temperatura del régimen estacionario. El calor necesario para calentar la envolvente depende del espesor de cada capa,

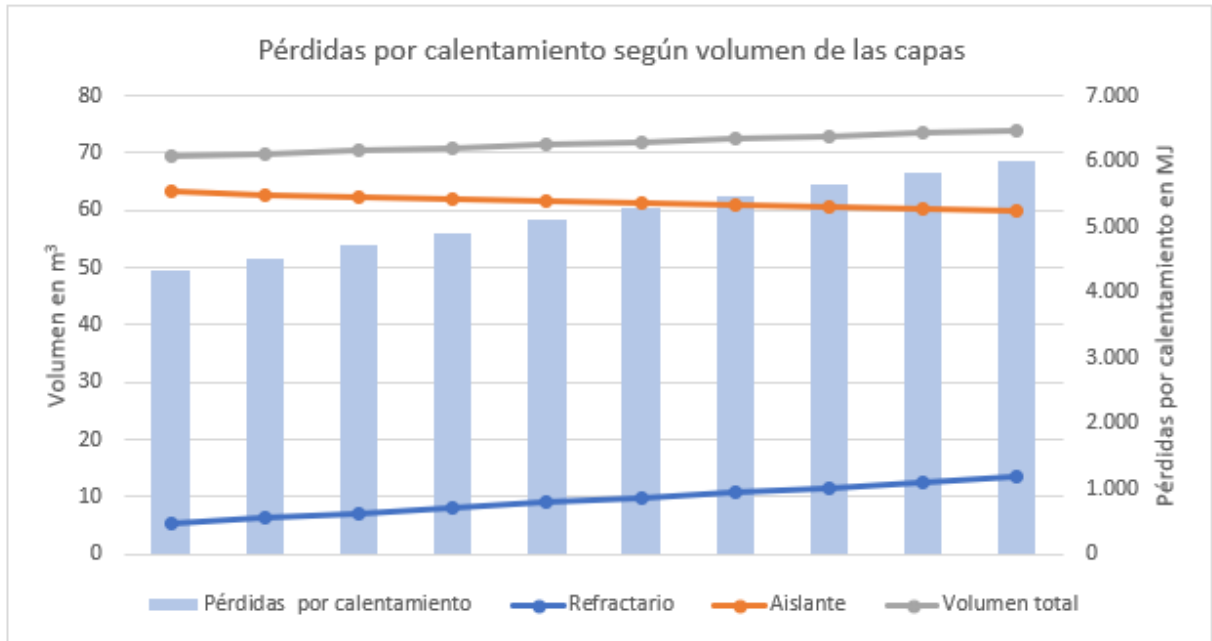
además de los materiales utilizado. Los resultados de perdidas por calentamiento según espesor de capa se muestran en la Figura 10.1.



**Figura 10.1: Pérdidas de calor según espesor de las capas. Fuente: Elaboración propia.**

De la Figura 10.1 es posible notar que a medida que aumenta el espesor de la capa refractaria y disminuye el de la capa aislante, el calor necesario para calentar la envoltura aumenta. Por otro lado, la Figura 10.2 muestra las perdidas por calentamiento según el volumen de cada capa. Se aprecia que el volumen total de la envoltura crece en un 6,63% mientras que las perdidas por calentamiento aumentan en 39,1%. Esto se explica por el hecho de que la densidad y calor específico del material refractario, y, por lo tanto, su capacidad calorífica, es considerablemente mayor a la del material aislante. Luego, para reducir las pérdidas por calentamiento de la envoltura, conviene minimizar el espesor de la capa refractaria, restringiéndose a espesores de materiales disponibles en el mercado.





**Figura 10.2: Comparación entre volúmenes y pérdidas por calentamiento. Fuente: Elaboración propia.**

Finalmente, considerando dimensiones estándares, se obtiene los siguientes espesores:

$$l_{refractario} = 65 \text{ mm.}$$

$$l_{aislante} = 550 \text{ mm.}$$

$$l_{acero} = 6 \text{ mm.}$$

### 10.1.6 Pérdidas en los gases de escape

Considerando el exceso de aire  $\varepsilon = 0,3$ , se tiene que la masa de aire necesaria por kg de combustible es:

$$m_{aire} = 15,62 \cdot 1,3 = 20,3 \text{ kg}$$

Por ende, se tiene que la masa de gases de escape por cada kilo de combustible quemado es de

$$m_{gases} = 20,3 + 1 = 21,3 \text{ kg/kg}_{combustible}$$

Por otro lado, la combustión produce una masa de agua  $m_{agua}$  igual a:

$$m_{agua} = 1,64 \cdot 1,3 = 2,1 \text{ kg/kg}_{combustible}$$

Luego, el calor específico  $c_{p_{gases}}$  de los gases es:

$$c_{p_{gases}} = 1,07 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K.}$$

Finalmente, el calor perdido  $q_{fl}$  por calor sensible es:

$$q_{fl} = 16.289 \text{ kJ/kg}_{combustible}$$

Y el porcentaje de pérdida por calor sensible de gases de escape seco es de  $\%_{fl} = 34,6\%$ .

El porcentaje alto de pérdidas por calor sensible impulsa a la implementación de un sistema de recuperación de calor.

### 10.1.7 Selección y ubicación de los quemadores

En la Tabla 10.3, se muestran los flujos masicos de GLP requeridos para las fases de calentamiento y mantenimiento a temperatura:

**Tabla 10.3: Parámetros calculados para las fases de calentamiento y mantenimiento a temperatura**  
Fuente: Elaboración propia.

Variable	Fase Calentamiento	Fase Soak
Combustible [kg]	438	15
Flujo másico de combustible [kg/h]	163	2
Caudal combustible [m3/h]	136	2

Por otro lado, la potencia máxima requerida para el tratamiento térmico de la carga de 49 toneladas es de 1.933 kW. Luego, se procede en seleccionar quemadores adecuados para el proceso, con configuraciones con 01, 02 y 04 quemadores.

Para la configuración del horno con 01 quemador, se selecciona uno marca HWCT modelo HV1000, el cual tiene una potencia nominal de 2.930 kW.

La configuración con 02 quemadores requiere equipos marca HWCT modelo HV600. La potencia combinada es de 2.344 kW. Finalmente, para la configuración con 04 quemadores, se seleccionan quemadores marca HWCT modelo HV400, los cuales entregan una potencia combinada máxima de 2.344 kW.

Luego, se infiere que la mejor configuración es aquella con cuatros quemadores, considerando que:

- Una configuración con múltiples quemadores permite una mayor homogeneidad en los gases dentro de la cámara del horno, que se traduce en una mejor uniformidad de la temperatura de la carga.
- En el caso particular estudiado, las configuraciones con 02 y 04 quemadores se ajustan de mejor forma a la potencia necesaria para el tratamiento térmico.

En la Tabla 10.4, se aprecia un resumen de todos los parámetros relevantes para la selección de quemadores.

**Tabla 10.4: Selección de quemadores para configuraciones con uno y dos quemadores. Fuente: Elaboración propia.**

Configuraciones			
Potencia requerida [kW]	1.922	1.922	1.922
Marca	HWCT	HWCT	HWCT
Modelo	HV1000	HV600	HV400
Potencia quemador [kW]	2.930	1.172	586
Cantidad	1	2	4
Potencia total disponible [kW]	2.930	2.344	2.344
Max Velocidad gases [m/s]	150	150	150
Max exceso de aire [%]	1.000	1.000	1.000
Turn Down ratio	10/1	10/1	10/1

#### 10.1.7.1 Simulación de movimiento de gases

A continuación, se realizan simulaciones 2D mediante el software ANSYS, con el objetivo de estudiar los movimientos de los gases al interior del horno para determinar las mejores ubicaciones y cantidad de quemadores. Dada la naturaleza 2D de la simulación, se consideran que los El principal criterio de selección de configuración de los quemadores es la homogeneidad de los gases en el horno, lo cual se traduce en una uniformidad de temperatura de la carga a tratar.

La versión del software utilizado es la versión 19, y se consideran los siguientes parámetros:

- Modelo estacionario basado en densidad.
- Modelo de viscosidad usado es el k-ε simple.
- Los gases de combustión se consideran como ideales.
- La temperatura de los gases combustionados se estima menor que la temperatura de llama adiabática del propano, con  $T_{gases} = 1.780 K$ .
- La presión del ducto de escape se fija a presión ambiente, es decir, los gases se expulsan en la atmósfera.
- Los quemadores son idénticos, considerando el mismo flujo masico total determinado en la Tabla 10.3.

Por otro lado, se ocupa una malla de 128.880 nodos y 128.183 elementos, de los cuales un 99% son elementos cuadráticos. En la Figura 10.3, se puede observar los parámetros de la malla para las distintas simulaciones.

Outline	
Filter: Name	
Details of "Mesh"	
<input type="checkbox"/> Display	
Display Style	Body Color
<input type="checkbox"/> Defaults	
Physics Preference	CFD
Solver Preference	Fluent
Export Format	Standard
Export Preview Surface Mesh	No
Element Order	Linear
<input type="checkbox"/> Sizing	
<input type="checkbox"/> Quality	
Check Mesh Quality	Yes, Errors
<input type="checkbox"/> Target Skewness	Default (0.900000)
Smoothing	Medium
<b>Mesh Metric</b>	Element Quality
<input type="checkbox"/> Min	0,25146
<input type="checkbox"/> Max	0,99999
<input type="checkbox"/> Average	0,97677
<input type="checkbox"/> Standard Deviation	5,3846e-002
<input type="checkbox"/> Inflation	
<input type="checkbox"/> Assembly Meshing	
<input type="checkbox"/> Advanced	
<input type="checkbox"/> Statistics	
<input type="checkbox"/> Nodes	128880
<input type="checkbox"/> Elements	128183

Figura 10.3: Parámetros de la malla para las distintas simulaciones.

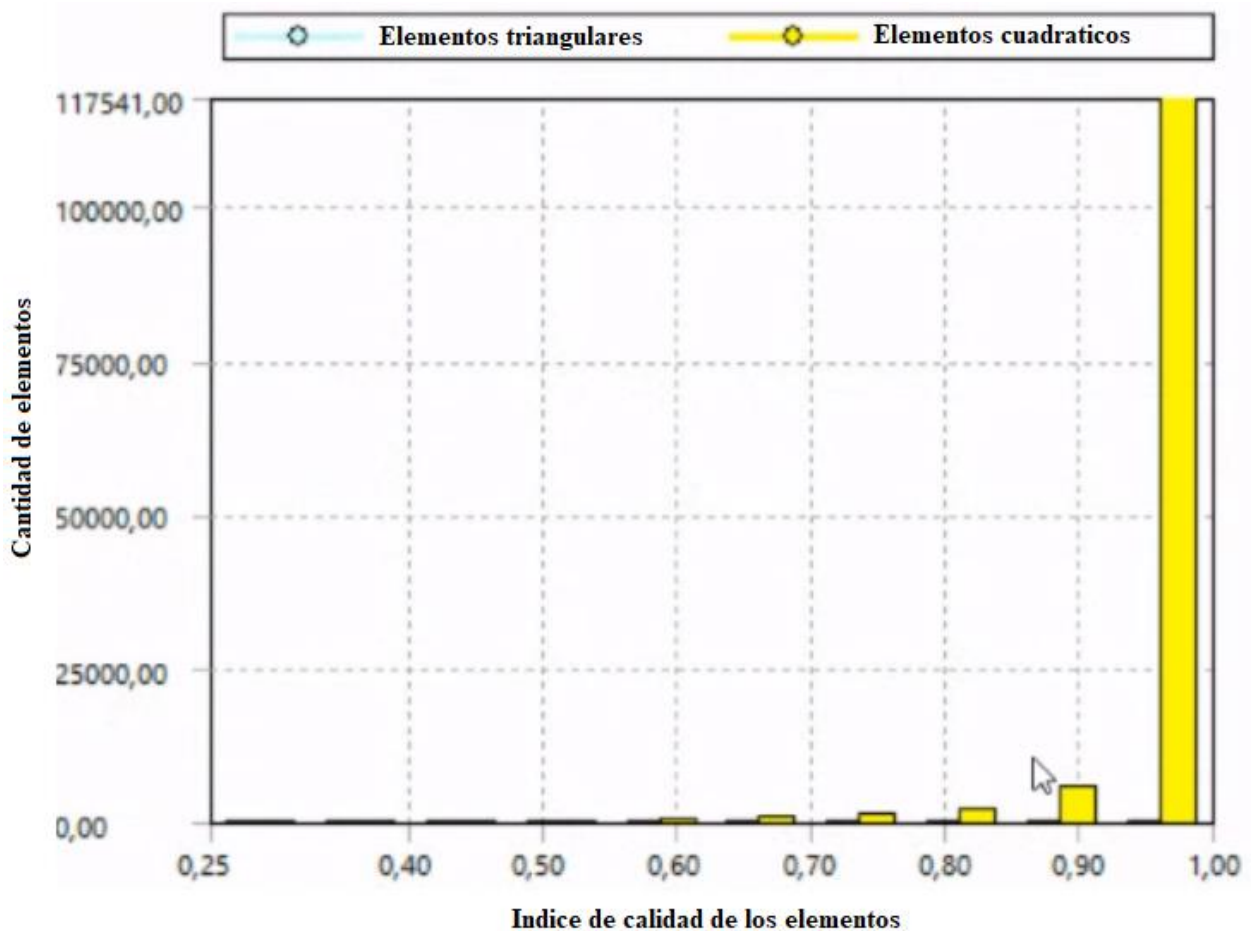


Figura 10.4: Calidad de los elementos de la malla.

La Figura 10.4 muestra la calidad de los elementos de la malla. Como se puede ver, el 97% de los elementos presentan un índice de calidad entre 0,9 y 1, con un promedio de 97,6%, lo que indica que la malla fue generada de manera adecuada.

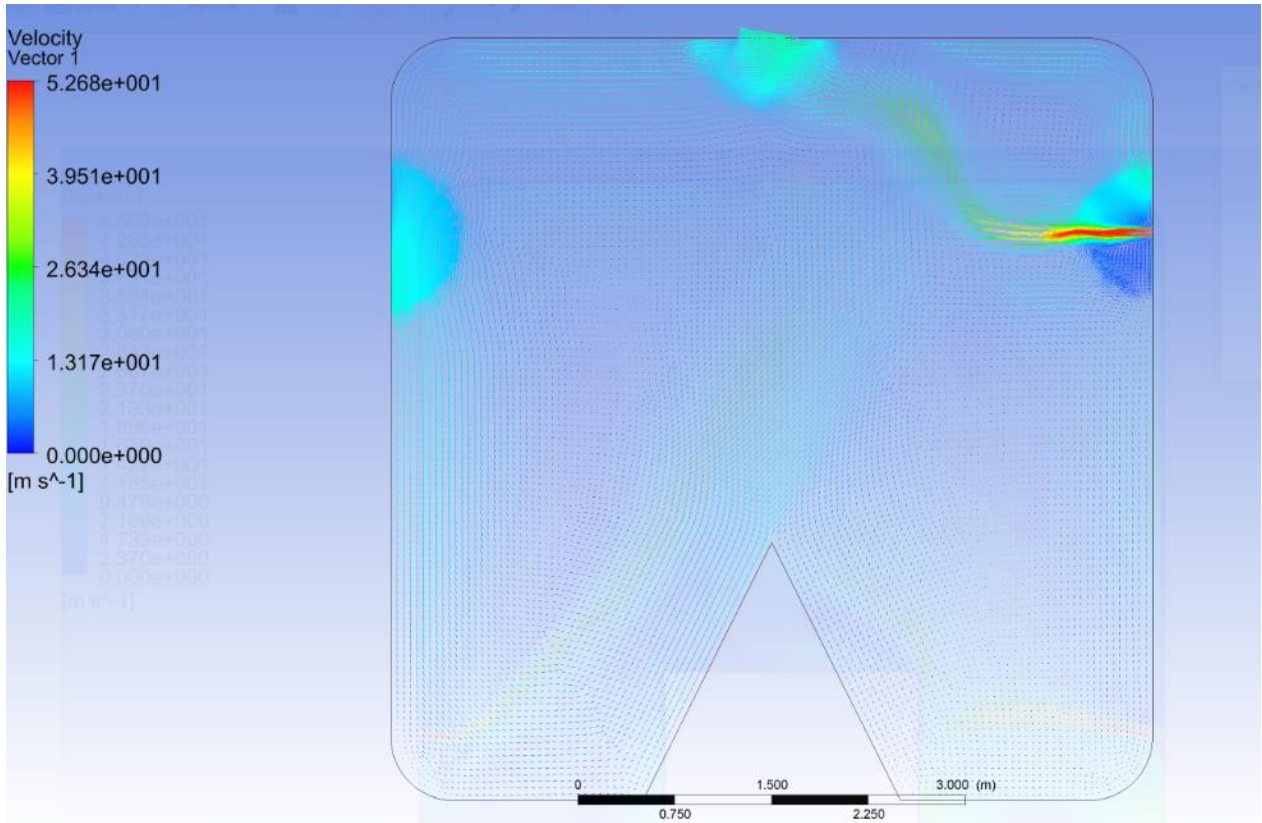
En total se realizan 7 simulaciones, detallados a continuación:

- *Simulación 1:* Carga cónica con un quemador ubicado a 1,5m de la parte superior del horno.
- *Simulación 2:* Carga cónica con dos quemadores ubicados en caras opuestas del horno, a 1,5m de la parte superior de este.
- *Simulación 3:* Carga cilíndrica con un quemador ubicado a 1,5m de la parte superior del horno.
- *Simulación 4:* Carga cilíndrica con dos quemadores ubicados en caras opuestas del horno, a 1,5m de la parte superior de este.
- *Simulación 5:* Carga cónica con un quemador ubicado a 1,5m de la solera del horno.
- *Simulación 6:* Carga cónica con dos quemadores ubicados a 1,5m de la solera del horno y en caras opuestas.

- Simulación 7: Carga cilíndrica con dos quemadores ubicados a 1,5m de la solera del horno y en caras opuestas.

En el siguiente apartado, se muestran los resultados de las simulaciones.

### Simulación 1



**Figura 10.5: Campo de velocidad para la simulación de una carga cónica, con un quemador en la parte superior del horno. Fuente: Elaboración propia.**

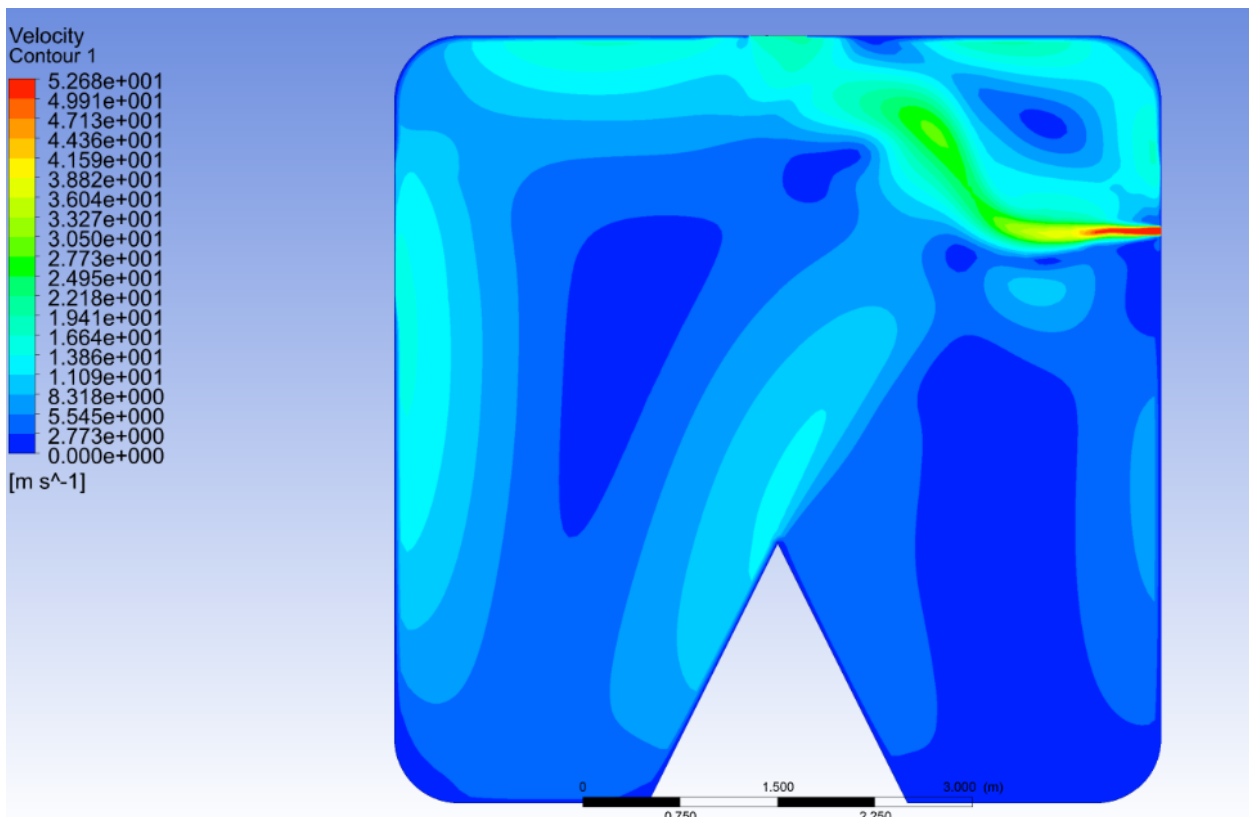
En la Figura 10.5, se puede apreciar que los vectores de velocidad tienen una baja magnitud (inferior a  $1,3 \text{ m/s}$ ) en la parte inferior del horno. Además, se nota una línea de flujo con velocidades altas de  $2,6 \text{ m/s}$  entre el quemador y la apertura de escape.

Esto se debe a:

- la densidad del aire disminuye con la temperatura.
- La cercanía del ducto de escape respectivamente al quemador.

El corto recorrido de la llama desde el quemador hacia el ducto de escape no es suficiente para permitir una distribución uniforme del campo de velocidad de los gases en el horno. Como se puede

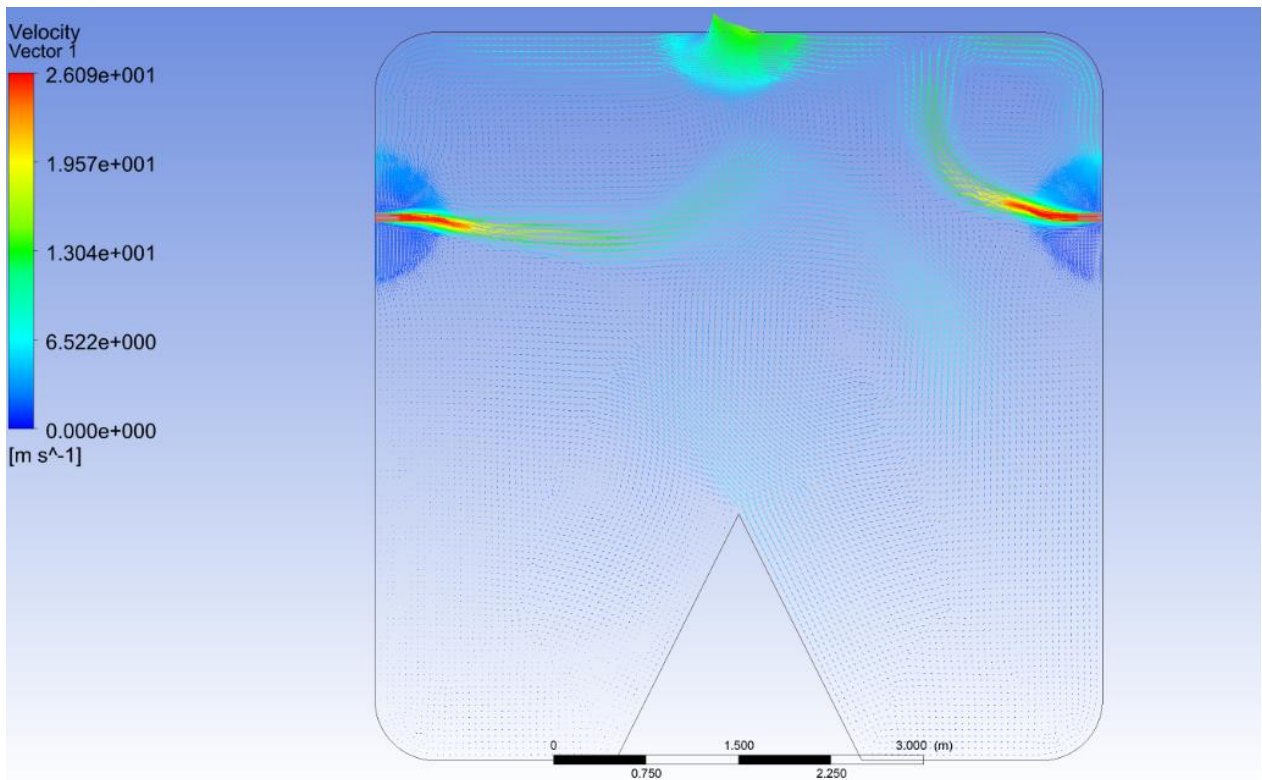
observar, el campo de velocidad en la parte inferior del horno presenta magnitudes considerablemente menores a las del campo en la parte superior. Esto se traduce en una transferencia de calor de baja magnitud entre los gases y la carga tratada.



**Figura 10.6: Contorno del campo de velocidad para la simulación de una carga cónica, con un quemador en la parte superior del horno. Fuente: Elaboración propia.**

La Figura 10.6 corrobora lo dicho anteriormente. Se puede observar una curva de nivel de bajas velocidades en la parte inferior derecha del horno. Por otro lado, el lado inferior izquierdo presenta velocidades mayores comparado con las velocidades de la parte inferior derecha. Esto es debido al impacto de la llama en la cara izquierda que provoca un movimiento del fluido adicional. En la configuración presentada, no se logra una uniformidad de los movimientos de los gases al interior del horno, lo que se traduce en una distribución de temperatura no uniforme al interior del horno.

## Simulación 2

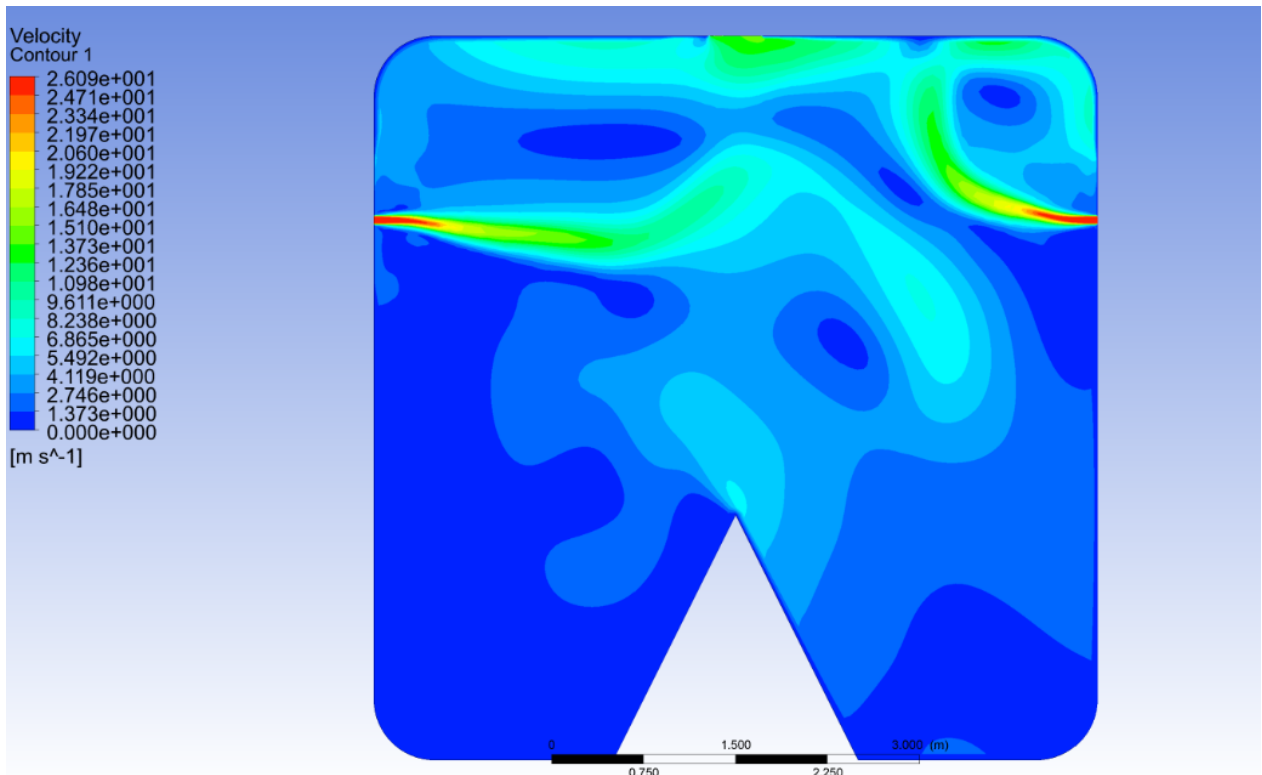


**Figura 10.7: Campo de velocidad para la simulación de una carga cónica, con dos quemadores en la parte superior del horno. Fuente: Elaboración propia.**

La Figura 10.7 muestra los resultados de la simulación con una configuración similar a la anterior, pero con dos quemadores en la parte superior del horno. Como primera observación, se nota que las velocidades son menores comparado con la configuración con un quemador (del orden de 50%). Esto se debe a que el momentum de los gases se cancelan por las ubicaciones opuestas de los quemadores. Una velocidad menor en el interior del horno se traduce en una menor transferencia de calor entre los gases y la carga. Se puede deducir de este resultado que, en el caso de ubicaciones de quemadores en caras opuestas, es preferible una ubicación alternada de estos últimos. Es decir, una ubicación desfasada en el eje  $z$ , para evitar la cancelación del momentum de los gases.

Por otro lado, de forma similar a la configuración con un quemador, se presentan líneas de flujos entre los quemadores y el ducto de escape por las mismas razones establecidos en el análisis de la Figura 10.5.

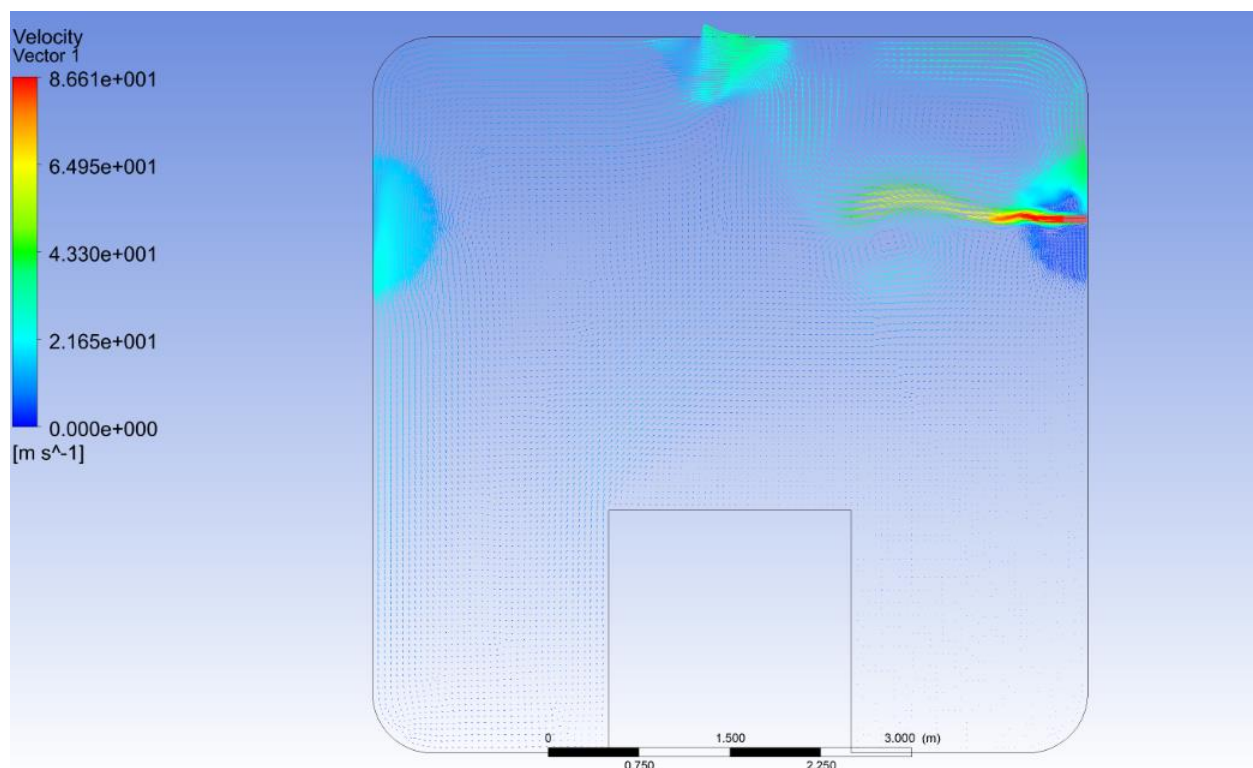




**Figura 10.8: Contorno del campo de velocidad para la simulación de una carga cónica, con dos quemadores en la parte superior del horno. Fuente: Elaboración propia.**

Finalmente, de la Figura 10.8 se observa que aun con una cancelación parcial del momentum de los gases, existe una línea de corriente desde los quemadores hacia el ducto de escape. Además, es posible notar que en la parte inferior del horno las velocidades de los gases son bajas o nulas. Por lo tanto, una configuración con dos quemadores tampoco permite homogeneidad de los movimientos de los gases al interior del horno.

### Simulación 3



**Figura 10.9: Campo de velocidad para la simulación de una carga cúbica, con un quemador en la parte superior del horno. Fuente: Elaboración propia.**

La Figura 10.9 muestra los resultados de la simulación para una carga cubica y un quemador en la parte superior del horno. La Figura 10.10 muestra el contorno del campo de velocidades para la misma situación.

Comparando con la Figura 10.6, se corrobora que una configuración asimétrica de quemadores favorece un movimiento de los gases en la parte opuesta al quemador. Por otro lado, se puede observar que la forma geométrica de la carga influye considerablemente en los movimientos de los gases. En efecto, se puede observar un volumen de gas inmóvil o con muy baja velocidad en el caso de una carga cubica, mientras que para una carga cónica (Figura 10.6) se tiene un campo de velocidad con magnitudes entre los 2,7 y 5,5  $m/s$ . Además, en todas las configuraciones con una carga cónica, se pueden observar velocidades altas en la cercanía del vértice superior, y se conjetura que la turbulencia crece conforme a que el vértice sea más agudo.

Finalmente, de manera similar a la Figura 10.6, se nota una línea de corriente de velocidades superiores a 4  $m/s$  entre el quemador y el ducto de escape. Tomando en cuenta que el único parámetro que varía entre la configuración de la Figura 10.9 y la de la Figura 10.6 es la forma de la carga, se deduce que esta última no afecta la presencia de la línea de corriente de altas velocidades y que el único parámetro que influye es la distancia entre el ducto de escape y el quemador.

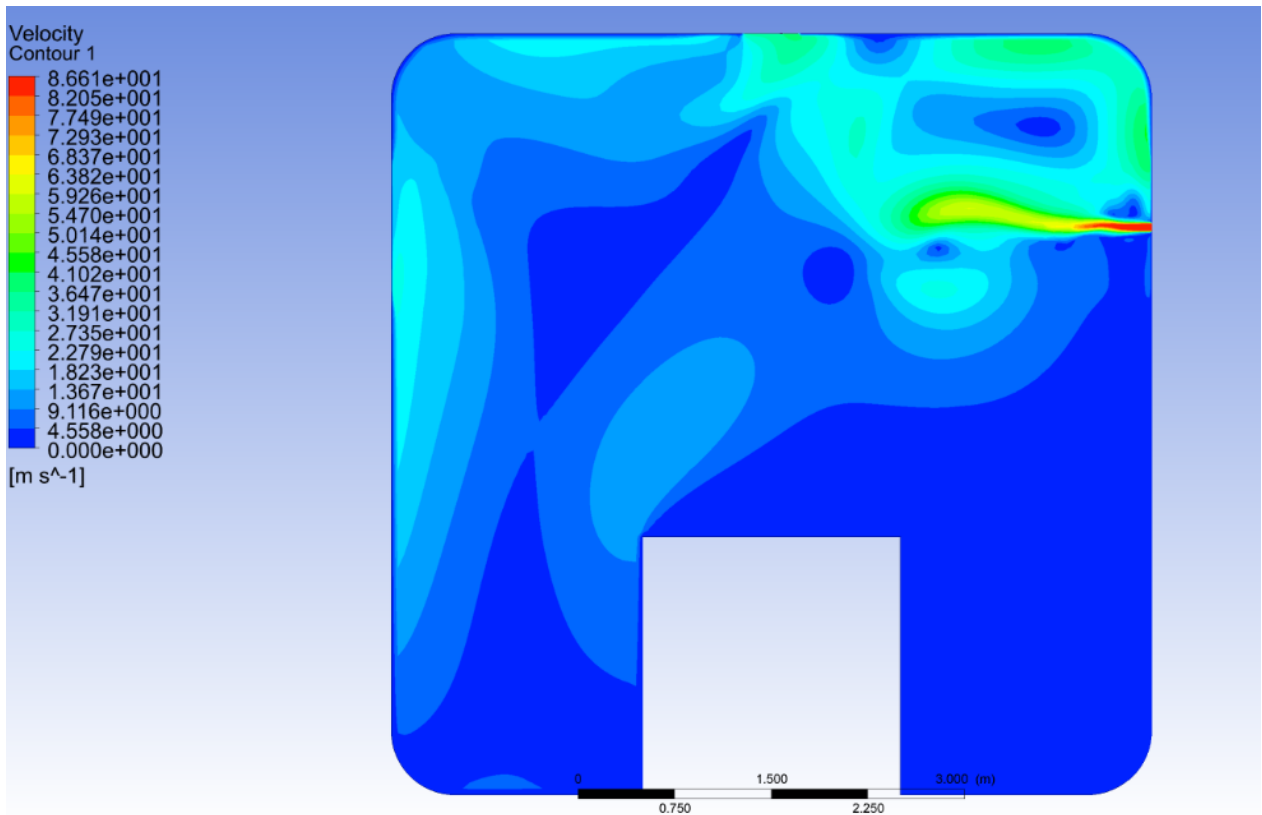


Figura 10.10: Contorno del campo de velocidad para la simulación de una carga cúbica, con un quemador en la parte superior del horno. Fuente: Elaboración propia.

*Simulación 4*

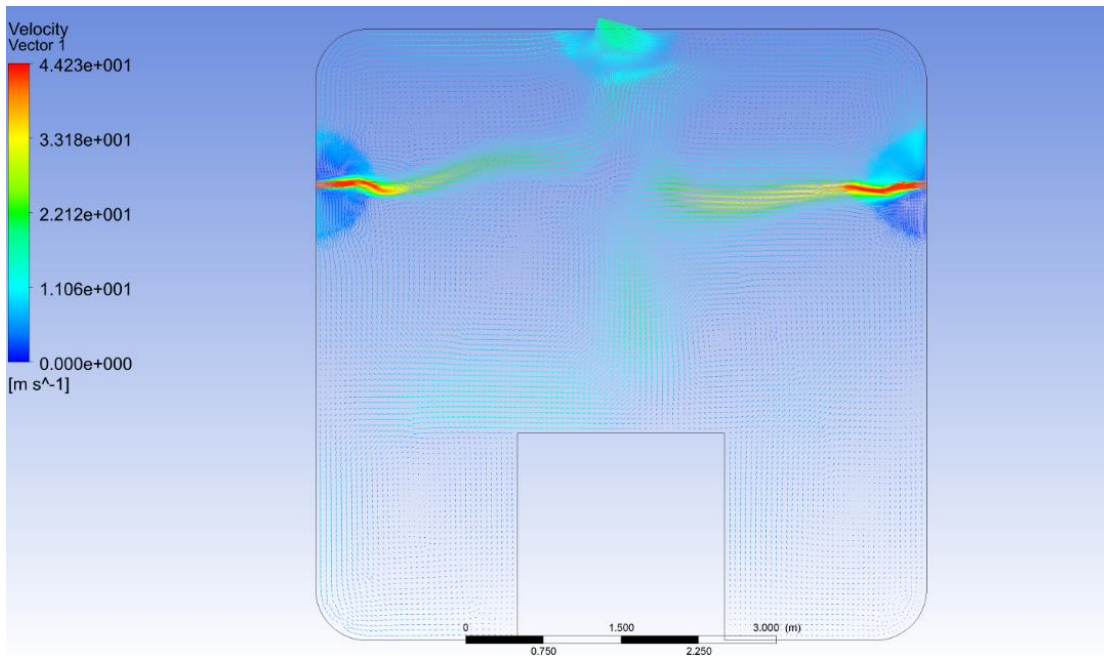
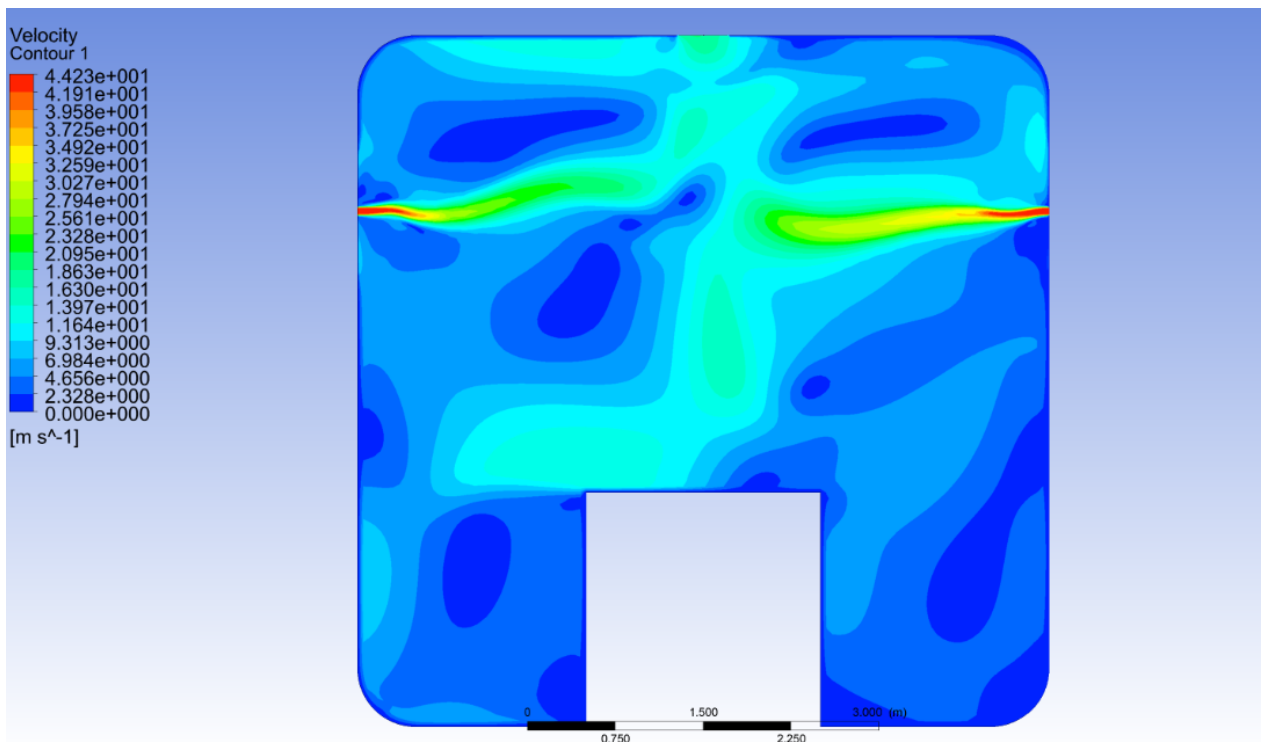


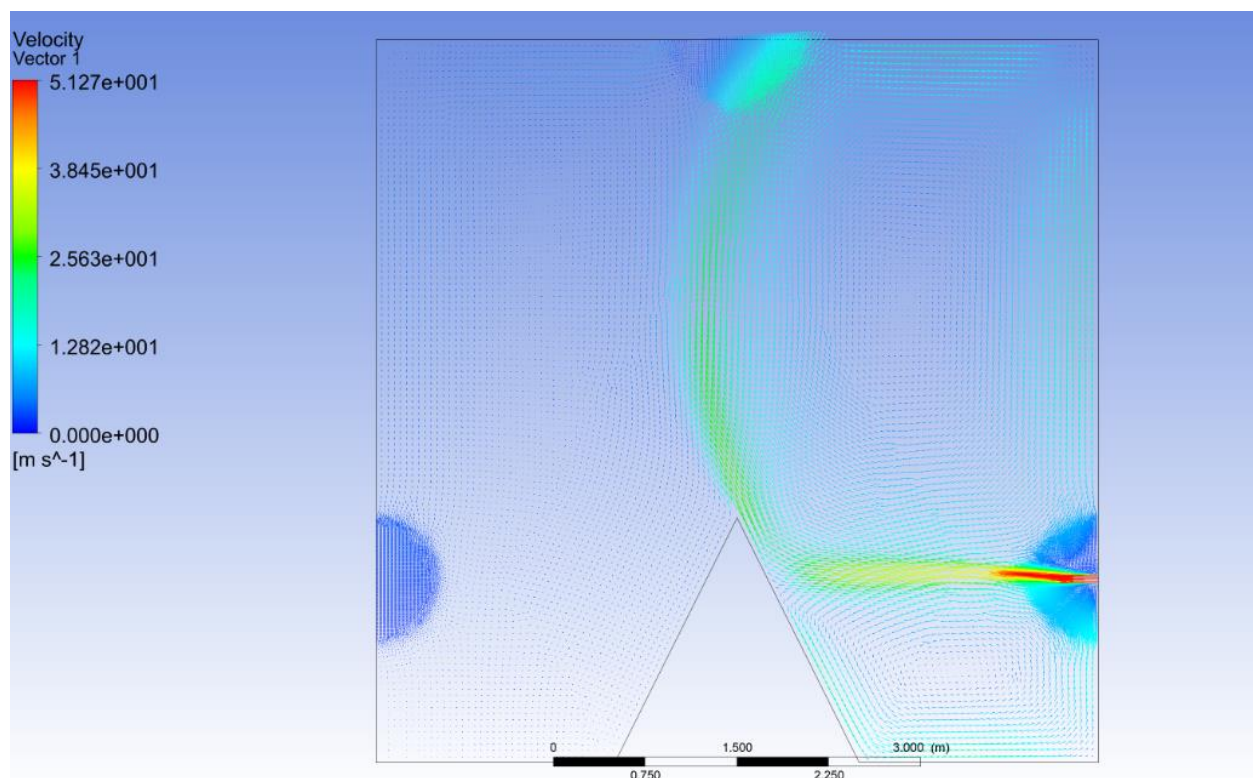
Figura 10.11: Campo de velocidad para la simulación de una carga cúbica, con dos quemadores en la parte superior del horno. Fuente: Elaboración propia.

La Figura 10.11 y Figura 10.12 muestran una configuración con dos quemadores en la parte superior y una carga cubica. Comparando con el caso de la Figura 10.8, el único parámetro distinto es la geometría de la carga. Sin embargo, se puede apreciar que en el caso de la carga cubica, las velocidades de los gases en la parte inferior del horno son considerablemente mayores comparado para la carga cónica. En efecto, las velocidades de los gases en la parte inferior en el primer caso son entre 2,3 y 6,9  $m/s$ , mientras que tienen valores inferiores a 2,7  $m/s$  en el segundo caso. Esto se debe a que una forma cubica no presenta vértices agudos. Por ende, el remolino en los alrededores de la carga es menos pronunciado, y las velocidades de los gases presentan una mayor uniformidad.



**Figura 10.12:** Contorno del campo de velocidad para la simulación de una carga cúbica, con dos quemadores en la parte superior del horno. Fuente: Elaboración propia.

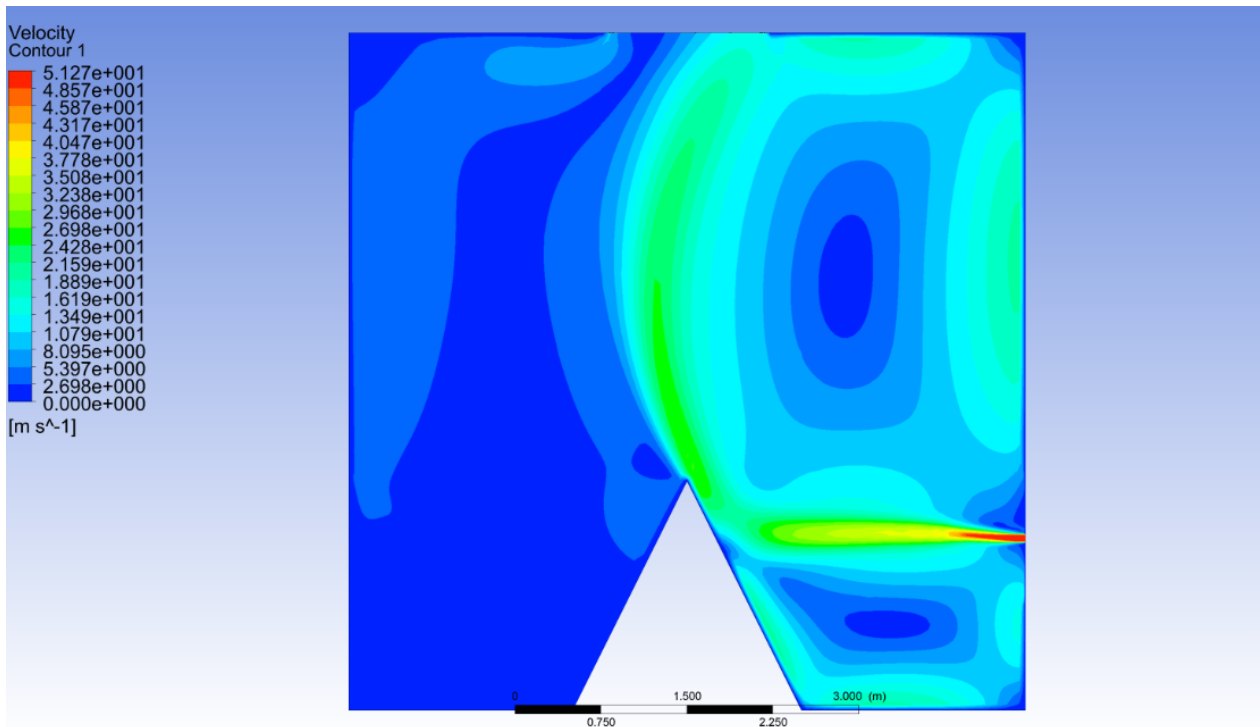
## Simulación 5



**Figura 10.13: Campo de velocidad para la simulación de una carga cónica, con un quemador en la parte inferior del horno. Fuente: Elaboración propia.**

Se puede observar una configuración con un quemador ubicado en la parte inferior y una carga cónica en la Figura 10.14. Comparando con la Figura 10.5, se observa lo siguiente:

- Velocidades mayores en el caso de la configuración con un quemador en la parte inferior. Esto se debe a dos razones. La primera es que la llama impacta con la carga, y la forma cónica permite un redireccionamiento de la llama directamente hacia el ducto de escape provocando que las velocidades sean mayores. La segunda razón es la distancia entre el quemador y el ducto de escape. Al ser mayor se logra una circulación de los gases superior antes de ser expulsados del horno.
- Existe una asimetría en los movimientos de los gases al interior del horno en el caso de la Figura 10.14. Esto también se debe al choque de la llama con la carga. Al ser redireccionado directamente hacia el ducto de escape, los gases en movimiento no logran circular por el costado izquierdo del horno. Se puede conjeturar que no hay uniformidad en las temperaturas de la carga, y que la parte izquierda presentara temperaturas considerablemente más bajas que la parte derecha. Por ende, la configuración estudiada no es compatible con los criterios de diferencia de temperatura de la carga establecidos en el código ASME VIII.



**Figura 10.14: Contorno del campo de velocidad para la simulación de una carga cónica, con un quemador en la parte inferior del horno. Fuente: Elaboración propia.**

### *Simulación 6*

En la configuración de la Figura 10.15 y Figura 10.16, se pueden observar corrientes convectivas de altas velocidades en la totalidad del volumen encerrado (entre 5,4 y 9,4  $m/s$ ). Debido a la simetría de la configuración, existen movimientos de gases en ambos costados del horno.

Además, se observan dos principales líneas de corriente de altas velocidades. Una que empieza desde cada quemador y termina en el ducto de escape. De manera similar al caso de la Figura 10.14, esto se debe al redireccionamiento del jet de gas provocado por la forma geométrica de la carga.

Por otro lado, comparado con las configuraciones con quemadores ubicados en la parte superior, se puede observar una mayor uniformidad del campo de velocidad en el caso de la Figura 10.16. Esto se traduce en una transferencia de calor por convección más homogénea desde los gases hacia la carga.

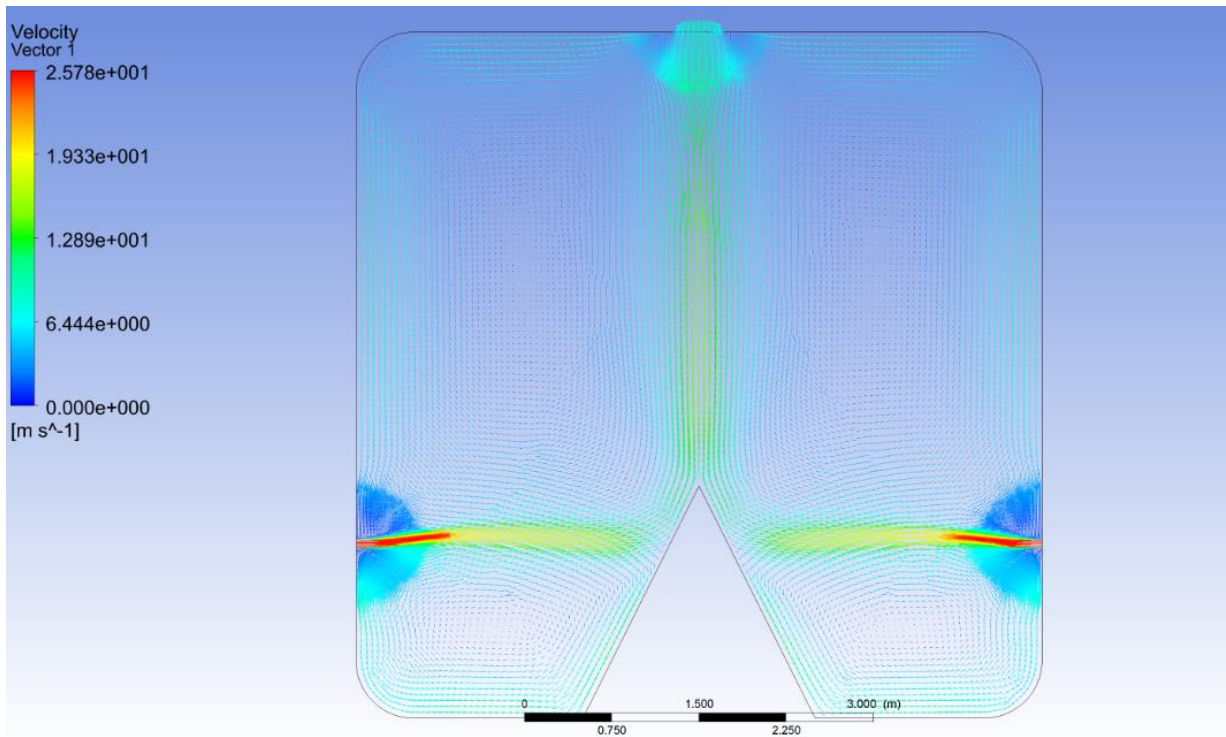


Figura 10.15: Campo de velocidad para la simulación de una carga cónica, con dos quemadores en la parte inferior del horno. Fuente: Elaboración propia.

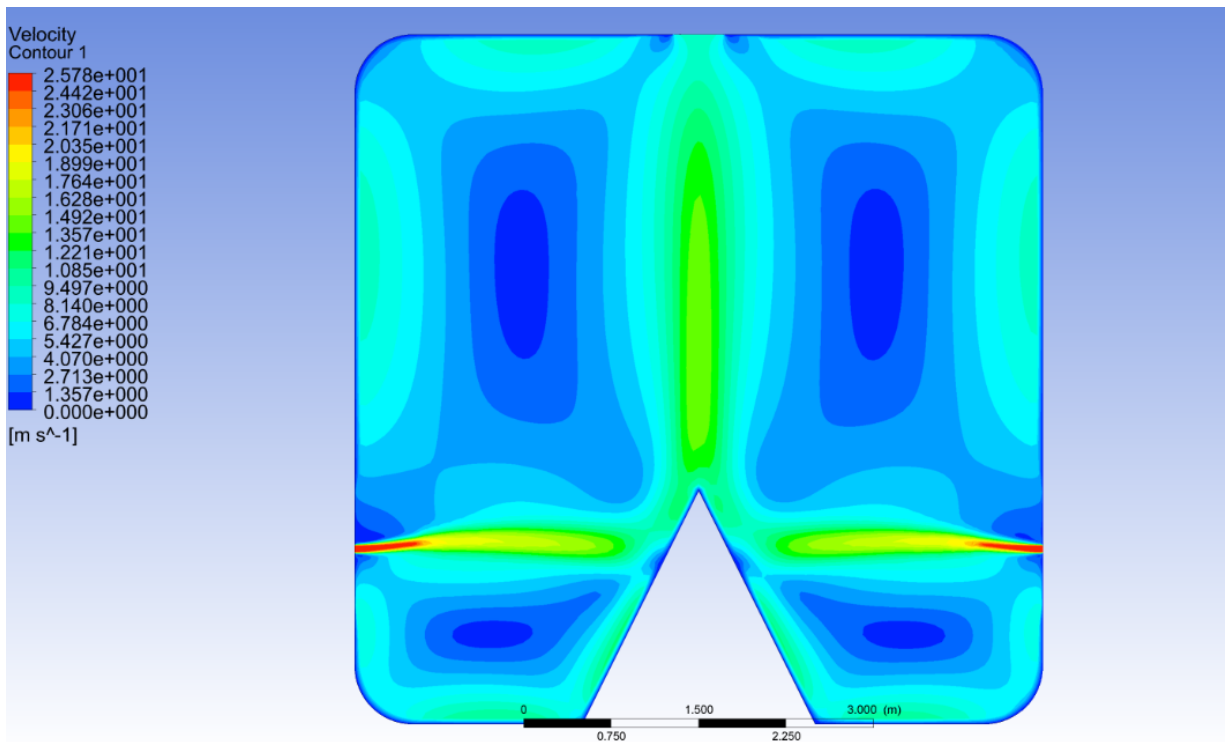


Figura 10.16: Contorno del campo de velocidad para la simulación de una carga cónica, con dos quemadores en la parte inferior del horno. Fuente: Elaboración propia.

Simulación 7

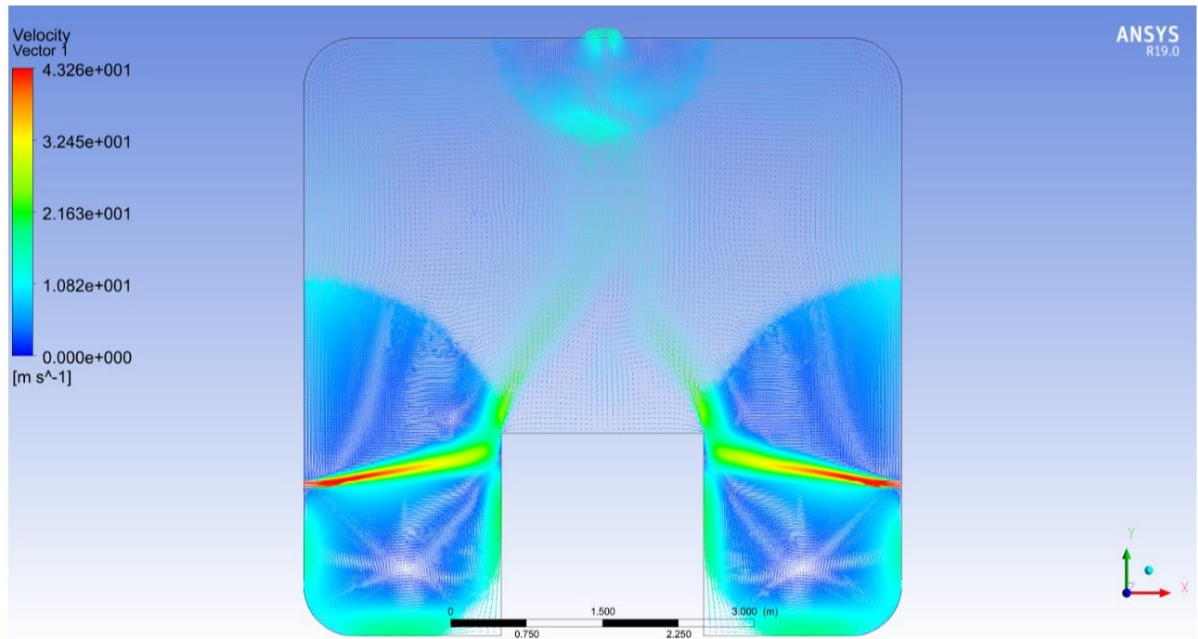


Figura 10.17: Campo de velocidad para la simulación de una carga cúbica, con dos quemadores en la parte inferior del horno. Fuente: Elaboración propia.

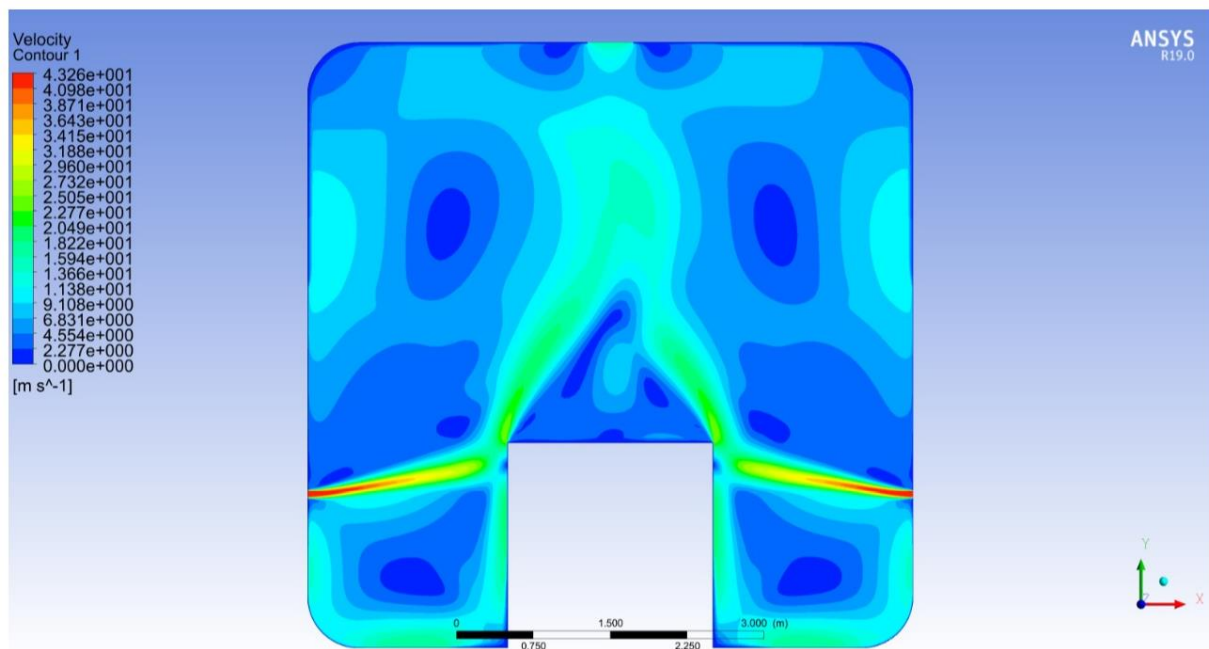


Figura 10.18: Contorno del campo de velocidad para la simulación de una carga cúbica, con dos quemadores en la parte inferior del horno. Fuente: Elaboración propia.



En la Figura 10.18, de manera similar a la Figura 10.16, se observan corrientes convectivas de alta velocidades en la totalidad del horno. Sin embargo, en el volumen cercano a la parte superior de la carga cubica, se tienen contornos de bajas velocidades (entre 2,3 y 4.7  $m/s$ ). Además, se pueden apreciar líneas de corriente de velocidades superiores a 21  $m/s$  tanto en la parte inferior izquierda como en la parte inferior derecha. Esto se debe a la forma geométrica de la carga. En efecto, la forma cubica presenta caras que son perpendiculares a la dirección de la llama de cada quemador. Al impactar, existe un cambio de dirección del flujo proveniente de cada quemador. Parte del flujo es redireccionado hacia el ducto de escape, y otra parte es redireccionado hacia la solera del horno provocando una recirculación. En otras palabras, se forma una corriente convectiva circular en ambos lados de la carga. Comparado con las velocidades en la parte superior de la carga, se puede conjeturar que la carga presentara temperaturas menores en su parte superior.

### 10.1.8 Verificación del diseño de la chimenea

La Tabla 10.5 muestra los principales parámetros determinados según los criterios de diseño expuestos, con una chimenea de 22” de diámetro interno, 10 m de longitud y 24” de diámetro externo con relleno de lana mineral.

**Tabla 10.5: Parámetros principales de la chimenea diseñada.**

Parámetros	
Coeficiente global de transferencia de calor [W/m <sup>2</sup> K]	0,83
Velocidad promedio de los humos [m/s]	6,92
Numero de Reynold	29.971
Numero de Nusselt	82,54
Caída de presión [Pa]	52,92
Tiro natural [Pa]	73,38
Depresión disponible [Pa]	-20,46

Como se puede observar, la chimenea presenta una depresión neta de -20,46 Pa, por lo que se logra una adecuada evacuación de los gases de escape.

### 10.1.9 Dimensionamiento del intercambiador de calor

En la Tabla 10.6, se muestran los parámetros del circuito de agua, y en la Tabla 10.7, los del circuito de gases.

**Tabla 10.6: Parámetros del circuito de agua. Fuente: Elaboración propia.**

Circuito de Agua	
Densidad [kg/m <sup>3</sup> ]	1.000
Calor Especifico [kJ/kg°C]	4,2
Capacidad del estanque [l]	5.000/10.000
Temperatura Estanque [°C]	65
Numero de duchas	10
Caudal Duchas [l/min]	6
Caudal Duchas [l/s]	0,1
Flujo másico duchas [kg/s]	1
Temperatura renovación [°C]	15

**Tabla 10.7: Parámetros del circuito de gases. Fuente: Elaboración propia.**

Circuito de gases	
Flujo Másico [kg/h]	164
Flujo Másico [kg/s]	0,05
Temperatura de salida [°C]	800
Entalpía a 800 °C [kW/kg]	1.118
Calor específico [kJ/kg°C]	1,07

En la Tabla 10.8, se determina el calor recuperable de dos formas distintas, una utilizando la entalpía de los gases de escape y otro utilizando el calor específico.

**Tabla 10.8: Calor disponible en los gases de escape. Fuente: Elaboración propia.**

Calor Disponible Gases de escape [kW]	
Metodo de entalpía	Metodo de calor específico
33	34

Como primera observación en la Tabla 10.8, se destaca que el calor disponible determinado mediante el calor específico y mediante la entalpía no coinciden. Esto se debe a que al aproximar la combustión del GLP a la del metano, se obtienen productos de combustión que difieren levemente a la realidad ya que se desprecian componentes con bajo porcentaje másico. Esto implica que el calor específico de la mezcla de *poc* no coincide con el calor específico real. Por otro lado, la tabla de exceso de aire (Anexo C) presenta valores típicos. Dado lo anterior, el calor calculado por uno u otro método sigue siendo una aproximación en ambos casos. Sin embargo, los valores son suficientemente cercanos para considerar ambos para los cálculos.

En la Tabla 10.9, se puede apreciar como varía la diferencia de temperatura de entrada y salida del agua en el intercambiador según su flujo másico, para los calores disponibles determinados en la Tabla 10.8.

**Tabla 10.9: Delta de temperatura según el flujo másico del agua de recirculación. Fuente: Elaboración propia.**

Flujo másico agua [kg/s]	$\Delta T$ (MCC) [°C]	$\Delta T$ (ME) [°C]
0,25	32,7	31,9
0,30	27,2	26,6
0,35	23,3	22,8
0,40	20,4	20,0
0,45	18,1	17,7
0,50	16,3	16,0
0,55	14,8	14,5
0,60	13,6	13,3
0,65	12,6	12,3
0,70	11,7	11,4
0,75	10,9	10,6
0,80	10,2	10,0
0,85	9,6	9,4
0,90	9,1	8,9
0,95	8,6	8,4
1,00	8,2	8,0

**Tabla 10.10: Tabla paramétrica con el calor máximo disponible determinado a partir del calor específico de los gases de escape. Fuente: Elaboración propia.**

Flujo másico agua [kg/s]	Ch [kW/°C]	Cmin [kW/°C]	Cmax	Qmax [kW]	e	c	NTU	Area [m <sup>2</sup> ]
0,25	1,0	0,0	1,05	35,8	1,0	0,05	3,7	4,2
0,30	1,3	0,0	1,25	35,8	1,0	0,04	3,5	4,0
0,35	1,5	0,0	1,46	35,8	1,0	0,03	3,4	3,9
0,40	1,7	0,0	1,67	35,8	1,0	0,03	3,4	3,9
0,45	1,9	0,0	1,88	35,8	1,0	0,03	3,3	3,8
0,50	2,1	0,0	2,09	35,8	1,0	0,02	3,3	3,8
0,55	2,3	0,0	2,30	35,8	1,0	0,02	3,3	3,8
0,60	2,5	0,0	2,51	35,8	1,0	0,02	3,3	3,7
0,65	2,7	0,0	2,72	35,8	1,0	0,02	3,2	3,7
0,70	2,9	0,0	2,93	35,8	1,0	0,02	3,2	3,7
0,75	3,1	0,0	3,14	35,8	1,0	0,02	3,2	3,7
0,80	3,3	0,0	3,34	35,8	1,0	0,01	3,2	3,7
0,85	3,6	0,0	3,55	35,8	1,0	0,01	3,2	3,7
0,90	3,8	0,0	3,76	35,8	1,0	0,01	3,2	3,6
0,95	4,0	0,0	3,97	35,8	1,0	0,01	3,2	3,6
1,00	4,2	0,0	4,18	35,8	1,0	0,01	3,2	3,6

**Tabla 10.11: Tabla paramétrica con el calor máximo disponible determinado a partir de la entalpía de los gases de escape. Fuente: Elaboración propia.**

Flujo másico agua [kg/s]	Ch [kW/°C]	Cmin [kW/°C]	Cmax	Qmax [kW]	e	c	NTU	Area [m <sup>2</sup> ]
0,25	1,0	0,0	1,05	35,0	1,0	0,05	3,6	4,1
0,30	1,3	0,0	1,25	35,0	1,0	0,04	3,5	3,9
0,35	1,5	0,0	1,46	35,0	1,0	0,03	3,4	3,8
0,40	1,7	0,0	1,67	35,0	1,0	0,03	3,4	3,8
0,45	1,9	0,0	1,88	35,0	1,0	0,03	3,3	3,7
0,50	2,1	0,0	2,09	35,0	1,0	0,02	3,3	3,7
0,55	2,3	0,0	2,30	35,0	1,0	0,02	3,3	3,7
0,60	2,5	0,0	2,51	35,0	1,0	0,02	3,2	3,6
0,65	2,7	0,0	2,72	35,0	1,0	0,02	3,2	3,6
0,70	2,9	0,0	2,93	35,0	1,0	0,02	3,2	3,6
0,75	3,1	0,0	3,14	35,0	1,0	0,02	3,2	3,6
0,80	3,3	0,0	3,34	35,0	1,0	0,01	3,2	3,6
0,85	3,6	0,0	3,55	35,0	1,0	0,01	3,2	3,6
0,90	3,8	0,0	3,76	35,0	1,0	0,01	3,2	3,6
0,95	4,0	0,0	3,97	35,0	1,0	0,01	3,2	3,6
1,00	4,2	0,0	4,18	35,0	1,0	0,01	3,2	3,5

De la Tabla 10.10 y la Tabla 10.11, se observa que tanto el área de transferencia como la diferencia de temperatura bajan a medida que aumenta el flujo masico del agua. La disminución del área de transferencia tiene un beneficio directo de ahorro de costo para el intercambiador de calor. Por otro lado, una diferencia de temperatura mayor representa una mejor transferencia de calor. Sin embargo, este último punto no es relevante, ya que el agua está en constante recirculación. Por ende, considerando un criterio de costo se puede deducir que conviene un flujo de másico de agua entre 0,8 y 1 kg/s.

### 10.1.10 Sistema de control

La Figura 10.19 muestra el P&iD del sistema propuesto. Para el funcionamiento adecuado del proceso, es necesario disponer de un sistema que mide y controla la temperatura y presión al interior del horno. Por otro lado, el sistema de producción de agua caliente sanitaria requiere un control de nivel del agua y de su temperatura, para evitar desborde y/o sobrecalentamiento del agua en el estanque. El sistema de control consiste en un PLC, indicadores, y controladores dispuestos como se muestra en la Figura 10.19.

Los sensores miden la presión y la temperatura al interior del horno y del agua del estanque, para luego transmitir la señal al PLC. Este último interpreta dicha señal y controla los parámetros operacionales, tales como el flujo masico de aire, de combustible, y el encendido/apagado de los

quemadores. Esto permite controlar la velocidad de calentamiento de la carga tratada, la temperatura máxima de tratamiento y su duración.

Por otro lado, el sistema de producción de agua caliente sanitaria requiere mantener un nivel constante de agua en el estanque (E), al igual que su temperatura. Para eso, se dispone de un indicador de nivel y otro de temperatura, ambos acoplados al PLC. De manera similar al punto anterior, el caudal de la bomba centrífuga (G) es controlada mediante el sistema de control. Además, la bomba centrífuga (G) es encendida cuando la temperatura alcanza un valor mínimo, lo que permite la recirculación del agua y su calentamiento.

Finalmente, se dispone de una bomba centrífuga con presostato (F) que permite el suministro del agua caliente sanitaria a las duchas.

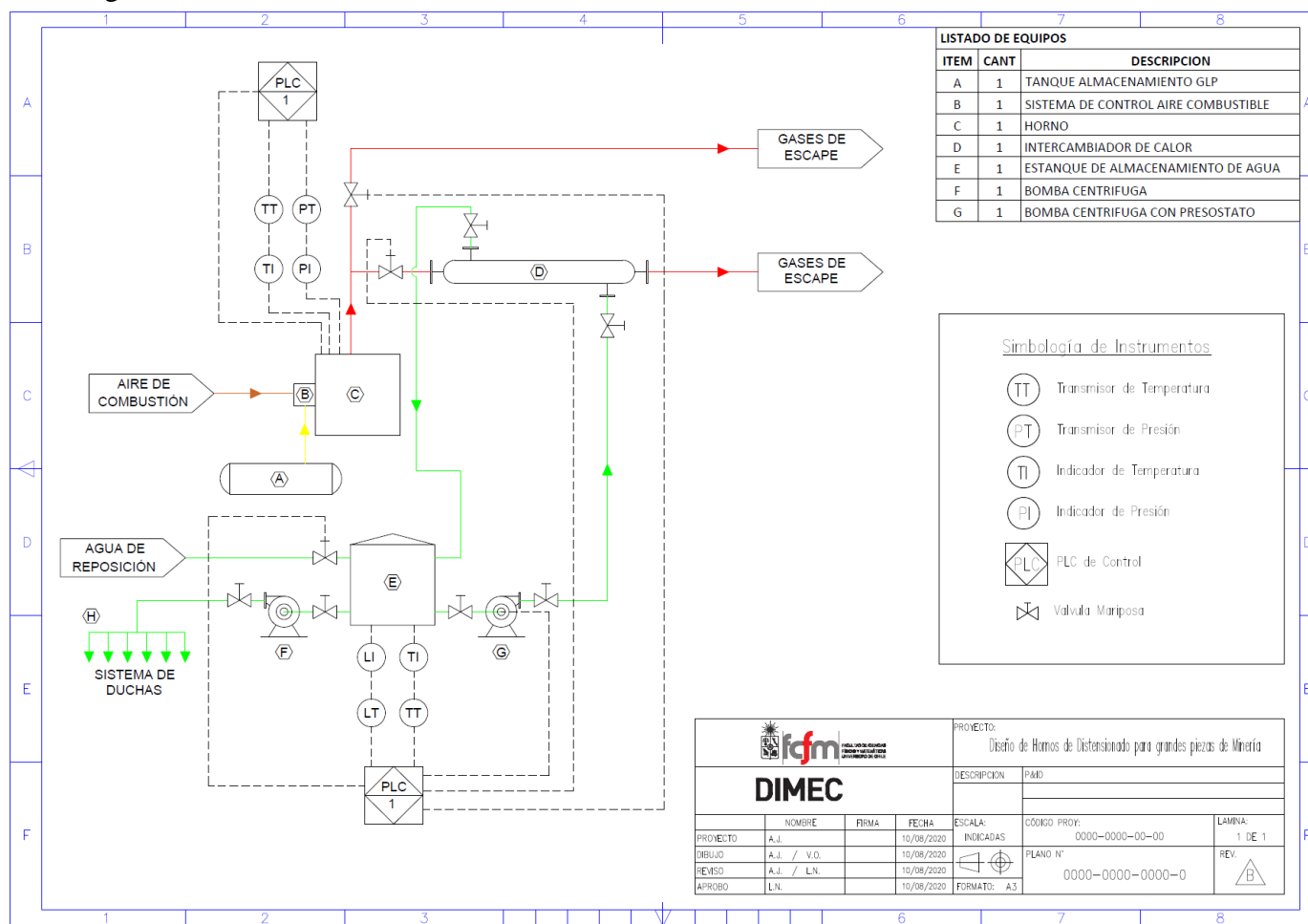


Figura 10.19: P&ID del sistema estudiado. Fuente: Elaboración propia.

## 10.2 Planos y especificaciones técnicas

A continuación, se exponen los planos básicos y una síntesis de las especificaciones técnicas para el caso de estudio considerado. La Figura 10.20 muestra el plano general del horno de tratamiento térmico del caso de estudio. En la tabla de componentes principales, se puede apreciar un listado de ellos.

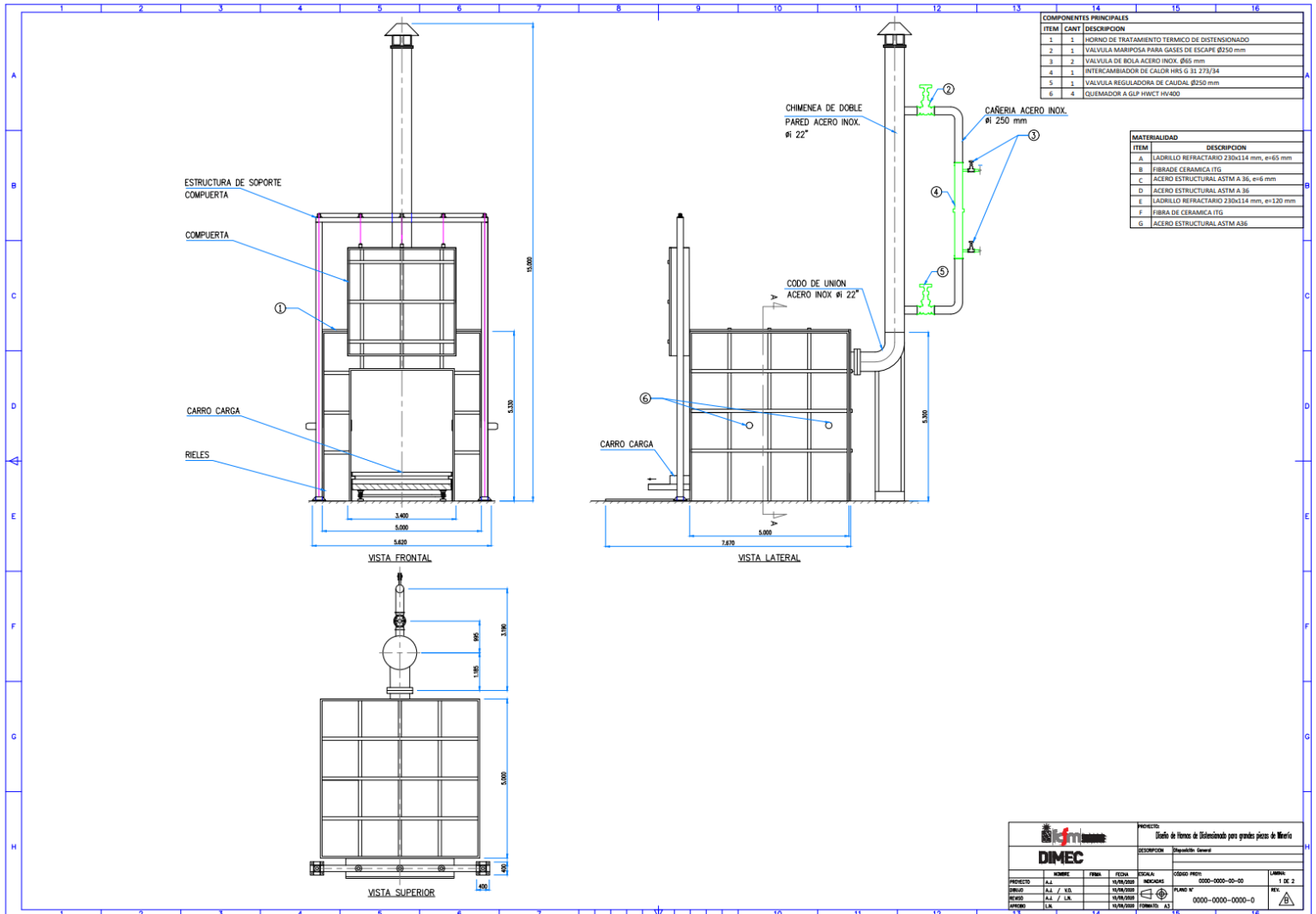


Figura 10.20: Plano general del horno de tratamiento térmico del caso de estudio. Fuente: Elaboración propia.

El horno de tratamiento térmico corresponde al componente 1. Las dimensiones son de 5x5x5 m, de tipo discontinuo con un sistema de apertura de compuerta y un carro de carga deslizante sobre rieles. Además, se dispone de una estructura de acero estructural que permite levantar la compuerta mediante cables y un sistema de accionamiento. Por otro lado, de la vista de perfil es posible observar que la chimenea diseñada tiene un largo total de 10 m y un diámetro interno de 22". El componente (4) corresponde al intercambiador de tubos y carcasa, marca HRS, modelo G 31 273/34, con conexiones a la camisa y a los tubos de 65 mm y 250 mm, respectivamente. Los tubos

del intercambiador se acoplan a la chimenea mediante un bypass conformado por cañerías de diámetro nominal de 250 mm, una válvula de mariposa (2) modelo HRA, marca Herberholz Industrie-Armaturen de diámetro nominal 250 mm, y una válvula reguladora de caudal de la misma marca, modelo HRA. Por otro lado, la camisa del intercambiador se acopla al circuito de agua mediante cañerías de PVC de diámetro nominal de 65 mm. Se dispone finalmente de 02 válvulas de bola de acero inoxidable marca Tayson de 1" (3), lo que permite cortar el paso del agua para mantenciones eventuales del intercambiador de calor.

La Figura 10.21 detalla los materiales usados para el horno considerado. En primer lugar, la envolvente se compone de una capa externa de acero estructural A36 de 6 mm de espesor (C), reforzado por perfiles cuadrados de 100x100x6 mm (D). La capa aislante de 550 mm de espesor se compone de fibra cerámica de baja densidad ( $96 \text{ kg/m}^3$ ), marca ITG (B). Finalmente, la capa refractaria se compone de ladrillo refractario de 65 mm de espesor, modelo GMJ20 (A), y se conforma mediante mortero refractario genérico para procesos de altas temperaturas. Con respecto al carro de carga, este se compone por una capa superior del mismo material que la capa refractaria de la envolvente. La segunda capa (F) corresponde a vigas de acero estructural A36 puesto de forma transversal y equidistante, donde los vacíos se rellenan con la fibra de cerámica de baja densidad usada para la capa aislante de la envolvente. La base del carro de carga se compone de vigas de acero estructural, puesto longitudinalmente y de forma equidistante.

Finalmente, el detalle (1) permite ver un corte local de la chimenea. Es posible apreciar que la chimenea es de doble pared acero-acero inoxidable y se componen de una cañería de acero de 22" de diámetro nominal, y de una cañería de acero inoxidable de 24" de diámetro nominal. Ambas cañerías tienen un espesor de 4 mm. Finalmente, el relleno (H) es de lana mineral de alta densidad.

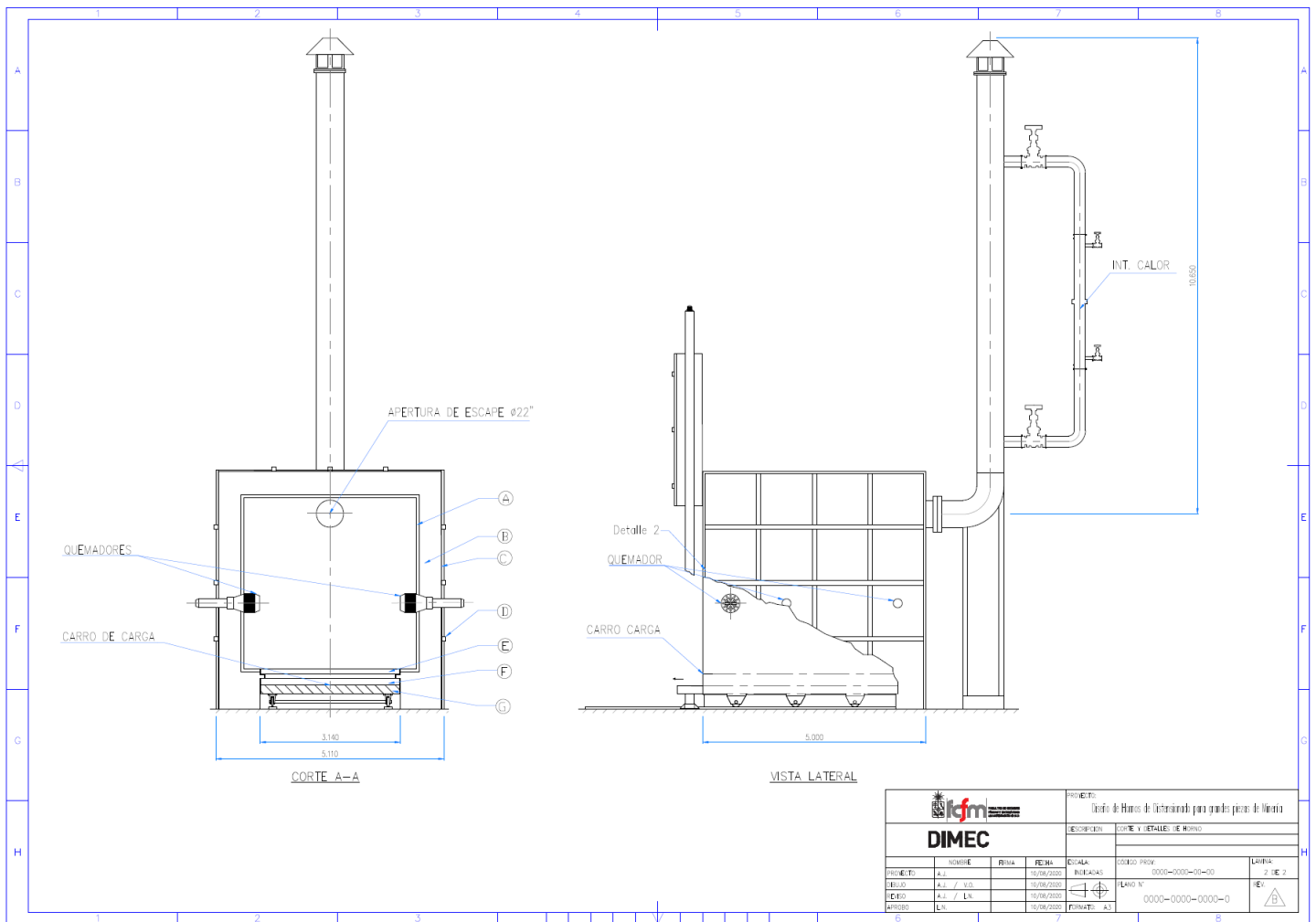


Figura 10.21: Corte A y detalle de perfil. Fuente: Elaboración propia.

### 10.2.1 Componentes secundarios

A continuación, se realiza la selección de los componentes secundarios que conforman el resto del sistema: PLC, estanque de almacenamiento de agua, bombas centrifugas, y válvulas de bola.

#### 10.2.1.1 PLC

De acuerdo con el funcionamiento del sistema de control, se deduce que el PLC requiere:

- i. 04 entradas, requeridos para lo siguiente: la medición de temperatura y presión del horno; la medición del nivel de agua del estanque; y la medición de la temperatura del agua del estanque.
- ii. 05 salidas, requeridos para controlar: la válvula de mariposa ubicada en la entrada del intercambiador de tubos y carcasa; la válvula de bola ubicada en la succión de la bomba centrifuga G; la válvula de mariposa de los gases de escape; y la válvula de bola del agua de reposición proveniente de la red.



El PLC modelo ST20, marca Siemens, que posee 12 entradas y 8 salidas, cumple con los requisitos establecidos. Las especificaciones técnicas se pueden apreciar en Anexo D.

#### *10.2.1.2 Bombas*

El circuito de agua requiere 02 bombas centrifugas, con un caudal de 1 l/s cada uno. La bomba seleccionada es el modelo CM 160, marca Pentax. Dicha bomba posee un caudal de 1 l/s, con un diámetro de succión y de impulsión de 1". El Anexo D muestra el detalle de las especificaciones del modelo de bomba seleccionado.

#### *10.2.1.3 Válvulas del circuito de agua*

Se selecciona una válvula de bola de acero inoxidable de 1", marca Tayson, código 162224. En el Anexo D se muestra la referencia de catálogo para su selección.

#### *10.2.1.4 Almacenamiento de agua caliente sanitaria*

Se seleccionan 01 estanque modelo HF 5000/R de la marca Reflex-Winkelman. El estanque tiene una capacidad de 5.000 litros, aislación de espuma de poliuretano y brida de inspección. Se puede apreciar las especificaciones técnicas en el Anexo D.

### **10.3 Análisis de factibilidad económica de la implementación de un sistema de recuperación de calor**

El análisis de factibilidad económica se realiza para el sistema de recuperación de calor. Para realizar el ejercicio, se considera lo siguiente:

- La vida útil del estanque de agua, de las válvulas, y de las bombas centrifugas es de 10 años.
- La vida útil del intercambiador de calor y del piping es de 15 años.
- Se estima un costo de mano de obra de un 30% de la inversión total.
- Se considera un préstamo de un monto levemente superior a la inversión total, y se considera tasas de interés y de descuento de 12% y 14%, respectivamente.
- Los valores residuales de los equipos, piping e instalación se considera como nulo.
- Se considera que el horno funciona de forma continua. Por ende, del flujo masico de agua se estima que se produce 10.000 litros de agua caliente sanitaria diario, considerando que el estanque de almacenamiento de agua se vacía una vez al día.

#### *Costos de inversión*

En primer lugar, se procede en determinar el costo de inversión total requerido para el sistema de recuperación de calor. La inversión total se desglosa en 03 categorías: equipos principales, componentes secundarios, y piping.

La inversión requerida para la adquisición de los equipos principales se desglosa en la Tabla 10.12.

**Tabla 10.12: Desglose de costos de adquisición de equipos principales. Fuente: Elaboración propia.**

Item	Cant.	Costo unitario [\$]	Costo total [\$]
Intercambiador de Calor G 31 273/34	1	5.302.000	5.302.000
Estanque de agua HF 5000/R	1	3.241.000	3.241.000
Bomba Centrifuga Pentax CM160 1"x1"	2	308.900	617.800
		<b>Total</b>	<b>9.160.800</b>

Como se puede apreciar en la tabla anterior, el equipo con mayor costo es el intercambiador de tubos y carcasa y equivale al 57,9% de la inversión total en equipos principales. Por otro lado, el estanque de almacenamiento de agua caliente sanitaria representa un 35,3% de la inversión.

La inversión requerida para la adquisición de equipos y componentes secundarios se ilustra en la Tabla 10.13.

**Tabla 10.13: Desglose de la inversión requerida para la adquisición de componentes secundarios.**

Item	Cant.	Costo unitario [\$]	Costo total [\$]
Valvula Mariposa Herberholz HRD, DN250MM	2	2.500.000	5.000.000
Valvula de bola Acero Inox. 1"	7	25.652	179.564
Reductor 2 1/2" - 1"	7	318	2.226
Sello Vinilit para PVC	-	50.000	50.000
		<b>Total</b>	<b>5.231.790</b>

De la Tabla 10.13, es posible notar que el costo total de adquisición de las válvulas de bola, los reductores y sellos es despreciable comparado con el de las válvulas de mariposa para gases de escape. Cabe notar que estas últimas incluyen un costo estimado de importación, ya que no están disponibles en el mercado nacional.

Por otro lado, para estimar los costos de piping asociado al sistema de recuperación de calor propuesto, se procede en determinar el costo aproximado por kg de material. Paralelamente, se estima la masa total de material requerido, y, finalmente, se estima el costo total. Los resultados se muestran en la Tabla 10.14. El largo de piping para el circuito de agua son arbitrario y corresponden a estimaciones de longitudes en una instalación típica. El largo del piping para el circuito de gases no incluyen la chimenea, ya que esta es parte del horno y no del sistema de recuperación de calor. Luego, el valor total requerido para el piping de la recuperación de calor es de 381.673 CLP.

**Tabla 10.14: Estimación de costos asociados al piping del sistema de recuperación de calor.**

Item	Circuito de gas	Circuito de agua	
Material	Acero	PVC	PVC
Largo [m]	10	20	10
Diametro [m]	0,250	0,065	0,025
Espesor [m]	0,004	0,003	0,003
Volumen [m <sup>3</sup> ]	0,031	0,012	0,002
Densidad [kg/m <sup>3</sup> ]	7.840	1.372	1.372
Masa total [kg]	242	16	3
Costo [\$/kg]	1.540	447	447
<b>Costo [\$]</b>	<b>373.234</b>	<b>7.167</b>	<b>1.272</b>

Finalmente, la Tabla 10.15 muestra un resumen de la inversión inicial requerida. La inversión total requerida es de 18.403.402CLP.

**Tabla 10.15: Resumen de inversión inicial requerida. Fuente: Elaboración propia.**

Item	Precio Inicial [\$]	Deprec. [Años]	Deprec. Annual [\$]	Periodo [Años]	Valor libro [\$]
Intercambiador de Calor G 31 273/34	5.302.000	15	353.467	5	3.534.667
Estanque de agua HF 5000/R	3.241.000	10	324.100	5	1.620.500
Piping	381.673	15	25.445	5	254.449
Valvulas, Bombas & Fittings	5.231.790	10	523.179	5	2.615.895
Instalación	4.246.939	-	-	-	8.025.511
<b>Total</b>	<b>18.403.402</b>				

#### *Costos fijos y costos variables*

En el caso de estudio considerado, los costos fijos consideran únicamente al costo asociado a los HH mensuales. Se considera un único trabajador con un sueldo mensual de 500.000 CLP, ya que el sistema de recuperación de calor funciona de forma independiente, y solo se requiere de inspecciones y mantenciones rutinarias.

Por otro lado, el análisis de factibilidad económica se realiza únicamente para el sistema de recuperación de calor. El ejercicio permite comparar un sistema global con y sin sistema de recuperación de calor. Por ende, los costos variables corresponden únicamente al consumo eléctrico de dicho sistema (bombas centrifugas).

#### *Ingresos*

El ingreso se calcula considerando el volumen y costo de agua sanitaria caliente producida con electricidad, ya que corresponde al ahorro logrado debido a la implementación de un sistema de recuperación de calor. El costo del kWh industrial se estima en 85 \$/kWh.

## Flujo de caja

Finalmente, considerando lo anterior, la

Tabla 10.16 muestra el flujo de caja para un periodo de 5 años. Es posible observar, que existe un flujo positivo de ingresos desde el primer año (4.325.549 CLP). Al cuarto año, el préstamo queda saldada, y al quinto año se generan ingresos netos de 26.004.938 CLP.

Finalmente, el proyecto presenta un periodo de recuperación de la inversión de **2 años y 5 meses**, y un VAN de **7.277.918 CLP a 5 años**, por lo que se concluye que es viable económicamente.

Año	0	1	2	3	4	5
Ingresos		19.821.528	19.821.528	19.821.528	19.821.528	19.821.528
Costos Operacionales Variables		-730.000	-730.000	-730.000	-730.000	-730.000
Costos Operacionales Fijos		-6.000.000	-6.000.000	-6.000.000	-6.000.000	-6.000.000
Gastos Financieros		-2.400.000	-2.022.217	-1.599.099	-1.125.208	-594.449
Depreciación Legal		1.226.191	1.226.191	1.226.191	1.226.191	1.226.191
Pérdida/Ganacia de capital						-8.025.511
Pérdida del ejercicio anterior		0	0	0	0	0
Utilidad Antes de Impuesto		11.917.718	12.295.502	12.718.619	13.192.510	5.697.758
Impuesto		-3.217.784	-3.319.785	-3.434.027	-3.561.978	-1.538.395
Utilidad Despues de Impuesto		8.699.934	8.975.716	9.284.592	9.630.533	4.159.364
Depreciación Legal		-1.226.191	-1.226.191	-1.226.191	-1.226.191	-1.226.191
Pérdida/Ganacia de capital		0	0	0	0	8.025.511
Pérdida del ejercicio anterior		0	0	0	0	0
<b>Flujo Operacional</b>	<b>0</b>	<b>7.473.744</b>	<b>7.749.526</b>	<b>8.058.401</b>	<b>8.404.342</b>	<b>10.958.684</b>
Inversión	-18.403.402					
Valor Residual						-
Capital de Trabajo	-20.000.000					
Recuperación Capital de Trabajo						20.000.000
Préstamo	20.000.000					
Amortización		-3.148.195	-3.525.978	-3.949.095	-4.422.987	-4.953.745
<b>Flujo de Capitales</b>	<b>-18.403.402</b>	<b>-3.148.195</b>	<b>-3.525.978</b>	<b>-3.949.095</b>	<b>-4.422.987</b>	<b>15.046.255</b>
<b>Flujo de Caja</b>	<b>-18.403.402</b>	<b>4.325.549</b>	<b>4.223.548</b>	<b>4.109.306</b>	<b>3.981.355</b>	<b>26.004.938</b>
Tasa de descuento	<b>14%</b>					
<b>VAN</b>	<b>7.277.918</b>					

Tabla 10.16: Flujo de caja para un periodo de 5 años. Todos los valores están en CLP. Fuente: Elaboración propia.

## 11 Conclusiones

Las conclusiones del presente trabajo de título se detallan a continuación:

- i. Respecto al diseño de la envolvente, se concluye que la envolvente de un horno debe cumplir tres principios fundamentales: reflejar el calor de radiación desde las paredes internas hacia la carga a tratar térmicamente; minimizar las pérdidas de calor a través de la envolvente; y mantener la integridad estructural del horno durante la operación. De lo anterior se concluye que la envolvente se compone a lo mínimo de tres capas de materiales distintos.  
El primer material es refractario, lo que permite una alta emisión de radiación térmica hacia la carga al calentarse. Por otro lado, conforme al segundo requisito mencionado, la segunda capa se compone de un aislante térmico. Finalmente, la tercera capa es estructural y el material usado típicamente es el acero.  
Por otro lado, se busca minimizar las pérdidas por calentamiento al momento de diseñar la envolvente. Por ende, considerando que la densidad del material refractario es considerablemente superior a la del material aislante, y que las capacidades caloríficas y conductividades térmicas de ambos materiales suelen tener valores similares, se busca minimizar el espesor de la capa refractaria. Por otro lado, el espesor de la capa estructural se minimiza según un criterio económico, ya que su único objetivo es mantener la integridad estructural del horno y no influye en el desempeño de este último.  
Para el caso de estudio desarrollado, la envolvente se compone de: una capa refractaria de 65 mm de espesor, conformado de mortero refractario y de ladrillos de alto contenido en Alumina Silicato de 230x114x65 mm; una capa aislante de fibra de cerámica ITG de 550 mm de espesor; y una capa de acero estructural A36 de 6 mm de espesor.
- ii. Conforme al sistema de carga/descarga y tipo de horno, se concluye que el horno debe ser de tipo discontinuo dado que el volumen de carga a tratar térmicamente no justifica un horno de tipo continuo. Para el caso de estudio, se diseña un horno de tipo discontinuo, con sistema de apertura de compuerta y con solera móvil. Esta última se compone de vigas longitudinales y transversales de acero estructural ASTM A36, con una capa superior de ladrillo refractario similar a la capa refractaria de la envolvente.
- iii. Respecto a los criterios de diseño para determinar el tipo de quemadores adecuado a la aplicación estudiada y, para el caso de estudio, determinar la potencia efectiva requerida a partir de un balance térmico, se concluye que: Los tipos de quemadores adecuado para la aplicación estudiada son los quemadores de alta velocidades, de tubo radiantes o de paredes radiantes.  
Además, el balance térmico permite estimar una potencia efectiva requerida de 1.922 kW. Durante la fase de calentamiento, los porcentajes de pérdidas de calor se distribuyen como sigue: 28,10 % por gases de escape, 0,81% por las paredes, y 18,89% por calentamiento. Además, las pérdidas por filtración de aire se desprecian, y el calor útil es de un 52,2%. Durante la fase de temperatura constante de inmersión, las pérdidas por calentamiento se anulan, y la

nueva distribución aproximada de pérdidas es la siguiente: 28,1% en pérdidas en los gases de escape, y 1% por las paredes. El calor útil se eleva a 70,9%.

- iv. Conforme a las simulaciones de movimiento de gases al interior del horno considerado para el caso de estudio, se concluye que configuraciones con varios quemadores son preferibles ya que permiten una repartición más homogénea de los gases de combustión al interior del horno, lo que se traduce en una temperatura de la carga más uniforme. Además, la instalación de los quemadores debe ser de forma intercalada, en caras opuestas, y sin superposición de llamas para reducir el riesgo de sobrecalentamiento local de la carga. Por otro lado, quemadores ubicados en la parte inferior del horno permiten lograr una mayor homogeneidad del movimiento de los gases al interior del horno. Finalmente, la forma geométrica de la carga es una variable a considerar al momento de escoger la ubicación de los quemadores. En efecto, de las simulaciones se observa que, según la geometría de la carga, se pueden presentar distintas corrientes convectivas en su vecindad. De manera similar a los puntos anteriores, esto puede conllevar a un sobrecalentamiento local de la carga. Para el caso de estudio desarrollado se determina que una configuración adecuada consiste en 04 quemadores de 586 kW cada uno, marca HWCT, modelo HV400, para una potencia combinada de 2.344 kW. Los quemadores seleccionados se instalan de forma intercalada y en caras opuestas, a una altura de 1,5m con respecto a la solera del horno.
- v. Con respecto al sistema de gases de escape, se puede concluir que el diseño adecuado de una chimenea es tal que permite lograr una depresión suficiente para permitir la evacuación de los humos de combustión. Para el caso de estudio, se diseña una chimenea de un solo tramo vertical, sin tramo horizontal y acoplado al horno mediante un ducto de unión. Ambos son de doble pared acero-acero inoxidable de 4 mm de espesor y de diámetro interior de 22" y exterior de 24". El espacio intermedio de 50 mm se rellena con lana mineral de alta densidad. El tiro natural logrado en la chimenea es de 70,2 Pa y la depresión disponible es -20,4 Pa.
- vi. El sistema de recuperación de calor propuesto tiene una capacidad de producción de agua caliente sanitaria de 10.000 litros diarios, y se compone de:
- Un intercambiador de calor de tubos y carcasa modelo G 31 273/34, marca HRS, con una superficie de intercambio de calor de 9,6 m<sup>2</sup>, y conexiones a la camisa y tubos de DN 65 mm y 250 mm, respectivamente. El intercambiador se instala verticalmente, y se acopla directamente a la chimenea mediante un bypass. Este es compuesto de: cañerías de acero inoxidable de DN250 mm; una válvula de mariposa de acero inoxidable marca Herberholz, modelo HR, de diámetro nominal 250 mm; y una válvula reguladora de caudal de acero inoxidable, marca Herberholz, modelo Ha, y de diámetro nominal de 250mm. Este último permite fijar el caudal de los gases que atraviesa el intercambiador de calor en 162 kg/m<sup>3</sup>.
  - Un estanque de agua modelo HF 5000/R, marca Storatherm heat.
  - El circuito de agua asociado al intercambiador de calor y el estanque de agua compuesto por 5 válvulas de bolas de acero inoxidable de 1"; cañerías de PVC de 25 y 65 mm de

diámetro nominal con los terminales correspondientes; y 02 bombas centrifugas modelo CM160, marca Pentax, con conexiones en la succión e impulsión de 1”.

Por otro lado, del análisis de factibilidad económica del proyecto de implementación de un sistema de recuperación de calor, se destaca que el periodo de recuperación de la inversión de 2 años y 5 meses, y el VAN de 7.277.918 CLP a 5 años, por lo que se concluye que el proyecto es viable económicamente.

## 12 Glosario

*Batch*: Puede tener el sentido de carga. Sin embargo, en el caso de este trabajo de título, se refiere al tipo de horno con carga discontinuo, o horno por lote.

*Cuerpo gris*: Se define cuerpo gris aquel cuya absorptividad es inferior a 1, pero constante para todas las longitudes de ondas.

*Fall time*: Tiempo de enfriamiento, en la cual la temperatura baja desde la temperatura de tratamiento, hasta la temperatura fijada según el ciclo termodinámico deseado.

*Flue*: Sección que une el horno con la chimenea, por donde salen los productos de combustión más el exceso (de aire o de combustible no quemado).

*Hearth*: Solera del horno. Esta puede ser móvil o inmóvil.

*Lining*: Recubrimiento de una pieza o elemento, que tiene como objetivo reducir o eliminar el desgaste de dicha pieza.

*Poc*: Productos de combustión, por sus siglas en inglés.

*Rise time*: Tiempo de calentamiento, desde la temperatura inicial hasta la temperatura de tratamiento (*soak temperature* en inglés).

*Soak temperature*: Temperatura de tratamiento mantenida por un intervalo de tiempo, a la cual debe ser sometido el cuerpo tratado térmicamente. Se determina dependiendo del proceso de tratamiento térmico aplicado.

*Stack*: Chimenea conectado al *flue*, el cual tiene como rol contener y guiar los gases de escape hacia el exterior, o hacia el sistema de recuperación de calor.



## Bibliografía

1. A. Carabias. (2013, Dic). Mercado, Abastecimiento y Distribución del GLP en Chile. [En línea].<[https://www.wlpga.org/wp-content/uploads/2015/09/Chile - Angel Carabias Jouniaux GLP Chile.pdf](https://www.wlpga.org/wp-content/uploads/2015/09/Chile_-_Angel_Carabias_Jouniaux_GLP_Chile.pdf) >
2. Ministerio de Energía. "Plan de acción de eficiencia energética 2020", Gobierno de Chile. Rep. Mar 2013.
3. "Boletín del mercado eléctrico sector generación". Asociación de generadoras de Chile. Rep. Sep. 2018.
4. Ministerio de Energía. División de políticas, estudios y evaluación. (2018, Sep.). Tercer informe bienal de actualización de Chile sobre cambio climático.
5. The World LPG Association. (2015). LPG and the Global Energy Transition, a study on behalf of the world LPG association.
6. Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 2006. By Frank P. Incoprera "et al". 6<sup>th</sup> ed. John Wiley & Sons Inc.
7. Transferencia de Calor y Masa, 2011. Por Yunus A. Cengel "et al". 4<sup>a</sup> ed. McGraw-Hill Interamericana de España S.L.
8. GROOVER, M. P. 2007. Fundamentos de Manufactura Moderna. 3<sup>a</sup> ed. McGraw-Hill Interamericana de España S.L.
9. Syahida, N., Khairul, M. "Review on welding residual stress". Malaysia.
10. The science and engineering of materials, 2011. By Donald R. Askeland "et al". 6<sup>th</sup> ed. Springer US.
11. ASME "Boiler and Pressure Vessel Code", VIII "Rules for Construction of Pressure Vessels" Division 1, 2013
12. Industrial Furnaces, 2003. By W. Trinks "et al". 6<sup>th</sup> ed. Wiley-Interscience.
13. BAUKEL, C. E. 2003. Industrial Burner Handbook. CRC Press LLC.
14. Denev, J., & Dinkov, I. H. "Burner design for an industrial furnace for thermal post-combustion". Germany.
15. Handbook of Thermoprocessing Technologies, 2005. By Axel Von Starck "et al". Vulkan-Verlag GmbH.
16. Sharaf, O., A., Nady, N., M., Tharwat, F., & Abdel-Samed A., K. Interaction between Annulus Gaseous Fuel and Dual Swirling Air Jets for Vertical Diffusion Flame.
17. Nivas, R., Das, G., Das, S., K., Mahato, B., Kumar, S., Sivaprasad, K., & Singh, P., K. "Effect of Stress Relief Annealing on Microstructure & Mechanicals Properties of Welded Joints Between Low Alloy Carbon Steel and Stainless Steel.
18. Kreuzer, D., R., & Werner, A. "Implementation of Models for reheating processes in industrial furnaces". Wien.
19. Pfieler, H. "Industrial Furnaces – Status and Research Challenges". Germany.
20. N. Depree, N., Sneyd, J., Taylor, S., Taylor, M., P., O'Connor, M., & Chen, J., J., J. "Mathematical Modeling of an Annealing Furnace for Process Control Applications". New Zealand.
21. Filippini, M., Rossi, F., Presciutti, A., De Ciantis, S., Castellani, B., & Carpinelli, A. "Thermal Analysis of an industrial Furnace". Perugia, Italy.
22. Benko, I. "Energy conservation through increased emissivity in furnaces". Budapest

## ANEXO

### ANEXO A: TEMPERATURAS TÍPICAS SEGÚN EL TIPO DE PROCESO

A continuación, se muestran los rangos de temperaturas típicas para distintos procesos de tratamiento térmico.

Material	Operation	Temperature, F/K
Steel, alloy, tool	Hardening	1425–2150/1050–1450
Steel, alloy, tool	Preheating	1200–1500/920–1900
Steel, alloy, tool	Tempering	325–1250/435–950
Steel, carbon	Hardening	1360–1550/1010–1120
Steel, carbon	Tempering	300–1100/420–870
Steel, carbon, tool	Hardening	1450–1500/1060–1090
Steel, carbon, tool	Tempering	300–550/420–560
Steel, chromium	Melting	2900–3050/1867–1950
Steel, high-carbon	Annealing	1400–1500/1030–1090
Steel, high-speed	Hardening	2200–2375/1478–1575
Steel, high-speed	Preheating	1450–1600/1060–1150
Steel, high-speed	Tempering	630–1150/605–894
Steel, manganese, castings	Annealing	1900/1311
Steel, medium carbon	Heat treating	1550/1117
Steel, spring	Rolling	2000/1367
Steel, S.A.E.	Annealing	1400–1650/1030–1170
Steel, stainless	Annealing <sup>3</sup>	1750–2050 (3)/1228–1505
Steel, stainless	Annealing <sup>4</sup>	1200–1525 (4)/922–1103
Steel, stainless	Annealing <sup>5</sup>	1525–1650 (5)/1103–1172
Steel, stainless	Austenitizing <sup>5</sup>	1700–1950(5)/1200/1339
Steel, stainless	Bar and pack heating	1900/1311
Steel, stainless	Forging	1650–2300/1172–1533
Steel, stainless	Nitriding	975–1025/797–825
Steel, stainless	Normalizing	1700–2000/1200–1367
Steel, stainless	Rolling	1750–2300/1228–1533
Steel, stainless	Sintering	2000–2350/1366–1561
Steel, stainless	Stress relieving <sup>6</sup>	400–1700/478–1200
Steel, stainless	Tempering (drawing)	300–1200/422–922
Steel, tool	Rolling	1900/1311
Tin	Melting	500–650/530–615
Titanium	Forging	1400–2160/1033–1450
Tungston, Ni-Cu, 90-6-4	Sintering	2450–2900/1616–1866
Tungston carbide	Sintering	2600–2700/1700–1755
Type metal	Stereotyping	525–650/530–615
Type metal	Linotyping	550–650/545–615

Figura 0.1: Rango de temperatura requerido, según el proceso realizado y el material procesado [8].

## ANEXO B: PROPIEDADES DE MATERIALES

A continuación se exponen las propiedades físicas de distintos materiales comúnmente usado en la construcción de hornos de tratamiento térmico.

Material	Dens. g/cm <sup>3</sup>	t °C	Ther.cond W/m K
		400	0.09
	0.5	0	0.09
		400	0.16
Ebonite	1.2	0	0.16
Felt, flax	0.2	30	0.05
	0.3	30	0.04
Fuller's earth	0.53	30	0.1
Glass wool	0.2	-200 to 20	0.005
		50	0.04
		100	0.05
		300	0.08
Graphite			
100 mesh	0.48	40	0.18
20-40 mesh	0.7	40	1.29
Linoleum cork	0.54	20	0.08
Magnesia (MgO)		100	36
		400	18
		1200	5.8
		1700	9.2
MgO + SiO <sub>2</sub>		100	5.3
		400	3.5
		1500	2.3
Mica:			
muscovite		100	0.72
		300	0.65
		600	0.69
phlogopite		100	0.66
Canadian		300	0.19
		600	0.2
Micanite		30	0.3
Mineral wool	0.15	30	0.04
Perlite, expanded	0.1	-200 to 20	0.002
Plastics:			
bakelite	1.3	20	1.4
celluloid	1.4	30	0.02
polystyrene foam	0.05	-200 to 20	0.033
mylar foil	0.05	-200 to 20	0.000
nylon		-253	0.10
		-193	0.23
		25	0.30
polytetrafluoroethylene		-253	0.13
		-193	0.16
		25	0.26
		230	2.5
urethane foam	0.07	20	0.06
Porcelain		90	1
Rock:			
basalt		20	2
chalk		20	0.92

Figura 0.2: Densidad y coeficiente de conductividad térmica a distintas temperaturas, para varios materiales usados comúnmente como aislantes.

Material	Dens. g/cm <sup>3</sup>	t °C	Ther.cond, W/m K
granite	2.8	20	2.2
limestone	2	20	1
sandstone	2.2	20	1.3
slate		95	1.4
slate		95	2.5
Rubber:			
sponge	0.2	20	0.05
92 percent		25	0.16
Sand, dry	1.5	20	0.33
Sawdust	0.2	30	0.06
Shellac		20	0.23
Silica aerogel	0.1	-200 to 20	0.003
Snow	0.25	0	0.16
Steel wool	0.1	55	0.09
Thoria (ThO <sub>2</sub> )		100	10
		400	5.8
		1500	2.4
Titanium dioxide		100	6.5
		400	3.8
		1200	3.3
Uranium dioxide		100	9.8
		400	5.5
		1000	3.4
Wood:			
balsa,	0.11	30	0.04
fir,	0.54	20	0.14
fir,	0.54	20	0.35
oak		20	0.16
plywood		20	0.11
pine,	0.45	60	0.11
pine,	0.45	60	0.26
walnut,	0.65	20	0.14
Wool	0.09	30	0.04
Zinc oxide		200	17
		800	5.3
Zirconia (ZrO <sub>2</sub> )		100	2
		400	2
		1500	2.5
Zirconia + silica		200	5.6
		600	4.6
		1500	3.7

Figura 0.3: Densidad y coeficiente de conductividad térmica a distintas temperaturas, para varios materiales usados comúnmente como aislantes.

## ANEXO C: PROPIEDADES DEL AIRE Y CORRELACIONES ASOCIADAS

Temp., $T$ , °C	Densidad, $\rho$ , kg/m <sup>3</sup>	Calor específico, $c_p$ , J/kg · K	Conductividad térmica, $k$ , W/m · K	Difusividad térmica, $\alpha$ , m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>	Viscosidad dinámica, $\mu$ , kg/m · s	Viscosidad cinemática, $\nu$ , m <sup>2</sup> /s	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	$4.158 \times 10^{-6}$	$8.636 \times 10^{-6}$	$3.013 \times 10^{-6}$	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	$8.036 \times 10^{-6}$	$1.189 \times 10^{-5}$	$5.837 \times 10^{-6}$	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	$1.252 \times 10^{-5}$	$1.474 \times 10^{-5}$	$9.319 \times 10^{-6}$	0.7440
-40	1.514	1 002	0.02057	$1.356 \times 10^{-5}$	$1.527 \times 10^{-5}$	$1.008 \times 10^{-5}$	0.7436
-30	1.451	1 004	0.02134	$1.465 \times 10^{-5}$	$1.579 \times 10^{-5}$	$1.087 \times 10^{-5}$	0.7425
-20	1.394	1 005	0.02211	$1.578 \times 10^{-5}$	$1.630 \times 10^{-5}$	$1.169 \times 10^{-5}$	0.7408
-10	1.341	1 006	0.02288	$1.696 \times 10^{-5}$	$1.680 \times 10^{-5}$	$1.252 \times 10^{-5}$	0.7387
0	1.292	1 006	0.02364	$1.818 \times 10^{-5}$	$1.729 \times 10^{-5}$	$1.338 \times 10^{-5}$	0.7362
5	1.269	1 006	0.02401	$1.880 \times 10^{-5}$	$1.754 \times 10^{-5}$	$1.382 \times 10^{-5}$	0.7350
10	1.246	1 006	0.02439	$1.944 \times 10^{-5}$	$1.778 \times 10^{-5}$	$1.426 \times 10^{-5}$	0.7336
15	1.225	1 007	0.02476	$2.009 \times 10^{-5}$	$1.802 \times 10^{-5}$	$1.470 \times 10^{-5}$	0.7323
20	1.204	1 007	0.02514	$2.074 \times 10^{-5}$	$1.825 \times 10^{-5}$	$1.516 \times 10^{-5}$	0.7309
25	1.184	1 007	0.02551	$2.141 \times 10^{-5}$	$1.849 \times 10^{-5}$	$1.562 \times 10^{-5}$	0.7296
30	1.164	1 007	0.02588	$2.208 \times 10^{-5}$	$1.872 \times 10^{-5}$	$1.608 \times 10^{-5}$	0.7282
35	1.145	1 007	0.02625	$2.277 \times 10^{-5}$	$1.895 \times 10^{-5}$	$1.655 \times 10^{-5}$	0.7268
40	1.127	1 007	0.02662	$2.346 \times 10^{-5}$	$1.918 \times 10^{-5}$	$1.702 \times 10^{-5}$	0.7255
45	1.109	1 007	0.02699	$2.416 \times 10^{-5}$	$1.941 \times 10^{-5}$	$1.750 \times 10^{-5}$	0.7241
50	1.092	1 007	0.02735	$2.487 \times 10^{-5}$	$1.963 \times 10^{-5}$	$1.798 \times 10^{-5}$	0.7228
60	1.059	1 007	0.02808	$2.632 \times 10^{-5}$	$2.008 \times 10^{-5}$	$1.896 \times 10^{-5}$	0.7202
70	1.028	1 007	0.02881	$2.780 \times 10^{-5}$	$2.052 \times 10^{-5}$	$1.995 \times 10^{-5}$	0.7177
80	0.9994	1 008	0.02953	$2.931 \times 10^{-5}$	$2.096 \times 10^{-5}$	$2.097 \times 10^{-5}$	0.7154
90	0.9718	1 008	0.03024	$3.086 \times 10^{-5}$	$2.139 \times 10^{-5}$	$2.201 \times 10^{-5}$	0.7132
100	0.9458	1 009	0.03095	$3.243 \times 10^{-5}$	$2.181 \times 10^{-5}$	$2.306 \times 10^{-5}$	0.7111
120	0.8977	1 011	0.03235	$3.565 \times 10^{-5}$	$2.264 \times 10^{-5}$	$2.522 \times 10^{-5}$	0.7073
140	0.8542	1 013	0.03374	$3.898 \times 10^{-5}$	$2.345 \times 10^{-5}$	$2.745 \times 10^{-5}$	0.7041
160	0.8148	1 016	0.03511	$4.241 \times 10^{-5}$	$2.420 \times 10^{-5}$	$2.975 \times 10^{-5}$	0.7014
180	0.7788	1 019	0.03646	$4.593 \times 10^{-5}$	$2.504 \times 10^{-5}$	$3.212 \times 10^{-5}$	0.6992
200	0.7459	1 023	0.03779	$4.954 \times 10^{-5}$	$2.577 \times 10^{-5}$	$3.455 \times 10^{-5}$	0.6974
250	0.6746	1 033	0.04104	$5.890 \times 10^{-5}$	$2.760 \times 10^{-5}$	$4.091 \times 10^{-5}$	0.6946
300	0.6158	1 044	0.04418	$6.871 \times 10^{-5}$	$2.934 \times 10^{-5}$	$4.765 \times 10^{-5}$	0.6935
350	0.5664	1 056	0.04721	$7.892 \times 10^{-5}$	$3.101 \times 10^{-5}$	$5.475 \times 10^{-5}$	0.6937
400	0.5243	1 069	0.05015	$8.951 \times 10^{-5}$	$3.261 \times 10^{-5}$	$6.219 \times 10^{-5}$	0.6948
450	0.4880	1 081	0.05298	$1.004 \times 10^{-4}$	$3.415 \times 10^{-5}$	$6.997 \times 10^{-5}$	0.6965
500	0.4565	1 093	0.05572	$1.117 \times 10^{-4}$	$3.563 \times 10^{-5}$	$7.806 \times 10^{-5}$	0.6986
600	0.4042	1 115	0.06093	$1.352 \times 10^{-4}$	$3.846 \times 10^{-5}$	$9.515 \times 10^{-5}$	0.7037
700	0.3627	1 135	0.06581	$1.598 \times 10^{-4}$	$4.111 \times 10^{-5}$	$1.133 \times 10^{-4}$	0.7092

Figura 0.4: Propiedades del aire según la temperatura, para una presión de 1 bar.

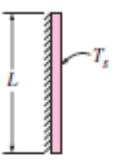
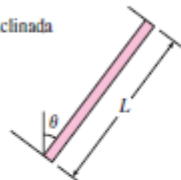
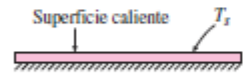
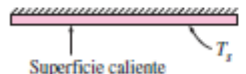
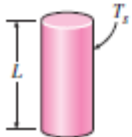
Configuración geométrica	Longitud característica $L_c$	Intervalo de Ra	Nu
Placa vertical 	$L$	$10^4 - 10^9$ $10^{10} - 10^{13}$ Todo el intervalo	$Nu = 0.59Ra_L^{1/4}$ (9-19) $Nu = 0.1Ra_L^{1/3}$ (9-20) $Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{1/4}} \right\}^2$ (9-21) (compleja pero más exacta)
Placa inclinada 	$L$		Utilícenese las ecuaciones de la placa vertical para la superficie superior de una placa fría y la superficie inferior de una placa caliente  Reemplácese $g$ por $g \cos \theta$ para $0 < \theta < 60^\circ$
Placa horizontal (Área superficial $A$ y perímetro $p$ ) a) Superficie superior de una placa caliente (o superficie inferior de una placa fría) 	$A_s/p$	$10^4 - 10^7$ $10^7 - 10^{11}$	$Nu = 0.54Ra_L^{1/4}$ (9-22) $Nu = 0.15Ra_L^{1/3}$ (9-23)
b) Superficie inferior de una placa caliente (o superficie superior de una placa fría) 		$10^5 - 10^{11}$	$Nu = 0.27Ra_L^{1/4}$ (9-24)
Cilindro vertical 	$L$		Un cilindro vertical puede tratarse como una placa vertical cuando  $D \geq \frac{35L}{Gr_L^{1/4}}$

Figura 0.5: Correlaciones empíricas del número promedio de Nusselt para la convección natural sobre superficies.

TABLE A.1 Specific Heat Ratio  $k$  for Air and Combustion Gases at Low Pressures

$T$ (K)	Products of Combustion—Fuel ( $CH_2$ ) <sub><math>n</math></sub>			
	Air	100	200	400
		Percent Air <sup>a</sup>	Percent Air <sup>a</sup>	Percent Air <sup>a</sup>
200	1.401	1.383	1.392	1.397
300	1.400	1.372	1.384	1.392
400	1.395	1.360	1.376	1.385
500	1.387	1.348	1.366	1.376
600	1.376	1.335	1.354	1.364
700	1.364	1.324	1.342	1.353
800	1.354	1.313	1.332	1.342
900	1.344	1.303	1.322	1.332
1000	1.336	1.295	1.313	1.324
1100	1.330	1.288	1.307	1.318
1200	1.324	1.281	1.300	1.311
1300	1.319	1.276	1.295	1.306
1400	1.315	1.272	1.291	1.302
1500	1.311	1.268	1.287	1.298
1600	1.308	1.265	1.283	1.295
1700	1.305	1.261	1.281	1.292
1800	1.303	1.259	1.278	1.290
1900	1.301	1.257	1.276	1.288
2000	1.298	1.254	1.274	1.285

<sup>a</sup> Percent theoretical air.

Source: Tables 2, 4, 6, and 8 in *Gas Tables*, by Joseph H. Keenan, Jing Chao, and Joseph Kaye. Copyright 1980 by Estate of Joseph H. Keenan and Jing Chao. Reprinted by permission of John Wiley & Sons, Inc., New York, 1980.

TABLE A.2 Enthalpy Values for Air and Combustion Gases at Low Pressures (kJ/kgmol)

$T$ (K)	Products of Combustion <sup>b</sup>			
	Air	100	200	400
		Percent Air <sup>a</sup>	Percent Air <sup>a</sup>	Percent Air <sup>a</sup>
200	5797.1	5921.8	5861.5	5829.9
298.15	8648.5	8899.7	8778.6	8714.8
300	8702.4	8956.5	8833.9	8769.3
400	11623.2	12061.0	11849.3	11738.2
500	14579.0	15240.6	14921.1	14753.1
600	17590.8	18505.0	18063.3	17830.9
700	20667.9	21859.5	21284.1	20981.5
800	23815.1	25305.3	24585.4	24206.9
900	27029.0	28838.7	27964.3	27504.7
1000	30304.2	32453.7	31415.2	30869.0
1100	33633.9	36142.8	34930.7	34293.4
1200	37011.5	39899.3	38504.4	37771.0
1300	40432.3	43715.8	42129.7	41295.6
1400	43890.1	47585.3	45800.1	44861.6
1500	47380.9	51502.3	49511.2	48464.3
1600	50900.0	55461.6	53258.0	52099.4
1700	54445.3	59458.8		55763.5
1800	58014.3	63489.1		59453.5
1900	61604.2	67549.4		63166.9
2000	65212.9	71636.8		
$\bar{m}$ (kg/ kgmol)	28.9669	28.9072	28.9360	28.9512
$R$ (kJ/kg·K)	0.28703	0.28762	0.28734	0.28719

<sup>a</sup> Percent theoretical air.

<sup>b</sup> Products of combustion are for a hydrocarbon fuel of composition ( $CH_2$ ) <sub>$n$</sub> .

Source: Adapted from Tables 1, 3, 5, and 7 in *Gas Tables*, by Joseph H. Keenan, Jing Chao, and Joseph Kaye. Copyright 1980 by Estate of Joseph H. Keenan and Jing Chao. Reprinted by permission of John Wiley & Sons, Inc., New York, 1980.

Figura 0.6: Tabla de entalpía para gases de combustión, según exceso de aire.

**ANEXO D: ESPECIFICACIONES DE LOS MATERIALES Y COMPONENTES SELECCIONADOS**

Physical Properties		GJM20	GJM23	GJM25	GJM26	GJM28	GJM30	GJM32
Classification Temperature	°C	1100	1260	1350	1430	1540	1650	1760
	°F	2000	2300	2500	2600	2800	3000	3200
Bulk Density (ASTM C134-84)	g/cm <sup>3</sup>	0.55	0.55	0.8	0.8	0.9	1.03	1.25
	lb/ft <sup>3</sup>	34	34	50	50	56	64	78
Cold Crushing Strength (ASTM C93-84)	Mpa	0.8	1.2	2	2	2.6	2.8	3.4
	lb/in <sup>2</sup>	114	170	284	284	370	398	484
Modulus of Rupture (ASTM C93-84)	Mpa	0.6	0.9	1.2	1.5	1.6	1.7	2
	lb/in <sup>2</sup>	85	128	170	218	232	247	290
Permanent Liner Change (24hours)(ASTM C210-85)	%	-0.1	-0.2	-0.5	-0.5	-0.6	-0.7	-0.8
	°C	1070	1230	1350	1400	1510	1620	1730
Thermal Conductivity (W/m.k) (ASTM C182-83)	400°C	0.17	0.17	0.24	0.25	0.3	0.4	0.49
	600°C	0.19	0.19	0.28	0.27	0.32	0.42	0.5
	800°C	0.22	0.22	0.32	0.3	0.35	0.44	0.51
	1000°C	0.24	0.25	0.37	0.33	0.37	0.45	0.53
	1200°C	—	—	—	0.35	0.39	0.47	0.55
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	%	45	45	50	55	65	72	76
Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	%	0.9	0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.5
SiO <sub>2</sub>	%	50	50	45	42	32	26	22

Figura 0.7: Especificaciones técnicas de ladrillos refractarios usado para la capa interna refractaria.





## CERAMIC FIBER FELT

Ceramic fiber insulating felts made of silica and alumina fibers, organic and inorganic binders in order to maintain stability in temperature and chemical resistance. The particular processing of the product ensures the characteristics of the fibers to be maintained: the felts are soft, flexible, resistant, highly insulating and with excellent resistance to chemical attacks. Usable for the creation of custom-made gaskets and low thickness thermal insulation systems.

These products are available in different thicknesses (from 12 up to 50mm), in rolls with different heights. Usable at high temperatures (up to 1400°C), having excellent resistance to thermal shock. Also available in customizable ecological fibers.

	Max. Temperature °C	Melting point °C	Fibers diameter µm	Density Kg/m <sup>3</sup>
Ceramic fiber Felt	1400	>1600	3,3	96 128 160

AEROSPACE THERMAL INSULATION	INDUSTRIAL FURNACE INSULATION	INDUSTRIAL FURNACE PRODUCTS - INDUSTRIAL OVENS INSULATION
INSULATING FIELD FOR INDUSTRY - INDUSTRIAL INSULATION SUPPLIES	LARGE CARPENTRY	PETROCHEMICAL - STEAM AND OIL PRODUCTION

**Figura 0.8: Especificaciones del material usado para la capa aislante del horno.**



**Norma ASTM  
A 53 Gr. B**

• **Características Generales**

- Superficie : Negra
- Extremos : Corte recto bajo 2°  
Biselados sobre 2°
- Largos normales : 6 m / 12 m

• **Tolerancias según norma A 53**

- Espesor : ± 12.5% del espesor nominal
- Peso : ± 10%
- Longitud : ± 20 mm
- Diámetro exterior : ± 1%



Diámetro Nominal (pulg)	Diámetro Exterior (mm)	Schedule (Sch)	Espesor Nominal (mm)	Peso Teórico (kg/m)	Presión de Prueba (psi)
1/2"	21,34	Sch 40 /STD	2,77	1,27	700
3/4"	26,67	Sch 40 /STD	2,87	1,69	700
1"	33,40	Sch 40 /STD	3,38	2,50	700
1 1/4"	42,16	Sch 40 /STD	3,56	3,39	1.300
1 1/2"	48,28	Sch 40 /STD	3,68	4,05	1.300
2"	60,32	Sch 40 /STD	3,91	5,44	2.500
2 1/2"	73,02	Sch 40 /STD	5,16	8,63	2.500
3"	88,90	Sch 40 /STD	5,49	11,29	2.500
4"	114,30	Sch 40 /STD	6,02	16,07	2.210
5"	141,30	Sch 40 /STD	6,55	21,77	1.950
6"	168,27	-	5,00	19,27	1.190
6"	168,27	-	6,35	25,36	1.580
8"	168,27	Sch 40 /STD	7,11	28,26	1.780

Diámetro Nominal (pulg)	Diámetro Exterior (mm)	Schedule (Sch)	Espesor Nominal (mm)	Peso Teórico (kg/m)	Presión de Prueba (psi)
8"	219,07	-	4,78	25,26	920
8"	219,07	Sch 20	6,35	33,31	1220
8"	219,07	Sch 40	8,18	42,55	1570
10"	273,05	-	4,78	31,62	730
10"	273,05	Sch 20	6,35	41,75	980
10"	273,05	Sch 30	7,92	46,49	1200
10"	273,05	Sch 40	9,27	60,29	1430
12"	323,85	-	5,16	40,55	670
12"	323,85	Sch 20	6,35	49,71	820
12"	323,85	-	7,92	61,69	1030
12"	323,85	Sch STD	9,52	73,78	1240
14"	355,60	Sch 10	6,35	54,69	750
14"	355,60	Sch 20	7,92	67,90	940
14"	355,60	Sch STD	9,52	81,25	1120
16"	406,40	Sch 10	6,35	62,64	660
16"	406,40	Sch STD	9,52	93,17	980
18"	457,00	Sch10	6,35	70,60	580
18"	457,00	Sch STD	9,52	105,10	880
20"	508,00	Sch10	6,35	78,55	520
20"	508,00	Sch STD	9,52	117,02	790
22"	558,80	Sch10	6,35	86,50	484
22"	558,80	Sch STD	9,52	129,10	727
24"	610,00	Sch10	6,35	94,48	440
24"	610,00	Sch STD	9,52	140,88	660

• **Servicios Adicionales para Cañerías:**

- Hilos / Ranurados / Galvanizados / Pinturas / Revestimientos Especiales.
- Roscados: Hilo NPT según norma ANSI B1.20.1 / Opcional hilo BSP.



Figura 0.9: Catalogo para las cañerías seleccionadas para la chimenea (24" y 22" de DN).

# Technical specifications

## Technical specification for CPU SR20/ST20

Model	CPU SR20 AC/DC/RLY	CPU ST20 DC/DC/DC
Order No.: (MLFB)	6ES7 288-1SR20-0AA0	6ES7 288-1ST20-0AA0
<b>Standard</b>		
Dimension W x H x D (mm)	90 x 100 x 81	
Weight	367.3 g	320 g
Power consumption	14 W	20W
Available current (EM bus)	Max. 740 mA (5 V DC)	Max. 1110 mA (5 V DC)
Available current (24 V DC)	Max. 300 mA (sensor power source)	
Digital input current consumption (24 V DC)	4mA for each input point used	
<b>CPU features</b>		
User memory	12 KB program memory / 8 KB data memory / max. 10 KB retentive memory	
On board digital I/O	12 input points / 8 output points	
Process image size	256 bits input (I) / 256 bits output (Q)	
Analog image	56 words input (AI) / 56 words output (AQ)	
Bit memory (M)	256 bits	
Temporary (local) memory	The main program has 64 bytes, each subroutine and interrupt program has 64 bytes	
I/O module extension	6 extension modules	
Signal board extension	Max. 1 signal board	
High speed counters	4 in total	
	Single phase: 4 of 200 kHz	
	Quadrature phase: 2 of 100 kHz	
Pulse output	–	2 of 100 kHz
Pulse capture input	12	
Cycle interrupt	2 in total, resolution is of 1ms,	
Interrupt Edge	4 rising edges and 4 falling edges (when using optional signal board, there are 6 edges each)	
Memory	Micro SDHC card (optional)	
Precision of real-time clock	120 seconds/month	
Real-time clock hold time	In general 7 days, or min. 6 days when 25 °C (Maintenance free super capacitor)	
<b>Performance/ Processing Time</b>		
Boolean	0.15 µs/instruction	
Moving word operations	1.2 µs/instruction	
Real mathematical operations	3.6 µs/instruction	
<b>The user's program elements supported by the S7-200 SMART</b>		
POUs	type/quantity • main program: 1 • sub-program: 128 (0 to 127) • interrupt program: 128 (0 to 127) Nesting depth • from main program: 8 sub-program level • from interrupt program: 4 sub-program level	
Accumulators	4	
Timer	type/quantity • non-holding (or not retained) (TON, TOF) : 192 • holding (or retained) (TONR) : 64	
Counters	256	
<b>Communications</b>		
Number of ports	1 Ethernet port/ 1 serial (RS485) /1 additional serial (optional RS232/485 signal board) port	
HMI equipment	max. 4 connection on serial port max. 8 connections on ethernet port	
Programming equipment (PG)	Ethernet: 1	
Number of connections	Ethernet: • 8 for HMI • 1 for programming • 8 for CPU • 8 for active GET/PUT connection • 8 for passive GET/PUT connection serial (RS485) : • each port has 4 for HMI connections	
Data transmission rate	Ethernet: 10/100 Mb/s RS485 system protocol: 9600, 19200 and 187500 b/s RS485 free port: 1200 to 115200 b/s	
Isolation (external signal and PLC logic side)	Ethernet: Transformer isolation, 1500 V AC RS485: none	
Type of cable	Ethernet: CAT5e shielded cable RS485: PROFIBUS network cable	
<b>Power source</b>		
Voltage range	85 ~ 264 V AC	20.4 ~ 28.8 V DC
Power supply frequency	47 ~ 63 Hz	–

Figura 0.10: Especificaciones técnicas para el PLC seleccionado.

Model (continued)	CPU SR20 AC/DC/RLY	CPU ST20 DC/DC/DC
Input current	When the maximum load is reached, only CPU is included 210 mA when voltage is 120 V AC (with a 300 mA sensor power output) 90 mA when voltage is 120 V AC (without a 300 mA sensor power output) 120 mA when voltage is 240 V AC (with a 300 mA sensor power output) 60 mA when voltage is 240 V AC (without a 300 mA sensor power output) When the max load is reached, it CPU and all the scalable extensions are included 290 mA when voltage is 120 V AC 170 mA when voltage is 240 V AC 9.3 A when voltage is 264 V AC	When the maximum load is reached, only CPU is included 160 mA when voltage is 24 V DC (without a 300 mA sensor power output) 430 mA when voltage is 24 V DC (with a 300 mA sensor power output) When the max load is reached, CPU and all the scalable extensions are included 720 mA when voltage is 24 V DC 11.7 A when voltage is 28.8 DC
Inrush current (max)	1500 V AC	–
Isolation (input power with the logic side)	Max 0.5 mA	–
Leakage current, AC line for functional earthing	30 ms when voltage is 120 V AC 200 ms when voltage is 240 V AC	20 ms when voltage is 24 V DC
Hold time (power off)	3 A, 250 V, Slow-blow fuse	3 A, 250 V, Slow-blow fuse
Internal fuse (cannot be replaced by the user)	<b>Sensor power source</b>	
Voltage range	20.4 ~ 28.8 V DC	
Rated output current (max)	300 mA (short circuit protection)	
Maximum ripple noise (<10 MHz)	<1 V peak-peak value	
Isolation (CPU logic side and sensor power source)	Not isolated	
<b>Digital input</b>		
Number of input points	12	
Type	The sinking / sourcing type (IEC type 1 sinking)	The sinking/sourcing type (IEC type 1 sinking excluding I0.0 to I0.3)
Rated voltage	It is 24V DC when the current is 4 mA, nominal value	
Allowable continuous voltage	Max 30 V DC	
Surge voltage	35 V DC, lasting 0.5 s	
Logic 1 signal (min)	It is 15 V DC when the current is 2.5 mA	The voltage is 4 V DC when it ranges from I0.0 to I0.3, I0.6 to I0.7: 8 mA Other input: 15 V DC when it is 2.5 mA
Logic 0 signal (min)	It is 5 V DC when the current is 1 mA	The voltage is 1 V DC when it ranges from I0.0 to I0.3, I0.6 to I0.7: 1 mA Other input: 5 V DC when it is 1 mA.
Isolation (field side and logic side)	500 V AC, lasting 1 min	
Isolation group	1	
Filter time	Each channel can be separately selected (point I0.0 to I1.3) : 0.2, 0.4, 0.8, 1.6, 3.2, 6.4 and 12.8 $\mu$ s 0.2, 0.4, 0.8, 1.6, 3.2, 6.4 and 12.8 ms	
HSC clock input frequency (max) (Logic 1 battery = 15 ~ 26 V DC)	Single phase: 4 of 200 kHz Quadrature phase: 2 of 100 kHz	
Number of inputs that connect at the same time	12	
Cable length (max), its unit is meter	Shielded: 500m (normal input), 50m (HSC input) ; non shielded: 300m (normal input)	I0.0 to I0.3, shielded (only limited to this category) : 500 m (normal input), 50 m (HSC input) I0.6 to I0.7, shielded (only limited to this category) : 500 m (normal input), All other inputs: shielded: 500 m (normal input) ; non shielded: 300 m (normal input)
<b>Digital output</b>		
Number of output	8	
Type	Relay, dry contact	Solid state-MOSFET (source-type)
Voltage range	5 ~ 30 V DC or 5 ~ 250 V AC	20.4 ~ 28.8 V DC
Logic 1 signal when the current is max.	–	Min. 20 V DC
Logic 0 signal when the load is KG	–	Max. 0.1 V DC
Rated current at each point (max)	2.0 A	0.5 A
Rated current at each public end (max)	10.0 A	6 A
Lamp load	30 W DC/200 W AC	5 W
On state resistance	New equipment is 0.2 $\Omega$ maximally	Max. 0.6 $\Omega$
Leakage current at each point	–	Max. 10 $\mu$ A
Surge current	It is 7A when the contact is closed	8 A, max. lasting 100 ms
Overload protection	none	
Isolation (field side and logic side)	1500 V AC, lasting 1 min (coil and contact) none, (coil and logic side)	500 V AC, lasting 1 min
Isolation resistance	New equipment is 100 M $\Omega$ minimally	–
Disconnect the insulation between the contacts	750 V AC, lasting 1 min	–
Isolated group	1	2
Inductive voltage clamp	Not recommended	L+ - 48 V DC, 1 W loss
Relay max. on/off frequency	Not recommended	
Switching delay (Qa.0-Qa.3)	Max. 10 ms	From the disconnection to connection max.1 $\mu$ s from the connection to disconnection is 3 $\mu$ s max.
Switching delay (Qa.0-Qa.7)	Max. 10 ms	From the disconnection to connection max. 50 $\mu$ s from the connection to disconnection is 200 $\mu$ s max.
Mechanical life (no load)	10,000,000 break/close cycles	–
Contact life under the rated load	100,000 break/close cycles	–
Output state under the STOP mode	Last value or replicable value (The default value is 0)	
Number of output that are connected at the same time	8	
Cable length	Shielded: 500 m; non shielded: 300 m	

Figura 0.11: Especificaciones técnicas para el PLC seleccionado.

## CENTRÍFUGAS



### ELECTROBOMBA CENTRIFUGA

MARCA: PENTAX (ITALIA)  
 CUERPO: HIERRO FUNDIDO  
 IMPULSOR: NORYL / LATÓN  
 TEMPERATURA MÁXIMA NORYL: 0 - 50 °C  
 TEMPERATURA MÁXIMA LATÓN: 0 - 90 °C  
 UNIDAD DE VENTA: UNITARIO

CÓDIGO	MODELO	RODETE	HP	AMP	V	Kg	SUC/IMP	NETO
150100	CM 50	NORYL	0,5	2,8	220	9	1" X 1"	\$ 149.600
150101	CMT 50	NORYL	0,5	1,1	380	9	1" X 1"	\$ 149.600
150102	CM 75	NORYL	0,8	4,5	220	12,7	1" X 1"	\$ 170.800
150103	CMT 75	NORYL	0,8	1,7	380	12,7	1" X 1"	\$ 170.800
150104	CM 100	NORYL	1	5,7	220	14	1" X 1"	\$ 178.300
150173	CM 100	LATÓN	1	5,7	220	14	1" X 1"	\$ 198.700
150105	CMT 100	LATÓN	1	2	380	14	1" X 1"	\$ 198.700
<b>150106</b>	<b>CM 160</b>	<b>LATÓN</b>	<b>1,5</b>	<b>8,5</b>	<b>220</b>	<b>22,5</b>	<b>1" X 1"</b>	<b>\$ 308.900</b>
150107	CMT 160	LATÓN	1,5	3,4	380	22,5	1" X 1"	\$ 298.200
150108	CM 210	LATÓN	2,2	10,3	220	23	1" X 1"	\$ 328.200
150109	CMT 210	LATÓN	2,2	4,9	380	23	1" X 1"	\$ 313.900
150110	CMT 310	LATÓN	3	5,1	380	23,5	1" X 1"	\$ 320.100
150111	CMT 400	LATÓN	4	6,8	380	39,8	2" X 1 1/4"	\$ 598.500
150112	CMT 550	LATÓN	5,5	9,6	380	39,8	2" X 1 1/4"	\$ 621.600

MODELO	M3/H	M.C.A.																			
		0	1,2	2,4	3,6	4,8	5,4	6,6	7,2	7,8	9	12	15	18	21						
	L/MIN	0	20	40	60	80	90	110	120	130	150	200	250	300	350						
CM 50		21,5	20,5	19	17	15	12														
CM 75		26,5	26	24,5	22	19,5	17,5														
CM 100		33	32,5	31,5	29,5	27	25														
<b>CM 160</b>		40,5	39,3	38,6	<b>37,5</b>	35,6	34,6	29,5													
CM 210		45,1	44,1	43,3	42,3	40,5	39,2	36,4	33,5												
CMT 210		50	48,7	47,8	46,5	44,9	43,7	41,3	39,4												
CM 310		55,9	54,9	53,4	52	50,1	48,9	46,2	44,2	41,9											
CM 400		47			46,5	46,1	46	45,5	45,3	45	44,2	41,5	38	33,5							
CM 550		56,5			56,4	56,4	56,4	56,2	56,1	56	56	54,5	51,8	47,9	42,5						

Figura 0.12: Especificación de la electrobomba centrifuga seleccionada.

cosmoplas

## ► VÁLVULAS



VÁLVULA DE BOLA MANILLA CORTA  
 MARCA: GIACOMINI (ITALIA)  
 UL/FM, CE ISO  
 PRESION: 600 WOG  
 MATERIAL: LATÓN CROMADO/ MANILLA ALUMINIO  
 COLOR MANILLA: ROJA  
 UNIDAD DE VENTA: UNITARIO

CÓDIGO	MEDIDA	NETO
114240	1/4"	\$ 3.769
114242	3/8"	\$ 4.276
114244	1/2"	\$ 4.716
114246	3/4"	\$ 7.401
114248	1"	\$ 12.545



VÁLVULA DE BOLA  
 MARCA: DURA  
 PRESION: PN 16  
 CONEXION: ROSCA NPT  
 MATERIAL: LATÓN CROMADO  
 MANILLA ACERO ZINCADA  
 UNIDAD DE VENTA: UNITARIO

CODIGO	MEDIDA	NETO
187030	1/2"	\$ 4.005
187031	3/4"	\$ 5.307
187032	1"	\$ 8.411
187033	1 1/4"	\$ 13.392
187034	1 1/2"	\$ 19.800
187035	2"	\$ 32.241
187036	2 1/2"	\$ 64.082
187037	3"	\$ 83.106
187038	4"	\$ 124.660



VÁLVULA DE BOLA ACERO INOXIDABLE  
 MARCA: TAYSON  
 PRESION: 1.000 WOG  
 MATERIAL: ACERO INOX. SS 316  
 PASO TOTAL, 3 CUERPOS, ROSCA NPT  
 UNIDAD DE VENTA: UNITARIO

CÓDIGO	MEDIDA	NETO
162220	1/2"	\$ 13.869
162222	3/4"	\$ 17.550
<b>162224</b>	<b>1"</b>	<b>\$ 25.652</b>
162226	1 1/4"	\$ 38.107
162228	1 1/2"	\$ 49.441
162230	2"	\$ 80.344



VÁLVULA DE BOLA ACERO INOXIDABLE  
 MARCA: TAYSON  
 PRESION: 1.000 WOG  
 MATERIAL: ACERO INOXIDABLE SS 316  
 PASO TOTAL, 2 CUERPOS, ROSCA NPT  
 UNIDAD DE VENTA: UNITARIO

CÓDIGO	MEDIDA	NETO
162200	1/2"	\$ 9.269
162202	3/4"	\$ 12.141
162204	1"	\$ 18.538
162206	1 1/4"	\$ 27.380
162208	1 1/2"	\$ 38.444
162210	2"	\$ 65.106
162211	2 1/2"	\$ 141.388
162212	3"	\$ 193.006
162213	4"	\$ 428.495

Figura 0.13: Especificaciones de válvulas disponibles. La válvula seleccionada se demarca en amarillo.

**Technische Daten / Technical specifications**

Teil Nr.: / Part no.	Benennung / Designation	Werkstoffe / Materials
1	Gehäuse / Body	1.4435, 1.4571, 1.4828, 1.4876, 1.4878, 1.5415
2	Klappenscheibe / Disc	
3	Welle / Shaft	1.4571, 1.4828, 1.4876, 1.4878
4	Gehäuse-Dichtring / Seal ring	Graphit / Graphite, Keramik / Ceramics
5	Gußlaterne / Cast assembly set	EN-JL-1040
6	Stopfbuchsbüchse / Packing gland	1.0037, 1.4571

Andere Werkstoffe auf Anfrage / Other construction materials available on request.

**015** durchschlagend / without seat  
Leakage / Leak rate: ca. / approx. 1% vom  $K_{VS}$  - Wert /  $K_{VS}$ -value

**018** mit Dichteinlage / with seal ring  
ca. / approx. 0,1% vom  $K_{VS}$  - Wert /  $K_{VS}$ -value

**018** metallische Anschlagleiste / with metal travel stop ring  
ca. / approx. 0,2% vom  $K_{VS}$  - Wert /  $K_{VS}$ -value

**018** metal. Anschlagleiste mit Dichteinlage / with metal travel stop and seal ring  
ca. / approx. 0,05% vom  $K_{VS}$  - Wert /  $K_{VS}$ -value

**Abmessungen / Dimensions**

DN	ØA	ØB		C	D	ØE	ØH	G	F	K	DIN ISO 5211	Ød	Gewicht Weight [kg] *)	Drehmomente Torque [Nm] *)	
		PN 6	PN 10											HRD	HRA
50	51	96	107	115	200/300/400	130	130	140/180/200	17	43	F07/F10	14	20	8	14
65	66	116	127	125	200/300/400	130	130	140/180/200	17	46	F07/F10	14	21	12	18
80	81	132	142	133	200/300/400	130	130	140/180/200	17	46	F07/F10	14	22	15	24
100	101	152	162	154	200/300/400	130	130	140/180/200	17	52	F07/F10	16	23	20	28
125	126	182	192	169	200/300/400	130	130	140/180/200	17	56	F07/F10	16	25	25	30
150	151	207	218	181	200/300/400	130	130	140/180/200	17	56	F07/F10	20	30	30	45
200	201	258	207	200/300/400	160	160	180/200	17	60	F07/F10	20	39	40	65	
250	251	312	234	200/300/400	160	160	180/200	19	68	F07/F10	24	49	60	75	
300	301	365	261	200/300/400	160	160	180/200	23	78	F07/F10	30	57	80	90	
350	340	415	286	200/300/400	160	160	180/200	23	78	F07/F10	30	66	100	125	
400	390	465	311	200/300/400	160	160	180/200	23	80	F07/F10	30	74	110	145	
(450)	440	520	338	200/300/400	160	160	180/200	23	65	F07/F10	30	75	110	145	
500	490	570	412	200/300/400	200	200	180/200	27	80	F12	40	114	130	210	
600	590	670	462	200/300/400	200	200	180/200	27	80	F12	40	136	160	315	
700	690	775	515	200/300/400	200	200	180/200	27	80	F12	40	152	180	450	
800	790	880	567	200/300/400	200	200	180/200	27	90	F12	40	186	220	600	
900	890	980	632	200/300/400	200	200	180/200	36	100	F12	50	245	250	650	
1000	990	1080	682	200/300/400	200	200	180/200	36	110	F12	50	285	300	700	
1200	1190	1295	790	200/300/400	200	200	180/200	36	130	F12	50	410	350	800	

\*) Die angegebenen Drehmomente / Gewichte können sich in Abhängigkeit von Betriebsbedingungen / Auslegungen verändern.  
Dimensions and weight may vary according to service conditions.

Technische Weiterentwicklung und Änderung der Daten vorbehalten. / Technical informations are subject to change.

**Figura 0.14: Válvula de mariposa para gases de escape.**

## ▶▶ TUBERÍAS Y FITTINGS

### HIDRÁULICO



**TUBERÍA HIDRÁULICA PRESIÓN**  
 PRODUCTO NACIONAL  
 PN 6 (PRESIÓN MÁXIMA 6 BAR A 20°C)  
 PRECIO POR TIRA  
 CALIDAD CERTIFICADA  
 UNIDAD DE VENTA: TIRA 6 MTS

MEDIDA	UNIÓN	CÓDIGO TIGRE	NETO	CÓDIGO HOFFENS	NETO	CÓDIGO VINILIT	NETO
40 MM	CEMENTAR	136200	\$ 5.072	236300	\$ 5.024	302154	\$ 5.538
50 MM	CEMENTAR	136201	\$ 6.642	236301	\$ 6.582	302157	\$ 7.256
63 MM	GOMA	136202	\$ 10.317	236302	\$ 10.220	302191	\$ 11.881
75 MM	GOMA	136203	\$ 14.827	236303	\$ 14.874	302230	\$ 17.076
90 MM	GOMA	136204	\$ 21.154	236304	\$ 21.223	302234	\$ 24.365
110 MM	GOMA	136205	\$ 25.317	236305	\$ 25.396	302194	\$ 29.154
125 MM	GOMA	136206	\$ 34.026	236306	\$ 36.407	302198	\$ 39.186
140 MM	GOMA	136207	\$ 42.583	236307	\$ 45.559	302202	\$ 49.037
160 MM	GOMA	136208	\$ 55.597	236308	\$ 59.486	302206	\$ 64.026
180 MM	GOMA	136209	\$ 68.426	236309	\$ 73.213	302209	\$ 78.800
200 MM	GOMA	136210	\$ 85.534	236310	\$ 91.517	302212	\$ 98.502
225 MM	GOMA	136211	\$ 109.254	-	-	-	-
250 MM	GOMA	136212	\$ 132.949	236312	\$ 142.250	302216	\$ 153.106
280 MM	GOMA	136213	\$ 166.657	-	-	-	-
315 MM	GOMA	136214	\$ 206.771	236314	\$ 221.233	302219	\$ 238.117
355 MM	GOMA	136215	\$ 262.928	-	-	302222	\$ 302.783
400 MM	GOMA	136216	\$ 333.027	-	-	302224	\$ 383.513

Figura 0.15: Tuberías hidráulicas disponibles. La medida seleccionada se demarca en amarillo.



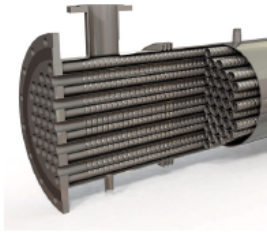
**TERMINAL**  
 PRODUCTO NACIONAL  
 MATERIAL: PVC  
 PRODUCTO CERTIFICADO  
 UNIDAD DE VENTA: UNITARIO

MEDIDA	UNIÓN	CÓDIGO TIGRE	NETO	CÓDIGO HOFFENS	NETO	CÓDIGO VINILIT	NETO
20 X 1/2"	SOL / HE	185320	\$ 98	241030	\$ 105	302072	\$ 117
25 X 3/4"	SOL / HE	185321	\$ 134	241031	\$ 162	302073	\$ 158
32 X 1"	SOL / HE	185322	\$ 192	241032	\$ 218	302074	\$ 225
40 X 1 1/4"	SOL / HE	185323	\$ 318	241033	\$ 382	302075	\$ 373
40 X 1 1/2"	SOL / HE	185318	\$ 998	-	-	301514	\$ 1.120
50 X 1 1/4"	SOL / HE	185319	\$ 1.212	-	-	301520	\$ 1.354
60 X 1 1/2"	SOL / HE	185324	\$ 554	241034	\$ 631	302131	\$ 649
63 X 2"	SOL / HE	185325	\$ 1.680	241036	\$ 1.854	302132	\$ 2.015
75 X 2 1/2"	SOL / HE	185326	\$ 2.040	241038	\$ 2.821	302133	\$ 2.746
90 X 3"	SOL / HE	185327	\$ 2.883	241039	\$ 3.921	302134	\$ 3.375
110 X 4"	SOL / HE	185328	\$ 4.425	241040	\$ 6.018	302135	\$ 5.956
20 X 1/2"	SOL / HI	185330	\$ 114	241045	\$ 141	302076	\$ 132
25 X 1/2"	SOL / HI	185331	\$ 209	-	-	-	-
25 X 3/4"	SOL / HI	185332	\$ 206	241046	\$ 256	302077	\$ 239
32 X 1"	SOL / HI	185333	\$ 532	241047	\$ 538	301522	\$ 1.189
40 X 1 1/4"	SOL / HI	185334	\$ 805	241048	\$ 823	301523	\$ 883
50 X 1 1/2"	SOL / HI	185335	\$ 1.122	241049	\$ 1.095	301528	\$ 1.178

Figura 0.16: Medidas de fittings disponible.

## INTERCAMBIADOR PARA GASES

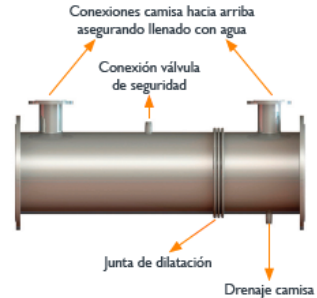
### HRS SERIE G



El intercambiador de calor Serie G ha sido desarrollado especialmente para la recuperación de energía térmica de flujos de gases de escape.

Su diseño está basado en la tradicional serie K pero con dimensiones y diseños optimizados para enfriamiento de gases de escape.

La serie G tiene tubos interiores corrugados, asegurando una transferencia de calor más elevada que diseños con tubos lisos. El resultado es un diseño con menos longitud y menos pérdida de carga en los gases.



### DATOS TÉCNICOS

#### APLICACIONES

Recuperación de energía de:  
Gases de escape de cogeneración  
Gases de escape de calderas  
Gases de escape industriales

#### MATERIALES ESTÁNDAR DE FABRICACIÓN

Lado Servicio: Acero inoxidable AISI 304  
Lado Producto: Acero inoxidable AISI 316L  
Otras calidades disponibles a petición

#### CONEXIONES ESTÁNDAR

Lado Servicio: Brida  
Lado Producto: Peana-Brida  
Otras conexiones disponibles a petición

#### RANGO

#### ACABADO SUPERFICIE

Exterior: Mate  
Interior: Mate

#### CONDICIONES DE DISEÑO

Lado Servicio: 3 bar/550°C  
Lado Producto: 1 bar/550°C

#### CARACTERÍSTICAS

- Tubos corrugados para aumentar la transferencia de calor
- Junta de expansión que absorbe la dilatación diferencial entre la camisa y el haz tubular
- Múltiples unidades pueden ir montadas e interconectadas sobre un bastidor con opción de chapa protectora y aislamiento térmico

MODELOS	NR. TUBOS	LONGITUD (m)	ÁREA (m <sup>2</sup> )	CONEXIÓN CAMISA	CONEXIÓN TUBOS	CAUDAL MÁX CAMISA (m <sup>3</sup> /hr)	VOLUMEN CAMISA (l)	VOLUMEN TUBOS (l)
<b>G 31 273/34</b>	<b>31</b>	<b>1,5 - 3</b>	<b>9,7</b>	<b>DN65</b>	<b>DN250</b>	<b>45</b>	<b>82,8</b>	<b>73,3</b>
G 42 324/34	42	1,5 - 3	13,2	DN80	DN300	55	121,1	99,3
G 73 406/34	73	1,5 - 3	22,9	DN100	DN400	85	176,6	172,6
G 90 457/34	90	1,5 - 3	28,3	DN100	DN450	85	231,3	212,7
G 114 508/34	114	1,5 - 3	35,8	DN125	DN500	130	280,5	269,5
G 168 609/34	168	1,5 - 3	52,7	DN150	DN600	180	395,3	397,1
G 270 762/34	270	1,5 - 3	85,8	DN200	DN750	320	606,2	638,2

Se puede suministrar longitudes entre 1,5 y 3m. Área y volúmenes son para modelos de 3m. Volumen conexiones en camisa va incluido.

#### CÓDIGO DE DISEÑO Y CUMPLIMIENTO

PD 5500, PED 2014/68/EU, ASME | Acorde a documentación TR CU 032, DOSH bajo demanda

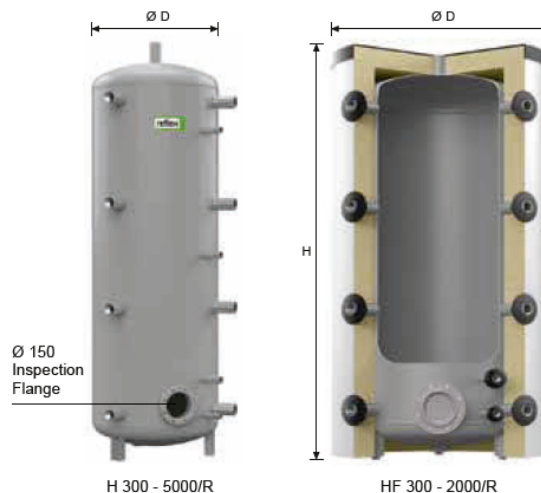
Figura 0.17: Modelos de intercambiadores de tubos y carcasa disponibles. El modelo seleccionado se demarca en amarillo.



# Storatherm Heat

## Buffer Storage Tank For Heating With Inspection Flange

- Storage tank made of heavy gauge steel S235JRG2 (RSt 37-2)
- Up to 2000 litres delivered with removable 90 mm PU flexible foam insulation with white or silver foil cladding
- For cooling water systems, Storatherm buffer storage tanks are also available without foam insulation (type "H"); in this case, appropriate diffusion-resistant insulation must be provided on-site
- Untreated on the inside, with an outer plastic coating
- Max. operating pressure for storage tank 3 bar (6 bar above 1500 litres)
- Max. operating temperature for storage tank 95°C
- Storatherm Heat HF/R: with additional cleaning and inspection flange, LK 150 mm
- Storatherm Heat H/R: same as above but without insulation
- Insulation for heating water systems for 3000 l, 4000 l and 5000 l sizes is available separately



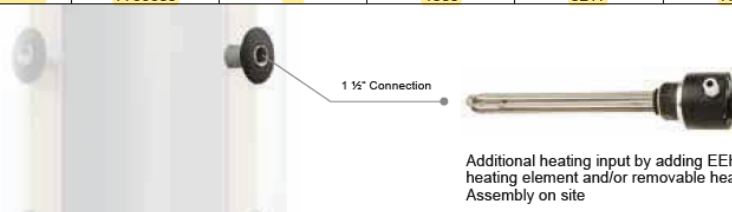
Buffer storage tank without heating coil, with jacket and inspection flange

Formerly, PFHF	Storage Tank Type	Article No		Material Group	Ø D (mm)	Height H (mm)	Couplings 9x	Inclination Height mm	Weight kg	Heat Loss Kwh/24h	Outer Jacket Fire Classification
		White	Silver								
	HF 300/R	8500070	8502070	63	777	1320	Rp 1 ½	1355	62.0	2.9	B2
	HF 500/R	8500080	8502080	63	777	1950	Rp 1 ½	1974	75.0	3.8	B2
	HF 800/R	8500090	8502090	63	970	1825	Rp 1 ½	1870	127.0	4.3	B2
	HF 1000/R	8500100	8502100	63	970	2115	Rp 1 ½	2153	142.0	4.7	B2
	HF 1500/R	8500200	8502200	63	1180	2120	Rp 1 ½	2178	189.0	5.5	B2
	HF 2000/R	8500300	8502300	63	1380	2122	Rp 1 ½	2200	269.0	6.4	B2

For different insulation colour see [page 13](#)

Buffer storage tank without heating coil and jacket, with inspection flange

Formerly, PHF	Storage Tank Type	Article No	Material Group	Ø D (mm)	Height H (mm)	Couplings 9x	Inclination Height mm	Weight kg
	H 300/R	7783600	63	597	1320	Rp 1 ½	1355	58.0
	H 500/R	7783800	63	597	1950	Rp 1 ½	1975	71.0
	H 800/R	7784005	63	790	1825	Rp 1 ½	1870	121.0
	H 1000/R	7784205	63	790	2115	Rp 1 ½	2153	135.0
	H 1500/R	7784400	63	1000	2120	Rp 1 ½	2178	181.0
	H 2000/R	7784600	63	1200	2122	Rp 1 ½	2200	257.0
	H 3000/R	7788200	63	1500	2101	Rp 2	2205	570.0
	H 4000/R	7788500	63	1500	2676	Rp 2	2756	677.0
	<b>H 5000/R</b>	<b>7788800</b>	<b>63</b>	<b>1500</b>	<b>3211</b>	<b>Rp 2</b>	<b>3264</b>	<b>814.0</b>



Additional heating input by adding EEHR 3 kW electrical heating element and/or removable heat exchanger Assembly on site

**Figura 0.18: Modelos de estanque de almacenamiento de agua sanitaria disponible. El modelo seleccionado se demarca en amarillo.**