



**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA
NACIONAL**

Facultad Regional San Nicolás

PRÁCTICA PROFESIONAL SUPERVISADA

Ingeniería Mecánica

Alumno

Franco, Valentin

Docente supervisor

Chiapparoli, Wadi Paul

Supervisor de campo

Pallanza, Daniel Hugo

20/9/2024, San Nicolás de los Arroyos



Balance energético de estufa Chuncana mejorada

Práctica profesional supervisada – Ingeniería Mecánica

Universidad Tecnológica Nacional – Facultad Regional San Nicolás

En agradecimiento a todos aquellos que formaron parte de esta práctica profesional y aportaron, desde su ámbito, a la realización de la misma.

A mi docente supervisor, Wadi Chiapparoli, por acompañarme y guiarme a lo largo del desarrollo de este proyecto, por sus consejos y predisposición, sin los cuales, este documento no sería el mismo.

Agradecerles tanto a Daniel Pallanza como a Pablo Kulbaba, personas que aportaron su experiencia e interés, solo con el fin de brindar ayuda y transmitir conocimientos.

A todos ellos, muchas gracias.

Índice

1. Introducción.....	6
2. Objetivos.....	6
3. Cronograma	7
4. Consumo energético asociados a la calefacción en hogares en la República Argentina.....	8
4.1. Demanda energética de la Republica argentina	8
4.2. Confort térmico.....	8
4.3. Déficit grado día (DGD)	9
4.4. Equipos para calefaccionar residencias	12
5. Consumo energético asociados a la cocción en hogares en la República Argentina	12
5.1. Combustibles para la cocción de alimentos	12
5.2. Distribución en el consumo de leñas para la cocción de alimentos	14
6. Tipos de estufas	16
6.1. Hogares abiertos	16
6.2. Salamandras y estufas de hierro	16
6.3. Estufas de alto rendimiento	16
7. Leñas	17
7.1. Composición química	17
7.2. Clasificación de la leña según su densidad	18
7.3. Humedad y tiempo de secado	19
7.4. Poder calorífico de las maderas	19
8. Disposición final.....	21
9. Estufa Chuncana mejorada.....	22
9.1. Acerca de la estufa	22
9.2. Aclaraciones técnicas	22
9.3. Descripción de la estufa	23
9.3.1. Características fundamentales	23
9.3.2. Accesorios	24
9.3.3. Regiones de interés	25
10. Construcción de estufa física a escala.....	26
10.1. Representación en software CAD.....	27
10.2. Impresión 3D	28
10.3. Armado del conjunto	30

10.4.	Experiencias visuales	31
11.	Combustión.....	33
11.1.	Desarrollo del proceso de combustión.....	33
12.	Trasferencia de calor.....	35
12.1.	Fundamentos.....	35
12.2.	Métodos de transferencia de calor	36
12.2.1.	Conducción	37
12.2.2.	Convección.....	37
12.2.3.	Radiación.....	41
13.	Planteamiento y consideraciones del problema	42
13.1.	Consideraciones en la combustión	42
13.2.	Consideraciones en la transferencia de calor	42
14.	Cálculos de combustión	43
14.1.	Análisis elemental.....	44
14.2.	Análisis específico: modelo de combustión	44
14.2.1.	Predicción estequiométrica	45
14.2.2.	Aire necesario para la combustión	47
14.2.3.	Aire real necesario para la combustión.....	48
14.2.4.	Aire mínimo necesario para la combustión en condiciones no estándar de temperatura y humedad.....	49
14.2.5.	Masa de los gases húmedos (W_{gh})	50
14.2.6.	Masa de los gases secos (W_{gs})	51
14.2.7.	Masa de los gases reales (W_{gr})	52
14.2.8.	Resultados de los cálculos de combustión.....	52
14.3.	Poder calorífico.....	56
14.3.1.	Cálculo del poder calorífico superior e inferior.....	56
14.3.2.	Corrección del poder calorífico inferior	58
14.4.	Temperatura de combustión.....	59
14.4.1.	Cálculo de la temperatura de combustión.....	61
15.	Cálculos de intercambio de calor	64
15.1.	Cálculo de intercambio de calor por convección	65
15.1.1.	Simplificaciones preponderantes en el caso de estudio	65
15.1.2.	Elaboración de las geometrías en 3D.....	67
15.1.3.	Discretizado del dominio	68

15.1.4.	Selección de los modelos físicos	72
15.1.5.	Análisis de convergencia y resultados obtenidos	86
15.2.	Cálculo de intercambio de calor por radiación	96
16.	Rendimiento energético	97
17.	Conclusiones.....	99
	Bibliografía	100

1. Introducción

En el presente informe se expondrán resultados y conclusiones obtenidos a partir de una serie de estudios, tanto teóricos como de modelado numérico con parámetros de funcionamientos reales, realizados sobre la estufa social Chuncana mejorada.

Se expondrán los consumos energéticos en la República Argentina, tanto para la calefacción como para la cocción de alimentos, con el fin de destacar y propulsar la investigación y desarrollo de equipos de combustión de leña que aún hoy son ampliamente utilizados a lo largo y ancho del país. Así mismo, se pondrá en conocimiento al lector sobre los distintos modelos de estufas de inercia térmica, características y variedades de combustibles (maderas) y la descripción de las partes de la estufa Chuncana mejorada.

Esto último, tendrá como objetivo brindar una base de conocimientos mínimos para contextualizar al lector sobre el eje central de este documento.

Los resultados mencionados en el primer párrafo, no se presentarán sin antes definir conceptos básicos sobre los procesos químicos y físicos que intervienen en el funcionamiento de este equipo, como ser: la combustión, el intercambio de calor, escape de los gases y demás características inherentes al funcionamiento de la estufa.

2. Objetivos

El objetivo principal de esta práctica profesional supervisada es realizar el cálculo y análisis del balance energético de una estufa inercial; concretamente del modelo Chuncana mejorada.

Dicho balance energético tendrá como meta la evaluación del funcionamiento y la eficiencia del producto.

Se desea entonces, que el presente expediente sirva como una herramienta valiosa para la comprensión del funcionamiento de la estufa social Chuncana mejorada, y el mismo sea, un puntapié inicial para la comprensión de los fenómenos intervinientes, mejora continua del equipo y la optimización de recursos combustibles.

3. Cronograma

Se presenta, por medio de hojas de cálculos (Microsoft Excel), un diagrama de Gantt donde se detalla la distribución de tiempo empleada para el desarrollo de cada una de las actividades que componen en su conjunto la realización y cumplimiento de las prácticas profesionales supervisadas (PPS).

En la *Tabla 1* se puede observar dicha distribución.

Actividades	Semana 1	Semana 2	Semana 3	Semana 4	Semana 5	Semana 6	Semana 7	Semana 8	Semana 9	Semana 10	Semana 11	Semana 12
1. Planteamiento de la PPS												
1.1 Ideas/Discusión con los docentes												
1.2 Definición del alcance												
1.3 Búsqueda y lectura de referencias												
2. Dibujos en Inventor												
2.1 Dibujo de estructura												
2.2 Dibujo de componentes												
3. Desarrollo de informe												
3.1 Organización de la redacción												
3.2 Refuerzo en búsqueda y lectura de bibliografía												
3.3 Redacción (1)												
3.4 Redacción y correcciones del docente (2)												
3.5 Redacción y correcciones del docente (3)												
3.6 Redacción y correcciones del docente (4)												
3.7 Redacción y correcciones del docente (5)												
3.8 Correcciones finales / Redacc.de conclusiones												
4. Cálculos												
4.1 Combustión completa												
4.2 Reunión con el supervisor de campo												
4.3 Combustión incompleta												
4.4 Cálculos intercambio de calor												
5. Modelización en Ansys												
5.1 Aprendizaje de software												
5.2 Modelados de estufa												
5.3 Reunión con el supervisor de campo												
6. Construcción de estufa física a escala												
6.1 Dibujo inventor												
6.2 Impresión 3D												
6.3 Armado del conjunto y experiencias visuales												
7. Armado de la presentación para exposición												

Tabla 1. Diagrama de Gantt de distribución de tiempo por tarea.

Se le atribuye un tiempo aproximado de 20 horas semanales dedicado a la realización de las actividades correspondientes, sumando así un estimado de 240 horas totales en el desarrollo de esta PPS.

4. Consumo energético asociados a la calefacción en hogares en la República Argentina

4.1. Demanda energética de la Republica argentina

En Argentina la demanda de energía del sector residencial es del 24% del total nacional (como se ve en la *Figura 1 izquierda*). De este porcentaje, la suma de calefacción y refrigeración representa aproximadamente el 40%. Por lo que la fracción de la energía, usada en acondicionamiento térmico de interiores, es de aproximadamente el 10% del total de consumo energético nacional, como se observa en la *Figura 1 a la derecha*.

Desde ya, en Argentina, como en la mayoría de los países en climas templados o fríos-templados, el consumo de calefacción es el mayor consumo doméstico.

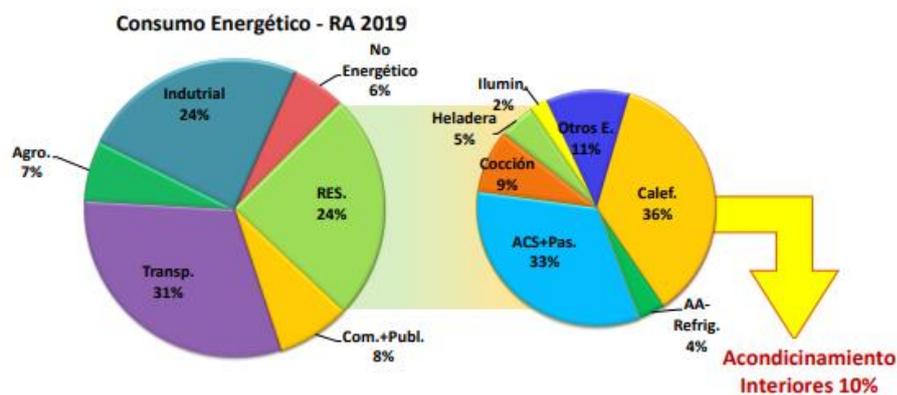


Figura 1. Usos de la energía en la Argentina año 2019 [1].

Nota: Aquí “Transp.” se refiere al consumo de transporte, “Res.” es el consumo residencial, “Com+Públ.” es el consumo comercial y de edificios públicos, “Agro.” es correspondiente al uso agropecuario y “No Energético” es el uso de combustibles como materia prima de manufacturas.

4.2. Confort térmico

Las condiciones de confort térmico dependen de la temperatura y la humedad relativa ambiente. El contenido de la humedad en la atmosfera se mide por la cantidad de vapor de agua presente en ella a través de la humedad relativa (HR).

Estas zonas de confort se ven reflejadas en diversas normas, por ejemplo “The American Society of Refrigerating Engineers” (ASHRAE) que establece que el rango recomendado de humedad relativa en interiores en edificios y viviendas es del 30 a 70%.

Los parámetros de confort térmico se presentan en la *Figura 2*, donde se puede afirmar que en la zona de HR entre 30% a 70%, la temperatura de confort para la mayoría de las personas se halla entre 18°C y 25°C.

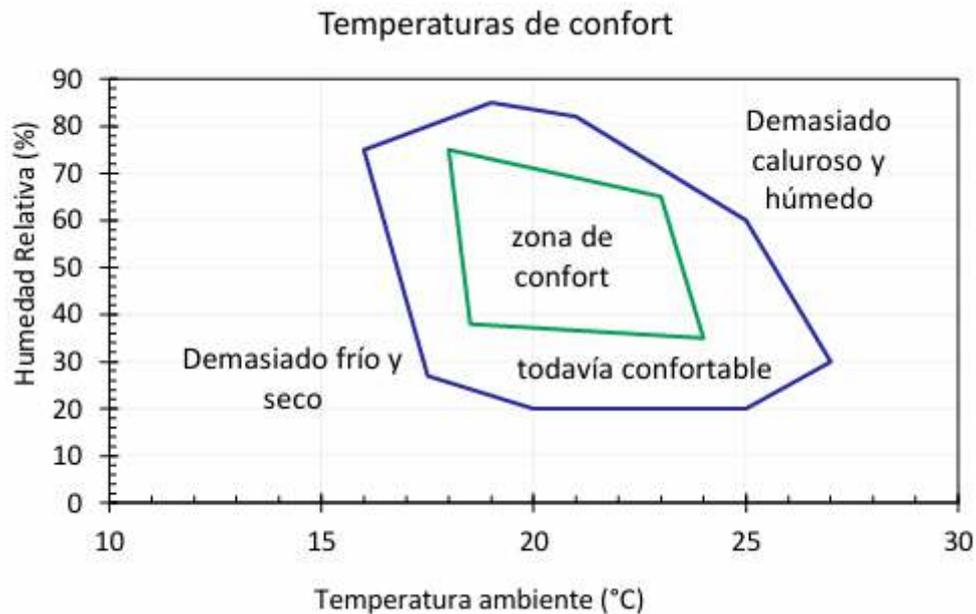


Figura 2. Zonas de confort térmico [1].

4.3. Déficit grado día (DGD)

Los consumos asociados a la calefacción y a la refrigeración son fuertemente dependientes de la temperatura. En particular, **el consumo de calefacción depende de la diferencia entre una temperatura de referencia, T_{ref} , (típicamente $T_{ref} \approx 18^{\circ}\text{C}$) y la temperatura media diaria exterior, T_{med} .**

A esta diferencia la llamamos Déficit Grado Día (*DGD*) o Deficiencia Grado Día diaria (*DGD_d*).

$$DGD_d = \begin{cases} (T_{ref} - T_{med}) & \text{si } T_{ref} > T_{med} \\ 0 & \text{si } T_{ref} \leq T_{med} \end{cases}$$

Es claro que las pérdidas de calor serán proporcionales a la diferencia de temperatura entre el interior y exterior de las viviendas, o sea ($T_{ref} - T_{med}$). Es de esperar que T_{ref} , sea cercana a la temperatura de confort. En general se adopta este valor en 18°C. El

consumo anual, destinado a la calefacción se espera que sea proporcional a este parámetro en cada lugar:

$$DGD_a = \sum_{i=0}^{i=365} (T_{ref} - T_{med})$$

Conocido como la Deficiencia Grado Día anual (DGD_a) de la región de interés.

Si se grafica la temperatura media diaria a lo largo de un año, como se ilustra en la *Figura 3*, el DGD_a viene dado por el área sombreada naranja de este gráfico.

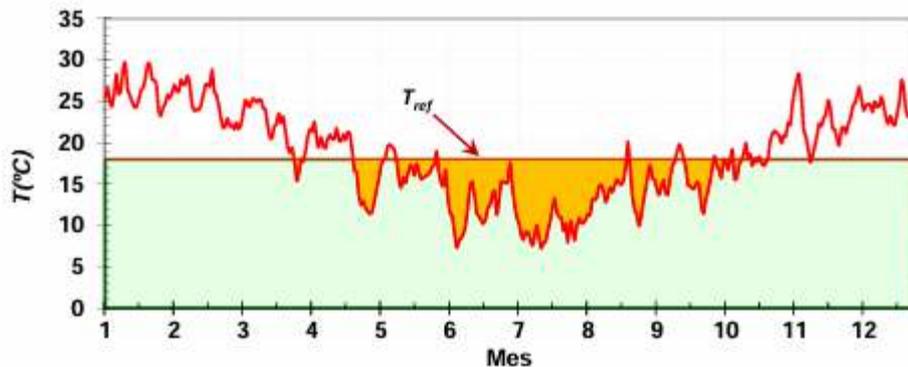


Figura 3. Representación de la temperatura media diaria a lo largo de un año [2].

Nota: la línea horizontal, representa la temperatura de $T_{ref} = 18^{\circ}\text{C}$, la DGD_a , viene dada por el área sombreada naranja de este gráfico. **Cuando más grande es esta área, mayor será el consumo destinado a calefacción.**

Los consumos específicos del sector residencial para las principales ciudades del centro-norte del país varían linealmente con el DGD_a , tal como se ve en la *Figura 4*.

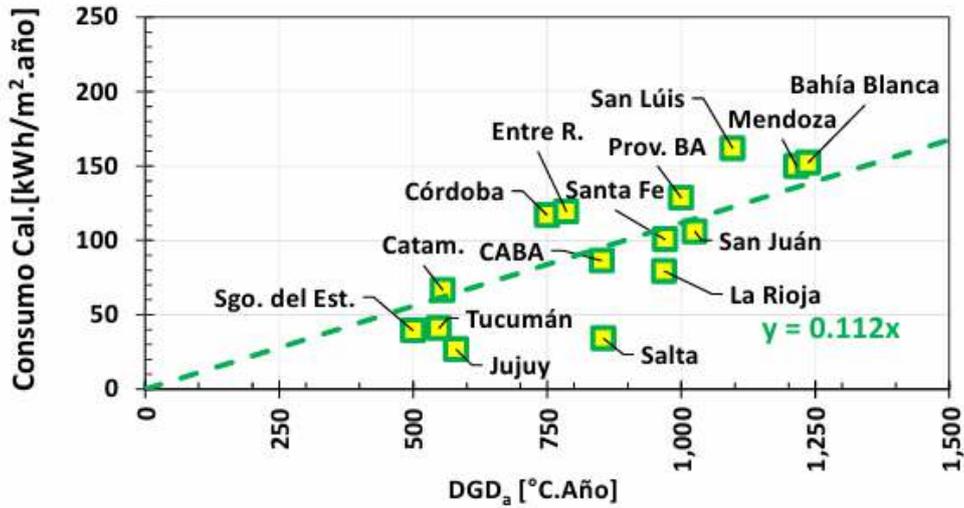


Figura 4. Consumos específicos según el DGD_a [2].

Como se ve en la *Figura 5*, los consumos específicos de Argentina, para la misma condición climática (valores similares del DGD_a) son casi tres veces mayores, para las provincias del centro-norte que las de la Unión Europea.

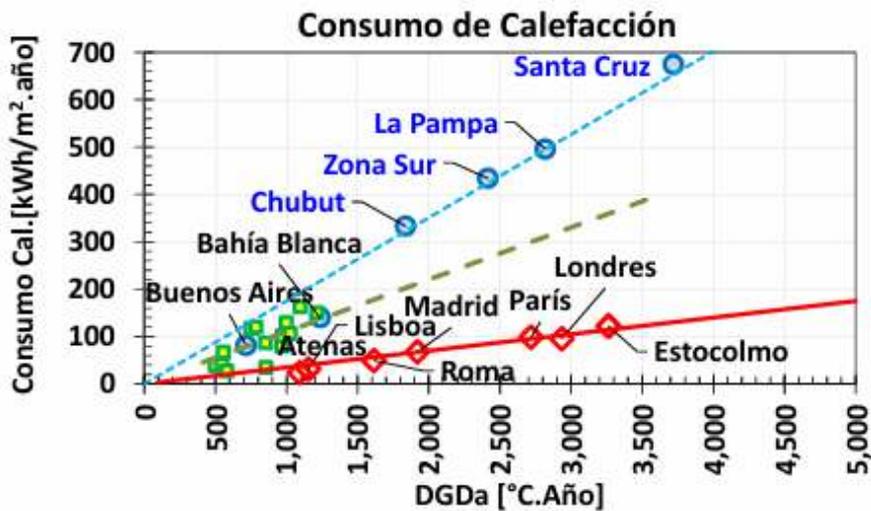


Figura 5. Variación de los consumos específicos residenciales anuales usados en calefacción por metro cuadrado de construcción, como función del DGD_a (anual) [2].

Nota: Los círculos azules son ciudades del sur de Argentina. Los cuadrados verdes representan ciudades del centro norte del país. Los rombos rojos son los correspondientes consumos de varias ciudades europeas.

Con todos los datos anteriormente mencionados podemos afirmar que el consumo energético asociado a la calefacción de hogares en la República Argentina está fuertemente desequilibrado en consecuencia a la variedad de climas que la misma posee.

En consecuencia, se decanta que la región patagónica de la república tiene un mayor consumo energético en la calefacción de viviendas residenciales.

4.4. Equipos para calefaccionar residencias

Por su parte, la distribución de equipos para calefaccionar se refleja en la *Figura 6*, donde se muestran los resultados de las ENGHO (encuesta nacional de gastos de los hogares) 2018.

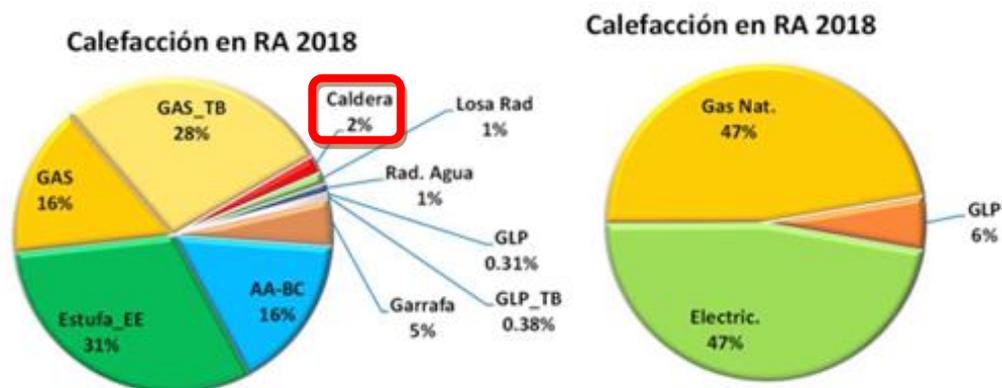


Figura 6. Tipos de equipos de calefacción utilizados en la república y clasificación según su combustible [3].

Nota: Distribución de equipos usados para la calefacción en Argentina. A la izquierda, por tipo de equipos e insumo energético que usa. A la derecha, los tipos de combustibles más utilizados en la calefacción de hogares.

5. Consumo energético asociados a la cocción en hogares en la República Argentina

5.1. Combustibles para la cocción de alimentos

El 98% de los hogares argentinos dispone de acceso a los servicios eléctricos y cerca del 61% de los hogares están conectados a las redes de Gas Natural (GN). Aproximadamente

el 33% de los usuarios, consume gas envasado o Gas Licuado de Petróleo (GLP). Cerca de un millón de personas en el país, todavía dependen de la leña para cocinar [4].

El uso de leña o carbón de madera como fuente de energía para cocinar sigue siendo una de las mejores alternativas en países en desarrollo debido a que este recurso se puede obtener, procesar, comercializar en su lugar de origen, principalmente en zonas rurales es la fuente de energía más barata [5].

Como se muestra en la *Figura 7* la República Argentina no es ajena a esta situación y tendencia mundial. Esto hace que sea importante analizar la oferta y demanda de leña o carbón de madera como combustible para usos domésticos.

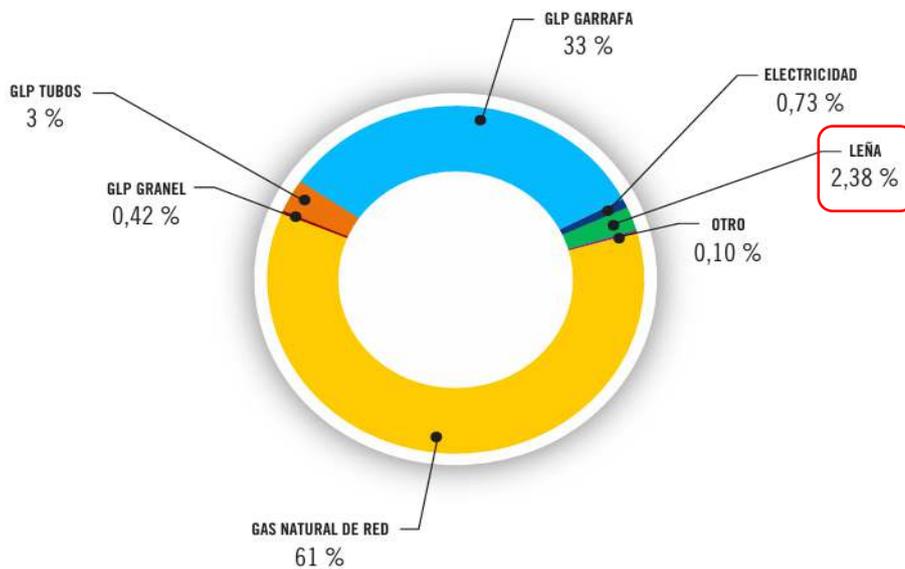


Figura 7. Combustibles usados en Argentina para la cocción en el año 2018 [4].

La *Tabla 2* indica el número de habitantes que depende de los distintos combustibles para cocinar.

TIPO DE COMBUSTIBLE	MILLONES DE HABITANTES
GAS NATURAL DE RED	27,3
GLP GRANEL	0,18
GLP TUBOS	1,17
GLP GARRAFA	14,49
ELECTRICIDAD	0,32
LEÑA	1,05
OTRO	0,046
TOTAL	44,30

Tabla 2. Consumo de cada tipo de combustible por millón de habitantes [4].

5.2. Distribución en el consumo de leñas para la cocción de alimentos

La mayor concentración de hogares que consumen leña y/o carbón como principal fuente de combustible para cocinar se encuentran en el centro norte del País. La “Casa”, es el principal hogar que emplea la leña y/o carbón como principal fuente de combustible para cocinar, seguido del “Rancho y otras”.

La leña y/o carbón son la segunda fuente de energía más importante y primera entre las renovable, empleada para cocinar alimentos en los hogares argentinos [6].

En la *Tabla 3* se indica la distribución Nacional, en orden de importancia numérica y porcentual por Provincia, de hogares que emplean la leña o carbón como principal combustible para cocinar alimentos.

Orden de Importancia	Provincia	Nº de Hogares	% de Hogares
1	Misiones	72228	22,60
2	Santiago del Estero	41873	13,10
3	Salta	36595	11,45
4	Chaco	30767	9,63
5	Corrientes	29558	9,25
6	Formosa	23491	7,35
7	Jujuy	16564	5,18
8	Tucuman	13785	4,31
9	Entre Ríos	7683	2,40
10	Bs As (Provincia)	7463	2,33
11	Catamarca	7229	2,26
12	Córdoba	6279	1,96
13	Santa Fe	5849	1,83
14	Río Negro	3908	1,22
15	La Rioja	3425	1,07
16	Chubut	2904	0,91
17	Mendoza	2699	0,84
18	Neuquen	2263	0,71
19	San Juan	1980	0,62
20	San Luis	1820	0,57
21	Santa Cruz	589	0,18
22	Bs As (Ciudad)	303	0,09
23	La Pampa	280	0,09
24	Tierra del Fuego	117	0,04
Totales		319652	100,00

Tabla 3. Distribución nacional de hogares que utilizan leña o carbón en la cocción de alimentos [6].

En la *Figura 8* se manifiesta de manera ilustrativa los datos expuestos anteriormente en la *Tabla 3*, donde se evidencia la clara desigualdad en la distribución regional del uso de leña para cocción de alimentos.

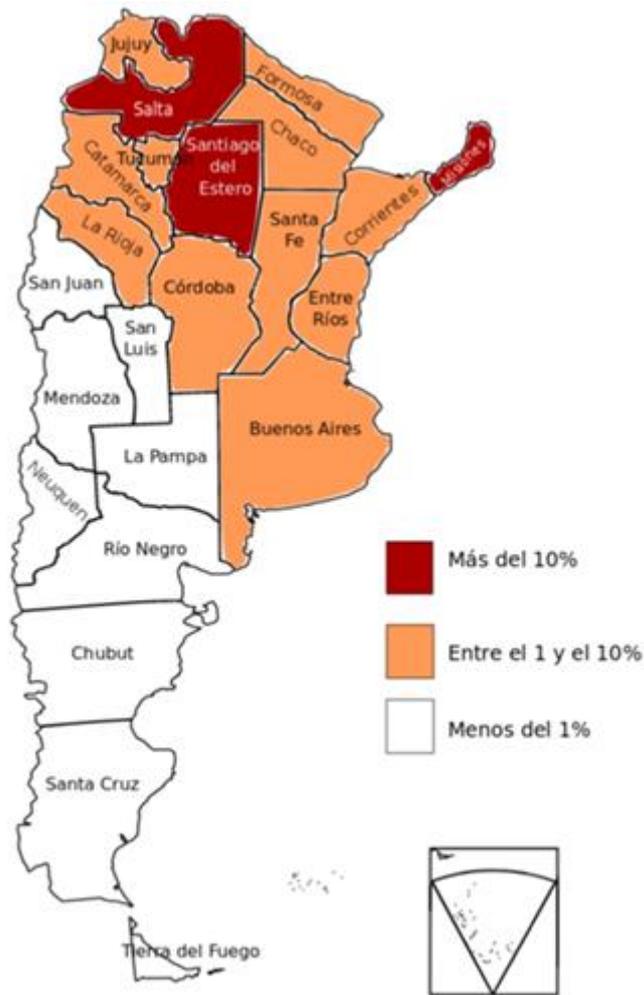


Figura 8. Representación porcentual del uso de leña o carbón para la cocción de alimentos por provincia [6].

Nota: Las provincias coloreadas concentran más del 90% de los hogares del país que emplean la leña o carbón de madera como principal fuente de combustible para cocinar.

Por simple observación del mapa, y los datos antes expuestos, se puede decantar que el uso de la leña como combustible de cocción es ampliamente dominado por el norte de la región. Como contrapartida del uso de la leña como combustible para la calefacción donde la región sur del país imponía su liderazgo.

6. Tipos de estufas

Como hemos citado en los apartados anteriores, aproximadamente el 2% de la calefacción de hogares en la Argentina es suministrada por estufas a leña. El 2,3% de la población usa estos equipos (o sus variantes) para la cocción de alimentos tanto para consumo personal o venta.

Por lo antedicho, es importante clasificar el tipo de estufas en base a su uso, a su rendimiento, aspectos constructivos y demás características primordiales.

6.1. Hogares abiertos

Los rendimientos de estos hogares de fuego abierto difícilmente superan el 10% o 15%, en parte esto se debe al efecto tiraje que se genera como resultado de la altura de la chimenea en relación con la densidad de los distintos gases que actúan. El efecto del tiraje es la diferencia de presiones entre los gases calientes y el aire frío. De esta forma el hogar abierto tiene la capacidad de extraer aire del ambiente provocando una constante renovación del mismo. Estas renovaciones favorecen a la filtración forzada de aire por rendijas por lo que establece un gran obstáculo para la climatización. Si consideramos las 24 horas del día para analizar el funcionamiento de estos hogares utilizándolo de forma convencional, entonces en ocasiones es posible que el aire frío que ingresa por la chimenea cuando esta se apaga por la noche sea mayor al calor que se retuvo en el ambiente durante la etapa activa de la chimenea [7].

6.2. Salamandras y estufas de hierro

Dispositivos de hierro con una única cámara de combustión, tienen un rendimiento de hasta 20%, y exigen leña fina y bastante trozada. Algunas salamandras de hierro de diseño evolucionado pueden llegar a rendimientos del 40%, pero su costo es bastante alto. Sin embargo, algunas estufas nórdicas de hierro de alta eficiencia llegan a rendimientos del 60 % [7].

6.3. Estufas de alto rendimiento

Estas estufas tienen un rendimiento superior al 70% y hasta el 95%. Los factores que favorecen esta eficiencia son la combustión completa, que sucede gracias a la doble cámara de combustión y la inercia térmica del banco de masa [8].

El banco de masa se construye principalmente a base de arcilla. La tierra es un buen aislante y elemento de construcción natural con excelentes cualidades y capacidades térmicas. La conductividad térmica de los barroes a base de tierra tiene una baja conductividad gracias a los elementos que componen la mezcla; bosta, paja y arcillas son los más comunes [9].

A comienzos de los años 70 algunas estufas se realizaban con mezclas orgánicas a base de arena y arcilla que permitían contener el fuego, sostener las ollas y almacenar calor, luego comenzaron a utilizarse materiales que tienen gran capacidad de acumular calor, como adobe y barro, estos permiten que aun estando apagada la estufa la masa siga entregando calor al ambiente durante varias horas. Estas construcciones básicas y funcionales generaron un rápido interés en la calefacción con combustión eficiente a nivel mundial.

Las estufas Rocket surgieron a fines de los años 70 para mitigar la escases de leña y al problema del humo dentro de las viviendas.

En las Rocket la combustión se realiza en dos etapas, a diferencia de las estufas comunes que se lleva a cabo solo en una. La madera se deposita en forma vertical en la boca de carga. Se requiere muy poco aire para lograr la combustión inicial de la madera. Esta primera combustión no es completa, se obtienen como productos resultantes a los gases de combustión y el calor liberado por la reacción. Como los gases generados están calientes estos se elevan hasta la segunda cámara de combustión. En la segunda cámara se completa la combustión, generando nuevamente una liberación de calor que alcanza mayor temperatura que la primera, superando los 600°C en el interior de la misma [10].

7. Leñas

La leña es un combustible natural sólido derivado de la madera, ampliamente utilizado para la calefacción en hogares, industrias y comercios. La madera está compuesta básicamente por celulosa (las fibras de la madera), lignina (el ligante que mantiene juntas las fibras), oxígeno y agua.

Cada tipo de leña tiene características particulares en términos de poder calorífico, densidad, humedad y tiempo de combustión.

7.1. Composición química

Todas las formas de biomasa consisten en una parte orgánica, una inorgánica y agua.

En la combustión se quema la parte orgánica. La inorgánica influye en el proceso de combustión y forma la ceniza o residuo sólido que queda después de la combustión.

Los elementos químicos más importantes son carbono (C), hidrógeno (H), nitrógeno (N), y azufre (S) y, en algunos casos, cloro (Cl). Además, contiene oxígeno (O), lo cual no se determina directamente, sino que se calcula como diferencia entre el peso total y la suma de los otros elementos, más la ceniza.

La *Tabla 4* muestra la composición química para varios tipos de leñas.

Tipo de biomasa	Porcentaje de peso (sin humedad)						
	C	H	N	O	S	Cl	Ceniza
Madera							
Sauce	47,66	5,2	0,3	44,7	0,003	0,01	1,45
Madera suave	52,1	6,1	0,2	39,9	--	--	1,7
Corteza de madera dura	50,35	5,83	0,11	39,62	0,07	0,03	3,99
Madera Dura	50,48	6,04	0,17	42,43	0,08	0,02	0,78
Eucalipto	50,43	6,01	0,17	41,53	0,08	0,02	1,76
Roble	49,89	5,98	0,21	42,57	0,05	0,01	1,29
Corteza de pino	52,3	5,8	0,29	38,76	0,03	0,01	2,9
Aserrín de pino	52,49	6,24	0,15	40,45	0,03	0,04	0,6

Tabla 4. Composición porcentual de algunas especies de leña [11].

7.2. Clasificación de la leña según su densidad

La densidad de la madera varía según la especie de árbol del que proviene. Se suele clasificar en función de su densidad en tres categorías principales: maderas blandas, maderas semiduras y maderas duras. Esta clasificación se basa en la densidad de la madera en estado seco, medida en kilogramos por metro cúbico (kg/m^3).

Maderas Blandas:

Densidad: Menos de 550 kg/m^3 .

Ejemplos: Pino, abeto, cedro blanco, álamo, sauce.

Maderas Semiduras:

Densidad: Entre 550 y 690 kg/m^3 .

Ejemplos: Roble, nogal, cerezo, caoba, fresno.

Maderas Duras:

Densidad: Más de 690 kg/m^3 .

Ejemplos: Quebracho colorado, lapacho, guayubira, Haya, arce, teka, palo de rosa, ébano.

7.3. Humedad y tiempo de secado

El contenido de humedad en la madera es una unidad crítica en la combustión, dado que está relacionado directamente con la cantidad de energía que el combustible puede entregar al final de la combustión, es decir, el porcentaje de humedad en la madera disminuye el poder calorífico de la misma.

La leña se considera de calidad cuando cuenta con un porcentaje de humedad inferior al punto de saturación de la fibra, por lo cual, en base a la **Norma Chilena NCh. 2907 (2005)**, esto se da con una humedad inferior al 25%, en base seca. Una leña seca contamina menos y libera más calor por unidad de volumen en combustión [12].

Cuando se troza un árbol, la madera que lo constituye posee aproximadamente un 50% de humedad. Es decir, que hay que lograr que la leña pierda un 25% de su humedad, desde que es separada del árbol, hasta que entra en la estufa, sin que esto genere costos significativos [13].

El tiempo de secado de la madera según **USDA (1999)**, depende de la temperatura ambiente, la tasa de humedad del aire, el contenido de humedad de la leña y el pretendido durante el proceso de secado, el flujo de aire, la disposición de la estiba de leña, la especie y las dimensiones de la misma [12].

7.4. Poder calorífico de las maderas

El poder calorífico es la cantidad de energía liberada por un combustible durante una combustión completa. Dependiendo de la humedad del combustible, el poder calorífico recibe el nombre de poder calorífico superior (PCS), cuando el agua producto de la combustión está en estado líquido [14].

Cuando el agua está en estado gaseoso, el poder calorífico se denomina poder calorífico inferior (PCI). Los poderes caloríficos para la biomasa usualmente varían entre los 18 y los 22 MJ/Kg, es decir, unas 4500 kcal/kg en base seca [14].

En la *Tabla 5* se presentan los valores de poder calorífico en base seca de algunas especies de árboles de la región.

Especie	Capacidad calorífica Calorías por kg de madera seca	Densidad kg / m ³ de madera seca
Álamo criollo	4450	440
Sauce álamo	4450	475
Sauce llorón	4500	450
Ciprés	4700	620
Coihue	4650	620
Lenga	4600	570
Ñire	4600	670
Eucaliptos (prom)	4680	750
Algarrobo (prom)	4500	800

Tabla 5. Capacidad calorífica según variedad de árbol [7].

En la *Figura 9* se presenta una tendencia en la disminución del PCI para un combustible con diferentes humedades.

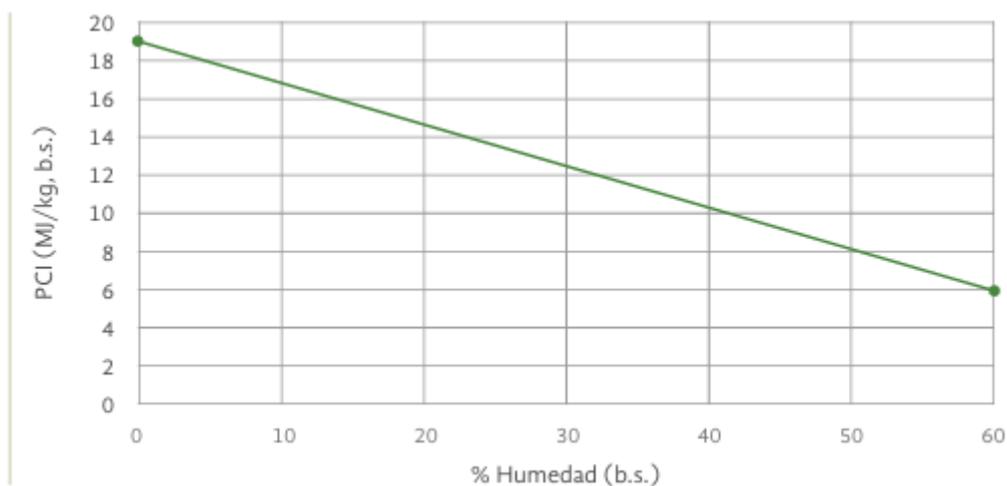


Figura 9. Poder calorífico inferior en función del porcentaje en humedad (b.s.) para un combustible con una composición de 50 % carbono, 6 % hidrógeno y 44 % oxígeno [14].

En términos prácticos, para la liberación de una misma cantidad de energía con una humedad del 10%, se requeriría más del doble de la biomasa a una humedad del 50%.

8. Disposición final

Como en todo proceso, sea este de alta complejidad o muy sencillo, siempre existe un residuo al cual se debe darle una disposición final. En nuestro caso, el residuo que se genera por la combustión de biomasa es la ceniza, por ello, a continuación, nombraremos algunas utilidades que la misma posee y como aprovecharla.

1) Fertilizante ecológico

La ceniza contiene nutrientes apropiados para fertilizar el suelo de jardines y huertos. El porcentaje de estos dependerá en gran medida del tipo de leña que se haya usado para la combustión. Sin embargo, es un gran fertilizante para las plantas ya que nutrientes pueden neutralizar suelos ácidos y aportan potasio, calcio, fósforo y magnesio [15].

2) Repelente y control de plagas en plantas

Este residuo extrae el agua de los insectos y los deshidrata, por lo que se utiliza como barrera en plantas evitando que las plagas lleguen a la vegetación [15].

3) Tratamiento de aguas

Gracias a su capacidad de adsorción y propiedades alcalinas la ceniza actúa como agente neutralizante de la acidez y absorbente de contaminantes, como metales pesados y compuestos orgánicos.

Al agregar ceniza de madera a las aguas residuales, se forman precipitados que atrapan los contaminantes, permitiendo su posterior separación y eliminación. Es por ello que se utiliza para el control de aguas en estanques [15].

4) Elimina olores

Debido a su capacidad para neutralizar ácidos y adsorber compuestos orgánicos la ceniza es utilizada para repeler los malos olores. Este efecto desodorizante se debe a la presencia de minerales alcalinos en la ceniza, como el carbonato de calcio y el óxido de potasio.

Para aprovechar sus propiedades, se puede esparcir en áreas propensas a olores desagradables [15].

9. Estufa Chuncana mejorada

9.1. Acerca de la estufa

La estufa Chuncana es un desarrollo de Edgardo Gailhou, de Nono, Provincia de Córdoba, Argentina. Edgardo eligió para este diseño publicarlo gratuitamente en internet. A través de Fogosa calefacción ha asesorado a una gran cantidad de personas que replicaron exitosamente su estufa. Sin embargo, las imágenes ilustrativas que se mostrarán en los incisos a continuación son basadas en los planos desarrollados por el ingeniero Pablo Kulbaba publicados en la página web de su empresa Hacono, en una revisión de la estufa original en busca de mejorar sus aptitudes.

Algunas de las mejoras antes mencionadas son:

- Agregar una fila de ladrillo más de altura a la puerta de la caja de fuego.
- Añadir un dintel a la puerta, ubicado este por debajo del techo de la caja de fuego. Con esto se reducen las posibilidades de salida de humo por la puerta.
- Poner los ladrillos del techo de la caja de fuego sobre su canto brindando una mayor resistencia.
- Mejorar trabas en los laterales.
- Agregar cajón cenicero y parrilla cenicero.
- Hacer un techo de estufa de resolución con piezas de mampostera y eliminar las causas de fisuras por dilatación térmica.

9.2. Aclaraciones técnicas

Esta estufa esta dibujada con ladrillos cocidos (color rojo en las vistas) de medidas 215x105x50 mm y ladrillos refractarios (color gris en las vistas) 229x114x63 mm, y estimando una junta de mortero de 5 mm. Además, aunque en menor medida, se utilizan ladrillos huecos de los tamaños conocidos comercialmente como ladrillo hueco del 8 del 12.

En la *Figura 10* se ilustra los tipos de ladrillos utilizados para su construcción con sus respectivas medidas comerciales.

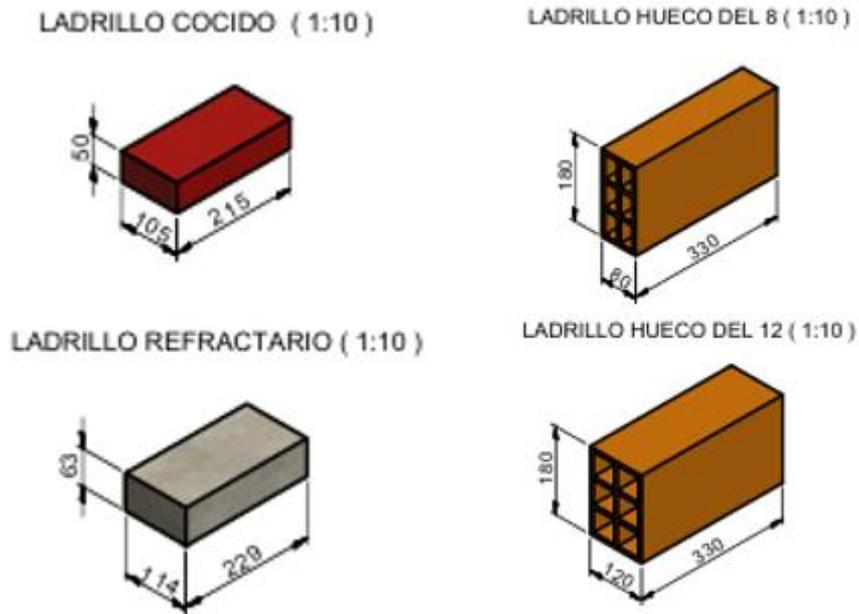


Figura 10. Representación de los materiales de mampostería.

9.3. Descripción de la estufa

9.3.1. Características fundamentales

La estufa presentada posee un alto de 1273 mm, un ancho de 435 mm y una profundidad de 655 mm.

El peso estimado, si se siguen los pasos de construcción planteados en el Anexo [16], es de aproximadamente 465 kg teniendo en cuenta tanto el peso de sus componentes fundamentales como de sus accesorios.

En la *Figura 11* se representa a escala, tanto la vista frontal de la estufa Chuncana, como así también un corte que ilustra su disposición interior.

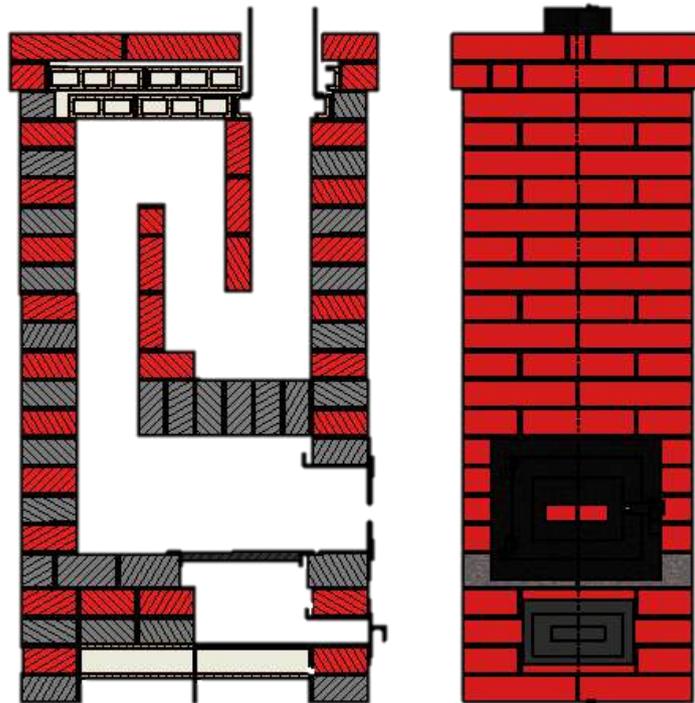


Figura 11. Estufa Chuncana completa escala ¼.

9.3.2. Accesorios

Además de los ladrillos y mortero que componen su estructura fundamental mencionados en los incisos anteriores, la estufa cuenta con diferentes accesorios que propician la eficiencia y la comodidad en su uso cotidiano, estos son:

- Marco de puerta y puerta
- Marco de cajón cenicero y respectivo cajón
- Parrilla de cencero
- Encastre de chimenea

Todos estos accesorios están contruidos en chapa comercial de 1/8 de pulgada (3,175 mm) y tantos sus medidas como los pasos de construcción y planos de subconjuntos se detallan en el *Anexo* [16].

En la *Figura 12* que se muestra a continuación se presenta la estufa en perspectiva isométrica con un corte en la sección transversal, donde se aprecian los accesorios anteriormente mencionados vistos en color negro.

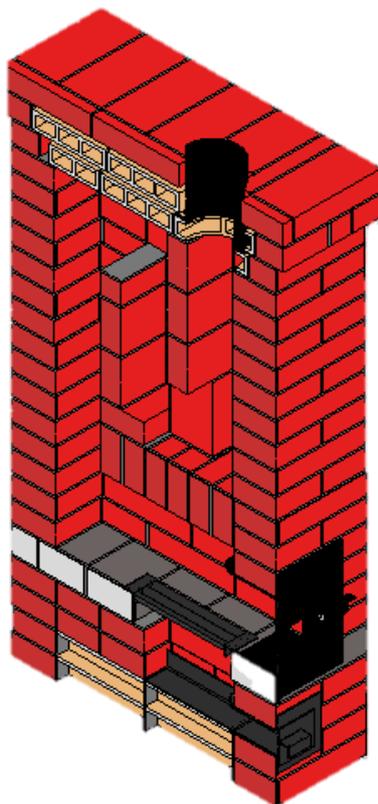


Figura 12. Corte transversal en perspectiva isométrica de estufa con accesorios.

9.3.3. Regiones de interés

Para un mayor entendimiento y organización en los estudios que se presentaran en los apartados posteriores de este informe, se procede a dividir las secciones interiores que conforman la estufa.

De la *Figura 13* que se presenta a continuación se pueden visualizar dos subdivisiones en el cuerpo interno de la estufa.

La primera sección (desde abajo hacia arriba) es la que se recuadra en amarillo. A dicha zona la denominaremos caja de fuego o cámara de combustión, allí se cargará la leña utilizada en la combustión. Esta cámara posee un volumen de 26440 cm^3 .

El recuadro verde nos señala la segunda región de interés. A esta la denominaremos ducto de gases y posee una especial importancia, ya que, en esta región se moverán los gases de combustión a elevadas temperaturas.

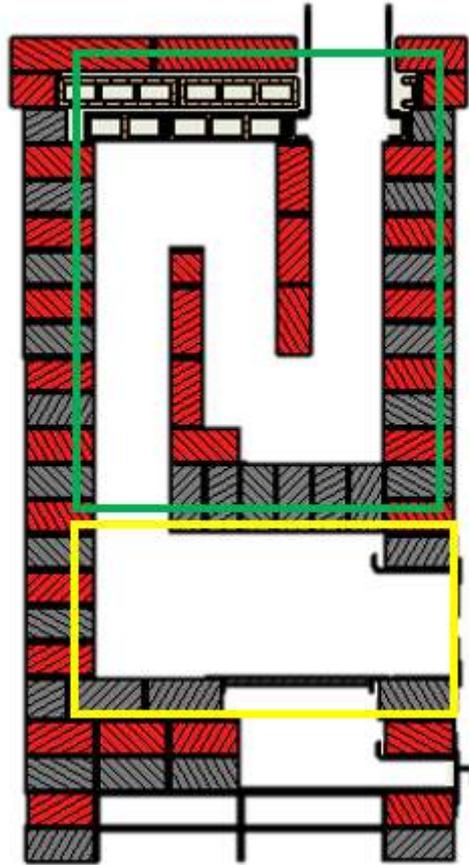


Figura 13. Zonas interiores de interés.

10. Construcción de estufa física a escala

Con el fin de desarrollar un acercamiento físico tanto al proceso interviniente como a la estufa analizada, se construyó una maqueta a escala de la estructura correspondiente a la Chuncana mejorada.

Dicho “modelo” (la aclaración mediante comillas hace alusión a que no se cumplen los criterios o leyes de semejanzas – dinámicas, térmicas, etc. -, que se requieren para que sea propiamente un modelo físico y sus resultados trasladables al caso real), comprende el corte de la sección transversal de la estructura, es decir, la mitad de la mampostería representada en una escala 1:4. Esto se debe a que la representación fue concebida para poder visualizar de forma gráfica el recorrido que desarrollarían los gases dentro de la misma.

Si bien, como se aclaró en el párrafo precedente, no se cumplen las leyes de semejanza plenamente, esta simulación es una gran herramienta visual.

Después de analizar los posibles métodos de fabricación, se decantó por confeccionar dicha maqueta en plástico rígido de alta densidad, utilizando para ello la impresora 3D ubicada en el laboratorio de vibraciones de la Facultad Regional San Nicolás.

Se observa en la *Figura 14* la impresora anteriormente mencionada.



Figura 14. Impresora 3D Hellbot Magna 2500.

10.1. Representación en software CAD

Como primer paso para la fabricación de la maqueta se representó en el software Autodesk Inventor 2023 el corte transversal de la estructura de mampostería correspondiente a las medidas reales de la estufa basadas en el Anexo [16].

Como paso siguiente, se seccionó a dicho corte en tres sólidos de volúmenes similares, con el fin de obtener tres piezas que posteriormente no posean un tiempo elevado y dispar de fabricación.

En la *Figura 15* se visualizan los tres sólidos que comprenden la mitad de la estructura de mampostería de la estufa.

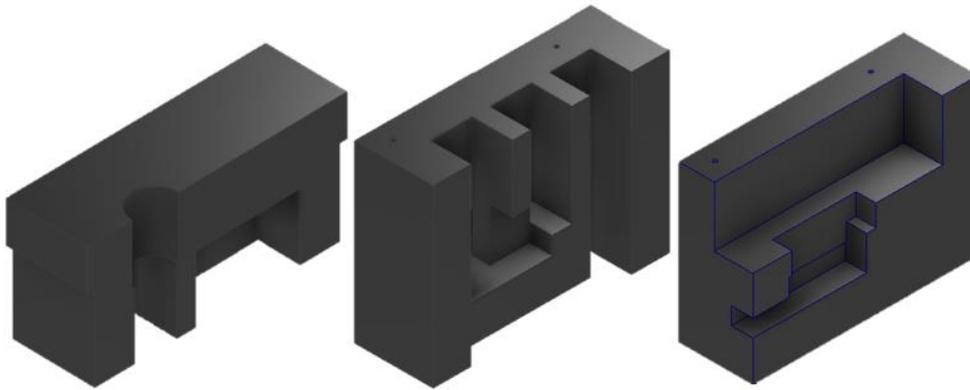


Figura 15. Representación en Autodesk Inventor de mitad de estructura seccionada en tres partes.

Una vez confeccionados los sólidos en formato CAD se exportan en formato “.STL” para su procesamiento en software correspondiente.

10.2. Impresión 3D

Para la configuración de las características de impresión se utilizó el software UltiMaker Cura.

En dicha aplicación se le asignaron los parámetros de impresión correspondiente a cada volumen, priorizando un tiempo de impresión relativamente bajo y un gasto de material medio.

La *Figura 16* corresponde a la interfaz de trabajo de UltiMaker Cura donde se visualizan los parámetros anteriormente mencionados correspondientes para el volumen inferior de la estufa.

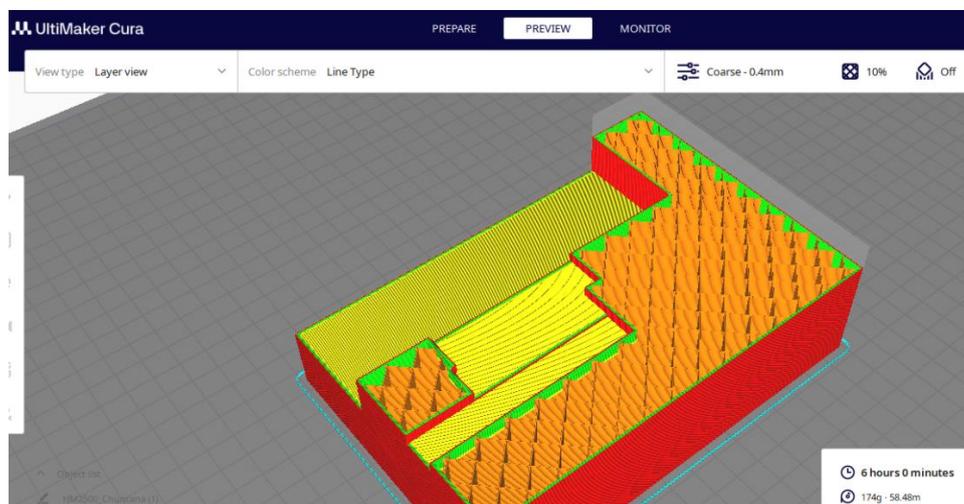


Figura 16. Configuración en UltiMaker Cura de sección inferior de estufa física.

Establecidos los criterios de impresión para cada sección se procedió a imprimir cada volumen de manera sucesiva. En la *Figura 17*, *Figura 18* y *Figura 19* se visualizan las tres secciones impresas.

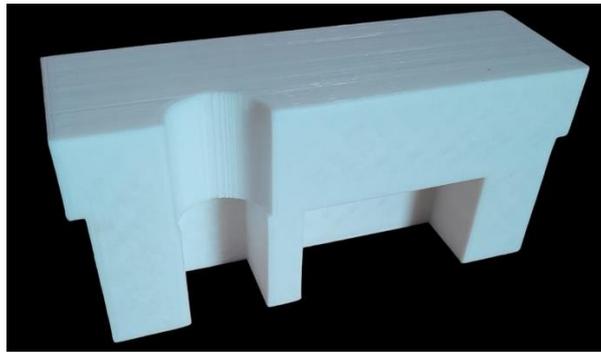


Figura 17. Impresión de sección superior.

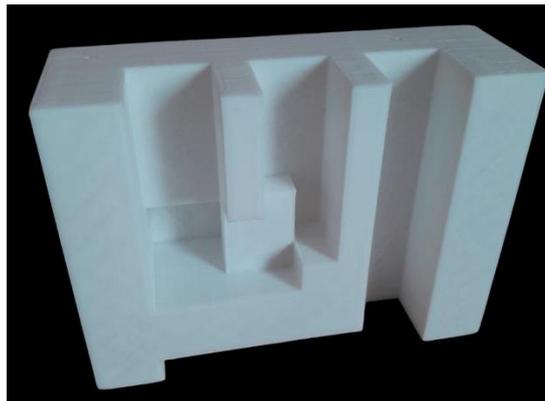


Figura 18. Impresión de sección media.

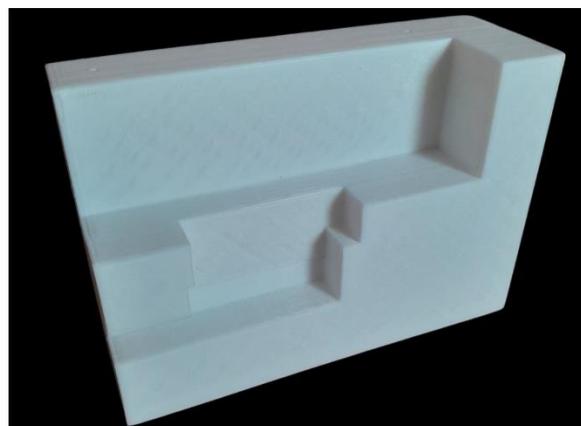


Figura 19. Impresión de sección inferior.

10.3. Armado del conjunto

Una vez confeccionados los sólidos individuales se procedió a adherirlos entre sí y a su vez fijar un marco de vidrio de forma tal que el mismo limite el recorrido de los fluidos por los lugares de interés y permita su posterior visualización.

Para ejecutar de manera correcta dicha adherencia entre los sólidos, y al mismo tiempo eliminar cualquier abertura que pueda surgir de la rugosidad superficial de los cuerpos, se decidió utilizar un pegamento sellador pulposo de resina sintética.

En la *Figura 20* se puede observar el conjunto de los sólidos adheridos entre sí.



Figura 20. Estructura ensamblada de estufa física.

Las medidas fundamentales finales de la maqueta son de: 308 mm de alto, 168 mm de ancho y una profundidad de 54 mm.

Una vez fijados los sólidos, se procedió a pintar la estructura de un color mate oscuro para lograr un mayor contraste visual con los fluidos que se introducirán posteriormente. Como último paso se adhirió el marco de vidrio mencionado. Resultado de esto se muestra en la *Figura 21*.



Figura 21. Estufa a escala versión final.

10.4. Experiencias visuales

Para la ejecución de estas experiencias se utilizó glicerina con el fin de simular los gases de combustión intervinientes en el proceso real. Dicho producto, fue inyectado en el interior de la maqueta por lo que se denomina comercialmente como máquina de humo.

Así, se realizaron varias simulaciones en donde se documentó cada experiencia mediante fotografías y filmaciones.

En cada prueba realizada se registró que el fluido, efectuando su trayectoria de escape adopta un movimiento turbulento. Sin embargo, no se visualizó una alta recirculación de flujo hacia la cámara de fuegos.

Como se ha mencionado, esto puede no ser representativo a lo ocurrido en el proceso real, no obstante, se pudo observar que la geometría interna de la estructura es eficaz para desarrollar la correcta evacuación de fluidos de densidad elevada.

En el Video 1 se puede observar una de las experiencias realizadas.

Video 1. Recorrido del fluido por el ducto de escape.

A modo de obtener una mejor visualización de la trayectoria, se grafica en carácter de secuencia fotográfica una experiencia análoga a la expuesta en el *Video 1*. Esta secuencia se visualiza en la *Figura 22*.

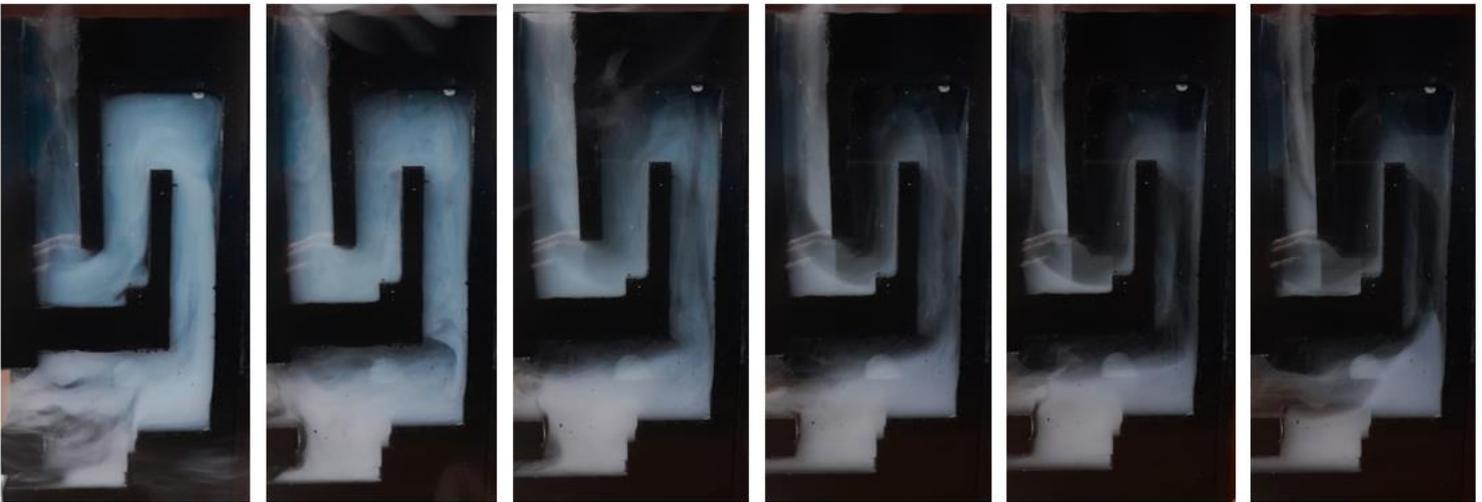


Figura 22. Secuencia fotográfica de recorrido del fluido.

Nota: la sucesión se desarrolla de izquierda a derecha.

Otro fenómeno recurrente que se observa en el desarrollo de las experiencias es el incremento en el tiempo de permanencia por un aumento radical en la turbulencia del fluido ingresado en una región particular del ducto. Esto debido al ensanchamiento brusco de dicho ducto provocado por lo que se denomina en el *Anexo* [16] como tapa de inspección (ladrillo ubicado sobre su canto).

Este suceso es el que se representa y remarca en el *Video 2*.

Video 2. Vórtice desarrollado en el ensanchamiento del ducto.

Para una mejor visualización en el *Video 3* se presenta una filmación ralentizada de la manifestación de la turbulencia en la región de estudio.

Video 3. Aumento de turbulencia en zona de análisis.

Este hecho es de gran interés, ya que, de manifestarse en la realidad, favorecería el intercambio de calor en dicha región entre los gases de combustión y la estructura.

Como veremos posteriormente, este fenómeno se repite y analiza en la modelización numérica realizada en el cálculo de intercambio de calor (véase apartado 15.1.5.3).

11. Combustión

La combustión de la leña es un proceso extremadamente complejo, que aun hasta la fecha no puede ser representado en su totalidad por un modelo teórico. Por esta razón, para el cálculo de combustión, se recurre a simplificaciones cuya validez se comprueban con medidas experimentales o modelos analíticos que revisten mayor complejidad, donde estos últimos, se aproximan aún más al proceso real. Así, por ejemplo, se realizan análisis llamado “sumarios” o “abreviados” que listan las fracciones de biomasa en términos de su humedad total, materiales volátiles, carbón fijo y cenizas; y los análisis llamados análisis “elementales” o “detallados” que determinan la composición fundamental de la leña y a partir de ello, sus propiedades.

Para desarrollar estos puntos, es necesario describir previamente el proceso de combustión [17].

11.1. Desarrollo del proceso de combustión

Como hemos mencionado previamente, la madera está compuesta por moléculas de celulosa, lignina, que, a su vez, son largas cadenas compuestas principalmente de oxígeno, hidrógeno y carbono.

Cuando la leña se calienta a 100°C , el agua contenida hierve y es expulsada fuera de la madera o bien, se introduce en las partes frías de la misma.

Conforme la temperatura aumenta desde los 200°C las moléculas de las maderas comienzan a descomponerse, haciéndose extensivo el proceso hasta rondar los 300°C . En esta etapa, se producen los primeros compuestos volátiles que escapan como humo o se recondensan en las zonas frías de la madera. Dichos volátiles dejan un residuo de cenizas procedente de la lignina y sales minerales [17].

Al elevarse la temperatura (desde los 500°C a 600°C) los volátiles y las cenizas, al mezclarse con el oxígeno arden produciendo una flama amarilla encima de la superficie de la leña y terminan de liberar su energía almacenada. El calor radiante de la flama enciende más leña que a su vez se descompone, provocando la salida de más volátiles, que arden como flama y continúa repitiéndose el ciclo. *Se puede concluir que la velocidad de la combustión la determina la velocidad de la liberación de los volátiles.*

Es decir, que para lograr la combustión completa hay que necesariamente superar los 600°C aproximadamente, ya que, de lo contrario la celulosa sufre deshidratación y la madera queda convertida en carbón vegetal carente de resistencia [7].

Sobre la superficie de la madera se comienza a formar una capa carbonizada que la protege, esta capa tiene la capacidad de aislar el interior de la pieza hasta seis veces más que la madera a temperatura ambiente, esto permite que la madera mantenga sus propiedades estructurales.

La velocidad de carbonización de la madera es aproximadamente $0,65\text{ mm/min}$ [18].

El rendimiento se verá drásticamente afectado además de generar gases tóxicos y cenizas.

La temperatura de los gases calientes encima de la leña está limitada por la pérdida de calor por radiación y por la mezcla de los mismos con el aire frío del ambiente. Entre los compuestos volátiles se han encontrado 213 diferentes. Estos compuestos volátiles, representan dos terceras partes de la energía liberada, mientras que el tercio restante pertenece al carbón (único compuesto solido producido por la combustión).

En la parte baja de la llama se produce carbón libre en forma de hollín y monóxido de carbono que a su vez vuelve a reaccionar en la parte alta de la llama convirtiéndose en dióxido de carbono. La combustión incompleta de la leña se asocia al monóxido de carbono que se conforma durante el proceso de combustión, ya que, en la combustión perfecta o estequiométrica el oxígeno debe reaccionar completamente con el carbono combustible, dando como único resultado dióxido de carbono.

Al desarrollarse la combustión incompleta (por deficiencia de oxígeno, o bien, falta de temperatura), las moléculas de los volátiles se mezclan con el aire y no arden, se condensan, y al mezclarse con los gases no condensados provocan el llamado humo.

Conforme se van quemando las capas de leña, sólo queda carbón poroso. En la superficie del carbón, el dióxido de carbono reacciona produciendo monóxido de carbono, que al arder produce una llama azulosa. El monóxido de carbono vuelve a reaccionar nuevamente con el oxígeno para producir dióxido de carbono. La temperatura cerca de la superficie del carbón es de alrededor de 800°C , la cual está limitada por la reacción endotérmica del dióxido de carbono a monóxido de carbono y oxígeno con sus respectivas pérdidas de calor por radiación.

Cuando todo el carbón arde solo quedan sales minerales que ya no siguen ardiendo [17].

12. Transferencia de calor

La energía existe en varias formas. Este apartado pretende dar una breve descripción de la energía calórica, que es la forma que se puede transferir de un sistema a otro como resultado de la diferencia en la temperatura.

La ciencia que trata la determinación de las razones de esa transferencia es una rama característica de la termodinámica [19].

12.1. Fundamentos

La primera ley de la termodinámica, también conocida como principio de conservación de la energía, expresa que, en el curso de un proceso, la energía no se puede crear ni destruir; sólo puede transformarse.

El principio de conservación de la energía (o balance de energía) para todo sistema que pasa por cualquier proceso se puede expresar como sigue: El cambio neto (aumento o disminución) en la energía total de un sistema en el curso de un proceso es igual a la diferencia entre la energía total que entra y la energía total que sale en el desarrollo de ese proceso. Es decir:

$$E_{ent} - E_{sal} = \Delta E_{sis}$$

En el análisis de la transferencia de calor, es usual tener interés únicamente en las formas de energía que se pueden transferir como resultado de una diferencia de temperatura; es decir, el calor o energía térmica. En esos casos resulta conveniente escribir un **balance de calor** y tratar la conversión de las energías como generación de este. En ese caso, el balance de energía se puede expresar como:

$$Q_{ent} - Q_{sal} + E_{gen} = \Delta E_{sis}$$

Una vez expresado el balance energético de un volumen de control como un balance térmico solo nos resta conocer las formas de transferencia de calor que dicho volumen puede experimentar [19].

En un caso real se tendrán varios modos de transferencia de calor conviviendo en una misma superficie, para poder estudiar su relación se toma como área de control y análisis a la que se enmarca en la *Figura 23*. En las inmediaciones de la superficie los distintos modos ocurren al mismo tiempo y el conjunto afecta al balance energético final de la superficie [10].

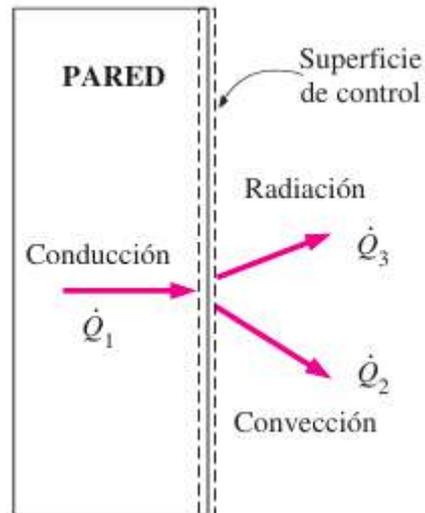


Figura 23. Interacciones energéticas en la superficie exterior de una pared [19].

Los modos o formas de transferencia de calor que se pueden observar en la imagen son: la conducción a través de la pared hasta la superficie (\dot{Q}_1), la convección de calor de la superficie hacia el aire del exterior (\dot{Q}_2), y (\dot{Q}_3) es la radiación de la superficie hacia los alrededores.

El balance energético de esta superficie queda expresado entonces por la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3$$

12.2. Métodos de transferencia de calor

El calor se puede transferir en tres modos diferentes: conducción, convección y radiación.

Todos los modos de transferencia de calor requieren la existencia de una diferencia de temperatura y siempre ocurren del medio que posee la temperatura más elevada hacia uno de temperatura más baja y la transferencia de calor se detiene cuando los dos medios alcanzan la misma temperatura.

En la *Figura 24* presentada a continuación se muestran los distintos tipos de transferencia de calor.

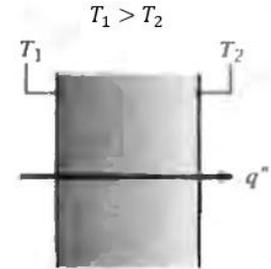
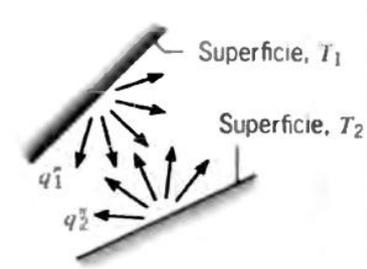
Conducción a través de un sólido o un fluido estacionario	Convección de una superficie a un fluido en movimiento	Intercambio neto de calor por radiación entre dos superficies
		

Figura 24. Modos de transferencia de calos: conducción, convección y radiación [20].

12.2.1. Conducción

La conducción es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de interacciones entre esas partículas. La conducción puede tener lugar en los sólidos, líquidos o gases.

La rapidez o razón de la conducción de calor a través de un medio depende de la configuración geométrica de éste, su espesor y el material de que esté hecho, así como de la diferencia de temperatura a través de él.

La razón de la conducción de calor a través de una capa plana es proporcional a la diferencia de temperatura a través de ésta y al área de transferencia de calor, pero es inversamente proporcional al espesor de esa capa; es decir:

$$\dot{Q}_{cond} = k \cdot A \cdot \frac{T_1 - T_2}{\Delta x} = -k \cdot A \cdot \frac{\Delta T}{\Delta x}$$

en donde la constante de proporcionalidad k es la conductividad térmica del material, que es una medida de la capacidad de un material para conducir calor.

Si la ecuación que acaba de escribirse se reduce a la forma diferencial nos queda:

$$\dot{Q}_{cond} = -k \cdot A \cdot \frac{dT}{dx}$$

A la cual se llama **ley de Fourier de la conducción del calor**. Aquí, $\frac{dT}{dx}$ es el gradiente de temperatura, el cual es la pendiente de la curva de temperatura en un diagrama T-x [19].

12.2.2. Convección

La convección es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacentes que están en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos. Entre más rápido es el movimiento de un fluido, mayor es la transferencia de calor por convección.

La convección recibe el nombre de **convección forzada** si el fluido es forzado a fluir sobre la superficie mediante medios externos.

Es convección natural (o libre) si el movimiento del fluido es causado por las fuerzas de empuje que son inducidas por las diferencias de densidad debidas a la variación de la temperatura en ese fluido [19].

Se observa que la rapidez de la transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de temperatura y se expresa en forma conveniente por la **ley de Newton del enfriamiento** como:

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot A_s \cdot T_s - T_{\infty}$$

en donde:

h : coeficiente de transferencia de calor por convección, en $W/m^2 \cdot ^\circ C$.

A_s : área superficial a través de la cual tiene lugar la transferencia de calor por convección.

T_s : temperatura de la superficie.

T_{∞} : temperatura del fluido suficientemente alejado de esta superficie.

En el caso de estudio analizado en la presente PPS, la convección que se tiene es natural, es decir, que el fluido se mueve debido a un gradiente de temperaturas que ocasiona una diferencia de densidades en él.

Dado que el análisis del fenómeno de transferencia de fluidos y la obtención del gradiente de temperaturas es complejo se utilizan simplificaciones que permiten aproximar los cálculos de la transferencia de calor [10].

Estas aproximaciones surgen de quitar las dimensiones a las ecuaciones que rigen los problemas de convección y combinar las variables, las cuales se agrupan en números adimensionales, con el fin de reducir el número de variables totales.

En el caso de la transferencia de calor por convección natural los números adimensionales intervinientes para su estudio son:

Numero de Nusselt: el número de Nusselt representa el mejoramiento de la transferencia de calor a través de una capa de fluido como resultado de la convección en relación con la conducción a través de la misma capa [19].

Este número cobra gran importancia dado que contiene entre sus factores constituyentes al coeficiente de transferencia de calor por convección (h). Este coeficiente engloba varias características fundamentales del problema analizado como ser: viscosidad del

fluido, temperatura del entorno y de la superficie, porosidad de esta última, turbulencia del fluido, geometría de los cuerpos, entre otras.

El número de Nusselt se expresa de la siguiente manera:

$$Nu = \frac{h \cdot L_c}{k}$$

Donde:

h : coeficiente de transferencia de calor por convección.

k : es la conductividad térmica del fluido.

L_c : es la longitud característica.

Como es evidente el número de Nusselt y en particular el coeficiente de transferencia (h) no es de fácil determinación, es por ello, que para varias configuraciones geométricas simples se tabulan distintas relaciones que permiten hallar dicho parámetro adimensional.

Numero de Reynolds: La transición de flujo laminar a turbulento depende de la configuración geométrica de la superficie, de la aspereza superficial, de la velocidad del flujo, de la temperatura de la superficie y del tipo de fluido, entre otras cosas.

Después de investigaciones se descubrió que el régimen de flujo depende principalmente de la razón de las fuerzas de inercia a las fuerzas viscosas en el fluido. Esta razón se conoce como número de Reynolds y se expresa de la siguiente forma:

$$Re = \frac{V \cdot L_c}{\nu} = \frac{\rho \cdot V \cdot L_c}{\mu}$$

Donde:

V : velocidad promedio del flujo de fluido.

L_c : es la longitud característica de la configuración geométrica.

ν : viscosidad cinemática del fluido.

μ : viscosidad dinámica del fluido.

ρ : densidad del fluido

A números de Reynolds grandes, las fuerzas de inercia son grandes en relación con las fuerzas viscosas y, como consecuencia, estas últimas no pueden impedir las fluctuaciones aleatorias y rápidas del fluido.

A números de Reynolds pequeños, las fuerzas viscosas son suficientemente grandes como para suprimir estas fluctuaciones y mantener “alineado” el fluido.

Por lo tanto, en el primer caso el flujo es turbulento y en el segundo, laminar [19].

En la *Figura 25* se esquematiza los distintos regímenes del fluido y el desarrollo de su capa límite.

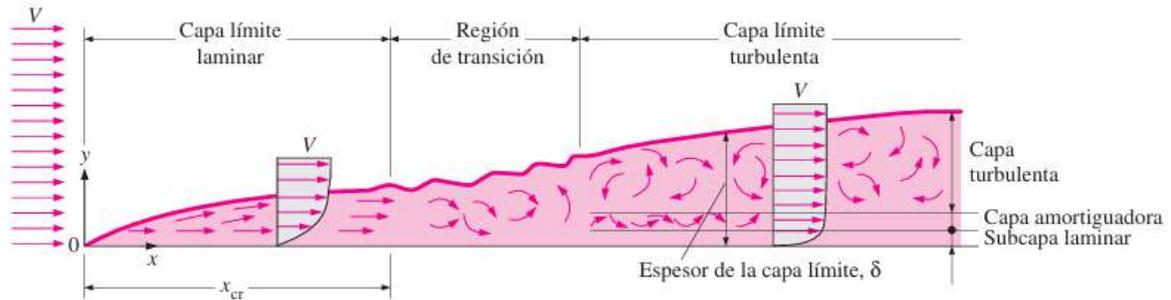


Figura 25. Desarrollo de capa límite y diferentes regímenes de flujo [19].

Numero de Prandtl: Es una relación de los espesores de las capas límite hidrodinámica y térmica [10].

El número de Prandtl se expresa como:

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu \cdot C_p}{k}$$

Donde:

v : viscosidad cinemática del fluido.

α : difusividad térmica.

μ : viscosidad dinámica del fluido.

C_p : Calor específico a presión constante.

k : Conductividad térmica.

Los números de Prandtl para los gases son de alrededor de 1, lo cual indica que tanto la cantidad de movimiento como el calor se disipan a través del fluido a más o menos la misma velocidad. El calor se difunde con mucha rapidez en los metales líquidos ($Pr \ll 1$) y con mucha lentitud en los aceites ($Pr \gg 1$) en relación con la cantidad de movimiento [19].

Generalmente los números de Prandtl para fluidos y materiales industriales se encuentran tabulados para determinados rangos de temperatura.

Estos son algunos de los números adimensionales más utilizados en el cálculo de la transferencia de calor por convección. Existen muchos otros números adimensionales como el número de Grashof (Gr_L) o número de Rayleigh (Ra_L) que se desarrollaran en apartados posteriores [10].

12.2.3. Radiación

La radiación es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas (o fotones) como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. A diferencia de la conducción y la convección, la transferencia de calor por radiación no requiere la presencia de un medio externo.

La radiación es un fenómeno volumétrico todos los sólidos, líquidos y gases emiten, absorben o transmiten radiación en diversos grados. Sin embargo, la radiación suele considerarse como un fenómeno superficial para los sólidos que son opacos a la radiación térmica [19].

La razón máxima de la radiación que se puede emitir desde una superficie a una temperatura termodinámica T_s es expresada por la ley de **Stefan-Boltzmann** como:

$$\dot{Q}_{emitida,max} = \sigma \cdot A_s \cdot T_s^4$$

Donde:

$\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$, es la constante de Stefan-Boltzmann.

La superficie idealizada que emite radiación a esta razón máxima se llama cuerpo negro.

La radiación emitida por todas las superficies reales es menor que la emitida por un cuerpo negro a la misma temperatura y se expresa como:

$$\dot{Q}_{emitida} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_s \cdot T_s^4$$

Donde:

ε : es la emisividad de la superficie, cuyo valor está en el intervalo $0 \leq \varepsilon \leq 1$, es una medida de cuán próxima está una superficie de ser un cuerpo negro, para el cual $\varepsilon = 1$ [19].

13. Planteamiento y consideraciones del problema

13.1. Consideraciones en la combustión

Para llevar a cabo el cálculo de las reacciones de combustión plantearemos ciertas consideraciones con el objetivo simplificar este proceso extremadamente complejo. Las hipótesis planteadas tendrán magnitudes tales que no alterarán de forma significativa los resultados finales obtenidos. Dichas consideraciones son:

- a)** La composición de la leña es constante durante todo el proceso de combustión. A pesar de que en la realidad no lo sea así, si no se hiciera dicha simplificación se complejizarían de manera drástica los cálculos de combustión.
- b)** El oxígeno contenido en la leña participa en el proceso de combustión. Dicha hipótesis no está comprobada, sin embargo, es común en los modelos de combustión considerarlo de esa manera.
- c)** Todo el carbono contenido en la leña se oxida para formar dióxido o monóxido de carbono, es decir, no quedan restos de partículas sólidas de este elemento (formación de hollín). Estudios han demostrado que si la temperatura de combustión es mayor de 540°C , la emisión de hidrocarburos y partículas es de orden muy pequeño. Aun así, estas emisiones son importantes en ciertos periodos de tiempos, como ser el encendido de la estufa. Sin embargo, no son de una magnitud significativa como para considerar el decrecimiento en la eficiencia de combustión o en la reducción de temperatura adiabática de llama.
- d)** El nitrógeno (N_2) contenido en el combustible y/o el aportado por el aire, no será un elemento reactivo en el proceso de combustión, es decir, no se consideran los productos que dicho elemento podría formar. Sin embargo, se tendrá en cuenta en los cálculos de balance de masas como también balance de energías.
- e)** La combustión se desarrollará con un exceso de aire de 200% ($\lambda = 3$) constante. Consideración basada en informes analíticos y experimentales sobre combustión de biomasa, véase [21] y [17].

13.2. Consideraciones en la transferencia de calor

Las consideraciones empleadas en este caso se desarrollan con el fin de simplificar los cálculos de intercambio de calor y suplir la falencia de datos experimentales necesarios en el desarrollo de los mismos. Pese a esto, las simplificaciones estarán dentro de márgenes que no impactarán significativamente los resultados finales. Las consideraciones son las siguientes:

- a)** Los cálculos se desarrollan con la estufa funcionando en régimen permanente. Por ello el flujo masico de combustible será constante y establecido en 1,5 kilogramos de leña por hora. Este dato se extrae de estudios experimentales de estufas con dimensiones similares véase [22].

- b)** Se estima que la totalidad de la leña combustionada se transforma en gases de combustión, es decir, se descarta la generación de ceniza. Esto debido a que en la realidad el porcentaje de ceniza producida por la leña combustionada es muy bajo y de difícil estimación.
- c)** Para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección, se supone que las paredes individuales que constituyen el exterior de la estufa (frontal, trasera, laterales y superior) tendrán temperaturas promedio análogas. Dicha suposición se solventa con estudios experimentales de estufas rusas de características similares postulados en [23].
- d)** El ambiente donde se halla la estufa Chuncana mejorada se encuentra a una temperatura homogénea de 18°C , con una humedad del 30% y presión constante de 1 atm. Además, el aire que constituye dicho ambiente se considera un gas ideal. Consideración formulada bajo los parámetros de confort térmico presentado en apartados anteriores.
- e)** La densidad de los gases de combustión y del aire que se encuentran contenidos dentro de la estufa se comportara de forma análoga a la densidad de un gas ideal. Sin embargo, las demás propiedades de los fluidos intervinientes permanecerán constantes, a pesar de la variación de la temperatura.
- f)** La estructura de mampostería en su totalidad contara con las propiedades correspondientes a su material predominante, es decir, las propiedades serán las del ladrillo cocido. Dichas características permanecerán constantes frente al cambio de temperatura.

14. Cálculos de combustión

Como se ha mencionado previamente, en la combustión completa se requiere una cantidad fija de oxígeno para reaccionar con el carbono y el hidrógeno presentes en el combustible para producir dióxido de carbono y agua respectivamente.

Cuando en el proceso de combustión se presenta una deficiencia de comburente (oxígeno), estaremos en presencia de una combustión incompleta. En combustiones de este tipo, el carbono presente se combina con el oxígeno, dando como productos de reacción monóxido de carbono (CO) en vez de dióxido de carbono (CO_2) como debería ser teóricamente.

En la práctica, aunque se haya suministrado un exceso de comburente, siempre contamos con monóxido de carbono como producto de combustión. Esto se asocia a un mezclado incorrecto de los agentes intervinientes o bien, la combustión se produjo en un intervalo de tiempo menor al requerido para que esta sea completa.

Como se ha anticipado, la combustión incompleta es indicada como fracción de CO en los productos de combustión, y dicha fracción disminuye la energía final entregada por el combustible (decremento de valor del PCI). Por ello, es necesario comenzar con el

llamado “análisis último” o “análisis elemental” que describe la composición química del combustible, para luego, mediante el “análisis específico de combustión” poder hallar tanto el comburente necesario para una correcta combustión, como también, los productos de la misma.

14.1. Análisis elemental

Como se ha planteado en el *apartado 13*, trabajaremos con una especie única de leña, la cual seleccionamos en base a la disponibilidad y comercialización de la misma en la región.

La especie seleccionada es el Eucalipto, cuyo análisis elemental se presenta en la *Tabla 6*.

Madera	C	H	N	O	S	Cl	Ceniza
Eucalipto	50,43	6,01	0,17	41,53	0,08	0,02	1,76

Tabla 6. Composición química del Eucalipto [11].

Donde los elementos activos que influyen en los productos de combustión serán: carbono (C), hidrogeno (H) y el azufre (S).

Con dicho análisis descartamos la composición de cloro (Cl) en el combustible, ya que, no es influyente como elemento activo y el porcentaje presente en la composición es muy bajo.

14.2. Análisis específico: modelo de combustión

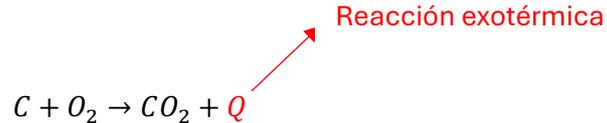
Para modelar y calcular de forma sumamente sencilla el proceso de combustión de la leña se parte del análisis elemental presentado en el apartado anterior. Con dicho modelado, obtendremos la composición, peso y grado de completos del gas de combustión, en función del exceso de aire, del contenido de humedad de la leña y de las concentraciones de CO_2 en el flujo del gas.

La combustión puede ser reducida idealmente, a una reordenación de las especies atómicas, que implica solamente un reacomodamiento de capas electrónicas externas y que en consecuencia implica una permanencia de las especies atómicas en juego y por lo tanto la constancia de la masa. Puede pues afirmarse que la masa no varía en los sistemas en combustión y que la masa de reactivos debe ser igual a la masa de productos.

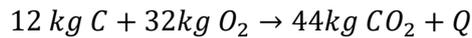
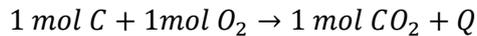
Si aceptamos estas idealizaciones, podemos predecir no sólo la masa que egresa (conociendo lo que ingresa o viceversa) sino que además podemos definir cuáles serían los compuestos que, idealmente, deben egresar del sistema en estudio: es lo que se llama la “predicción estequiométrica” [24].

14.2.1. Predicción estequiométrica

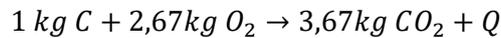
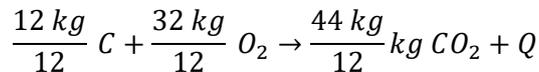
Formación de CO_2



Colocando los pesos molares de cada elemento constituyente del proceso de reacción podemos expresar el balance de masas del mismo.

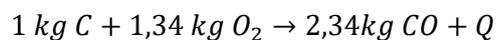
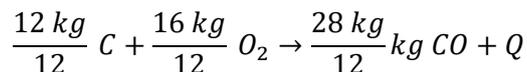
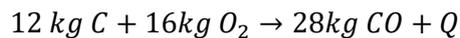
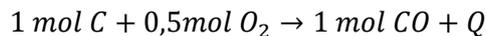
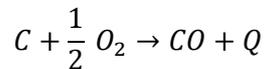


Dividimos el balance por el peso molecular del elemento activo para expresarlo en base a la unidad de dicho elemento (afectando por la cantidad presente del mismo).



Es decir, que por cada kilogramo de carbono (C) presente en el combustible, necesitaremos 2,67 kilogramos de oxígeno (O_2) para que se produzca la reacción completa del carbono. Con ello, generaremos 3,67 kilogramos de dióxido de carbono (CO_2), siendo este último, el peso del producto de combustión de dicha reacción.

Formación de CO



El grado de incompletitud en la combustión (formación de CO) se define como:

$x =$ fracción de carbono en la leña que forma CO. Dicho valor se obtiene comúnmente de forma experimental.

De dicho análisis se definen las siguientes proporciones:

$x =$ fracción de carbono en la leña que forma CO.

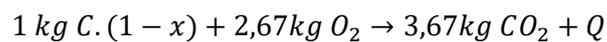
$(1 - x) =$ fracción de carbono en la leña que forma CO₂.

$C \cdot x =$ carbono que en 1kg de leña formara CO.

$C \cdot (1 - x) =$ carbono que en 1kg de leña formara CO₂.

Corrigiendo las formaciones de productos de combustión anteriormente calculados por el grado de incompletitud de la combustión nos queda:

Formación de CO₂

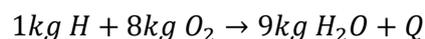
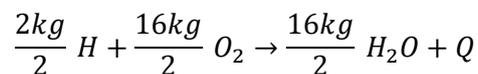
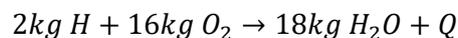
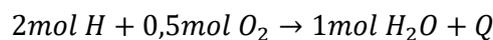
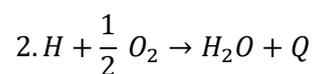


Formación de CO

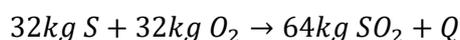
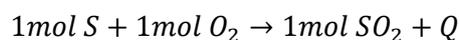
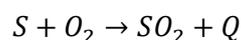


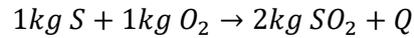
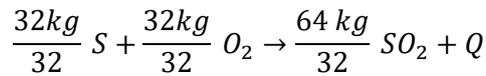
De manera análoga evaluamos el balance estequiométrico de los demás elementos activos presentes en el combustible.

Formación de H₂O



Formación de SO₂





El oxígeno mínimo para realizar la combustión vendrá dado por la suma del oxígeno requerido por cada elemento menos el oxígeno contenido en el combustible (presente en la leña), tal como se adelantó en las consideraciones del inciso 13.

Entonces:

$$O_{2min} = O_{2C.(x-1)} + O_{2C.x} + O_{2H} + O_{2S} - O_{2comb}$$

14.2.2. Aire necesario para la combustión

Como hemos visto, es posible calcular por estequiometría la cantidad de oxígeno necesaria para que se verifique la oxidación completa de los elementos que lo integran.

En la *Tabla 7* se presentan las composiciones tanto gravimétrica, como volumétrica, del aire.

Gravimétrica		
Nitrógeno (N)	76,80%	0,768 kg
Oxígeno (O ₂)	23,20%	0,232 kg
Σ	100%	1 kg
Volumétrica		
Nitrógeno (N)	79%	0,768 m ³
Oxígeno (O ₂)	21%	0,232 m ³
Σ	100%	1 m ³

Tabla 7. Composición del aire.

Para análisis exacto, puede ser necesario a veces tomar en cuenta el vapor de agua mezclado con el aire, pero ordinariamente esto puede despreciarse.

El peso mínimo de aire necesario para la combustión de 1Kg de un combustible es el correspondiente al de oxígeno necesario calculado por la ecuación de combustión, dividido por 0,232 kg.

De manera semejante, el volumen mínimo de aire necesario para la combustión de 1m³ de un combustible, es el correspondiente al del oxígeno dividido por 0,21 m³.

Entonces se tiene que:

$$A_{\min}(kg) = \frac{\text{Oxígeno mínimo}}{\text{Oxígeno presente en el aire}} = \frac{O_{2\min}}{0,232 \text{ kgO}_2/\text{kg aire}} \quad [\text{kg aire}/\text{kg comb.}]$$

Otra manera de hallar el volumen de aire mínimo es dividir el peso de aire mínimo necesario para desarrollar la combustión ($A_{\min}(kg)$) por el peso específico del aire en sus respectivas condiciones de presión y temperatura normales. Es decir:

$$A_{\min}(Nm) = \frac{A_{\min}(kg)}{\gamma_{\text{aire}}} = \frac{[\text{kg aire}/\text{kg comb.}]}{[\text{kg aire}/Nm^3]} \quad [Nm^3/\text{kg comb.}]$$

14.2.3. Aire real necesario para la combustión

En la práctica, siempre se trabaja con algún exceso de aire sobre el teórico necesario. Con sólo suministrar al combustible el aire necesario y por buena que fuera la mezcla, siempre quedaría, luego de producida la combustión, combustible sin quemar y algo de oxígeno libre. Por lo tanto, para asegurar un acercamiento a una combustión completa, se añade un cierto exceso de aire y en esa forma se asegura que, con una relativa abundancia de éste, gran parte del combustible encuentre el oxígeno necesario para quemarse casi por completo. Este exceso de aire se reflejará en el análisis de los gases.

El aire en real viene expresado por la siguiente ecuación:

$$A_{\text{real}(kg)} = A_{\min}(kg) \cdot m$$

Donde:

$$\text{Coeficiente de dilucion } (m) = 1 + e = \frac{A_{\text{real}}}{A_{\min}} = \frac{A_{\min} + A_{\text{exc}}}{A_{\min}} = 1 + \frac{A_{\text{exc}}}{A_{\min}}$$

$e = \text{exceso de aire}$

Entonces se tiene que:

$$A_{\text{real}(kg)} = A_{\min}(kg) \cdot m = A_{\min}(kg) \cdot (1 + e)$$

Si se quiere calcular el exceso de aire en la combustión

$$A_{\text{exc}} = A_{\min} \cdot e$$

O bien

$$A_{\text{exc}} = A_{\text{real}} - A_{\min}$$

14.2.4. Aire mínimo necesario para la combustión en condiciones no estándar de temperatura y humedad

Como se ha adelantado en las consideraciones de este análisis, el aire suministrado para el uso real en la estufa no siempre estará en las condiciones de presión y temperatura anteriormente trabajadas. Por ello, en este apartado se presentarán las ecuaciones de cálculo de aire real de combustión para los diferentes valores de temperatura que el aire podría adoptar, como así también, valores de humedad presentes en el mismo.

Expresión de volumen de aire mínimo a una temperatura determinada:

$$A_{\min(Nm)T} = A_{\min(Nm)} \cdot (1 + \alpha \cdot T)$$

Donde:

$A_{\min(Nm)T}$ = volumen de aire mínimo con la temperatura deseada

$A_{\min(Nm)}$ = volumen de aire mínimo en condiciones normales de T y P

$\alpha = \frac{1}{273^{\circ}\text{C}}$ = coeficiente de dilución de los gases a presión constante [$1/^{\circ}\text{C}$]

T = temperatura del aire [$^{\circ}\text{C}$]

Expresión de volumen de aire mínimo a una temperatura y humedad determinada:

$$A_{\min(Nm)T\varphi} = A_{\min(Nm)T} \cdot \left(1 + \varphi \cdot \frac{PD}{PL}\right)$$

Donde:

$A_{\min(Nm)T\varphi}$ = volumen de aire mínimo con la temperatura y humedad deseada

$A_{\min(Nm)T}$ = volumen de aire mínimo con la temperatura deseada

φ = humedad relativa del ambiente

$\varphi = \frac{P_v}{P_{vs}}$ = coef. de P parcial del vapor de agua y la P de vapor de saturación

P_v = presión del vapor de agua

P_{vs} = presión del vapor saturado

$\frac{PD}{PL}$ = coeficiente tabulado

PD = presión parcial de vapor de agua a una cierta temperatura

PL = tensión parcial del aire a la misma temperatura

Algunos valores típicos de $\frac{PD}{PL}$ se encuentran en la *Tabla 8* que se muestra a continuación.

t°C	PD Kg/m ²	PD/PL	t°C	PD Kg/m ²	PD/PL	t°C	PD Kg/m ²	PD/PL
0	62,28	0,0065	20	238,3	0,0236	40	752,0	0,0785
5	88,90	0,0087	25	322,9	0,0323	45	977,1	0,1044
10	125,13	0,0123	30	432,5	0,0437	50	1257,8	0,1386
15	173,76	0,0171	35	573,3	0,0587			

Tabla 8. Valores de PD/PL según la temperatura [24].

Cabe aclarar que el término $\varphi \cdot \frac{PD}{PL}$ nos da la cantidad de agua referida a la unidad de aire.

Es evidente que en las dos últimas expresiones presentadas se puede reemplazar el valor del aire mínimo de combustión ($A_{\min(Nm)}$) por su valor en condiciones reales (A_{real}). Al ejecutar dicho cambio, se obtendrá el aire real necesario para la combustión en condiciones no estándar de temperatura y humedad.

14.2.5. Masa de los gases húmedos (W_{gh})

La masa de los gases húmedos, es decir, de los productos de combustión evaluados en la relación estequiométrica, es un dato de una validez inconmensurable para llevar a cabo el balance de energía propuesto. Como se indica su nombre, dicho valor tiene en cuenta el contenido de vapor de agua proveniente de la oxidación del hidrógeno del combustible o de la humedad preexistente en el último.

Para hallar el peso de los componentes preponderantes en los humos, se prosigue de la siguiente manera. Partiendo del balance estequiométrico (visto en el apartado 14.2.1.) se tiene:

$$\text{Masa de gas} = \frac{\text{kg del elemento activo}}{\text{kg de comb}} \cdot \frac{\text{kg de gases producidos}}{\text{kg de elemento activo}}$$

Masa de CO₂

$$CO_2 = C(x - 1) \left[\frac{\text{kg de C que produce } CO_2}{\text{kg de comb.}} \right] \cdot 3,67 \left[\frac{\text{kg de } CO_2}{\text{kg de C que produce } CO_2} \right] = \left[\frac{\text{kg de } CO_2}{\text{kg de comb.}} \right]$$

Masa de CO

$$CO = C(x) \left[\frac{\text{kg de C que produce CO}}{\text{kg de comb.}} \right] \cdot 2,34 \left[\frac{\text{kg de CO}}{\text{kg de C que produce CO}} \right] = \left[\frac{\text{kg de CO}_2}{\text{kg de comb.}} \right]$$

De forma análoga, se calculan las masas de los productos de combustión de los demás elementos activos.

Masa de H₂O

Como hemos mencionado, en la formación del H₂O se debe tener en cuenta tanto el hidrogeno contenido en el combustible que reacciona en el proceso de combustión, como así también, la humedad contenida en el mismo.

$$H_2O = H \left[\frac{\text{kg de H}}{\text{kg de comb.}} \right] \cdot 9 \left[\frac{\text{kg de H}_2O}{\text{kg de H}} \right] + \text{contenido de humedad} = \left[\frac{\text{kg de H}_2O}{\text{kg de comb.}} \right]$$

Masa de SO₂

$$SO_2 = S \left[\frac{\text{kg de S}}{\text{kg de comb.}} \right] \cdot 2 \left[\frac{\text{kg de SO}_2}{\text{kg de S}} \right] = \left[\frac{\text{kg de SO}_2}{\text{kg de comb.}} \right]$$

Masa de N₂

Por lo visto en las consideraciones de este análisis, se debe considerar el nitrógeno aportado por el aire que tampoco lo consideraremos activo en la combustión.

Se tiene entonces:

$$N_2 = N_{2,comb.} \left[\frac{\text{kg de N}_{2,comb.}}{\text{kg de comb.}} \right] + N_{2,aire} \left[\frac{\text{kg de N}_2}{\text{kg de comb.}} \right] = \left[\frac{\text{kg de N}_2}{\text{kg de comb.}} \right]$$

$$N_2 = N_{2,comb} \left[\frac{\text{kg de N}_2}{\text{kg de comb}} \right] + A_{\min} \left[\frac{\text{kg de Aire}}{\text{kg de comb}} \right] \cdot 0,768 \left[\frac{\text{kg de N}_2}{\text{kg de Aire}} \right] = \left[\frac{\text{kg de N}_2}{\text{kg de comb}} \right]$$

Entonces la masa total de los gases húmedos será:

$$W_{gth} = CO_2 + CO + H_2O + SO_2 + N_2 \left[\frac{\text{kg de gases}}{\text{kg de comb}} \right]$$

14.2.6. Masa de los gases secos (W_{gs})

Es habitual en la práctica, que al extraer de la chimenea las muestras de gases de combustión para su análisis, el vapor de agua se condensa y por ello las relaciones entre

el aire utilizado, el volumen de los productos de combustión y la composición de los mismos se establecen considerando los humos secos.

Es decir, que la masa de los gases secos es igual a la masa de los gases húmedos, despreciando el vapor de agua que estos contienen.

$$W_{gs} = W_{gh} - H_2O \left[\frac{kg \text{ de gases}}{kg \text{ de comb}} \right]$$

14.2.7. Masa de los gases reales (W_{gr})

Para calcular la masa real de los productos de combustión, es decir, la masa que generaría el ingreso de aire en exceso a condiciones no estándar de presión y temperatura, se deben seguir los pasos descritos en los dos incisos anteriores de este análisis.

Es evidente que el único producto que sufriría alteraciones por la modificación en el comburente es el N_2 , sin embargo, se debe tener en cuenta que el oxígeno presente en el aire en exceso no participa en el proceso de combustión, por ende, formara parte de los gases de escape.

Entonces nos queda que:

$$W_{grh} = CO_2 + CO + H_2O + SO_2 + N_2 + O_{exc} \left[\frac{kg \text{ de gases}}{kg \text{ de comb}} \right]$$

$$W_{grs} = W_{grh} - H_2O \left[\frac{kg \text{ de gases}}{kg \text{ de comb}} \right]$$

14.2.8. Resultados de los cálculos de combustión

Partiendo del análisis elemental presentado en el apartado 14.1 y llevando a cabo el análisis desarrollado en los puntos anteriores, se expresa, por medio de hojas de cálculos (Microsoft Excel) los valores significativos de la combustión.

De manera informativa y a modo de comparación, se presentarán primeramente los resultados de combustión ideal para luego presentar los obtenidos para una combustión real.

Datos de combustión ideal:

A partir de los siguientes datos elementales se procede a desarrollar los cálculos de combustión ideal:

Porcentaje de humedad de la leña (h): 25%

Fracción de carbono en la leña que forma CO (x): 0%

Condiciones del aire de entrada: condiciones normales de presión y temperatura

Exceso de aire (e): 0%

Humedad relativa del ambiente (φ): 0%

Resultados planteando una combustión ideal

Siguiendo el orden en el que se han presentado los métodos de cálculos de las distintas variables a calcular, se presenta en la *Tabla 9* la cantidad de aire necesario para la combustión.

Aire necesario para la combustión	
Oxígeno mínimo (O_{2min})	1,413 kg
Aire mínimo (A_{min})	6,090 kg
Volumen aire mínimo (V_{min})CNPT	4,710 m^3

Tabla 9. Comburente necesario para una combustión ideal.

Una vez obtenido el aire necesario para la combustión se calcularon las masas de los gases teóricos, cuyos resultados se expresan en la *Tabla 10*.

Masa de los gases teóricos húmedos (Wgth)	
CO_2	1,851 kg
H_2O	0,791 kg
SO_2	0,002 kg
N_2	4,678 kg
Wgth	7,322 kg
Masa de los gases teóricos secos (Wgts)	
Wgts	6,531 kg

Tabla 10. Masas de gases teóricos secos y húmedos en combustión ideal.

Para expresar de manera más clara la composición final de los humos se presentan en la *Tabla 11* los valores centesimales de cada producto respecto a los gases totales.

Composición centesimal de los productos de combustión ideales					
Base húmeda			Base seca		
Elementos	Nm ³ /kgcomb.	(%)	Elementos	Nm ³ /kgcomb.	(%)
CO ₂	0,9422	16,62	CO ₂	0,9422	20,11
H ₂ O	0,9842	17,36	SO ₂	0,0006	0,01
SO ₂	0,0006	0,01	N ₂	3,7428	79,88
N ₂	3,7428	66,01			
Σ	5,6698	100,00	Σ	4,6856	100,00

Tabla 11. Composición centesimal de los gases de escape.

Datos de combustión real:

Incorporando los parámetros que no fueron tenidos en cuenta en el desarrollo del cálculo de combustión ideal, se procede a calcular la combustión real con los siguientes datos elementales:

Porcentaje de humedad de la leña (*h*): 25%

Fracción de carbono en la leña que forma CO (*x*): 5%^a

Condiciones del aire de entrada: no estándar

Temperatura de entrada del aire: 18°C

Exceso de aire (*e*): 200%

Humedad relativa del ambiente (*φ*): 30%

$$\frac{PD}{PL} = 0,021$$

Coeficiente de dilución de los gases a presión constante (α) = $\frac{1}{273^{\circ}\text{C}}$

Resultados planteando una combustión real

Realizamos el análisis de la combustión real siguiendo pasos análogos a los realizados para una combustión ideal. Como primera medida, se calcularon los valores de aire mínimo para realizar la combustión real, seguido por los valores de aire real con exceso.

Los resultados se expresan en la *Tabla 12* a continuación.

^a Este es un dato experimental con el que no se cuenta. Sin embargo, se estableció dicho valor numérico de manera tal que el porcentaje de CO presente en la composición centesimal en base seca de los gases de combustión resulte menor a 0,4%.

Hipótesis basada en problema práctico de combustión de carbón de hulla en una caldera (Facultad Regional San Nicolás. Tecnología del calor. 4º Año – Ingeniería Mecánica. Trabajo práctico N°17: Balance calorífico de una caldera).

Aire necesario para la combustión	
Oxígeno mínimo (O_{2min})	1,379 kg
Aire mínimo (A_{min})	5,945 kg
Volumen aire mínimo (V_{min}) CNPT	4,598 m ³
Aire real con exceso (A_{real})	17,835 kg
Volumen de aire real con exceso (V_{real})	13,794 m ³
Aire real a temp. entrada ($A_{real18^{\circ}C}$)	19,011 kg
Volumen aire real a temp. entrada ($V_{real18^{\circ}C}$)	14,703 m ³
Aire real con humedad ($A_{real18^{\circ}C,\phi}$)	19,131 kg
Volumen de aire real con humedad ($V_{real18^{\circ}C,\phi}$)	14,796 m ³
Aire en exceso (A_{exc})	13,186 kg
Volumen de aire en exceso (V_{exc})	10,198 m ³

Tabla 12. Valores de aire mínimo y aire con exceso en combustión real.

Los valores de la masa de los gases de combustión se expresan en la *Tabla 13*.

Masa de los gases reales húmedos (Wgrh)	
CO_2	1,758 kg
CO	0,059 kg
H_2O	0,791 kg
SO_2	0,002 kg
N_2	14,694 kg
O_{2exc}	3,059 kg
$\Sigma=Wgrh$	20,363 kg
Masa de los gases reales secos (Wgrs)	
Wgrs	19,572 kg

Tabla 13. Masa de los gases para una combustión real con exceso de aire.

Con estos resultados la masa de los gases se procedió a calcular nuevamente la composición centesimal de los productos de la reacción de combustión, esta vez para el caso real. Estos cálculos se ven reflejados en la *Tabla 14*.

Composición centesimal de los productos de combustión reales					
Base húmeda			Base seca		
Elementos	m ³ /kg comb.	(%)	Elementos	m ³ /kg comb.	(%)
CO_2	0,8951	5,66	CO_2	0,8951	6,03
CO	0,0472	0,30	CO	0,0472	0,32
H_2O	0,9842	6,22	SO_2	0,0006	0,00
SO_2	0,0006	0,00	N_2	11,7553	79,22
N_2	11,7553	74,29	O_{2exc}	2,1414	14,43
O_{2exc}	2,1414	13,53			
Σ	15,8238	100,00	Σ	14,8395	100,00

Tabla 14. Composición centesimal de los gases de escape para una combustión real.

Comparación entre combustión ideal y real

A modo comparativo se expone en la *Tabla 15*, la masa de los gases de combustión, tanto para un proceso ideal como para la real.

Masa de los gases húmedos (Wgh)			
Combustión ideal		Combustión real	
Elementos	Masa (kg)	Elementos	Masa (kg)
CO_2	1,851	CO_2	1,758
H_2O	0,791	CO	0,059
SO_2	0,002	H_2O	0,791
N_2	4,678	SO_2	0,002
		N_2	14,694
		O_{2exc}	3,059
Wgth	7,322	$\Sigma=Wgrh$	20,363

Tabla 15. Masa de los gases en combustión ideal vs real.

La tabla anterior indica de forma clara, que la diferencia entre el peso de los gases en una combustión ideal comparado con una real viene dada por el aporte de masa en el exceso de comburente que esta última condición posee.

Como se explicó anteriormente, dicho exceso es necesario para favorecer la combustión completa. Sin embargo, como se verá en apartados posteriores, la abundancia del comburente genera una disminución en la temperatura de la cámara de fuegos (véase apartado 14.4.1).

14.3. Poder calorífico

Como se ha visto, los poderes caloríficos de determinadas especies de leñas se encuentran tabulados. Sin embargo, a modo de verificación, calcularemos el poder calorífico del combustible seleccionado.

14.3.1. Cálculo del poder calorífico superior e inferior

La determinación de la capacidad o poder calorífico se puede realizar por medio de dos vías:

1- Camino Analítico

- Formula de Dulong- Petit (combustibles líquidos y sólidos)
- Formula de Gouthal (combustibles sólidos)
- Formula de Langbein (combustibles gaseosos)

2- Camino experimental

- a) Calorímetros para combustibles sólidos y líquidos.
- b) Calorímetros para gases.

El camino analítico (vía que utilizaremos en este informe) consiste en la utilización de fórmulas empíricas, las cuales conducen a resultados aproximados.

Utilizaremos entonces para constatar resultados, la fórmula de Dulong-Petit, ya que, para aplicar la misma se debe contar con el análisis elemental del combustible.

Se expresa a continuación la expresión de la fórmula:

$$PCS = 8100 \frac{\text{kcal}}{\text{kg C}} \cdot C + 34200 \frac{\text{kcal}}{\text{kg H}_2} \cdot \left(H_2 - \frac{O_2}{8} \right) + 2230 \frac{\text{kcal}}{\text{kg S}} \cdot S$$

Donde las constantes 8100, 34200 y 2230, son los poderes caloríficos superiores correspondientes al C, H y S al estado puro [24].

Nuestro valor de poder calorífico será:

$$PCS = 8100 \frac{\text{kcal}}{\text{kg C}} \cdot 0,5043 \frac{\text{kg C}}{\text{kg comb}} + 34200 \frac{\text{kcal}}{\text{kg H}_2} \cdot \left(0,0601 - \frac{0,4153}{8} \right) \frac{\text{kg H}_2}{\text{kg comb}} + 2230 \frac{\text{kcal}}{\text{kg S}} \cdot 0,0008 \frac{\text{kg S}}{\text{kg comb}}$$

$$PCS = 4366,63 \text{ kcal/kg comb}$$

Lo que concuerda de forma aproximada con los datos de PCS de distintas especies presentados en el apartado 7.4.

Como hemos visto, cuando la madera con tiene agua su poder calorífico se reduce, primero por el propio contenido de humedad y segundo porque parte de la energía calorífica de la madera se invierte para evaporar el agua.

El poder calorífico de la madera que contiene un contenido (h) de humedad será el siguiente: [25]

$$PCI = \frac{PCS - 600 \cdot h}{1 + h}$$

En nuestro caso se tiene:

$$PCI = \frac{4366,63 \frac{\text{kcal}}{\text{kg comb}} - 600 \cdot 0,25}{1 + 0,25} = 3373,3 \text{ kcal/kg comb}$$

14.3.2. Corrección del poder calorífico inferior

Como adelantamos anteriormente, el poder calorífico inferior (PCI) es la cantidad de calor, que la unidad de peso o de volumen de un combustible, libera en condiciones de combustión completa, a través de las reacciones de combustión y cuando al final de las mismas, todos los productos se encuentran formando una mezcla gaseosa (CO_2 , SO_2 y H_2O) [24].

Como hemos visto, nuestro análisis está comprendido por una combustión incompleta, debido a ello, debemos corregir el valor del PCI por el grado de incompletitud de esta.

Efectuamos dicha corrección de la siguiente manera:

$$PC = PCI - Q_{com.inc}$$

Sabiendo que:

$$Q_{com.inc} = \frac{CO}{CO + CO_2} \cdot (7863 \text{ kcal/kg} - 2200 \text{ kcal/kg}) \cdot C_b$$

Donde:

CO : porcentaje del CO del análisis de humo en base seca

CO_2 : porcentaje del CO_2 del análisis de humo en base seca

C_b : peso del carbono en 1kg de combustible quemado

Los valores 7863 kcal/kg y 2200 kcal/kg es la energía aportada por las reacciones de formación del CO_2 y CO respectivamente.

Reemplazando los valores por los obtenidos en el análisis centesimal de la composición de los gases de combustión en base seca se tiene que:

$$Q_{com.inc} = \frac{0,32\%}{0,32\% + 6,03\%} \cdot (7863 \text{ kcal/kg} \cdot C - 2200 \text{ kcal/kg} \cdot C) \cdot 0,5043 \text{ kg} \cdot C / \text{kg} \cdot comb$$

$$Q_{com.inc} = 143,92 \text{ kcal/kg} \cdot comb$$

El poder calorífico corregido por combustión incompleta que tendrá nuestro combustible será de:

$$PC = PCI - Q_{com.inc} = 3373,3 \text{ kcal/kg} \cdot comb - 143,92 \text{ kcal/kg} \cdot comb$$

$$PC = 3229,4 \text{ kcal/kg} \cdot comb$$

14.4. Temperatura de combustión

Se designa como temperatura teórica de combustión (T_{comb}), a aquella temperatura hipotética, que se produciría por la combustión adiabática de un combustible con la cantidad teórica mínima de aire (A_{min}).

La temperatura (T_{comb}), es una característica del combustible, siendo el valor máximo obtenido por cálculo.

Si la combustión adiabática se efectúa con exceso de aire, **el calor liberado se reparte sobre una cantidad mayor de gases y la temperatura de la reacción disminuye en la medida correspondiente**. Sin embargo, no siempre la totalidad del calor liberado por la combustión se transmite a los gases de combustión en forma de calor sensible, es decir, de aumento de temperatura.

En la realidad, la combustión no es adiabática, ya que una parte importante del calor liberado se transmite por radiación a las superficies de calefacción existentes en la cámara. Además de esto, se deben considerar las pérdidas de calor por conducción a través de las paredes de la cámara de combustión hacia el exterior.

La temperatura teórica de combustión hace referencia a temperaturas o, mejor dicho, zonas de temperaturas producidas por la combustión; sin embargo, las mismas no se encuentran claramente definidas.

El papel de la cámara es, en primer término, el de efectuar la ignición del combustible introducido, y en segundo término asegurar que la combustión se realice en las condiciones previstas.

Al desarrollarse un fenómeno tan complejo y errático dentro de la cámara de fuegos es de esperarse que la interacción entre las partes que componen dicho proceso (comburente, combustible y gases), provoquen una heterogeneidad de temperaturas dentro del volumen de dicha cámara.

Existe, sin embargo, en la cámara de combustión una temperatura determinada y unívocamente medible, la que, sin ser en el verdadero sentido una temperatura de combustión, sintetiza todas las influencias mencionadas. **Esta temperatura clave es aquella a la cual salen de la cámara los productos de combustión**. No es, entonces, la temperatura de la combustión sino aproximadamente la temperatura final de la misma. Esta temperatura final no es otra cosa que la expresión termométrica del complicado balance térmico de la cámara de combustión y es en este sentido que la introduciremos y emplearemos en nuestros cálculos, llamándola, “temperatura de combustión” [24].

Para hallar la temperatura teórica de combustión partiremos del análisis del calor total liberado por la combustión. Este se expresa como:

$$Q_T = Q_{aire} + Q_{combustible}$$

Donde:

Q_T : calor liberado por la combustión

Q_{aire} : calor sensible aportado por el aire

$Q_{combustible}$: calor sensible aportado por el combustible

Estos tres términos se pueden reescribir de la siguiente manera:

$$Q_T = m_g \cdot C_{p_g} \cdot T_{comb.}$$

Siendo:

m_g : masa de los gases de combustión

C_{p_g} : calor específico de los gases de combustión

$T_{comb.}$: temperatura de combustión

Por otro lado, el calor aportado por el aire será:

$$Q_T = m_{aire} \cdot C_{p_{aire}} \cdot \Delta T_{aire}$$

Siendo:

m_{aire} : masa del aire

$C_{p_{aire}}$: calor específico del aire

ΔT_{aire} : temperatura de entrada del aire

Por último, el calor sensible aportado por el combustible se puede expresar como:

$$Q_{combustible} = PCI$$

Siendo:

PCI : poder calorífico inferior

Entonces, reescribiendo el calor total aportado por la combustión se tiene que:

$$m_g \cdot C_{p_g} \cdot T_{comb.} = m_{aire} \cdot C_{p_{aire}} \cdot \Delta T_{aire} + PCI$$

Y despejando de esta última, nuestra temperatura de combustión nos queda:

$$T_{comb.} = \frac{m_{aire} \cdot C_{p_{aire}} \cdot \Delta T_{aire} + PCI}{m_g \cdot C_{p_g}}$$

Los calores específicos tanto para el aire como para los gases de combustión se encuentran tabulados para ciertos valores habituales de temperatura. Una extracto de dicha tabulación se presenta en la *Tabla 16* a continuación.

Temp. (°C)	O ₂	Aire	N ₂ , CO	H ₂	SO ₂	CO ₂	H ₂ O
0	0,218	0,241	0,249	3,445	0,139	0,202	0,462
100	0,219	0,243	0,251	3,467	0,144	0,209	0,464
200	0,221	0,244	0,252	3,49	0,149	0,217	0,466
300	0,222	0,246	0,254	3,512	0,155	0,225	0,468
400	0,224	0,247	0,255	3,534	0,159	0,232	0,47
500	0,225	0,249	0,257	3,557	0,164	0,238	0,473
600	0,226	0,25	0,259	3,579	0,167	0,243	0,476
700	0,228	0,252	0,261	3,601	0,17	0,248	0,479
800	0,229	0,253	0,262	3,624	0,174	0,253	0,484
900	0,231	0,255	0,264	3,646	0,177	0,257	0,49
1000	0,232	0,256	0,266	3,668	0,179	0,26	0,495
1100	0,233	0,258	0,267	3,69	0,181	0,263	0,5
1200	0,235	0,26	0,269	3,713	0,182	0,265	0,506
1300	0,236	0,261	0,271	3,735	0,184	0,268	0,513
1400	0,238	0,263	0,272	3,758	0,186	0,27	0,52
1500	0,239	0,264	0,274	3,78	0,188	0,273	0,527
1600	0,24	0,266	0,276	3,802	0,189	0,275	0,535
1800	0,243	0,269	0,279	3,847	0,192	0,28	0,554
2000	0,246	0,272	0,282	3,891	0,194	0,283	0,578

Tabla 16. Calor específico medio para gases y vapor de agua a presión constante, en kcal/kg °C [24].

Es evidente que en este método de cálculo de la temperatura de combustión se debe suponer una temperatura para seleccionar por primera vez los calores específicos de los gases de combustión y desde allí, realizar iteraciones de cálculos para que la solución converja.

14.4.1. Cálculo de la temperatura de combustión

De manera similar en cómo se han presentado en la sección 14.2.8. de este informe y utilizando los valores tanto de dicha sección como la 14.3. se expondrán los resultados obtenidos de temperaturas de combustión. Primero se analizará el caso de una combustión teórica para luego abordar los resultados obtenidos para una combustión real.

A modo de simplificación solo se mostrarán los datos seleccionados en la última iteración para llegar al resultado final de la temperatura de combustión.

Datos de la combustión ideal:

A partir de los siguientes datos elementales se procede a desarrollar los cálculos de la temperatura de combustión ideal (combustión adiabática):

Suposición de temperatura de combustión ($T_{comb.}$) = 1500 °C

$PCI = 3373,3 \text{ kcal/kg.comb.}$

Aire mínimo (A_{min}) = 6,090 kg

Calor específico del aire ($C_{p_{aire}}$) = 0,264 kcal/kg°C.

Temperatura de entrada de aire (T_{aire}) = 25°C

Masa de CO_2 = 1,851 kg

Calor específico del CO_2 = 0,273 kcal/kg°C.

Masa de H_2O = 0,791 kg

Calor específico del H_2O = 0,527 kcal/kg°C.

Masa de SO_2 = 0,002 kg

Calor específico del SO_2 = 0,188 kcal/kg°C.

Masa de N_2 = 4,678 kg

Calor específico del N_2 = 0,274 kcal/kg°C.

Resultados de la combustión ideal:

Reemplazando los datos brindados anteriormente en la formula presentada:

$$T_{comb.adb} = \frac{m_{aire} \cdot C_{p_{aire}} \cdot \Delta T_{aire} + PCI}{m_{CO_2} \cdot C_{p_{CO_2}} + m_{H_2O} \cdot C_{p_{H_2O}} + m_{SO_2} \cdot C_{p_{SO_2}} + m_{N_2} \cdot C_{p_{N_2}}}$$

$$T_{comb.adb} = 1548,58 \text{ °C}$$

Datos de la combustión real:

A partir de los siguientes datos elementales se procede a desarrollar los cálculos de la temperatura de combustión real:

Suposición de temperatura de combustión ($T_{comb.}$) = 600 °C

Poder calorífico corregido (PC) = 3229,4 kcal/kgcomb.

Aire real con humedad ($A_{real_{18^{\circ}C.\varphi}}$) = 19,131 kg

Calor específico del aire ($C_{p_{aire}}$) = 0,241 kcal/kg°C.

Temperatura de entrada de aire (T_{aire}) = 18°C

Masa de CO₂ = 1,758 kg

Calor específico del CO₂ = 0,243 kcal/kg°C.

Masa de CO = 0,059 kg

Calor específico del CO = 0,259 kcal/kg°C.

Masa de H₂O = 0,791 kg

Calor específico del H₂O = 0,476 kcal/kg°C.

Masa de SO₂ = 0,002 kg

Calor específico del SO₂ = 0,167 kcal/kg°C.

Masa de N₂ = 14,694 kg

Calor específico del N₂ = 0,259 kcal/kg°C.

Masa de O_{2exc} = 3,059 kg

Calor específico del de O_{2exc} = 0,226 kcal/kg°C.

Resultados de la combustión ideal:

Reemplazando los datos brindados anteriormente en la fórmula presentada:

$$T_{comb.} = \frac{m_{aire} \cdot C_{p_{aire}} \cdot \Delta T_{aire} + PC}{m_{CO_2} C_{p_{CO_2}} + m_{CO} C_{p_{CO}} + m_{H_2O} C_{p_{H_2O}} + m_{SO_2} C_{p_{SO_2}} + m_{N_2} C_{p_{N_2}} + m_{O_{2exc}} C_{p_{O_{2exc}}}}$$

$$T_{comb.} = 623 \text{ °C}$$

Comparación entre combustión ideal y real

Como se ha mencionado en incisos anteriores, y se evidencia en los cálculos de la temperatura de llama presentados, el comburente en exceso genera una importante disminución en la temperatura alcanzada en el proceso.

En nuestro caso de estudio en condiciones reales, la temperatura alcanzada sufre una disminución del 60% comparada con una combustión ideal adiabática. Dichos resultados se evidencian en la *Tabla 17*.

Temperatura de llama (°C)	
Combustión ideal	Combustión real
$T_{comb.adb} = 1549$	$T_{comb.} = 623$

Tabla 17. Temperatura de llama en combustión ideal vs real.

15. Cálculos de intercambio de calor

Como ya se ha mencionado en incisos anteriores, el estudio de la combustión e intercambio de calor contienen en determinadas ocasiones, una elevada complejidad. Es por ello, que en su estudio se emplean diferentes métodos de cálculo y simplificaciones que poco a poco nos entreguen resultados representativos de las condiciones estudiadas.

Debido a la disponibilidad de nuevas tecnologías y al desarrollo de nuevos softwares de simulación computacional los estudios de escenarios complejos en la mecánica de los fluidos y combustión han evolucionado de manera notable.

Por lo antedicho, en el desarrollo de estas prácticas profesionales supervisadas se ha decidido utilizar el software de mecánica computacional Ansys Fluent con el objetivo de intentar obtener resultados próximos a los reales en el intercambio de calor por convección y temperaturas representativas en la estructura de la estufa.

Una vez analizados los datos relevantes obtenidos mediante la simulación numérica, se procederá a utilizar métodos analíticos para obtener el valor de calor intercambiado por radiación entre la estructura y el medio.

15.1. Cálculo de intercambio de calor por convección

A pesar de la elevada utilidad de Ansys Fluent para avanzar en el estudio de intercambio de calor presente en la estufa, no es un software de fácil manejo, al igual que los demás softwares dedicados a la simulación de la dinámica de fluidos (CFD).

Se requiere mucho esfuerzo y dedicación para alcanzar los conocimientos suficientes que posibiliten el análisis de casos simples sin necesidad de ayuda. A pesar de esto, el programa es muy sistemático, y una vez adquiridos los conocimientos básicos, plantear y resolver problemas simples no resulta demasiado complicado [26].

Para lograr modelizar de manera eficiente nuestro proceso de interés, el análisis con Ansys Fluent de intercambio de calor por convección y movimiento de los gases de combustión debe contar con la siguiente metodología:

- a) Simplificación del caso de estudio.
- b) Elaboración de las geometrías en 3D.
- c) Discretizado del dominio.
- d) Selección de los modelos físicos.
- e) Análisis de convergencia y resultados obtenidos.

En los siguientes apartados se procede a describir en detalle cada uno de los puntos anteriormente mencionados.

15.1.1. Simplificaciones preponderantes en el caso de estudio

Como hemos mencionado, la simulación y estudio de fluidos no es sencilla, menos aún en casos de estudio donde se hallan presentes reacciones de combustión.

Para disminuir la complejidad de la simulación se buscó independizarse de la modelización de la combustión y las reacciones químicas complejas que la misma conlleva sin dejar de considerar el aporte de energía y masa que esta genera.

Para ello, se individualizaron las etapas que componen el proceso de quemado de combustible dentro de la estufa Chuncana mejorada. Los pasos que conforman el proceso son:

- 1) Entrada del comburente a la cámara de fuegos.
- 2) Reacciones entre comburente y combustible. Aporte de calor y de masa por degradación de este último.
- 3) Salida de los gases de combustión.

Se puede intuir entonces, que tanto las etapas 1) y 3) no revisten demasiada complejidad en la modelización si se los logra independizar del proceso 2).

Para esto se llevaron a cabo las siguientes simplificaciones.

Simplificación 1

Se recurre a obviar el modelado de combustión, ya que, el mismo, conlleva una elevada complejidad. Es decir, que no se utilizara el modelado de reacción volumétrica de especies químicas para simular la combustión.

La manera de suplir esta modificación fue disponer de un sólido en la cámara de fuegos, que simule ser la carga de leña. Dicho solido ocupara un 60% del volumen de la cámara de combustión.

Mediante configuraciones del software, el volumen que ocupa la carga de leña funcionaría como fuente de energía calórica, es decir, desprende una potencia calorífica constante.

Con ello se puede simular el efecto de la combustión (entrega de energía) sin tener que modelizar las reacciones químicas de las especies que comprenden la interacción entre el combustible y el comburente.

Simplificación 2

El comburente (aire) que entra a la cámara de combustión ocupa el volumen desde el inicio de la misma hasta el contacto entre el sólido que simula el combustible.

Dicho comburente contara con el flujo masico correspondiente para llevar a cabo la combustión real con exceso que se ha calculado en el *apartado 14*.

Simplificación 3

Los gases de combustión no se encuentran presentes en la caja de fuego, es decir, el recorrido que efectúan dichos gases sobre la estufa comprende desde el comienzo del ducto de escape hasta el final del mismo.

Con dicha simplificación se evita el contacto entre el fluido de salida y el sólido que funciona como fuente de energía, evitando errores futuros de mallado y complicaciones en la convergencia de la solución.

A su vez, los gases de combustión tendrán la composición que se ha calculado en el *apartado 14* de este informe.

Simplificación 4

La estructura de la estufa está comprendida solo por la mampostería, es decir, se la despojan de todos los accesorios de hierro. Con esto se evita la intersección de solidos que podrían provocar futuros errores en el mallado y convergencia de la solución final.

En resumen, se logra obviar la complicada modelización del proceso de combustión, supliendo la entrega de calor de la misma colocando una fuente de energía (solida) que

simule brindar dicha potencia y la entrega de masa por la degradación del combustible por medio de colocar dos fluidos independientes en el proceso.

15.1.2. Elaboración de las geometrías en 3D

Vemos entonces, por lo descripto en el apartado anterior, que el estudio va a contar de cuatro cuerpos fundamentales que se deben representar para llevar a cabo la modelización. Estos son:

- 1) Estructura de estufa Chuncana mejorada
- 2) Combustible
- 3) Comburente
- 4) Gases de combustión

Para la confección de dichas geometrías se usó el software de representación CAD Autodesk Inventor Professional 2023 para luego exportarlo en formato “.step” compatible con Ansys Fluent.

En la *Figura 26* se puede observar el dibujo 3D que comprende los distintos sólidos confeccionados en Autodesk Inventor. Cada cuerpo independiente se representa en distintos tonos de colores para una mejor identificación visual.

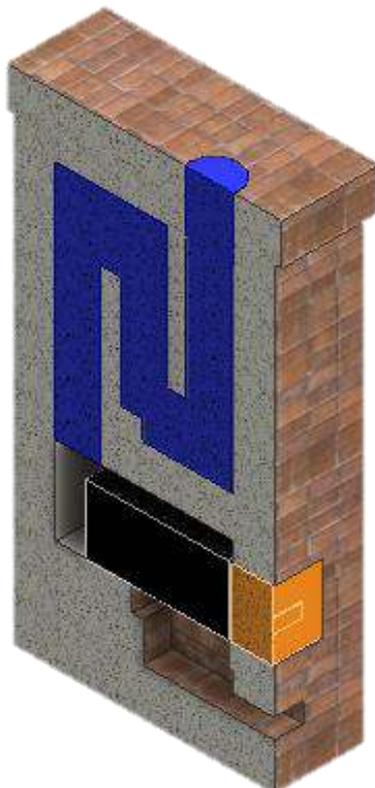


Figura 26. Cuerpos representados 3D en software CAD Autodesk Inventor 2023.

Conforme a lo explicado en los incisos anteriores se dibujó a la estructura de la estufa Chuncana mejorada (aspecto de ladrillo a la vista) respetado las dimensiones indicadas en el Anexo [16] sin sus accesorios complementarios.

El cuerpo en color azul representa los gases de combustión, que ocuparan todo el volumen del ducto de escape.

El sólido representado en color negro es el volumen que comprendería la leña ocupando un 60% de la cámara de combustión.

Por último, el comburente que ingresa a la cámara de fuegos se lo visualiza con color anaranjado.

Vemos que en la cámara de combustión quedan puntos muertos que no son ocupados por gases de combustión ni por aire. Esto es debido a la simplificación de independizar dichos flujos. Sin embargo, se puede apreciar que el volumen vacío no es preponderante.

Una vez importado el archivo CAD con extensión “.step” se procede a cargar en la interfaz Workbench de Ansys 2024 R1.

Como paso previo al discretizado de nuestros cuerpos se debe verificar que cada geometría tenga su composición definida (sólido o fluido), no posean errores en coincidencias topológicas de caras de distintos materiales y que todos los cuerpos sean parte de una misma geometría.

Para esto se debe abrir el archivo importado en la interfaz Workbench con la interfaz de CAD de Ansys de preferencia, sea esta DesingModeler o bien Spaceclaim y llevar a cabo las modificaciones correspondientes.

15.1.3. Discretizado del dominio

Mallar o discretizar consiste en subdividir un dominio continuo como es la geometría de nuestra estufa y sus cuerpos internos, en un conjunto de elementos discretos que permita la aplicación de métodos numéricos de simulación [27].

Como se trabaja con Ansys 2024 R1, es decir, la versión estudiantil de software, el mallado está limitado a un millón de elementos. Sabiendo esto, debemos administrar de manera eficiente la distribución de los nodos en base a la relevancia de modelización.

Para la discretización de nuestro caso de estudio se optó por insertar un mallado “Multizone” con dominancia hexaédrica a las geometrías que componen la estructura y el combustible, esto debido a la simplicidad geométrica de los cuerpos y con el fin de propiciar la disminución de elementos en dicha discretización diferenciada.

Para el mallado de las geometrías restantes (gases de combustión y comburente) se utilizó una malla tetraédrica, recomendada para cuerpos con cambios bruscos en su forma tal como lo son las anteriormente mencionadas.

Además, se utilizaron diferentes tamaños de elementos para cada uno de los métodos de mallado.

En la *Figura 27* y *Figura 28* se puede apreciar imágenes del dominio computacional discretizado.



Figura 27. Discretización de volumen computacional.

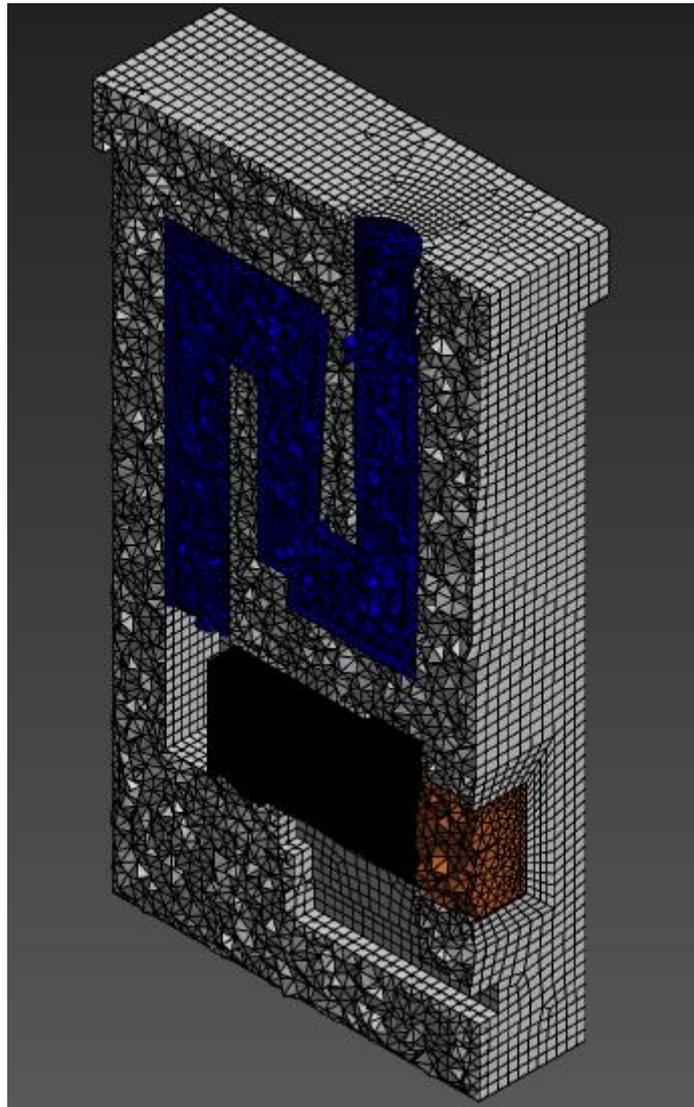


Figura 28. Vista en corte del mallado interno del volumen computacional.

En la *Tabla 18* se presentan las características de nivel 0 (tamaño de malla) que el volumen computacional discretizado posee.

Nivel	Elements	Nodes
0	517564	97788

Tabla 18. Tamaño de la malla (mesh size).

Una característica importante en el mallado es la calidad ortogonal. Dicho rasgo, nos indica cuan alineadas están las caras de los elementos con respecto a los ejes del sistema de coordenadas. En un mallado ortogonal ideal, las caras de los elementos deben estar alineadas con los ejes del sistema de coordenadas y los ángulos entre las

caras y los ejes deben ser de 90 grados. En las *Tabla 19* se presenta la calidad ortogonal de la malla.

La calidad ortogonal varía de 0 a 1, donde los valores cercanos a 0 corresponden a baja calidad.
Minimum Orthogonal Quality = 0,157
Maximum Orthogonal Quality = 0,992
Average Orthogonal Quality = 0,72

Tabla 19. Calidad de ortogonal de la malla (mesh quality).

Otra característica importante por evaluar si se quiere asegurar una correcta discretización del volumen computacional es el aspect ratio. Dicho parámetro hace referencia a la proporción entre las dimensiones de un elemento de malla, es decir, es una medida que describe cuán "deformado" o "distorsionado" es un elemento en comparación con un cuadrado o un cubo ideal.

Los elementos con una relación de aspecto alta (muy alargados o aplanados) suelen ser menos deseables porque pueden llevar a errores numéricos y una menor precisión en los resultados. Los elementos con una relación de aspecto cercano a 1 (más cerca de un cuadrado o cubo perfecto) tienden a proporcionar mejores resultados.

En la *Tabla 20* se puede visualizar la relación de aspecto (aspect ratio) que posee el volumen discretizado.

Los valores cercanos a 1 corresponden a alta calidad de aspecto.
Minimum Aspect Ratio = 1,15
Maximum Aspect Ratio = 15,05
Average Aspect Ratio = 2,02

Tabla 20. Aspecto de relación de los elementos.

Realizada la discretización de nuestro dominio computacional solo resta definir las superficies de interés para su posterior configuración y análisis.

En nuestro caso de estudio vemos que las superficies de interés comprenden tanto la entrada como la salida del aire y de los gases de combustión. Además, debemos definir todas las superficies externas de la estructura de nuestra estufa para efectuar una individualización en su análisis posterior.

Las superficies de relevancia se denominaron de la siguiente manera:

- Inlet_aire
- Outlet_aire
- Inlet_gc
- Outlet_gc
- Pared_frontal
- Paredes_laterales
- Pared_superior
- Pared_trasera

15.1.4. Selección de los modelos físicos

La simulación numérica resuelve mediante el método de volúmenes finitos las ecuaciones de conservación de Navier-Stokes para flujos estacionarios, compresibles, turbulentos y transporte de especies.

Comprendido el proceso, se procede a cargar las condiciones operativas de nuestro caso de estudio.

15.1.4.1. Configuraciones y validaciones generales

Antes de proceder a la configuración puntual de los modelos que se utilizarán para describir el proceso de estudio se deben realizar algunas configuraciones generales previas. Estas son:

1) Configuración de unidades

Por defecto Ansys Fluent está configurado para trabajar con las unidades del sistema internacional.

Por comodidad, se configuraron las unidades para representar a la longitud en milímetros y la unidad de temperatura en grados Celsius.

2) Validación de la malla

En la interfaz de Fluent admite realizar una verificación de la performance de la discretización. Esta validación es importante, ya que nos permite asegurar el correcto mallado del volumen.

3) Configuración del solucionador

Para nuestro caso de estudio se seleccionó el solucionador basado en la presión, utilizando la formulación absoluta de la velocidad en las ecuaciones que se resolverán posteriormente y se configuró el proceso de estudio como un sistema estacionario.

Además, se activa la aceleración de la gravedad. Esto es debido a que la misma tiene efectos de relevancia en aquellos casos de estudio donde el movimiento de los gases es debido a la flotación de los mismos.

En la *Figura 29* se visualizan la selección de algunas de las configuraciones anteriormente mencionadas.

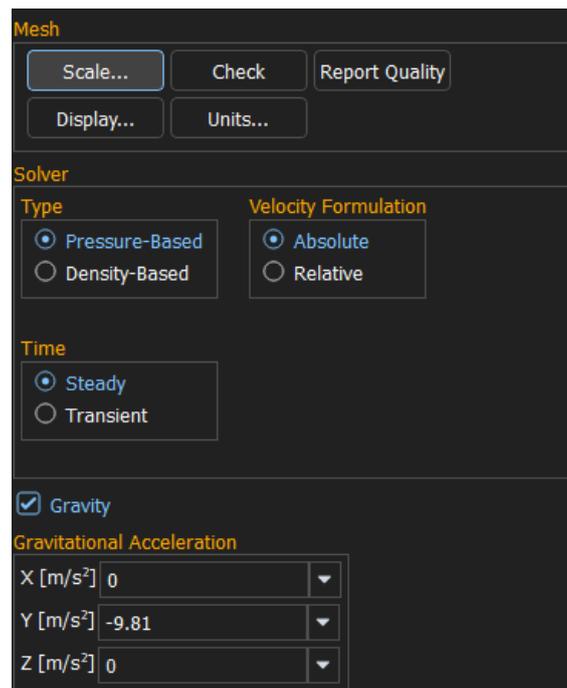


Figura 29. Configuraciones generales del solucionador de Ansys Fluent.

15.1.4.2. Configuraciones de modelos

Como se ha mencionado en este mismo apartado, en la modelización por volúmenes finitos se resolverán las ecuaciones de conservación de Navier-Stokes para flujos estacionarios, compresibles, turbulentos y el transporte de especies.

Para ello es necesario activar los modelos correspondientes.

1) Modelo de energía

Activar el modelo de energía habilita la simulación de la transferencia de calor en el flujo. Esto es esencial para nuestro análisis donde la temperatura tiene un impacto significativo en el comportamiento del fluido.

Con la activación de dicho modelo, podremos definir propiedades como funciones de la temperatura para reflejar mejor el comportamiento de los materiales intervinientes.

Esto nos permitirá modelar el intercambio de calor entre las paredes y el fluido, incluyendo la conducción a través de las paredes y la convección en la superficie del fluido.

2) Modelo de turbulencia

El proceso estudiado en el marco de estas prácticas profesionales representa un proceso real de combustión turbulenta, donde dicha turbulencia juega un papel crucial en la mezcla de los reactivos para permitir que la reacción de combustión tenga lugar.

Aunque nos hemos independizado de este proceso para realizar la simulación numérica, resulta evidente que los gases de combustión tendrán un movimiento caótico en su recorrido por el ducto de escape. Situación similar se desarrolla en la entrada del aire a la cámara de fuegos.

Para el estudio de este complejo escenario se optó por la elección de un modelo de turbulencia RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes)

Dichos modelos están centrados únicamente en capturar el flujo medio y los efectos que la turbulencia origina en las propiedades medias del flujo. Las ecuaciones de Navier-Stokes se promedian temporalmente, descartando los detalles del flujo en fluctuaciones instantáneas y dando lugar a la aparición de términos extras en las ecuaciones como consecuencia de las interacciones entre fluctuaciones turbulentas [28].

En la *Tabla 21* se muestran los principales modelos de turbulencia empleados en simulaciones RANS en software CFD.

Número de ecuaciones de transporte extra	Modelo de turbulencia
0	Mixing length
1	Spalart-Allmaras
2	$k-\varepsilon$
2	$k-\omega$
2	Algebraic stress
7	Reynolds stress

Tabla 21. Modelos de turbulencia comúnmente cargados en softwares CFD [28].

En nuestro caso se ha optado por la elección del modelo $k-\varepsilon$ ya que su economía de cálculo y precisión es razonable para una amplia gama de flujos turbulentos. Por estas características, dicho modelo posee una gran popularidad en simulaciones de flujo de fluidos y transferencia de calor.

3) Modelo de especies

Como sabemos, nuestros gases de combustión están compuesto por diferentes especies, dicha composición ya se ha calculado en el *apartado 14* de este documento.

Las propiedades de dicho gas, como la densidad, viscosidad, y capacidad calorífica, dependen de la composición de la mezcla.

Activando el modelado de transporte de especies, Fluent nos define dichas propiedades como funciones de la fracción de masa o la concentración de las especies, lo que nos permite tener resultados próximos a los reales en nuestra modelización numérica.

4) **Condiciones de operación**

Una vez definidos todos los modelos físicos que intervienen dentro de nuestro volumen computacional se deben fijar las condiciones de operación fuera del mismo, es decir, los parámetros del ambiente.

En la *Figura 30* se muestran las condiciones de operación definidas en el *apartado 13* de este informe cargadas en Fluent.

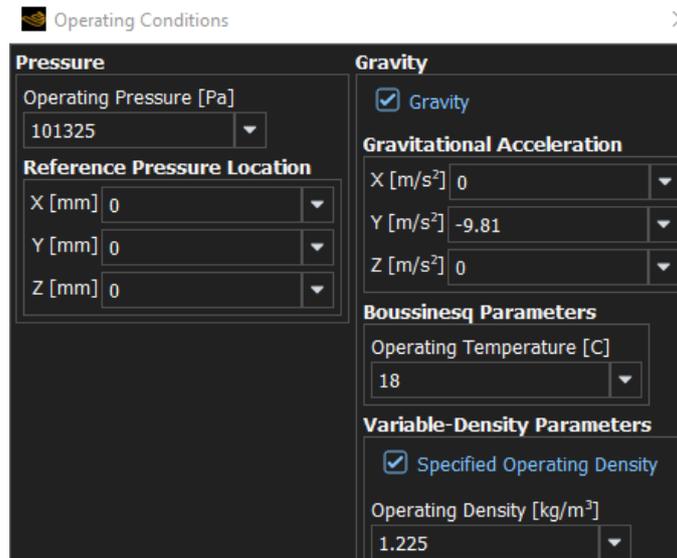


Figura 30. Condiciones del ambiente cargadas en Fluent.

15.1.4.3. *Características de los materiales*

Como hemos descrito con anterioridad, nuestro volumen de control posee cuatro cuerpos independientes, cada uno de ellos compuesto por un material determinado.

A continuación, se definirán las propiedades cargadas para cada material en el software.

1) **Ladrillo**

Se debió crear un nuevo material para definir las propiedades del ladrillo ya que este no se encuentra precargado en la versión estudiantil de Ansys Fluent 2024 R1.

En la *Tabla 22* se visualizan las propiedades asignadas para el ladrillo, dichos valores fueron extraídos de [19].

Ladrillo	
Densidad (constante)	1922 kg/m^3
Calor específico Cp (constante)	790 J/kg.K
Conductividad térmica k (constante)	$0,72 \text{ W/m.K}$
Coefficiente de emisividad (ϵ)	0,95

Tabla 22. Propiedades del ladrillo.

2) Madera

Al cargar el material “Wood” ubicado en la biblioteca de Fluent se realizaron modificaciones en sus propiedades ya que el mismo no coincidía con las características de la madera de Eucalipto utilizada en este análisis.

En la *Tabla 23* se comparten las propiedades asignadas para la madera, dichos valores fueron extraídos de referencia [19] y [29].

Madera	
Densidad (constante)	830 kg/m^3
Calor específico Cp (constante)	1700 J/kg.K
Conductividad térmica k (constante)	$0,173 \text{ W/m.K}$

Tabla 23. Propiedades de la madera.

3) Aire

Los valores de las propiedades del comburente no fueron modificados, es decir, se utilizaron las características predefinidas por Fluent, a excepción de la consideración de la densidad como la de gas ideal compresible.

En la *Tabla 24* se comparten las propiedades asignadas para el aire.

Aire	
Densidad	Gas ideal
Calor específico Cp (constante)	$1006,3 \text{ J/kg.K}$
Conductividad térmica k (constante)	$0,0242 \text{ W/m.K}$
Viscosidad (constante)	$1,7894 \times 10^{-5} \text{ kg/m.seg}$
Peso molecular (constante)	$28,966 \text{ kg/kmol}$

Tabla 24. Propiedades del aire.

4) Mezcla (gas de combustión)

Al igual que en el material anterior, los valores de las propiedades de la mezcla no fueron modificados, es decir, que se utilizaron las características calculadas por Fluent según la composición de la mezcla. El único cambio realizado consiste en considerar la densidad como la de un gas ideal compresible.

En la *Tabla 25* se comparten las propiedades asignadas para la mezcla.

Mezcla	
Densidad	Gas ideal
Calor específico Cp	Mixing – law
Conductividad térmica k (constante)	$0,0454 \text{ W/m.K}$
Viscosidad (constante)	$1,72 \times 10^{-5} \text{ kg/m.seg}$
Difusividad de masa (cte-diluida-aprox)	$2,88 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{seg}$

Tabla 25. Propiedades de la mezcla.

15.1.4.4. Configuraciones de zona

En este apartado se le asignó a cada cuerpo su respectivo material constituyente.

Además, en esta configuración de zona se le debe suministrar la propiedad al sólido representativo del combustible de ser una fuente térmica tal como se adelantó en las simplificaciones mencionadas al principio del desarrollo de este apartado.

Para esto debemos evaluar la potencia calórica que el cuerpo suministra si se tiene en cuenta las consideraciones planteadas en el *inciso 13* de este informe.

Sabemos que como planteamiento de problema se quemaran $1,5 \text{ kg/h}$ de combustible sólido.

Idealizando que dicho flujo masico se suministra de forma constante se tiene que:

$$\dot{m} = 1,5 \text{ kg/h} \left(\frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ seg}} \right) \cong 0,00042 \text{ kg/seg}$$

Además, por lo calculado en el *apartado 14* sabemos que el poder calorífico real entregado por el combustible será:

$$PC = 3229,4 \text{ Kcal/kgcomb.}$$

O bien:

$$PC = 3229,4 \text{ kcal/kgcomb.} \left(\frac{4184 \text{ J}}{1 \text{ kcal}} \right) \cong 1,35 \times 10^7 \text{ J/kgcomb.}$$

Por ende, la potencia calorífica entregada por el combustible será:

$$\dot{Q}_{util} = \dot{m} \cdot PC = 0,00042 \text{ kg/seg} \cdot 1,35 \times 10^7 \text{ J/kgcomb.} = 5675 \text{ W}$$

15.1.4.5. Configuraciones de contorno

Podemos recordar que en la discretización de nuestro dominio computacional se han definido ocho superficies de interés en nuestro caso de estudio, estas fueron denominadas como:

- Inlet_aire
- Outlet_aire
- Inlet_gc
- Outlet_gc
- Pared_frontal
- Paredes_laterales
- Pared_superior
- Pared_trasera

A continuación, se describirán las condiciones de contorno cargadas en Fluent para cada cuerpo:

1) Aire

Partiendo de las consideraciones de nuestro problema mencionadas en el *apartado 13* y basándonos en lo calculado en el *inciso 14* las condiciones de entrada y salida del aire fueron cargadas con los datos expresados en la *Tabla 26*.

Inlet_aire	
Área de entrada	0.0042 m ²
Flujo masico	0.008 kg/seg
Temperatura	18 °C
Intensidad turbulenta	25%
Outlet_aire	
Presión manométrica	0 Pa
Temperatura de recirculación	450 °C
Intensidad turbulenta de recirculación	30%

Tabla 26. Condiciones de borde del aire.

Cabe aclarar que los parámetros establecidos para la salida (Outlet) no son aquellos en los cuales el fluido aborda a esa superficie, sino que son parámetro en los cuales el flujo ingresaría nuevamente al volumen de control en caso de experimentar una recirculación.

2) Gases de combustión

Siguiendo con las premisas anunciadas en las consideraciones de este informe se presentan en la *Tabla 27* las características establecidas para las superficies de interés del flujo de los gases de combustión.

Inlet_gc	
Área de entrada	0.026 m ²
Flujo masico	0.00842 kg/seg
Composición de la mezcla	CO ₂ = 0.0566
	CO = 0.003
	H ₂ O = 0.0622
	O ₂ = 0.1353
	N ₂ = 0.7429
Temperatura	623 °C
Intensidad turbulenta	20%
Outlet_gc	
Presión manométrica	0 Pa
Temperatura de recirculación	600 °C
Intensidad turbulenta de recirculación	30%

Tabla 27. Condiciones de borde de los gases de combustión.

Vemos que en la composición de los gases de combustión no se tiene en cuenta el porcentaje de azufre (*S*) calculado en el *apartado 14* de este informe.

Esto se debe a que dicho porcentaje tiene una magnitud muy baja lo que podría generar errores en cálculos y dificultades en la convergencia en la solución de ecuaciones. Véase [30].

Por ello se reemplaza la composición del azufre en la mezcla por un porcentaje equivalente de oxígeno que completa la composición final de la sustancia.

Cabe aclarar que la magnitud del flujo másico de los gases de combustión está comprendida por la suma del flujo másico del aire correspondiente para el desarrollo de la combustión con exceso calculada en el *apartado 14* de este documento y la degradación que comprende la quema de la cantidad de combustible fijada en el *inciso 13*.

3) Estructura

Como se presentó en las consideraciones de intercambio de calor estableceremos que las condiciones de operación de cada superficie externa de la estructura (pared lateral, frontal, superior o trasera) serán análogas. Sin embargo, la transferencia de energía

calórica por convección natural es efectuada de distinta manera según sea la orientación de la superficie analizada.

Por lo antedicho, el análisis de las condiciones de superficie para cada área definida será dividido en dos, diferenciando entre las disposiciones de paredes, sean estas horizontales o verticales.

Las cuantificaciones que Fluent solicita para poder modelizar el calor cedido por convección de las paredes externas de la estufa son: la temperatura ambiente y el coeficiente de transferencia de calor del exterior de nuestra superficie.

Este último no es un dato directo por ello deberemos efectuar cálculos para hallarlo.

Por lo presentado en el *apartado 12* vemos que el coeficiente de transferencia de calor por convección se puede determinar conociendo el número de Nusselt, ya que existen relaciones tabuladas de este último con los demás números adimensionales para geometrías simples.

En la *Tabla 28* se representan algunas correlaciones del número de Nusselt para figuras geométricas simples.

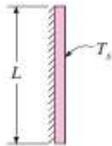
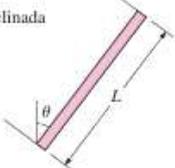
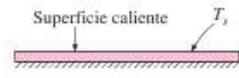
Configuración geométrica	Longitud característica L_c	Intervalo de Ra	Nu
Placa vertical 	L	$10^4 - 10^9$ $10^9 - 10^{13}$	$Nu = 0.59Ra_l^{1/4}$ (9-19) $Nu = 0.1Ra_l^{1/3}$ (9-20) $Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ra_l^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{1/4}} \right\}^2$ (9-21) (compleja pero más exacta)
Placa inclinada 	L		Utilícense 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 $Ra < 10^9$
Plástico 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)

Tabla 28. Correlaciones empíricas del número promedio de Nusselt para la convección natural sobre superficies [19].

Se puede evidenciar que nuestro caso de estudio las paredes laterales, frontal y trasera se pueden representar como una placa en disposición vertical, mientras que la superficie superior se representara como una placa de disposición horizontal.

Comenzaremos calculando el coeficiente de transferencia de calor para las paredes ubicadas verticalmente.

Para hallar el número de Nusselt se utilizará la expresión:

$$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra_L^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

Como primer paso nos disponemos a hallar el número de Prandtl que para el caso particular del aire se encuentra tabulado para distintas temperaturas, por ello, debemos calcular la temperatura promedio o temperatura de película entre el aire ambiente a una distancia suficientemente alejada (T_∞) y la temperatura de la superficie (T_s).

Sabemos que la temperatura en el entorno es $T_\infty = 18^\circ\text{C}$

La hipótesis que estableceremos enuncia que la temperatura promedio que se establece en las paredes de la estructura es de $T_s = 60^\circ\text{C}$.

Dicha suposición se basa en el análisis experimental de estufas rusas similares, véase [23].

Con ambas temperaturas se podrá calcular la temperatura de película de la siguiente manera:

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} = \frac{60^\circ\text{C} + 18^\circ\text{C}}{2} = 39^\circ\text{C} \cong 40^\circ\text{C}$$

Con la temperatura de película se podrán extraer los parámetros del aire exterior a dicha temperatura, entre ellos el número de Prandtl.

En la *Tabla 29* se muestra las propiedades del aire a diversas temperaturas.

Temp., $T, ^\circ\text{C}$	Densidad, $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico, $c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Conductividad térmica, $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Difusividad térmica, $\alpha, \text{m}^2/\text{s}^2$	Viscosidad dinámica, $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática, $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-6}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111

Tabla 29. Propiedades del aire a la presión de 1 atm [19].

De la última tabla se extraen las propiedades del aire. Entonces resulta:

La densidad será: $\rho = 1,127 \text{ kg/m}^3$

Conductividad térmica: $k = 0,02662 \text{ W/m.K}$

Viscosidad cinemática: $\nu = 1,702 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{seg}$

Numero de Prandtl: $Pr = 0,7255$

Ahora solo nos resta calcular el número de Rayleigh. Dicho número no es más que el producto entre los números de Grashof y de Prandtl. Es decir:

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr$$

El número de Grashof (Gr_L), también es adimensional, representa la razón entre la fuerza de empuje y la fuerza viscosa que actúan sobre el fluido y rige el régimen de flujo en la convección natural. Se expresa como:

$$Gr_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L_c^3}{\nu^2}$$

Donde:

g : aceleración de la gravedad $[m/seg^2]$

β : coeficiente de expansión volumétrica $[1/K]$ ($\beta = \frac{1}{T}$ para los gases ideales)

T_s : temperatura de la superficie $[^\circ C]$

T_∞ : temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie $[^\circ C]$

L_c : longitud característica de la configuración geométrica $[m]$

ν : viscosidad cinemática del fluido $[m^2/seg]$

Considerando al aire del ambiente como un gas ideal y adoptando como longitud característica de las superficies verticales su longitud (altura de la estufa) $L_c = 1,273 m$ solo debemos reemplazar los datos en la fórmula para hallar el número de Grashof. Se tiene entonces:

$$Gr_L = \frac{9.81 m/seg^2 \cdot \left(\frac{1}{313K}\right) \cdot (60^\circ C - 18^\circ C) \cdot (1,273 m)^3}{(1,702 \times 10^{-5} m^2/seg)^2} = 9,4 \times 10^9$$

El número de Rayleigh será:

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr = 9,4 \times 10^9 \cdot 0,7255 = 6,82 \times 10^9$$

Reemplazando los datos obtenidos para calcular el número de Nusselt nos queda:

$$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 \cdot (6,82 \times 10^9)^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{0,7255}\right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 = 224,26$$

Con el número de Nusselt podremos hallar el coeficiente de transferencia de calor por convección (h).

$$Nu = \frac{h \cdot L_c}{k}$$

Despejando y reemplazando nos queda que:

$$h = \frac{Nu \cdot k}{L_c} = \frac{224,26 \cdot 0,02662 W/m \cdot K}{1,273 m} = 4,689 W/m^2 \cdot K$$

Habiendo calculado entonces el coeficiente de transferencia de calor por convección se expresa en la *Tabla 30* las características establecidas para las superficies exteriores verticales de la estructura.

Paredes verticales	
Temperatura libre en el exterior	18 °C
Coefficiente de transferencia de calor	4,689 W/m ² .K

Tabla 30. Condiciones de bordes en superficies externas verticales de la estructura.

Se calcula ahora el coeficiente de transferencia de calor por convección para la superficie ubicada horizontalmente.

Para hallar el número de Nusselt se utilizará la expresión:

$$Nu = 0,15 \cdot Ra_L^{1/3}$$

Al ser las condiciones ambientes homogéneas y basado en la suposición de que no existe discrepancia entre las temperaturas promedios de cada superficie, vemos que la temperatura de película T_f y por ende las propiedades del aire son análogas a las calculadas en el análisis para superficies verticales.

Por ello, solo nos resta calcular el número de Grashof (Gr_L), donde adoptaremos como longitud característica la profundidad de la superficie superior $L_c = 0,655 \text{ m}$. Tendremos entonces:

$$Gr_L = \frac{9,81 \text{ m/seg}^2 \cdot \left(\frac{1}{313\text{K}}\right) \cdot (60^\circ\text{C} - 18^\circ\text{C}) \cdot (0,655 \text{ m})^3}{(1,702 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{seg})^2} = 1,28 \times 10^9$$

El número de Rayleigh será:

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr = 1,28 \times 10^9 \cdot 0,7255 = 9,29 \times 10^8$$

Reemplazando los datos obtenidos para calcular el número de Nusselt nos queda:

$$Nu = 0,15 \cdot (9,29 \times 10^8)^{1/3} = 146,31$$

El coeficiente de transferencia de calor por convección será:

$$h = \frac{Nu \cdot k}{L_c} = \frac{146,31 \cdot 0,02662 \text{ W/m.K}}{0,655 \text{ m}} = 5,95 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Se expresan en la *Tabla 31* las características establecidas para la superficie superior de la estructura.

Pared superior	
Temperatura libre en el exterior	18 °C
Coefficiente de transferencia de calor	$5,95 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

Tabla 31. Condiciones de bordes en superficie externa horizontal de la estructura.

Establecidas todas las condiciones de contorno resta realizar las simulaciones numéricas correspondientes, para la obtención y análisis de los resultados buscados.

15.1.5. Análisis de convergencia y resultados obtenidos

Definidos los métodos e inicializada la solución se procede a calcular por medio de iteraciones numéricas la convergencia en la resolución de las ecuaciones intervinientes en nuestro problema.

Una vez arribada a dicha convergencia se utiliza la interfaz de resultados contenida en Ansys para analizar los parámetros de funcionamiento de interés de nuestro sistema.

15.1.5.1. Análisis de la convergencia

Vemos que luego de inicializar los cálculos correspondientes, Fluent arroja una gráfica en donde se describe la magnitud de los residuos en la resolución de las ecuaciones intervinientes.

Esta grafica se presenta en la *Figura 31* donde se muestra la convergencia de la resolución numérica de dichas ecuaciones luego de 120 iteraciones, es decir, luego de esta cantidad de iteraciones se alcanzan los residuos mínimos preestablecidos.

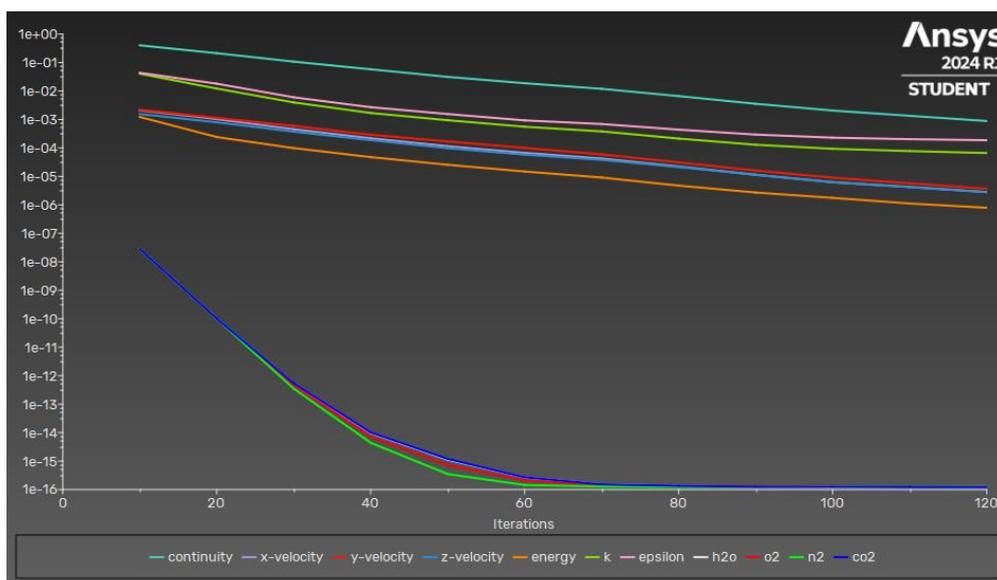


Figura 31. Variación de los residuos en las ecuaciones intervinientes según número de iteraciones.

15.1.5.2. *Análisis de la temperatura externa y transferencia de calor por convección*

Analizada la convergencia se procede a visualizar los resultados de interés.

En la *Figura 32* se grafica un modelo representativo del comportamiento térmico global de la estufa en tres dimensiones, confeccionado en Ansys Results.

Aquí se resumen los valores representativos de la temperatura de cada pared como también la potencia calórica por convección que cada superficie transmite al ambiente.

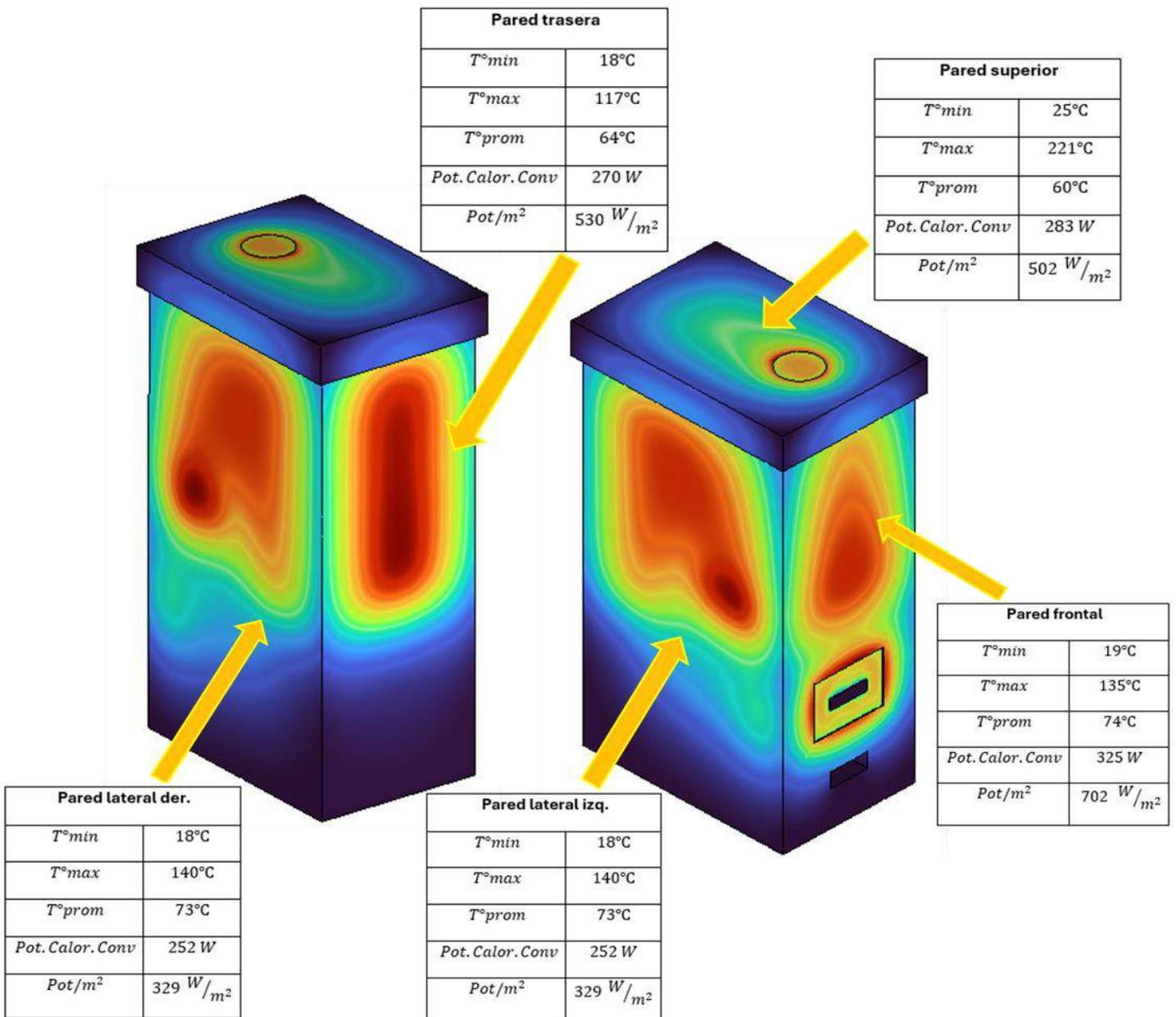


Figura 32. Modelado 3D de la distribución de temperatura externa de estufa Chuncana.

Nota: se aprecia que la temperatura máxima de la pared superior es mucho más elevada que el resto de las superficies, esto es debido al contacto entre los gases de combustión y el final de los ductos de escape (en la realidad no existe dicho contacto ya que la mampostería estaría cubierta con un ducto de acero). Sin embargo, este sobresalto en la temperatura máxima no afecta el promedio de la misma en dicha superficie.

Vemos entonces que la transferencia total de calor por convección en las superficies externas de la estufa queda expresada de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{conv} = \dot{Q}_{P.f} + \dot{Q}_{P.t} + \dot{Q}_{P.izq.} + \dot{Q}_{P.der.} + \dot{Q}_{P.sup.}$$

Reemplazando con los datos presentados en la figura anterior se obtiene el calor total transmitido por convección.

$$\dot{Q}_{conv} = 325 W + 270 W + 252 W + 252 W + 283 W = 1382 W$$

15.1.5.3. *Análisis de los gases de combustión*

Un parámetro importante en el diseño de estufas inerciales es el tiempo de permanencia de los gases de combustión tanto en la cámara como en el ducto de escape, ya que, a mayor permanencia, más energía se podrá extraer de estos gases calientes.

Por ende, es determinante conocer la trayectoria y turbulencia que los mismos adquieren durante su escape.

Esto es crucial, ya que, como hemos adelantado en apartados anteriores, la turbulencia del flujo favorece el intercambio de calor por convección entre la pared sólida y el fluido circundante.

En la *Figura 33* se grafican las líneas de trayectoria de los gases de combustión modeladas en Fluent y la velocidad que los mismos adquieren durante su recorrido sobre el ducto de escape.

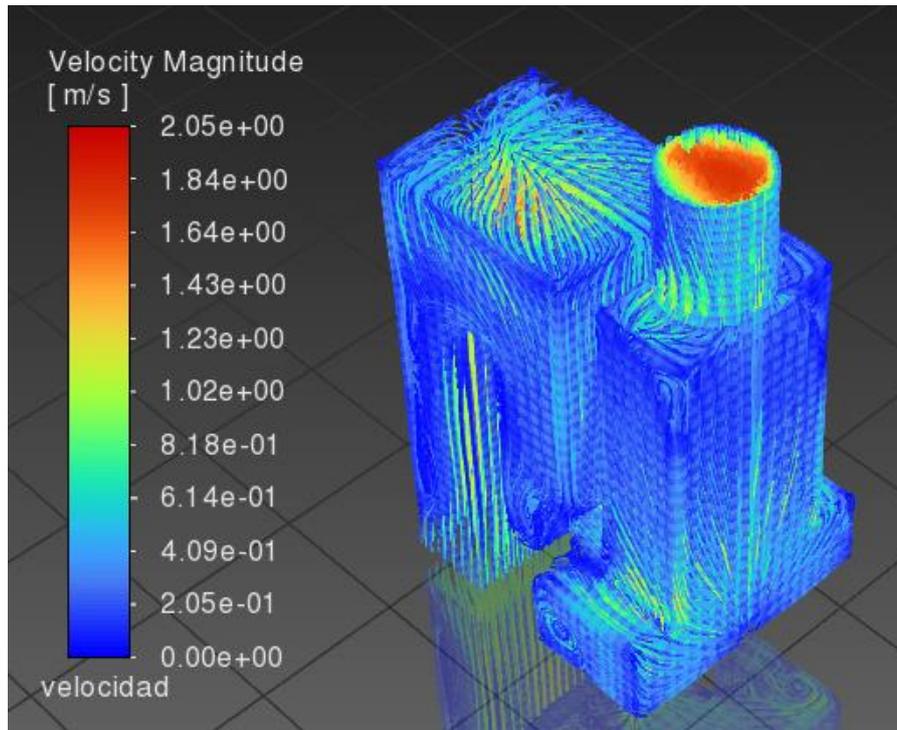


Figura 33. Líneas de trayectoria y velocidad de los gases de combustión.

En la Figura 34 se exponen las velocidades obtenidas en la sección media del ducto de escape.

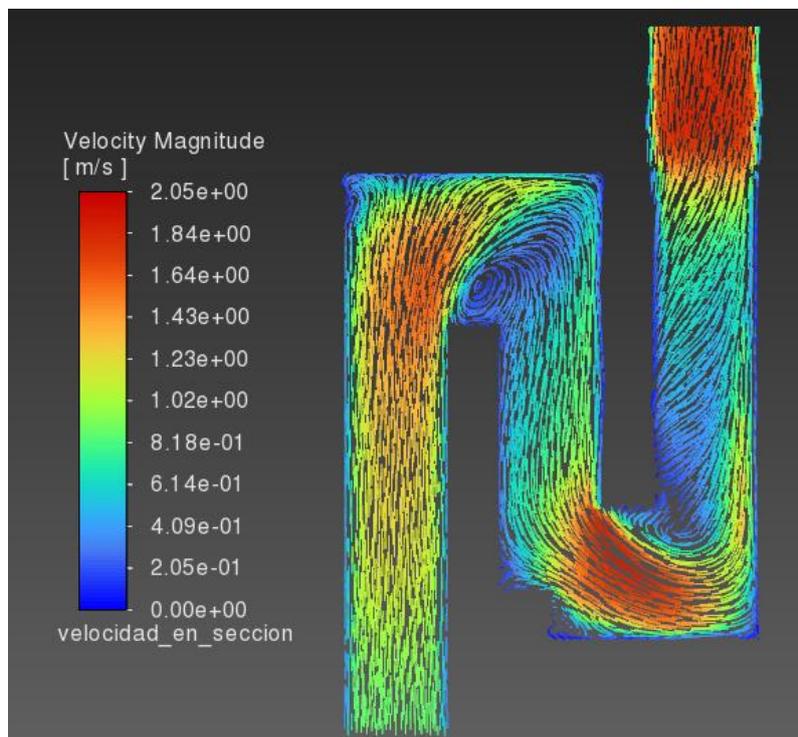


Figura 34. Trayectoria y velocidad en la sección media del ducto.

Como la región de salida de los gases no posee una forma regular y constante, se presenta en el *Video 4* un mapeo general de las secciones transversales que comprenden dicha geometría, representando en cada una de ellas las líneas de trayectoria del fluido.

Video 4. Líneas de trayectoria y velocidad en distintas secciones del ducto.

Con el objetivo de graficar de manera iterativa el recorrido de estos gases, se observan en el *Video 5*, partículas representativas de dicha muestra efectuando el escape antes mencionado.

Video 5. Partículas de gases de combustión recorriendo líneas de trayectoria.

En el *Video 5* se logra apreciar cómo se desarrolla un vórtice en los gases de combustión, esto debido al ensanchamiento brusco del ducto provocado por lo que se denomina en el Anexo [16] como tapa de inspección (ladrillo ubicado sobre su canto).

Dicho fenómeno genera una gran turbulencia y mayor permanencia de los gases en esta región lo que incrementa el calor transferido en la zona mencionada, propiciando además la conducción de energía calórica hacia el exterior por la disminución en el espesor de la pared. Esto se puede constatar en *Figura 35*.

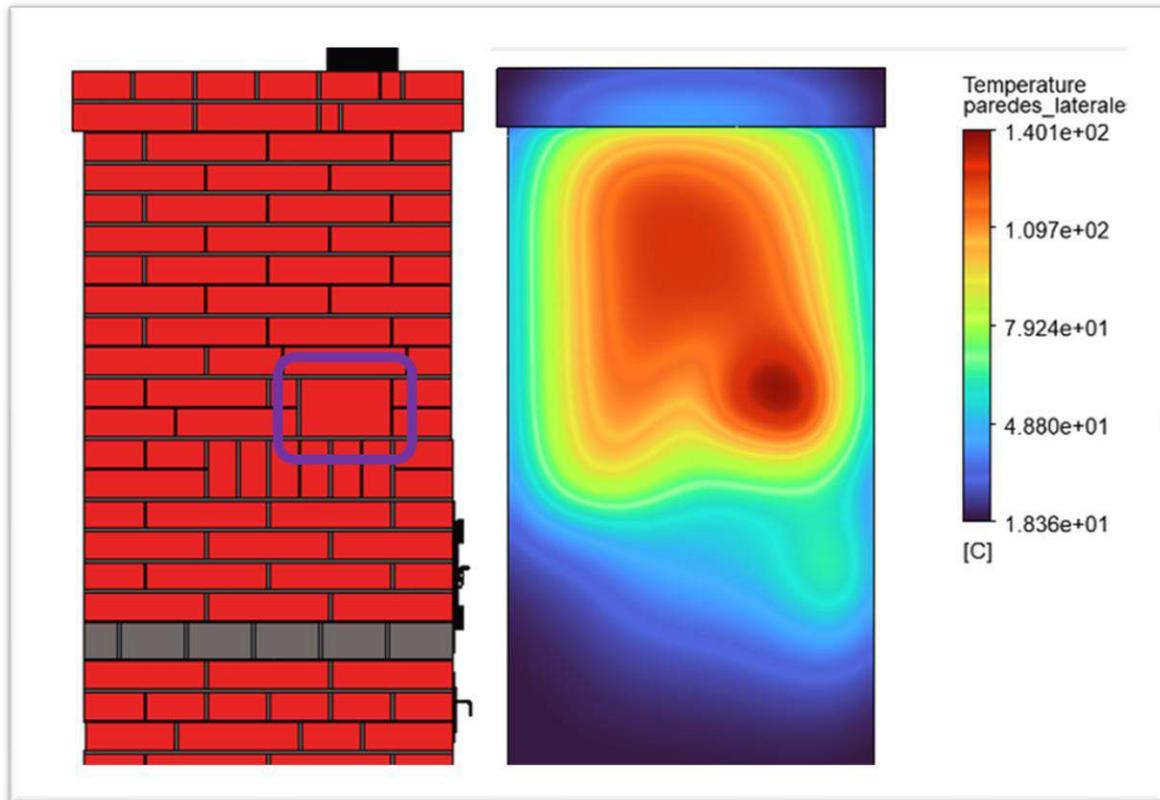


Figura 35. Representación CAD y modalización termográfica de pared lateral recuadrando zona de elevada turbulencia del flujo.

Nota: se presenta a la izquierda la representación CAD de la pared lateral recuadrando la región de interés y a la derecha la modelización termográfica exterior de la zona descrita.

15.1.5.4. Análisis del aire

Como hemos mencionado en las simplificaciones de este apartado se individualizaron los flujos intervinientes en el proceso.

Con esta diferenciación la modelización del aire solo tiene la función de simular la disminución de temperatura en la estructura que el mismo ofrece en la entrada a la cámara de fuegos. Sin embargo, en el proceso real, el aire actúa como comburente en el desarrollo de la combustión, es por ello, se debe verificar (aunque no se simule) que dicho fluido pueda alcanzar las condiciones necesarias para lograr desarrollar la combustión tal como se planteó en el *inciso 14*.

En la *Figura 36* se aprecian las líneas de trayectoria del aire en su ingreso a la cámara de fuegos y la velocidad que este fluido adquiere en dicho trayecto.

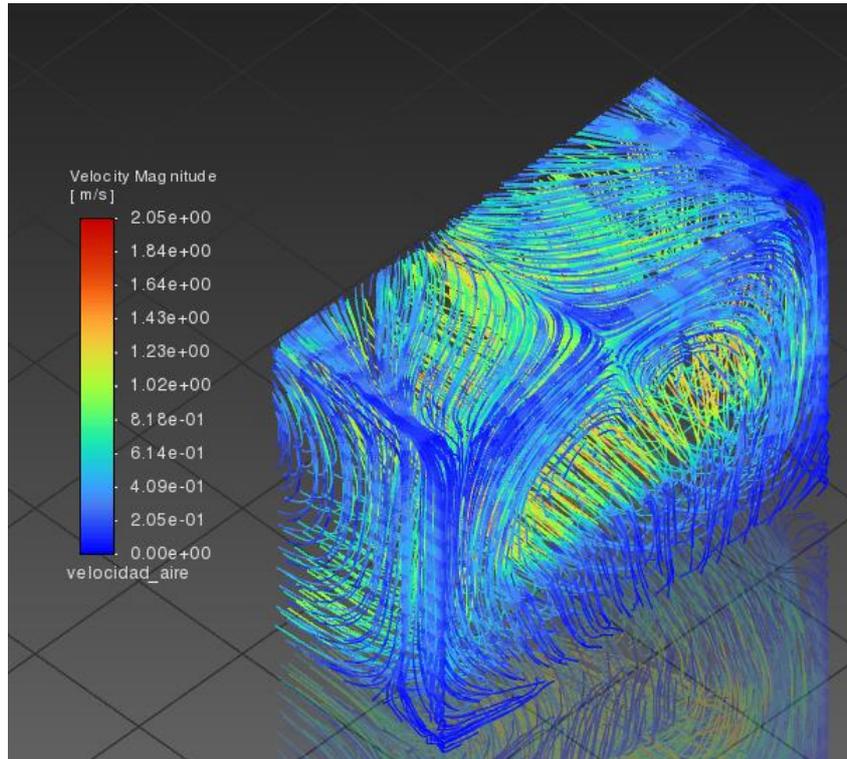


Figura 36. Líneas de trayectoria y velocidad de aire.

Para obtener una visual clara y representativa del fluido comburente se ilustra en la *Figura 37* la sección media del flujo efectuando su recorrido de ingreso a la cámara.

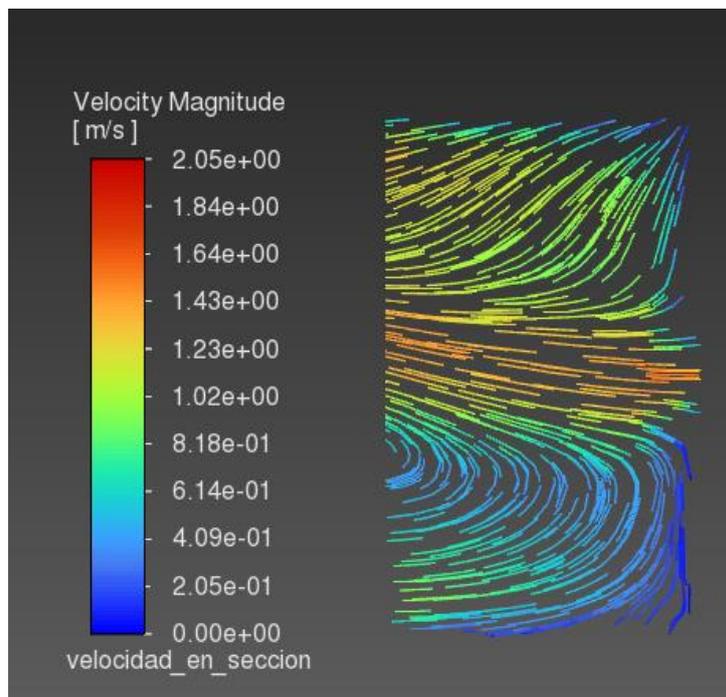


Figura 37. Líneas de trayectoria y velocidad de aire en la sección transversal media.

Siguiendo con el análisis, se ilustra en la *Figura 38*, la variación de la velocidad promedio en la entrada del aire a la cámara de fuegos según las iteraciones efectuadas en la resolución de las ecuaciones intervinientes.

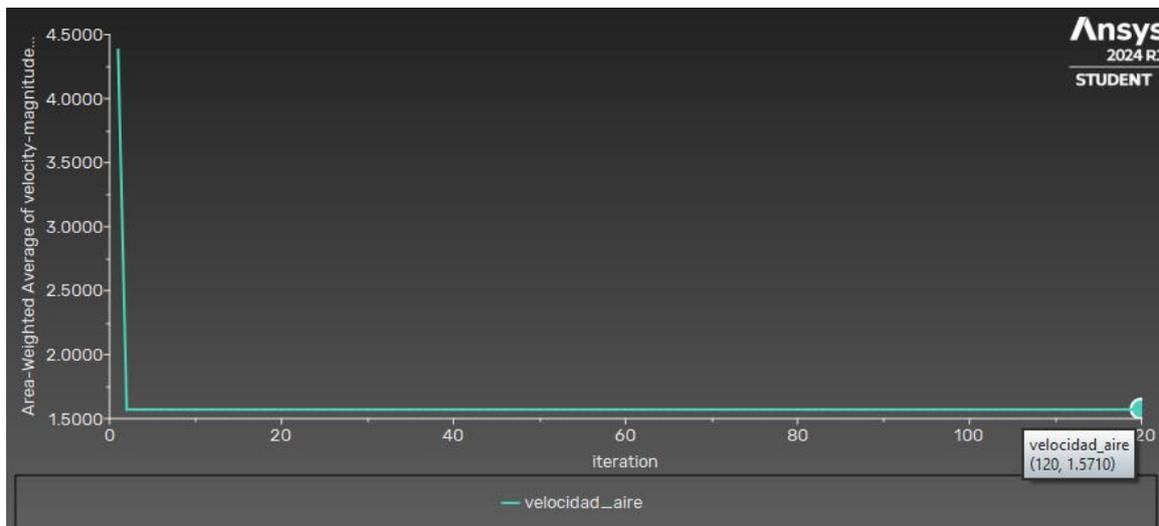


Figura 38. Variación de la velocidad promedio en la entrada del aire según iteraciones efectuadas.

Se observa en la gráfica que la velocidad promedio que el aire debe adquirir para lograr obtener el flujo masico necesario para quemar $1,5 \text{ kg comb./h}$ con un exceso de aire de 200% ($\lambda = 3$) es de aproximadamente $1,57 \text{ m/seg}$.

Para constatar que en el proceso real la velocidad del aire puede adquirir dicha magnitud, se muestran en la *Figura 39* mediciones experimentales realizadas sobre la entrada de aire a la cámara de fuegos de una estufa a leña. Dichas medidas se efectuaron con un intervalo de muestreo de 1 segundo en un ciclo de medición de aproximadamente 160 segundos donde se arrojan los valores de temperatura y velocidad del flujo.



Figura 39. Mediciones experimentales sobre el flujo de aire [31].

Nota: La curva verde (y su respectiva escala de color análogo) nos indica la velocidad del aire en m/seg , mientras que la curva negra (con su escala del mismo color) nos detalla la temperatura en $^{\circ}C$.

Como medidas representativas de la velocidad del aire, se tomarán aquellas que estén comprendidas dentro del recuadro amarillo, ya que, medidas establecidas por debajo del límite inferior del mismo (fijado en $0,75 m/seg$) se deben a la puesta a punto del instrumento al comienzo del muestreo (inicio de la curva de velocidad) y al movimiento de la sonda de medición por distintas secciones de la entrada de aire (caídas pronunciadas en los valores medios de la medición).

En la *Figura 40* se muestran en forma gráfica, las mediciones de velocidad incluidas dentro del límite válido establecido (recuadro amarillo).

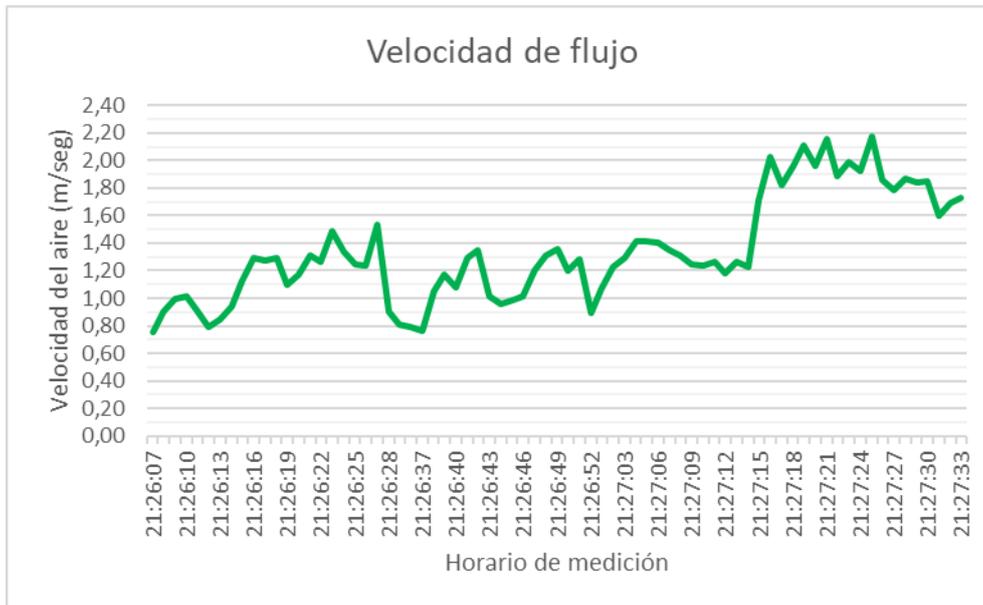


Figura 40. Velocidad del aire a la entrada de la cámara.

En la *Tabla 32* se exponen las velocidades promedio, mínima y máxima que se extraen del análisis de la *Figura 40*.

Mediciones	Velocidades (m/seg)
Promedio	1,34
Mínima	0,75
Máximo	2,17

Tabla 32. Mediciones destacadas de velocidad de flujo.

Por lo presentado en la tabla anterior, vemos que el aire en condiciones reales de operación alcanza velocidades cercanas a las requeridas en nuestro caso de estudio ($1,57 \text{ m/seg}$) para producir la combustión con 200% de exceso de comburente ($\lambda = 3$) anteriormente planteada.

15.2. Cálculo de intercambio de calor por radiación

Una vez hallado el calor por convección intercambiado por las paredes exteriores de la estructura y el ambiente, resta calcular el calor transmitido por radiación.

Para ello nos basaremos en los resultados entregados por la modelización 3D presentada en la *Figura 32*, las medidas de las superficies externas basadas en el *Anexo [16]* y los datos de las propiedades del ladrillo cocido presentados en la *Tabla 22*.

Las características de relevancia para calcular el calor por radiación de cada superficie exterior se agrupan en la *Tabla 33*.

<i>Paredes</i>	<i>Temperatura prom. (K)</i>	<i>Area (m²)</i>	<i>Coefficiente de emisividad (ε)</i>
Pared frontal	347	0,4625	0.95
Pared trasera	337	0,508	
Pared lateral izq.	346	0,765	
Pared lateral der.	346	0,765	
Pared superior	333	0,564	

Tabla 33. Temperatura, área y emisividad de superficies externas.

Sabiendo entonces que la temperatura absoluta del aire ambiente es de $T_{amb} = 291 K$ solo nos resta reemplazar valores en la ecuación presentada en el *apartado 12* de este documento. Se tiene entonces que:

$$\dot{Q}_{emitida} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_s \cdot (T_s^4 - T_{amb}^4)$$

Donde:

ε : coeficiente de emisividad.

$\sigma = 5,67 \times 10^{-8} W/m^2 \cdot K^4$, es la constante de Stefan-Boltzmann.

A_s : área de la superficie analizada.

T_s : temperatura absoluta de la superficie.

T_{amb} : temperatura absoluta del ambiente

Reemplazando los valores para cada superficie tenemos que:

$$\dot{Q}_{P.f} = 0,95 \cdot 5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4 \cdot 0,4625 \text{ m}^2 \cdot (347 \text{ K}^4 - 291 \text{ K}^4) = 183 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{P.t} = 0,95 \cdot 5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4 \cdot 0,508 \text{ m}^2 \cdot (337 \text{ K}^4 - 291 \text{ K}^4) = 157 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{P.izq.} = 0,95 \cdot 5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4 \cdot 0,765 \text{ m}^2 \cdot (346 \text{ K}^4 - 291 \text{ K}^4) = 295 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{P.der.} = 0,95 \cdot 5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4 \cdot 0,765 \text{ m}^2 \cdot (346 \text{ K}^4 - 291 \text{ K}^4) = 295 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{P.sup.} = 0,95 \cdot 5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4 \cdot 0,564 \text{ m}^2 \cdot (333 \text{ K}^4 - 291 \text{ K}^4) = 156 \text{ W}$$

Entonces la potencia total irradiada por la superficie externa de la estufa Chuncana será:

$$\dot{Q}_{rad} = \dot{Q}_{P.f} + \dot{Q}_{P.t} + \dot{Q}_{P.izq.} + \dot{Q}_{P.der.} + \dot{Q}_{P.sup.}$$

Reemplazando nos queda:

$$\dot{Q}_{rad} = 183 \text{ W} + 157 \text{ W} + 295 \text{ W} + 295 \text{ W} + 156 \text{ W} = 1086 \text{ W}$$

16. Rendimiento energético

Una vez evaluadas las proporciones de transferencia de calor por convección y radiación que la estructura externa tiene con el ambiente, se procede a efectuar el cálculo de rendimiento para conocer la eficiencia que tiene la estufa trabajando al régimen estacionario ya descrito.

Sabemos que la potencia suministrada por el combustible es de:

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{Q}_{util} = 5675 \text{ W}$$

El calor aprovechado para calefaccionar el ambiente y lograr el confort térmico requerido en la vivienda es la suma del calor intercambiado por convección y radiación de la estructura. Entonces se tiene:

$$\dot{Q}_{aprovechado} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} = 1382 \text{ W} + 1086 \text{ W} = 2468 \text{ W}$$

Por ende, el rendimiento térmico total de la estufa será la proporción aprovechada del calor suministrado. Esto se expresa de la siguiente manera:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{aprovechado}}{\dot{Q}_{util}} = \frac{2468 \text{ W}}{5675 \text{ W}} = 0,435$$

$$\eta = 43,5\%$$

En la *Figura 41* se grafica de manera esquemática el calor suministrado por el combustible y las proporciones que representan la transmisión de calor en las dos formas anteriormente mencionadas.

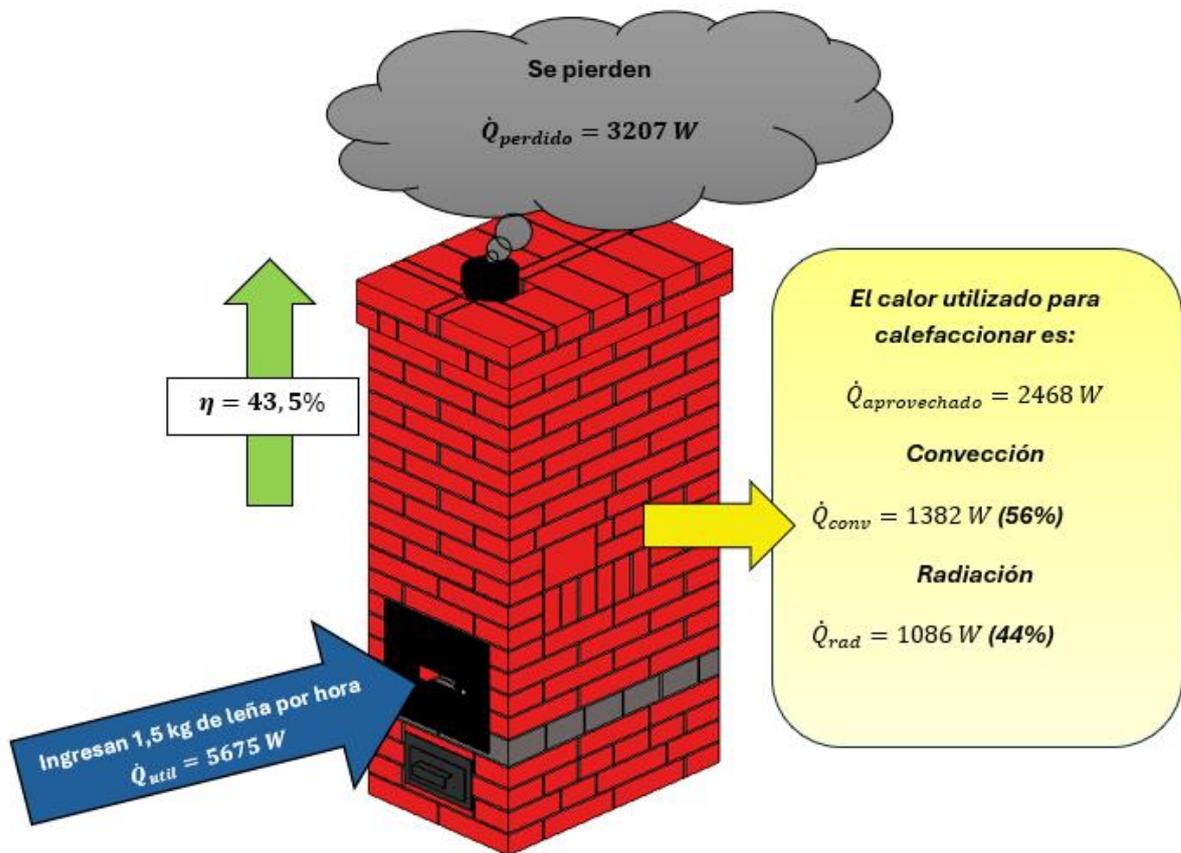


Figura 41. Rendimiento y proporciones de transmisión del calor al ambiente.

17. Conclusiones

En el desarrollo de estas prácticas profesionales supervisadas se obtuvo, el balance térmico de la estufa Chuncana mejorada, sus respectivas proporciones de intercambio de calor por convección y radiación y con ello su rendimiento.

En pos de perfeccionar el rendimiento de la estufa y optimizar el aprovechamiento de un recurso escaso como lo es la biomasa, se identificó la siguiente oportunidad de mejora:

- Fabricación del ducto de escape de manera tal que la parte externa del mismo este conformada por ladrillos sobre su canto colocados de manera intercalada. Esto con el objetivo de propiciar los ensanchamientos en el mismo, incrementando la turbulencia y con ello el tiempo de permanencia de los gases de combustión favoreciendo el intercambio de calor.

Cabe aclarar que la mejora indicada está sujeta a un análisis constructivo que se encuentra fuera del alcance del presente trabajo.

Conforme con los resultados entregados se evidencia que la estufa Chuncana mejorada es un dispositivo accesible, con un bajo costo inicial, de fácil construcción, dimensiones moderadas y un rendimiento térmico eficiente (44%) conforme a su tamaño.

Por lo anteriormente detallado se posiciona como una gran alternativa para sustituir a equipos como hogares abiertos con un rendimiento del 10% o estufas de hierro tipo salamandra que posean un rendimiento a plena carga del 40%.

Sin bien en el párrafo anterior se comparan de forma directa rendimientos térmicos, cabe destacar que, en estufas de inercia, como lo es el modelo Chuncana mejorada, se posee la ventaja (por sus características constructivas) de poder almacenar altas temperaturas en su estructura por largos periodos de tiempo y por esto, seguir entregando calor al medio, pese a que la misma no se encuentre en régimen de trabajo.

Dicha característica no se puede obtener empleando estufas de hierro u hogares abiertos, debido a que los mismos poseen una baja retención de energía.

Por todo lo expuesto, este modelo otorga la posibilidad de aprovechar de manera eficiente la disponibilidad de biomasa en situaciones donde no se disponga de las fuentes de energía convencionales para lograr el requerido confort térmico de una vivienda.

Bibliografía

- [1] Eficiencia energética en la Argentina. Salvador Gil. Consorcio liderado por GFA Consulting Group. Año 2020.
- [2] Consumos de gas residencial por red. Ente Nacional Regulador del Gas (ENARGAS). Año 2024.
- [3] Encuesta nacional de gastos de los hogares – Instituto Nacional de censos y estadísticas (INDEC) – Año: 2018
- [4] Eficiencia en la cocción. ¿Cuáles son los artefactos de cocción más eficientes en Argentina? Ente Nacional Regulador del Gas (ENARGAS). Año 2020.
- [5] Bosques y energía Cuestiones clave. Organización de las Naciones Unidas para la agricultura y la alimentación. Año 2008.
- [6] Consumo de leña y/o carbón de madera como combustible para la cocción de alimentos en hogares argentinos. Gonzalo Rafael de Bedía, Paulo Sacchi.
- [7] Battro, P. (1994). Estufa a leña de alto rendimiento – Pablo Battro (Mayo de 1994) – Cuarta edición corregida y aumentada: Pablo Caimi. (2006) - Trelew: Instituto Nacional de Tecnología Agropecuaria (INTA).
- [8] SARA Estufa social argentina de alto rendimiento: Manual para autoconstructores. Alberto Nanami ... [et.al.]. - 1a ed. - San Martín: Instituto Nacional de Tecnología Industrial - INTI, 2014.
- [9] Evaluación cuali-cuantitativa de aislaciones térmicas alternativas para viviendas. El caso de la agricultura familiar. Viegas, Graciela Melisa; Walsh, Carolina; Barros, María Victoria. Revista INVI, vol. 31, núm. 86. Mayo, 2016.
- [10] Diseño y construcción de estufa Rocket e intercambiador de calor modular para climatización ampliada - Proyecto final de graduación - Universidad Nacional de Mar del Plata. Facultad de Ingeniería; Argentina. Flego, Daiana Mariel. Noviembre, 2019.
- [11] Manuales sobre energía renovable: Biomasa/ Biomass. Oficina para Centroamérica de Biomass Users Network (BUN-CA), en el contexto del proyecto "Fortalecimiento de la capacidad en energía renovable para América Central" (FOCER). 1ra edición San José, Costa Rica. Septiembre, 2002.
- [12] Comportamiento de la leña de quebracho colorado y blanco en el secado natural. Gonzalo de Bedía... [et.al.].

- [13] Consejos para el secado de leña - Ing. Pablo Kulbaba. Año 2022. <https://hacono.com/wp-content/uploads/2022/08/2022-07-27-consejos-secado-lena-1.pdf>.
- [14] Combustión de biomasa: conceptos, tecnologías y aplicaciones en la agroindustria de la palma de aceite. Revista Palmas. Bogotá (Colombia) vol. 39 (4) 24 - 44, octubre – diciembre, 2018.
- [15] <https://www.hotfiredoor.com/es/blog/usos-ceniza-madera/>.
- [16] Anexo – Estufa Chuncana mejorada esencial – Revisión N°01 Fecha: 25/07/2023 – Ing. Pablo Kulbaba. https://hacono.com/project/estufa_chuncana_esencial/
- [17] Estudio termodinámico de una estufa domestica de leña para uso rural. Tesis para licenciatura de física. Facultad de Ciencias, UNAM México D.F. Claudia Sheinbaum Pardo. Noviembre-diciembre, 1988.
- [18] [Madera y fuego | Maderea](#)
- [19] Transferencia de calor y de masa – un enfoque practico – Tercera edición - Yunus A. Çengel - University of Nevada, Reno.
- [20] Fundamentos de transferencia de calor – Cuarta edición - Frank P. Incropera, David P. DeWitt, School of Mechanical Engineering Purdue University. México 1999.
- [21] Ensayo. Informe Final. R02 - Estufas Otromodo - Año 2022.
- [22] Cálculo de proporciones radiactivas y convectivas de una estufa de alto rendimiento utilizando gas o biomasa como combustible - L. I. Boccaccini, A. L. Hernández, G. A. Berra – Fecha: 30/11/2021.
- [23] Estudio experimental de la radiación térmica emitida por una estufa de alto rendimiento - L. Boccaccini, J. Quiñonez y A. Hernández – Fecha: 29/6/18.
- [24] Tecnología del calor 4to Año Ingeniería Mecánica. Apunte 4to año ingeniería mecánica. Facultad Regional San Nicolas. Ing. Javier M. Krause. Año 2002.
- [25] Tecnología de la madera -3ra edición-. Santiago Vignote Peña; Isaac Martinez Rojas. Año 2006.
- [26] Desarrollo de casos técnicos de fluidotécnica mediante simulación numérica - Cristina Raga Barciela – Universidad de Zaragoza, escuela de Ingeniería y Arquitectura, Curso 2015-2016.
- [27] Simulación CFD del proceso de combustión en un quemador con prerrotación - Martin, Zamora Javier. Valladolid, Julio 2015.

[28] Modelado CFD del flujo no reactivo en la cámara de combustión de motores aeroderivados mediante mallado adaptativo - Carlos Moreno Montagud - Trabajo fin de Máster en Ingeniería Aeronáutica, Universidad Politécnica de Valencia - Septiembre de 2018.

[29] Densidad de maderas (Kg/m³) ordenadas por nombre común - INTI – CITEMA - Ing. Ftal. María Elena Atencia - Agosto 2003.

[30] Ansys Fluent User's Guide - Release 2024 R1, January 2024.

[31] Comunicación privada con Ing. Pablo Kulbaba. Fecha:10/9/24 – Medición realizada con instrumento Testo 405i sobre estufa Danesa 8.