

UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

VALPARAÍSO – CHILE



“MODELACIÓN COMPUTACIONAL DE LA
DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURAS AL
INTERIOR DE UN HORNO TÚNEL”

YARDENA ARIELA JODECK OSSES

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

PROFESOR GUÍA: PhD. ING. CARLOS ROSALES H.
PROFESOR CORREFERENTE: PhD. ING. CHRISTOPHER COOPER V.

MAYO-2018

AGRADECIMIENTOS

Dedico este trabajo de titulación a mi madre, ya que sin su esfuerzo y dedicación nada de esto habría sido posible. Agradezco a Dios por la iluminación en mis momentos más difíciles, también a mi familia y amigos por su apoyo incondicional, a mi profesor guía por los consejos y conocimientos que me permitieron llevar un bien fin a esta memoria de titulación, y a todas las personas que fueron parte de este proceso.

¡Gracias a todos!

Resumen

Desde el enfoque de la dinámica de fluidos computacional se construye un modelo para la simulación del comportamiento térmico y fluidodinámico de un horno tipo túnel con recirculación forzada de aire.

La metodología propuesta consiste en el uso del software Ansys Fluent V18.2 que se basa en la resolución de las ecuaciones de Navier-Stokes sobre un modelo CAD 3D de una sección representativa del horno.

A partir de modificaciones en las condiciones de borde, ubicación y cantidad de componentes, se analiza la influencia de distintas configuraciones sobre el campo de temperaturas y circulación de aire.

Las dimensiones geométricas para el modelo CAD 3D se obtienen a partir de planos de diseño del horno, así como ubicación de componentes tales como quemadores, ventiladores y ductos. Estos fueron seleccionados a partir de catálogos de fabricantes según los requerimientos de potencia y caudal. En este caso, se selecciona un quemador de gas de 163 [kW] y un ventilador de 1100 [m³/h].

La simulación se desarrolla en estado estacionario, pues interesa conocer la distribución de temperaturas durante el tratamiento térmico el cual se realiza en condiciones estables de operación. Se incluyen los efectos de la turbulencia por medio del modelo *Realizable k-ε*, ya que predice de mejor manera flujos en geometrías complejas con recirculación en comparación a otros modelos disponibles. Además, se considera la transferencia de calor hacia el ambiente por conducción por lo que se seleccionan materiales estructurales que normalmente se utilizan en la construcción de este tipo de horno.

Se analizan 3 configuraciones incluyendo la configuración original. En el caso de la geometría base, además de la presencia de gradientes térmicos una de las preocupaciones principales es la pérdida de energía debido a un mezclado deficiente a causa de la cercanía entre los quemadores y ductos de extracción de aire; En este caso, si bien gran parte de los gases son recirculados, se obtiene como resultado una diferencia de temperaturas de 19[°C] en $y = 1.2$ [m] y un gradiente de temperaturas alto en el lado opuesto al quemador para la

configuración original. Con respecto a la configuración 2, donde se consideran dos quemadores por sección ubicados en las caras laterales del horno, la distribución de temperaturas cambia en cada sección del horno y se obtiene una diferencia de temperaturas de 60[°C] en $y = 1.2$ [m]. En el caso de la configuración 3, donde se analiza la influencia sobre los campos de temperatura y velocidades al utilizar un solo quemador lateral por sección en lugar de dos, la diferencia de temperaturas es de 35 [°C].

Finalmente, se ha comprobado que la dinámica de fluidos computacional permite caracterizar de manera muy eficiente el comportamiento de sistemas que involucran geometrías complejas.

Abstract

From the computational fluid dynamics approach a simulation model has been built. It predicts thermal and fluid dynamic behavior of a tunnel type furnace with forced flue gases recirculation for tempering process of 5 and 5½ inch diameter forged steel balls (127-139.7 [mm]).

The proposed methodology consists in the use of Ansys Fluent V18.2 software that is based on the resolution of Navier-Stokes equations over a 3D CAD model of a representative section furnace. Then, by means of changes on boundary conditions, location and number of components, the influence over the temperature fields and gases circulation of different arrangements will be analyzed. The objective is to determine best arrangement of the burners and/or fans to obtain a uniform transverse temperature as the material advances through the transport tray.

Geometrical dimensions for the 3D CAD model were obtained from furnace design plans, as well as the location of components such as burners, fans and ducts. These have been selected from manufacturer's catalogs according to power and flow requirements. In this case, a gas burner of 163 [kW] and a fan of 1100 [m³/h] were selected.

A steady state simulation was performed, because of the interest on temperature distribution during the thermal treatment which is assumed to be carried out under stable operating conditions. Turbulence effects has been included using the Realizable model $k-\epsilon$ as, compared to other available models, it predicts in a best way complex geometries flows that includes recirculation zones. Also, environment heat transfer by conduction is considered, so structural materials that are normally used in the construction of this type of kiln are selected.

Three configurations were analyzed including the original configuration. In the case of base geometry, in addition to the presence of thermal gradients one of the biggest concerns is the loss of energy due to proximity between the burners and air extraction ducts; In this case, a temperature difference of 30 [°C] and a high temperature gradient on the opposite side to the burner result. In case of the second configuration, where two burners per section located

on the side faces of the furnace are considered, the temperature distribution changes in each section of the furnace and become unequal. In case of third configuration, the influence on the temperature and velocity fields of using a single burner on one of the side faces of the furnace, instead of one, is analyzed. In the latter case, the temperature difference decreases to 35[°C].

Finally, it has been proved that the computational fluid dynamics allows characterizing efficiently the behavior of systems that involve complex geometries.

Nomenclatura

ϕ_P : Variable ϕ en un nodo P o central.

ϕ_{nb} : Variable ϕ en los nodos vecinos al nodo P.

a_p : Coeficiente que acompaña al término ϕ en el nodo P.

a_{nb} : Coeficiente que acompaña al término ϕ en nodos vecinos al nodo P.

σ_{ij} : Tensor de esfuerzos viscosos.

μ : Viscosidad dinámica.

λ : Segunda viscosidad.

τ_{eff} : Tensor de esfuerzos viscosos.

k_{eff} : Conductividad térmica efectiva.

$\vec{u}(t)$: Velocidad instantánea en la dirección x.

$\vec{U}$: Valor estacionario o promedio de la velocidad instantánea en la dirección x.

$\vec{u}'(t)$: Componente fluctuante de la velocidad instantánea en la dirección x.

μ_t : Viscosidad turbulenta.

Γ_t : Difusividad turbulenta.

k : Energía cinética turbulenta.

ε : Tasa de disipación turbulenta.

G_k : Generación de energía cinética turbulenta debido a gradientes de velocidad media.

G_b : Generación de energía cinética turbulenta debido a la flotabilidad.

Y_M : Compresibilidad en el flujo turbulento sobre la tasa de deformación.

σ_k : Número de Prandtl turbulento.

S_{ij} : Tasa media de deformación.

a_s : Constante de swirl.

Ω : Número característico de swirl.

Índice general

1. Introducción	17
1.1 Objetivos	20
2. Antecedentes generales	21
2.1 Características generales del horno	21
2.2 Simplificaciones	24
3. Fundamentos teóricos.....	25
3.1 ¿Qué es la CFD?.....	25
3.2 Ventajas de la resolución por CFD	25
3.3 Desventajas de la resolución por CFD	25
3.4 Áreas de aplicación de la CFD	25
3.5 Etapas de un modelamiento CFD.....	26
3.5.1 Pre-procesamiento	26
3.5.1.1 Generación del dominio geométrico	27
3.5.1.2 Generación de la malla.....	28
3.5.1.2.1 Criterios de calidad de malla	29
3.5.1.3 Convergencia.....	29
3.5.1.4 Residuales.....	30
3.5.1.4.1 “Unscaled residual”	30
3.5.1.4.2 “Scaled Residual”	30
3.5.1.4.3 Residual normalizado	31
3.5.1.5 Monitor de fenómenos	32
3.5.1.6 Balances de masa y energía.....	32
3.5.1.7 Setup.....	32
3.5.2 Procesamiento	32
3.5.3 Post-procesamiento	33
3.5.3.1 Visualización de resultados	33
3.6 Ecuaciones gobernantes del flujo de fluidos	34
3.6.1 Ecuación de continuidad	35
3.6.2 Ecuaciones de Navier-Stokes	35
3.6.3 Ecuación de conservación de la energía.....	37

3.6.4	Ecuación diferencial general	38
3.7	Turbulencia	38
3.7.1	Ecuaciones promediadas de Reynolds	39
3.7.2	Ecuaciones de Reynolds.....	40
3.7.3	Modelación de esfuerzos de Reynolds	41
3.7.4	Modelos de turbulencia	42
3.7.4.1	Modelo escala de mezcla.....	42
3.7.4.2	Modelo Standard <i>k</i> - ϵ	43
3.7.4.3	Modelo RNG <i>k</i> - ϵ	45
3.7.4.4	Modelo Realizable <i>k</i> - ϵ	46
3.8	Métodos de discretización	47
3.9	Volúmenes finitos	47
3.9.1	Discretización espacial	48
3.9.1.1	Aproximación de integrales de superficie e integrales de volumen	48
3.9.1.2	Esquema de diferencias centradas	49
3.9.1.3	Esquema de interpolación Upwind.....	50
3.10	Resolución de las ecuaciones de Navier-Stokes.....	50
3.10.1	Algoritmos para acoplamiento presión-velocidad.....	52
3.10.1.1	Algoritmo SIMPLE	53
3.10.1.1.1	Ecuaciones de velocidad corregida por la presión	54
3.10.1.1.2	Ecuación de corrección de presión	55
3.10.2	Factores de relajación.....	56
3.10.3	Resolución de las ecuaciones de transporte.....	57
4.	Metodología CFD.....	60
4.1	Detalles del problema a modelar	60
4.1.1	Funcionamiento	60
4.1.2	Características Geométricas y simplificaciones	60
4.1.3	Parámetros de funcionamiento y definición de materiales	62
4.1.4	Selección y cálculo de componentes	62
4.1.4.1	Cálculo de la fuente de momentum	63
4.1.4.2	Cálculo de la velocidad de entrada en quemadores.....	64
4.2	Pre-procesamiento	67
4.2.1	Generación de la geometría.....	67

4.2.2	Generación de la malla de discretización	68
4.2.2.1	Distribución de propiedades de calidad de malla	70
4.2.2.2	Named Selections	74
4.2.3	Setup	76
4.2.3.1	Componentes del sistema de análisis	76
4.2.3.2	Inicializar Ansys Fluent	77
4.2.3.3	General	77
4.2.3.4	Models	78
4.2.3.5	Materials	79
4.2.3.6	Cell Zone Conditions	79
4.2.3.7	Boundary Conditions	79
4.2.3.8	Solution Methods	82
4.2.3.9	Solution Controls	83
4.2.3.10	Monitors	84
4.3	Procesamiento	87
4.3.1	Monitoreo de la convergencia	87
5.	Resultados	88
5.1	Monitores de convergencia configuración 1	89
5.2	Monitores de convergencia configuración 2	92
5.3	Monitores de convergencia configuración 3	95
6.	Post-procesamiento	99
6.1	Configuración 1, Caso 1: Quemador ubicado superiormente a 45° con T = 1833 [K]; V _x = 29[m/s], V _y = 29 [m/s]	101
6.2	Configuración 2, Caso 1: Dos quemadores laterales con T = 1833 [K]; V _x = 21[m/s], V _y = 0 [m/s]	106
6.3	Configuración 3, Caso 1: Quemador lateral con T = 1833 [K]; V _x = 42[m/s], V _y = 0 [m/s]	111
6.3.1	Influencia de la potencia en el quemador sobre el campo de temperaturas.	117
6.4	Configuración 1: Quemador ubicado superiormente a 45°	118
6.5	Configuración 2: Dos quemadores laterales	119
6.6	Configuración 3: Quemador ubicado lateralmente	120
7.	Conclusiones y posibles mejoras al modelo	124
8.	Bibliografía	126

Anexo 1: Plano conjunto transportador.....	127
Anexo 2: Plano ubicación campanas.....	129
Anexo 3: Detalle dimensiones campanas succión-impulsión.	131
Anexo 4: Cálculo de la velocidad de entrada de gas natural.....	132
Anexo 5: Cálculo fuente de momentum.....	136

Índice de figuras

Figura 1-1 Fotomicrografía de un acero con microestructura martensítica (Callister, 2000).	18
Figura 1-2 Micrografía de la martensita revenida (Callister, 2000).	19
Figura 2-3 Esquema general horno.	21
Figura 2-4 Vista lateral horno de revenido.	22
Figura 2-5 Corte transversal horno de revenido.	22
Figura 2-6 Esquemas de operación y conjunto parrillas.	23
Figura 2-7 Conjunto transportador de rastra y cadena.	23
Figura 2-8 Sección considerada para la simulación.	24
Figura 3-9 Etapas y actividades de un modelamiento CFD.	26
Figura 3-10 Ejemplo de dominio computacional utilizado en una simulación CFD.	27
Figura 3-11 Malla de discretización para un codo de mezcla.	28
Figura 3-12 Resultados de una simulación CFD para un codo de mezcla.	34
Figura 3-13 Punto de medición de velocidad bajo régimen turbulento (Ferziger & Perić, 2002). ...	39
Figura 3-14 Volumen de control principal (Ferziger & Perić, 2002).	49
Figura 3-15 Malla desplazada para cantidades escalares, ecuaciones de momentum en la dirección x, y ecuación de momentum en la dirección y (Ferziger & Perić, 2002).	51
Figura 4-16 Dimensiones consideradas para la generación de la geometría base.	61
Figura 4-17 Dimensiones campana de recirculación.	61
Figura 4-18 Fuente de momentum.	67
Figura 4-19 Opciones Mesh Control para la modificación de la malla de discretización.	69
Figura 4-20 Vista frontal malla tipo “Automatic” con (a) Relevance 70 (b) Relevance 90.	69
Figura 4-21 Vista frontal malla generada bajo la opción Hex dominant (a) Relevance 70 (b) Relevante 90.	70
Figura 4-22 Distribución de la propiedad Skewness en malla 1.	71
Figura 4-23 Distribución de la propiedad Orthogonal Quality en malla 1.	71
Figura 4-24 Distribución de la propiedad Skewness en malla 2.	72
Figura 4-25 Distribución de la propiedad Orthogonal Quality de la malla 2.	72
Figura 4-26 Distribución de la propiedad Skewness para la malla 3.	73
Figura 4-27 Distribución de la propiedad Orthogonal Quality para la malla 3.	73
Figura 4-28 Distribución de la propiedad Skewness en malla 4.	73
Figura 4-29 Distribución de la propiedad Orthogonal Quality malla 4.	74
Figura 4-30 Named Selections para la implementación de condiciones de borde.	75
Figura 4-31 Named selections para la implementación de condiciones de borde.	75
Figura 4-32 Componentes de sistema de análisis.	76
Figura 4-33 Fluent Launcher.	77
Figura 4-34 General Options.	78
Figura 4-35 Asignación de fuentes.	79
Figura 4-36 Zonas para asignación de condiciones de borde.	80
Figura 4-37 Condiciones de borde Pressure_Outlet_ducto.	81
Figura 4-38 Condiciones de borde Wall_horno (Thermal).	82
Figura 4-39 Método de resolución y esquemas de discretización.	83

Figura 4-40 Factores de control de solución.	83
Figura 4-41 Monitores de convergencia por defecto.....	84
Figura 4-42 Planos en el dominio geométrico.....	85
Figura 4-43 Líneas L1: $y=1.2$ [m] ; L2: $y=1.4$ [m]; L3: $y= 1.6$ [m]; L4: $y=1.8$ [m]; L5: $y=2.0$ [m].	85
Figura 4-44 Monitor de convergencia para la velocidad de fuente.	86
Figura 4-45 Coordenadas para monitores de velocidad de fuente.	86
Figura 4-46 Definición plano zona cercana a la carga.	86
Figura 4-47 Inicialización de la solución.	87
Figura 5-48 a) Configuración 1, b) Configuración 2, y c) Configuración 3.....	88
Figura 5-49 Gráfico de residuales caso 1.	89
Figura 5-50 Monitor de velocidad fuente caso 1.....	90
Figura 5-51 Resultado desbalance de masa caso 1.....	90
Figura 5-52 Gráfico de residuales escalados caso 2.....	91
Figura 5-53 Monitor de velocidad de fuente caso 2.....	91
Figura 5-54 Resultado para el desbalance de masa caso 2.....	92
Figura 5-55 Gráfico de residuales.	92
Figura 5-56 Monitor de velocidad de fuente.	93
Figura 5-57 Balance de masa configuración 2.	93
Figura 5-58 Gráfico de residuales.	94
Figura 5-59 Monitor de velocidad de fuente.	94
Figura 5-60 Desbalance de masa.....	95
Figura 5-61 Gráfico de residuales.	96
Figura 5-62 Monitor de velocidad de fuente.	96
Figura 5-63 Desbalance de masa.....	97
Figura 5-64 Gráfico de residuales.	97
Figura 5-65 Monitor de velocidad de fuente.	98
Figura 5-66 Desbalance de masa.....	98
Figura 6-67 (a) Ubicación plano y (b) líneas y_1 , y , y_{11} para el estudio de la temperatura en la zona de carga.	99
Figura 6-68 Ubicación líneas l_1 - p_1 → l_5 - p_1 definidas sobre plano en $z = 3.2$ [m].	100
Figura 6-69 Ubicación líneas $y_1 = 1.2$ [m]→ $y_5 = 2.0$ [m], en $x = 0.2$ [m]; $y = 1.2$ [m] → $y = 2.0$ [m], en $x = 1.0875$ [m]; $y_{11} = 1.2$ [m]→ $y_{55} = 2.0$ [m], en $x = 1.975$ [m].	100
Figura 6-70 Contornos de temperatura en un plano transversal al avance de la carga en $z = 3.2$ [m] para el Caso 1.	101
Figura 6-71 Gráfico de temperaturas para $y = 1.2$ [m] para tres valores de x a lo largo del eje z para el Caso 1.	102
Figura 6-72 Contornos de velocidad en $z = 3.2$ [m]: Caso 1.....	102
Figura 6-73 Vectores normalizados de velocidad en $z = 3.2$ [m]: Caso 1.....	103
Figura 6-74 Gráfico de temperaturas en (a) $x = 0.2$ [m] (b) $x = 1.0875$ [m] (c) $x = 1.975$ [m]; para $z = 0$ [m] hasta $z = 4.225$ [m].	104
Figura 6-75 Gráfico de temperatura sobre un plano transversal en $z = 3.2$ [m] sobre las líneas l_1 : $y = 1.2$ [m]; l_2 : $y = 1.4$ [m]; l_3 : $y = 1.6$ [m]; l_4 : $y = 1.8$ [m]; l_5 : $y = 2$ [m].	105
Figura 6-76 Contornos de temperatura en un plano transversal al avance de la carga en $z = 3.2$ [m] para el Caso 1.	106

Figura 6-77 Gráfico de temperaturas para $y = 1.2$ [m] para tres valores de x a lo largo del eje z para el Caso 1.....	107
Figura 6-78 Contornos de velocidad en $z = 3.2$ [m]: Caso 1.....	107
Figura 6-79 Vectores normalizados de velocidad en $z = 3.2$ [m]: Caso 1.....	108
Figura 6-80 Gráfico de temperaturas en (a) $x = 0.2$ [m] (b) $x = 1.0875$ [m] (c) $x = 1.975$ [m]: para $z = 0$ [m] hasta $z = 4.225$ [m]......	109
Figura 6-81 Gráfico de temperatura sobre un plano transversal en $z = 3.2$ [m] sobre las líneas l1: $y = 1.2$ [m]; l2: $y = 1.4$ [m]; l3: $y = 1.6$ [m]; l4: $y = 1.8$ [m]; l5: $y = 2$ [m]......	110
Figura 6-82 Contornos de temperatura en un plano transversal al avance de la carga en $z = 3.2$ [m] para el Caso 1.	111
Figura 6-83 Gráfico de temperaturas para $y = 1.2$ [m] para tres valores de x a lo largo del eje z para el Caso 1.....	112
Figura 6-84 Contornos velocidad en $z = 3.2$ [m]: Caso 1.	112
Figura 6-85 Vectores normalizados de velocidad en $z = 3.2$ [m]: Caso 1.....	113
Figura 6-86 Gráfico de temperaturas en (a) $x = 0.2$ [m] (b) $x = 1.0875$ [m] (c) $x = 1.975$ [m]: para $z = 0$ [m] hasta $z = 4.225$ [m]......	114
Figura 6-87 Gráfico de temperatura sobre un plano transversal en $z = 3.2$ [m] sobre las líneas l1: $y = 1.2$ [m]; l2: $y = 1.4$ [m]; l3: $y = 1.6$ [m]; l4: $y = 1.8$ [m]; l5: $y = 2$ [m]......	116
Figura 6-88 Contornos de temperatura configuración 1: (a) Caso 2, (b) Caso 3, (c) Caso 4.	118
Figura 6-89 Contornos de temperatura configuración 2: (a) Caso 2, (b) Caso 3, (c) Caso 4.	119
Figura 6-90 Contornos de temperatura configuración 3: (a) Caso 2, (b) Caso 3, (c) Caso 4.	120
Figura 6-91 Distribución de temperaturas zona carga: (a) Configuración 1, (b) Configuración 2, (c) Configuración 3.....	121
Figura 6-92 Distribución de temperaturas según configuración: (a) Caso 3, (b) Caso 4.	122
Figura 6-93 Distribución de temperaturas según configuración: (a) Caso 3, (b) Caso 4.	122
Figura 6-94 Distribución de temperaturas según configuración: (a) Caso 3, (b) Caso 4.	123

Índice de tablas

Tabla 4-1 Parámetros de funcionamiento.....	62
Tabla 4-2 Propiedades de los materiales utilizados en la simulación.	62
Tabla 4-3 Materiales y temperatura asignados a las paredes del horno.	62
Tabla 4-4 Datos ventiladores seleccionados.	63
Tabla 4-5 Valores calculados en ventiladores de 1100, 1000, y 1090 [m ³ /h] de caudal nominal.	64
Tabla 4-6 Composición elemental del gas natural.	65
Tabla 4-7 Valores de velocidad en quemadores.....	66
Tabla 4-8 Características mallas de discretización.....	68
Tabla 4-9 Resultados parámetros de calidad para la malla 1 y 2.	71
Tabla 4-10 Parámetros de calidad para la malla 3 y 4.....	72
Tabla 6-1 Condiciones de borde correspondientes al Caso 1.....	99
Tabla 6-2 Condiciones de borde generales.....	99
Tabla 6-3 Condiciones de borde de los casos 2,3, y 4.....	117

1. Introducción

En la industria del acero, parte de la línea de producción comprende el uso de hornos de tratamientos térmicos que son utilizados para modificar la dureza y resistencia mecánica de un material bajo condiciones controladas de temperatura.

Ya que es deseable que la temperatura al interior del horno sea lo más homogénea posible, la determinación de la distribución de temperaturas es un factor relevante y se puede abordar desde un punto de vista experimental o desde un punto de vista teórico.

La mecánica de fluidos computacional (en adelante CFD) aplica métodos numéricos para obtener soluciones aproximadas de las ecuaciones de conservación de la mecánica de fluidos sobre un objeto de estudio. Luego, se utiliza para el estudio teórico de fenómenos físicos que involucran el flujo de fluidos, transferencia de calor, y otros fenómenos de transporte.

Los softwares comerciales disponibles utilizan frecuentemente el método de volúmenes finitos (MVF). Si bien existen otros métodos como el método de diferencias finitas y el método de elementos finitos, el MVF por ser un método conservativo es ideal para la predicción de fenómenos que se rigen por las ecuaciones generales de conservación.

El propósito de este trabajo es predecir el comportamiento del flujo de gases de combustión, determinar la distribución de temperaturas al interior de un horno con recirculación forzada y, finalmente, estudiar la influencia de distintas configuraciones sobre el campo de temperaturas. Para verificar el funcionamiento del horno, se realiza un estudio termodinámico por medio del software de CFD Ansys Fluent V18.2. Desarrollos futuros deberán considerar otro tipo de características que escapan del alcance de este trabajo.

Con respecto a las bolas de acero forjado para las cuales este horno fue diseñado, estas se utilizan ampliamente en plantas de energía, cemento, y principalmente en minería para la molienda de rocas mineralizadas que se lleva a cabo en molinos de bolas o en molinos semiautógenos (molinos SAG). La búsqueda por desarrollar calidades cada vez más exigentes se debe a que las bolas de acero pierden su eficacia a causa del desgaste abrasivo,

del impacto y la corrosión al interior del molino. Debido a esto último, es que representan hasta el 50% de los costos operacionales de la molienda. De ahí la importancia del uso de tratamientos térmicos que aumentan la resistencia al impacto, la dureza superficial y volumétrica hasta los valores especificados, que normalmente van desde los 55 hasta los 65 HRC. De esta manera, la vida útil de las bolas de molienda se incrementa y los costos se reducen. Los tratamientos térmicos que se aplican para este fin son el tratamiento de temple y el tratamiento de revenido.

El temple consiste en el calentamiento de las piezas por sobre la temperatura de austenización seguido de un enfriamiento rápido de manera de conseguir un aumento en la dureza por medio de la transformación martensítica.



Figura 1-1 Fotomicrografía de un acero con microestructura martensítica (Callister, 2000).

Los granos de martensita, tienen la apariencia de láminas o de agujas. La fase blanca es austenita retenida; austenita que no se transforma durante el temple. Ya que la velocidad de enfriamiento de la superficie es distinta que la velocidad de enfriamiento del núcleo de la pieza, se producen tensiones térmicas. Lo anterior se debe a que la transformación martensítica solo es función de la velocidad a la que la aleación es enfriada. Por otra parte, también se producen tensiones estructurales debido a la diferencia de densidades entre la fase inicial y final durante la transformación martensítica.

La suma de las tensiones estructurales y térmicas, entonces, se denominan tensiones internas que se eliminan por medio de un tratamiento térmico adicional de revenido con el cual se logra disminuir la fragilidad del acero y aumentar su tenacidad. La microestructura resultante es martensita revenida. La martensita revenida es tan dura y resistente como la martensita, pero más dúctil y tenaz. Este comportamiento se explica por la gran superficie de límite de fase por unidad de volumen que existe en las partículas de cementita que actúan como barrera para el movimiento de las dislocaciones durante la deformación plástica (Callister, 2000).

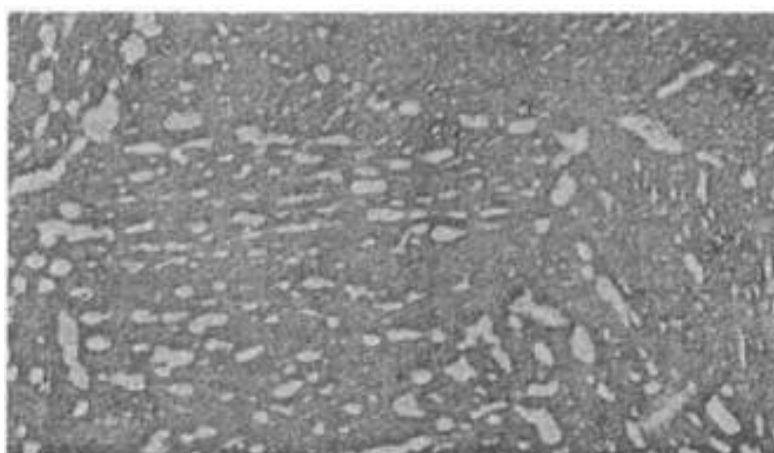


Figura 1-2 Micrografía de la martensita revenida (Callister, 2000).

En cuanto a la composición química del acero utilizado para la fabricación de bolas forjadas, esta varía de un fabricante a otro. No obstante, normalmente se utilizan aceros altos en carbono de entre 0.75-0.9 %C al ser estos más duros y resistentes al desgaste en su condición templada y revenida que otros aceros al carbono.

En general, dependiendo del porcentaje de carbono del acero y la estructura de grano que se quiera obtener, la temperatura de revenido a la cual el acero es calentado varía dentro de un rango de entre 150 y 650 [°C]. A partir de los 150 [°C] y a medida que se eleva la temperatura de revenido, la tenacidad del acero aumenta pero la dureza disminuye. En este caso, se trata de un revenido de baja temperatura dentro del rango de los 200 [°C] hasta los 280 [°C] para reducir tensiones internas provenientes del temple y así aumentar la tenacidad de las bolas de molienda sin disminuir la dureza.

1.1 Objetivos

El objetivo general de este trabajo es la obtención del campo de velocidades y temperaturas del diseño preliminar de un horno túnel para el revenido de bolas de acero forjado mediante la dinámica de fluidos computacional.

Con este propósito, los objetivos específicos:

- Crear un modelo computacional de una sección representativa del horno a partir de planos de diseño.
- Seleccionar componentes para la definición adecuada de condiciones de borde.
- Implementar estrategias de modelación y simplificaciones geométricas generales.
- Realizar simulaciones para distintas geometrías y seleccionar aquellas que se acerquen con mayor exactitud al diseño preliminar del horno.
- Identificar focos de temperatura, causas, y estudiar los efectos de distintas alternativas de diseño y condiciones de borde sobre el comportamiento general del horno.

A continuación, se presentan las características geométricas y constructivas del equipo, así como los procesos involucrados en cada una de las etapas del revenido. Finalmente, se presentan las ecuaciones que rigen los fenómenos involucrados en el flujo de fluidos y modelos sobre los que se basa la resolución por CFD.

2. Antecedentes generales

2.1 Características generales del horno

En función de las características del proceso de producción, existen distintos tipos de hornos para llevar a cabo tratamientos térmicos de revenido. En este caso, se trata de un proceso continuo en un horno de revenido tipo túnel de aproximadamente 26 metros de extensión (Figura 2-3). A medida que se produce el avance en sentido longitudinal, el material a revenir experimenta distintas transformaciones en su microestructura interna. Dichas transformaciones son función de la temperatura regulada por medio de la potencia de los quemadores. A continuación, se muestra de manera simplificada las características generales del horno que se modela.

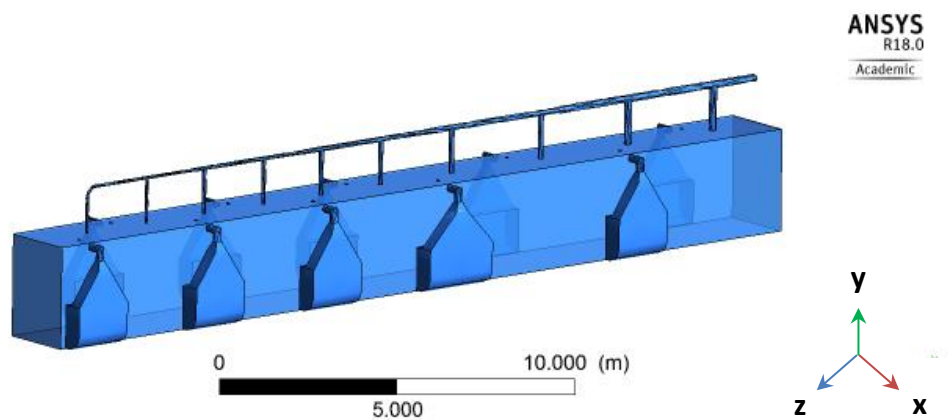


Figura 2-3 Esquema general horno.

Dependiendo de la fase del tratamiento térmico, se distinguen dos zonas; las seis primeras secciones corresponden a la zona de calentamiento, mientras que las últimas cuatro corresponden a la zona de empape. En la zona de calentamiento se alcanza la temperatura de revenido especificada según las propiedades mecánicas requeridas en las piezas. Por otra parte, en la zona de empape el objetivo es que durante el tiempo de permanencia en dicha zona, se logre una temperatura homogénea desde la superficie hasta el núcleo de la pieza y esta se mantenga hasta completar la transformación micro-estructural. La diferencia entre una zona y otra consiste básicamente en la potencia de los quemadores utilizados y la extensión de cada una ya que todas comparten las mismas características geométricas. Con

respecto a la zona de calentamiento, y según se especifica en los planos del diseño del horno (Ver en Anexo 1), esta se divide en las zonas de calentamiento I con quemadores de 162.71 [kW]; calentamiento II y III con quemadores de 104.60 [kW]; La zona de empape, por otra parte, se divide en las zonas de empape I y II con quemadores de 69.73 [kW] como se muestra a continuación.

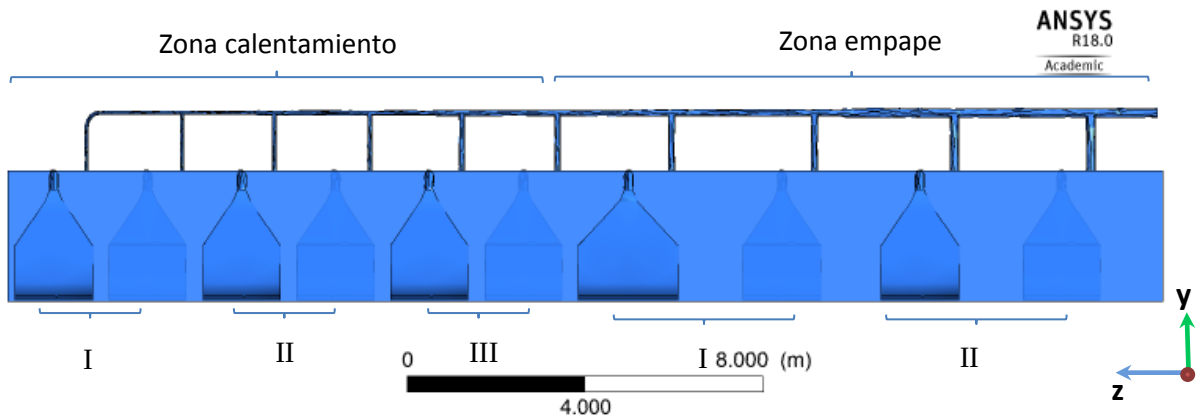


Figura 2-4 Vista lateral horno de revenido.

Para generar el calentamiento se consideran quemadores de gas natural instalados superiormente en un ángulo de 45° y dirigidos al interior del horno (Figura 2-5).

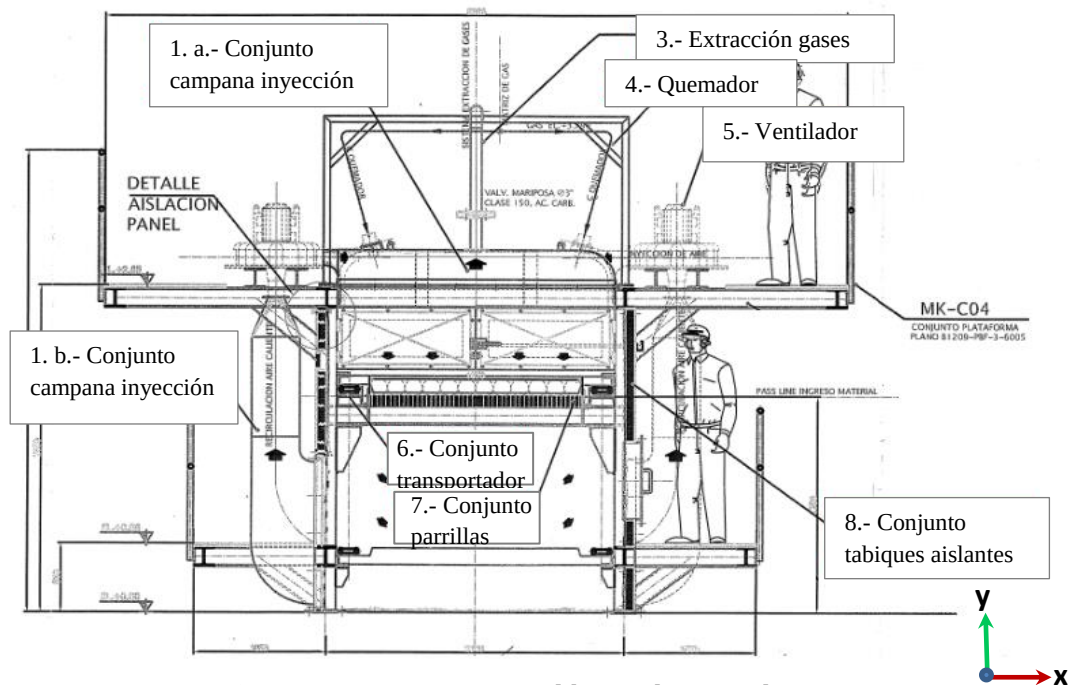


Figura 2-5 Corte transversal horno de revenido.

Las campanas de recirculación y ventiladores centrífugos dispuestos en las caras laterales del horno toman los gases calientes y los reinyectan de manera de generar su recirculación en sentido descendente en cada una de las secciones. En el corte transversal de la figura anterior se muestran, además, el conjunto transportador y conjunto de parrillas sobre las cuales las bolas de acero son desplazadas a lo largo del horno.

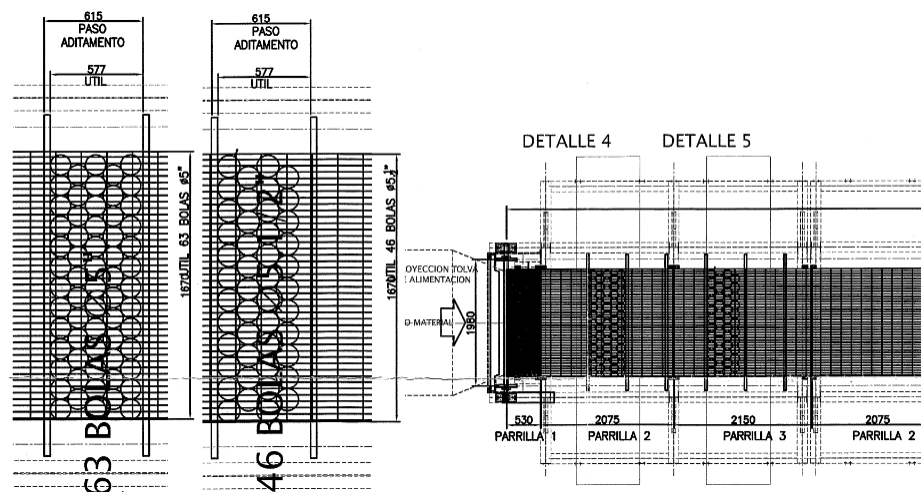


Figura 2-6 Esquemas de operación y conjunto parrillas.

Con respecto al método de ingreso del material, este es por medio de una tolva de alimentación ubicada en uno de los extremos del horno. Luego, este avanza por acción del sistema transportador y finalmente es descargado a la salida del horno.

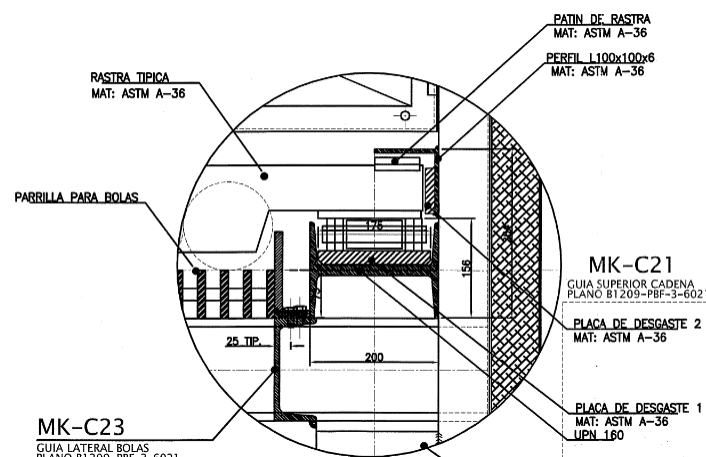


Figura 2-7 Conjunto transportador de rastra y cadena.

2.2 Simplificaciones

A fin de disminuir el costo computacional de la simulación, es esencial considerar ciertas simplificaciones relacionadas, principalmente, a detalles geométricos del horno. Por una parte, el ducto de extracción de gases se elimina del dominio de estudio y se reemplaza por una condición de borde de presión. En cuanto al ventilador, seleccionado en la etapa posterior, se reemplaza por una fuente de momentum que se calcula a partir de su caudal nominal y un volumen de control con tamaño definido arbitrariamente pero conocido y que se representa en el dominio como un cuerpo independiente. Por otra parte, en lugar de simular la geometría completa, se selecciona una sección representativa del horno (Figura 2-8) con condiciones de borde de simetría en las áreas correspondientes a los extremos de dicha sección. Además, y ya que interesa conocer el perfil de temperaturas en el volumen interior del horno y no en la carga, el sistema de transporte, la carga, y conjunto de parrillas no se consideran en el análisis. Con respecto a la transferencia de calor por conducción, esta se considera por medio de la aproximación *Shell Conduction*. La función anterior permite tratar las paredes de espesor cero como paredes compuestas por celdas ficticias con espesor y materiales definidos por el usuario por medio de simples condiciones de borde. Finalmente, y si bien el fluido de trabajo son los gases producto de combustión del gas natural, estos se aproximan a aire caliente a la temperatura de llama adiabática del gas natural y cuya velocidad de entrada se calcula a partir de la potencia de los quemadores y composición elemental del combustible.

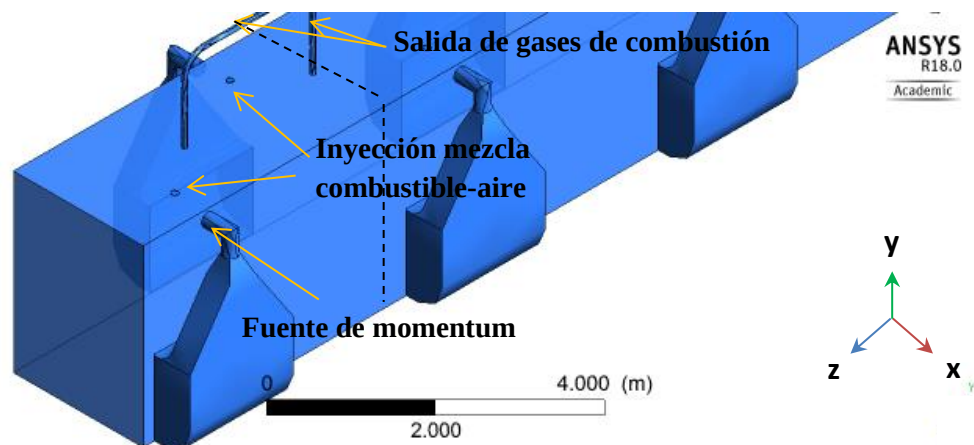


Figura 2-8 Sección considerada para la simulación.

3. Fundamentos teóricos

3.1 ¿Qué es la CFD?

La dinámica de fluidos computacional (CFD) corresponde al uso de métodos numéricos y computacionales para abordar la resolución de las ecuaciones de Navier-Stokes. Forma parte del enfoque teórico para el estudio de fenómenos en sistemas que involucran el flujo de fluidos, transferencia de calor, y otros fenómenos asociados.

3.2 Ventajas de la resolución por CFD

Algunas ventajas del uso de la CFD por sobre la investigación experimental son:

- Menores costos y tiempo requeridos en la búsqueda de nuevos diseños.
- Capacidad de estudiar fenómenos difíciles de observar por la vía experimental.
- Posibilidad de simular condiciones ideales.
- Resultados caracterizados por un alto nivel de detalles.

3.3 Desventajas de la resolución por CFD

Entre las desventajas del uso de CFD se pueden mencionar las siguientes

- Necesidad de personal adecuadamente entrenado.
- Costo de hardware y software.
- Errores de modelamiento.
- Modelos requieren de validación experimental.

3.4 Áreas de aplicación de la CFD

- Aerodinámica en el diseño de perfiles alares, obtención de coeficientes de arrastre y sustentación, entre otros.
- Turbomaquinaria.
- Procesos químicos como simulación de reacciones químicas o combustión.
- Industria biomédica, etc.

3.5 Etapas de un modelamiento CFD

Los códigos de CFD son estructuras formadas por algoritmos numéricos que se componen de tres elementos principales: pre-procesamiento, procesamiento, y post-procesamiento (Versteeg & Malalasekera, 1995).

La Figura 3-9 muestra cómo las etapas interactúan entre sí mediante la retroalimentación constante a lo largo del desarrollo de una simulación.

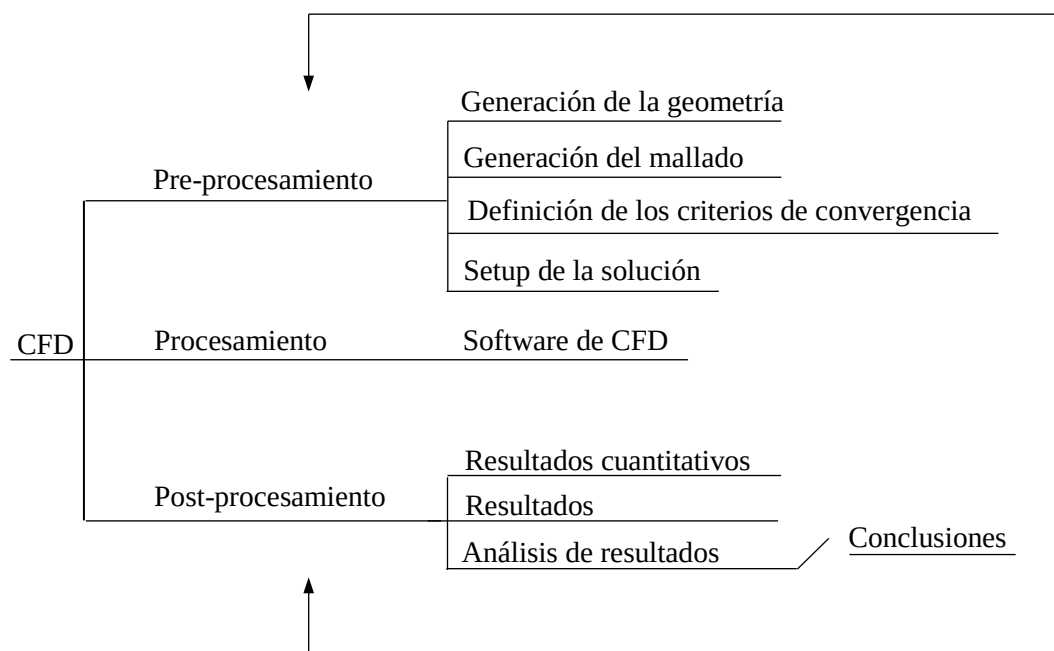


Figura 3-9 Etapas y actividades de un modelamiento CFD.

A continuación, se describen las etapas de esta metodología y las actividades propias de cada una de ellas.

3.5.1 Pre-procesamiento

Consiste en la entrada de datos del problema los que son transformados por el programa para que puedan ser utilizados en el solver. Además, en esta etapa se definen los objetivos de la simulación y los criterios de convergencia.

Las actividades principales son las siguientes:

- Definición del dominio computacional.
- Generación de la malla.
- Selección de fenómenos a modelar.
- Definición de propiedades de materiales.
- Especificación de condiciones de borde.

3.5.1.1 *Generación del dominio geométrico*

Durante la fase de desarrollo de la geometría, es importante tener presente cuáles son los objetivos de la modelación, ya que en función de ellos se decide el nivel de detalle que debe considerarse. El proceso de generación del dominio se lleva a cabo en softwares de diseño CAD, y al ser uno de los primeros pasos, las etapas posteriores se verán afectadas por la forma en que sea llevada a cabo esta actividad.

La Figura 3-10 muestra como ejemplo un codo de mezcla donde, a la izquierda, se tienen las paredes sólidas de la pieza y a la derecha el dominio computacional sobre el cual un programa CFD resuelve las ecuaciones diferenciales gobernantes del flujo de fluidos.

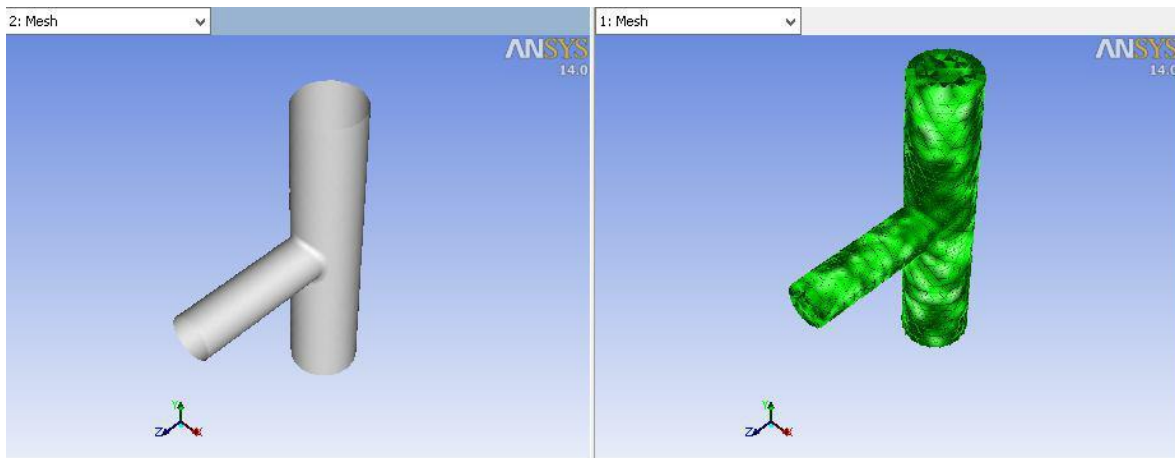


Figura 3-10 Ejemplo de dominio computacional utilizado en una simulación CFD.

En cuanto al nivel de detalle considerado y su efecto sobre los resultados, considerar una gran cantidad de detalles puede llevar a que sea requerida una mayor capacidad de cómputo

en términos de recursos de hardware y tiempo de simulación. Por ello, la creación adecuada de la geometría va de la mano con el uso de simplificaciones siempre que sea posible.

Softwares CAD 3D

Dentro de las herramientas para la elaboración de la geometría existen alternativas libres y de tipo comercial. Algunas de estas son

- FreeCAD
- BRL-CAD
- gCAD3D
- Ansys Desing Modeler
- Solid Works
- Autodesk Inventor
- Solid Edge

3.5.1.2 Generación de la malla

Para la resolución numérica de las ecuaciones diferenciales parciales mediante el método de volúmenes finitos, se realiza una discretización del dominio computacional en volúmenes pequeños que forman una malla como la de la Figura 3-11 donde se muestra la malla de discretización para un codo de mezcla.

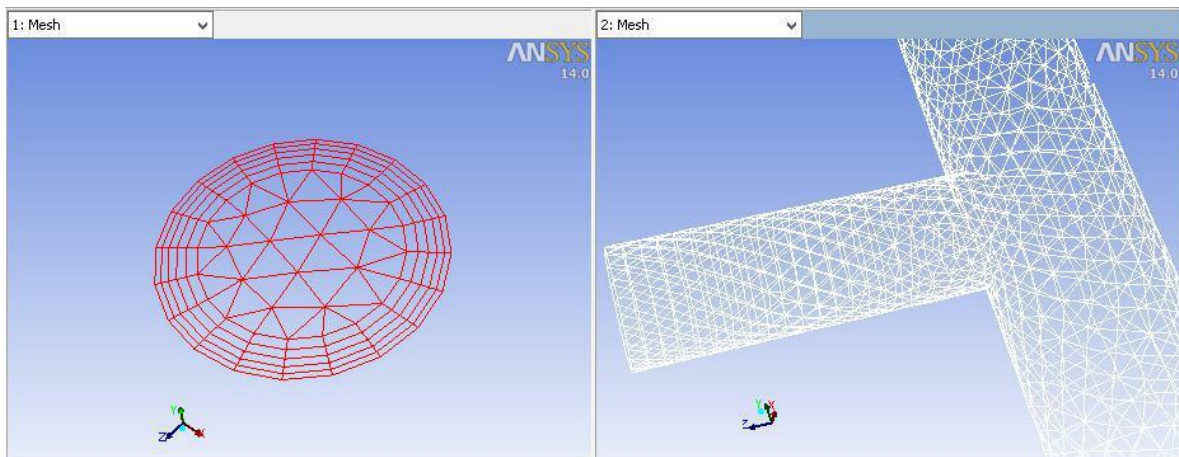


Figura 3-11 Malla de discretización para un codo de mezcla.

La malla y calidad de sus elementos, debe garantizar la convergencia y estabilidad del algoritmo. Además, en función de las características geométricas del dominio y el grado de precisión requerido, se emplean distintas estrategias que mejoran la eficiencia computacional como por ejemplo el uso de ciclos en métodos multi-malla (Tu, Heng Yeoh, & Liu, 2008).

3.5.1.2.1 Criterios de calidad de malla

Para evitar problemas de convergencia del algoritmo numérico, es conveniente verificar el cumplimiento de algunos criterios de convergencia. En este caso, se utilizan los siguientes:

- Aspect Ratio: Es una medida de la estrechez de la celda y se calcula como la relación entre el centroide de la celda y el centroide de una de sus caras. Como criterio de calidad se recomienda que el valor de este parámetro no supere 5:1 en el flujo principal. Dentro de la capa límite se aceptan valores de hasta 10:1.
- Skewness: Se recomiendan valores bajo 0.95 para mallas con elementos triangulares en el caso 2D o tetraedros en un caso 3D. Valores mayores a 0.95 pueden generar problemas de convergencia y la necesidad de modificar factores de sub-relajación y/o cambiar el algoritmo de acoplamiento presión-velocidad (ANSYS, Inc., 2009).

Adicionalmente, para disminuir los tiempos de cálculo, algunas estrategias comúnmente implementadas son:

- AMG Solver: Se basa en la transferencia de la solución desde una malla fina a una malla gruesa de manera cíclica hasta alcanzar la convergencia.
- Parallel Computing: El dominio se subdivide en subdominios que luego son asignados a distintos procesadores.

3.5.1.3 *Convergencia*

Un algoritmo numérico es convergente cuando la solución obtenida por medio del método iterativo se aproxima, en este caso, a la solución exacta de la ecuación diferencial. Por lo tanto, es un indicador del comportamiento del procedimiento iterativo. Esta debe ser monitoreada durante el avance de la simulación, pues indica cuándo la solución del sistema

de ecuaciones algebraicas se aproxima a la solución exacta de las ecuaciones diferenciales parciales.

Se recomienda que toda simulación CFD tenga al menos tres criterios de convergencia que deben cumplirse.

Los criterios utilizados para evaluar la convergencia son:

- Residuales
- Monitor de fenómenos
- Balance de masa y energía

3.5.1.4 *Residuales*

3.5.1.4.1 “Unscaled residual”

Al final de cada iteración Ansys Fluent calcula y almacena el valor residual de la solución. Este se llama “*unscaled residual*” (ANSYS, Inc., 2009) y viene dado por la siguiente expresión:

$$R^\phi = \sum_{\text{Celda } P} \left| \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b - a_p \phi_p \right| \quad (3-1)$$

Donde ϕ_p es el valor de la variable ϕ al centro de un volumen de control, ϕ_{nb} es el valor de la variable en los nodos vecinos, a_p y a_{nb} son coeficientes de las variables ϕ_p y ϕ_{nb} , descritos según los métodos de discretización de las ecuaciones gobernantes.

Para la ecuación de continuidad, se calcula como:

$$R^c = \sum_{\text{Celdas } P} | \text{Residual de balance de masa} | \quad (3-2)$$

3.5.1.4.2 “Scaled Residual”

El valor reportado por Ansys Fluent corresponde al valor “escalado” del residual que en el caso de la propiedad ϕ es:

$$R^\phi = \frac{\sum_{Celdas\ P} |\sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b - a_P \phi_P|}{\sum_{Celdas\ P} |a_P \phi_P|} \quad (3-3)$$

Para la ecuación de continuidad, el residual escalado se calcula como el “*Unscaled Residual*” dividido por el máximo residual luego de 5 iteraciones:

$$R = \frac{R^c \text{ en la iteración } N}{Máx R_5^c} \quad (3-4)$$

Donde $Máx R_5^c$ corresponde al mayor valor residual dentro de las primeras 5 iteraciones.

3.5.1.4.3 Residual normalizado

Tanto el residual escalado como el residual no escalado pueden ser normalizados para determinar cuánto es su tasa de decrecimiento durante el procedimiento iterativo. Este se calcula como:

$$\overline{R^\phi} = \frac{R_N^\phi}{Máx R_M^\phi} \quad (3-5)$$

Por defecto $M = 5$, este valor puede ser modificado.

El procedimiento iterativo puede continuar o detenerse automáticamente en función del valor residual obtenido. Los criterios que pueden ser utilizados son los siguientes:

- Absoluto: El procedimiento se detiene al cumplir la tolerancia establecida del valor residual.
- Relativo: El valor residual en un determinado instante se compara con el valor residual en el primer paso de tiempo de avance temporal.
- Relativo o absoluto: Basta con cumplir uno de los dos criterios anteriores para que el procedimiento iterativo se dé por finalizado.
- Ninguno: el procedimiento iterativo se detiene al cumplir la cantidad de iteraciones ingresadas por el usuario.

3.5.1.5 *Monitor de fenómenos*

Para evaluar el comportamiento de una determinada variable es necesario contar con un conocimiento previo acerca del fenómeno de estudio. En el caso de fenómenos de transferencia de calor se puede realizar un seguimiento de la temperatura, por ejemplo, promediada en el área de alguna región del dominio (parámetro fijo). Cuando esta variable se estabiliza, garantiza la convergencia del fenómeno de interés.

3.5.1.6 *Balances de masa y energía*

Al final del procedimiento se realiza un balance general de masa y energía para el dominio. Se establece una tolerancia de convergencia $\varepsilon < 10^{-5}$ para cada caso.

3.5.1.7 *Setup*

El setup de la solución corresponde a la selección de modelos de acuerdo a los fenómenos presentes en el problema, las características de los materiales y condiciones propias del caso de estudio.

La calidad de la solución depende del nivel de exactitud de los parámetros especificados en el setup del problema. En este caso, la selección adecuada del tipo de flujo, modelo de turbulencia, condiciones de borde y propiedades de los materiales es esencial para llegar a buenos resultados.

3.5.2 *Procesamiento*

El procesamiento o solver es la ejecución del software de CFD. Para dar inicio al procesamiento se requiere de una suposición inicial de la solución o inicialización.

En esta etapa, además, se realiza el monitoreo del comportamiento de la solución. Los pasos a ejecutar son:

- **Inicialización de la solución:** Como se mencionó anteriormente, el procedimiento iterativo requiere de una suposición inicial para todas las variables del problema. Esta se consigue con la inicialización del problema.

- Controles de la solución: En este caso, los controles de la solución son los factores de sub-relajación y relajación que controlan los cambios entre una iteración y otra. Otros parámetros comunes como el número de Courant para simulaciones transientes no son utilizados en este caso.
- Monitoreo durante la simulación para el chequeo de la convergencia: Este paso implica el monitoreo de otras variables del problema de manera que, a partir del comportamiento de la solución, se logre determinar si se requieren o no modificaciones al setup del problema.

La simulación se da por terminada cuando se cumplen los criterios de convergencia.

3.5.3 Post-procesamiento

El post-proceso corresponde a la visualización de los resultados para el análisis de la solución.

Comúnmente, antes de mostrar resultados cuantitativos, las variables de interés se presentan en forma gráfica como vectores, contornos, o líneas de corriente.

Si se encuentran inconsistencias en el modelo, se puede volver al pre-proceso para hacer modificaciones y con ello mejorar la calidad de la modelación para un análisis más riguroso.

A la interfaz de post-procesamiento se accede directamente en Ansys Fluent en la opción *Results*, o fuera de Ansys-Fluent mediante CFD-Post. En ambos casos se pueden llevar a cabo una serie de operaciones sobre el conjunto de datos. Luego, la información es extraída mediante herramientas gráficas.

3.5.3.1 Visualización de resultados

Para facilitar la etapa de análisis de resultados se cuenta con las siguientes alternativas de post-procesamiento:

- a) Herramientas gráficas y animaciones: Algunas de las herramientas gráficas disponibles son gráficos de contornos, vectores, y streamlines. La Figura 3-12 muestra, a modo de ejemplo, dos de estas alternativas.
- Contornos: Los contornos y líneas de contorno son líneas de magnitud constante de la variable seleccionada. Se pueden representar contornos de velocidad sobre un plano, de presión, temperatura, etc.
 - Vectores: Se grafican vectores en todo el dominio o en planos 2D. Se dibujan al centro de cada celda y pueden representar la magnitud y dirección de la velocidad o solo su dirección (normalizados).
 - Streamlines: Representan la trayectoria de una partícula sin masa que se mueve con el fluido.
- b) Gráficos: Representan la relación entre dos variables. Se pueden definir sobre planos, líneas, etc. Son utilizados para obtener mayor información y hacer un análisis cuantitativo más detallado. Se pueden realizar de gráficos X-Y, histogramas, etc.

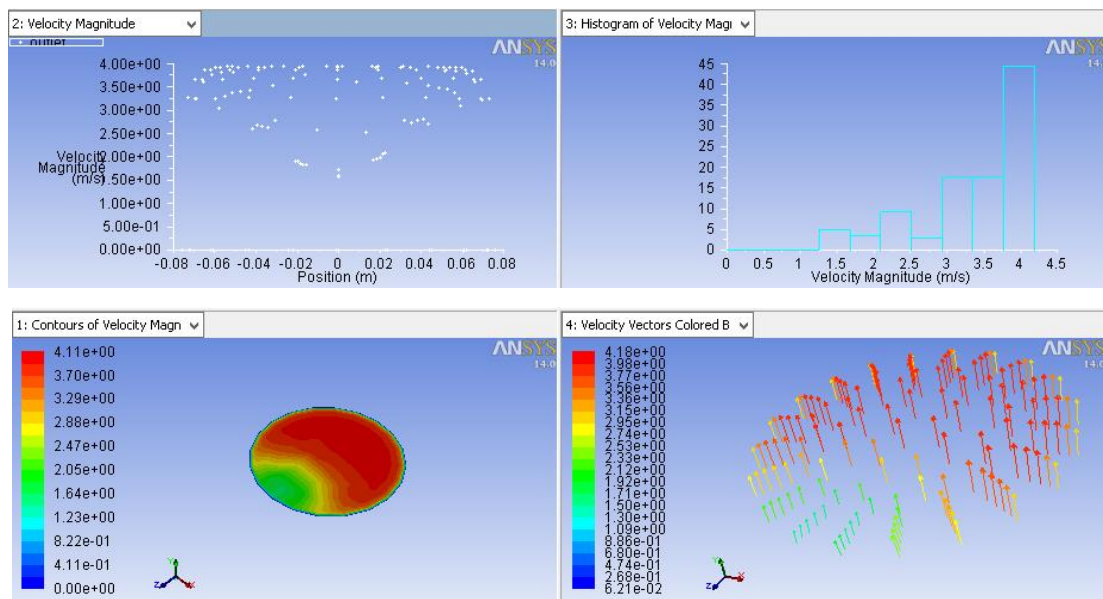


Figura 3-12 Resultados de una simulación CFD para un codo de mezcla.

3.6 Ecuaciones gobernantes del flujo de fluidos

De las leyes de conservación para sistemas, se derivan las ecuaciones de conservación para el flujo de fluidos. Estas, la ecuación de continuidad, ecuaciones de Navier-Stokes y

ecuación de conservación de la energía se expresan en términos de las propiedades macroscópicas velocidad, densidad, presión y temperatura (o entalpía). Junto con sus derivadas espaciales y temporales y otras ecuaciones de transporte, describen el comportamiento instantáneo de los fluidos.

3.6.1 Ecuación de continuidad

La ecuación de continuidad para un volumen de control establece que la masa de un fluido se conserva. En notación indicial:

$$\frac{\partial(\rho)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (3-6)$$

Donde ρ es la densidad del fluido, t corresponde al tiempo y el término $\frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j}$ es la divergencia del vector de velocidad. Para flujo incompresible el primer término de la ecuación de continuidad es cero.

3.6.2 Ecuaciones de Navier-Stokes

Las ecuaciones de Navier-Stokes o ecuaciones de conservación del momentum, se obtienen tras aplicar la segunda ley de Newton a un volumen finito de fluido. Esta se expresa como:

$$\frac{\partial(\rho \vec{V})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} \vec{V}) = \rho \vec{g} - \nabla p + \nabla \sigma_{ij} \quad (3-7)$$

En la ecuación anterior p corresponde a la presión que actúa sobre la partícula de fluido, mientras que $\vec{V}$ corresponde al vector velocidad.

El primer término del lado derecho corresponde a la fuerza gravitacional y los dos últimos términos corresponden a las fuerzas de superficie debido al gradiente de presión y esfuerzos viscosos respectivamente.

Los esfuerzos viscosos se calculan de la siguiente manera

$$\sigma_{ij} = \mu \left(\frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \text{div} \vec{V} \right) + \lambda \delta_{ij} \text{div} \vec{V} \quad (3-8)$$

Aquí σ_{ij} es el tensor de esfuerzos viscosos, μ corresponde a la viscosidad dinámica, λ es un término conocido como segunda viscosidad, y δ_{ij} es la delta de Kronecker.

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 1, i = j \\ 0, i \neq j \end{cases} \quad (3-9)$$

Al sustituir los esfuerzos viscosos en la ecuación de conservación del momentum se obtienen las ecuaciones de Navier Stokes en coordenadas cartesianas.

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \lambda \text{div} \vec{V} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + S_{mx} \quad (3-10)$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[2\mu \frac{\partial v}{\partial y} + \lambda \text{div} \vec{V} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + S_{my} \quad (3-11)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[2\mu \frac{\partial w}{\partial z} + \lambda \text{div} \vec{V} \right] + S_{mz} \quad (3-12)$$

Para x, el término de esfuerzos viscosos se reordena para llegar al siguiente resultado:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \lambda \text{div} \vec{V} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] = \nabla \cdot (\mu \nabla u) + S_{mx} \quad (3-13)$$

$$s_m = \frac{\partial}{\partial x} (\lambda \text{div} \vec{V}) + \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] \quad (3-14)$$

Finalmente se redefine el término fuente

$$S_M = S_m + s_m \quad (3-15)$$

Resumiendo, las ecuaciones de Navier-Stokes se expresan de la siguiente forma:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad } u) + S_{Mx} \quad (3-16)$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \text{div}(\mu \text{grad } v) + S_{My} \quad (3-17)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial w} + \text{div}(\mu \text{grad } w) + S_{Mz} \quad (3-18)$$

Además, para flujo incompresible $\text{div } \vec{V} = 0$.

Con esta nueva forma de escribir las ecuaciones de Navier-Stokes se podrá desarrollar de mejor manera el método de volúmenes finitos. El desarrollo de esta expresión se puede revisar en (Versteeg & Malalasekera, 1995).

3.6.3 Ecuación de conservación de la energía

El balance de energía sobre un volumen finito, corresponde al principio de conservación de la energía.

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{V}(\rho E + p)) = \nabla \cdot \left(k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j J_j + \tau_{eff} \vec{V} \right) + S_h \quad (3-19)$$

En esta ecuación, el término $\tau_{eff} \vec{V}$ corresponde al trabajo realizado por el tensor de esfuerzos y representa la disipación viscosa de energía cinética; k_{eff} corresponde a la conductividad térmica, T es la temperatura, h corresponde a la entalpía, J es un término conocido como flujo difusivo de energía, y S_h es un término fuente; con respecto a la energía E, esta se define como:

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} \quad (3-20)$$

3.6.4 Ecuación diferencial general

Las variables dependientes presentes en las ecuaciones gobernantes del flujo de fluidos obedecen a un principio de conservación general. Luego, para una variable ϕ , escalar o vectorial, la ecuación diferencial general es

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \phi)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial(\phi)}{\partial x_j} \right) + S_\phi \quad (3-21)$$

Los términos del lado izquierdo de la ecuación anterior corresponden a un término transitorio $\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t}$ y un término convectivo $\frac{\partial(\rho u_j \phi)}{\partial x_j}$. El primero indica cómo cambia el valor de la propiedad ϕ en el elemento de fluido a través del tiempo, mientras que el segundo corresponde al transporte de la propiedad ϕ debido al movimiento del fluido. Por otra parte, al lado derecho de la ecuación se tienen un término difusivo $\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial(\phi)}{\partial x_j} \right)$ y un término fuente S_ϕ que corresponden, respectivamente, a la tasa de aumento de ϕ debido a la difusión, y tasa de aumento de ϕ debido a fuentes.

3.7 Turbulencia

En el campo de la ingeniería y en los fenómenos naturales, la mayor parte de los flujos son turbulentos.

Un flujo turbulento se caracteriza por su naturaleza tridimensional e inestable. Ya que es un fenómeno poco comprendido, requiere de aproximaciones. En cuanto a esto, existen varios modelos para describir cuantitativamente los flujos turbulentos. Algunos de los enfoques para modelar la turbulencia son los modelos RANS que se utilizan para solucionar las ecuaciones de Navier-Stokes cuando un flujo es turbulento.

Para determinar si un flujo es turbulento o no, se utiliza el número de Reynolds, o relación entre términos convectivos (inerciales) y los términos viscosos de las ecuaciones de Navier-Stokes. Para valores inferiores al número de Reynolds crítico Re_{cri} el flujo es ordenado, estratificado y suave. Si las condiciones de borde no cambian con el tiempo, el flujo es estacionario. Este régimen de flujo se llama de Flujo laminar. En este caso, el flujo se describe con las ecuaciones de conservación que gobiernan el movimiento de los fluidos.

Para valores por sobre el número de Re_{cri} , el flujo se da en forma caótica, las partículas se mueven desordenadamente, y las trayectorias de las partículas se encuentran en forma de pequeños remolinos descoordinados. El movimiento se vuelve intrínsecamente transiente incluso con condiciones de borde constantes. La velocidad y otras propiedades del flujo varían de forma caótica. Luego, el régimen de flujo se llama Flujo turbulento.

La Figura 3-13 muestra, como ejemplo, un punto de medición de la velocidad en régimen turbulento (Ferziger & Perić, 2002).

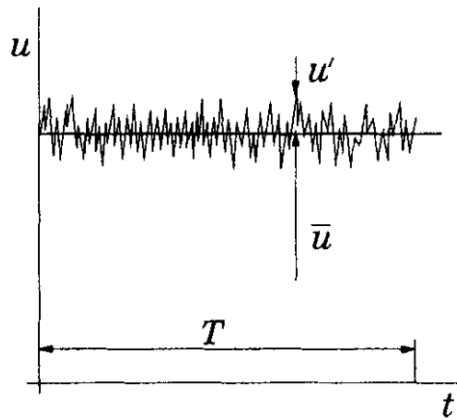


Figura 3-13 Punto de medición de velocidad bajo régimen turbulento (Ferziger & Perić, 2002).

3.7.1 Ecuaciones promediadas de Reynolds

La naturaleza aleatoria de un flujo de carácter turbulento imposibilita la descripción completa del movimiento de las partículas del fluido. Por ello, se utiliza la llamada descomposición de Reynolds que consiste en que el campo de velocidad instantánea $\vec{u}$ de la Figura 3-13 se descompone en un valor estacionario promedio $\vec{U}$ con una componente fluctuante $\vec{u}'(t)$

$$\vec{u} = \vec{U} + \vec{u}'(t) \quad (3-22)$$

$$u(t) = U + u'(t) \quad (3-23)$$

$$v(t) = V + v'(t) \quad (3-24)$$

$$w(t) = W + w'(t) \quad (3-25)$$

Esto da lugar a una ecuación de continuidad y ecuaciones de Navier-Stokes dependientes del tiempo cuya resolución es computacionalmente muy costosa. La dificultad anterior, se elimina mediante una operación de promediado con respecto al tiempo que da lugar a las ecuaciones promediadas de Reynolds.

3.7.2 Ecuaciones de Reynolds

Las ecuaciones de Reynolds contienen el promedio temporal de las variables dependientes de las ecuaciones de conservación. Para una función $f(x,t)$ este se define como:

$$\bar{f} = \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} f(x_i, t) dt \quad (3-26)$$

Además, para una propiedad vectorial $a = A + a'$ y una propiedad escalar $\phi = \phi + \phi'$ se aplican las siguientes reglas

$$\overline{div(a)} = div(A) \quad (3-27)$$

$$\overline{div(\phi a)} = div(\overline{\phi a}) = div(\phi A) + div(\phi' a') \quad (3-28)$$

$$\overline{div grad \phi} = div grad \phi \quad (3-29)$$

Las ecuaciones RANS se obtienen luego de una operación de promediado aplicada a los términos de las ecuaciones de continuidad y movimiento. Estas se pueden expresar en forma de tensor cartesiano como:

$$\text{Continuidad: } \frac{\partial(\rho)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i)}{\partial x_j} = 0 \quad (3-30)$$

$$\begin{aligned} \text{Momento: } \frac{\partial \rho U}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i U_j)}{\partial x_j} \\ = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_m}{\partial x_m} \right] + \frac{\partial(-\overline{\rho u_i' u_j'})}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (3-31)$$

Donde $i = 1, 2, 3$ son la dirección x, y, z .

El nuevo sistema de ecuaciones recibe el nombre de Ecuaciones de Reynolds.

La diferencia principal con las ecuaciones de Navier-Stokes es que la operación de promediado da lugar a nuevos componentes fluctuantes $-\overline{\rho u_i' u_j'}$ llamados “esfuerzos turbulentos” o “esfuerzos de Reynolds”.

Al aplicar una operación de promediado similar a la ecuación de conservación para una cantidad escalar ϕ , se obtiene la siguiente ecuación.

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \phi U_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial(-\overline{\rho \phi' u_j'})}{\partial x_j} + S_\phi \quad (3-32)$$

3.7.3 Modelación de esfuerzos de Reynolds

Boussinesq propuso en 1877 que el tensor de esfuerzos de Reynolds es proporcional al gradiente de velocidad media e introdujo el concepto de viscosidad turbulenta, en analogía con los esfuerzos laminares. En notación indicial, se tiene que los esfuerzos de Reynolds se pueden expresar como:

$$-\rho \overline{u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial U_m}{\partial x_m} \right) \quad (3-33)$$

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i' u_i'} = \frac{1}{2} (\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}) \quad (3-34)$$

Para flujo incompresible $\mu_t \frac{\partial U_m}{\partial x_m} = 0$.

Análogamente, el transporte turbulento de una cantidad escalar se toma proporcionalmente al gradiente del valor medio de la cantidad transportada. Luego, se tiene que:

$$-\rho \overline{u_i' \phi_j'} = \Gamma_t \left(\frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right) \quad (3-35)$$

Donde μ_t y Γ_t corresponden a la viscosidad turbulenta y la difusividad turbulenta.

3.7.4 Modelos de turbulencia

La resolución de las ecuaciones promediadas de Navier-Stokes comenzó a ser abordada recién en 1904 con el concepto de capa límite de Prandtl para la modelación de la viscosidad turbulenta μ_t . A partir de allí, diversos modelos de turbulencia se han desarrollado para describir los esfuerzos turbulentos: unos por medio de simples fórmulas algebraicas como función de la posición, entre ellos el modelo de escala de mezcla; y otros más sofisticados, entre ellos el modelo k- ϵ .

3.7.4.1 Modelo escala de mezcla

Prandtl plantea que la viscosidad turbulenta se puede expresar como el producto de una escala de velocidad turbulenta y una escala de longitud.

$$\mu_t = C \rho \vartheta l \quad (3-36)$$

Donde μ_t corresponde a la viscosidad turbulenta, C representa una constante de proporcionalidad adimensional, l es la escala de longitud (*Length scale*) en metros (m), y ϑ es la escala de velocidad turbulenta (*turbulent velocity scale*) en metros por segundo (m/s).

$$\vartheta = cl \left| \frac{\partial U}{\partial y} \right| \quad (3-37)$$

El modelo de escala de mezcla de Prandtl se sustenta en la idea que basta conocer una escala de velocidad y una escala de longitud para describir los efectos de la turbulencia. No obstante, se restringe a la descripción de flujos simples.

3.7.4.2 *Modelo Standard k-ε*

El modelo *Standard k-ε* usa la aproximación de escala de mezcla de Prandtl en términos de la energía cinética turbulenta k y la tasa de disipación turbulenta por unidad de masa ε .

$$\mu_t = C\rho\vartheta l = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3-38)$$

La escala de longitud turbulenta viene dada por la ecuación (3-39) mientras que la energía cinética turbulenta instantánea $k(t)$ se calcula como la suma entre la energía cinética media K y la energía cinética turbulenta k (3-40).

$$l = \frac{k^{3/2}}{\varepsilon} \quad (3-39)$$

$$k(t) = K + k \quad (3-40)$$

El modelo *k-ε* calcula la energía cinética turbulenta k y la tasa de disipación de energía por unidad de masa ε a partir de las ecuaciones de transporte siguientes (Versteeg & Malalasekera, 1995).

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(\rho k \vec{U}) = \text{div} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \text{grad } k \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (3-41)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \text{div}(\rho \varepsilon \vec{U}) = \text{div} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \text{grad } \varepsilon \right] + C_{l\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (3-42)$$

Con

$$G_k = 2\mu_t S_{ij} S_{ij} \quad (3-43)$$

Donde G_k representa la generación de energía cinética turbulenta debido a gradientes de velocidad media, G_b representa la generación de energía cinética turbulenta debido a la flotabilidad, Y_M da cuenta de la compresibilidad en el flujo turbulento sobre la tasa de deformación, S_k y S_ε representan fuentes, σ_k es el número de Prandtl turbulento, S_{ij} es la tasa media de deformación.

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (3-44)$$

El valor de los coeficientes y números de Prandtl σ_k y σ_ε en el modelo k - ε estándar son los siguientes (ANSYS, Inc., 2013).

$$C_\mu = 0.09 \quad (3-45)$$

$$\sigma_k = 1.0 \quad (3-46)$$

$$\sigma_\varepsilon = 1.3 \quad (3-47)$$

$$C_{l\varepsilon} = 1.44 \quad (3-48)$$

$$C_{2\varepsilon} = 1.92 \quad (3-49)$$

$$C_{3\varepsilon} = \tanh \left| \frac{v}{u} \right| \quad (3-50)$$

Si bien el modelo $k-\varepsilon$ implica la solución de dos ecuaciones de transporte adicionales, permite obtener resultados precisos con poca capacidad de cómputo para la mayoría de las aplicaciones industriales. No obstante, presenta algunas limitaciones:

- No considera el efecto de la rotación en la turbulencia, no es adecuado en flujos circulares o tipo swirl.
- Presenta un mal funcionamiento en flujos con fuerte separación y gradientes de presión altos.

3.7.4.3 Modelo RNG $k-\varepsilon$

El modelo *RNG* (*Re-normalization group*) $k-\varepsilon$ toma en cuenta los efectos en la turbulencia de escalas de longitud más pequeñas que aquellas consideradas en el modelo *Standard* $k-\varepsilon$.

Básicamente, el modelo *RNG* $k-\varepsilon$ expresa el efecto de las escalas pequeñas en términos de las escalas de longitud grandes y una viscosidad modificada. A diferencia del modelo $k-\varepsilon$ estándar, las constantes de las ecuaciones del modelo *RNG* $k-\varepsilon$ se derivan utilizando la técnica de grupos de re-normalización en lugar de métodos empíricos. Además, permite tomar en cuenta los efectos de la rotación y swirl en el flujo por medio de modificaciones en la viscosidad turbulenta expresada ahora en términos de una función especial lo que da como resultado la siguiente ecuación para la viscosidad turbulenta.

$$\mu_t = \mu_{t0} f \left(a_s, \Omega, \frac{k}{\varepsilon} \right) \quad (3-51)$$

Donde la viscosidad μ_{t0} se calcula según la ecuación (3-38), esto es, sin considerar los efectos de la rotación, a_s es la constante de swirl, y Ω es el número característico de swirl.

Los beneficios del modelo *RNG k-ε* son que predice de mejor manera que el modelo *Standard k-ε* aquellos flujos que involucran rotación, gradientes de presión adversos altos, separación y recirculación.

3.7.4.4 Modelo Realizable k-ε

El modelo *Realizable k-ε* (Shih et al., 1995) fue propuesto como una versión mejorada de los modelos *Standard k-ε* y *RNG k-ε*. A diferencia de estos, garantiza, por una parte, que el cálculo de los esfuerzos normales ($i = j$) dé como resultado siempre valores positivos incluso en aquellos flujos donde se tienen tasas de deformación altas tal que:

$$\frac{k}{\varepsilon} \frac{\partial U}{\partial x} > \frac{1}{3C_\mu} \quad (3-52)$$

Por otra parte, satisface la desigualdad de Schwarz de los esfuerzos de corte turbulentos. Esto se logra por medio de la introducción de C_μ variable dada por (3-53) y mediante una nueva ecuación para la tasa de disipación turbulenta ε dada por (3-54).

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_S \frac{kU^*}{\varepsilon}} \quad (3-53)$$

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \text{div}(\rho\varepsilon\vec{U}) = \text{div}\left[\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \text{grad } \varepsilon\right] + \rho C_1 S\varepsilon + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu\varepsilon}} + S_\varepsilon \quad (3-54)$$

Donde A_0 , A_S y U^* son funciones de las tasas medias de deformación y rotación del sistema (ANSYS, Inc., 2013).

A diferencia del modelo *Standard k-ε* y el modelo *RNG k-ε*, el modelo *Realizable k-ε* predice de mejor manera flujos que involucran rotación, flujos con gradientes de presión altos, separación y recirculación en geometrías complejas.

3.8 Métodos de discretización

Ante la incapacidad de los métodos analíticos existentes para tratar efectivamente ecuaciones con términos no lineales, las ecuaciones gobernantes de la dinámica de fluidos, transferencia de calor y otros fenómenos físicos como turbulencia y combustión se resuelven con métodos numéricos iterativos.

El primer paso para abordar problemas de este tipo es la selección del método de discretización. Los métodos comúnmente utilizados en CFD son: Método de Diferencias Finitas (FDM), Método de Volumen Finito (FVM), Método del Elemento Finito (FEM).

El método de diferencias finitas utiliza series de Taylor truncadas para reemplazar las ecuaciones diferenciales. Aunque es relativamente fácil de implementar, su uso se restringe a geometrías simples. Por otra parte, el método de elementos finitos fue desarrollado inicialmente para análisis estructural. Aun así, ha sido adaptado para modelar también problemas de flujo de fluidos. Sin embargo, cuenta con una serie de limitaciones, pues no es adecuado para flujos turbulentos y tiene una convergencia lenta en comparación con el enfoque de volúmenes finitos.

El método de volúmenes finitos es el más utilizado en softwares de CFD ya que es adecuado para la resolución de flujos con geometrías complejas y puede implementarse en mallas estructuradas y no estructuradas.

A continuación, se describe el método de volúmenes finitos. Una descripción más detallada del método de diferencias finitas y método de elementos finitos se puede encontrar en (Ferziger & Perić, 2002).

3.9 Volúmenes finitos

El método de volúmenes finitos se basa en la división del dominio geométrico dando lugar a una malla de discretización. Luego, en torno a cada punto de esta malla, se construye un volumen de control que no se traslapa con los de los puntos vecinos. De esta forma, el volumen total se transforma en un set de volúmenes de control en los que se integran las ecuaciones gobernantes.

$$\int \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} dV + \oint \rho\phi (\vec{u} \cdot \hat{n}) dA = \oint \Gamma_\phi (\nabla\phi \cdot \hat{n}) dA + \int S_\phi dV \quad (3-55)$$

Los términos de la ecuación anterior se aproximan con esquemas de cuadratura para las integrales de superficie y volumen, y con esquemas de integración temporal para los términos transientes. Como resultado, se obtiene una versión discretizada de dicha ecuación.

3.9.1 Discretización espacial

3.9.1.1 Aproximación de integrales de superficie e integrales de volumen

Se puede utilizar la regla de punto medio para integración espacial sobre un volumen de control general. La siguiente ecuación corresponde a la ecuación de conservación general discretizada.

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} V + \sum_c^{N \text{ caras}} (\rho_c \vec{v}_c A_c \phi_c) \cdot \hat{n} = \sum_c^{N \text{ caras}} (\Gamma_\phi \nabla \phi_c A_c) \cdot \hat{n} + S_\phi V \quad (3-56)$$

Donde N caras corresponden al número de caras del volumen de control, ϕ_c es el valor de ϕ en la cara del volumen de control, $(\rho_c \vec{v}_c A_c) \cdot \hat{n}$ corresponde al flujo másico a través de una de las caras del volumen de control, $(\nabla \phi_c) \cdot \hat{n}$ es el gradiente de ϕ en una de las caras del volumen de control, S_ϕ es el valor promedio de S dentro del volumen de control, y V es el volumen de la celda.

Los métodos más utilizados para aproximar el valor de ϕ_c y $\nabla \phi_c$ se presentan a continuación. Estos están planteados de acuerdo a la siguiente figura (Ferziger & Perić, 2002):

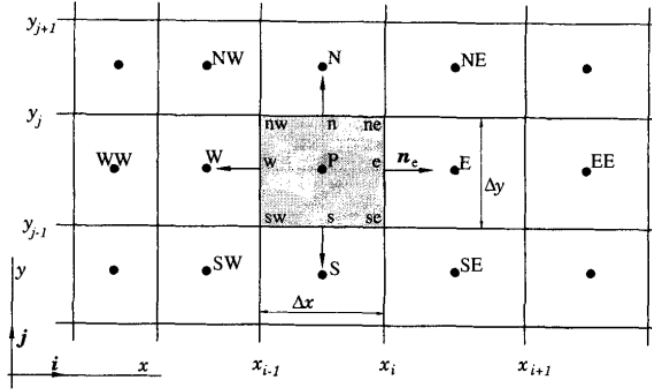


Figura 3-14 Volumen de control principal (Ferziger & Perić, 2002).

3.9.1.2 Esquema de diferencias centradas

El esquema de diferencias centradas supone un perfil de variación lineal de la variable entre dos nodos adyacentes. Esto es, el valor de la propiedad en una de las caras del volumen de control ϕ_c se determina por medio de una interpolación lineal.

Para el caso de ϕ_e , el valor de la variable en la cara del lado derecho del volumen de control, se tiene la siguiente aproximación.

$$\phi_e \approx \gamma_e \phi_E + (1 - \gamma_e) \phi_P \quad (3-57)$$

Donde,

$$\gamma_e = \frac{x_e - x_P}{x_E - x_P} \quad (3-58)$$

Donde ϕ_E y ϕ_P corresponden al valor de la variable en los nodos centrales vecinos.

El esquema de diferencias centradas es más estable que First Order Upwind, pero puede llevar a oscilaciones en la solución si el número de Peclet es mayor a 2. Debido a esto, es una práctica común utilizar un esquema híbrido, es decir, se utiliza el esquema de diferencias centradas cuando el número de Peclet es menor a 2 y cuando el número de Peclet supere el valor de 2 se cambia a First order upwind.

En el caso de $\nabla\phi$, la aproximación más simple es por medio del esquema de diferencias centradas:

$$\nabla\phi_e \approx \frac{\phi_E - \phi_P}{x_E - x_P} \quad (3-59)$$

3.9.1.3 Esquema de interpolación Upwind

Consiste en asumir el valor de ϕ_c como el valor del centro de la celda aguas arriba con referencia a la dirección del flujo.

$$\phi_e = \phi_P, \quad \text{si } u_e \cdot n > 0 \quad (3-60)$$

$$\phi_e = \phi_E, \quad \text{si } u_e \cdot n < 0 \quad (3-61)$$

Este esquema es fácil de implementar y es bastante estable, aunque presenta una difusión numérica considerable. La ventaja del esquema de interpolación Upwind por sobre el esquema de diferencias centradas es que toma en cuenta la dirección del flujo por lo que se utiliza para aproximar el término convectivo en la ecuación de discretización.

3.10 Resolución de las ecuaciones de Navier-Stokes

Las ecuaciones de Navier-Stokes se obtienen a partir de la ecuación diferencial general con:

$$\phi = u \quad ; \quad \Gamma = \mu \quad (3-62)$$

El gradiente de presión es un término fuente que influye directamente en la forma del flujo ya que interactúa con este. Además, es una derivada de primer orden. Estos dos factores dificultan la resolución del campo de velocidad.

Si el gradiente de presión integrado sobre el volumen de control se expresa como:

$$P_w - P_e = \frac{P_w + P_P}{2} - \frac{P_P + P_E}{2} = \frac{P_w - P_E}{2} \quad (3-63)$$

La ecuación de movimiento contendrá diferencias de presión entre puntos alternados. Esto podría llevar a aceptar un campo de presión oscilante como constante.

Como solución al problema anterior, las ecuaciones de Navier-Stokes emplean mallas diferentes para cada variable dependiente. Así, se crean mallas desplazadas en la dirección positiva de cada velocidad.

La idea es entonces evaluar las variables escalares como la temperatura y presión (variables ϕ) en los puntos nodales ordinarios de la malla, mientras que los nodos de velocidad se definen en las caras de los volúmenes de control principales como se indica en la Figura 3-15 obtenida de (Ferziger & Perić, 2002).

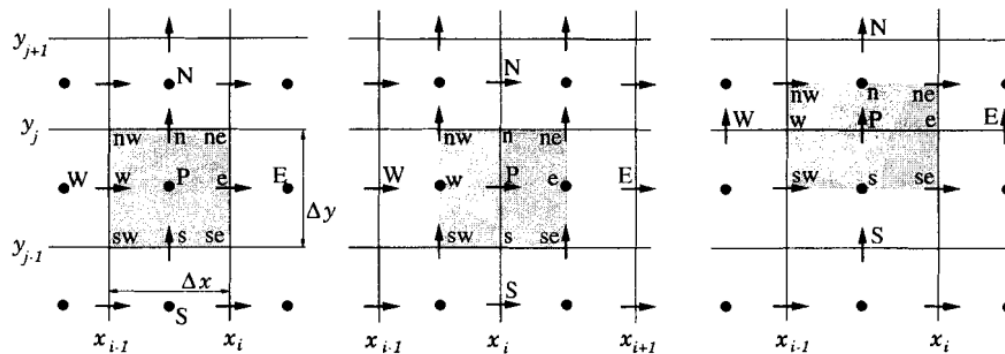


Figura 3-15 Malla desplazada para cantidades escalares, ecuaciones de momentum en la dirección x , y ecuación de momentum en la dirección y (Ferziger & Perić, 2002).

De esta manera, las variables escalares, incluida la presión, son guardadas en los nodos indicados por puntos. Las velocidades son definidas en las caras de las celdas nodales por medio de flechas. Las flechas de izquierda a derecha indican las ubicaciones para las velocidades u , las flechas de abajo hacia arriba indican la velocidad v . Los puntos e, w, n, s almacenan velocidades y los puntos E, W, N, S almacenan escalares.

En general, ya que la velocidad y la presión son desconocidas, se requiere de un procedimiento numérico especial para resolver esta ecuación.

Los métodos de resolución se clasifican en dos grupos y dependen de la naturaleza del flujo. Estos son:

- Métodos basados en la presión (*Pressure Based Solver*): Preferentemente para flujos en que el número de Mach es pequeño, o flujos incompresibles. Se requiere de algoritmos de acoplamiento presión-velocidad.
- Métodos basados en la densidad (*Density Based Solver*): Para flujos compresibles a alta velocidad. En estos casos la presión se obtiene a partir de una ecuación de estado $p = p(\rho, T)$.

Luego, con los esquemas de interpolación anteriores y en conjunto con la ecuación de conservación de la masa, se resuelve la ecuación de conservación del momentum para determinar las componentes de velocidad pues estas serán requeridas para calcular el valor de las demás variables del flujo.

3.10.1 Algoritmos para acoplamiento presión-velocidad

Cuando el campo de flujo se aproxima como incompresible, no existe una ecuación explícita para el cálculo del campo de presiones. Por ello, se requiere de un algoritmo de acoplamiento presión-velocidad.

Por ejemplo, el algoritmo SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) consiste en el acoplamiento presión-velocidad por medio de una ecuación de corrección de presión. Esta última se deriva de la manipulación de las ecuaciones de momentum y conservación de la masa. La solución final se logra luego de una serie de iteraciones cuando el campo de velocidades, corregido por la presión, satisface la ecuación de continuidad.

El algoritmo SIMPLE parte con la discretización de la ecuación de movimiento. En el caso 1D, con un esquema de variación lineal para la presión, se tiene lo siguiente:

$$a_e u_e = a_w u_w + a_{ee} u_{ee} + (p_P - p_E) A_e + b \quad (3-64)$$

En general:

$$a_e u_e = \sum a_{nb} u_{nb} + (p_P - p_E) A_e + b \quad (3-65)$$

$$a_n v_n = \sum a_{nb} v_{nb} + (p_P - p_N) A_n + b \quad (3-66)$$

Donde b es el término fuente de cantidad de movimiento; A_n , A_e son las áreas de las caras en dirección N y dirección E del volumen de control; y a_n , a_e , y a_{nb} contienen combinaciones del flujo convectivo por unidad de masa y el flujo difusivo.

Las ecuaciones para las velocidades pueden resolverse si se dispone de un campo de presión dado o estimado. Hasta que no se tenga el campo correcto de presión, el campo de velocidades resultante no cumplirá la ecuación de continuidad.

3.10.1.1 Algoritmo SIMPLE

El procedimiento numérico consiste en suponer un campo de presión, p^* . Con este se obtiene un campo de velocidades provisorio (o imperfectas) u_e^* , v_n^* , y w_t^* .

$$a_e u_e^* = \sum a_{nb} u_{nb}^* + (p_P^* - p_E^*) A_e + b \quad (3-67)$$

$$a_n v_n^* = \sum a_{nb} v_{nb}^* + (p_P^* - p_N^*) A_n + b \quad (3-68)$$

$$a_t w_t^* = \sum a_{nb} w_{nb}^* + (p_P^* - p_T^*) A_t + b \quad (3-69)$$

Se necesita llegar a un campo de presiones corregido, p, tal que:

$$P = p^* + p' \quad (3-70)$$

Donde $p' = p - p^*$ es la variable de corrección, la diferencia entre la presión de campo y la presión supuesta.

Al corregir la presión se espera que las velocidades se acerquen más a cumplir la ecuación de continuidad. Se introducen entonces las correcciones de velocidad:

$$U = u^* + u' \quad (3-71)$$

$$V = v^* + v' \quad (3-72)$$

$$W = w^* + w' \quad (3-73)$$

3.10.1.1.1 Ecuaciones de velocidad corregida por la presión

Restando las ecuaciones que representan las velocidades “reales” y las provisionarias se deriva la ecuación para las correcciones de velocidad.

Por ejemplo, para u_e se obtiene:

$$u_e = u_e^* + (p'_P - p'_E)d_e \quad (3-74)$$

$$d_e = \frac{A_e}{a_e} \quad (3-75)$$

El algoritmo SIMPLE lleva ese nombre ya que, en la derivación de las ecuaciones de corrección de velocidad, el término implícito $\sum a_{nb}u'_{nb}$ se omite lo que resulta en un algoritmo semi-implícito.

Aunque el campo de velocidades es independiente de este último término, sí tiene una influencia en la rapidez de convergencia del campo de presiones. El algoritmo SIMPLER es una versión mejorada del método SIMPLE que toma en cuenta este efecto. Se puede encontrar una descripción detallada en (Patankar, 1980).

3.10.1.1.2 Ecuación de corrección de presión

Para derivar la ecuación de corrección de presión se integra la ecuación de continuidad en el volumen de control para el nodo P y luego se reemplazan las expresiones de velocidad corregida.

Como resultado se obtiene la ecuación de continuidad discretizada para el acoplamiento presión-velocidad.

$$a_P p'_P = a_W p'_W + a_E p'_E + a_S p'_S + a_N p'_N + a_B p'_B + a_T p'_T + b \quad (3-76)$$

Donde,

$$a_E = \rho_e A_e d_e \quad (3-77)$$

$$a_W = \rho_w A_w d_w \quad (3-78)$$

$$a_S = \rho_s A_s d_s \quad (3-79)$$

$$a_N = \rho_n A_n d_n \quad (3-80)$$

$$a_B = \rho_b A_b d_b \quad (3-81)$$

$$a_T = \rho_t A_t d_t \quad (3-82)$$

$$a_P = a_E + a_W + a_S + a_N + a_B + a_T \quad (3-83)$$

$$b = \frac{(\rho_P^0 - \rho_P) \Delta x \Delta y \Delta z}{\Delta t} + [(\rho u^*)_w - (\rho u^*)_e] \Delta y \Delta z + [(\rho u^*)_s - (\rho u^*)_n] \Delta x \Delta z + [(\rho u^*)_b - (\rho u^*)_t] \Delta x \Delta y \quad (3-84)$$

El término b expresa el valor residual de la ecuación de continuidad y viene dado en función de las velocidades resultado de la iteración previa.

Calculado el campo de velocidades, es posible continuar con el cálculo de las demás variables del problema mediante la resolución de la ecuación general de discretización.

Los pasos descritos anteriormente se resumen a continuación.

- 1) Se hace una suposición inicial para la presión p^* .
- 2) Se resuelven las ecuaciones para las velocidades u^* , v^* , w^* .
- 3) Se plantea la ecuación de corrección de presión p' en todos los nodos del dominio y luego se resuelve con algún método para sistemas lineales.
- 4) Se calcula el valor de la velocidad corregida u y presión corregida p para obtener el campo de velocidades y de presiones respectivamente.
- 5) Con u , v , w se resuelven las demás ecuaciones de transporte para obtener ϕ .
- 6) Si no se cumple con los criterios establecidos de convergencia aplicar factor de relajación a las variables calculadas.
- 7) Volver al paso 2 con p como suposición inicial mejorada y repetir el procedimiento hasta lograr la convergencia de todas las variables.

Para el caso de que se quiera la solución transiente, se busca la convergencia de las variables en cada paso de tiempo. El procedimiento se puede revisar en (Ferziger & Perić, 2002).

3.10.2 Factores de relajación

Debido a la no linealidad del set de ecuaciones es necesario controlar los cambios en las variables con factores de relajación. Estos tienen lugar después de cada iteración y en cada una de las celdas al momento en que se corrigen las variables del sistema. Luego, el nuevo valor de la variable ϕ se actualiza según la siguiente expresión.

$$\phi^{nuevo} = \phi^* + \alpha \phi' \quad (3-85)$$

Un factor α entre 0 y 1 implica sub-relajación con lo que, en general, se obtiene mayor estabilidad computacional, pero menor velocidad de convergencia. Un factor $\alpha > 1$ implica sobre-relajación.

Los valores de α proporcionados por Ansys Fluent son cercanos al valor óptimo y por lo tanto son adecuados para una gran cantidad de problemas. No obstante, si se observa un comportamiento inestable en los residuales es recomendable disminuir los factores de sub-relajación para la presión, momentum, k y ε hasta 0.2, 0.5, 0.5, y 0.5 (ANSYS, Inc., 2009).

3.10.3 Resolución de las ecuaciones de transporte

La ecuación de discretización de transporte escalar se resuelve numéricamente en conjunto con las ecuaciones de Navier-Stokes y continuidad. Si bien el grado de precisión de la solución está limitado principalmente por los esquemas de cuadratura utilizados, en este caso, por simplicidad se utiliza la regla de punto medio para ilustrar el procedimiento de resolución. En el caso de las ecuaciones de Navier-Stokes se utiliza una malla desplazada y el procedimiento ya fue descrito.

En el caso de las demás ecuaciones de transporte escalar, incluida la ecuación de continuidad, la ecuación diferencial gobernante para el caso unidimensional estacionario y sin fuentes se escribe como:

$$(\rho u \phi)_e - (\rho u \phi)_w = \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right)_e - \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right)_w \quad (3-86)$$

El valor de las propiedades en las caras del volumen de control se aproxima con los esquemas de interpolación y diferenciación presentados o, idealmente, de menor o igual orden al del esquema de cuadratura utilizado. Luego, se reordenan los términos de manera de obtener una ecuación para cada nodo en función de los valores en nodos vecinos.

Finalmente, la ecuación de discretización para un nodo P general tiene la siguiente forma:

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b \quad (3-87)$$

O bien,

$$a_P \phi_P = \sum a_{nb} u_{nb} + b \quad (3-88)$$

Donde,

$$a_E = D_e A(|P_e|) + \max(-F_e, 0) \quad (3-89)$$

$$a_W = D_w A(|P_w|) + \max(F_w, 0) \quad (3-90)$$

$$a_N = D_n A(|P_n|) + \max(-F_n, 0) \quad (3-91)$$

$$a_S = D_s A(|P_s|) + \max(F_s, 0) \quad (3-92)$$

$$a_P^0 = \frac{\rho_P^0 \Delta x \Delta y}{\Delta t} \quad (3-93)$$

$$b = S_C \Delta x \Delta y + a_P^0 \phi_P^0 \quad (3-94)$$

$$a_P = a_E + a_W + a_N + a_S + a_P^0 - S_P \Delta x \Delta y \quad (3-95)$$

La función $A(|P|)$ depende del esquema de discretización utilizado para el término convectivo. En el caso del esquema Central Differencing Scheme $A(|P|) = 1 - 0.1|P|$, y si se usa el esquema Upwind, entonces $A(|P|) = 1$.

P es el número de Peclet, que se define como:

$$P_e \equiv \frac{\rho u L}{\Gamma} \quad (3-96)$$

F representa el flujo convectivo y D es la conductancia difusiva.

$$F \equiv \rho u \quad (3-97)$$

$$D \equiv \frac{\Gamma}{\delta x} \quad (3-98)$$

La derivación completa se puede revisar en (Patankar, 1980).

4. Metodología CFD

Para el estudio del comportamiento de los gases de combustión al interior del horno se realiza una modelación computacional en Ansys Fluent. Para ello, se definen los parámetros y simplificaciones necesarias de manera de evaluar, como punto de referencia, la geometría base (planos de diseño en Anexo 1). Luego, se analizan distintas configuraciones y se comparan los gráficos y contornos de temperatura en la sección transversal del horno con los resultados de la geometría inicial.

4.1 Detalles del problema a modelar

4.1.1 Funcionamiento

El proceso de revenido se inicia con el ingreso del material al horno. Los quemadores y campanas de recirculación forzada aumentan gradualmente la temperatura del horno a medida que se avanza seccionalmente al interior de este. Luego, parte de los gases calientes se extraen por medio de un sistema de ductos de manera que el material es calentado, seguido de un enfriamiento controlado.

4.1.2 Características Geométricas y simplificaciones

La Figura 4-16 muestra la sección del horno que será simulada y los componentes que forman parte de esta modelación. En este caso, el ducto de extracción de gases se reemplaza por una superficie circular sobre la que se asignan las condiciones de borde correspondientes a la presión. De la misma manera, el/los quemadores se reemplazan por superficies circulares donde se especifican condiciones de borde de velocidad y temperatura. Además, el ventilador se modela mediante un volumen finito sobre el que se define la fuente de momentum en N/m^3 . Con respecto a la transferencia de calor por conducción a través de las paredes, esta se toma en cuenta mediante la aproximación *Shell Conduction* que en lugar de discretizar el dominio correspondiente al espesor de las paredes, crea celdas virtuales sobre las que considera flujo de calor unidireccional en sentido normal a la pared o Wall.

A continuación, se presentan las dimensiones del horno y ubicación de los componentes.

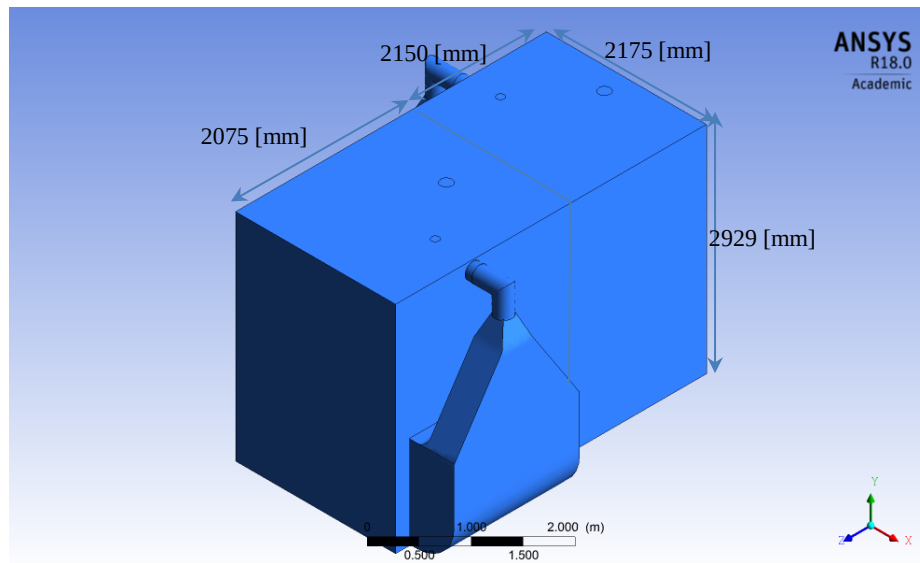


Figura 4-16 Dimensiones consideradas para la generación de la geometría base.

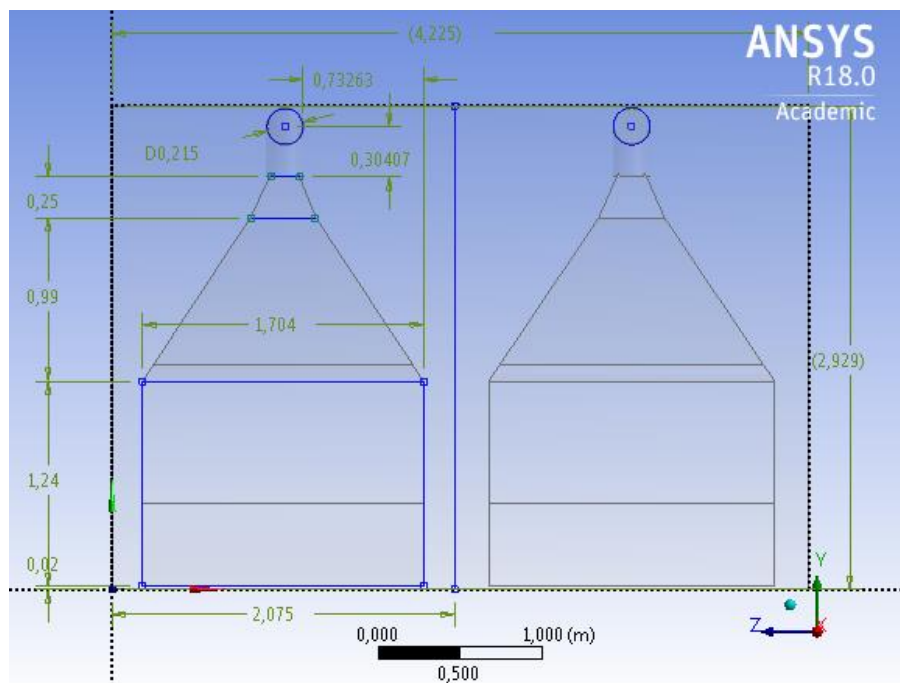


Figura 4-17 Dimensiones campana de recirculación.

Como se observa en la figura anterior, dada la cercanía entre el quemador y el sistema de extracción de gases, es probable que gran parte de los gases calientes sean retirados inmediatamente a través del sistema de ductos. Adicionalmente, la temperatura al interior del horno podría no ser del todo homogénea como consecuencia del número y/o distribución de los componentes por sección.

De acuerdo a las características geométricas del problema y dado que el horno se encuentra en fase de diseño, se justifica el uso de la CFD con el objetivo de determinar el comportamiento del horno. Luego, y a partir de los resultados obtenidos, podrán ser analizadas distintas configuraciones y condiciones de borde para estudiar su influencia sobre el campo de temperaturas al interior de este.

4.1.3 Parámetros de funcionamiento y definición de materiales

Los parámetros de funcionamiento del horno se especifican a continuación.

Tabla 4-1

Parámetros de funcionamiento.

Exceso de aire [%]	50
Gas natural [%]	100
Poder calorífico inferior gas natural [kJ/kg]	44400
Presión atmosférica [kPa]	101
Temperatura de flama adiabática [K]	1833

Tabla 4-2

Propiedades de los materiales utilizados en la simulación.

	Densidad $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	Cp $\left[\frac{J}{kgK}\right]$	Conductividad térmica $\left[\frac{W}{mK}\right]$
Aire	<i>“Ideal-gas”</i>	1006.43	0.0242
Acero estructural	7850	502,48	16,27
Ladrillo refractario	500	1050	1.04

Tabla 4-3

Materiales y temperatura asignados a las paredes del horno.

	Material	Espesor [mm]	Temperatura [K]
Wall ventilador	Acero	5	300
Wall horno	Ladrillo refractario	200	
	Acero estructural	10	

4.1.4 Selección y cálculo de componentes

A partir de catálogos de fabricantes, se seleccionan quemadores de 163, 105, y 70 [kW] de potencia. De la misma manera, se han seleccionado tres ventiladores con caudal nominal de

1000, 1090 y 1100 [m³/h]. Luego, y con los datos presentados en la Tabla 4-3 y Tabla 4-4 se calculan las condiciones de borde utilizadas en la simulación, esto es, fuentes de momentum y velocidad de entrada en el quemador. A continuación, se presentan las ecuaciones utilizadas y los resultados obtenidos.

4.1.4.1 Cálculo de la fuente de momentum

La Tabla 4-4 muestra las características de los ventiladores seleccionados donde P_t corresponde a la presión total, a y b son las dimensiones del ventilador a la salida y d es el diámetro de entrada de aire.

Tabla 4-4

Datos ventiladores seleccionados.

	Caudal [m ³ /h]	Pt [Pa]	a [mm]	b [mm]	d [mm]
Ventilador PMM-Q 350	1100	510	222	165	225
Ventilador MB-201	1000	300	160	160	200
Ventilador ACN-220	1090	250	166	231	228

Luego, con los datos de la Tabla 4-4 se calcula la fuente de momentum por unidad de volumen y las velocidades de entrada y salida al ventilador según las ecuaciones que se presentan a continuación:

$$F_m = \rho V_2 (V_1 - V_2) \quad (4-1)$$

$$F_{m_vol} = \frac{\text{Fuente de momentum}}{\text{Volumen computacional}} \quad (4-2)$$

$$\text{Velocidad} = \frac{\text{Caudal}}{\text{Área}} \quad (4-3)$$

Donde ρ corresponde a la densidad del fluido, F_m corresponde a la fuente de momentum, F_{m_vol} corresponde a la fuente de momentum por unidad de volumen, V_1 corresponde a la velocidad en el ventilador y V_2 corresponde a la velocidad local aguas abajo que en este

caso se considera igual a cero. El volumen computacional corresponde al volumen ocupado por la fuente de momentum en el dominio en estudio que corresponde a un cuerpo cilíndrico de 0.0035658 [m³]

Además, a partir de las velocidades calculadas se obtiene la presión dinámica P_d en el ventilador con la siguiente expresión.

$$P_d = \frac{\rho V^2}{2} \quad (4-4)$$

Para cada caso, la fuente de momentum se calcula como función de la densidad de los gases de combustión en la zona del ventilador.

En la tabla 4-5 se presentan los valores calculados para la fuente de momentum 1 del caso 1 de la configuración 1 donde la densidad local es $\rho = 0.34$ [kg/m³].

Tabla 4-5

Valores calculados en ventiladores de 1100, 1000, y 1090 [m³/h] de caudal nominal.

	Vent.1 PMM-Q 350	Vent.2 MB-201	Vent.3 ACN-220
Caudal [m³/h]	1100	1000	1090
Área entrada [m²]	0,0398	0,0314	0,0383
Área salida [m²]	0,0363	0,0256	0,0408
Velocidad entrada [m/s]	7,7	8,84	7,4
Velocidad salida [m/s]	8,4	10,85	7,9
Presión dinámica [Pa]	12	20	11
F_m entrada [N]	0.80	0.84	0.76
F_m salida [N]	0.87	1.02	0.81
F_m_vol entrada [N/m³]	225	234	213
F_m_vol salida [N/m³]	244	287	228

4.1.4.2 Cálculo de la velocidad de entrada en quemadores

Para el cálculo de la velocidad de entrada en el quemador, se considera la siguiente composición en volumen para el combustible.

Tabla 4-6

Composición elemental del gas natural.

CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	C ₆ H ₂₄	N ₂	CO ₂
92.21%	3.55%	1.02%	0.45%	0.13%	0.05%	0.97%	1.61%

Luego, el volumen de aire y volumen de gas estequiométrico normal $V_{a,e}^N$ y $V_{g,e}^N$ se calcula a partir de las siguientes ecuaciones:

$$V_{a,e}^N = \frac{22.4}{0.21} \left(\frac{x_c}{12.01} + \frac{x_H}{4.032} + \frac{x_s}{32} - \frac{x_o}{32} \right) = 12.44 [m_N^3/kg_c] \quad (4-5)$$

$$V_{g,e}^N = 22.4 \left(\frac{x_c}{12.01} + \frac{x_H}{2.01} + \frac{x_s}{32} \right) - 0.79 V_{a,e}^N = 13.76 [m_N^3/kg_c] \quad (4-6)$$

$$V_a^N = V_{a,e}^N \lambda = 18.67 [m_N^3/kg_c] \quad (4-7)$$

$$V_g^N = V_{g,e}^N + (\lambda - 1) V_{a,e}^N = 19.98 [m_N^3/kg_c] \quad (4-8)$$

Donde x_c , x_H , x_s , x_o corresponden a las fracciones en masa de carbono, hidrógeno, azufre y oxígeno respectivamente, mientras que λ es la razón de aire-combustible.

Para el cálculo del caudal másico de combustible y aire se utiliza la siguiente expresión

$$m_c = \frac{\text{Potencia quemador}}{H_{inf}} \quad (4-9)$$

$$m_{aire} = m_c RAC \quad (4-10)$$

$$H_{inf} = \frac{H_{sup}}{\rho_{gas,N}} - n_{H2o} 44010 \quad (4-11)$$

Donde $\rho_{gas,N}$ corresponde a la densidad del gas en condiciones normales de temperatura y presión.

Por otra parte, el caudal de aire y caudal de gas se calculan como:

$$\dot{V}_a^N = m_c V_a^N ; \quad \dot{V}_g^N = m_c V_g^N \quad (4-12)$$

$$\dot{V}a = \dot{V}_a^N \frac{T}{T_0} \frac{P_0}{P} ; \quad \dot{V}g = \dot{V}_g^N \frac{T}{T_0} \frac{P_0}{P} \quad (4-13)$$

En las ecuaciones anteriores, P corresponde a la presión de suministro de combustible de 150 [kPa], y T corresponde a la temperatura de flama adiabática de 1833 [K]. Ya que se trabaja a temperatura y exceso de aire altos, se aproximan los gases de combustión a aire cuya densidad se obtiene a partir de la función de gas ideal como se especifica en la Tabla 4-2.

Finalmente, la velocidad en el quemador se obtiene a partir de la siguiente expresión:

$$\vec{V}_{quemador} = \frac{\dot{V}_g}{Area_salida} \quad (4-14)$$

Luego, para un diámetro del quemador de 200, 100 y 50 [mm] y 50 % de exceso de aire, se obtienen los siguientes valores

Tabla 4-7

Valores de velocidad en quemadores.

	Quemador 1	Quemador 2	Quemador 3
P [kW]	163	105	70
m_c [kg/s]	0.0037	0.0024	0.0016
m_{aire} [kg/s]	0.0948	0.0611	0.0407
$\dot{V}_a^N$ [m³/s]	0.0686	0.0442	0.0294
$\dot{V}_g^N$ [m³/s]	0.0734	0.0473	0.0315
$\dot{V}_a$ [m³/s]	0.3108	0.2002	0.1335
$\dot{V}_g$ [m³/s]	0.3326	0.2143	0.1428
$\vec{V}_{quemador}$ [m/s] (D = 200 mm)	10.58	6.82	4.54
$\vec{V}_{quemador}$ [m/s]	42.35	27.28	18.18

(D = 100 mm)

$\vec{V}_{quemador} [\text{m/s}]$

169.40

109.13

72.75

(D = 50 mm)

4.2 Pre-procesamiento

4.2.1 Generación de la geometría

La geometría se diseña con el software Desing Modeler respetando los parámetros geométricos de la Figura 4-16 y Figura 4-17.

Con el propósito de simular el efecto del ventilador, se genera un volumen finito de $0.0035658 [\text{m}^3]$ donde se especifica la fuente de momentum en $[\text{N/m}^3]$.

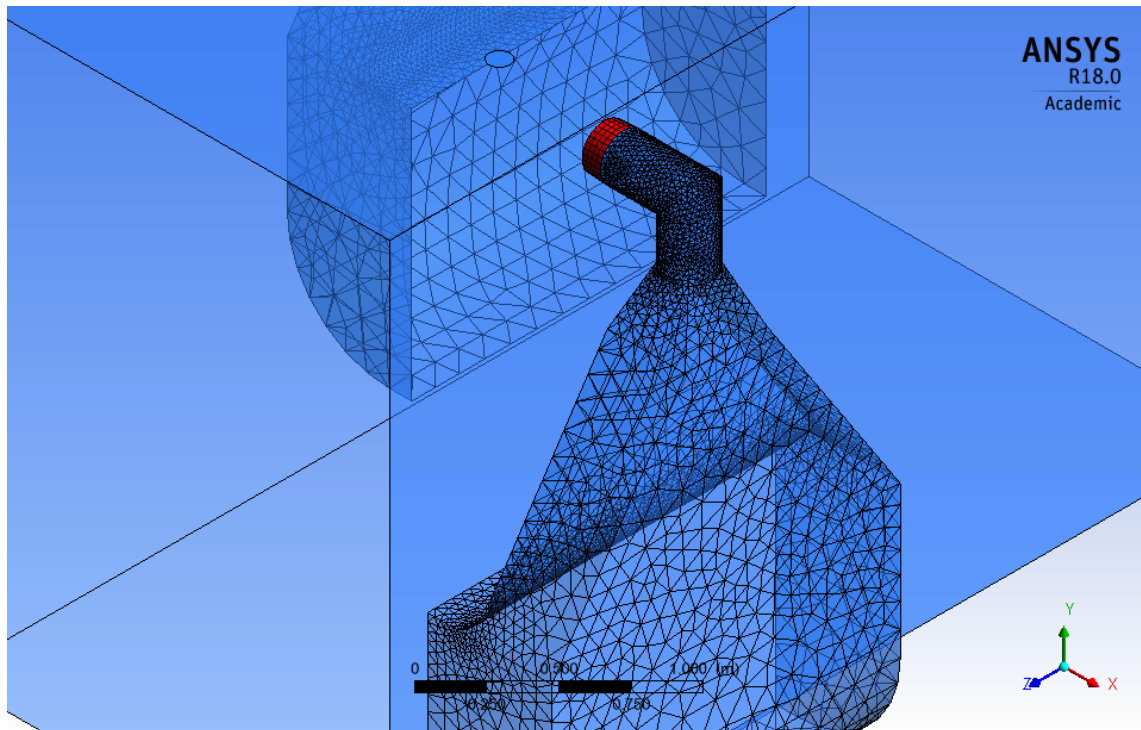


Figura 4-18 Fuente de momentum.

El procedimiento para la creación de la geometría inicial se detalla a continuación.

1. Se selecciona Create.→ Primitives → Box con $x = 2175 [\text{mm}]$, $y = 2929 [\text{mm}]$, $z = 4225 [\text{mm}]$.

2. Sobre uno de los planos laterales se definen las dimensiones de la campana de recirculación, proyectada a una distancia de 608 [mm].
3. Con la operación *imprint faces* se definen las superficies sobre las que se definirán las condiciones de borde de ductos de extracción y quemadores.
4. Luego, se selecciona el sólido generado y se aplica la operación *Freeze* para luego generar el elemento correspondiente al volumen del ventilador.
5. Finalmente, se aplica la operación *Form New Part* para unir todas las zonas del dominio.

4.2.2 Generación de la malla de discretización

La malla de discretización es generada en Ansys Meshing. En este caso, se analizan 4 tipos de malla con el objetivo de evaluar el efecto sobre la solución de la modelación.

Tabla 4-8

Características mallas de discretización.

Método	Malla	Relevance	Relevance center
Automatic	1	70	Medium
	2	90	Medium
Hex dominant	3	70	Medium
	4	90	Medium

Con la opción Mesh Control se modifican las características de la malla.

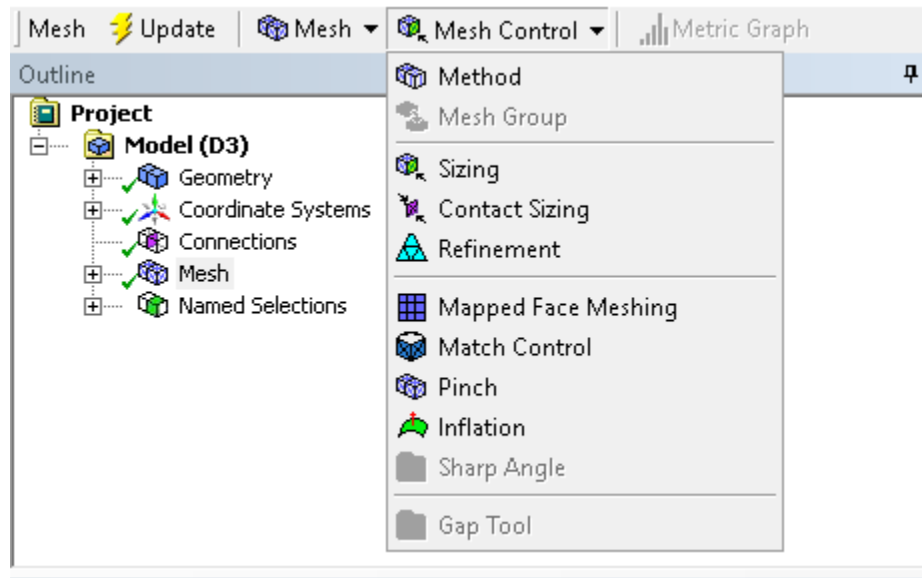


Figura 4-19 Opciones Mesh Control para la modificación de la malla de discretización.

Los dos tipos de malla que serán generadas son, primero, una malla de tipo “Automatic” formada principalmente por tetraedros, y luego una malla de tipo “Hex dominant” formada principalmente por hexaedros. Dependiendo de las características de la geometría puede ser necesario aplicar otro tipo de operaciones para mejorar la calidad del mallado. Esto se decide durante la etapa de procesamiento al realizar el monitoreo de la solución. De esta manera, y al utilizar la opción “Automatic” para generar la malla de discretización, el resultado es el siguiente:

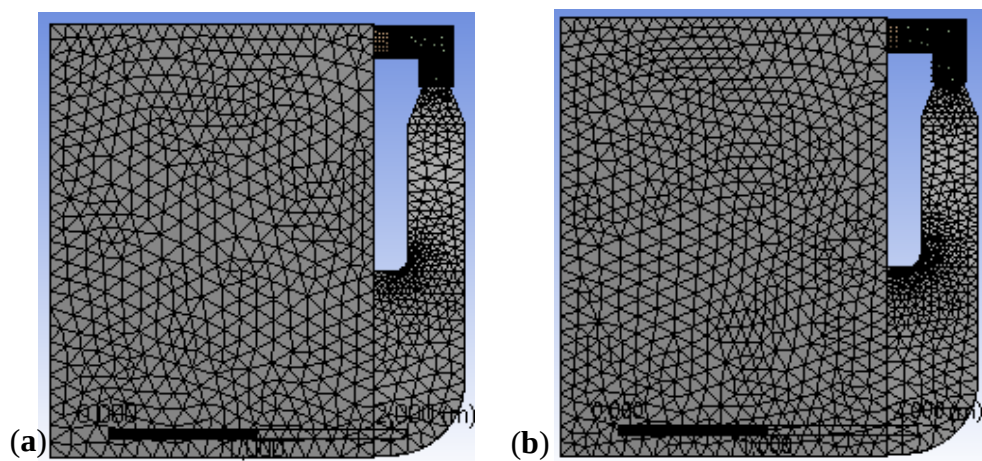


Figura 4-20 Vista frontal malla tipo “Automatic” con (a) Relevance 70 (b) Relevance 90.

Al cambiar el tipo de elemento por Hex dominant para las mallas 3 y 4, el resultado es el siguiente:

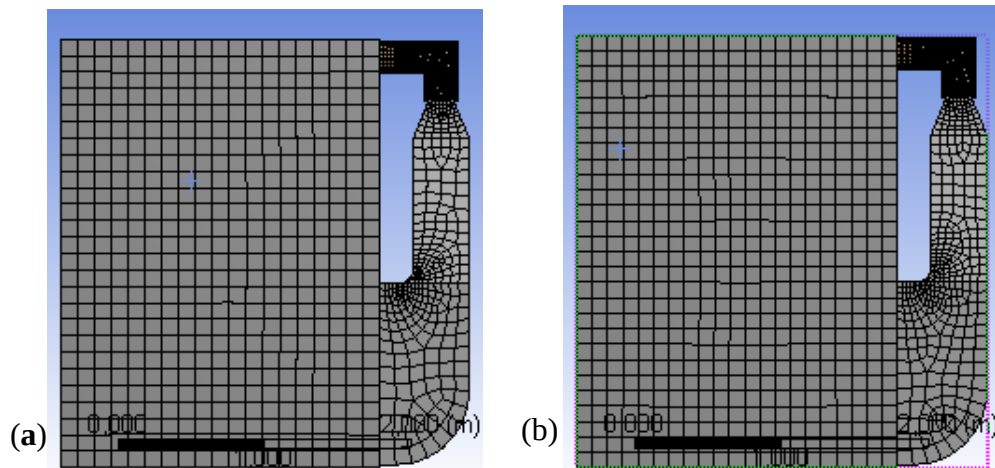


Figura 4-21 Vista frontal malla generada bajo la opción Hex dominant (a) Relevance 70 (b) Relevance 90.

Los parámetros de ajuste que mejoran las características del mallado son:

- Relevance: Controla la resolución y velocidad de generación de la malla. Va desde (-100) hasta (+100).
- Skewness: Es una medida de la estrechez de una celda. Un mal elemento tiene un Skewness Ratio cercano a 1, por lo que el criterio consiste en que el elemento con el mayor Skewness ratio no debe superar 0.98.
- Orthogonal Quality: Se toma el valor de la ortogonalidad del elemento con la peor ortogonalidad de toda la malla, y se debe cumplir que esta no sea menor que 0.01.

4.2.2.1 Distribución de propiedades de calidad de malla

En esta etapa, se analiza la calidad de la malla según los criterios anteriores. Si estos se cumplen para todos los elementos de la malla, esta se considera de buena calidad.

Resultados malla 1 y 2

Para las mallas 1 y 2, el menor valor de ortogonalidad y el mayor de skewness para la malla 1 son:

Tabla 4-9

Resultados parámetros de calidad para la malla 1 y 2.

Método	Malla	Relevance	Skewness	Orthogonal Quality
Automatic	1	70	0.963	0.04
	2	90	0.892	0.155

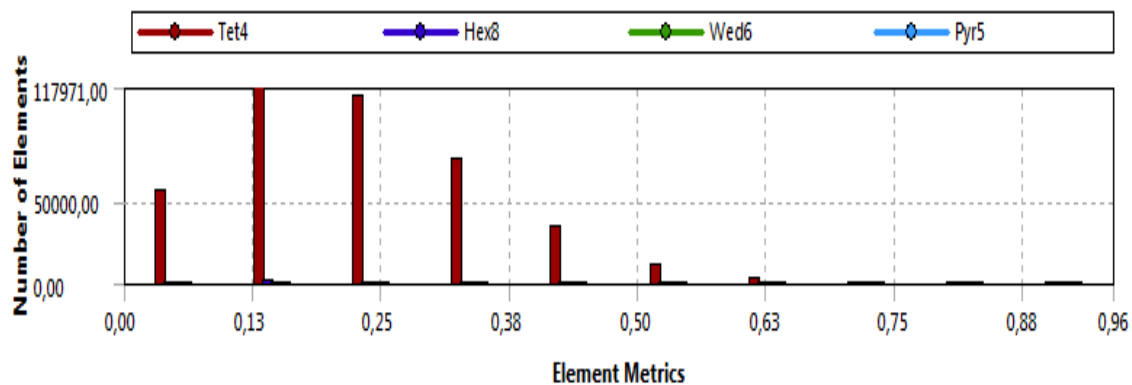


Figura 4-22 Distribución de la propiedad Skewness en malla 1.

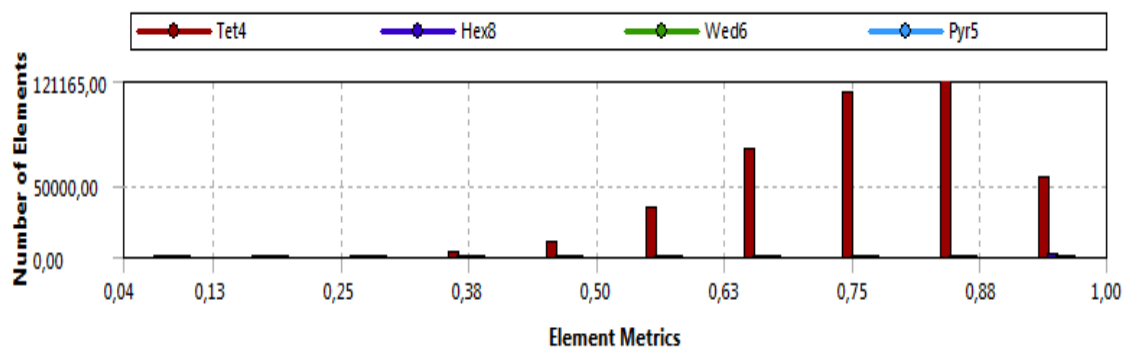


Figura 4-23 Distribución de la propiedad Orthogonal Quality en malla 1.

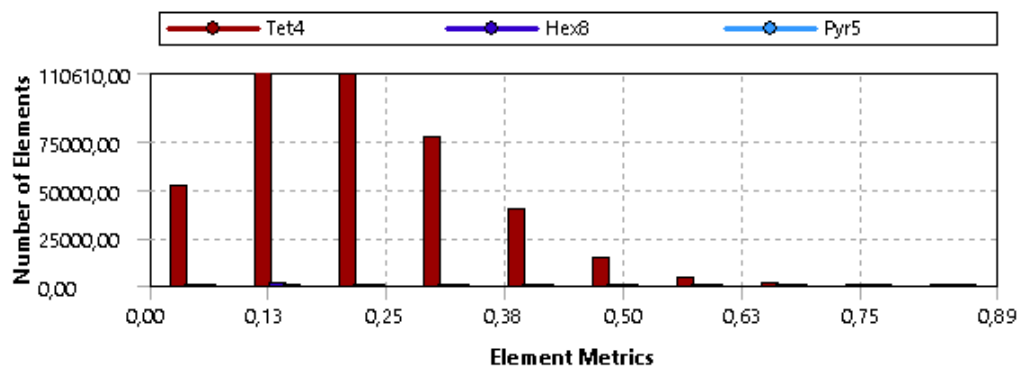


Figura 4-24 Distribución de la propiedad Skewness en malla 2.

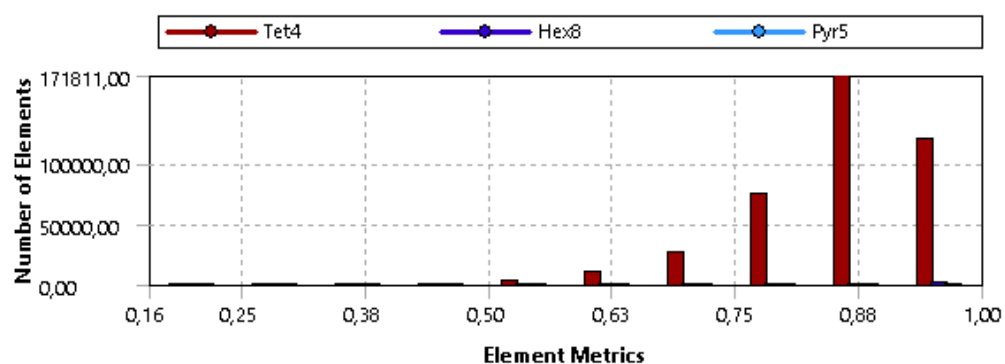


Figura 4-25 Distribución de la propiedad Orthogonal Quality de la malla 2.

Resultados malla 3 y 4

En el caso de las mallas 3 y 4, los parámetros de calidad se presentan a continuación.

Tabla 4-10

Parámetros de calidad para la malla 3 y 4.

Método	Malla	Relevance	Skewness	Orthogonal Quality
Hex dominant	3	70	0.999	0.0362
	4	90	0.999	0.0241

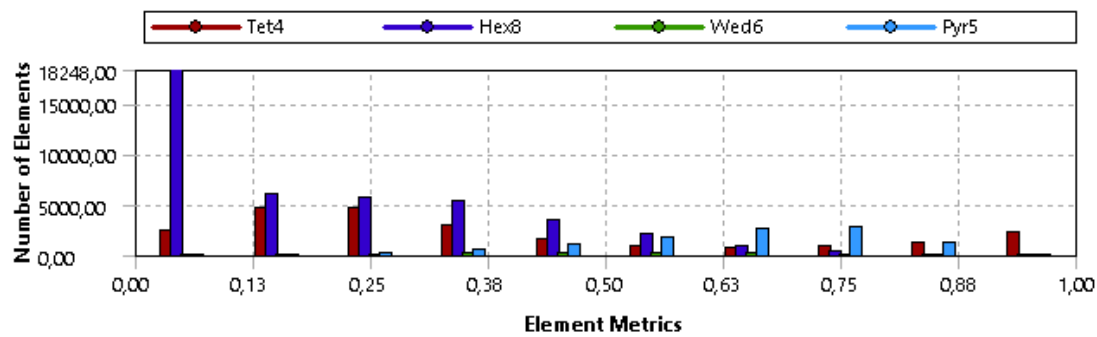


Figura 4-26 Distribución de la propiedad Skewness para la malla 3.

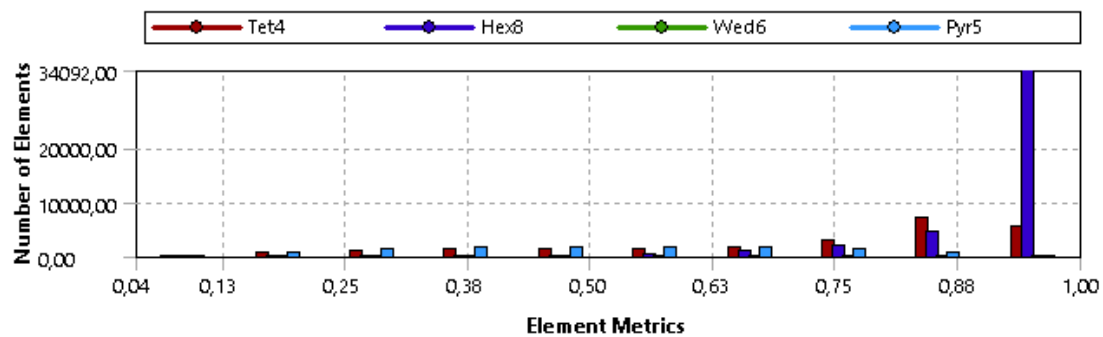


Figura 4-27 Distribución de la propiedad Orthogonal Quality para la malla 3.

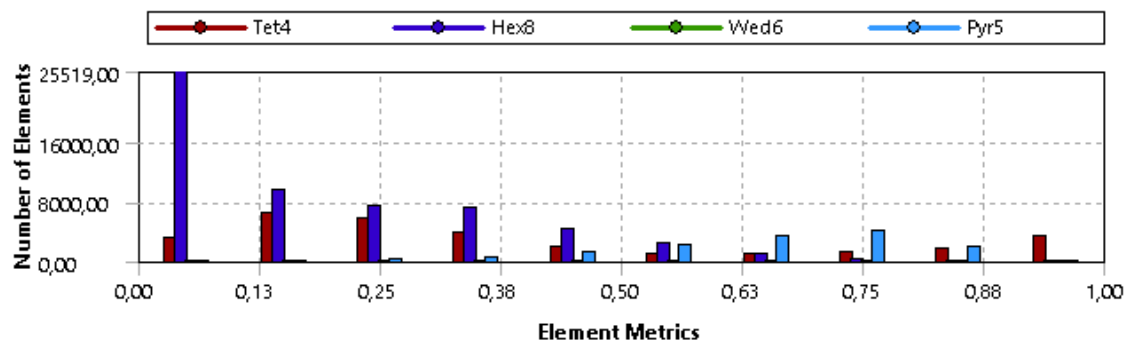


Figura 4-28 Distribución de la propiedad Skewness en malla 4.

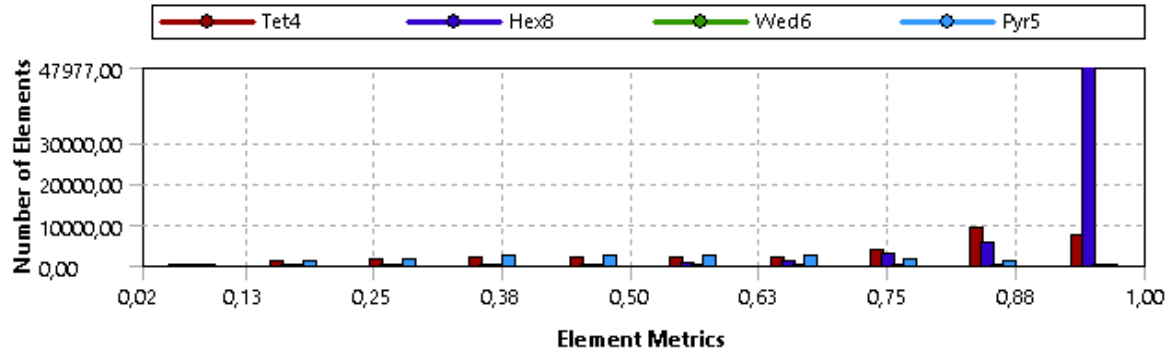


Figura 4-29 Distribución de la propiedad Orthogonal Quality malla 4.

La figura muestra la distribución de la propiedad de ortogonalidad v/s el número de elementos dentro de la malla con esta propiedad, donde el eje x corresponde al valor de ortogonalidad. Esta gráfica permite ver cómo es la calidad de los elementos de la malla en términos de su ortogonalidad. Ya que las mallas 3 y 4 no cumplen con los parámetros de calidad de malla, se decide continuar los cálculos con la malla 1 y la malla 2.

4.2.2.2 *Named Selections*

Se asignan Named selections en las zonas del dominio geométrico donde se especificarán las condiciones de borde del problema. Estas se muestran en la figura siguiente.

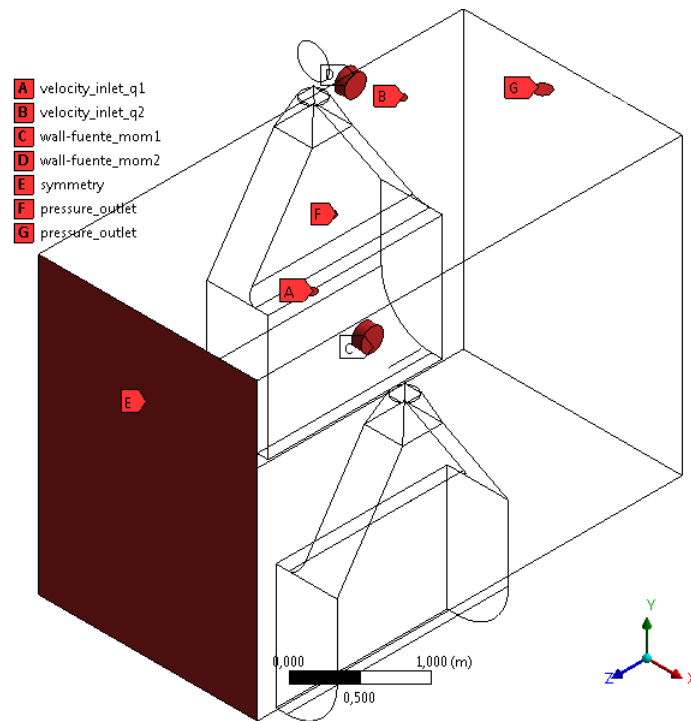


Figura 4-30 Named Selections para la implementación de condiciones de borde.

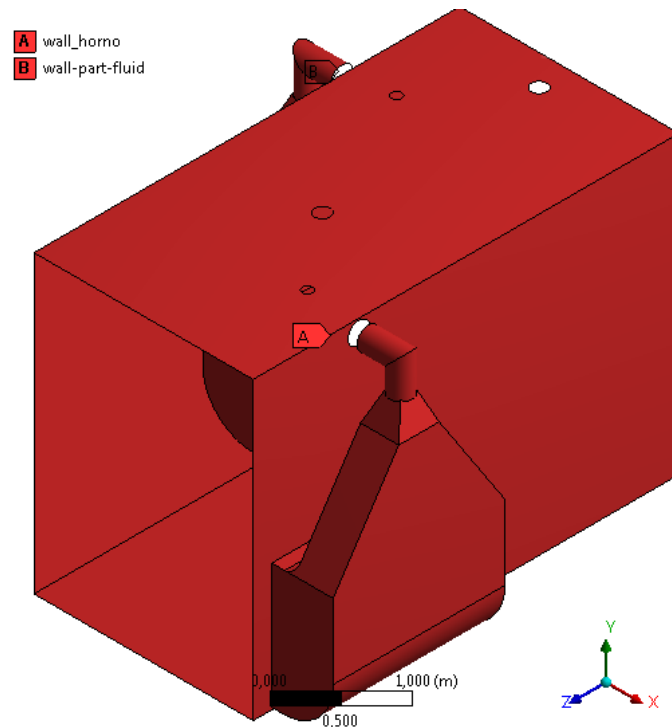


Figura 4-31 Named selections para la implementación de condiciones de borde.

4.2.3 Setup

El setup del problema responde a la naturaleza y fenómenos de interés. En este trabajo, la solución se considera en estado estacionario. Además, ya que se asume una velocidad relativamente alta para el fluido de trabajo, se considera flujo turbulento. Luego, se analizan, en principio, dos casos:

- *Caso 1:* Se considera una temperatura de entrada de gases de combustión en el quemador de 1833 [K]. Además, se considera la transferencia de calor por conducción a través de las paredes del horno, temperatura ambiente de 20 [°C] y presión atmosférica de 1 [atm].
- *Caso 2:* Se considera una temperatura de entrada de gases de 900 [K] en el quemador. Además, se considera la transferencia de calor por conducción a través de las paredes del horno. Se aproxima el fluido de trabajo a gas ideal y se analiza el comportamiento de la solución.

4.2.3.1 Componentes del sistema de análisis

Los componentes del sistema reflejan los pasos necesarios en una modelación CFD. La figura siguiente, muestra la interconexión entre cada una de las etapas.



Figura 4-32 Componentes de sistema de análisis.

La última etapa de preprocesamiento es la configuración del setup. Esta se presenta a continuación junto con el procesamiento y post-procesamiento de la solución.

4.2.3.2 Inicializar Ansys Fluent

El setup se configura en Ansys Fluent. Para ello, se inicializa en el componente del sistema Fluent. Luego, se selecciona el grado de precisión que será utilizado. En este caso, se utiliza precisión doble lo cual arrojaría resultados con un menor nivel de error de redondeo.

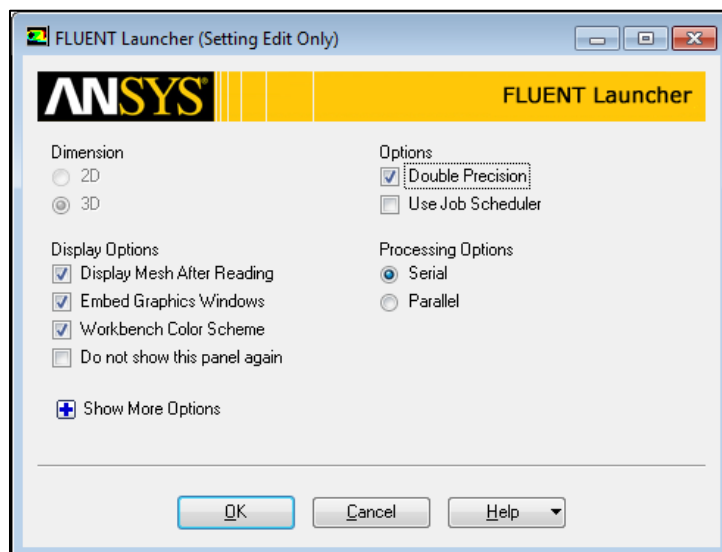


Figura 4-33 Fluent Launcher.

4.2.3.3 General

Primero se verifica la calidad de la malla con la opción “Check”. Luego, se debe elegir el tipo de simulación que se quiera llevar a cabo pues de ello dependen las opciones disponibles durante la configuración del setup. En este caso, se realiza una simulación en estado estacionario por lo que se elige la opción Steady y se ingresa un valor para la aceleración de gravedad como indica la Figura 4-34.

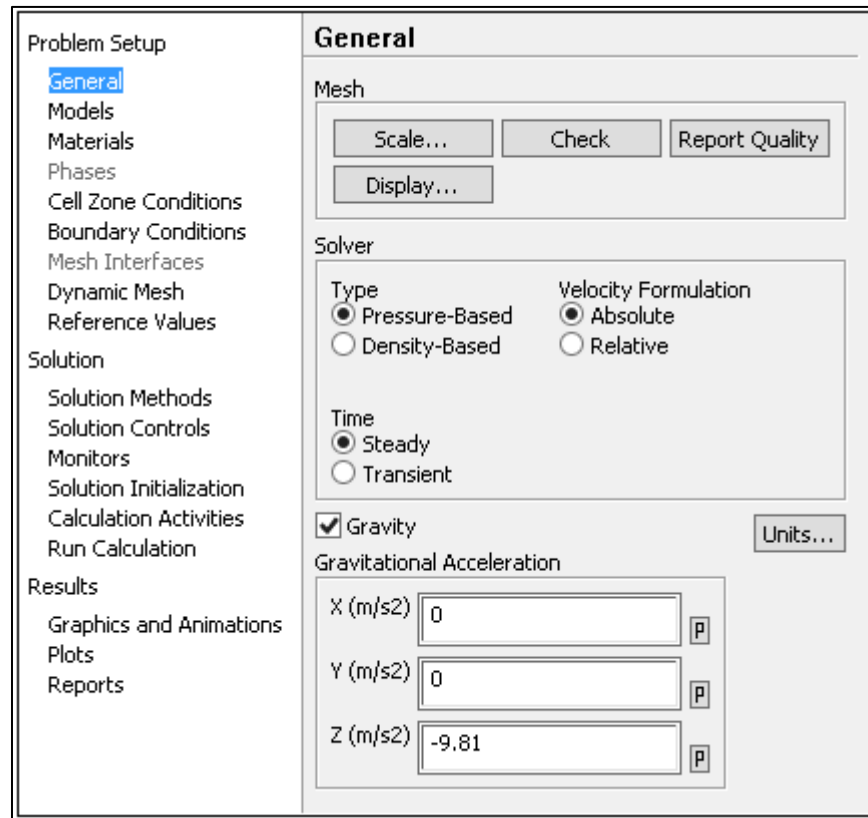


Figura 4-34 General Options.

4.2.3.4 Models

El paso siguiente es la implementación de modelos. Estos determinarán las ecuaciones que serán resueltas. Ya que primero se verifica el patrón de flujo a temperatura ambiente, y luego se considera la transferencia de calor a través de las paredes del horno, se tendrán dos casos:

- Caso 1: Se activa el modelo de turbulencia *Realizable $k-\varepsilon$* y la función de pared *Enhanced Wall Treatment*.
- Caso 2: Se mantienen las selecciones del caso 1 y se activa el modelo de energía para dar cuenta de la transferencia de calor por conducción a través de las paredes del horno.

4.2.3.5 Materials

El siguiente paso en la configuración del setup es la selección y creación de los materiales y sustancias presentes en el problema. Las propiedades de los materiales utilizados se especifican en la Tabla 4-2.

4.2.3.6 Cell Zone Conditions

Una *Cell Zone* corresponde a un grupo de celdas sobre las que se resuelven las ecuaciones gobernantes y sobre las cuales es posible asignar una o más fuentes de masa, momentum, o potencia; medios porosos; zonas móviles, etc.

En este caso, se selecciona el grupo de celdas sobre las que se definirá la fuente de momentum y se ingresa, en la dirección negativa del eje x, una fuente de $-225 \text{ [N/m}^3\text{]}$.

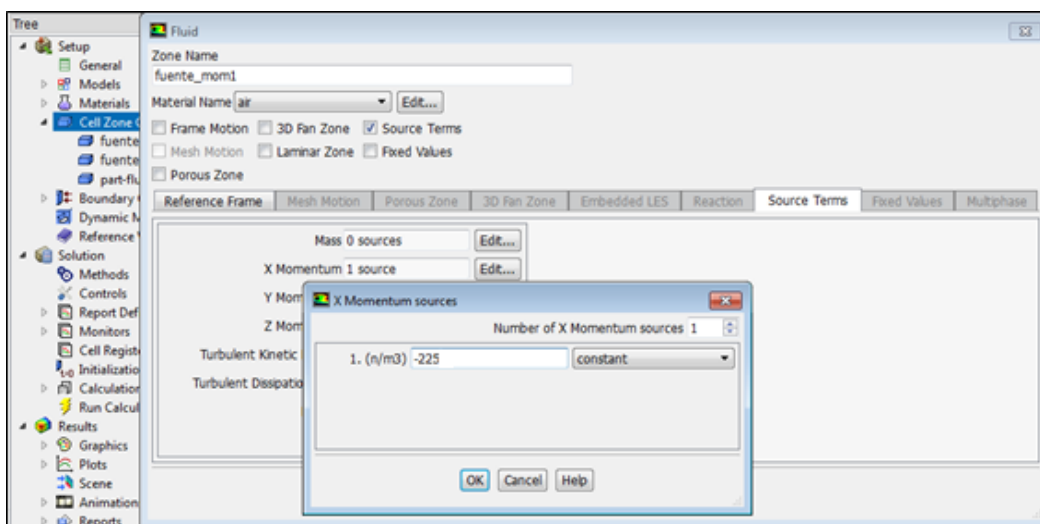


Figura 4-35 Asignación de fuentes.

4.2.3.7 Boundary Conditions

Las condiciones de borde se asignan en las zonas indicadas en la Figura 4-36 donde aparecen las Named Selections creadas durante la etapa de desarrollo del mallado. Estas corresponden a los datos de entrada para las ecuaciones gobernantes.

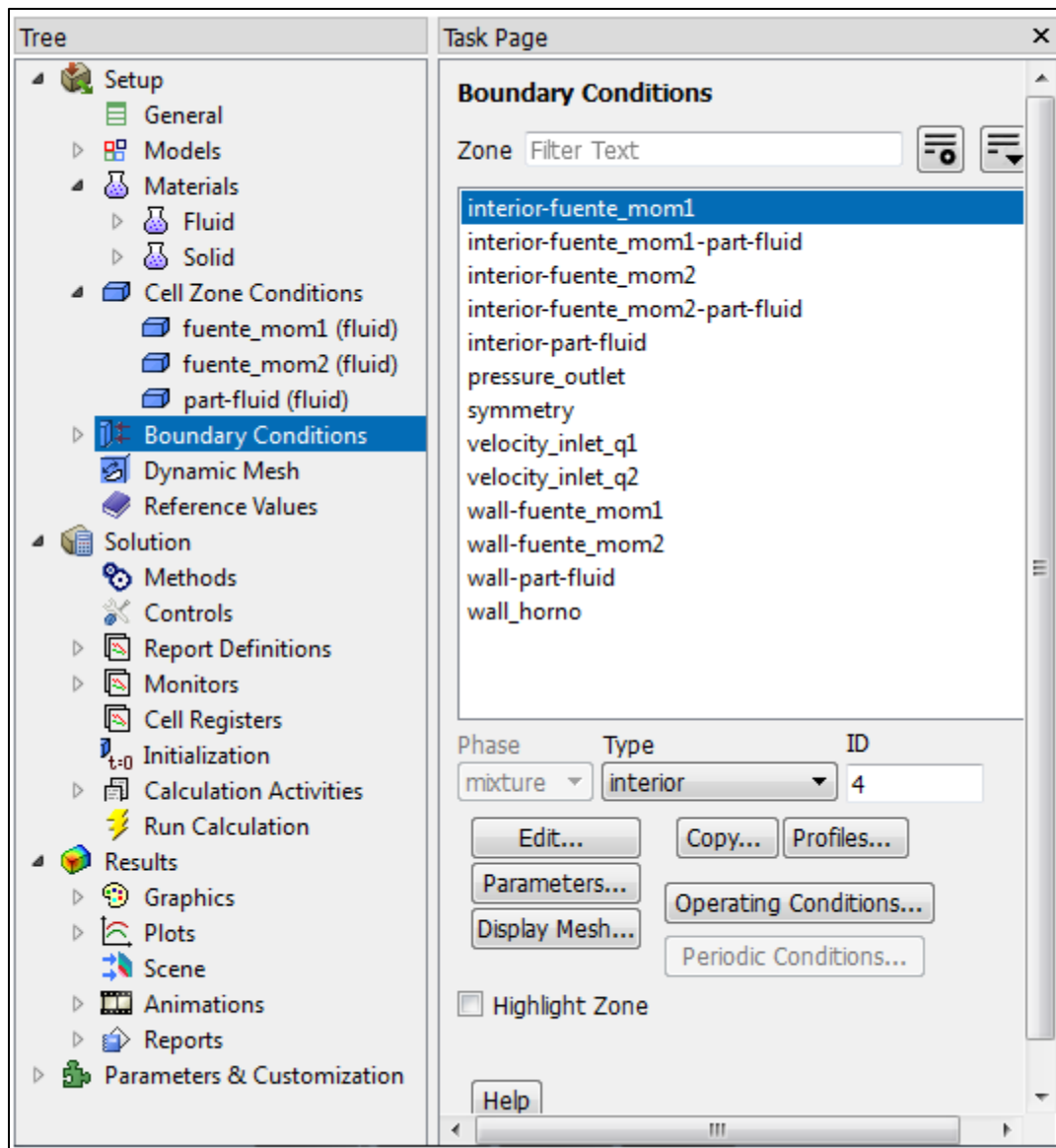


Figura 4-36 Zonas para asignación de condiciones de borde.

- Symmetry: Las regiones donde se asigna la condición de borde “Symmetry” corresponden a las caras externas de la sección del horno donde la velocidad normal y gradiente normal de todas las variables del flujo son iguales a cero (ANSYS, Inc., 2009).
- Velocity Inlet: Se asigna a la región “Velocity_inlet_burner” las componentes (V_x, V_y) para una velocidad de entrada en un ángulo de 45° . En Thermal se ingresa un valor para la temperatura de 1833 [K]. Además se considera un diámetro hidráulico igual 0.1 [m] correspondiente al diámetro del quemador e intensidad turbulenta de un 10%.

- Pressure outlet: Se asigna a la región “Pressure_outlet” que es donde se ubica el ducto de extracción. Se mantiene una presión manométrica igual a cero y se ingresa un valor de intensidad turbulenta de un 10% y diámetro hidráulico de 152.4 [mm].

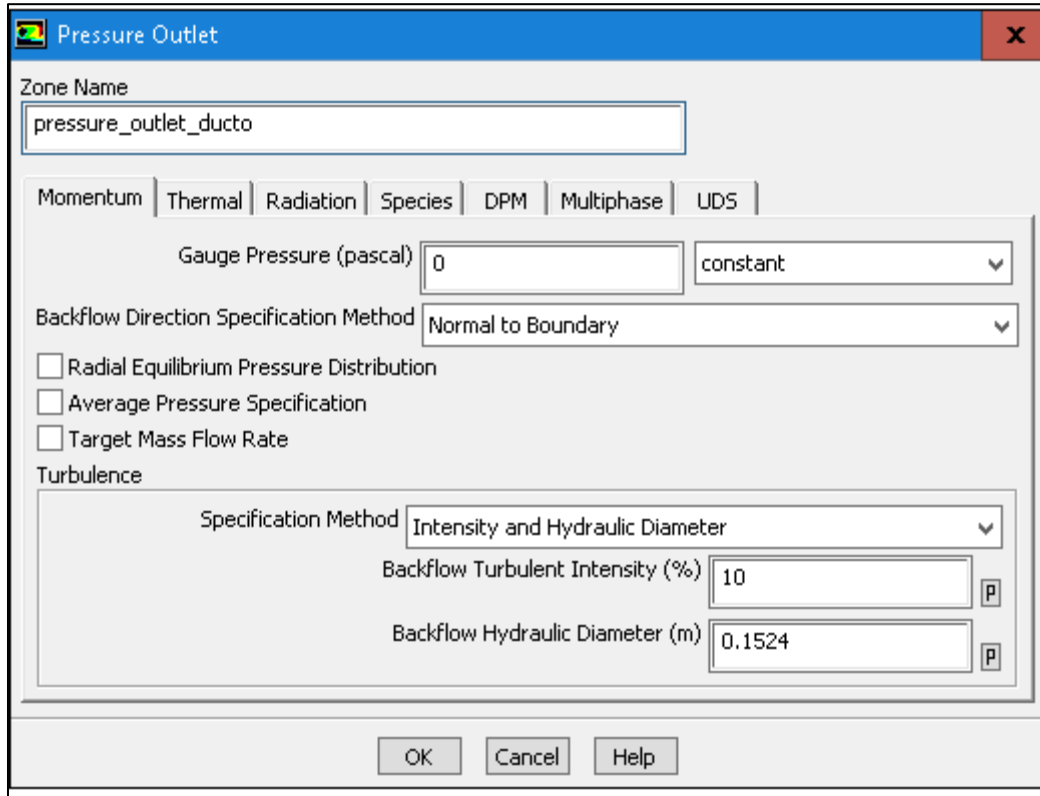


Figura 4-37 Condiciones de borde Pressure_Outlet_ducto.

- Wall: Se asigna a la región “Wall_horno”. Se ingresa una temperatura de 300 [K] y un espesor de pared de 0.2 [m]. Se habilita la opción *Shell Conduction* de manera de considerar la transferencia de calor a través de las paredes.

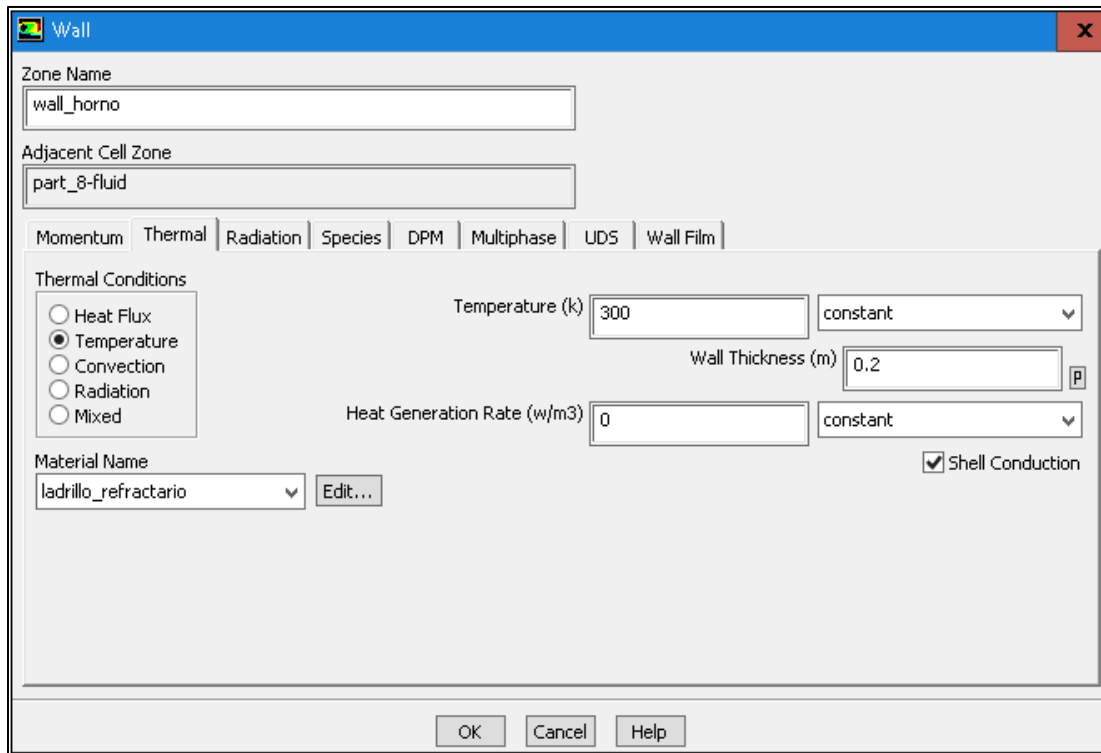


Figura 4-38 Condiciones de borde Wall_horno (Thermal).

4.2.3.8 *Solution Methods*

En esta etapa se seleccionan los esquemas de discretización espacial y métodos de acoplamiento presión-velocidad.

- Scheme: Se selecciona algoritmo de acoplamiento presión-velocidad Coupled.
- Pressure: Se selecciona el esquema de discretización espacial recomendado para casos donde se tienen grandes fuerzas de cuerpo, *Body Force Weighted*.
- Momentum: Se selecciona el esquema de discretización espacial *Second Order Upwind*.

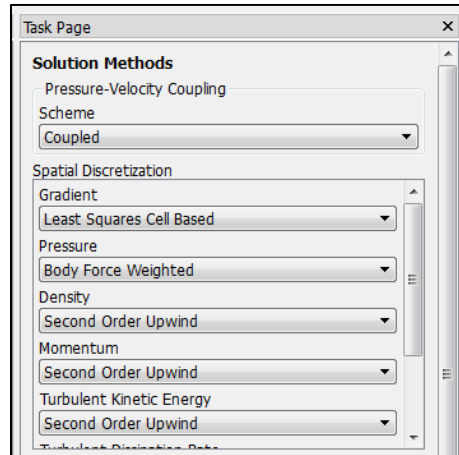


Figura 4-39 Método de resolución y esquemas de discretización.

4.2.3.9 Solution Controls

Los factores de control de solución se muestran en la figura siguiente:

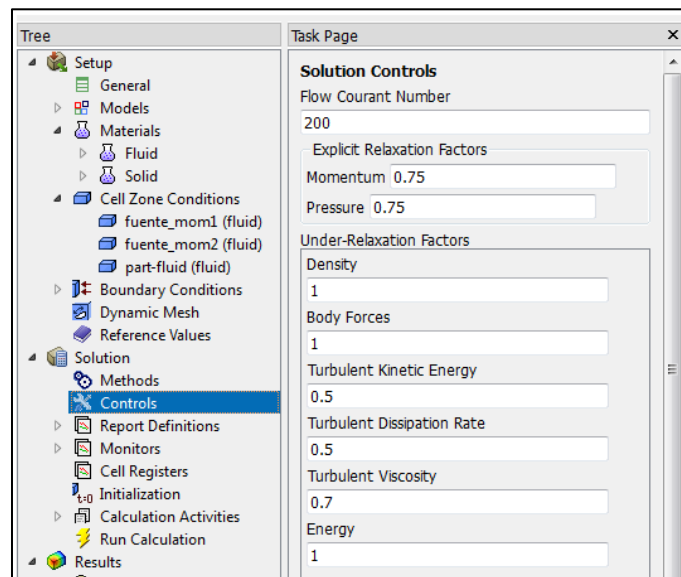


Figura 4-40 Factores de control de solución.

Para las primeras 2000 iteraciones se mantiene el factor de relajación por defecto excepto en los siguientes casos:

- Turbulent Kinetic Energy: Se modifica el factor de sub-relajación de 0.8 $\rightarrow$ 0.5.
- Turbulent Dissipation Rate: Se modifica el factor de sub-relajación de 0.8 $\rightarrow$ 0.5.
- Turbulent Viscosity: Se modifica el factor de sub-relajación de 1 $\rightarrow$ 0.7.

Luego, se disminuyen los factores de sub-relajación hasta 0.2 y 0.3 para las ecuaciones de momentum y presión.

4.2.3.10 Monitors

Se crean las superficies sobre las que se definen monitores para evaluar la convergencia del procedimiento iterativo.

Para la creación de planos y líneas se utiliza la opción Create como muestra la figura siguiente:

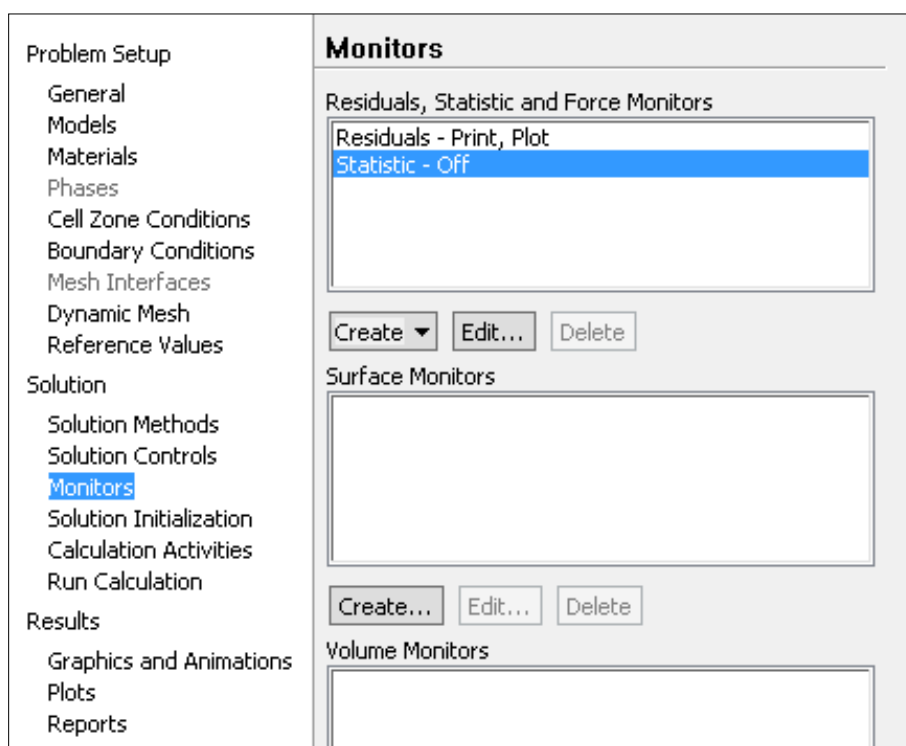


Figura 4-41 Monitores de convergencia por defecto.

Luego, se definen los planos utilizando la herramienta Plane Tool.

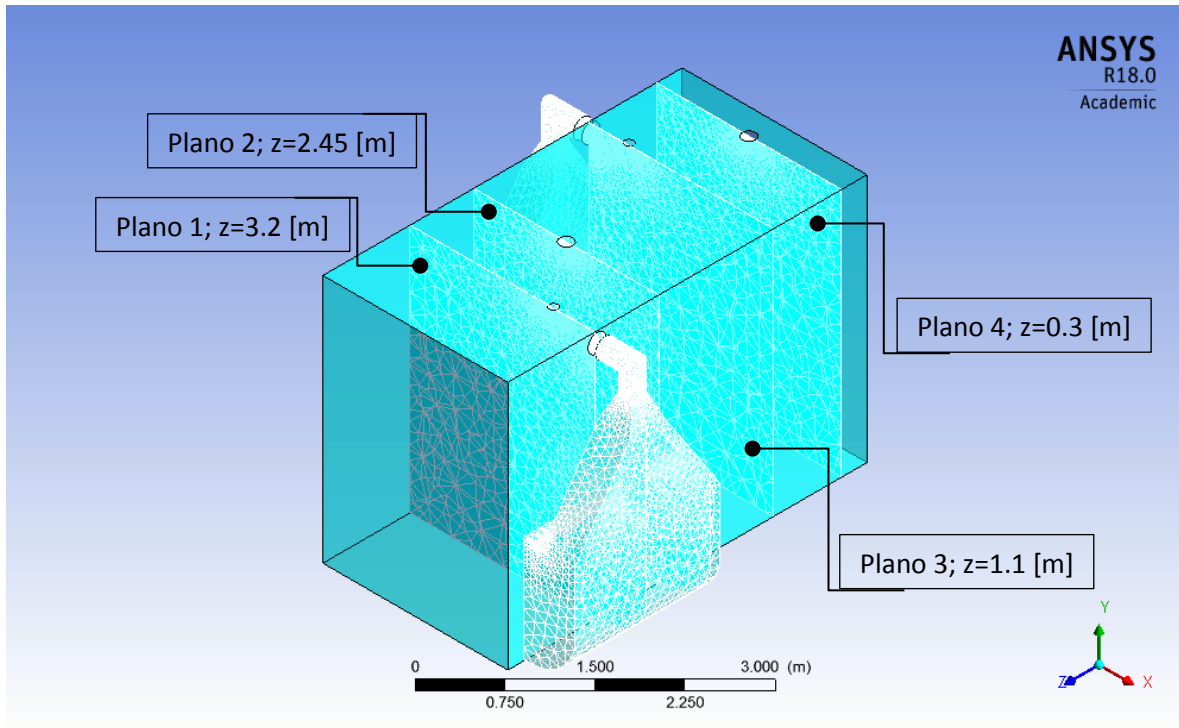


Figura 4-42 Planos en el dominio geométrico.

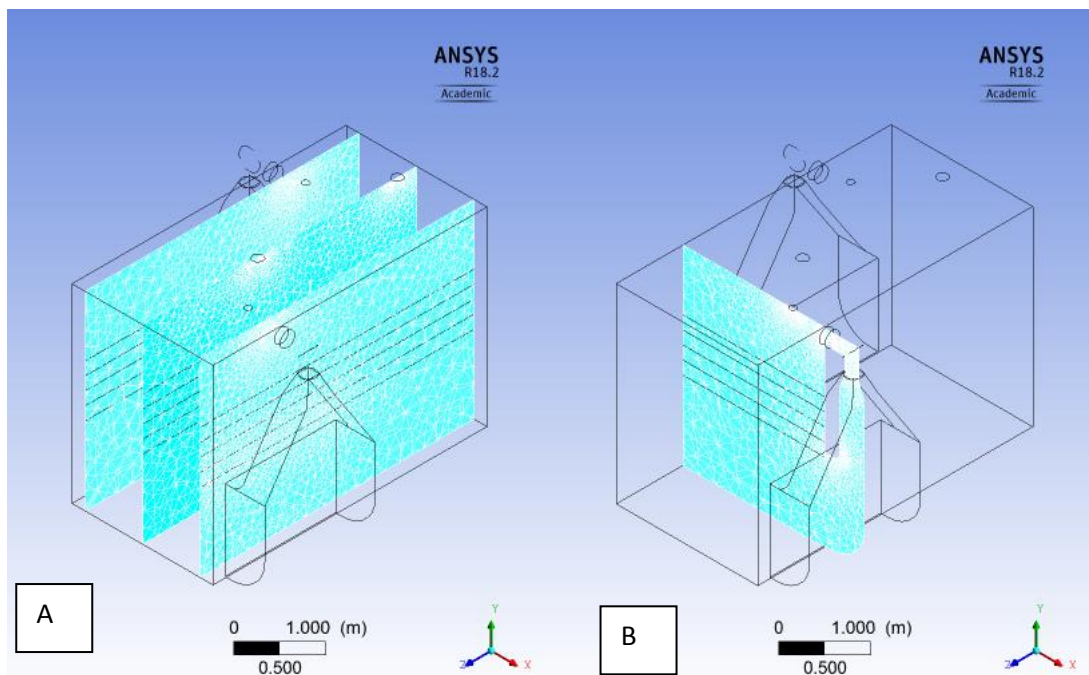


Figura 4-43 Líneas L1: $y=1.2$ [m] ; L2: $y=1.4$ [m]; L3: $y=1.6$ [m]; L4: $y=1.8$ [m]; L5: $y=2.0$ [m].

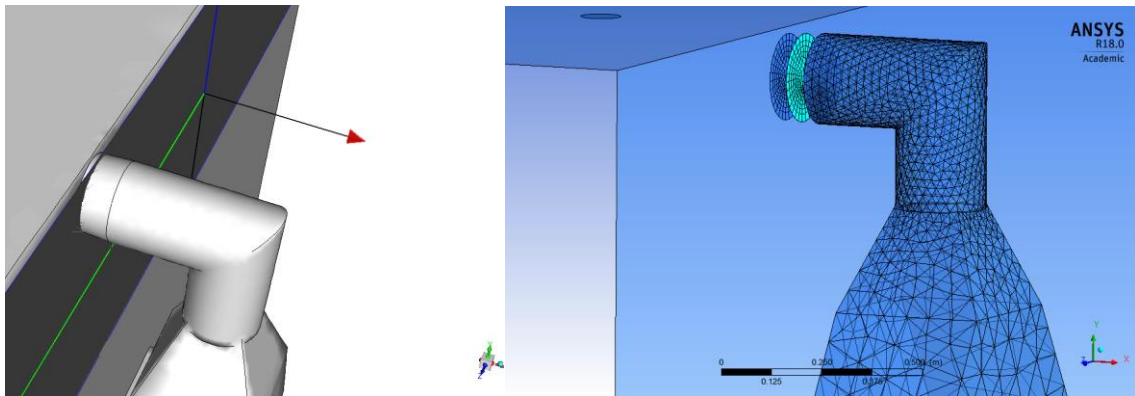


Figura 4-44 Monitor de convergencia para la velocidad de fuente.

En este caso, se utiliza el plano 4 como monitor de velocidad de fuente. Los planos y líneas 1,2 y 3, se utilizarán durante la etapa de post-procesamiento de la solución.

Points			Points		
x0 (m)	x1 (m)	x2 (m)	x0 (m)	x1 (m)	x2 (m)
2.195	2.195	2.195	-0.02	-0.02	-0.02
y0 (m)	y1 (m)	y2 (m)	y0 (m)	y1 (m)	y2 (m)
2	2	2.929	2	2	2.929
z0 (m)	z1 (m)	z2 (m)	z0 (m)	z1 (m)	z2 (m)
0	4.225	4.225	0	4.225	4.225
New Surface Name			New Surface Name		
fuente_momentum1			fuente_momentum2		

Figura 4-45 Coordenadas para monitores de velocidad de fuente.

Los gráficos presentados en la sección de resultados están definidos sobre los monitores de la Figura 4-44.

Definition		
Method	Point and Normal	
Point	1.088	1.5 3.2
Normal	0	0 1
Plane Bounds		
Type	Rectangular	
X Size	2.17 [m]	
Y Size	1 [m]	
X Angle	0 [degree]	
☐ Invert Plane Bound		
Plane Type		
☐ Slice ☒ Sample		
X Samples	10	
Y Samples	10	

Figura 4-46 Definición plano zona cercana a la carga.

4.3 Procesamiento

Dada la naturaleza del procedimiento iterativo, se requiere un valor supuesto provisorio de la solución o bien interpolar los datos iniciales de soluciones previas. En este caso, se utiliza Hybrid Initialization para luego ejecutar el software CFD. No obstante, los resultados presentados fueron obtenidos a partir de soluciones previas por medio de interpolación. Se realiza un seguimiento constante de los residuales y monitores para determinar si la configuración del setup y/o malla de discretización requieren ser modificados.

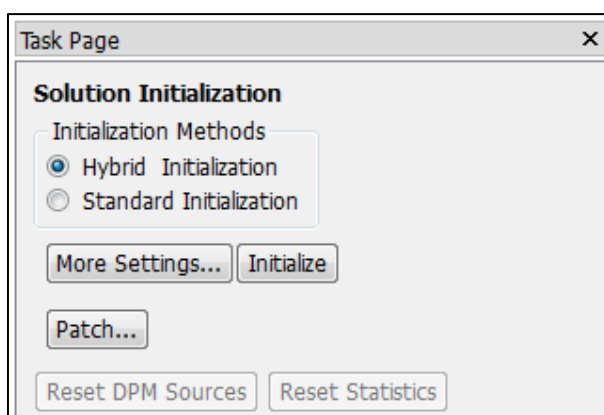


Figura 4-47 Inicialización de la solución.

4.3.1 Monitoreo de la convergencia

Los criterios de convergencia utilizados son: gráfico de residuales, monitor de fenómenos, y balance de masa. Como se verá más adelante, no se cumplió en ninguna de las tres configuraciones el criterio de convergencia para la ecuación de continuidad debido ya sea a los esquemas de discretización utilizados o bien a las condiciones de borde o resolución de la malla de discretización en zonas de menor área. No obstante lo anterior, se detuvo el procedimiento iterativo al alcanzar una disminución en el balance de masa de al menos cinco ordenes de magnitud y, adicionalmente, al obtener un comportamiento estable en los monitores de velocidad de fuente. Adicionalmente, se comprobó la influencia del uso de esquemas de discretización de mayor orden. Si bien se obtuvo una disminución en los residuales, no se observó una influencia significativa en los resultados. A continuación, se presentan los resultados para las configuraciones consideradas.

5. Resultados

A continuación, se presentan las tres configuraciones estudiadas. Para el análisis se consideran dos secciones por configuración. Como se muestra en la Figura 5-48, $(\hat{i}, \hat{j}, \hat{k})$ corresponden a las direcciones transversal, vertical, y longitudinal. En el caso de la configuración 1, se tienen dos quemadores ubicados superiormente; por una parte, se tiene el quemador $q1$ en la dirección $(-\hat{i}, -\hat{j}, 0\hat{k})$, y, por otra, se tiene el quemador $q2$ en la dirección $(\hat{i}, -\hat{j}, 0\hat{k})$, es decir, dirigidos al interior del horno y en un ángulo de 45° . En cuanto a las configuraciones 2 y 3, estos se ubican en las caras laterales del horno donde $q1$ indica al/los quemador/es ubicados en la dirección $(-\hat{i}, 0\hat{j}, 0\hat{k})$, y $q2$ indica al/los quemador/es en la dirección $(\hat{i}, 0\hat{j}, 0\hat{k})$.

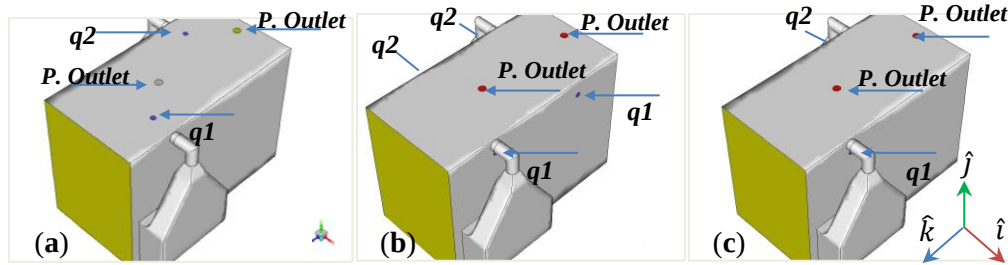


Figura 5-48 a) Configuración 1, b) Configuración 2, y c) Configuración 3.

Mientras que en la configuración 1 y 3 se tiene un quemador por sección, en la configuración 2 se tienen dos quemadores por sección. Luego, y con el objetivo de conseguir un flujo de entrada de gases calientes equivalente (o similar) en las tres configuraciones, en la configuración 2 se considera como condición de borde para la velocidad un valor igual a la mitad a la considerada en las configuraciones 1 y 3.

Primero se comparan los resultados obtenidos para el caso 1 de la configuración 1 con los resultados obtenidos para el caso 1 de las configuraciones 2 y 3. De esta manera, se logrará determinar la influencia de la ubicación de los quemadores sobre el campo de temperaturas. Lo anterior es posible ya que estos casos se consideran equivalentes desde el punto de vista de la potencia total suministrada al sistema. Luego, se comparan los resultados de los casos 2, 3, y 4 de las tres configuraciones de manera de estudiar la influencia de la potencia de entrada en los quemadores sobre el perfil de temperaturas. Finalmente, se analiza la

influencia sobre el campo de temperaturas en una zona cercana a la carga en los casos 1, 3, y 4 de las configuraciones 1, 2, y 3.

5.1 Monitores de convergencia configuración 1

Caso 1: $T=1833$ [K]; $V_x=29$ [m/s], $V_y=29$ [m/s]

Gráfico de residuales caso 1

La Figura 5-49 muestra el valor residual para el caso 1 de la configuración 1, esto es, para una velocidad de entrada en el quemador de 42 [m/s] y temperatura de gases de 1833 [K]. No se alcanza convergencia para la ecuación de continuidad pues estos se mantienen por sobre $1e-3$, debido a zonas del dominio donde la malla de discretización no es capaz de describir adecuadamente las características del flujo.

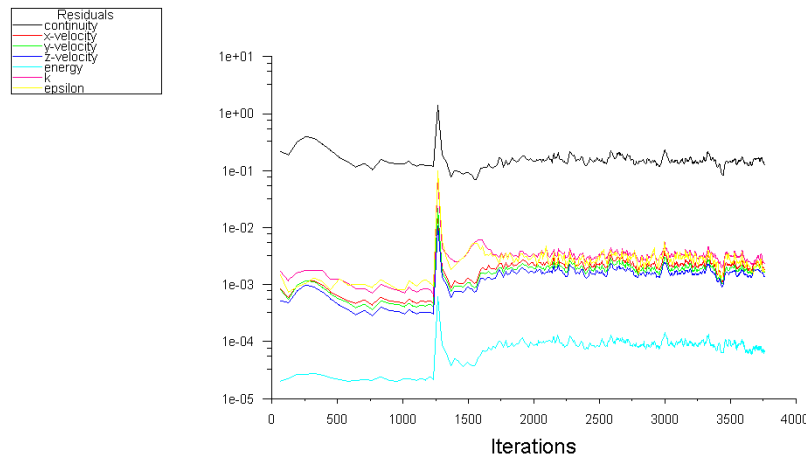


Figura 5-49 Gráfico de residuales caso 1.

Monitores de convergencia caso 1

A partir del gráfico de monitores se lee que en las fuentes 1 y 2 la velocidad promedio del gas a la salida del ventilador varía entre 7.0 y 7.5 [m/s]. Luego, el resultado indica convergencia desde el punto de vista de los monitores de velocidad.

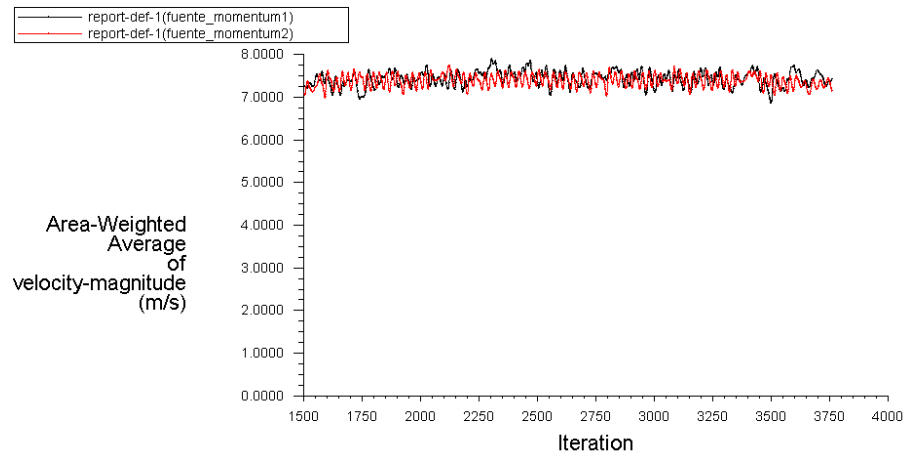


Figura 5-50 Monitor de velocidad fuente caso 1.

Balance de masa caso 1

El desbalance neto es $1.748\text{e-}05$ [kg/s] lo que indica que se ha alcanzado convergencia desde este punto de vista.

Mass Flow Rate	(kg/s)
interior-fuente_mom1	0.20196079
interior-fuente_mom1-part-fluid	-7.9416998e-07
interior-fuente_mom2	0.23746934
interior-fuente_mom2-part-fluid	-1.0047696e-05
interior-part-fluid	-0.85754682
pressure_outlet	-0.089820241
velocity_inlet_q1	0.044919848
velocity_inlet_q2	0.044917869
wall-fuente_mom1	-0
wall-fuente_mom2	-0
wall-part-fluid	-0
wall_horno	-0
Net	1.7476093e-05

Figura 5-51 Resultado desbalance de masa caso 1.

Caso 2: $T=900$ [K]; $V_x=29$ [m/s], $V_y=29$ [m/s]

Gráfico de residuales caso 2

Para una velocidad de entrada en el quemador de 42 [m/s] y temperatura de gases de combustión de 900 [K], los valores residuales correspondientes a las ecuaciones de momentum cumplen con el criterio establecido, no así en el caso de la ecuación de continuidad. No obstante, se observa un comportamiento estable por lo que no hay indicios de inconsistencias en la solución basados en este criterio.

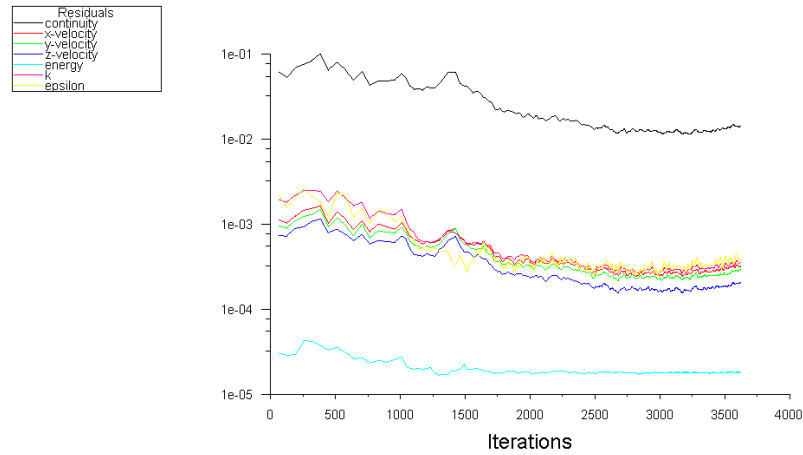


Figura 5-52 Gráfico de residuales escalados caso 2.

Monitores de convergencia caso 2

La velocidad promedio a la salida del ventilador varía entre 7.0 y 7.5 [m/s] tanto en la fuente 1 como en la fuente 2. Luego, el resultado indica convergencia desde el punto de vista de los monitores de velocidad.

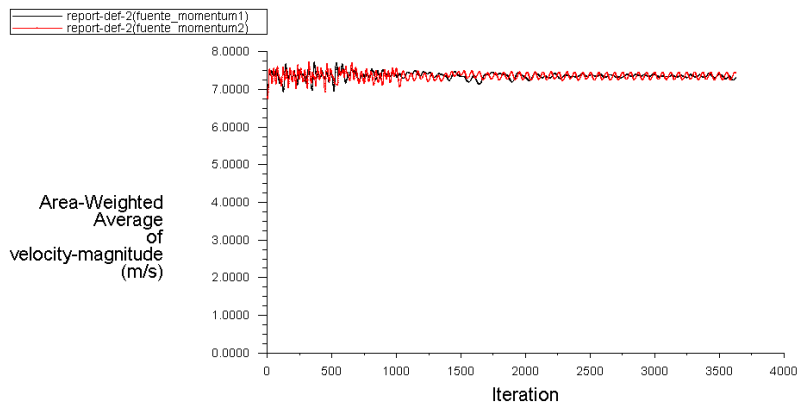


Figura 5-53 Monitor de velocidad de fuente caso 2.

Balance de masa caso 2

En este caso, el desbalance neto es de 1.161×10^{-6} [kg/s] lo que indicaría convergencia desde este punto de vista.

Mass Flow Rate	(kg/s)
interior-fuente_mom1	0.3146658
interior-fuente_mom1-part-fluid	-1.087867e-05
interior-fuente_mom2	0.33735607
interior-fuente_mom2-part-fluid	1.2018443e-05
interior-part-fluid	-2.0779111
pressure_outlet	-0.1830076
velocity_inlet_q1	0.091507809
velocity_inlet_q2	0.091500956
wall-fuente_mom1	-0
wall-fuente_mom2	-0
wall-part-fluid	-0
wall_horno	-0
Net	1.1614401e-06

Figura 5-54 Resultado para el desbalance de masa caso 2.

5.2 Monitores de convergencia configuración 2

Caso 1: $T=1833$ [K]; $V_x=21$ [m/s], $V_y=0$ [m/s]

Gráfico de residuales caso 1

Para una velocidad de entrada en el quemador de 21 [m/s] y 1833 [K], el criterio de convergencia se cumple para las ecuaciones gobernantes excepto para la ecuación de continuidad debido, probablemente, a la necesidad de implementar una operación de refinado en algunos sectores de la malla de discretización. Ya que el comportamiento de los residuales es estable se considera convergencia desde este punto de vista.

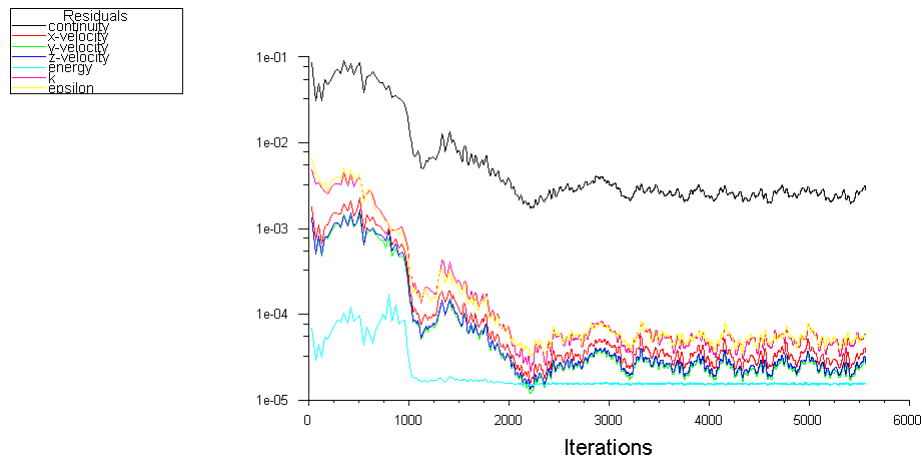


Figura 5-55 Gráfico de residuales.

Monitores de convergencia caso 1

La velocidad promedio en la fuente 1 varía entre 7.42 y 7.45 [m/s], mientras que en la fuente 2 varía entre 7.35 y 7.37 [m/s]. Ya que la diferencia obtenida es bastante pequeña, el resultado indica convergencia desde el punto de vista de los monitores de velocidad.

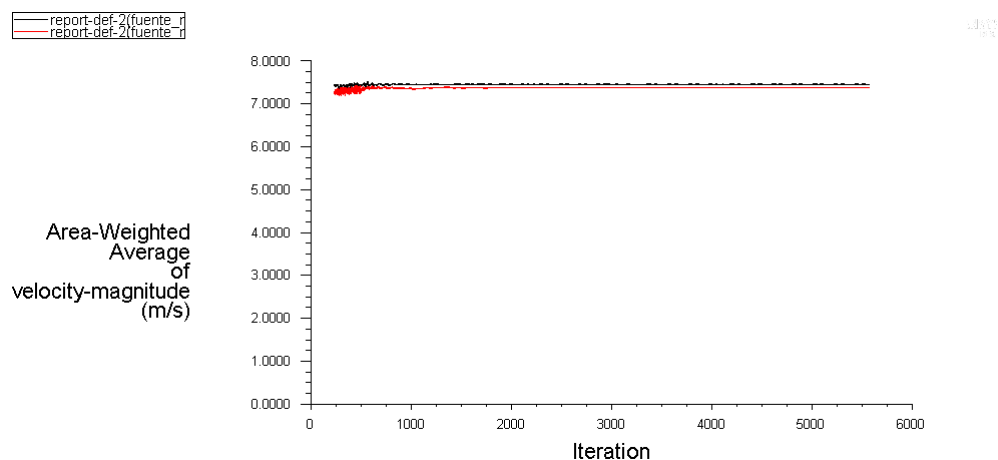


Figura 5-56 Monitor de velocidad de fuente.

Balance de masa caso 1

En este caso, el desbalance neto es de $-1.944\text{e-}05$ [kg/s] lo que indicaría convergencia desde este punto de vista. Luego, se considera que el resultado es aceptable basados en el grado de precisión requerido.

Mass Flow Rate	(kg/s)
interior-fuente_mom1	0.33349596
interior-fuente_mom1-part-fluid	-8.973503e-08
interior-fuente_mom2	0.2935369
interior-fuente_mom2-part-fluid	4.6214075e-07
interior-part-fluid	1.104247
pressure_outlet	-0.12605277
velocity_inlet_q1	0.063016392
velocity_inlet_q2	0.063016939
wall-fuente_mom1	-0
wall-fuente_mom2	-0
wall-part-fluid	-0
wall_horno	-0
Net	-1.9440979e-05

Figura 5-57 Balance de masa configuración 2.

Caso 2: $T=900$ [K]; $V_x=21$ [m/s], $V_y=0$ [m/s]

Gráfico de residuales caso 2

En este caso, si bien el comportamiento de los residuales es estable, el criterio de convergencia no se cumple para la ecuación de continuidad, sin embargo, se considera que los resultados son adecuados para el nivel de precisión requerido ya que el criterio de convergencia se cumple para los balances de masa y demás ecuaciones gobernantes.

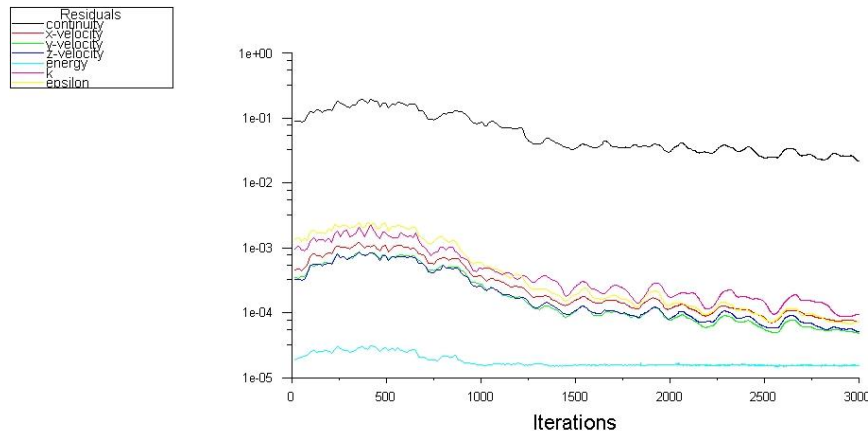


Figura 5-58 Gráfico de residuales.

Monitores de convergencia caso 2

La velocidad promedio en la fuente 1 es de aproximadamente 6.75 [m/s] tanto en la fuente 1 como en la fuente 2. Luego, el resultado indica convergencia desde el punto de vista de los monitores de velocidad.

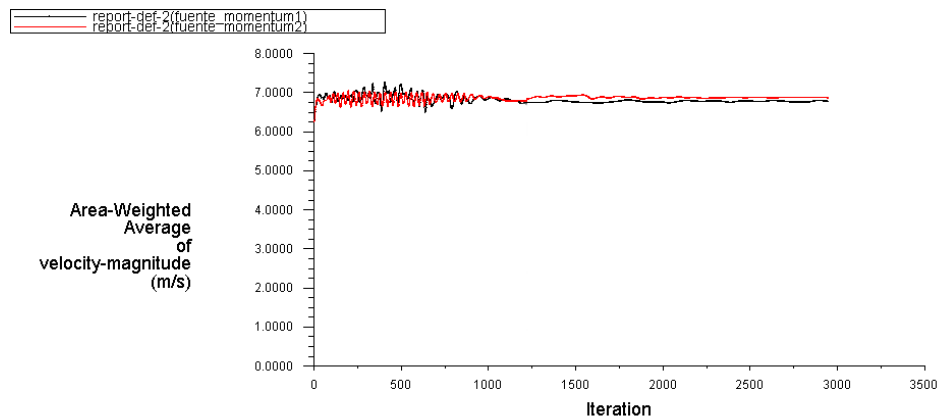


Figura 5-59 Monitor de velocidad de fuente.

Balance de masa caso 2

En este caso, el desbalance neto es de $1.86\text{e-}05$ [kg/s] lo que indicaría convergencia desde este punto de vista.

Mass Flow Rate	(kg/s)
interior-fuente_mom1	0.49872765
interior-fuente_mom1-part-fluid	-1.9680118e-08
interior-fuente_mom2	0.46556366
interior-fuente_mom2-part-fluid	6.1849293e-08
interior-part-fluid	-0.00712675
pressure_outlet	-0.25681223
velocity_inlet_q1	0.12841536
velocity_inlet_q2	0.12841546
wall-fuente_mom1	-0
wall-fuente_mom2	-0
wall-part-fluid	-0
wall_horno	-0
Net	1.8586338e-05

Figura 5-60 Desbalance de masa.

5.3 Monitores de convergencia configuración 3

Caso 1: $T=1833$ [K]; $V_x=42$ [m/s], $V_y=0$ [m/s]

Gráfico de residuales caso 1

En este caso, el comportamiento de los residuales es estable. Se observa una disminución debido a la modificación de los factores de relajación para las ecuaciones de momentum y presión. Si bien los residuales para la ecuación de continuidad no cumplen el criterio establecido, estos, junto a los residuales para las ecuaciones de momentum, son lo suficientemente pequeños para considerar convergencia desde el punto de vista de los residuales.

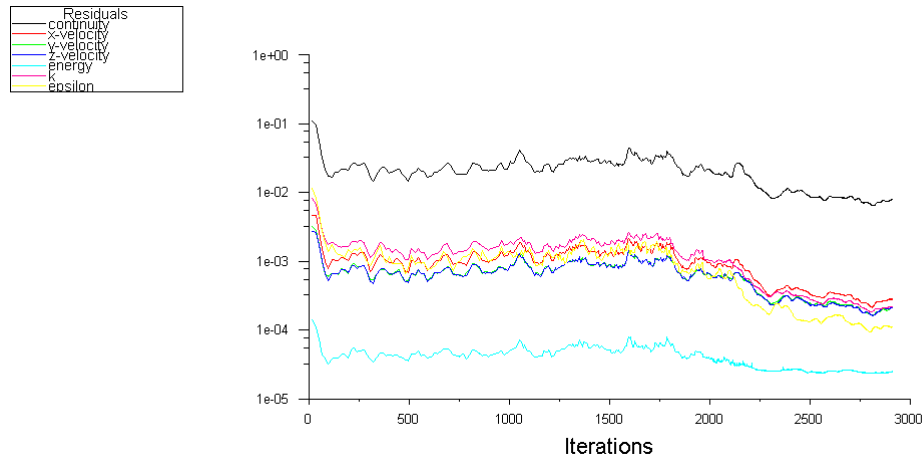


Figura 5-61 Gráfico de residuales.

Monitores de convergencia caso 1

La velocidad promedio en la fuente 1 es de 8.25 [m/s] mientras que en la fuente 2, esta se mantiene entre 8.0 y 8.25 [m/s]. Luego, el resultado indica convergencia desde el punto de vista de los monitores de velocidad.

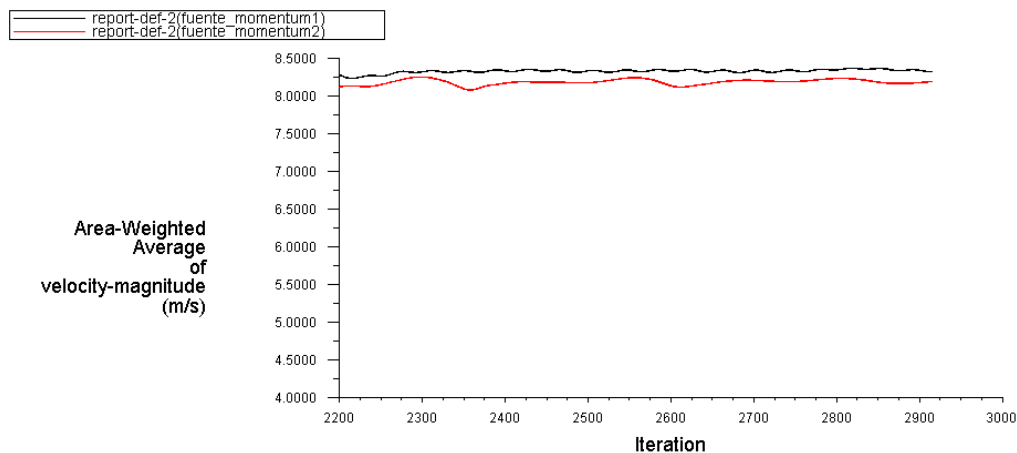


Figura 5-62 Monitor de velocidad de fuente.

Balance de masa caso 1

El desbalance neto es de $1.055\text{e-}05$ [kg/s], valor que se considera insignificante con respecto a los flujos de masa entrantes al sistema. Luego, es posible asegurar que se ha alcanzado convergencia desde este punto de vista.

Mass Flow Rate	(kg/s)
interior-fuente_mom1	0.45963551
interior-fuente_mom1-part-fluid	9.4105599e-07
interior-fuente_mom2	0.33272821
interior-fuente_mom2-part-fluid	5.1903484e-06
interior-part-fluid	1.8901317
pressure_outlet	-0.12602425
velocity_inlet_q1	0.063017262
velocity_inlet_q2	0.063017542
wall-fuente_mom1	-0
wall-fuente_mom2	-0
wall-part-fluid	-0
wall_horno	-0
Net	1.0551156e-05

Figura 5-63 Desbalance de masa.

Caso 2: $T=900$ [K]; $V_x=42$ [m/s], $V_y=0$ [m/s]

Gráfico de residuales caso 2

Si bien los residuales para la ecuación de continuidad no cumplen el criterio establecido, el desbalance de masa junto a los residuales para las ecuaciones de momentum, son lo suficientemente pequeños para considerar convergencia desde este punto de vista.

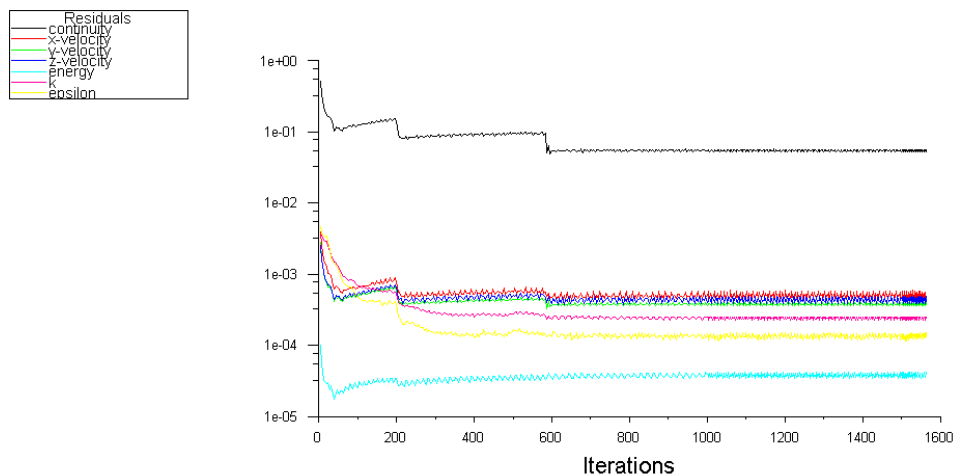


Figura 5-64 Gráfico de residuales.

Monitores de convergencia caso 2

La velocidad promedio es de aproximadamente 7.22 [m/s] en la fuente 1 y 7.2 [m/s] en la fuente 2. Luego, el resultado indica convergencia desde el punto de vista de los monitores de velocidad.

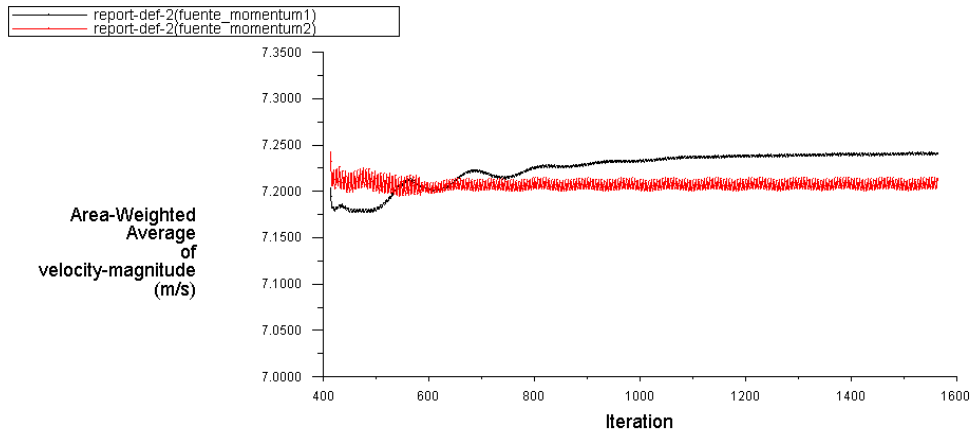


Figura 5-65 Monitor de velocidad de fuente.

Balance de masa caso 2

El desbalance neto es de $-4.586\text{e-}05$ [kg/s], valor bastante pequeño con respecto a los flujos de masa entrantes al sistema. Luego, es posible considerar que se ha alcanzado convergencia desde este punto de vista.

Mass Flow Rate	(kg/s)
interior-fuente_mom1	0.66658423
interior-fuente_mom1-part-fluid	7.986269e-08
interior-fuente_mom2	0.65216398
interior-fuente_mom2-part-fluid	-1.4069629e-06
interior-part-fluid	2.6161404
pressure_outlet	-0.25688228
velocity_inlet_q1	0.12841634
velocity_inlet_q2	0.12842008
wall-fuente_mom1	-0
wall-fuente_mom2	-0
wall-part-fluid	-0
wall_horno	-0
Net	-4.5864725e-05

Figura 5-66 Desbalance de masa.

6. Post-procesamiento

Los contornos de temperatura y velocidad que se presentan a continuación, corresponden a los casos que se resumen en la siguiente tabla.

Tabla 6-1

Condiciones de borde caso 1.

		Velocidad y Temperatura de entrada			Valores obtenidos en la simulación		
		V _x [m/s]	V _y [m/s]	T [K]	Potencia entrada total [kW]	Pérdida paredes [kW]	Salida potencia ducto [kW]
Config. 1	Caso 1	29.946	29.946	1833	139.01	-76.35	-62.7 (45%)
Config. 2	Caso 1	21	0	1833	194.72	-79.60	-114.5 (59%)
Config. 3	Caso 1	42	0	1833	194.85	-91.83	-102.9 (53%)

Tabla 6-2

Condiciones de borde generales.

Pressure outlet	P _{man} [Pa]	0
	T [K]	300
Wall_horno	Espesor de pared [mm]	0.2
	Material	Ladrillo refractario

A continuación, se muestra la ubicación de las líneas utilizadas en los gráficos siguientes para el estudio de la distribución de temperaturas al interior del horno.

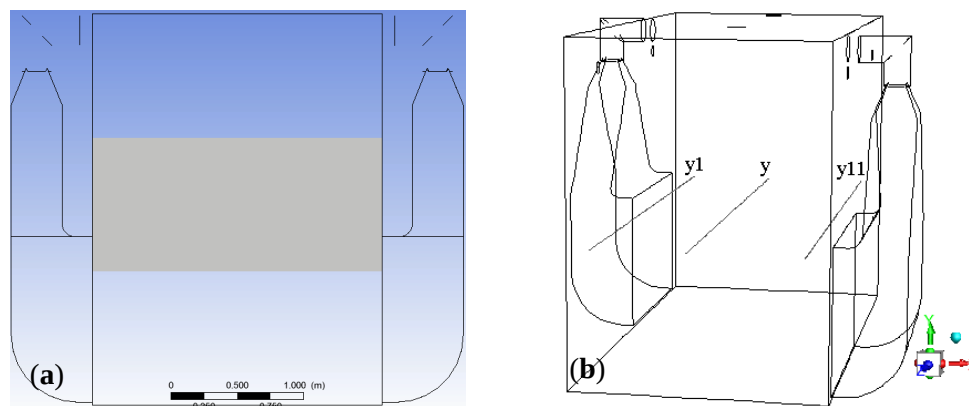


Figura 6-67 (a) Ubicación plano y (b) líneas y1, y, y11 para el estudio de la temperatura en la zona de carga.

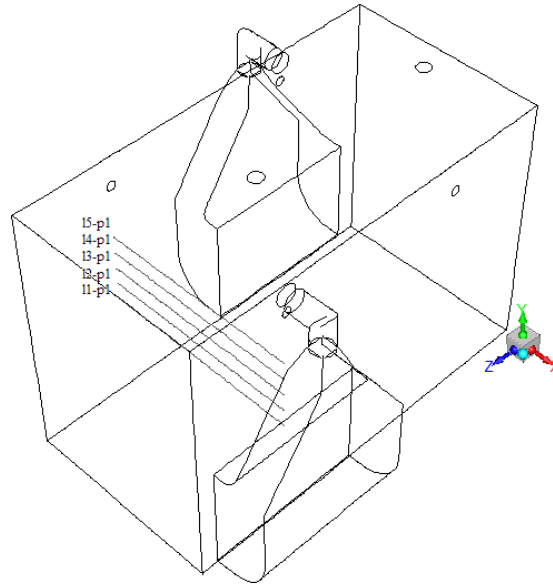


Figura 6-68 Ubicación líneas 11-p1→15-p1 definidas sobre plano en $z = 3.2$ [m].

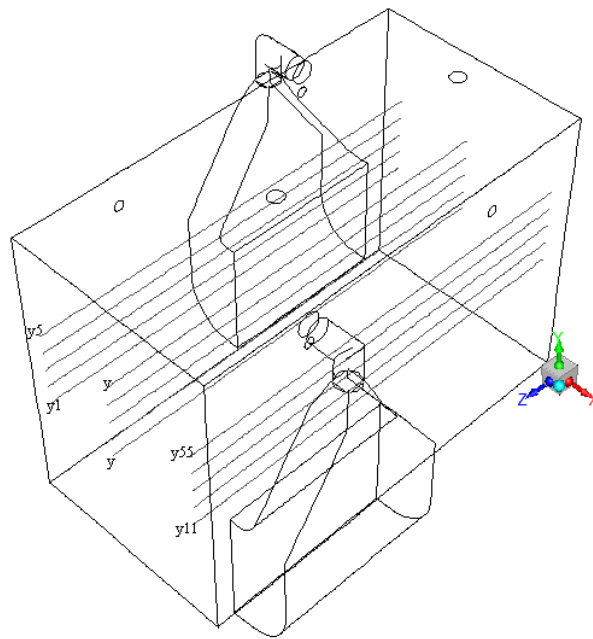


Figura 6-69 Ubicación líneas $y1 = 1.2$ [m] → $y5 = 2.0$ [m], en $x = 0.2$ [m]; $y = 1.2$ [m] → $y = 2.0$ [m], en $x = 1.0875$ [m]; $y11 = 1.2$ [m] → $y55 = 2.0$ [m], en $x = 1.975$ [m].

6.1 Configuración 1, Caso 1: Quemador ubicado superiormente a 45° con $T = 1833$ [K]; $V_x = 29$ [m/s], $V_y = 29$ [m/s]

A continuación, se muestran los contornos de temperatura en un plano transversal al avance del material en $z = 3.2$ [m] para el caso 1. Además, y con el objetivo de determinar el perfil de temperaturas generado en la zona donde estaría la carga, se presenta un gráfico de temperaturas en $y = 1.2$ [m] a lo largo del eje z (Figura 6-71) para tres valores de x : $y1$ en $x = 0.2$ [m], y en $x = 1.0875$ [m], $y11$ en $x = 1.975$ [m], esto es, en valores de x cercanos a las paredes y en la zona central del horno de manera de complementar la información que se podría obtener a partir de los contornos de temperatura en un plano en z fijo.

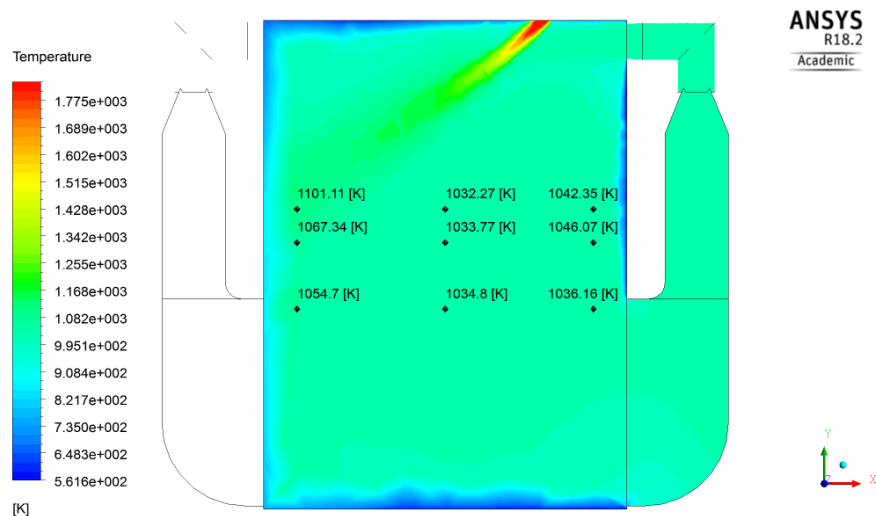


Figura 6-70 Contornos de temperatura en un plano transversal al avance de la carga en $z = 3.2$ [m] para el Caso 1.

De la Figura 6-70 se observa que, debido a la orientación del quemador, se genera un foco de temperaturas que debería ser estudiado con el objetivo de determinar si el rango de variación cumple con las especificaciones del tratamiento térmico. En este caso, en el plano transversal la diferencia de temperaturas en $y = 1.2$ [m] es de 19 [°C] lo que representa una variación de alrededor de un 1.8% , mientras que en $y=1.8$ [m] la diferencia de temperaturas es de 69 [°C] lo que representa una variación del 6.25% .

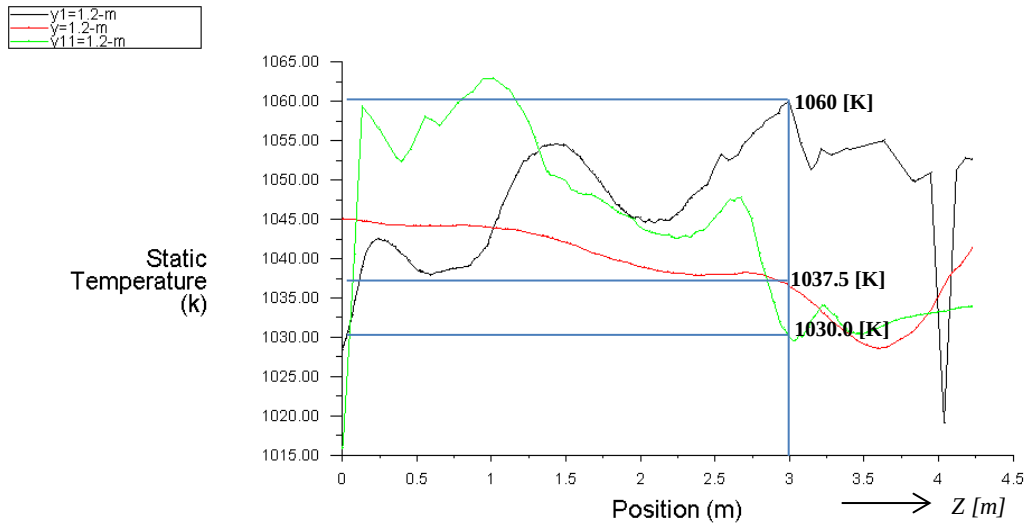


Figura 6-71 Gráfico de temperaturas para $y = 1.2$ [m] para tres valores de x a lo largo del eje z para el Caso 1.

En la Figura 6-71 se muestra un gráfico de temperaturas para $y = 1.2$ [m] a lo largo del eje z para tres valores de x . En este caso, se observa una diferencia máxima de temperaturas en el eje z de 30 [°C] que representa una variación de un 2.83% con respecto a la temperatura máxima en la zona de mayor diferencia en $y = 1.2$ [m].

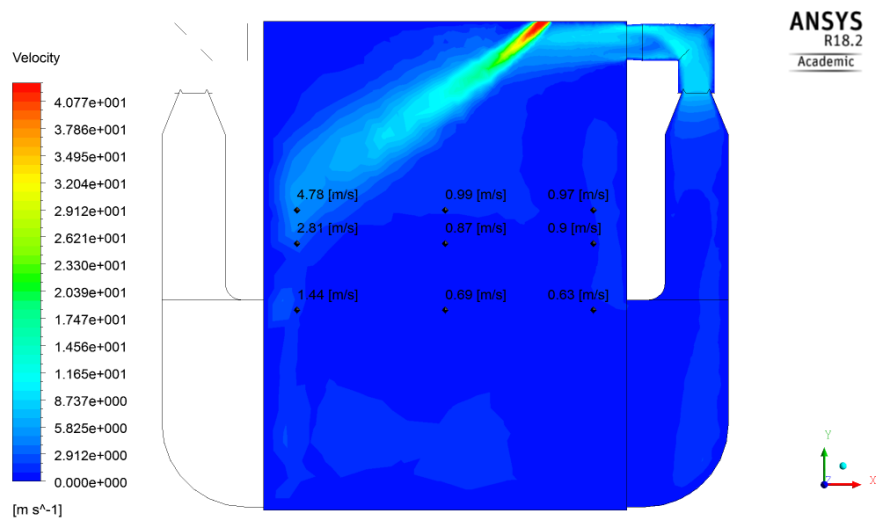


Figura 6-72 Contornos de velocidad en $z = 3.2$ [m]: Caso 1.

En la Figura 6-72 se presentan los contornos de velocidad para el caso 1. Se observa que la zona de alta temperatura coincide con la zona de mayor velocidad. Luego, la potencia del quemador y la distribución de temperaturas en el horno podrían estar relacionadas. Por ello,

al final de esta sección, se realiza un análisis de manera de determinar cómo un cambio en la potencia del quemador afecta el campo de temperaturas para la configuración 1, 2, y 3

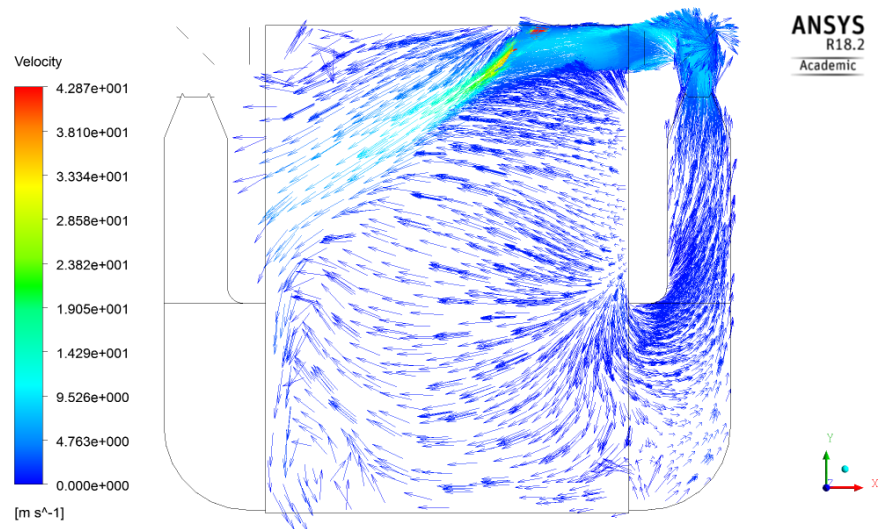


Figura 6-73 Vectores normalizados de velocidad en $z = 3.2$ [m]: Caso 1.

Mientras que el valor de la velocidad o módulo viene dado por la Figura 6-72, la Figura 6-73 muestra la dirección (x,y,z) del flujo en $z = 3.2$ [m] y zonas de recirculación por medio de vectores normalizados (módulo unitario). Del gráfico se observa que parte de los gases no son recirculados por la campana y en lugar de eso estos son redirigidos hacia la zona interior del horno cercano a la pared en $x = 1.975$ [m]. Luego, se tienen dos zonas de mayor temperatura; la primera debido a la dirección de inyección de los gases y la segunda debido a la influencia de la campana de recirculación. De esta manera, en la zona central del horno se tiene una menor temperatura debido al mezclado deficiente de los gases.

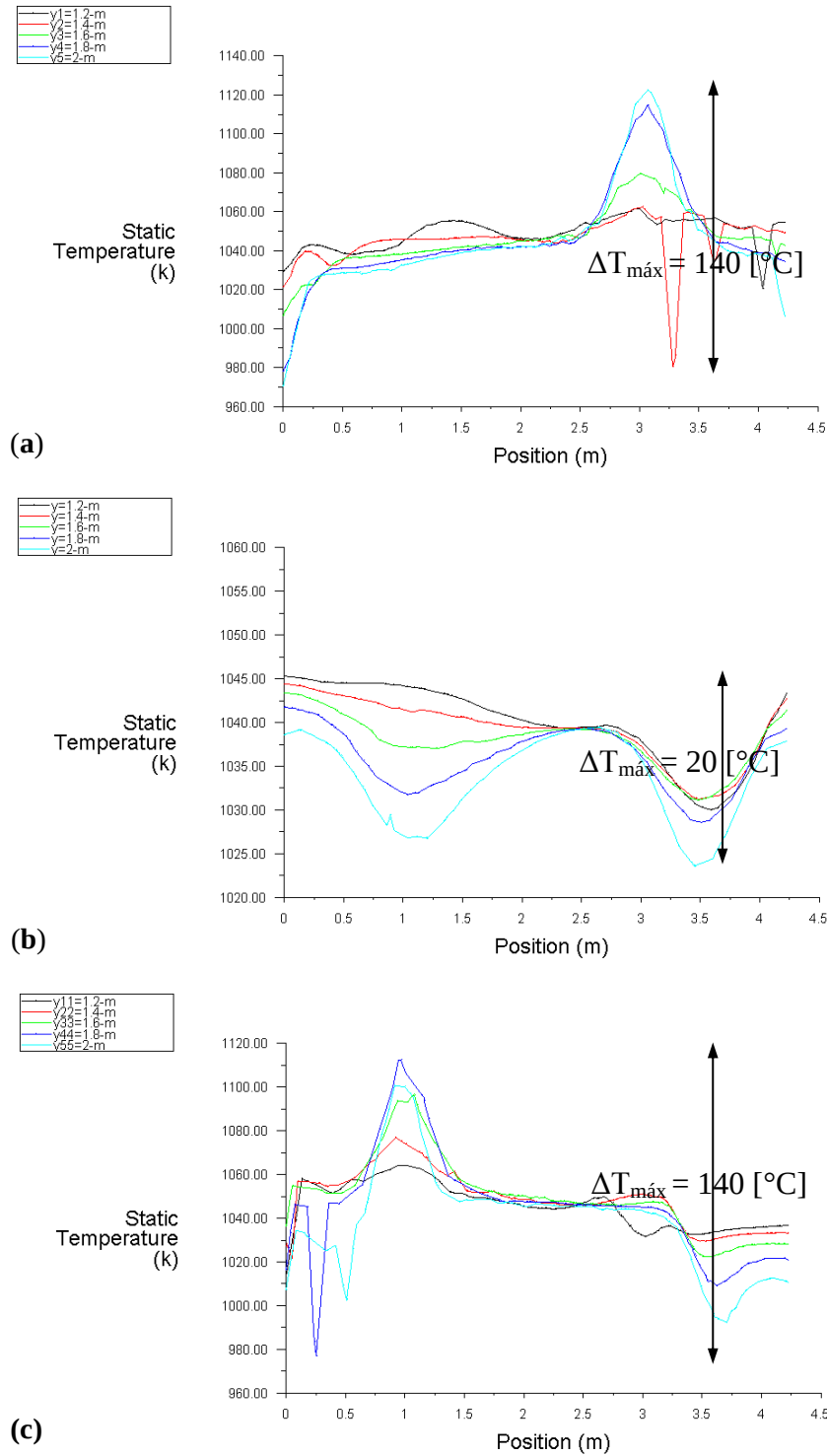


Figura 6-74 Gráfico de temperaturas en (a) $x = 0.2 \text{ [m]}$ (b) $x = 1.0875 \text{ [m]}$ (c) $x = 1.975 \text{ [m]}$: para $z = 0 \text{ [m]}$ hasta $z = 4.225 \text{ [m]}$.

En la Figura 6-74b, se observa que la distribución de temperaturas para este caso es simétrica con respecto al eje z ya que la variación máxima en $x = 0.2$ [m] y en $x = 1.975$ [m] es de 140 [°C], mientras que la temperatura en la zona central de horno es relativamente homogénea en el eje y, pues la variación máxima de temperaturas es de 20 [°C].

Los gráficos siguientes, muestran la temperatura en la sección transversal del horno en $z = 3.2$ [m] para $y = [1.2; 1.4; 1.6; 1.8; 2.0]$.

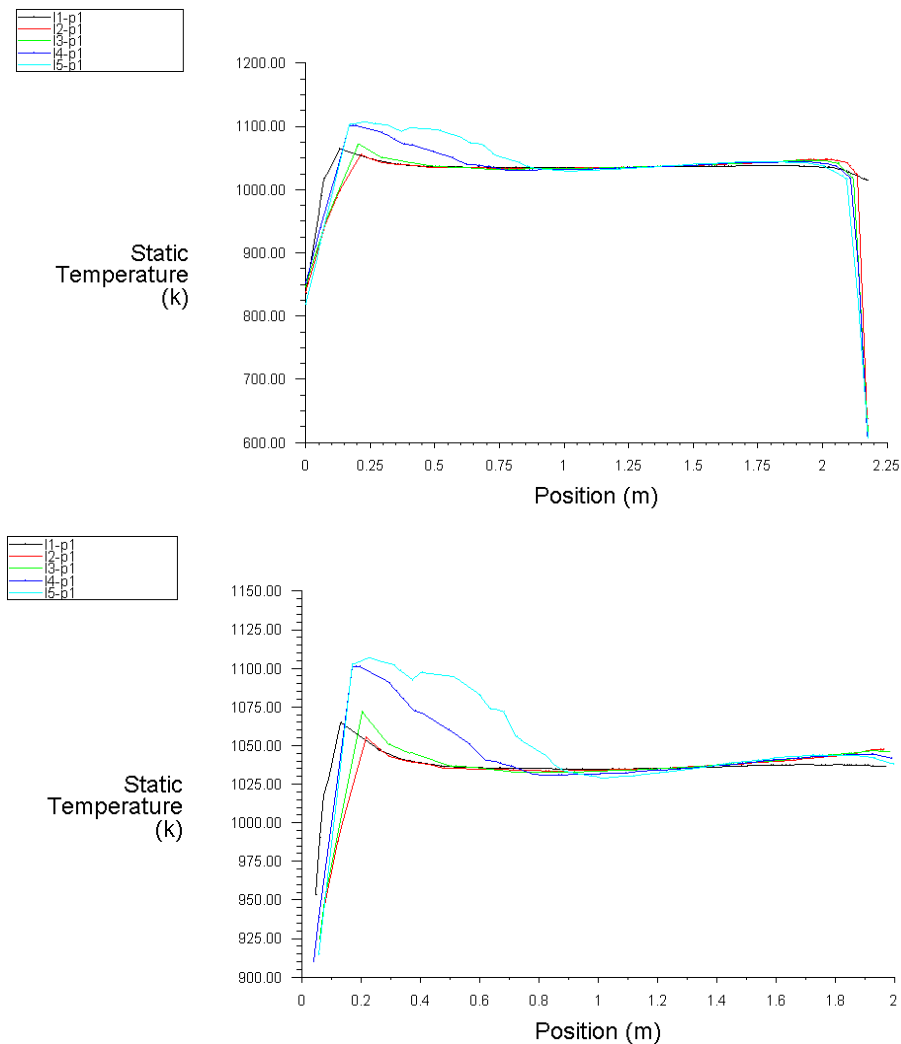


Figura 6-75 Gráfico de temperatura sobre un plano transversal en $z = 3.2$ [m] sobre las líneas l1: $y = 1.2$ [m]; l2: $y = 1.4$ [m]; l3: $y = 1.6$ [m]; l4: $y = 1.8$ [m]; l5: $y = 2$ [m].

En este caso, se observa que la diferencia máxima de temperaturas desde $x = 0$ [m] hasta $x = 1$ [m] es de 55 [°C], mientras que en $x > 1$ [m] la diferencia de temperaturas es de 5 [°C].

aproximadamente, lo cual es consistente con lo obtenido en los gráficos anteriores (Figura 6-74a).

6.2 Configuración 2, Caso 1: Dos quemadores laterales con $T = 1833$ [K]; $V_x = 21$ [m/s], $V_y = 0$ [m/s]

La figura siguiente muestra los contornos de temperatura en un plano transversal en $z = 3.2$ [m]. En este caso, ya que se tienen dos quemadores por sección, se considera una velocidad de salida del gas de 21 [m/s] en cada uno de ellos. De esta manera, se tendrá una potencia total por sección similar a aquella producida por un solo quemador como en las configuraciones 1 y 3.

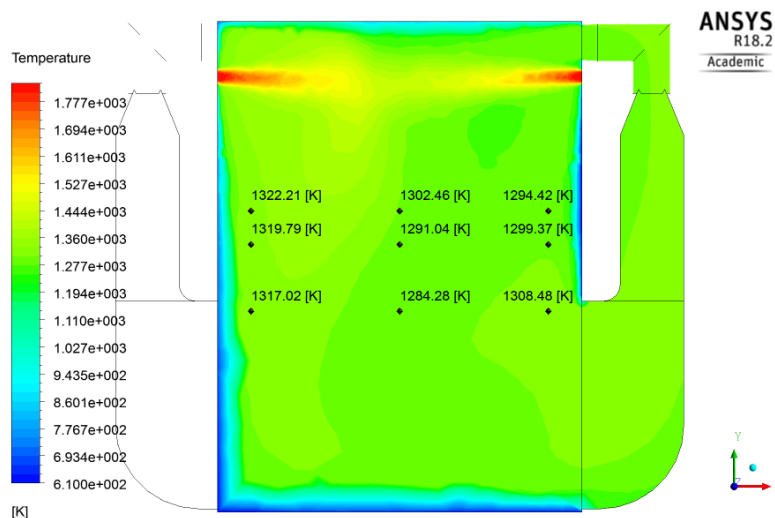


Figura 6-76 Contornos de temperatura en un plano transversal al avance de la carga en $z = 3.2$ [m] para el Caso 1.

Al tener dos quemadores ubicados en lados opuestos, nuevamente se genera un foco de temperaturas en uno de los lados del horno. A diferencia de la configuración 1, donde se produce un foco de temperaturas debido a la orientación del quemador, en la configuración 2 el choque entre los chorros de gas a una misma velocidad y la fuente de momentum, genera el desvío de la masa de gases calientes como se observa en la Figura 6-76. En este caso, en el plano transversal la diferencia de temperaturas en $y = 1.2$ [m] es de 33 [°C] lo que representa una variación de alrededor de un 2.5%, mientras que en $y = 1.8$ [m] la diferencia de temperaturas máxima es de 28 [°C] lo que representa una variación de 2.1%.

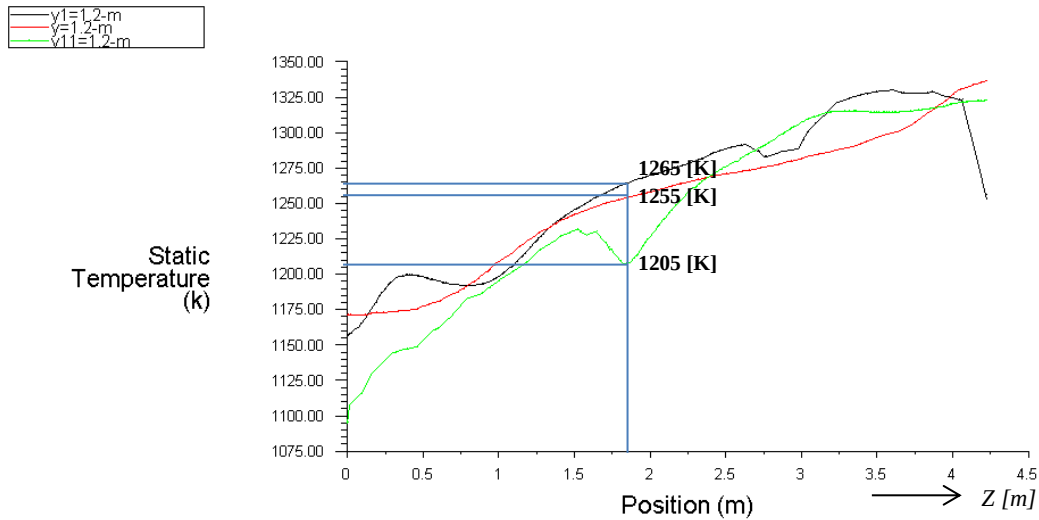


Figura 6-77 Gráfico de temperaturas para $y = 1.2$ [m] para tres valores de x a lo largo del eje z para el Caso 1.

En la Figura 6-77 se muestra un gráfico de temperaturas para $y = 1.2$ [m] a lo largo del eje z para tres valores de x . En este caso, se observa una diferencia máxima de temperaturas en el eje z de 60 [°C] que representa una variación de un 4.74% con respecto a la temperatura máxima en $y = 1.2$ [m].

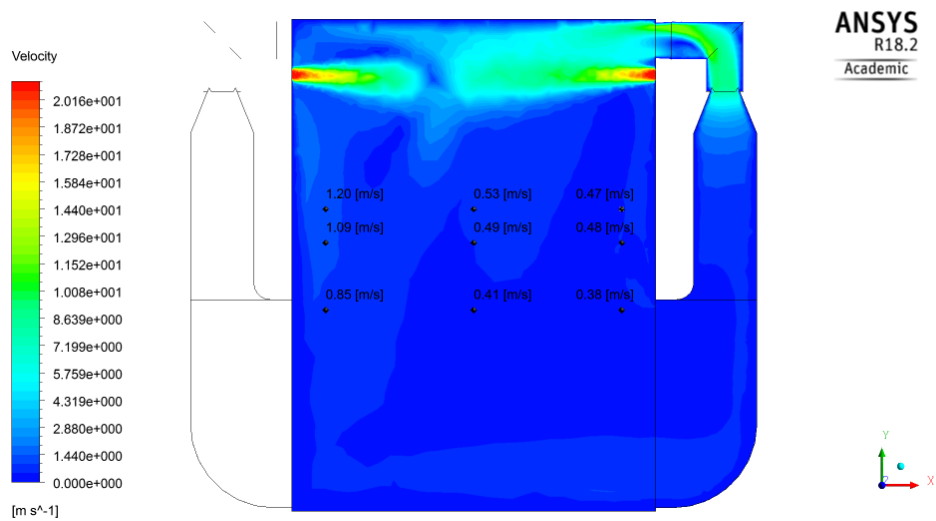


Figura 6-78 Contornos de velocidad en $z = 3.2$ [m]: Caso 1.

Los contornos de velocidad para el caso 1 se presentan en la Figura 6-78. En este caso, de manera similar a la configuración 1, se observa una zona de mayor velocidad que coincide con la zona de mayor temperatura.

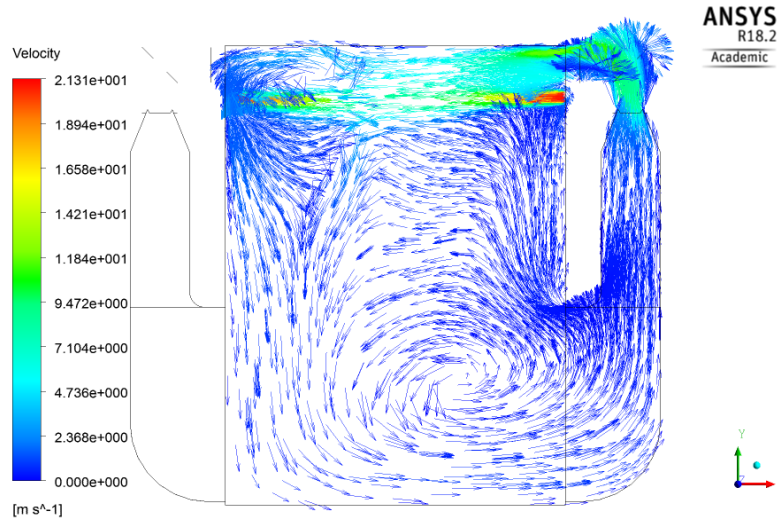


Figura 6-79 Vectores normalizados de velocidad en $z = 3.2$ [m]: Caso 1.

La Figura 6-79 muestra la dirección (x,y,z) del flujo y zonas de recirculación en $z = 3.2$ [m] por medio de vectores normalizados. En este caso, se observan dos zonas de recirculación; la primera cercana al quemador q2, y la segunda en la parte inferior del horno. Del gráfico se observa que se repite la situación de la configuración 1. Luego, se tienen dos zonas de alta temperatura cercanas a las paredes del horno, y la zona central de menor temperatura.

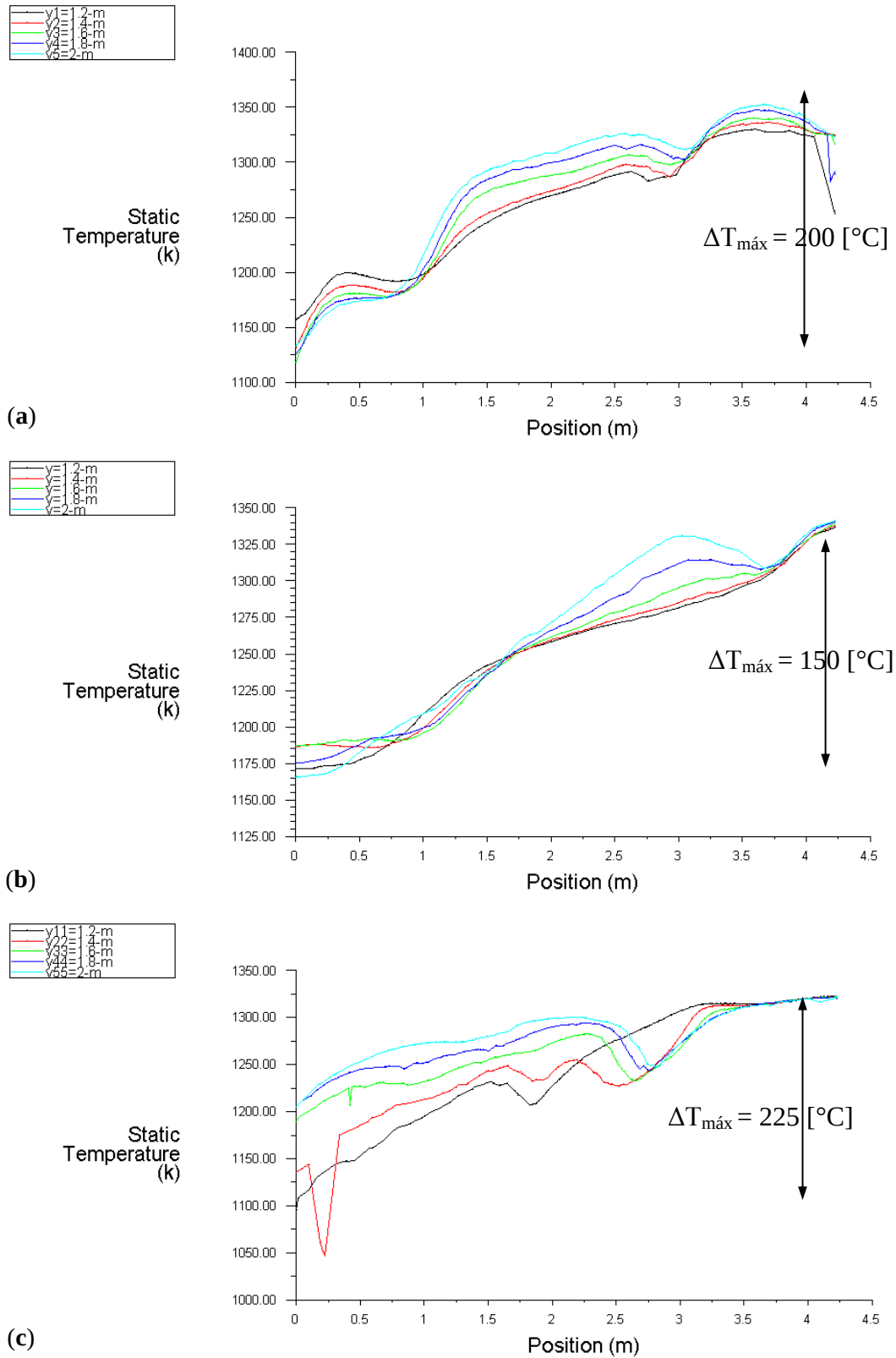


Figura 6-80 Gráfico de temperaturas en (a) $x = 0.2$ [m] (b) $x = 1.0875$ [m] (c) $x = 1.975$ [m]: para $z = 0$ [m] hasta $z = 4.225$ [m].

En la Figura 6-80b se observa que la temperatura al interior del horno aumenta en la dirección z debido a la influencia de los ductos de extracción de gases cercanos a la zona de menor temperatura, esto es $0 < z \text{ [m]} < 2$, y a la dirección del chorro de gas. Si bien la forma de las curvas es similar para cada valor de z , para cada valor de x se obtiene una variación alta para un (y,z) fijos. En el caso de $z = 0.5 \text{ [m]}$, $y = 1.2 \text{ [m]}$, se obtiene para $x \text{ [m]} = (0.2, 1.0875, 1.975)$ las temperaturas $T \text{ [K]} = (1200, 1175, 1150)$.

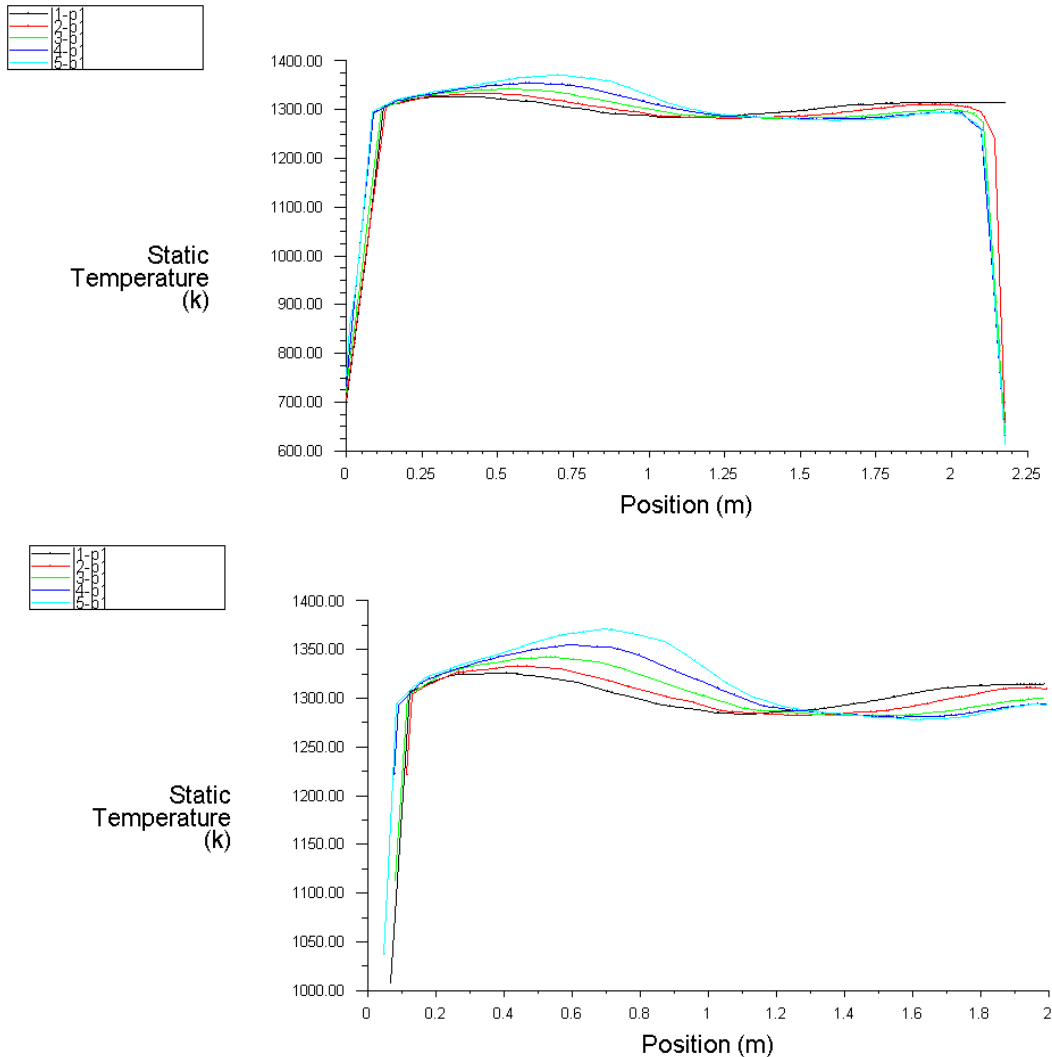


Figura 6-81 Gráfico de temperatura sobre un plano transversal en $z = 3.2 \text{ [m]}$ sobre las líneas l1: $y = 1.2 \text{ [m]}$; l2: $y = 1.4 \text{ [m]}$; l3: $y = 1.6 \text{ [m]}$; l4: $y = 1.8 \text{ [m]}$; l5: $y = 2 \text{ [m]}$.

Para el caso 1 de la configuración 2, la diferencia máxima de temperaturas desde $x = 0 \text{ [m]}$ hasta $x = 1.0875 \text{ [m]}$ en $z = 3.2 \text{ [m]}$ es de $100 \text{ [}^\circ\text{C]}$ (Figura 6-81), mientras que en $x > 1 \text{ [m]}$ la diferencia de temperaturas de $25 \text{ [}^\circ\text{C]}$.

6.3 Configuración 3, Caso 1: Quemador lateral con $T = 1833$ [K]; $V_x = 42$ [m/s], $V_y = 0$ [m/s]

De la Figura 6-82 se observa que, a pesar de que se tiene la misma potencia de entrada que en la configuración 2, la temperatura para esta configuración es ligeramente menor ya que gran parte de los gases calientes se concentran en la zona superior del horno. Luego, se tiene un menor nivel de mezclado que las configuraciones anteriores.

En este caso, en el plano transversal la diferencia de temperaturas en $y = 1.2$ [m] es de 25 [°C] lo que representa una variación de alrededor de un 2.2%, mientras que en $y=1.8$ [m] la diferencia de temperaturas es de 55 [°C] lo que representa una variación del 4.8%.

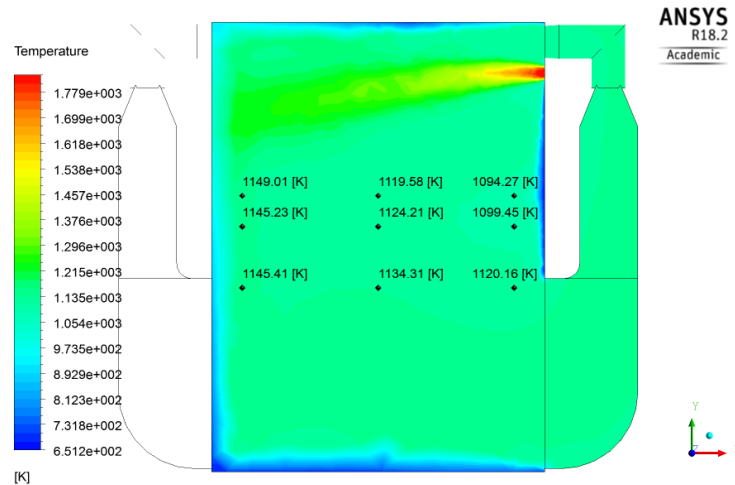


Figura 6-82 Contornos de temperatura en un plano transversal al avance de la carga en $z = 3.2$ [m] para el Caso 1.

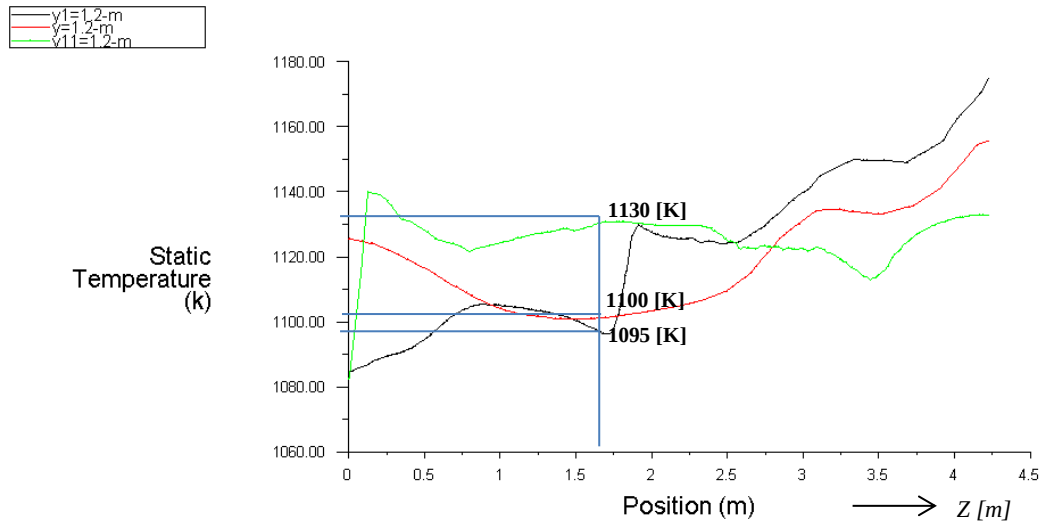


Figura 6-83 Gráfico de temperaturas para $y = 1.2$ [m] para tres valores de x a lo largo del eje z para el Caso 1.

Por otra parte, la diferencia máxima de temperaturas en el eje z es de 35 [°C] en $y = 1.2$ [m], lo que representa una variación de un 3.1%.

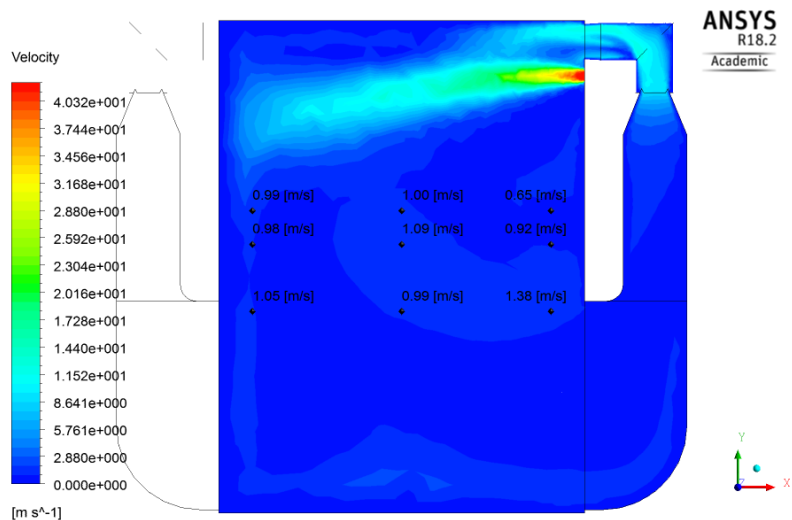


Figura 6-84 Contornos velocidad en $z = 3.2$ [m]: Caso 1.

Los contornos de velocidad se presentan en la Figura 6-84. En este caso, se observa que la distribución de velocidades es homogénea, a diferencia de la configuración 1 donde el foco de temperatura coincide con una zona de mayor velocidad.

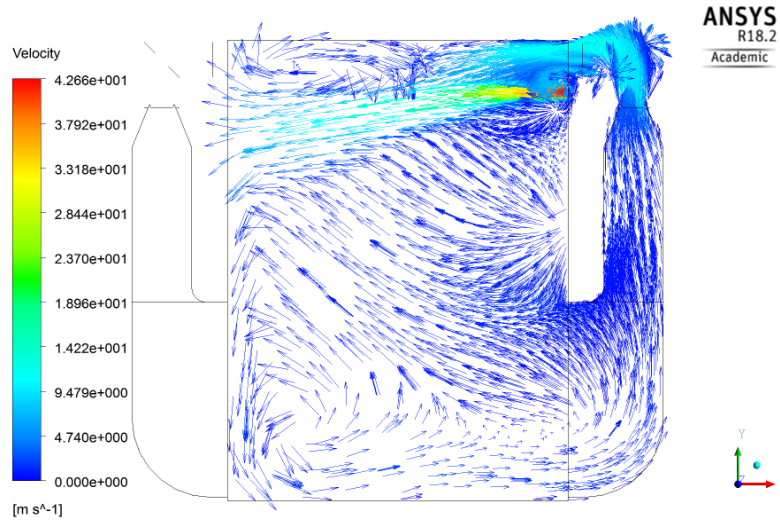


Figura 6-85 Vectores normalizados de velocidad en $z = 3.2$ [m]: Caso 1.

La Figura 6-85 muestra la dirección (x,y,z) del flujo en $z = 3.2$ [m] por medio de vectores normalizados (módulo unitario). En este caso, se observa una zona de recirculación que coincide con la zona de mayor temperatura que disminuye en la dirección positiva del eje x.

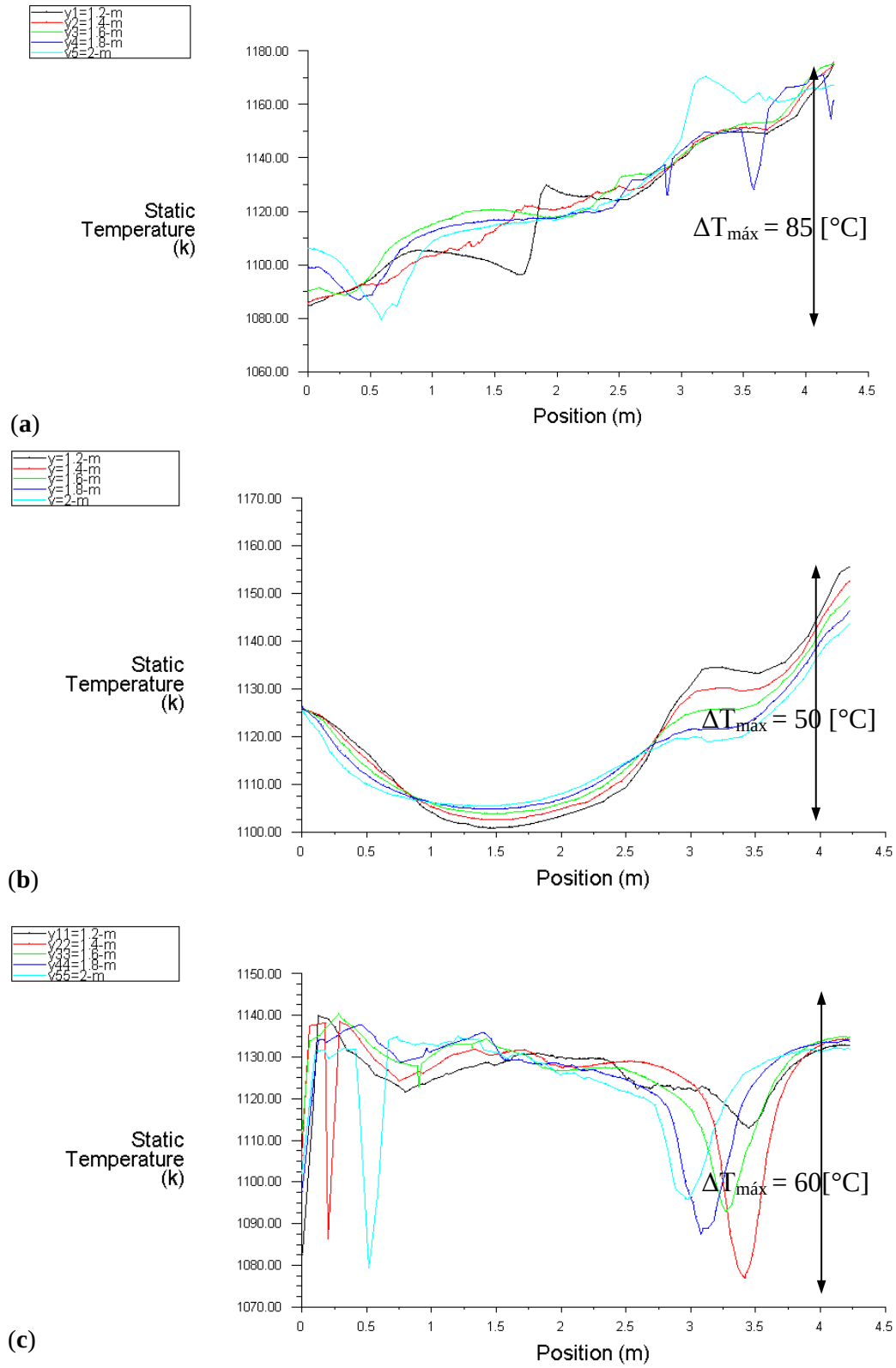
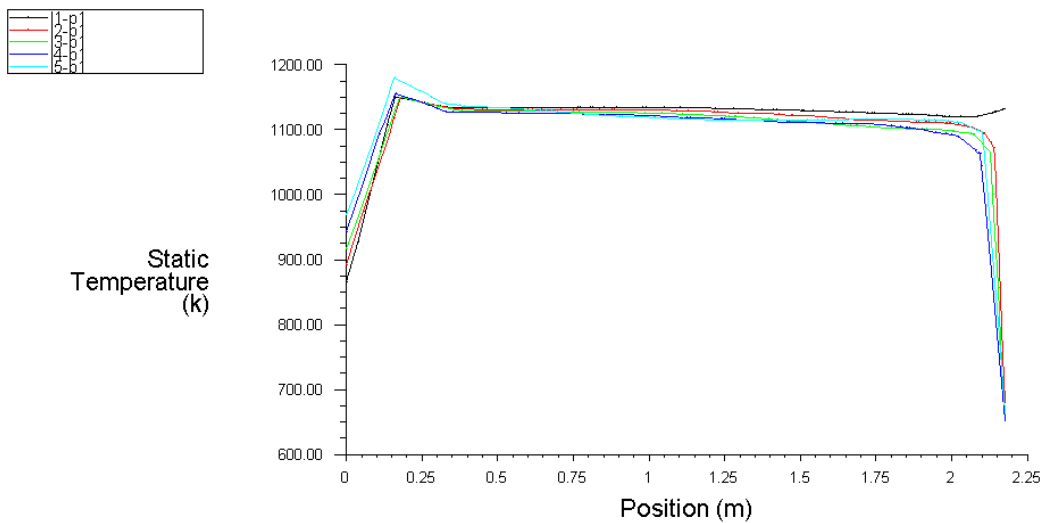


Figura 6-86 Gráfico de temperaturas en (a) $x = 0.2$ [m] (b) $x = 1.0875$ [m] (c) $x = 1.975$ [m]: para $z = 0$ [m] hasta $z = 4.225$ [m].

En la Figura 6-86 se observa que para $x = 0.2$ [m] la temperatura al interior del horno aumenta a medida que se avanza desde $z = 0$ [m] hasta $z = 4.5$ [m], puesto que el foco de temperaturas se produce en el lado opuesto al quemador. Sin embargo, en $x = 1.975$ [m], en este caso se observa que la temperatura aumenta entre $z = 3.5$ [m] y $z = 4.5$ [m] ya que en dicha zona se tiene solo un ducto de extracción de gases cercano al quemador q1, mientras que entre $z = 0$ [m] y $z = 1.1$ [m] se tienen dos ductos de extracción de gases cercanos al quemador q2 (Figura 4-42).

Con respecto a la variación de temperaturas, esta es bastante alta. Por ejemplo, para un valor de $z = 3$ [m], $y = 1.8$ [m], se obtiene para x [m] = (0.2, 1.0875, 1.975) las temperaturas T [K] = (1130, 1120, 1094).

Los siguientes gráficos muestran la distribución de temperaturas en $z = 3.2$ [m] sobre las líneas l1-p1: $y = 1.2$ [m], l2-p1: $y = 1.4$ [m], l3-p1: $y = 1.6$ [m], l4-p1: $y = 1.8$ [m], l5-p1: $y = 2$ [m].



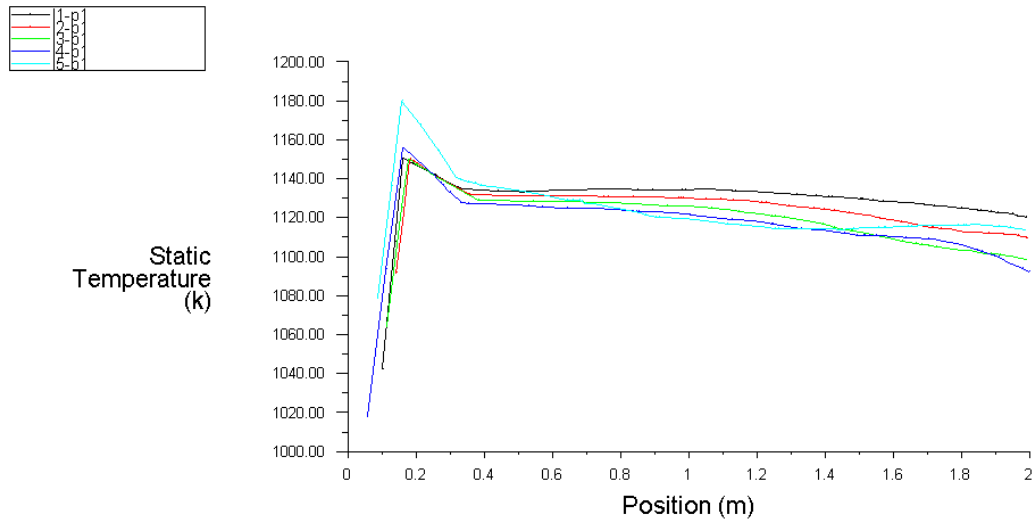


Figura 6-87 Gráfico de temperatura sobre un plano transversal en $z = 3.2$ [m] sobre las líneas l1: $y = 1.2$ [m]; l2: $y = 1.4$ [m]; l3: $y = 1.6$ [m]; l4: $y = 1.8$ [m]; l5: $y = 2$ [m].

En este caso, la diferencia máxima de temperaturas desde $x = 0$ [m] hasta $x = 1$ [m] es de aproximadamente 20 [°C] lo cual es consistente con lo observado en la Figura 6-86a.

6.3.1 Influencia de la potencia en el quemador sobre el campo de temperaturas.

Los contornos de temperatura y velocidad que se presentan a continuación, corresponden a los casos que se resumen en la Tabla 6-3.

Tabla 6-3

Condiciones de borde de los casos 2,3, y 4.

		Velocidad de entrada			Valores obtenidos en la simulación		
		Vx [m/s]	Vy [m/s]	T [K]	Potencia entrada total [kW]	Pérdida paredes Configuración [kW]	Potencia ducto configuración [kW]
Configuración 1	Caso 2	29.946	29.946	900	111.11	-45.68	-65.48 (59%)
Configuración 1	Caso 3	19.28	19.28	1833	89.53	-58.59	-30.95 (35%)
Configuración 1	Caso 4	12.85	12.85	1833	59.69	-44.27	-15.44 (26%)
Configuración 2	Caso 2	21	0	900	155.65	-43.51	-112.38 (72%)
Configuración 2	Caso 3	13.64	0	1833	126.44	-66.63	-60.00 (47%)
Configuración 2	Caso 4	9.09	0	1833	84.25	-51.69	-32.58 (39%)
Configuración 3	Caso 2	42	0	900	155.83	-52.94	-102.98 (66%)
Configuración 3	Caso 3	27.28	0	1833	126.48	-71.25	-55.21 (44%)
Configuración 3	Caso 4	18.18	0	1833	84.27	-55.54	-28.72 (34%)

6.4 Configuración 1: Quemador ubicado superiormente a 45°

A continuación, se presentan los contornos de temperatura en el plano $z = 3.2$ [m] y gráficos de temperatura a lo largo del eje z para tres valores de x (Figura 6-67b) en $y = 1.2$ [m] para la configuración 1.

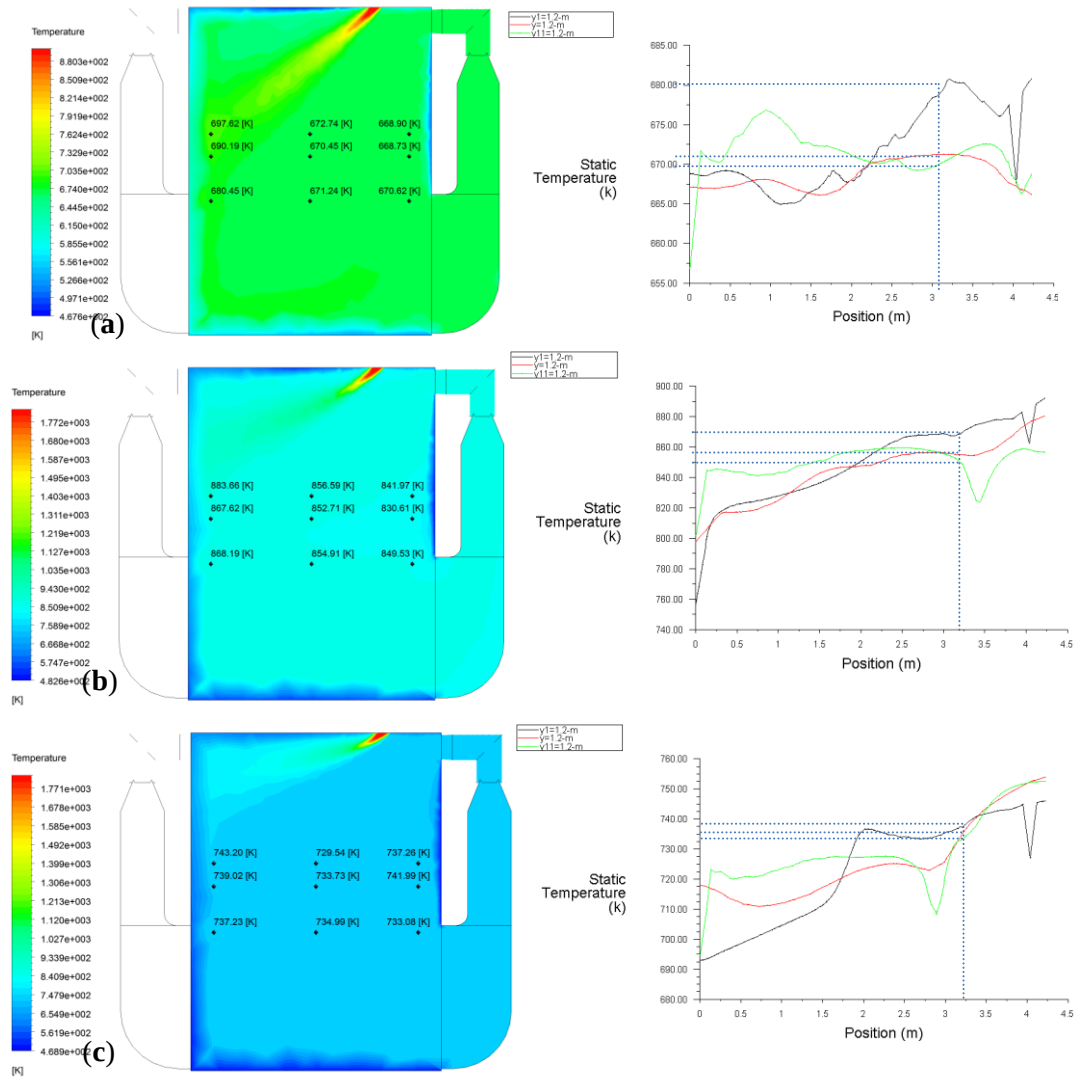


Figura 6-88 Contornos de temperatura configuración 1: (a) Caso 2, (b) Caso 3, (c) Caso 4.

Al disminuir la potencia en el quemador para una temperatura de entrada de gas fija, la temperatura total del horno disminuye, pero los focos se mantienen. Si bien la diferencia de temperaturas en $y = 1.2$ [m] para $z = 3.2$ [m] es de a lo más 15 [°C], esta varía en función de la ubicación del plano en z . Luego, la mayor variación de temperaturas es de 32 [°C] que corresponde al caso 4 en $z = 0.25$ [m].

6.5 Configuración 2: Dos quemadores laterales

A continuación se presentan los contornos de temperatura en el plano $z = 3.2$ [m] y gráficos de temperatura a lo largo del eje z para tres valores de x en $y = 1.2$ [m] para los casos 2, 3, y 4 de la configuración 2.

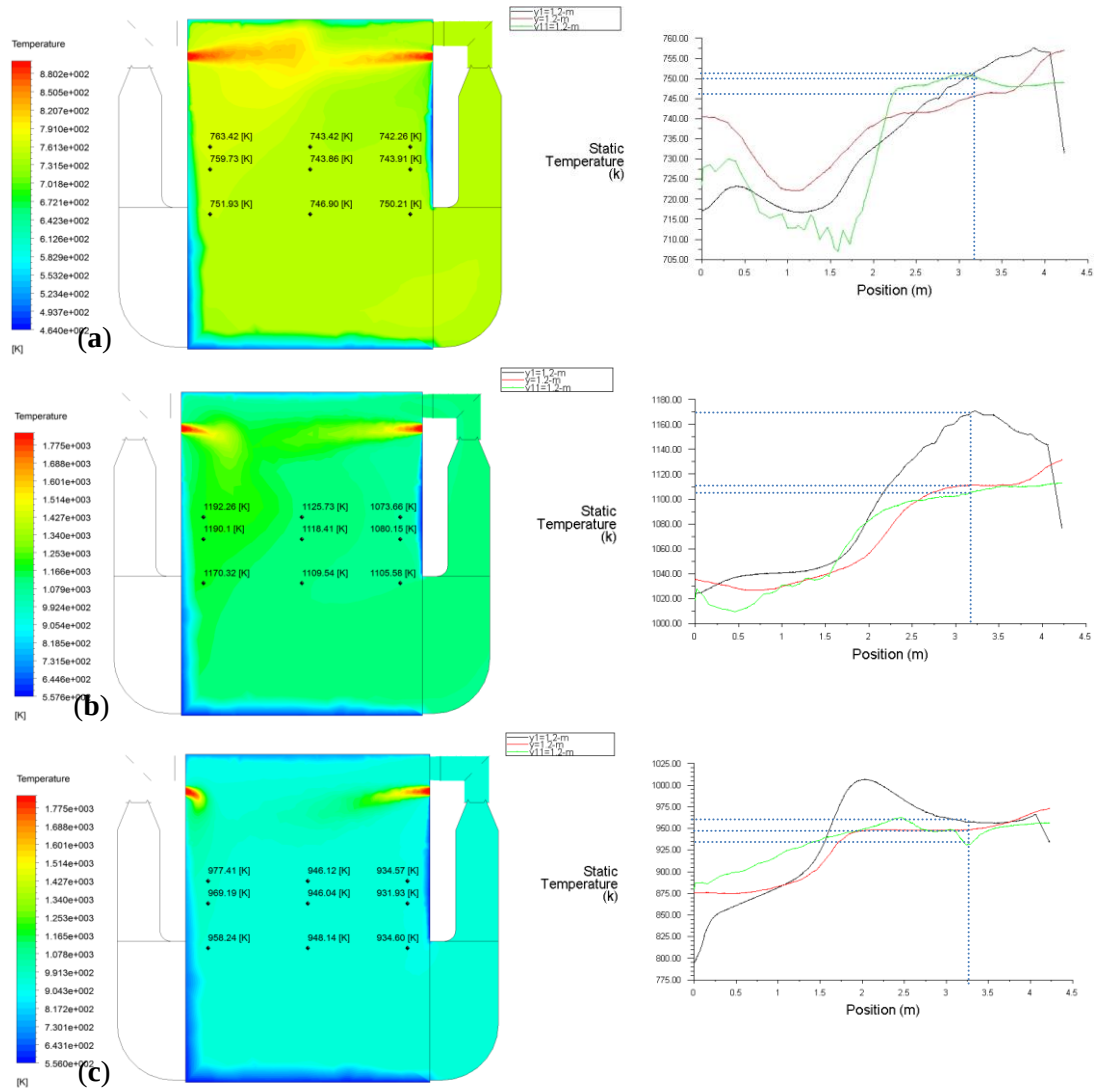


Figura 6-89 Contornos de temperatura configuración 2: (a) Caso 2, (b) Caso 3, (c) Caso 4.

De la Figura 6-89, se observa que no solo el foco de temperaturas se mantiene al modificar la potencia en los quemadores, sino que además, la diferencia de temperaturas aumenta con respecto al caso 1. Por otra parte, al disminuir la temperatura de entrada del gas desde 1833 [K] a 900 [K], la diferencia de temperaturas en $y = 1.2$ [m] para el plano 3.2 disminuye de un 2.5 % en el caso 3 y a un 1.6 % en el caso 2.

6.6 Configuración 3: Quemador ubicado lateralmente

A continuación se presentan los contornos de temperatura en el plano $z = 3.2$ [m] y gráficos de temperatura a lo largo del eje z para tres valores de x en $y = 1.2$ [m] para los casos 2, 3, y 4 de la configuración 3.

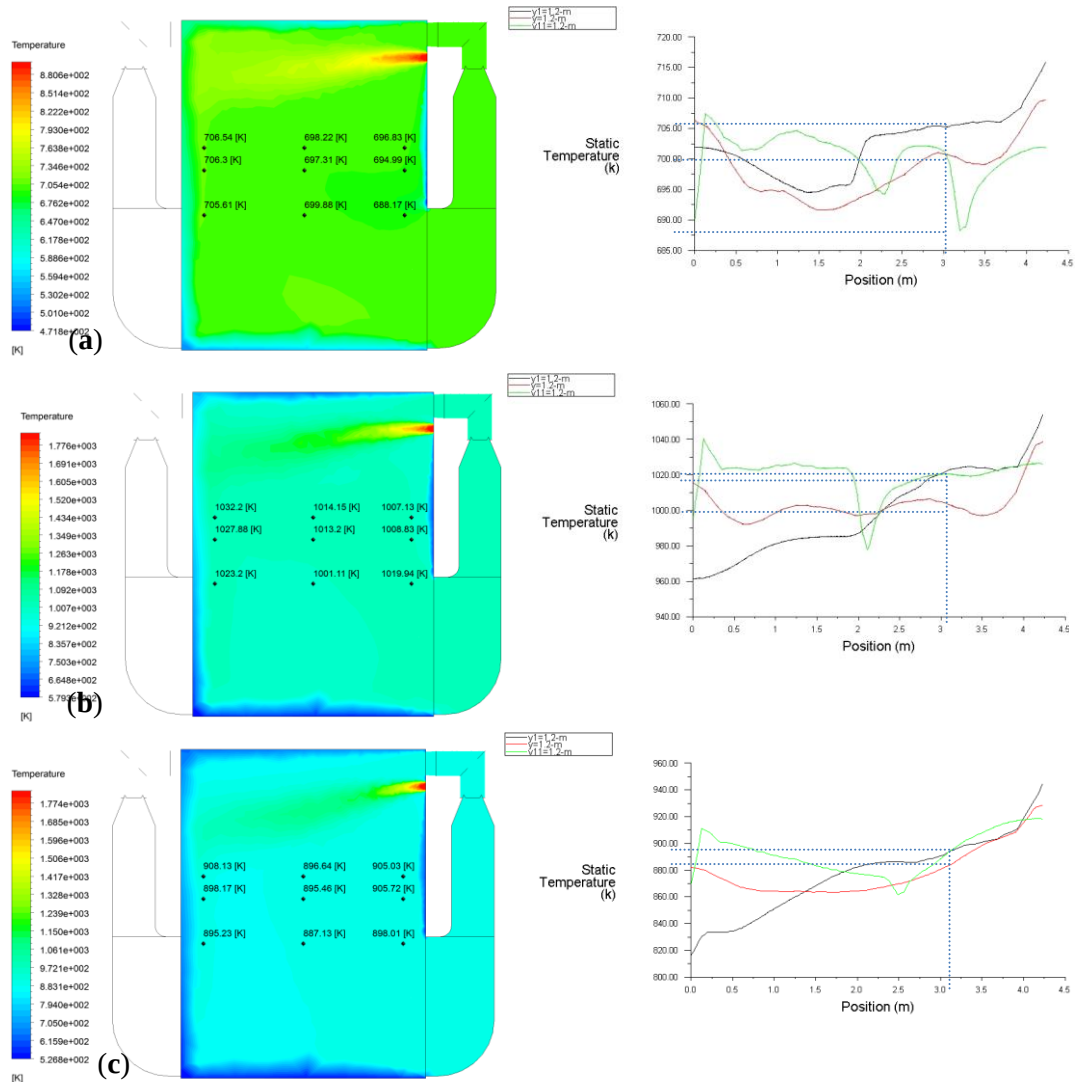


Figura 6-90 Contornos de temperatura configuración 3: (a) Caso 2, (b) Caso 3, (c) Caso 4.

A partir de la Figura 6-90, se observa que, al igual que en los casos anteriores, al disminuir la potencia en el quemador, nuevamente se generan focos en el lado opuesto a la fuente. Por otra parte, la diferencia de temperaturas aumenta especialmente para valores de y mayores o iguales a 1.8 [m] (anexo 6), mientras que esta disminuye al disminuir solo la temperatura de salida en el quemador. En el caso 3 y 4 para $y = 1.2$ [m], se obtiene una diferencia de

temperaturas de hasta 80 [°C] en $z = 0.2$ [m], mientras que en el caso 2, la diferencia de temperaturas es de a lo más 18 [°C] en $z = 3.2$ [m]

Distribución de temperaturas en la zona de carga para las configuraciones 1, 2, y 3

A continuación, se presentan los contornos de temperatura para el caso 1 de las configuraciones 1, 2, y 3.

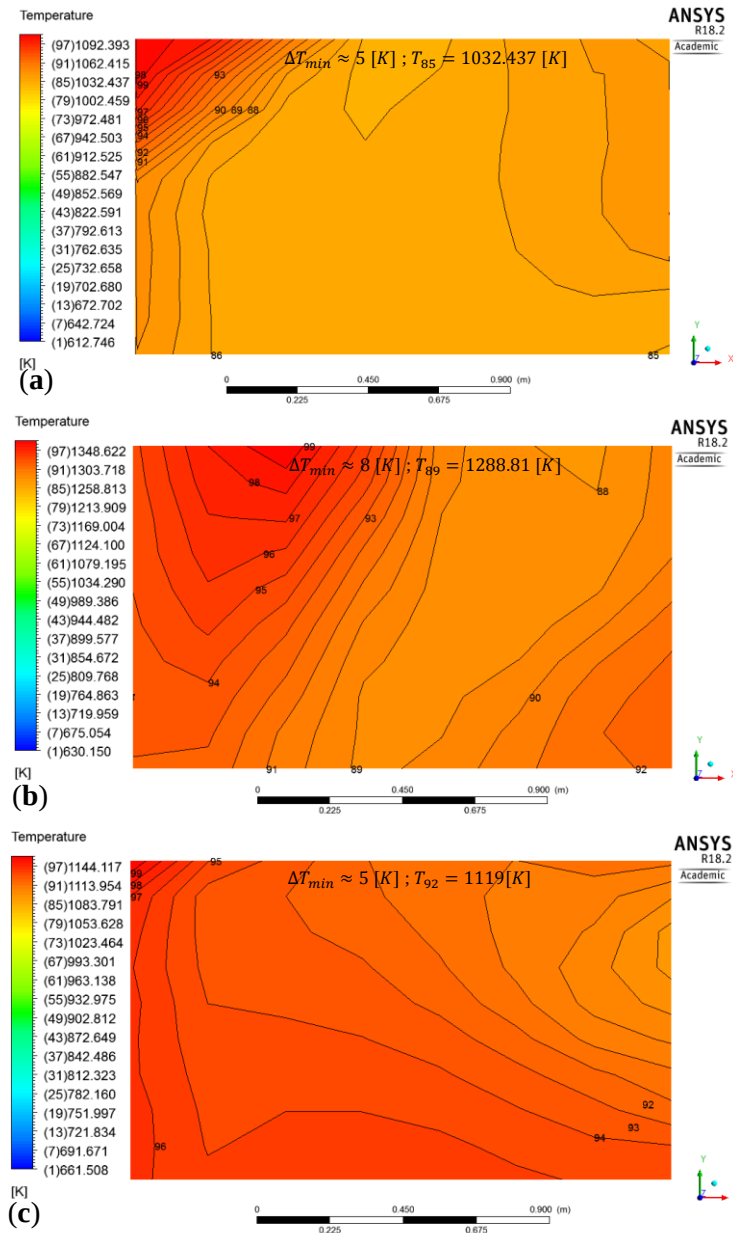


Figura 6-91 Distribución de temperaturas zona carga: (a) Configuración 1, (b) Configuración 2, (c) Configuración 3.

La zona que se muestra corresponde a un área cercana al lugar donde estaría la carga en un plano transversal al avance del material. De la figura se observa que en la configuración 1, debido al impacto directo de la llama, el foco de temperaturas se produce de manera brusca, mientras que en la configuración 2 este se produce de manera gradual debido a la difusión de temperaturas. En general, se tendrán diferencias de temperaturas sobre la superficie de las piezas de 8 [°C] en la configuración 2 y de al menos 5 [°C] en las configuraciones 1 y 3.

Distribución de temperaturas para los casos 3 y 4 de la Configuración 1 en la zona de carga:

Las figuras siguientes, muestran que al disminuir la potencia de entrada en el quemador, la temperatura en el espacio considerado disminuye, no obstante, los focos se mantienen y la diferencia de temperaturas sobre la superficie de las piezas disminuye desde 5 [°C] hasta 4 [°C] y 3 [°C] para los casos 3 y 4 respectivamente.

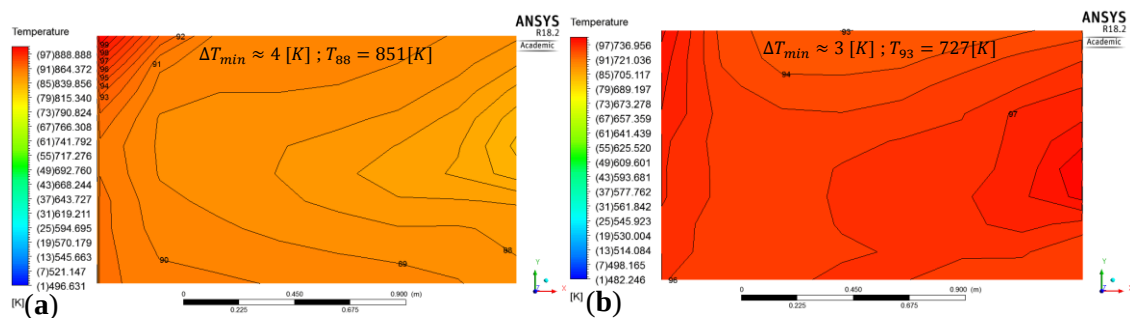


Figura 6-92 Distribución de temperaturas según configuración: (a) Caso 3, (b) Caso 4.

Distribución de temperaturas para los casos 3 y 4 de la configuración 2 en la zona de carga:

En este caso, al disminuir la potencia en el quemador, la diferencia de temperaturas entre dos zonas disminuye. Sin embargo, no se observan cambios importantes en la distribución de temperaturas.

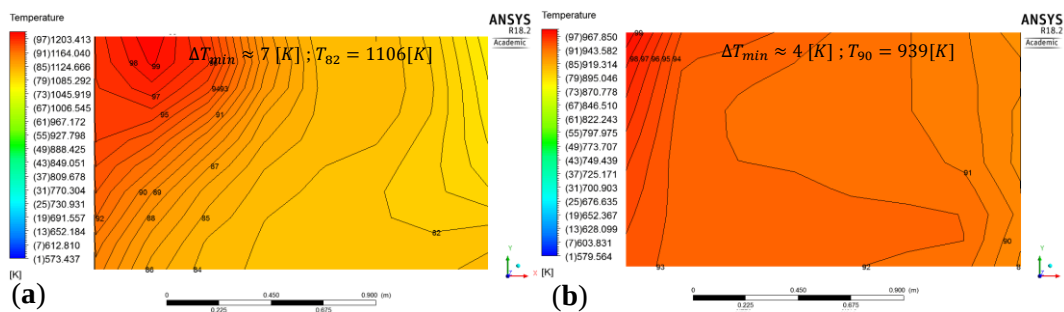


Figura 6-93 Distribución de temperaturas según configuración: (a) Caso 3, (b) Caso 4.

Distribución de temperaturas para los casos 3 y 4 de la configuración 3 en la zona de carga:

A continuación, se presentan los contornos de temperatura en la zona cercana a la carga sobre un plano transversal en $z = 3.2$ [m] para los casos 3 y 4 de la configuración 3. En este caso, se observa una distribución de temperaturas similar a la de los casos anteriores donde se obtendría una diferencia de temperaturas de al menos 4 [°C] sobre la superficie de las piezas.

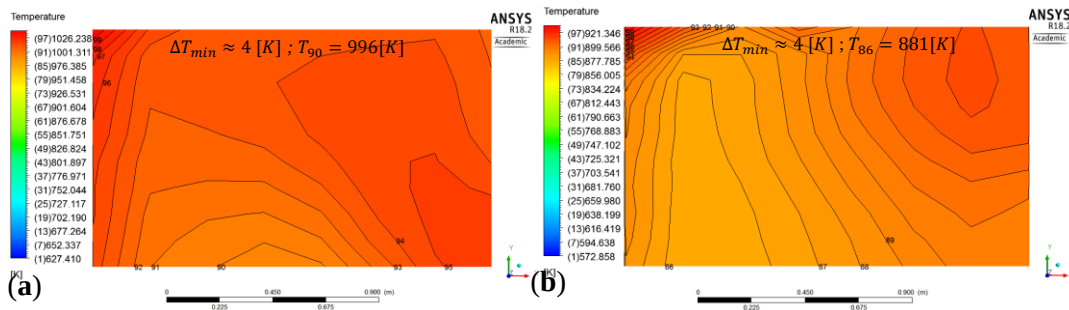


Figura 6-94 Distribución de temperaturas según configuración: (a) Caso 3, (b) Caso 4.

7. Conclusiones y posibles mejoras al modelo

De los resultados obtenidos, se observa que los contornos de velocidad y temperatura coinciden con lo esperado, esto es, se presentan focos y gradientes de temperatura altos en la sección transversal del horno. Se podría establecer como una de las causas la disposición de los quemadores y/o el número de ellos.

Con respecto a la influencia de las condiciones de borde del quemador sobre el nivel de homogeneidad de la temperatura en el plano transversal, se observa que al disminuir la temperatura (caso 2) la diferencia de temperatura disminuye, mientras que al disminuir la velocidad esta aumenta. Se evidencia, entonces, la complejidad de determinar un diseño óptimo debido a la gran cantidad de alternativas de diseño del horno.

No obstante lo anterior, la forma de la distribución de temperaturas no varía de manera significativa, pues aún se presentan focos de alta temperatura en el plano transversal. En cuanto a esto último, se observa que parte de los gases producto de la combustión no son reinyectados a través de las campanas laterales debido a las zonas de recirculación en la zona inferior a esta o bien debido a la cercanía entre los quemadores y el ducto de extracción de gases, situación que empeora para velocidades de entrada de gas bajas.

En cuanto a los monitores de convergencia, los residuales de la ecuación de continuidad se mantuvieron por sobre el criterio establecido. Lo anterior puede deberse a la mala calidad de la malla en zonas de menor área como quemadores y/o ductos de extracción de gases. No obstante lo anterior, los balances de masa y monitores de velocidad muestran buena convergencia del orden de 10^{-5} . Además, se comprobó que al utilizar otros métodos de discretización, en este caso el método Power Law, el valor del residual de la ecuación de continuidad disminuyó. Sin embargo, arrojó diferencias insignificantes de alrededor de 3 [°C] en los resultados bastante similares a aquellos obtenidos por medio del método Second Order Upwind.

Entre las posibles mejoras al modelo o líneas de investigación, se podrían nombrar, por ejemplo:

- Considerar la bandeja de transporte de material y estudiar la distribución de temperaturas en el volumen interior del horno.
- Determinar la evolución de la temperatura en la carga por medio de un análisis en estado transiente en una sección del horno o bien la geometría completa.
- Considerar la combustión del gas natural, su composición, y exceso de aire en las condiciones de borde.

8. Bibliografía

ANSYS, Inc. (2009). *ANSYS FLUENT 12.0 User's Guide*.

ANSYS, Inc. (2013). *ANSYS Fluent Theory Guide*.

ANSYS, Inc. (s.f.). <http://www.southampton.ac.uk>. Obtenido de http://www.southampton.ac.uk/~nwb/lectures/GoodPracticeCFD/Articles/Turbulence_Notes_Fluent-v6.3.06.pdf

Callister, W. (2000). *Introducción a la ingeniería y ciencia de los materiales*. Reverté.

Castellano, G., & González Santander, J. L. (2014). *Fundamentos de mecánica de fluidos*. España: ECU.

Çengel, Y. (2004). *Transferencia de calor*.

Davidson, L. (2003). *An Introduction to Turbulence Models*. Gotemburgo.

Ferziger, J., & Perić, M. (2002). *Computational Methods for Fluid Dynamics*. Berlin: Springer.

Patankar, S. V. (1980). *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. McGraw-Hill.

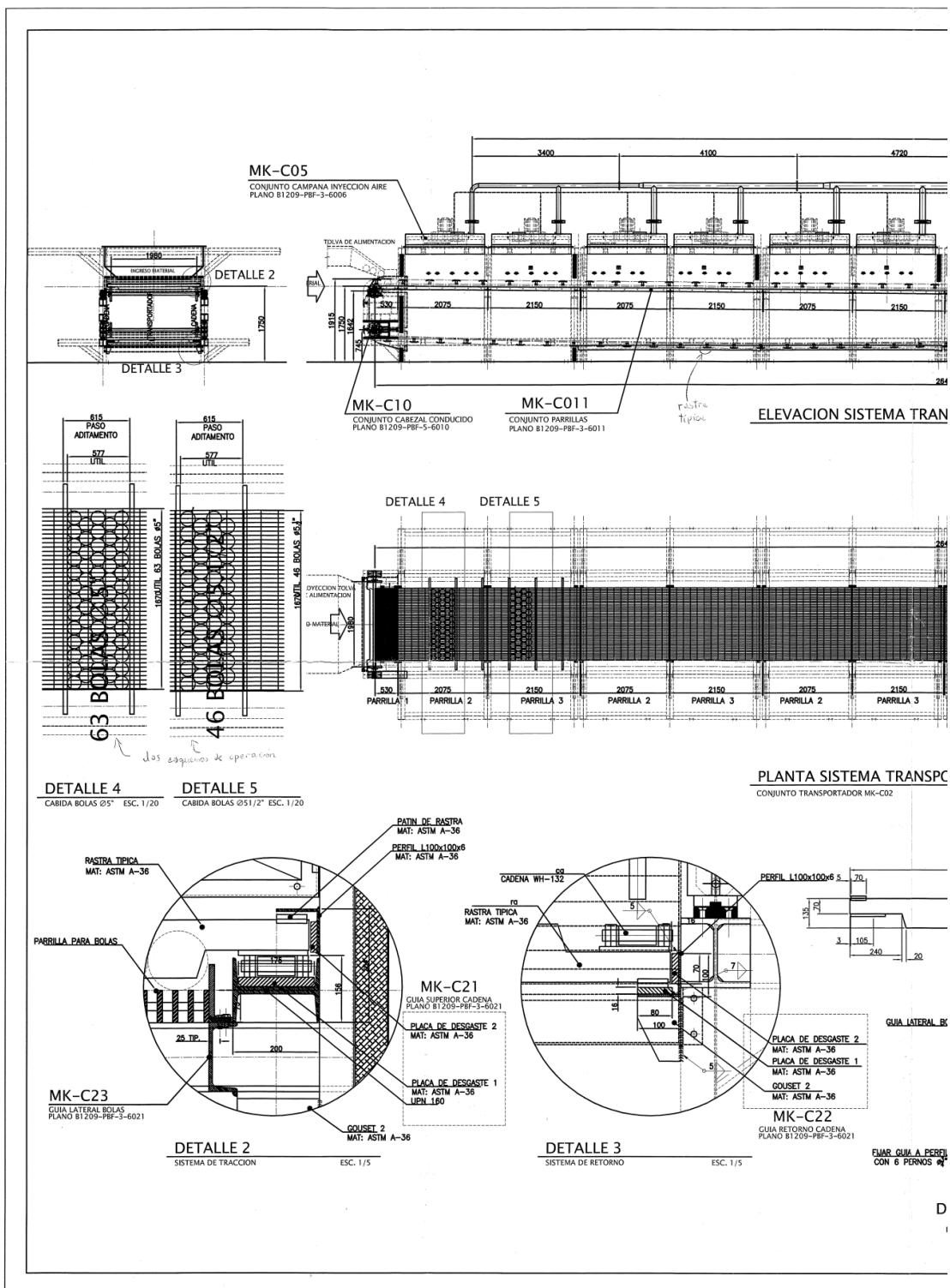
Schäfer, M. (2006). *Computational Engineering-Introduction to Numerical Methods*. Springer.

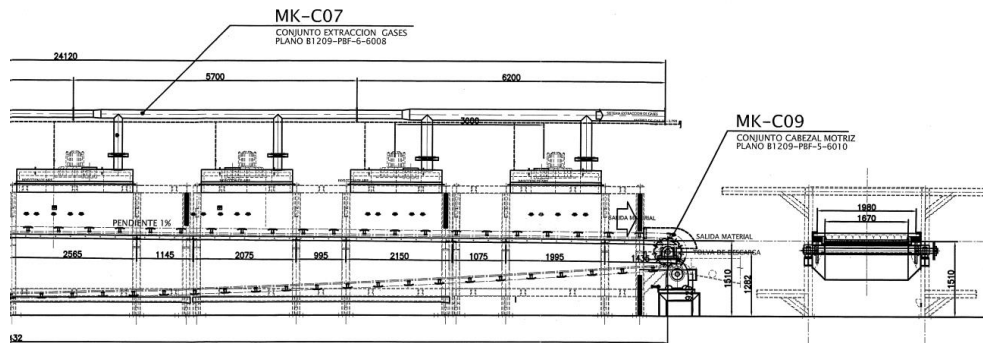
Tu, J., Heng Yeoh, G., & Liu, C. (2008). *Computational Fluid Dynamics A Practical Approach*. Elsevier.

Versteeg, H., & Malalasekera, W. (1995). *An introduction to computational fluid dynamics*. Longman Scientific & Technical.

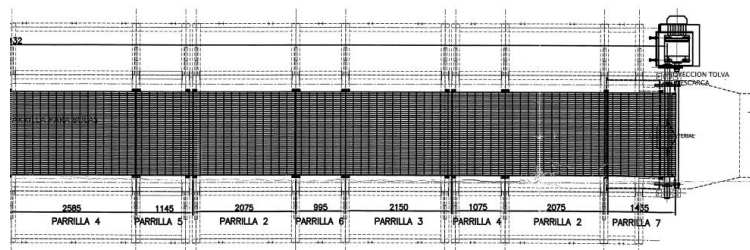
White, F. (2011). *Fluid Mechanics* (Septima ed.). McGraw Hill.

Anexo 1: Plano conjunto transportador.



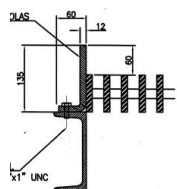
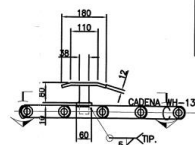


TRANSPORTADOR
ESC. 1/50



TRANSPORTADOR
ESC. 1/50

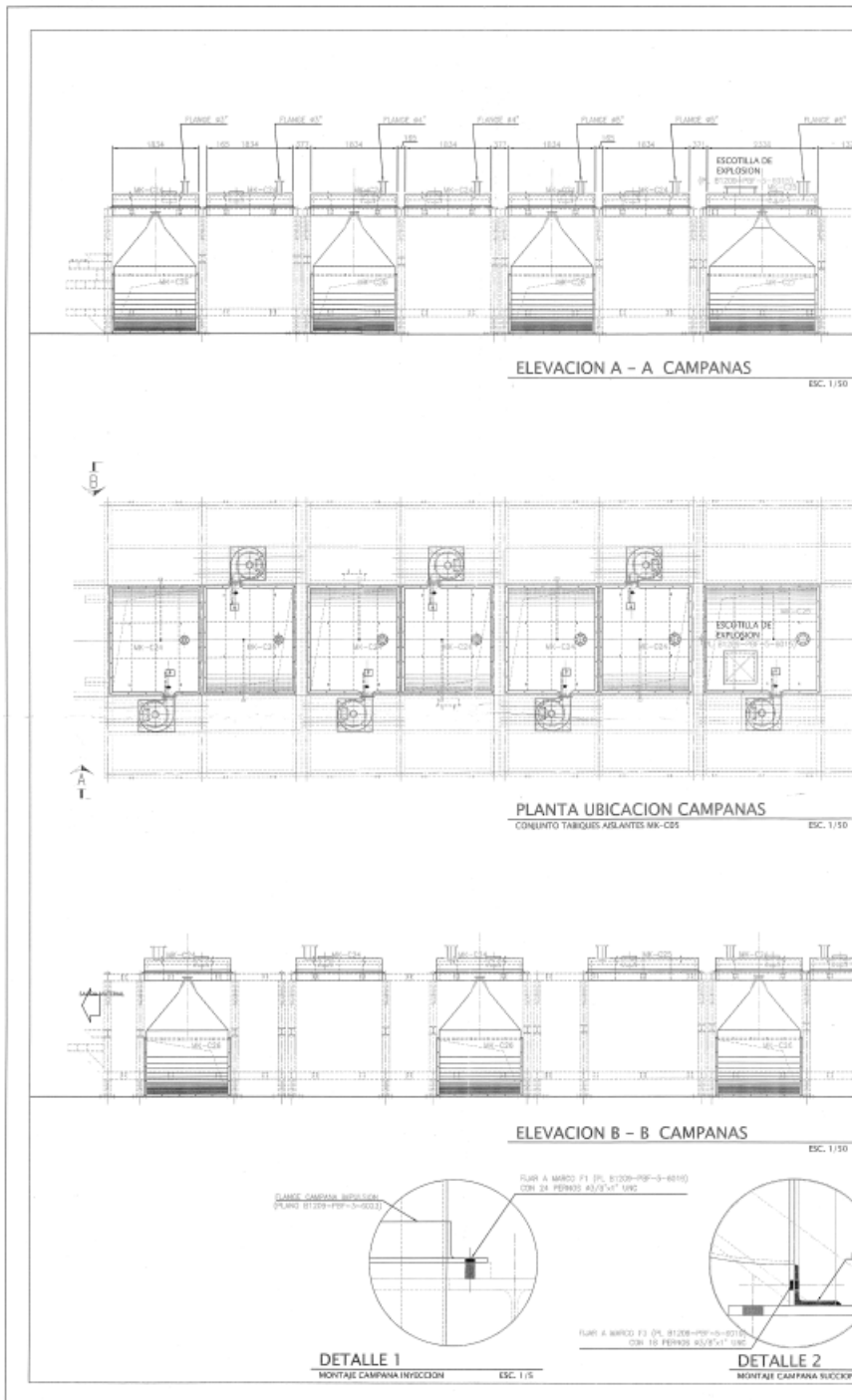
LISTADO DE MATERIALES						
ITEM/POS	DESCRIPCION	LARGO	CANT.	MAR.	O. MAT.	Kg
01	MK-C07 CONJUNTO EXTRACCION DE GASES	24120	1	ASTM A-36		
02	MK-C09 CONJUNTO CABEZAL MOTRIZ		1	ASTM A-36		
03	MK-C10 CONJUNTO CABEZAL CONDUCCION		1	ASTM A-36		
04	MK-C11 CONJUNTO PARRILLAS DE BOLLAS		14	ASTM A-36		
05	MK-C09 CONJUNTO CAMPANA INYECCION AIRE	2000	9	ASTM A-36		
06	MK-C21 GUIA RETORNO CADENA		2	ASTM A-36		
07	MK-C20 GUIA SUPERIOR CADENA		2	ASTM A-36		
08	08 CADENA WH-132	54	1	COMERCIAL		1134
09	09 RASTRA	2130	86	ASTM A-36		



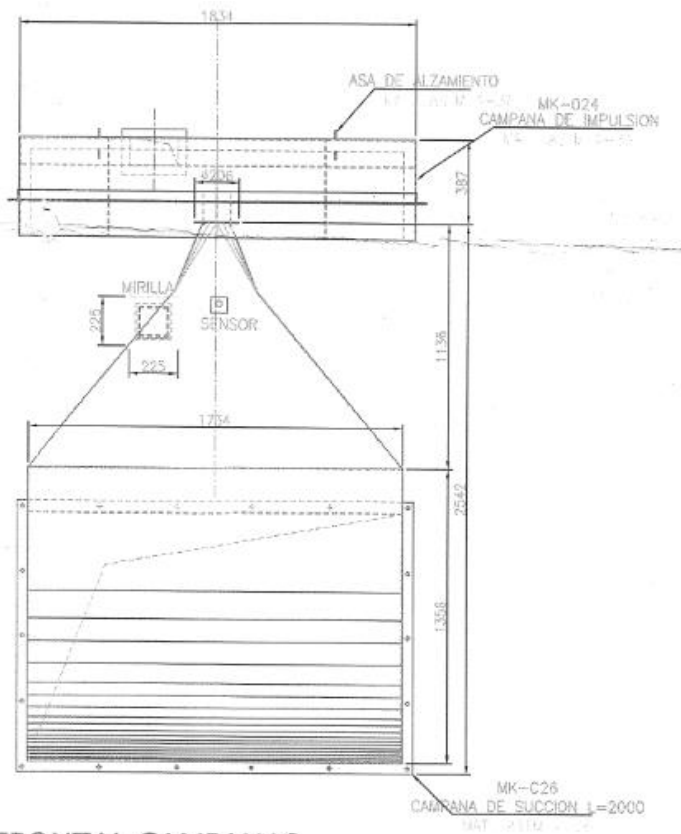
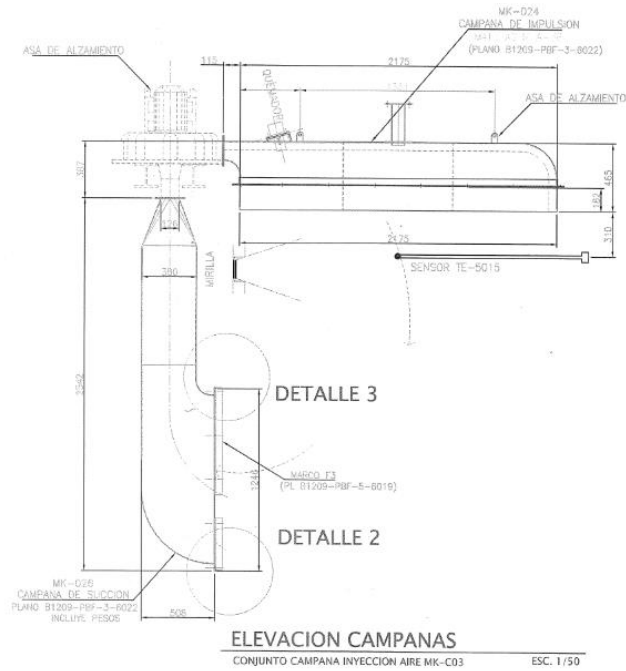
CORTE C - C
DETALLE UNION RASTRA A CADENA
ESC. 1/10

PLANO N°		HOJA	CONTRATO
B1209-PBF-5-6003		0	B1209
CONJUNTO TRANSPORTADOR HORNO DE REVENIDO			
ESCALA	1/50	FECHA	FINADO

Anexo 2: Plano ubicación campanas.



Anexo 3: Detalle dimensiones campanas succión-impulsión.



Anexo 4: Cálculo de la velocidad de entrada de gas natural.

Para el cálculo de la velocidad de entrada en el quemador se considera una potencia de 163 [kW], exceso de un 50% de aire y una temperatura de flama adiabática de 1560 [°C]. Los valores calculados son:

$$Va, e_N = 12.44 \text{ m}_N^3/\text{kg}_c \rightarrow Va_N = 14.93 \text{ m}_N^3/\text{kg}_c$$

$$Vge, e_N = 13.76 \text{ m}_N^3/\text{kg}_c \rightarrow Vg_N = 16.25 \text{ m}_N^3/\text{kg}_c$$

Luego,

$$m_{combustible} = \frac{\text{Potencia quemador } (= 163\text{kw})}{H_{inf}(= \frac{44400 \text{ kJ}}{\text{kg}})} = 0.0037 \text{ kg/s}$$

$$m_{aire} = m_c * Rac = 0.0948 \text{ kg/s}$$

Finalmente, para el cálculo de la velocidad de entrada como condición de borde para el quemador

$$\dot{V}_{aire} = m_{combustible} * V_a^N \frac{T(= 1833)}{T_0(= 273K)} \frac{p_0(101\text{kpa})}{P(= 150\text{kpa})} = 0.3108 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{V}_g = m_{combustible} * V_g^N \frac{T(= 1833)}{T_0(= 273K)} \frac{p_0(101\text{kpa})}{P(= 150\text{kpa})} = 0.3326 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V_{quemador} = \frac{\dot{V}_g}{\text{Area quemador}} = 42.35 \text{ m/s}$$

Hsup=39029; % [kJ/kmol] poder calorífico superior gas natural.

Rho_c=0.61; % Densidad relativa al aire kg/m3

Rho_a=1.293; %Densidad aire condiciones normales kg/Nm3

Pg=150 %Presión de suministro de gas natural

t=1560+273.15; %Temperatura teórica gas flama adiabática

T0=273.15; % [K]

P0=101.325; %kPa

Ru=8.314 %kJ/(K*kmol)

area_quemador=3.1416*0.2*0.2/4

P_quemador=163; %Potencia quemador de gas natural kW

lambda=1.5;

RAC=25.83;

%Fracciones molares de componentes combustible

ych4=0.922;

yc2h6=0.0355;

yc3h8=0.0102;

yc4h10=0.0045;

yc5h12=0.0013;

yc6h24=0.0005;

yn2=0.0097;

yco2=0.0161;

mc=(ych4+2*yc2h6+3*yc3h8+4*yc4h10+5*yc5h12+6*yc6h24+yco2)*12.01;

mh=(4*ych4+6*yc2h6+8*yc3h8+10*yc4h10+12*yc5h12+24*yc6h24)*1.008;

mn=(2*yn2)*14;

mo=(2*yco2)*16;

mt=(mc+mh+mn+mo);

Mg=mc+mh+mn+mo %Peso molecular gas natural

Rho_gasN=P0/(T0*Ru/Mg) %Densidad normal del gas se usa en cálculo del poder calorífico inferior

Rho_gas=Pg/(t*Ru/Mg) %Efectivo

%Composición elemental combustible gas natural

xc=mc/mt;

xh=mh/mt;

```

xo=mo/mt;
xn=mn/mt;
xs=0;
VaeN=22.4/0.21*(xc/12.01+xh/4.032+xs/32-xo/32) %[m3n/kg combustible] Volumen de aire
estequiométrico normal (0c y 1pa)
VgeN=22.4*(xc/12.01+xh/2.01+xs/32)+0.79*VaeN % Volumen de gases de escape estequiométrico,
normalizado

%Composición gases producto de combustión
nco2=xc/12.01;
nh2o=xh/2.016;
nso2=xs/32.06;
no2=(lambda-1)*0.21/22.4*VaeN;
nn2=lambda*(1-0.21)/22.4*VaeN+xn/28.01;
nt=nco2+nh2o+nso2+no2+nn2
yn_co2=nco2/nt
yn_h2o=nh2o/nt
yn_o2=no2/nt
yn_n2=nn2/nt

VaN=VaeN*lambda %Volumen de aire normalizado
VgN=VgeN+(lambda-1)*VaeN %Volumen gases de escape normalizado

%Flujo másico de combustible y flujo másico de aire
Hinf=Hsup/(Rho_gasN)-nh2o*(44010) %kJ/kgcomb
mcomb=P_quemador/Hinf %Flujo másico de combustible quemador kg/s
maire=mcomb*RAC %kg/s

%Caudal efectivo normalizado aire y gases de escape
VaN_punto=mcomb*VaN
VgN_punto=mcomb*VgN

Va_punto=mcomb*VaN*(t/T0*(P0/Pg))
Vg_punto=mcomb*VgN*(t/T0*(P0/Pg))
Vquemador=Vg_punto/(area_quemador)

```

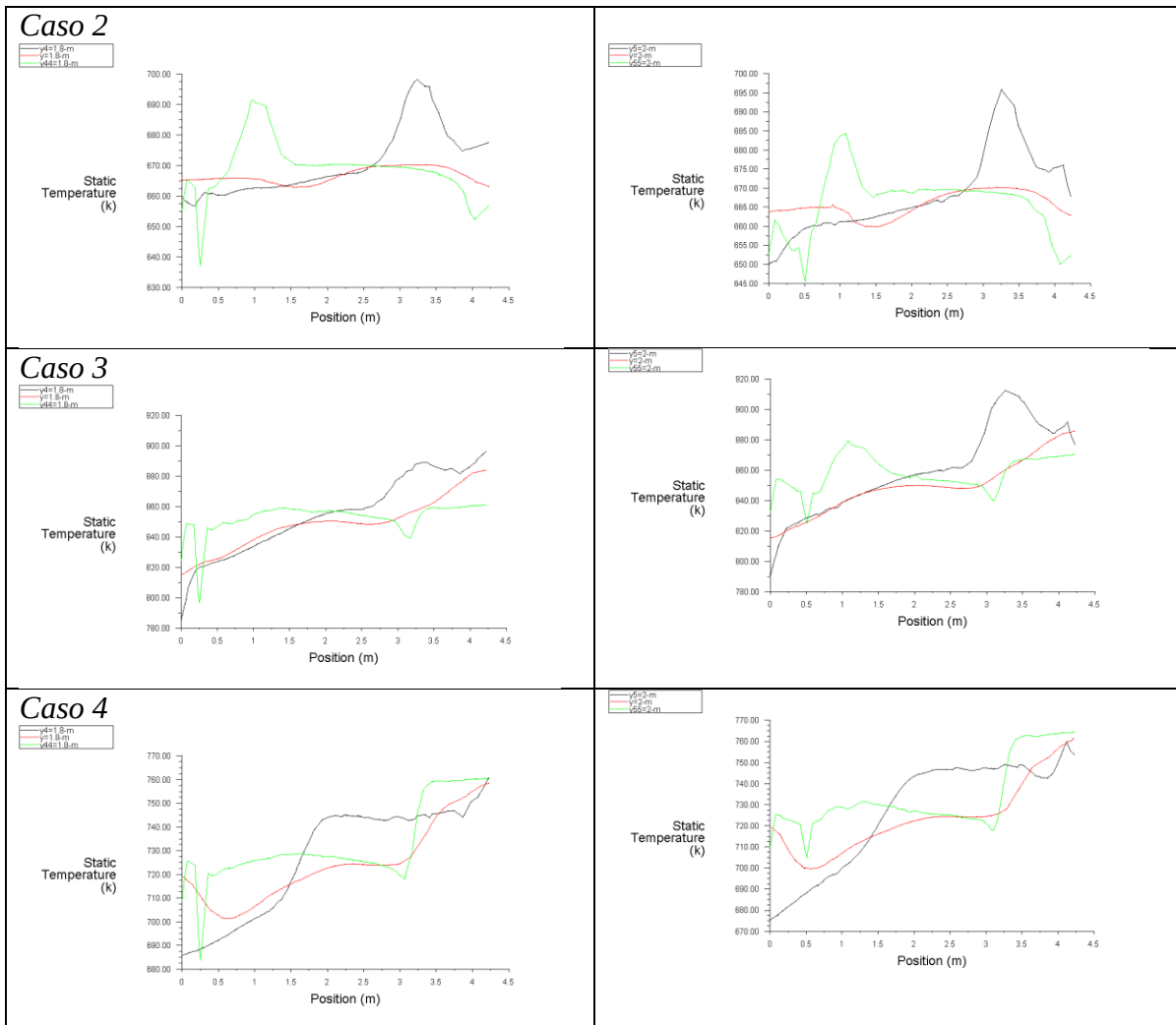
D = 0.1000
Pg = 150
Ru = 8.3140
Area_quemador = 0.0079
RAC = 25.8300
Mg = 17.6915
Rho_gasN = 0.7894
Rho_gas = 0.1741
VaeN = 12.4498
VgeN = 13.7615
nt = 0.8925
yn_co2 = 0.0676
yn_h2o = 0.1284
yn_o2 = 0.0654
yn_n2 = 0.7386
VaN = 18.6747
VgN = 19.9864
Hinf = 4.4400e+004
mcomb = 0.0037
maire = 0.0948
VaN_punto = 0.0686
VgN_punto = 0.0734
Va_punto = 0.3108
Vg_punto = 0.3326
V_quemador = 42.3512
vx = 29.9468
vy = 29.9468

Anexo 5: Cálculo fuente de momentum.

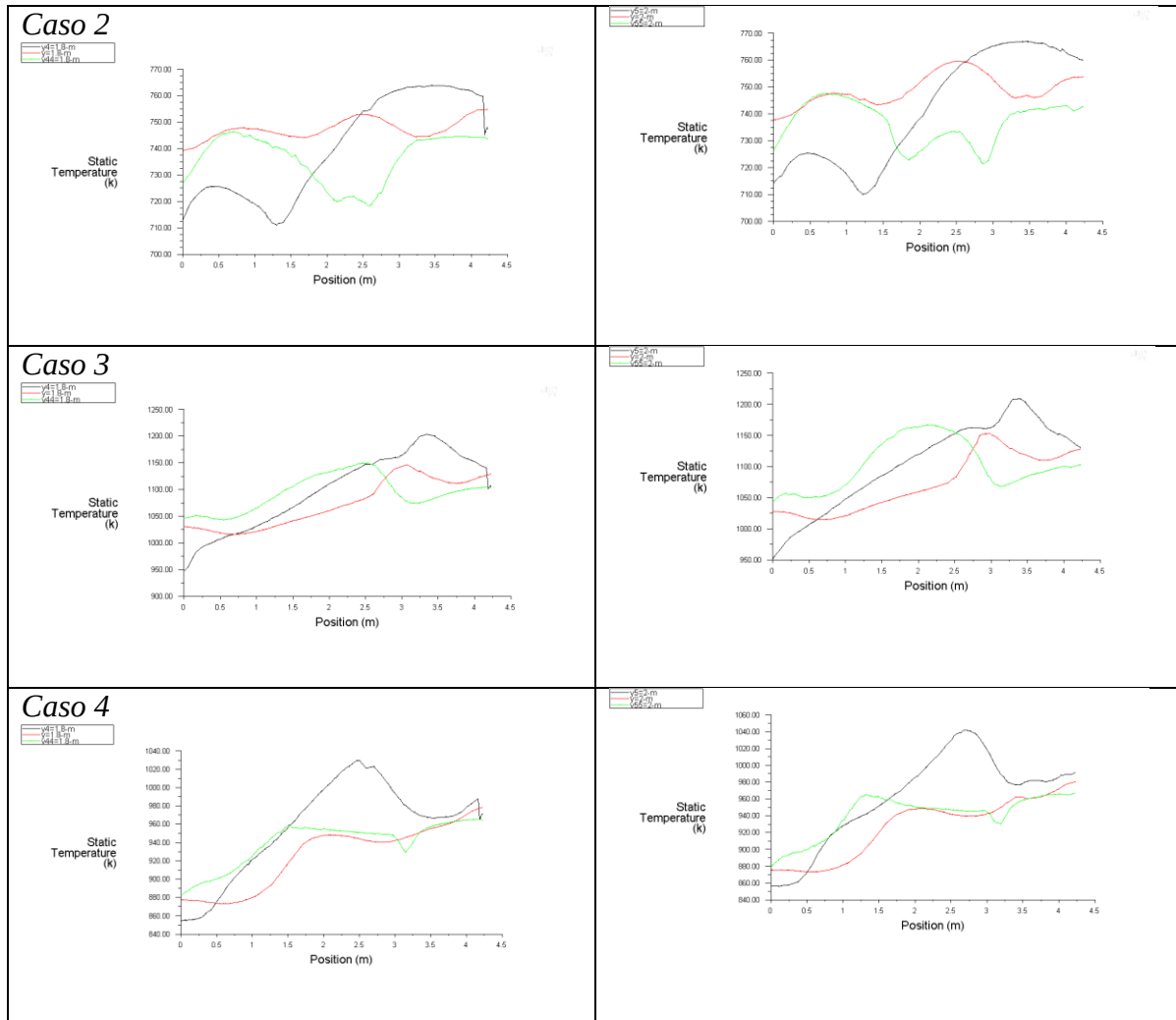
```
%Ventilador 1
Syms V_salida V_entrada
L=0.165; %[m]
B=0.22; %[m]
D=0.225; %m
rho_aire= 0.34; %[kg/m^3] Dependiente del caso
area_salida=L*B; %[m^2] Área salida ventilador
area_entrada=3.1416*D^2/4; % Área entrada ventilador
Caudal_ventilador=1100; %[m^3/h]
Caudal_2=Caudal_ventilador/3600; %[m^3/s]
V_salida=VPA((solve(Caudal_2-V_salida*area_salida)),2) %Velocidad descarga ventilador [m/s]
V_entrada=VPA((solve(Caudal_2-V_entrada*area_entrada)),2) %Velocidad entrada
Presion_dinamica=rho_aire*V_salida^2/2
Fuente_momentum_entrada=rho_aire*V_entrada*area_entrada*V_entrada
Fuente_momentum_salida=rho_aire*V_salida*area_salida*V_salida
Vol_venti=0.0035658; % Volumen Fluent
FM_entrada=Fuente_momentum_entrada/Vol_venti
FM_salida=Fuente_momentum_salida/Vol_venti
V_salida = 8.4
V_entrada = 7.7
Presion_dinamica = 12
Fuente_momentum_entrada = 0.80
Fuente_momentum_salida = 0.87
FM_entrada = 225
FM_salida = 244
```

Anexo 6: Gráficos de temperatura en $y = 1.8$ [m]; $y = 2$ [m].

Configuración 1:



Configuración 2:



Configuración 3:

