

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA



TESIS

**ANÁLISIS TERMOFLUIDODINÁMICO DE UN
HORNO MANTENEDOR DE ALUMINIO Y SU REDISEÑO**

POR

JESÚS JUÁREZ RAMÍREZ

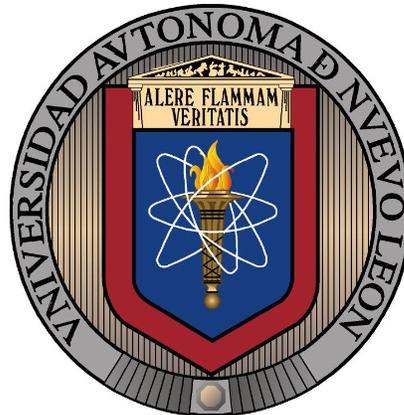
**COMO OPCIÓN A OBTENER EL GRADO DE
MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA
CON ORIENTACIÓN EN ENERGÍAS TÉRMICA Y RENOVABLE**

Mayo 2016

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO



ANÁLISIS TERMOFLUIDODINÁMICO DE UN
HORNO MANTENEDOR DE ALUMINIO Y SU
REDISEÑO

POR: JESÚS JUÁREZ RAMÍREZ

DIRECTOR: DR. SIMÓN MARTÍNEZ MARTÍNEZ

CO-DIRECTOR: DR. FAUSTO A. SÁNCHEZ CRUZ

COMO OPCIÓN A OBTENER EL GRADO DE

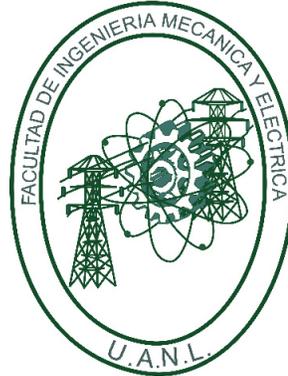
MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA
CON ORIENTACIÓN EN ENERGÍAS TÉRMICA Y RENOVABLE

MAYO 2016

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO



ANÁLISIS TERMOFLUIDODINÁMICO DE UN
HORNO MANTENEDOR DE ALUMINIO Y SU
REDISEÑO

POR: JESÚS JUÁREZ RAMÍREZ

ASESOR: DR. SIMÓN MARTÍNEZ MARTÍNEZ

CO-DIRECTOR: DR. FAUSTO A. SÁNCHEZ CRUZ

COMO OPCIÓN A OBTENER EL GRADO DE

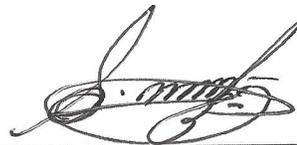
MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA
CON ORIENTACIÓN EN ENERGÍAS TÉRMICA Y RENOVABLE

MAYO 2016

Universidad Autónoma de Nuevo León
Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica
Subdirección de Estudios de Posgrado

Los miembros del Comité de Tesis recomendamos que la Tesis «Análisis Termofluidodinámico de un Horno Mantenedor de Aluminio y su Rediseño», realizada por el estudiante Jesús Juárez Ramírez, con número de matrícula 1334716, sea aceptada para su defensa como requisito parcial para obtener el grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería con Orientación en Energías Térmica y Renovable

El Comité de Tesis



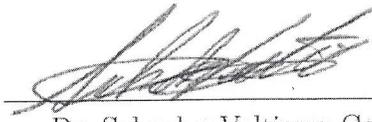
Dr. Simón Martínez Martínez

Director



M.C. Miguel García Yera

Revisor



Dr. Salvador Valtierra Gallardo

Revisor

Vo. Bo.



Dr. Simón Martínez Martínez

Subdirector de Estudios de Posgrado

San Nicolás de los Garza, Nuevo León, mayo 2016

"Pero gracias a Dios, que en Cristo siempre nos lleva en triunfo, y que por medio de nosotros manifiesta en todo lugar la fragancia de su conocimiento".

2 Corintios 2:14

ÍNDICE GENERAL

Nomenclatura	XIX
Agradecimientos	XXI
1. Introducción	1
1.1. Motivación	1
1.1.1. La importancia del aluminio	4
1.1.2. Proceso del reciclado del aluminio	8
1.2. Estudio del estado del arte de los hornos industriales	9
1.3. Objetivos	15
1.3.1. Objetivos particulares	15
1.4. Hipótesis	16
1.5. Desglose del trabajo	17
2. Estudio y análisis conceptual	18
2.1. Hornos Industriales	18
2.1.1. Hornos con calentamiento mediante combustible	19

2.1.2.	Hornos eléctricos	21
2.1.3.	Consideraciones para el mantenimiento de aluminio líquido . .	22
2.1.4.	Eficiencia en hornos industriales	24
2.2.	Propiedades físicas	25
2.2.1.	Densidad	25
2.2.2.	Conductividad térmica	26
2.2.3.	Entalpía	28
2.2.4.	Calor específico	29
2.2.5.	Viscosidad dinámica	31
2.2.6.	Coeficiente de expansión térmica	32
2.3.	Combustión	34
2.4.	Ecuaciones de Gobierno	36
2.4.1.	La conservación de la masa	36
2.4.2.	La conservación de la cantidad de movimiento	37
2.4.3.	Modelo de turbulencia	40
2.4.4.	Modelo de turbulencia $\kappa - \epsilon$	41
2.4.5.	Ecuación de la conservación de la energía	42
2.4.6.	Modelo de radiación	44
2.5.	Números adimensionales	45
2.5.1.	Número de Reynolds	46

2.5.2.	Número de Prandtl	47
2.5.3.	Número de Nusselt	47
2.5.4.	Número de Eckert	48
2.5.5.	Número de Grashof	48
2.6.	Dinámica de Fluidos Computacional	48
2.6.1.	Ecuaciones de gobierno de forma general	49
2.6.2.	Discretización de los flujos convectivos y difusivos	50
2.7.	Discretización del Dominio	55
2.7.1.	Basado en un volumen equilátero	56
2.7.2.	Basado en la desviación de un ángulo normal equilátero	56
2.8.	Diseño de Experimentos metodología Taguchi	57
3.	Metodología, simulación y análisis numérico	60
3.1.	Metodología	60
3.1.1.	Diseño del horno mantenedor	62
3.1.2.	Discretización del dominio	64
3.1.3.	Modelos a estudiar	67
3.1.4.	Propiedades de los Materiales	69
3.1.5.	Condiciones de la frontera	76
3.1.6.	Metodología computacional	86
3.1.7.	Resultados	86

3.1.8. Comprobación experimental	96
4. Diseño de experimentos	101
4.1. Análisis de la zona del aluminio líquido	106
4.2. Análisis de la zona de los gases de combustión	114
5. Resultados y Discusión	128
6. Conclusiones y trabajos futuros	135
6.1. Conclusiones	135
6.2. Trabajos futuros	137

ÍNDICE DE FIGURAS

1.1. Energía consumida para la producción de aluminio [1].	2
1.2. Energía requerida para la producción de una tonelada de aluminio primario y secundario [2].	3
1.3. Aplicación del aluminio [2].	5
1.4. Proceso de la obtención de la alúmina [3].	6
1.5. Proceso de electrólisis para la obtención del aluminio.	7
1.6. Comparación del uso del aluminio [1].	8
2.1. Clasificación de los hornos industriales.	19
2.2. Horno reverbero de fundición y mantenedor [4].	21
2.3. Balance de energía. Diagrama de Sankey [5].	24
2.4. Densidad del aire [6].	26
2.5. Conductividad térmica del aire [6].	28
2.6. Calor específico del aire [6].	30
2.7. Viscosidad dinámica del aire [7].	32

2.8. Aire teórico del gas natural con sus diferentes porcentajes de exceso de aire [6].	35
2.9. Volumen de control para el transporte de cantidad de materia [7]. . .	36
2.10. Volumen de control para el transporte de cantidad de movimiento [7].	38
2.11. Descomposición de Reynolds [8].	41
2.12. Volumen de control para el transporte de energía [7].	43
2.13. Diferentes formas de transferencia de calor por radiación [8].	44
2.14. Interpretación de un rayo incidente [8].	44
2.15. Tipos de régimen del flujo de los fluidos [7].	46
3.1. Diagrama de la metodología.	61
3.2. División del horno mantenedor.	63
3.3. Descripción del horno zona de los gases de combustión.	63
3.4. Descripción del horno zona del aluminio líquido.	64
3.5. Discretización de la zona de los gases de combustión, con vista isométrica.	65
3.6. Discretización de la zona de los gases de combustión, con vista superior.	65
3.7. Discretización de la zona de los gases de combustión, con vista superior en la zona del quemador.	66
3.8. Discretización de la zona del aluminio líquido, con vista isométrica. .	66
3.9. Conductividad térmica del aluminio líquido.	70
3.10. Densidad del aluminio líquido.	72

3.11. Calor específico del aluminio líquido.	73
3.12. Coeficiente de expansión térmica del aluminio líquido.	73
3.13. Arreglo de refractarios del piso del horno	74
3.14. Arreglo de refractarios en la bóveda	75
3.15. Arreglo de refractarios laterales abajo del nivel del aluminio líquido .	75
3.16. Arreglo de refractarios laterales arriba del nivel del aluminio líquido .	75
3.17. Flujo de gas natural en el horno mantenedor.	78
3.18. Horno sin estructura metálica con especificaciones de entradas y salidas de aire	79
3.19. Contornos de temperaturas en el aluminio (K).	87
3.20. Contornos de temperaturas en los refractarios (K).	88
3.21. Contornos de temperaturas en el aluminio expuesto (K).	88
3.22. Contornos de temperaturas en la interfase del aluminio (K).	88
3.23. Toma de temperaturas con termopares en el baño de aluminio.	89
3.24. Aluminio (m/s).	90
3.25. Aluminio (m/s).	90
3.26. Contornos de flujo de calor de los refractarios (W/m^2).	91
3.27. Contornos de flujo de calor en la zona del aluminio líquido expuesto (W/m^2).	91
3.28. Contornos de temperatura de radiación en la zona de los gases de combustión (K).	92

3.29. Contornos de temperatura de radiación en la zona de los gases de combustión (K).	92
3.30. Contornos de temperatura en los refractarios internos de la cámara de combustión (K).	93
3.31. Contornos de temperatura en la zona de los gases de combustión (K).	93
3.32. Contornos de velocidad en la zona de los gases de combustión (m/s).	94
3.33. Contornos de velocidad en la zona de los gases de combustión (m/s).	94
3.34. Contornos de flujo de calor en los refractarios (W/m^2).	95
3.35. Distribución de la energía con el diagrama de Sankey [9].	96
3.36. Termografía en la compuerta de acceso, zona del reverbero	97
3.37. Termografía en la compuerta de acceso, zona de la compuerta	98
3.38. Termografía en la compuerta de acceso, zona de la chimenea	98
3.39. Termografía en la chimenea del horno mantenedor	99
3.40. Termografía en el interior de la cámara de combustión. Primera toma.	100
3.41. Termografía en el interior de la cámara de combustión. Segunda toma.	100
4.1. Tipos de quemadores para hornos industriales [10].	102
4.2. Medición experimental de la temperatura de la flama del gas natural, a diferentes excesos de aire [10].	103
4.3. Contornos de temperaturas en el zona del aluminio. Capacidad de 3400 kg. Aluminio líquido.	107
4.4. Contornos de temperaturas en el zona del aluminio. Capacidad de 3400 kg. Aluminio sólido.	107

4.5. Contornos de temperaturas en el zona del aluminio. Capacidad de 4250 kg. Aluminio líquido.	108
4.6. Contornos de temperaturas en el zona del aluminio. Capacidad de 4250 kg. Aluminio sólido.	108
4.7. Contornos de temperaturas en el zona del aluminio. Capacidad de 5100 kg. Aluminio líquido.	108
4.8. Contornos de temperaturas en el zona del aluminio. Capacidad de 5100 kg. Aluminio sólido.	109
4.9. Contornos de flujo de calor en los refractarios (W/m^2). Capacidad de 3400 kg. Aluminio líquido.	109
4.10. Contornos de flujo de calor en los refractarios (W/m^2). Capacidad de 3400 kg. Aluminio sólido.	109
4.11. Contornos de flujo de calor en los refractarios (W/m^2). Capacidad de 4250 kg. Aluminio líquido.	110
4.12. Contornos de flujo de calor en los refractarios (W/m^2). Capacidad de 4250 kg. Aluminio sólido.	110
4.13. Contornos de flujo de calor en los refractarios (W/m^2). Capacidad de 5100 kg. Aluminio líquido.	110
4.14. Contornos de flujo de calor en los refractarios (W/m^2). Capacidad de 5100 kg. Aluminio sólido.	111
4.15. Contornos de velocidad en el aluminio líquido (m/s). Capacidad de 3400 kg.	111
4.16. Contornos de velocidad en el aluminio líquido (m/s). Capacidad de 3400 kg. Vectores.	111

4.17. Contornos de velocidad en el aluminio líquido (m/s). Capacidad de 4250 kg. Contornos.	112
4.18. Contornos de velocidad en el aluminio líquido (m/s). Capacidad de 4250 kg. Vectores.	112
4.19. Contornos de velocidad en el aluminio líquido (m/s). Capacidad de 5100 kg. Contornos.	112
4.20. Contornos de velocidad en el aluminio líquido (m/s). Capacidad de 5100 kg. Vectores.	113
4.21. DOE 1 (A1 B1 C1 D1)	114
4.22. DOE 2 (A1 B2 C2 D2)	115
4.23. DOE 3 (A1 B3 C3 D3)	115
4.24. DOE 4 (A2 B1 C2 D3)	115
4.25. DOE 5 (A2 B2 C3 D1)	116
4.26. DOE 6 (A2 B3 C1 D2)	116
4.27. DOE 7 (A3 B1 C3 D2)	116
4.28. DOE 8 (A3 B2 C1 D3)	117
4.29. DOE 9 (A3 B3 C2 D1)	117
4.30. DOE 1 (A1 B1 C1 D1)	118
4.31. DOE 2 (A1 B2 C2 D2)	118
4.32. DOE 3 (A1 B3 C3 D3)	119
4.33. DOE 4 (A2 B1 C2 D3)	119
4.34. DOE 5 (A2 B2 C3 D1)	119

4.35. DOE 6 (A2 B3 C1 D2)	120
4.36. DOE 7 (A3 B1 C3 D2)	120
4.37. DOE 8 (A3 B2 C1 D3)	120
4.38. DOE 9 (A3 B3 C2 D1)	121
4.39. DOE 1 (A1 B1 C1 D1)	121
4.40. DOE 2 (A1 B2 C2 D2)	121
4.41. DOE 3 (A1 B3 C3 D3)	122
4.42. DOE 4 (A2 B1 C2 D3)	122
4.43. DOE 5 (A2 B2 C3 D1)	122
4.44. DOE 6 (A2 B3 C1 D2)	123
4.45. DOE 7 (A3 B1 C3 D2)	123
4.46. DOE 8 (A3 B2 C1 D3)	123
4.47. DOE 9 (A3 B3 C2 D1)	124
4.48. DOE 1 (A1 B1 C1 D1)	125
4.49. DOE 2 (A1 B2 C2 D2)	125
4.50. DOE 3 (A1 B3 C3 D3)	125
4.51. DOE 4 (A2 B1 C2 D3)	126
4.52. DOE 5 (A2 B2 C3 D1)	126
4.53. DOE 6 (A2 B3 C1 D2)	126
4.54. DOE 7 (A3 B1 C3 D2)	127

4.55. DOE 8 (A3 B2 C1 D3)	127
4.56. DOE 9 (A3 B3 C2 D1)	127
5.1. Distribución normal en el DOE.	129
5.2. Distribución normal en el DOE.	130
5.3. Distribución normal.a)Factor A, b)Factor B, c)Factor C y d)Factor D	131
5.4. Razón de respuesta de ruido.	132
5.5. Configuración del DOE con el mejor rendimiento. DOE $A_2B_2C_1D_3$. .	133
5.6. Configuración del DOE con el peor rendimiento. DOE $A_1B_3C_3D_1$. .	133
5.7. Pareto en la variabilidad entre los factores y sus niveles.	134

ÍNDICE DE TABLAS

1.1. Modelos utilizados en simulaciones de hornos industriales.	14
2.1. Energía liberada por el proceso de la combustión	29
2.2. Constantes de la ecuación polinomial.	30
2.3. Constantes de la ecuación de la ley de Sutherland para el aire.	32
2.4. Balance de la cantidad de masa	37
2.5. Balance de la cantidad de movimiento	39
2.6. Tabla de coeficientes de las ecuaciones de gobierno generalizadas.	50
2.7. Tabla de calidades de la malla. [11]	57
2.8. Razones señal de ruido para diferentes tipos de variables de respuesta [12].	58
3.1. Calidad de la discretización del dominio mediante su skewness.	67
3.2. Propiedades termofísicas de los gases de combustión.	69
3.3. Propiedades termofísicas del aluminio.	71
3.4. Propiedades termofísicas de los refractarios.	76
3.5. Cálculo de entrada de energía del quemador.	79

3.6. En la entrada del quemador	80
3.7. En la salida de la chimenea	80
3.8. En la entrada del quemador.	81
3.9. En la salida de la chimenea	82
3.10. Superficie de aluminio expuesta hacia el exterior por radiación	83
3.11. Superficie de aluminio interfaz del análisis del horno superior y el inferior.	84
3.12. Propiedades termofísicas del óxido de aluminio.	84
3.13. Condiciones en las superficies externas del horno.	85
3.14. Criterios de convergencia para los residuales de las ecuaciones de conservación	86
3.15. Distribución de la energía para el horno actual.	96
4.1. Configuraciones de los hornos mantenedores.	105
4.2. Niveles de los factores del diseño de experimentos.	105
4.3. Diseño de experimentos $L_9(3^{4-2})$	106
4.4. Resultados de las simulaciones en la parte inferior.	107
5.1. Diseño de experimentos $L_9(3^{4-2})$	129

NOMENCLATURA

\hat{C}_p	—	Calor específico por unidad de masa molar. [$Jmol^{-1}K^{-1}$]
C_p	—	Calor específico a presión constante. [$Jkg^{-1}K^{-1}$]
C_v	—	Calor específico a volumen constante. [$Jkg^{-1}K^{-1}$]
h	—	Coefficiente de transferencia de calor por convección. [$Wm^{-2}K^{-1}$]
h_e	—	Entalpía. [$Jkg^{-1}K^{-1}$]
g	—	Gravedad. [ms^{-2}]
k	—	Conductividad térmica. [$Wm^{-1}K^{-1}$]
M	—	Peso molecular promedio medio. [$kgmol^{-1}$]
\dot{m}	—	Flujo másico. [$kg s^{-1}$]
P	—	Presión. [Pa]
\dot{Q}	—	Potencia. [W]
q''	—	Flujo de calor. [$W m^{-2}$]
R	—	Constante universal de los gases. [$J K^{-1}mol^{-1}$]
R_a	—	Constante universal de los gases. [$J K^{-1}kg^{-1}$]
S	—	Temperatura de Sutherland. [K]
T	—	Temperatura. [K]
T_0	—	Temperatura de referencia. [K]
u	—	Velocidad. [ms^{-1}]
u_i	—	Energía interna. [$Jkg^{-1}K^{-1}$]
\bar{x}	—	Media aritmética.

Letras Griegas

α	—	Difusividad térmica. [m^2s^{-1}]
β	—	Coefficiente de expansión térmica. [K^{-1}]
Δ	—	Diferencial.
μ	—	Viscosidad dinámica. [$kgm^{-1}s^{-1}$]
μ_0	—	Viscosidad dinámica de referencia. [$kgm^{-1}s^{-1}$]
ν	—	Difusividad viscosa o viscosidad cinemática. [m^2s^{-1}]
ho	—	Densidad. [$kg\ m^{-3}$]
v	—	Volumen específico. [m^3kg^{-1}]
τ	—	Esfuerzo cortante. [Nm^{-2}]
θ	—	Coefficiente de uniformidad de temperatura [$m\ K^{-1}$].
θ_{max}	—	Ángulo máximo. [$^\circ$]
θ_e	—	Ángulo ideal segun su geometría. [$^\circ$]
θ_{min}	—	Ángulo mínimo. [$^\circ$]
σ	—	Desviación estándar.

Acrónimos

CFD	—	Dinámica de fluidos computacional
Gr	—	Número de Grashof
Ec	—	Número de Eckert
Nu	—	Número de Nusselt
PCI	—	Poder Calorifico Inferior
PCS	—	Poder Calorifico Superior
Pr	—	Número de Prandtl
Re	—	Número de Reynolds

AGRADECIMIENTOS

Primero que nada quiero agradecerle este trabajo a DIOS, quien me dio la oportunidad de obtener los recursos de poder realizar este sueño.

A mi madre Margarita Ramírez Vázquez. A mis hermanos: Servando Juárez Ramírez, Luisa Margarita Juárez Ramírez. Y a mi novia Ana Cecilia Pérez Esquivel. Por todo el apoyo, respaldo, ánimo y amor que genero la unión familiar que ha prevalecido durante por toda mi vida. De la misma forma agradecer por toda las enseñanzas y armonía que mi padre Servando Juarez Lozano, dejo marcada en nuestra familia y siendo un orgullo para él.

Al Dr. Simón Martínez Martínez, mi tutor. Por darme todo el apoyo y confianza para la realización de mi tesis, así como todas sus enseñanzas y experiencia en el campo de estudio a largo de mi estancia en la maestría. Al Dr. Fausto Alejandro Sánchez Cruz por su labor como coordinador del programa de maestría, por todas sus enseñanzas como profesor y por el apoyo brindado durante todo el tiempo durante la maestría.

A mis profesores Dr. Santos Méndez Díaz, Dr. Arturo Morales Fuentes, M.C. Jaime Armendáriz Velázquez, Dr. Max Salvador Hernández, M.C. Raymundo Said Zamora, Dr. Oscar de la Garza de León, y M.C. Miguel García Yera. Por su paciencia, enseñanzas y apoyo para la realización de la maestría, tanto dentro como fuera del aula.

A todos mis compañeros de la maestría por todas las experiencias que compar-

timos, sus aportaciones y apoyo incondicional. Sobre todo a los M.C. Hugo Ramírez y M.C. Carlos Uder, quienes me apoyaron y me guiaron en el desarrollo de esta tesis.

También quiero agradecer que el presente proyecto ha sido sustentado y estimulada a través del Proyecto de Investigación e Innovación Tecnológica beneficiada por el Programa de Colaboración Bilateral México – España. Registro 192159 CONACyT – Centro de Desarrollo Tecnológico Industrial (CDTI España). Nemark S.A. de C.V. – UANL – TECNALIA RESEARCH & INNOVATION – INSERTEC.

A la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica por el apoyo brindado a lo largo de este programa académico, especialmente al Grupo de Energías Térmica y Renovable (GETR) por permitirme participar en los distintos proyectos realizados que me ayudaron a complementar mi aprendizaje durante la maestría.

Al CONACyT, por el apoyo otorgado a través de la beca con clave 571335 que me brindó a partir del 1 de Enero de 2014 hasta el 31 de Diciembre de 2015, para realizar mis estudios de maestría.

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1.1 MOTIVACIÓN

Debido a los cambios climáticos a nivel mundial se crearon reformas y planes para la sustentabilidad con el medio ambiente. Utilizando los recursos naturales con su mayor aprovechamiento, al reforzar la rectoría del estado como propietario del petróleo y gas, y como regulador de la industria de hidrocarburos.

Las industrias siempre están en busca del aprovechamiento máximo de sus recursos, con la finalidad de optimizar éstos y tener el mínimo costo posible, provocando con esto a su vez, una disminución de los niveles de contaminación emitidos durante el proceso.

Uno de los recursos naturales no renovable, y más utilizado en el mundo es el gas natural. El cual es combustible fósil constituido principalmente de hidrocarburos gaseosos de bajo carbono, los que incluyen metano (CH_4), etano (C_2H_6), propano (C_3H_8) y butano (C_4H_{10}). El uso del gas natural genera contaminación ambiental debido a la reacción química de sus compuestos, y la cual debe de la combustión reducirse en deterioro ambiental.

En la actualidad, la producción de energía a partir del gas natural a nivel

mundial, es de 119,481 PJ, constituyendo el 21.2% [13] en el año 2012. En México, la producción fue de 2,045.61 PJ siendo el 22.68 % [13]. Por otro lado, el gas seco es el combustible más utilizado en la industria, aportando el 36.8%, el cual corresponde al 593.18 PJ. En el sector de la fabricación de automóviles y camiones, se tiene un porcentaje de 13.98 % del total de la energía suministrada para el sector industrial. En el cual el 33.9% es gas seco [13].

Según IAI (International Aluminium Institute, por sus siglas en inglés), gran parte de la energía producida es utilizada para la producción del aluminio. En la gráfica 1.1 se muestra el consumo de energía requerida para la producción de aluminio, teniendo un incremento sustancial a partir del año 2010 [1].

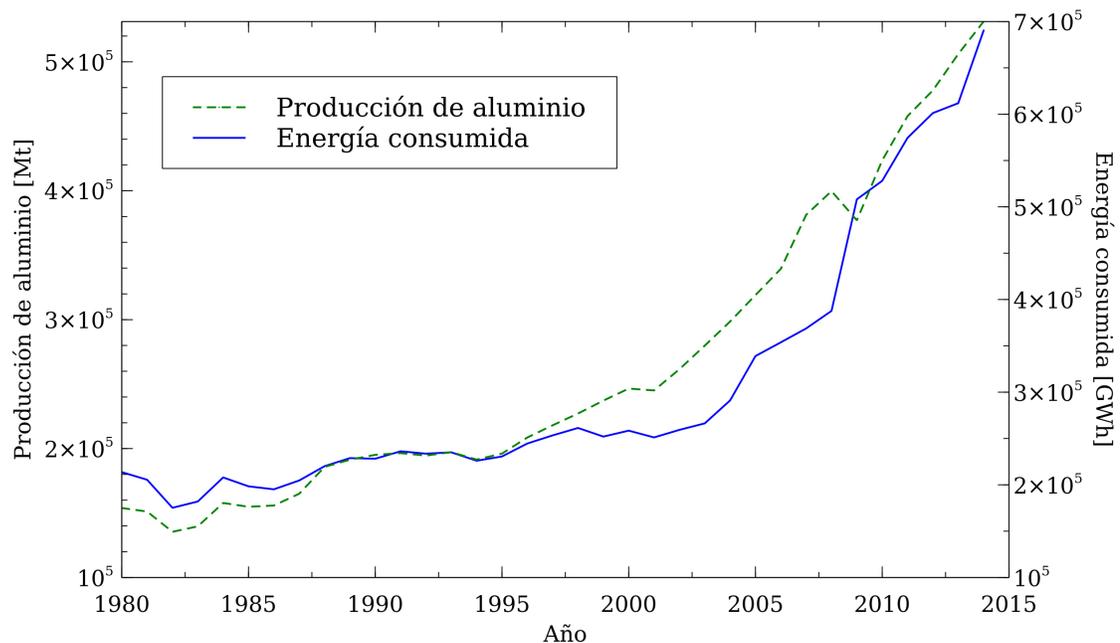


Figura 1.1: Energía consumida para la producción de aluminio [1].

La producción de aluminio se clasifica en dos tipos:

- Primario. Aluminio que es producido a partir de alúmina pura sin material de reciclado.

- Secundario. Aluminio tratado a partir de los residuos de aluminio o de aleaciones.

El crecimiento de la producción de aluminio secundario está basado en el consumo de energía requerida para su producción. Además de esto, el aluminio puro tiene poca utilidad y sus aleaciones son las que le dan gran variedad de cambios en las propiedades físicas que incrementan su utilidad.

En la figura 1.2, se puede observar la diferencia del consumo de energía para la producción de aluminio primario y secundario. Esta claro que la energía primaria lleva su mayor consumo en el proceso de Hall-Heroult, el cual a través de la electrólisis requiere más del 50 % de la energía utilizada, se estima un ahorro en el consumo de la producción primaria con la secundaria de aproximadamente un 93 % [2].

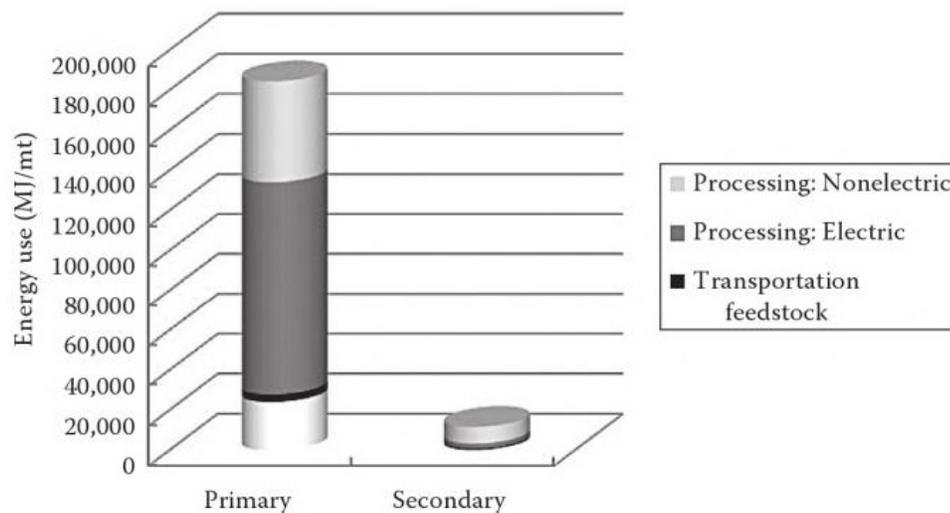


Figura 1.2: Energía requerida para la producción de una tonelada de aluminio primario y secundario [2].

1.1.1 LA IMPORTANCIA DEL ALUMINIO

El aluminio es el segundo metal más abundante en la tierra, dicho metal se encuentra en su mayoría en forma de sustancia de óxido hidratado conocido como bauxita, este material no tiene mucha utilización si no hasta el siglo XX, donde se patentaron métodos químicos de la obtención del aluminio a partir de la bauxita mineral primario, que son óxidos hidratados de aluminio, en su particularidad la alúmina, óxido de aluminio Al_2O_3 [2]. El aluminio por sus propiedades físicas, ha venido sustituyendo a otros materiales para su uso. Sin embargo, su aplicación se dio hasta finales del siglo XIX, cuando se encontraron formas de producir [2].

Algunas propiedades físicas del aluminio que ofrecen ventajas sobre otros materiales son:

1. Buena fluidez. Propiedad importante para la inyección en moldes.
2. Bajo punto de fusión. Con un punto de fusión de $660^{\circ}C$.
3. Baja densidad. Son más manejables en la industria.
4. Buena conductividad térmica. Lo cual indica que se requiere menos calor y tiempo para su calentamiento.
5. Buena estabilidad química.
6. Buen comportamiento en el acabado.
7. Alta conductividad eléctrica. Esto es importante para su separación del reciclado.
8. Resistencia a la corrosión.

Debido a sus propiedades, el aluminio es utilizado en marcos de ventana, latas de refrescos, cables de electricidad, partes del automóviles, empaques, aparatos de

ejercicio, aparatos electrónicos, etc. En la figura 1.3, se muestran los porcentajes del aluminio según el sector industrial y su aplicación [2].

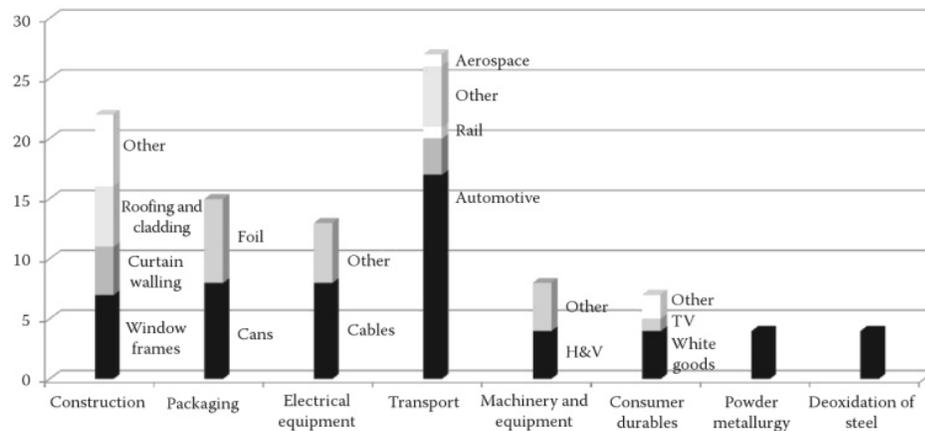


Figura 1.3: Aplicación del aluminio [2].

Como se ha mencionado, el aluminio es el segundo metal más abundante en el tierra, sin embargo, se requiere de dos procesos para la obtención del mismo. El primer proceso comprende el transformar la bauxita en alúmina, a este proceso se le conoce como proceso de Bayer, ver figura 1.4 [3], el cual fue patentado por Karl J. Bayer en 1894 [14], este proceso consiste en:

1. Molienda. La bauxita es mezclada con sosa cáustica para luego ser precipitado.
2. Desilicación. Es la separación del sílice (óxido de silicio).
3. Digestión. Proceso alcalino donde se obtiene una sustancia sobresaturada de aluminato.
4. Clarificación. Al tener una sustancia con aluminato y residuos de bauxita se requiere de un proceso de separación.
5. Precipitación. A través de la cristalización del aluminato se obtiene el trihidróxido de aluminio.

6. Clasificación. Separación de los cristales formados por el proceso anterior. Los cristales grandes son llevados a la calcinación.
7. Calcinación. Proceso donde se elimina la humedad en el trihidróxido de aluminio para obtener la alúmina pura.

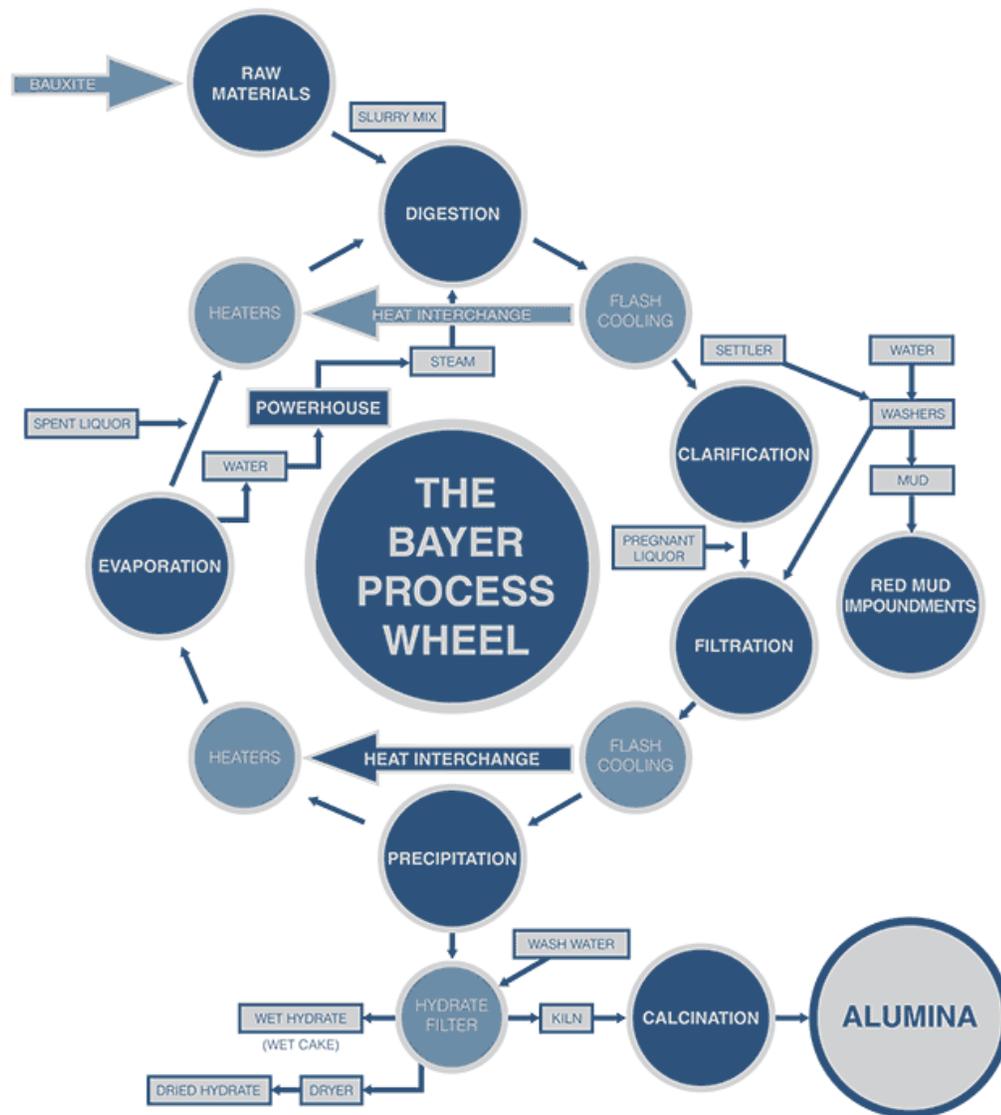


Figura 1.4: Proceso de la obtención de la alúmina [3].

El segundo proceso es la transformación de alúmina en aluminio puro. A este proceso químico, que fue patentado en 1886 por M. Hall Charles [15]. Los pasos para su obtención son:

1. Disolución de alúmina en un baño de fluoruro de aluminio y un metal más electro positivo que el aluminio, por esta razón sólo se escoge el sodio y el potasio.
2. Flujo de corriente eléctrica en la masa fundida de alúmina para la formación de fluoruro de aluminio y de potasio. La alúmina tiene que estar fundida o disuelta para poder separar el aluminio.
3. Se agrega el solvente de criolita, Na_3AlF_6 .
4. El aluminio actúa como cátodo de la solución. Mientras que el tanque de hierro con recubrimiento de carbón actúa como ánodo.
5. La criolita se funde en el tanque, después de un tiempo cuando está en forma líquida se añade la alúmina. Se aplica corriente, por lo que el aluminio se deposita en las paredes y en el fondo como el cátodo. El oxígeno se forma con el ánodo para formar el CO_2 .
6. El paso de la corriente eléctrica deberá ser suficiente para mantener de forma líquida la criolita, la cual tiene un punto de fusión alrededor de $1000^{\circ}C$.
7. Para refinar el aluminio es necesario el proceso de la electrólisis para mantener su pureza.

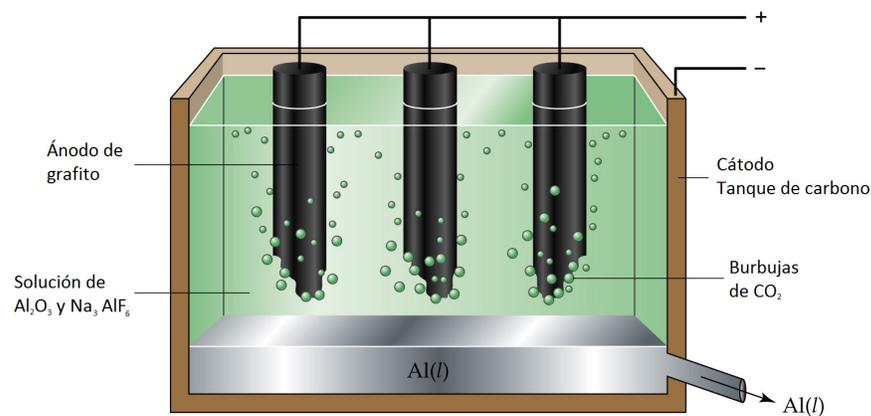


Figura 1.5: Proceso de electrólisis para la obtención del aluminio.

El estudio del uso eficiente del gas natural en los hornos industriales es de gran importancia, por lo que los procesos deberán perfeccionarse. Es una de las áreas de interés en el estudio de los hornos, en el cual son requeridos para el reciclado, fundición y moldeo de los metales.

1.1.2 PROCESO DEL RECICLADO DEL ALUMINIO

La figura 1.6 muestra una comparación del uso del aluminio a nivel mundial, así como su ciclo de vida. Esto muestra la durabilidad del aluminio en los productos de la vida cotidiana y su importancia en su reciclado.

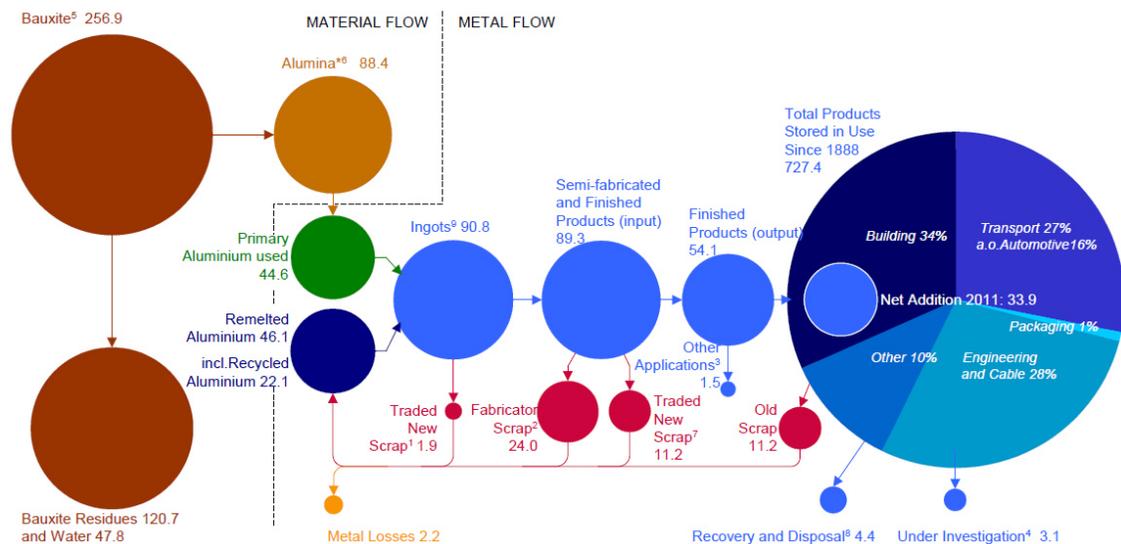


Figura 1.6: Comparación del uso del aluminio [1].

Es claro ver el crecimiento del uso del aluminio, y es posible en un futuro, cuando el proceso del reciclaje sea más controlable el no depender de la producción del aluminio primario y sólo del secundario, ahorrando energía considerable por los procesos de obtención.

Es fácil entender que el reciclado del aluminio conlleva a un alto consumo energético y, esto a su vez a la contaminación del planeta, pero se tiene que entender

que el verdadero aprovechamiento del aluminio se genera a través de la vida útil de los productos terminados. Por ejemplo, las partes de aluminio en los aviones son aprovechadas no sólo por su alto porcentaje de reciclaje sino por que la vida útil del aluminio es alrededor de 30 años, mientras que en las bebidas enlatas tienen una vida útil menor a un año.

1.2 ESTUDIO DEL ESTADO DEL ARTE DE LOS HORNOS INDUSTRIALES

En la literatura se encuentra gran cantidad de información acerca de la simulación y optimización de los hornos industriales.

Wang [16] optimizó un horno de fundición de aluminio a través de un diseño de experimentos (DOE, por sus siglas en inglés) sus parámetros son: ángulo vertical del quemador (a), altura del quemador (b), flujo de gas secundario (c), número de agitación (d), ángulo horizontal entre los quemadores (e), temperatura del aire precalentada (f), flujo de gas natural (g) y relación de aire combustible (h). Los criterios de evaluación son: la minimización de la desviación estándar de la temperatura del aluminio (Y_1), el tiempo de fundición (Y_2), y la desviación estándar de la temperatura del horno (Y_3). Utilizando un diseño ortogonal L_{27} (3^8).

La simulación del horno de diseño cilíndrico con las siguientes consideraciones: Modelo de flujo turbulento estándar $\kappa - \epsilon$, con la hipótesis de bousinessq, para la combustión utilizaron un modelo de Eddy dissipation combustion con un modelo de reacciones de especies, para 4 reacciones a través del modelo de Arrhenius, para la radiación utilizaron un modelo P-1, asumiendo un coeficiente de absorción con una suma de pesos ponderados de gases grises. Para el cambio de fase utilizaron una ecuación de energía considerando la fracción líquida, el calor latente, el calor específico, densidad y conductividad térmica, esto a través de un UDF (user define function, por sus siglas en inglés).

Nai [17] aborda la importancia de la uniformidad de la temperatura del horno, debido a un incremento del crecimiento en los granos y desperdicio. Comenta sobre varios estudios realizados en el análisis en los hornos de aluminio, y da una explicación de los modelos utilizados, además, hace énfasis en la importancia de la simulación del horno considerando el aluminio fundido, ya que ésta es la información que permite la uniformidad de la temperatura en el aluminio.

Para el modelado de la turbulencia en los gases de la combustión, se ha encontrado una buena aproximación con el modelo de dos ecuaciones $\kappa - \epsilon$, pero en cuanto a los modelos de radiación sigue sin ser claro su metodología. Algunos autores sugieren los modelos de P1 por su rapidez de computo y bajo consumo en la capacidad computacional. Por otro lado, se han utilizado un modelo de DO (discrete ordinates por sus siglas en inglés).

En su estudio, un horno rectangular de reverbero con una capacidad aproximada de 68 toneladas, utiliza dos quemadores y una chimenea, los quemadores están direccionados con un ángulo vertical de 10° hacia el aluminio fundido y a una altura de 1.38 m del límite del aluminio, además los quemadores entre si están direccionados con un ángulo horizontal de 70° .

Las ecuaciones de gobierno analizadas fueron: conservación de la cantidad de masa, conservación de la cantidad de movimiento con un flujo en régimen turbulento, utilizando el modelo de $\kappa - \epsilon$, la conservación de energía, modelo de radiación P-1, la conservación de especies a través de un modelo de Arrhenius y Magnussen, sin embargo, no especifican las especies utilizadas.

Las consideraciones utilizadas fueron no deslizamiento en las paredes, las paredes fueron consideradas no adiabáticas y se calculó un coeficiente de transferencia de calor de radiación y convección con una emisividad de 0.8. Concluyeron que existe un alto gradiente de temperatura en el aluminio fundido, alrededor de 240 K, y que es necesario la utilización de agitadores para la uniformidad del aluminio. También con sus experimentos dieron a conocer que un exceso de aire, entre, 20 y 30 % es lo más

eficiente, al igual que un precalentamiento en el aire de entrada, ya que incrementa la temperatura del aluminio y reduce las emisiones de NOx.

Wang [18] hizo de nuevo estudios utilizando nuevas ideas de optimización a través de la metodología de respuesta de superficie (RSM por sus siglas en inglés) y diseño uniforme. Utilizando un diseño de dos factores en dos variables en la posición del flujo de gas natural y el porcentaje de oxígeno. Junto con un diseño de cinco factores en nueve variables de precalentamiento del aire, velocidad del gas, altura del quemador, ángulo vertical, espacio entre los quemadores, razón de radio-altura en los quemadores, razón de carga en el quemador y relación aire combustible. Las ecuaciones de gobierno de estudio fueron conservación de masa, conservación de cantidad de movimiento, con un modelo turbulencia con el modelo $\kappa - \epsilon$, conservación de especies utilizando modelos de Arrhenius y Magnussen. Para la radiación utilizaron un modelo de DTRM (discrete transfer radiation model, por sus siglas en inglés), ya que es un modelo simple de introducir y tiene una buena aproximación, considerando que el coeficiente de scattering es relativamente pequeño comparado con la absorción y la emisión y, que los gases radiantes son grises.

Algunas consideraciones importantes fueron: la velocidad del aluminio es muy baja y el aluminio lo consideraron estancado, la convección natural podría no ser considerada, que las reacciones ocurridas en la interfase del aluminio con los gases de la combustión se omiten y sólo analizan la transferencia de calor por radiación y convección.

Para el control de la temperatura utilizan un encendido y apagado de los quemadores, los cuales dependiendo del rango de temperaturas del aluminio, se encenderá o se apagarán. Especificaron la calidad de la distribución de la temperatura como:

$$\theta = \frac{\left(1 - \frac{\sigma}{\bar{x}}\right) L_c}{\Delta T_{max}} \quad (1.1)$$

Donde: θ es el coeficiente de uniformidad de temperatura, σ es la desviación estándar, \bar{x} es la media aritmética, ΔT_{max} es el diferencial máximo de temperatura y L_c es la longitud característica (para este estudio se considero la relación volumen entre área).

A mayor porcentaje, mejor distribución y menor generación de gradientes de temperaturas. Señalan que la relación aire combustible y el ángulo vertical del quemador son los factores más importantes en las alteraciones del estudio del horno mantenedor. Basan un proceso de calentamiento en el cual la calidad de la temperatura decrece seguido de un periodo oscilante y luego decrece.

Aún cuando el tema de estudio no esté enfocado en la fusión de los metales, es importante conocer la metodología utilizada para su calentamiento. Carmona y Cortés [19] presentan 5 metodologías del calentamiento del metal mediante simulaciones en la fundición de aluminio en hornos. Para el caso de la radiación utiliza el modelo de S2S (Surface to Surface). También llega a utilizar la transferencia con pura difusividad y conducción.

Carmona [19] también estudio los hornos mantenedores calentando por resistencias eléctricas. Su estudio lo dividió en dos partes, una con el dominio completo y otro con un cuarto del dominio, comprobó a través de termopares el análisis de estudio. Aunque tuvo diferencias significativas en las velocidades del aluminio con respecto a la simulaciones de un cuarto a dominio completo, demostró que el balance térmico era aplicable a su diseño, el cual comprobó mediante toma de temperaturas en zonas específicas en las paredes del horno.

Zhang [20] utilizó un análisis con un refractario poroso con un purgado de gas, con el cual incremento la eficiencia del horno, consideró una temperatura constante y condición de no deslizamiento en la superficie de la interfase. Concluyó que algunas consideraciones como: temperatura de la entrada del aire, así como la relación aire combustible se ven afectadas en el comportamiento del horno. En el caso de la temperatura, ésta mejora consiguiendo mayor temperatura mientras que en el exceso

de aire el flujo de calor disminuye.

Wang [21] realizó una simulación en un horno mantenedor con el cual programó una secuencia de operaciones de encendido y apagado de los quemadores, según la temperatura promedio del aluminio, esto con el fin de reducir la energía utilizada. Al igual, determinó la calidad de temperatura, también menciona la gran cantidad de transferencia de calor transferida a través de radiación, y que es un parámetro a considerar, se especifica que una recirculación de los gases calientes en la zona de la cámara de combustión, se genera una mayor transferencia de calor y además, una uniformidad en la temperatura promedio del aluminio.

En algunos experimentos de análisis de combustión por parte de Tianxiang Li [22], realizados en hornos reverberos, incluyendo un balance de energía y utilizando las entalpías de formación con principales reactivos y productos de la combustión, determinó que alrededor del 50 % de las pérdidas de calor se generaban de los gases de la chimenea. Inada [23], propuso un control del flujo de gas en función de la presión y el volumen en el horno. Juárez [24], muestra un modelado de un horno con agitadores y compara el tiempo en el cual las sales que son utilizadas para la aleaciones de aluminio son requeridas. Pauty [25], expone como son las velocidades del aluminio en el proceso del vaciado, hace una simulación comparándolo con un modelado de agua.

Para los modelos de la radiación Habibi [26], estudió el comportamiento de algunos modelos de radiación utilizados en los hornos industriales, en su análisis estudio el modelo del horno utilizado para la simulación de las especies, fue un eddy dissipation, para el flujo turbulento un modelo de $\kappa - \epsilon$ renormalizado (RNG) y, para el comportamiento de la radiación calculó el modelo de las sumas de los pesos de los gases grises (WSGGM) utilizando los siguientes modelos de radiación: sin modelo de radiación (1), Rosseland (2), P1 (3) y OD (4).

Se concluye que el modelo de Rosseland no es efectivo en zonas cercanas a los quemadores, ya que hay una aceleración en el proceso de las reacciones químicas.

cas y que las temperaturas de la flama tienen una gran discrepancia en los datos experimentales.

Hace énfasis al uso de un modelo de radiación debido a las grandes cantidades de flujos de calor por radiación, recomendando el uso de los modelos de P1 y OD por su aproximación a los datos experimentales.

En la siguiente (tabla 1.1), se muestra los modelos utilizados en el estudio de los hornos industriales.

Tabla 1.1: Modelos utilizados en simulaciones de hornos industriales.

Referencia	Turbulencia	Energía de suministro	Radiación
Zhou [17]	$\kappa - \epsilon$	Arrhenius y Magnussen	P1
Wang [21]	$\kappa - \epsilon$	Non Premixed Combustion	DTRM
Zhang [20]	$\kappa - \epsilon$	Eddy dissipation	P1
Wang [16]	$\kappa - \epsilon$	Eddy dissipation y arrhenius	P1
Habibi [26]	$\kappa - \epsilon$ (RNG)	Eddy dissipation	Sin radiación, Rosseland, OD y P1
Carmona [19]	NA	Resistencia eléctricas	S2S
Keramida [27]	$\kappa - \epsilon$	Eddy dissipation	Sin radiación, OD y six flux model
Ramírez [28]	NA	Energía con flujo de calor	OD

Para estudios experimentales Belt [29] [30], recopiló datos experimentales de la distribución de la energía en hornos de aluminio de diferentes tipos. Menciona que uno de los desperdicios más grandes es la utilización del horno a baja capacidad, dictando que se debe regular la producción según la demanda del aluminio, así mismo

las capacidades del horno, y que ésta tiende a una función hiperbólica, recomendando que los hornos deberán como mínimo, estar al 80 % de su capacidad nominal. En otros estudios, indica algunas mejoras al usar hornos con doble sección de fundición y de mantenedor, y como es su reducción de energía [31], también menciona que los hornos de fundición tienen un tiempo en el cual su variación es despreciable, por lo que la energía aumenta después de este tiempo crítico de fundición, mostrando que con un flujo de gas menor hay menores pérdidas, pero el tiempo de fundición es mayor, y conforme el flujo aumenta, el tiempo decrece y las pérdidas aumentan.

White [32], plasma que las creencias de las nuevas tecnologías implementadas en los hornos industriales permiten tener una reflexión de cuando poder utilizar cada una de estas tecnologías, entre ellas: recuperadores, regeneradores, filtración en las puertas, control de temperatura dentro de la cámara de la combustión, análisis de gases en la entrada al horno como en la salida, errores en el uso de termopares, uso de oxy-fuel, y usos de bombas de re-circulación, menciona que hasta el momento lo más óptimo es el uso de los recuperadores y regeneradores, éstos últimos siempre y cuando se tenga contemplado su mantenimiento, así mismo hace un referencia al control y análisis del horno.

1.3 OBJETIVOS

Analizar, comparar y demostrar que diferentes configuraciones geométricas en el diseño de un horno mantenedor, así como algunas consideraciones de uso pueden beneficiar el rendimiento del consumo de energía para la producción de aluminio.

1.3.1 OBJETIVOS PARTICULARES

- Ajustar el funcionamiento del horno actual, vinculando datos experimentales con el análisis numérico.

- Calcular el funcionamiento del horno en estado permanente con un sumidero calor, efectuar una simulación del comportamiento del horno idealizado para analizar sus pérdidas.
- Realización de un diseño de experimentos para validar la configuración óptima.

El análisis termofluidodinámico del horno se conseguirá con la implementación de modelos en los fenómenos de transporte que rigen el comportamiento. Estos modelos serán desarrollados mediante técnicas computacionales Computational Fluid Dynamics (CFD, por sus siglas en inglés). El modelado de la combustión se representará mediante un balance de entalpías de formación de los principales compuestos del fenómeno de la combustión.

1.4 HIPÓTESIS

Es posible demostrar que algunas configuraciones geométricas en el horno mantenedor pueden optimizar el uso de la energía, las cuales son:

- Zonas expuestas a radiación, y al exterior, son causa de grandes cantidades de pérdidas de calor.
- Disminución de volúmenes en la entrada y salida del horno. Con el objetivo de que tenga mayor área y volumen con una entrada de calor, mayor en la interfaz del aluminio fundido y, los gases de la combustión.
- Alejamiento de la chimenea del quemador para que se aproveche al máximo la energía liberada por la combustión, así como la disminución de las pérdidas en la salida de la chimenea.
- Configuraciones en el diseño del quemador. Como lo son: ángulos de penetración, diámetro y área del quemador, velocidad.
- Relación aire-combustible.

1.5 DESGLOSE DEL TRABAJO

El presente trabajo está dividido en 6 Capítulos, los cuales son:

Capítulo 1. Se presentó la importancia del estudio de la eficiencia energética del proceso del aluminio, así como, una breve introducción a los estudios de actualidad y, como estos son de referencia para este estudio. Enseguida se indican los objetivos y la hipótesis del mismo.

Capítulo 2. Hace énfasis al conocimiento primordial para este estudio y comprensión del comportamiento de los fenómenos que se llevan a cabo en el horno mantenedor.

Capítulo 3. Se presenta el diseño, la metodología y las condiciones de operación del horno mantenedor para la realización de las simulaciones numéricas. Además, se presentan datos experimentales con el fin de demostrar la aproximación de las simulaciones con los resultados del horno actual.

Capítulo 4. Se expone un diseño de experimentos que permite identificar y cuantificar las causas efectuadas por la alteración de algunas factores en el horno mantenedor.

Capítulo 5. Se determinan las causas efectuadas por las alteraciones de los factores, así como su interpretación en el campo de la industria, haciendo énfasis a la aplicación de la vida cotidiana.

Capítulo 6. Se describen algunas características, variables y/o parámetros, los cuales permiten determinar con mayor precisión los fenómenos en los hornos. Al igual, se hace una consideración para la realización de estudios futuros que lograrían presentar una amplia gama de conocimientos a la industria de los hornos industriales.

CAPÍTULO 2

ESTUDIO Y ANÁLISIS CONCEPTUAL

2.1 HORNOS INDUSTRIALES

Los hornos han existido por muchos años y han evolucionado con el paso del tiempo. Existen una gran variedad de clasificaciones; se pueden clasificar según el recurso de calentamiento, continuo o de lote, tipo de combustible, tipo de recirculación, fuego directo o indirecto, operación, recuperadores, etc. [33].

La selección del horno depende de las necesidades, estas pueden ser tamaño, demanda de carga, función, cantidades de cámaras de combustión, entre otras. Este estudio está enfocado en hornos mantenedores y de fundición de aluminio. La clasificación principal de los hornos es por la fuente de calor, la cual es dividida en dos grandes grupos: calentamiento eléctrico y calentamiento por combustible. Aunque hay hornos híbridos donde se presentan los dos tipos de calentamiento [34].

La figura 2.1 muestra un diagrama de la clasificación de los hornos según su fuente de energía, con los subgrupos de cada categoría. Esta clasificación no engloba todos los tipos de hornos, pero muestras los más utilizados.

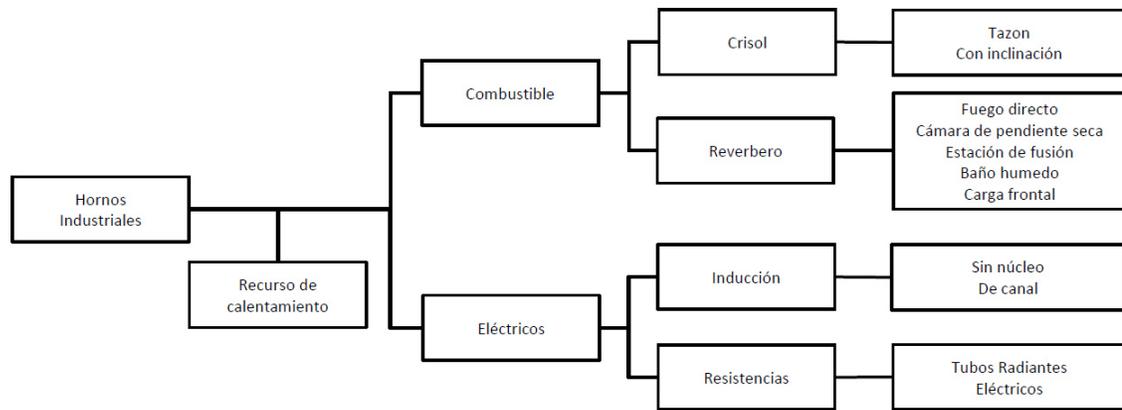


Figura 2.1: Clasificación de los hornos industriales.

2.1.1 HORNOS CON CALENTAMIENTO MEDIANTE COMBUSTIBLE

Los combustibles pueden ser de tres tipos: sólidos, líquidos y gaseosos. Por lo general el combustible utilizado para el calentamiento de los hornos es gaseoso, como es el caso del gas natural, aunque por los gasto y las variaciones en el precio, muchas empresas se han visto en la necesidad de utilizar un sistemas dúplex, una de las ventajas que muestran los combustibles gaseosos en comparación con los sólidos y líquidos, son la atomización y la eliminación de los residuos de la combustión por una chimenea. A continuación se mencionan algunos tipos de hornos comúnmente utilizados.

2.1.1.1 HORNOS DE CÚPULAS

Los hornos de crisol tiene la distinción de que son cúpulas en las cuales se calienta el aluminio y tiene un proceso de lote. Los tipos de hornos de crisol son:

- Tazón. El aluminio es removido por un crisol.
- Inclinación. El aluminio es vertido.

- Removible. La cúpula es usado como crisol.

2.1.1.2 HORNOS REVERBEROS

Los hornos reverberos son estacionarios y por lo general ocupan de cucharones o crisoles para el llenado y vaciado del aluminio, aunque puede haber otras formas para dicho proceso. A continuación se enlistan características de los hornos reverberos, los cuales no son independientes, sino pueden ser combinaciones. Las principales características de los hornos reverberos son:

- Fuego directo o indirecto
- Estación de fusión
- Cámara de pendiente seca
- Baño húmedo
- Ubicación de la carga

Brown [4] patentó el diseño de un horno mantenedor calentado por combustible, ver figura 2.2.

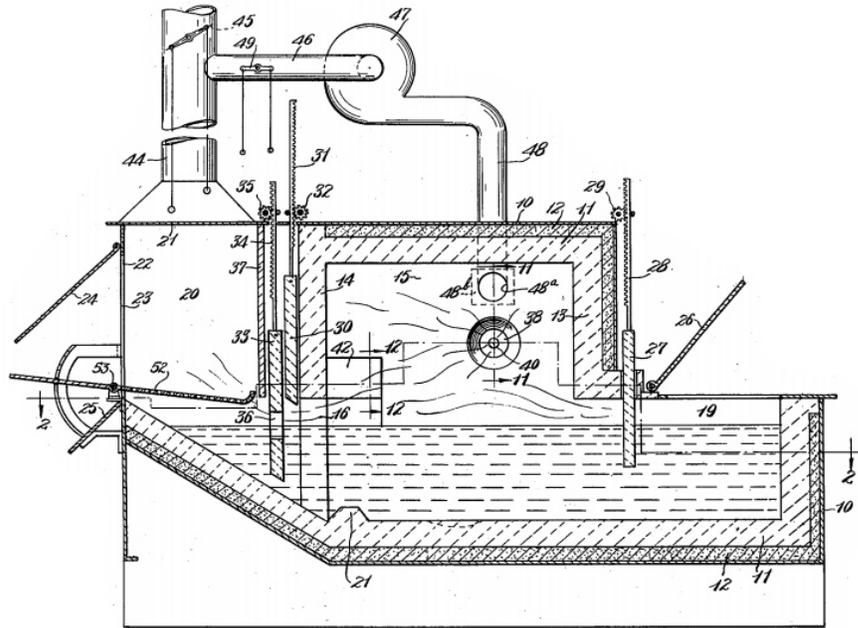


Figura 2.2: Horno reverbero de fundición y mantenedor [4].

2.1.2 HORNOS ELÉCTRICOS

Los hornos eléctricos son utilizados para la producción en pequeñas cantidades, estos a su vez son estacionarios y por lo general solo tienen una cámara simple de calentamiento. Si bien, el calentamiento a través de corriente eléctrica es más eficiente y su mantenimiento es menor, estos generan un mayor costo de producción por el costo de la electricidad en relación al uso de combustibles [35].

2.1.2.1 HORNOS ELÉCTRICOS DE INDUCCIÓN

El horno eléctrico de inducción funciona bajo las las corrientes de Eddy, las cuales son generadas por la corriente pasando a través de un campo magnético. Se tienen dos clasificaciones:

- De canal. Tiene un contacto indirecto y tiene un canal que envuelve la bobina y a sus alrededores, ésta cubierto de refractarios generando movimiento.
- Sin núcleo. La bobina encierra el material a fundir, y el aluminio fundido tiene un movimiento por calentamiento a sus alrededores.

2.1.2.2 HORNOS ELÉCTRICOS DE RESISTENCIA ELÉCTRICA

El horno eléctrico de resistencia eléctrica funciona en base al principio del calentamiento generado por el paso de los electrones en un cable, estos hornos por lo general son de poca capacidad, pero excelentes ya que no requieren de agitadores ni recuperadores. Los tipos de hornos de resistencias comúnmente utilizadas son:

- Tubos Radiantes: estos generan ondas infrarrojas generando energía de radiación tratando de ahorrar el máximo de energía posible.
- Electrodo: son de resistencia sumergida en el reverbero de aluminio, el cual es calentado por convección a través del líquido.

2.1.3 CONSIDERACIONES PARA EL MANTENIMIENTO DE ALUMINIO LÍQUIDO

En los hornos mantenedores existen algunas prácticas, las cuales son benéficas para la calidad del aluminio y la conservación del horno.

1. Elevadas temperaturas, el aluminio se mezcla rápidamente con el oxígeno, formando óxidos y, durante dicha temperatura la cantidad de óxidos incrementa con la temperatura. Además, la agitación del metal líquido puede evitar mantener el aluminio sin formación de óxidos.

2. El uso de la flama directa presenta un elevado riesgo para su implementación, ya que la humedad del vapor de agua producida por la combustión forma incrustaciones de gotas de hidrógeno en la solidificación del aluminio líquido.
3. Uno de los problemas generados en los hornos de reverbero es la formación de una fuerte capa de óxidos, desarrollados en el refractario conocido como belly-band. Esta línea reacciona rápidamente en los refractarios formando porosidades, permitiendo que el metal líquido pueda migrar al refractario formando corundium, desgastando la vida útil de los refractarios. La limpieza y el mantenimiento de los hornos tienen la finalidad de remover dicha capa de óxidos, como una medida preventiva para la mejora de la vida útil de los refractarios y asegurar la calidad de la fundición del aluminio.
4. Se requiere de un análisis de las propiedades del aluminio, con el fin de conservar las propiedades de la aleación. La calidad del aluminio puede ser medida a través de un espectrómetro.
5. Los elementos más utilizados para la aleación del aluminio son; magnesio, níquel, silicón, titanio, cromo y cobre, etc. Los cuales pueden formar óxidos en los refractarios internos en la bóveda del horno.
6. El parámetro de tiempo debe de ser considerado, para una uniforme aleación. El rango de tiempo, deberá ser entre 30 a 60 minutos, para poder obtener una correcta composición en la aleación [36].
7. A elevadas temperaturas y tiempos prolongados de mantenimiento en el horno, ocasionan granos de gran tamaño perjudicando las propiedades mecánicas del aluminio, la temperatura nunca deberá de exceder de los 760°C , ya que esto ocasionará un incremento en la absorción del gas y la formación de escoria. La única opción de aplicar altas temperaturas y flama directa sobre el aluminio es para incrementar la demanda de aluminio fundido.

2.1.4 EFICIENCIA EN HORNOS INDUSTRIALES

Para cualquier horno, se considera una eficiencia de la combustión o eficiencia del combustible como del 100 % menos la suma de todas las pérdidas generadas por el horno. Esto se representa mediante la ecuación 2.1.

$$Eficiencia (\%) = \left(\frac{Entrada\ neta - Total\ de\ pérdidas}{Entrada\ neta} \right) \times 100 \quad (2.1)$$

Las pérdidas de energía se presentan por lo general en: las paredes, chimenea, energía utilizada para la transformación de los subproductos de la combustión y almacenado de energía en las paredes.

La figura 2.3 muestra la distribución de la energía en un horno, conocido como el diagrama de Sankey. Las posibles variaciones que presentan dicho diagrama depende de algunos equipos como por ejemplo los recuperadores y regeneradores, los cuales arrojan una mayor eficiencia en los hornos.

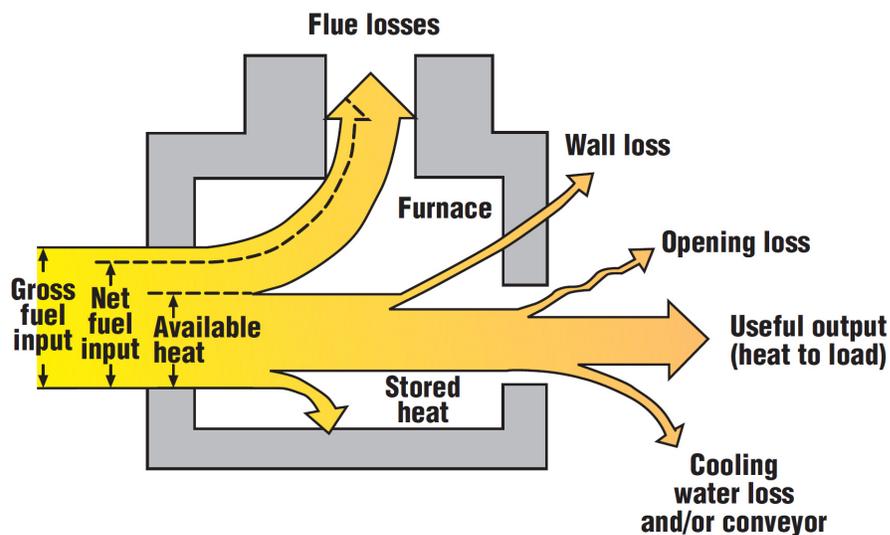


Figura 2.3: Balance de energía. Diagrama de Sankey [5].

En estudios de Belt [29] [30], para hornos mantenedores implementa el uso de la energía requerida para mantener el aluminio líquido en el reverbero del horno

divida por su capacidad, esto es debido a que la energía que entra hacia el aluminio deberá ser la misma que la energía que se transmite por convección hacia sus alrededores.

$$\text{Energía requerida} = \frac{\text{Entrada neta}}{\text{Capacidad nominal del horno mantenedor}} \left[\frac{W}{kg} \right] \quad (2.2)$$

2.2 PROPIEDADES FÍSICAS

Las propiedades intensivas y extensivas de los materiales, pueden ser; presión, temperatura, viscosidad, calor específico, entre otras. Estas propiedades son de gran importancia para el estudio, ya que están en función de la temperatura, la cual describe mejor el fenómeno de estudio. Debido a que existe un alto gradiente de temperatura en los componentes del horno mantenedor, es importante considerar la variación de las propiedades, en hornos mantenedores se pueden encontrar rangos de temperaturas en los gases de la combustión desde 1000 hasta 2200 K, los refractarios tienen un rango de 320 hasta 1200 K, mientras que en el aluminio es de 930 hasta 1100 K.

2.2.1 DENSIDAD

La densidad (ρ) es una propiedad intensiva la cual se define como la razón de cantidad de materia entre una unidad de volumen. Es razonable que las densidades de los gases sean menores a los líquidos y éstos menores a los materiales sólidos, debido a la cantidad y orden de las moléculas y a su composición química.

La densidad suele estar en función de la temperatura para el caso de los sólidos y líquidos incomprensibles. Para los fluidos comprensibles son función de la presión

y temperatura. Una buena aproximación de la densidad para los gases es considerada con la ecuación de gas ideal, ecuación 2.3. En la gráfica 2.4, se muestra el comportamiento de la densidad del aire en función de la temperatura [6].

$$P = \rho n R_a T \quad (2.3)$$

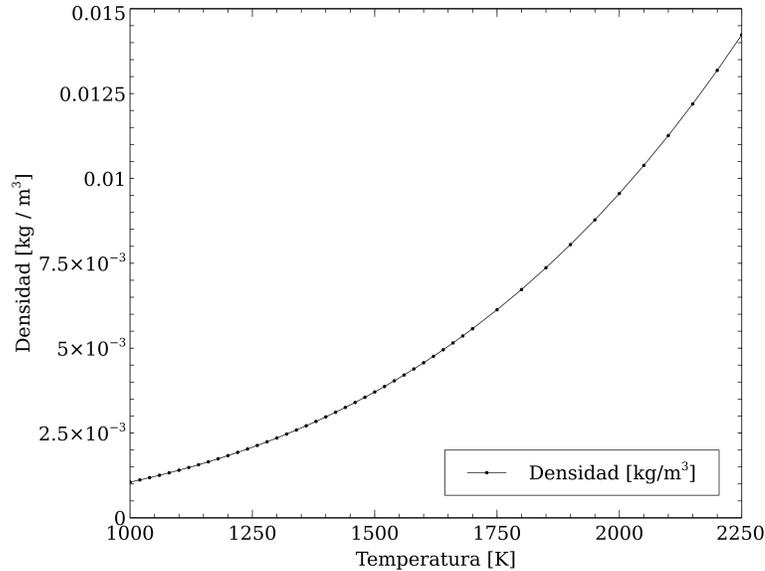


Figura 2.4: Densidad del aire [6].

El aluminio tiene una densidad baja entre los metales. Este factor es de gran ayuda, ya que se puede decir que el material es más manejable puesto que se requiere de menor fuerza para ser movido. La densidad del aluminio líquido se considera incomprensible, por lo que su variación es sólo con la temperatura y tiene un comportamiento lineal.

2.2.2 CONDUCTIVIDAD TÉRMICA

La conductividad térmica (k o λ) es una propiedad intensiva de los materiales e indica la energía que fluye por una unidad de área a través de un espesor y que se

debe a un gradiente de temperatura.

La conductividad térmica está en función de la temperatura y de la presión, pero su dependencia con la presión es tan pequeña que las correlaciones son en función sólo de la temperatura, ésta sólo afecta cuando se presentan temperaturas muy bajas.

Algunas correlaciones de la conductividad térmica para los gases ideales están definidas en la teoría cinética a través de la fórmula de Eucken para gases poliatómico [37], ecuación 2.4.

$$k = \mu \left(\hat{C}_p + \frac{5}{4} \frac{R}{M} \right) \quad (2.4)$$

Donde: μ Viscosidad dinámica, \hat{C}_p calor específico por unidad de masa, M peso molecular promedio medio y R la constante universal de los gases.

Otra forma para obtener una buena aproximación es mediante datos experimentales y la obtención de una ecuación a través de regresión lineal en función de la temperatura, ver figura 2.5. Para el aire se puede obtener la siguiente ecuación con el rango de 1000 a 2200 K, rango de temperaturas de los gases de la combustión dentro de la cámara de la combustión.

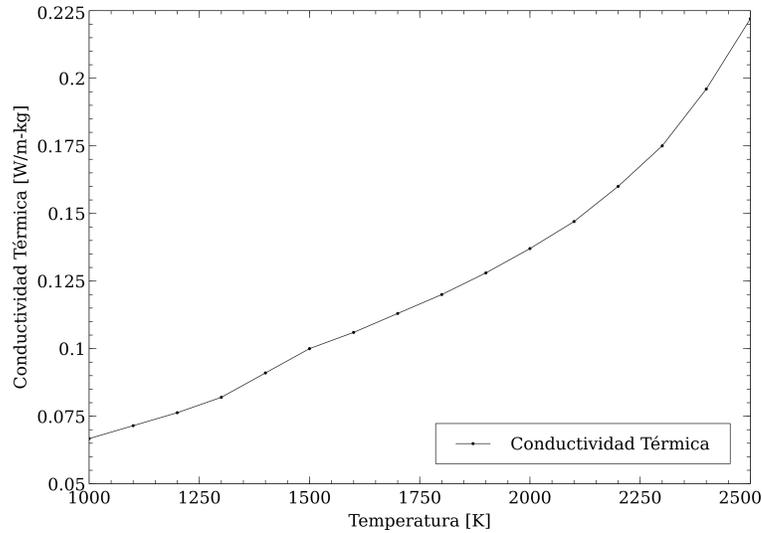


Figura 2.5: Conductividad térmica del aire [6].

2.2.3 ENTALPÍA

En los procesos de sistemas abiertos se encontró una relación entre la energía interna y el trabajo realizado como el producto de la presión por el volumen, esta relación es conocida como entalpía, ecuación 2.5.

$$h_e = u_i + Pv \quad (2.5)$$

Una propiedad de los combustible es la entalpía de formación (h_f), la cual indica el calor liberado de una sustancia en un estado especificado debida a su composición química. Esta entalpía sirve para conocer la energía liberada por el proceso de combustión. En la tabla 2.1, se describe la composición del gas natural, la entalpía de formación de cada componente y el poder calorífico superior e inferior [6].

Tabla 2.1: Energía liberada por el proceso de la combustión

Formula química	Porcentaje	Peso molecular	Entalpía de Formación	PCS	PCI
CH_4	88.0 %	16.04	74,850	-55,506.858	-50,019.327
C_2H_6	9.0 %	30.07	84,680	-51,873.961	-47,483.206
C_3H_8	3.0 %	44.09	103,850	-50,352.234	-46,359.492
Gas Natural	100.0 %	18.1442	76,605	-55,025.258	-49,681.281

2.2.4 CALOR ESPECÍFICO

El calor específico (c_p , c_v) es la energía requerida para elevar en un grado una unidad de masa de una sustancia. Existe dos tipos de calor específico, esto es según el proceso en que se suministre la energía y son:

- Calor específico a volumen constante. (c_v)
- Calor específico a presión constante. (c_p)

Actualmente se pueden tener buenos resultados al calcular el calor específico de los materiales como una función de la temperatura. En la tabla 2.2, se muestran las constantes y su rango de temperatura para la ecuación del calor específico del aire en función de la temperatura, según la ecuación 2.6. Y en la gráfica 2.6, se presenta el comportamiento del calor específico del aire en función de la temperatura [6].

$$c_p(T) = C_1 + C_2T + C_3T^2 + C_4T^3 + C_5T^4 + C_6T^5 + C_7T^6 + C_8T^7 \quad (2.6)$$

Tabla 2.2: Constantes de la ecuación polinomial.

Constantes de la función	Rango de temperatura	
	100 - 1000 K	1000 - 3000 K
C_1	1161.482	-7069.814
C_2	-2.368819	33.70605
C_3	0.0148551	-0.0581276
C_4	-5.0349 e-05	5.42161e-05
C_5	9.9285 e-08	-2.9366 e-08
C_6	-1.1110 e-10	9.2375 e-12
C_7	6.5401 e-14	-1.5655 e-15
C_8	-1.5735 e-17	1.1123 e-19

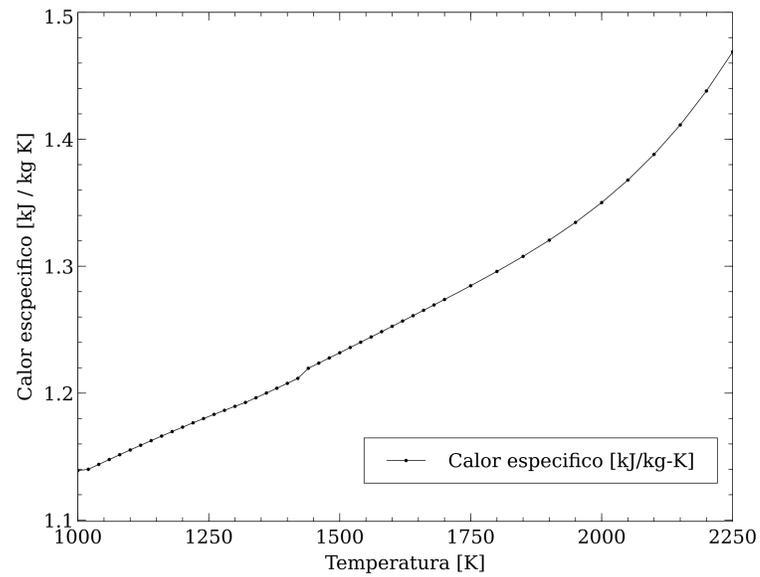


Figura 2.6: Calor específico del aire [6].

2.2.5 VISCOSIDAD DINÁMICA

La viscosidad se interpreta mediante la ley de la viscosidad de Newton, que consiste en suponer un fluido entre dos placas con un espesor muy pequeño, la placa superior está estática pero el fluido pasa a una velocidad en un tiempo abrupto, por lo que el fluido sufre una deformación, el comportamiento de esta deformación está dada por la ecuación 2.7:

$$\tau = \mu \frac{\partial \theta}{\partial y} \quad (2.7)$$

Donde: τ es el esfuerzo cortante y $\frac{\partial \theta}{\partial y}$ es el gradiente de deformación angular del fluido.

La viscosidad es la propiedad más importante de los fluidos, ésta se describe como la constante de proporcionalidad que tienen los fluidos a ser deformados. La viscosidad es causada por las fuerzas cohesivas entre las moléculas en los líquidos, mientras que en los gases es debido a las colisiones de las moléculas. La viscosidad decrece con la temperatura en los líquidos, que es lo contrario en los gases en donde incrementa. Esto es debido a que los líquidos tienen mayor energía en las moléculas pero al aumentar la temperatura su movimiento es más fuerte, y este movimiento puede provocar su deformación. En los gases, la fuerza intermolecular es nula y las moléculas se mueven aleatoriamente a mayor velocidad.

Para los gases se puede aproximar la viscosidad con la ley de Sutherland con el método de tres coeficientes, ecuación 2.8.

$$\frac{\mu}{\mu_0} \approx \left(\frac{T}{T_0} \right)^{3/2} \frac{T_0 + S}{T + S} \quad (2.8)$$

Donde: μ_0 es la viscosidad dinámica de referencia, T_0 es la temperatura de referencia y S es la temperatura de Sutherland.

Para las propiedades del aire, las constantes de la ecuación 2.8 se presentan en la tabla 2.3. En la gráfica 2.7 se puede observar como la viscosidad de los gases decrece con la temperatura [7].

Tabla 2.3: Constantes de la ecuación de la ley de Sutherland para el aire.

Variable	Valor	Unidades
μ_0	1.716 e-05	kg / m · s
T_0	273.11	K
S	110.56	K

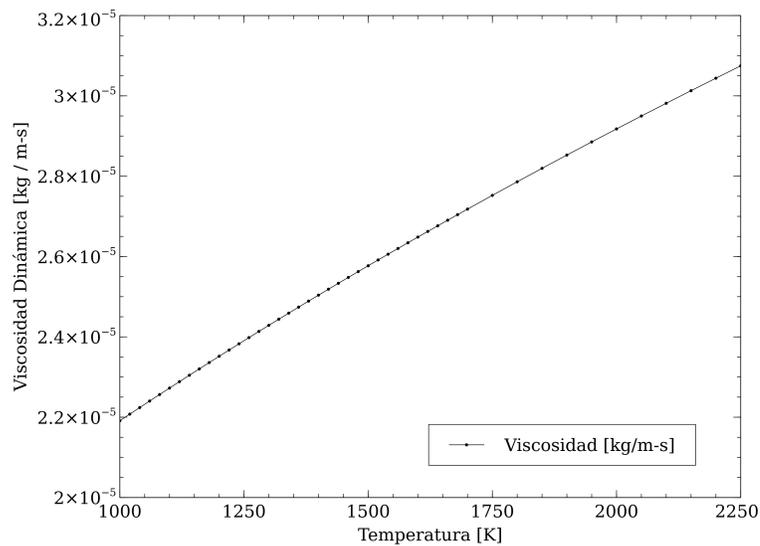


Figura 2.7: Viscosidad dinámica del aire [7].

2.2.6 COEFICIENTE DE EXPANSIÓN TÉRMICA

El coeficiente de expansión térmica (β) es la variación de la densidad de un fluido en relación de la temperatura cuando la presión es constante, ecuación 2.9.

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_{P=cte} \quad (2.9)$$

El coeficiente de expansión térmica es utilizado para problemas de la convección natural, donde se indican que hay flujos conectivos debidos a los cambios de la densidad generados por un diferencial de temperatura. A esto se le conoce como el término de bousinessq. Esto se obtiene a través de considerar la densidad como una función de la temperatura “ $\rho(T)$ ”. Como la densidad es considerada una función, ésta se puede determinar a través de una expansión de la serie de Taylor, como se muestra en la ecuación 2.10:

$$\rho(T) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{1}{n!} \frac{\partial^n \rho(T)}{\partial T^n} (T - T_0)^n \quad (2.10)$$

Expandiendo los primeros términos de la serie se tiene:

$$\rho(T) = \frac{1}{0!} \rho(T_0) + \frac{1}{1!} \frac{\partial \rho(T)}{\partial T} (T - T_0) + \frac{1}{2!} \frac{\partial^2 \rho(T)}{\partial T^2} (T - T_0)^2 + \dots \quad (2.11)$$

Los primeros términos de la serie de Taylor son los que dan un valor más aproximado. Esto se puede observar si hay un pequeño cambio en las diferencias de temperatura, en donde una diferencia pequeña disminuye su valor exponencialmente, por lo que es razonable el considerar los dos primeros términos, por lo que se obtiene:

$$\rho(T) = \rho_0 + \frac{\partial \rho(T)}{\partial T} (T - T_0) \quad (2.12)$$

Factorizando se obtiene:

$$\rho(T) = \rho_0 \left(1 - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho(T)}{\partial T} (T - T_0) \right) \quad (2.13)$$

En donde se define el termino de Bousinessq, que es el segundo termino del paréntesis, referenciando al coeficiente de expansión térmica, ecuación 2.9, donde se concluye lo siguiente:

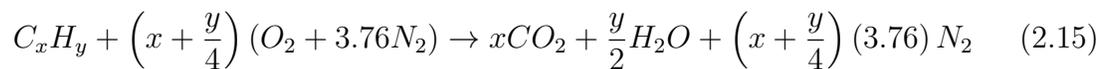
$$\rho(T) = \rho_0 [1 + \beta(T - T_0)] \quad (2.14)$$

Esto es valido si se cumplen estas dos condiciones:

- La presión es constante.
- La diferencia de temperatura es muy pequeña.

2.3 COMBUSTIÓN

La combustión es la reacción exotérmica entre un combustible y un oxidante, el oxidante utilizado es aire debido a su disponibilidad, aunque éste es un compuesto de 21 % oxígeno y 79 % nitrógeno, en cuanto los combustibles, por lo general, son hidrocarburos. PEMEX señala una configuración en la composición química del gas natural el cual contiene un 88 % de metano, 9 % de etano y 3 % de propano [38], por lo que la reacción básica de la combustión esta dada por la ecuación:



La generación de energía liberada es consistente con la composición del combustible, como se ha mencionado la entalpía de formación proporciona la energía que libera el combustible, sin embargo, la energía liberada no es del todo verídico puesto que se tendría que suponer una combustión perfecta y sin perdidas, lo cual no es posible para un fenómeno real.

Para la determinación de la energía liberada en el proceso de la oxidación del hidrocarburo, se establece la suposición de una combustión ideal en donde todas las moléculas de combustible son mezcladas con el oxígeno, así mismo el poder calorífico inferior, es la energía entregada para una combustión completa considerando la

energía perdida por el aumento de temperatura de los productos de la combustión, como lo es la humedad.

El crecimiento de flujo de aire tiene como resultado un aumento en el flujo másico hacia el horno, sin embargo este aumento de aire es reflejado en el decremento de la energía liberada, esto al considerarse que hay pérdida por el incremento de la temperatura en el oxígeno. Esta energía deberá ser del mismo orden que la energía propia del poder calorífico inferior.

La temperatura de la flama adiabática, es la temperatura máxima que puede alcanzar la llama de la combustión, aunque este parámetro no es muy preciso en una combustión completa, debido a que no se considera ninguna pérdida de energía en sus alrededores, por lo tanto se predice la temperatura que puede alcanzar.

En la gráfica 2.8 se observa el comportamiento de la variación de la razón aire combustible versus su porcentaje de exceso de aire, los datos fueron calculados a diferentes excesos de aire a partir de las entalpías de formación [6].

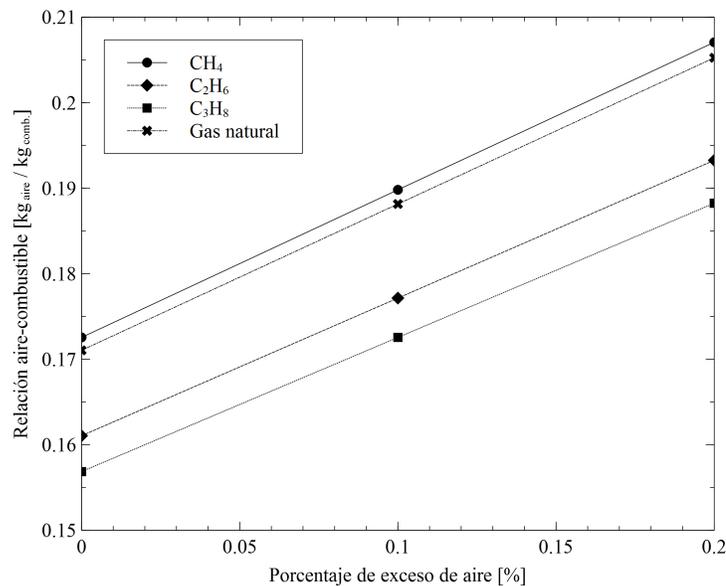


Figura 2.8: Aire teórico del gas natural con sus diferentes porcentajes de exceso de aire [6].

2.4 ECUACIONES DE GOBIERNO

Las ecuaciones de transporte que son de gran utilidad para el conocimiento y comprensión presentes en nuestro entorno, pueden ser estudiadas de forma individual, como es la dinámica de fluidos, la transferencia de calor, y la transferencia de masa, las cuales son las siguientes ecuaciones con enfoque diferencial:

2.4.1 LA CONSERVACIÓN DE LA MASA

Considere un volumen de control infinitesimal fijo con tamaños de las aristas de “ dx , dy y dz ” como se ilustra en la figura 2.9.

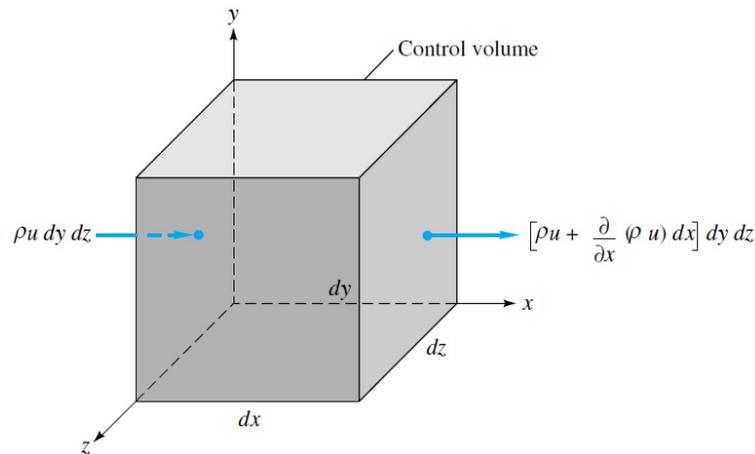


Figura 2.9: Volumen de control para el transporte de cantidad de materia [7].

La conservación de la masa es un balance de los flujos másicos igualada al volumen de control almacenado.

$$\int_{V.C.} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV = \sum_i (\rho_i A_i V_i)_{ent} - \sum_i (\rho_i A_i V_i)_{sal} \quad (2.16)$$

Al considerar que el volumen de control almacenado es tan pequeño que es

posible definirlo como:

$$\int_{V.C.} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV \approx \frac{\partial \rho}{\partial t} dx dy dz \quad (2.17)$$

Tabla 2.4: Balance de la cantidad de masa

Caras	Flujo másico de entrada	Flujo másico de salida
x	$(\rho u) dy dz$	$\left[\rho u + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \right] dy dz$
y	$(\rho v) dx dz$	$\left[\rho v + \frac{\partial(\rho v)}{\partial x} \right] dx dz$
z	$(\rho w) dx dy$	$\left[\rho w + \frac{\partial(\rho w)}{\partial x} \right] dx dy$

Realizando un balance de masas en la entrada y la salida y sustituyendo en la ecuación 2.16 y, utilizando operador gradiente se logra:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V}) = 0 \quad (2.18)$$

2.4.2 LA CONSERVACIÓN DE LA CANTIDAD DE MOVIMIENTO

Al igual que en la conservación de la masa, considere un volumen de control infinitesimal fijo con tamaños de las aristas de “ dx , dy y dz ” (ver figura 2.10).

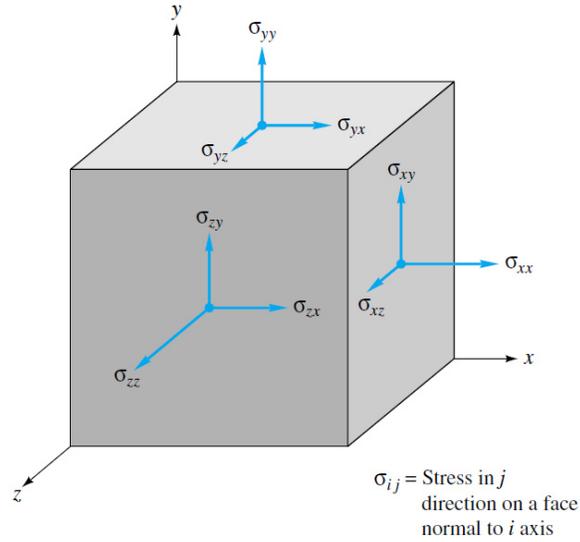


Figura 2.10: Volumen de control para el transporte de cantidad de movimiento [7].

La conservación de la cantidad de movimiento es un balance de los flujos convectivos igualada al volumen de control almacenado.

$$\int_{V.C.} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV = \sum_i (\rho_i A_i V_i)_{ent} - \sum_i (\rho_i A_i V_i)_{sal} \quad (2.19)$$

Se considera que el volumen de control almacenado es tan pequeño que se define como:

$$\int_{V.C.} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV \approx \frac{\partial \rho}{\partial t} dx dy dz \quad (2.20)$$

Haciendo un balance en la cantidad de movimiento entre los flujos másicos de la entrada y la salida se deduce el balance:

Tabla 2.5: Balance de la cantidad de movimiento

Caras	Flujo convectivo de entrada	Flujo convectivo de salida
x	$(\rho u) \mathbf{V} dy dz$	$\left[\rho u \mathbf{V} + \frac{\partial(\rho u \mathbf{V})}{\partial x} \right] dy dz$
y	$(\rho v) \mathbf{V} dx dz$	$\left[\rho v \mathbf{V} + \frac{\partial(\rho v \mathbf{V})}{\partial x} \right] dx dz$
z	$(\rho w) \mathbf{V} dx dy$	$\left[\rho w \mathbf{V} + \frac{\partial(\rho w \mathbf{V})}{\partial x} \right] dx dy$

Agrupando términos semejantes se obtiene la ecuación de la conservación de la masa. Además de esto, existen fuerzas que actúan de forma externa al volumen de control, entre las cuales se encuentran: fuerzas de gravedad, de superficie, de coriolis, electromagnéticas, etc. En esta parte sólo se anexan las fuerzas de gravedad y de superficie, en la figura 2.10 se describió el origen de las fuerzas en el volumen de control. Para fluidos newtonianos, considere los esfuerzos viscosos a partir de la ley de la viscosidad. A las ecuaciones 2.21 se les conoce como las ecuaciones de Navier-Stokes, los términos dentro de paréntesis reciben el nombre de los términos convectivos, mientras que los términos entre corchetes los difusivos.

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] + \rho g_x \quad (2.21a)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] + \rho g_y \quad (2.21b)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] + \rho g_z \quad (2.21c)$$

Existen dos casos particulares en la ecuación de la conservación de la cantidad de movimiento adimensional, el primer caso donde se suponen gases a alta velocidad (ecuación 2.22), y el segundo caso donde consideramos una viscosidad constante y velocidades bajas (ecuación 2.23). Estos casos nos pueden representar una tendencia del dominio del fenómeno.

$$\frac{\partial V^*}{\partial t^*} = -\nabla^* P^* + \left(\frac{1}{Re}\right) \nabla^{*2} V^* \quad (2.22)$$

$$\frac{\partial V^*}{\partial t^*} = -\nabla^* P^* + \left(\frac{1}{Re}\right) \nabla^{*2} V^* - \left(\frac{Gr}{Re^2}\right) \Delta T^* k^* \quad (2.23)$$

2.4.3 MODELO DE TURBULENCIA

Las ecuaciones de Navier-Stokes son consideradas para un flujo laminar donde la velocidad y otras propiedades del flujo son estables con el tiempo. El número de Reynolds nos ayuda a determinar el régimen del fluido. A elevados valores del número de Reynolds el fluido empieza a comportarse aleatorio y caótico, régimen conocido como turbulento.

Una de las formas de determinar los cambios generados por la turbulencia es a través de la descomposición de Reynolds, el cual nos permite interpretar una propiedad promedio y su fluctuación, en la figura 2.11 se muestra su comportamiento.

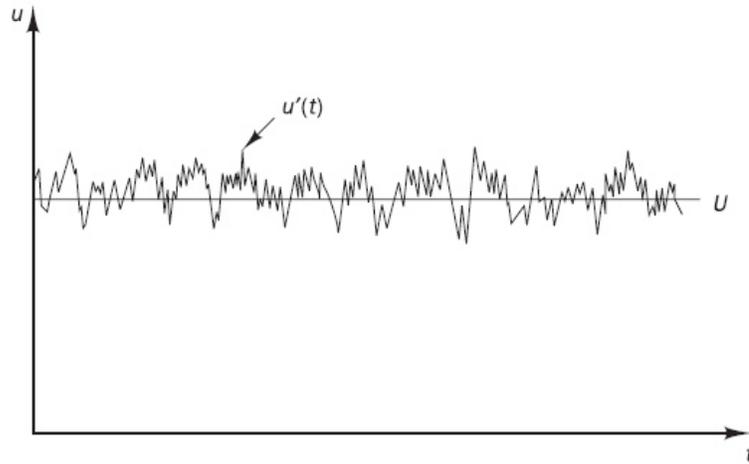


Figura 2.11: Descomposición de Reynolds [8].

Con esta descomposición se resuelven nuevamente las ecuaciones de Navier-Stokes. Considerando la velocidad como una suma del promedio más la fluctuación, $u = U + u'$.

$$\frac{\partial U_i}{\partial x} + \nabla \cdot (U_i \mathbf{U}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 U_i}{\partial U_i^2} + \frac{1}{\rho} \left[\frac{\partial (-\rho \overline{u_i' u_i'})}{\partial U_i} \right] \quad (2.24)$$

En donde el último término de la ecuación 2.24, representa los esfuerzos de Reynolds, el cual envuelve las varianzas de las fluctuaciones y contienen información de los momentos en los vórtices.

2.4.4 MODELO DE TURBULENCIA $\kappa - \epsilon$

Este modelo es ampliamente usado, ya que resuelve dos ecuaciones de transporte al modelar los esfuerzos de Reynolds. La desventaja del uso del modelo es la sensibilidad a los gradientes de presión adversos, la separación de la capa límite, flujos de rotación y flujos al exterior.

La κ es la suma de las energías cinéticas de un flujo turbulento en las tres

direcciones (ver ecuación 2.25). Mientras que el ϵ es la razón de la disipación de la energía cinética turbulenta (ver ecuación 2.26).

$$\kappa = \frac{1}{2} (\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}) \quad (2.25)$$

$$\epsilon = \nu \overline{\frac{\partial u_i}{\partial X_i} \frac{\partial u_i}{\partial X_i}} \quad (2.26)$$

Las dos ecuaciones de transporte de la turbulencia son: para la energía cinética ecuación 2.27, y para la razón de la disipación de la energía cinética turbulenta es ecuación 2.28 (los valores de la constante son obtenidos a partir de experimentos).

$$\frac{\partial(\rho\kappa)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\kappa u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right] + 2\mu_t S_{ij} S_{ij} - \rho\epsilon \quad (2.27)$$

$$\frac{\partial(\rho\epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\epsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{\kappa} 2\mu_t S_{ij} S_{ij} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{\kappa} \quad (2.28)$$

2.4.5 ECUACIÓN DE LA CONSERVACIÓN DE LA ENERGÍA

La ecuación de la conservación de la energía también conocida como la primera ley de la termodinámica, donde muestra un balance de energías que pasan por el volumen de control, éstas energías se clasifican con la siguiente ecuación 2.29.

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Razón de acumulación} \\ \text{de energía dentro} \\ \text{del V.C.} \end{array} \right\}_1 = \left\{ \begin{array}{l} \text{Transferencia neta} \\ \text{de energía por} \\ \text{el flujo del fluido} \end{array} \right\}_2 + \left\{ \begin{array}{l} \text{Transferencia neta} \\ \text{de energía por} \\ \text{Conducción} \end{array} \right\}_3$$

$$+ \left\{ \begin{array}{c} \text{Razón de} \\ \text{generación} \\ \text{interna de calor} \end{array} \right\}_4 + \left\{ \begin{array}{c} \text{Transferencia neta de} \\ \text{trabajo desde el V.C.} \\ \text{a sus alrededores} \end{array} \right\}_5 \quad (2.29)$$

Se denota un volumen de control para el balance de energía en la figura 2.12.

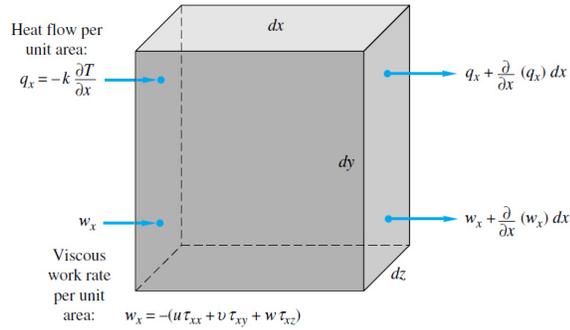


Figura 2.12: Volumen de control para el transporte de energía [7].

También se puede presentar en la forma desarrollada y adimensional, en la ecuación 2.30

$$\rho C_p T \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + q''' \quad (2.30)$$

Un caso particular en la ecuación de la conservación de la energía suponiendo que no hay generación de energía y no hay efectos de la compresibilidad se puede adimensionalizar obteniendo la ecuación 2.31.

$$\frac{\partial T^*}{\partial t^*} = \left(\frac{1}{Re Pr} \right) \nabla^{*2} T^* + \left(\frac{Ec}{Re} \right) \Phi^* \quad (2.31)$$

2.4.6 MODELO DE RADIACIÓN

La ecuación de la energía, no incluye un modelo de radiación en el medio, sólo en las fronteras pueden ser consideradas. Es por eso que existen modelos de radiación para el acoplamiento de los fenómenos ocurridos en el volumen de control. Estos modelos de radiación son sumados a la ecuación de la energía como una fuente de energía.

En la figura 2.13 se representan los diferentes procesos en una superficie en las que un rayo incidente de energía puede ser transferida. Mientras que en la figura 2.14 se muestran las componentes de un rayo incidente en un volumen de control.

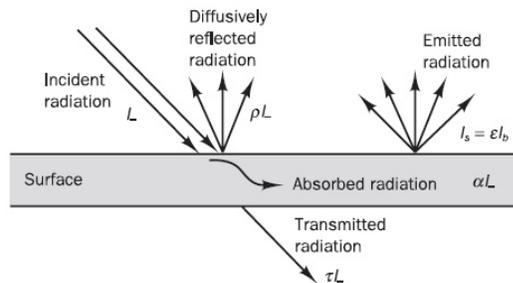


Figura 2.13: Diferentes formas de transferencia de calor por radiación [8].

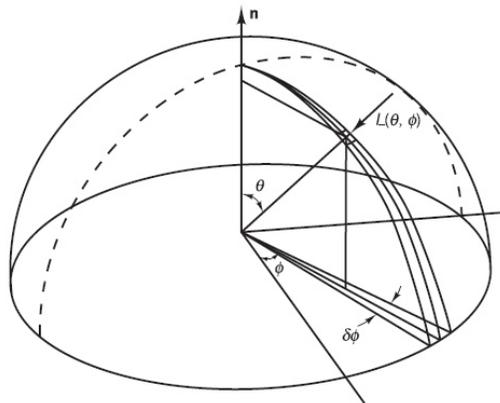


Figura 2.14: Interpretación de un rayo incidente [8].

Donde: $I(\theta, \phi)$ es el rayo incidente, θ es el ángulo de colatitud (0 a $\pi/2$), mientras que el ϕ es el ángulo de azimut (0 a 2π).

2.4.6.1 EL MODELO DE RADIACIÓN: DISCRETE ORDINATES

Para este modelo los rayos incidentes de la energía son solucionados por una introducción de n diferentes direcciones para toda la superficie de una esfera de control. El total del número de direcciones usadas n , es relacionado con la fórmula $n = N(N+2)$ [8]. La ecuación 2.32 resuelve el modelo de radiación Discrete ordinates.

$$\frac{dI(r, s_i)}{ds} = \kappa I_b(r) - \beta I(r, s_i) + \frac{\sigma_s}{4\pi} \sum_{j=i}^n w_j I(s_j) \Phi(s_i, s_j) \quad (2.32)$$

Donde Φ es la función de fase de scattering, la cual nos representa la fracción de radiación incidente sobre el medio a lo largo de la dirección del vector s_i . κ es el coeficiente de absorción, β_i es el coeficiente de extinción, la cual es la suma del coeficiente de absorción y el coeficiente de scattering δ_s . El coeficiente de scattering es el coeficiente de dispersión en dirección de la trayectoria del rayo incidente a través de una longitud.

$$q_-(r) = \int_0^{2\pi} I(r, s) n \cdot s d\Omega \quad (2.33)$$

2.5 NÚMEROS ADIMENSIONALES

Las ecuaciones 2.22, 2.23 y 2.31 son ecuaciones adimensionales. La importancia de estas ecuaciones es la representación del predominio del fenómeno. En ellas podemos encontrar los siguientes números:

2.5.1 NÚMERO DE REYNOLDS

El número de Reynolds es un número adimensional, el cual relaciona las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas debidas en la capa hidrodinámica. Los términos se pueden observar en las ecuaciones de cantidad de movimiento (ecuaciones de Navier-Stokes 2.21).

Fuerzas de inercia:

$$\frac{\partial(\rho u)u}{\partial x} \approx \frac{\rho V^2}{L} \quad (2.34)$$

Fuerzas viscosas:

$$\frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} \approx \frac{\partial \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) \right]}{\partial y} \quad (2.35)$$

Número de Reynolds es:

$$Re = \frac{\rho V L}{\mu} \quad (2.36)$$

El número de Reynolds muestra el régimen del flujo, en la figura 2.15 se representa de forma esquemática los tipos de régimen.

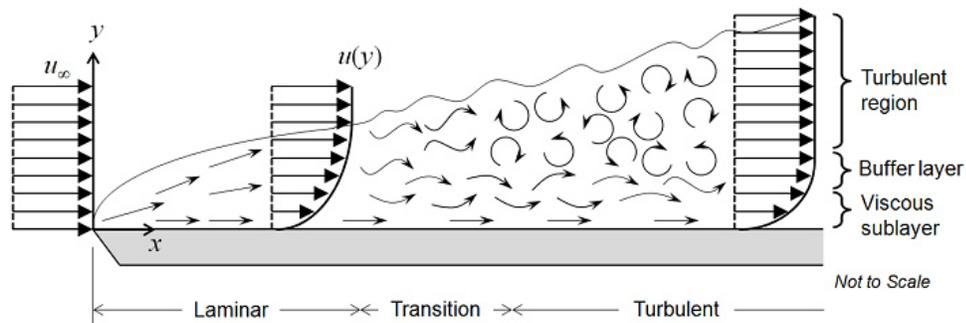


Figura 2.15: Tipos de régimen del flujo de los fluidos [7].

2.5.2 NÚMERO DE PRANDTL

El número de Prandtl es un número adimensional el cual relaciona la difusividad de la cantidad de movimiento y la difusividad térmica, además de indicarnos el espesor relativo de las capas límite térmica e hidrodinámica.

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (2.37)$$

Los valores de Prandtl para gases son cercanos a la unidad, la transferencia de calor y momento son comparables, mientras que en los metales líquidos donde son muy pequeños a la unidad, la velocidad de la difusión térmica predomina el fenómeno.

2.5.3 NÚMERO DE NUSSELT

Es el gradiente de la temperatura en la superficie, el cual representamos como una razón de la transferencia de calor por convección y por conducción en un fluido, ecuación 2.38.

$$Nu = \frac{hL_c}{k} \quad (2.38)$$

Este parámetro nos ayuda a evaluar el coeficiente de transferencia de calor por convección, mediante correlaciones según la geometría en donde ocurre el fenómeno. En general el número de Nusselt está en función de otras propiedades, para convección forzada, está en términos de Reynolds, Eckert y Prandtl [39], mientras que para convección natural está en función de Grashof y Prandtl.

$$Nu = f(Re, Ec, Pr) \quad \text{Convección forzada}$$

$$Nu = f(Gr, Pr) \quad \text{Convección Natural}$$

2.5.4 NÚMERO DE ECKERT

Es un número adimensional que expresa la relación entre la energía cinética de un fluido y su entalpía, este parámetro nos ayuda a determinar si la disipación viscosa es relevante en el fenómeno.

$$Ec = \frac{u^2}{C_p \Delta T} \quad (2.39)$$

2.5.5 NÚMERO DE GRASHOF

Número adimensional que es proporcional al cociente entre las fuerzas de flotación y las fuerzas viscosas que actúan en un fluido.

$$Gr = \frac{g\beta\Delta TL_c^3}{\nu^2} \quad (2.40)$$

Este parámetro nos puede representar el tipo de convección: forzada, libre o combinada.

$$\begin{aligned} Gr \ll Re^2 & \quad \text{Convección Forzada} \\ Gr \gg Re^2 & \quad \text{Convección Libre} \\ Gr \approx Re^2 & \quad \text{Convección Combinada} \end{aligned}$$

2.6 DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL

El método de volúmenes finitos lleva a cabo la conversión de las ecuaciones de gobierno (ecuaciones diferenciales parciales no lineales) en ecuaciones algebraicas, las cuales son introducidas a un método numérico y son calculadas, se puede encontrar

con mayor detalle la conversión de éstas ecuaciones en Patankar [40] y Malalasekera [8]

Para la formulación de volúmenes finitos se requiere un análisis de las ecuaciones de gobierno en un volumen de control. Las ecuaciones de gobierno son:

1. Conservación de la masa.

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \cdot \mathbf{V} = 0 \quad (2.41)$$

2. Conservación de la cantidad de movimiento (partiendo de la segunda ley de Newton del movimiento).

$$\rho \frac{D\mathbf{V}}{Dt} = \nabla p + \rho F_{\mathbf{g}} + \mu \nabla^2 \mathbf{V} \quad (2.42)$$

3. Ecuación de la conservación de la energía (sin considerar la disipación viscosa).

$$\frac{DT}{Dt} = k \nabla^2 T + q''' \quad (2.43)$$

2.6.1 ECUACIONES DE GOBIERNO DE FORMA GENERAL

Se encuentra una relación entre las ecuaciones de gobierno, donde cumplen con los términos: difusivos, convectivos, temporales y de generación, las cuales se generalizan con la ecuación 2.44.

$$\mathcal{L}[\phi] = \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\mathbf{V}\phi) + \nabla \cdot (\mathbf{J}_\phi) - S_\phi = 0 \quad (2.44)$$

En la ecuación 2.45, se interpreta el término difusivo como el gradiente de una variable.

$$\nabla \cdot (\mathbf{J}_\phi) = \nabla \cdot (\Gamma_\phi \nabla \phi) \quad (2.45)$$

En la tabla 2.6, se muestran los coeficientes para cada ecuación de gobierno y su semejanza con la ecuación 2.44.

Tabla 2.6: Tabla de coeficientes de las ecuaciones de gobierno generalizadas.

Ecuación	Variable escalar (ϕ)	Coef. Difusivo (Γ_ϕ)	Termino Fuente (S_ϕ)
Continuidad	1	0	0
Momentum	\mathbf{V}	μ	$\nabla P - \bar{F}$
Energía	T	$-K / C_P$	q'''

La metodología de los volúmenes finitos es integrar la ecuación 2.44. Lo cual se describe de la siguiente forma:

$$\mathcal{L}^*[\phi] = \int_{V.C.} \left[\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\mathbf{V}\phi) + \nabla \cdot (\mathbf{J}_\phi) - S_\phi \right] dV = 0 \quad (2.46)$$

Para la integración de la ecuación 2.46, se requiere separar en dos partes: términos difusivos y convectivos, y el término temporal.

2.6.2 DISCRETIZACIÓN DE LOS FLUJOS CONVECTIVOS Y DIFUSIVOS

Para la discretización de los términos difusivos y convectivos de la ecuación 2.46, utilizaremos el teorema de la divergencia de Gauss, ecuación 2.47 que establece que:

$$\iiint_V (\nabla \cdot \mathbf{F}) dV = \iint_S (\mathbf{F} \cdot \bar{\mathbf{n}}) dS \quad (2.47)$$

Donde el vector unitario para un sistema de tres dimensiones se consigue definir como: $\bar{n} = n_1\bar{i}_1 + n_2\bar{i}_2 + n_3\bar{i}_3$.

Con esta propiedad podemos sustituir los términos convectivos y los términos difusivos para convertir las integrales de volúmenes en integrales de superficie, ecuaciones 2.48 y 2.49.

$$\iiint_V (\nabla \cdot \rho \mathbf{V} \phi) dV = \iint_S (\rho \mathbf{V} \phi \cdot \bar{n}) dS \quad (2.48)$$

$$\iiint_V (\nabla \cdot \mathbf{J}_\phi) dV = \iint_S (\mathbf{J}_\phi \cdot \bar{n}) dS \quad (2.49)$$

Analizando las integrales de superficie en un volumen de control se obtiene:

$$\int_S \left(\rho \phi V_x n_x + \rho \phi V_y n_y + \rho \phi V_z n_z - \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} n_x - \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial y} n_y - \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial z} n_z \right) dS \quad (2.50)$$

Integrando de la ecuación 2.50 sólo el primer término del volumen de control, que representa la diferencia entre la superficie de entrada del eje “x” y en la salida de la misma con un diferencial, se obtiene:

$$\int_S \rho \phi V_x n_x dS = \int_{S_1(x+\Delta x)} [\rho \phi V_x]_{(x+\Delta x)} dydz - \int_{S_1(x)} [\rho \phi V_x]_{(x)} dydz \quad (2.51)$$

Para hacer la integración de la ecuación 2.51 se supone que los términos convectivos $\rho \phi V_x$ se consideran constantes, esto con el fin de lograr integrar todos los términos, esta suposición se basa en la variación del volumen de control que de ser mínima se llega a entender que entre más fina la malla, los diferenciales muestran una tendencia a ser constantes. Además, el área de entrada y salida están dados por los diferenciales de $\Delta y \Delta z$.

Por lo que quedaría de la siguiente forma:

$$\int_S \rho \phi V_x n_x dS = [\rho \phi V_x]_{(x+\Delta x)} \Delta y \Delta z - [\rho \phi V_x]_{(x)} \Delta y \Delta z \quad (2.52)$$

De forma análoga, se encuentran los mismos términos para la otras coordenadas de los términos convectivos y, de las tres coordenadas de los términos difusivos, quedando nuestra ecuación de volumen de control sólo para los términos convectivos y difusivos como :

$$\begin{aligned} \int_S [\nabla \cdot (\rho \mathbf{V} \phi) + \nabla \cdot (\mathbf{J}_\phi)] \cdot \bar{n} dS = \dots \\ \left\{ [\rho \phi V_x]_{(x+\Delta x)} - [\rho \phi V_x]_{(x)} - \left[\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right]_{(x+\Delta x)} + \left[\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right]_{(x)} \right\} \Delta y \Delta z + \dots \\ \left\{ [\rho \phi V_x]_{(x+\Delta x)} - [\rho \phi V_x]_{(x)} - \left[\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right]_{(x+\Delta x)} + \left[\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right]_{(x)} \right\} \Delta y \Delta z + \dots \\ \left\{ [\rho \phi V_x]_{(x+\Delta x)} - [\rho \phi V_x]_{(x)} - \left[\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right]_{(x+\Delta x)} + \left[\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right]_{(x)} \right\} \Delta y \Delta z \quad (2.53) \end{aligned}$$

Para la aplicación del método de volumen finitos se analizará un problema de difusión y convección en una sólo dimensión.

Integrando un volumen de control para una dimensión con sólo los términos convectivos y difusivos se obtiene la ecuación 2.54:

$$\mathcal{L}^* [\phi] = \int_{V.C.} \left[\frac{\partial}{\partial x} (\rho \mathbf{V} \phi) + \frac{\partial}{\partial x} (\mathbf{J}_\phi) \right] dV = 0 \quad (2.54)$$

Haciendo uso del teorema de Gauss e integrando el volumen, además de, considerar los términos convectivos y difusivos constantes en las entradas y salidas del volumen de control, se obtiene:

$$\left\{ [\rho \phi V_x]_{(x+\Delta x)} - [\rho \phi V_x]_{(x)} + \left[\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right]_{(x+\Delta x)} - \left[\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right]_{(x)} \right\} \Delta y \Delta z = 0 \quad (2.55)$$

Al interpretar los diferenciales en “y” y en “z” como una sólo unidad, y considerar las posiciones de la frontera como puntos cardinales donde las letras mayúsculas representan los puntos vecinos, mientras las minúsculas, las fronteras del volumen de control, denotado por la ecuación 2.56:

$$[\rho\phi V_x]_E - [\rho\phi V_x]_W - \left[\Gamma_\phi \frac{\partial\phi}{\partial x} \right]_E + \left[\Gamma_\phi \frac{\partial\phi}{\partial x} \right]_W = 0 \quad (2.56)$$

A continuación se evalúan las fronteras del dominio. Para esto hay varias formas de evaluar las fronteras, que pueden ser consideradas como una interpolación de los puntos adyacentes, esta interpolación puede ser exponencial, lineal, polinomial o escalón (polinomio de orden cero), también llamado upwind. La interpolación por upwind se ajusta para los términos convectivos, ya que puede iniciarse el calcular desde la frontera.

2.6.2.1 FRONTERAS EN FLUJOS CONVECTIVOS

El método de upwind, consiste en seleccionar el valor de la frontera hacia la dirección del flujo, esto quiere decir que si:

$$(\rho V_x)_E > 0 \quad \therefore \phi_E = \phi_i ; \phi_W = \phi_{i-1} \quad (2.57)$$

$$(\rho V_x)_E < 0 \quad \therefore \phi_E = \phi_{i+1} ; \phi_W = \phi_i \quad (2.58)$$

2.6.2.2 FRONTERAS EN FLUJOS DIFUSIVOS

Para los flujos difusivos se obtiene la derivada de la propiedad escalar, esta derivada incluye una variación, la cual puede ser calculada de forma lineal, cuya ecuación de una línea recta esta dada por:

$$\varphi = a + bx \quad (2.59)$$

Para este análisis se consideró que $x = 0$, ésta en la posición del nodo x_i sustituyendo en la ecuación 2.59 :

$$\phi_i = a \quad (2.60)$$

en donde:

$$x = \frac{\Delta x_i}{2} + \frac{\Delta x_{i+1}}{2} \quad (2.61)$$

haciendo la sustitución:

$$\varphi_{i+1} = \varphi_i + b \left(\frac{\Delta x_i}{2} + \frac{\Delta x_{i+1}}{2} \right) \quad (2.62)$$

de esta ecuación se despeja la pendiente, definida como:

$$b = \frac{2(\phi_{i+1} - \phi_i)}{\Delta x_i + \Delta x_{i+1}} = \frac{2(\phi_{i+1} - \phi_i)}{\Delta x_i (1 + \delta x_i)} \quad (2.63)$$

donde δx_i es la razón de las distancias de los volúmenes de control:

$$\delta x_i = \frac{\Delta x_{i+1}}{\Delta x_i} \quad (2.64)$$

Entonces, derivando los coeficientes se concluye la ecuación lineal 2.65 como:

$$\left(\frac{\partial \varphi}{\partial x} \right)_E = \frac{2(\phi_{i+1} - \phi_i)}{\Delta x_i (1 + \delta x_i)} \approx \left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_E \quad (2.65)$$

Al unir las condiciones de frontera, de los flujos convectivos y de los flujos difusivos, se obtiene como resultado final la ecuación 2.66:

$$(\rho V_x)_E \phi_i - (\rho V_x)_W \phi_{i-1} = \Gamma_{\phi_E} \frac{(\phi_{i+1} - \phi_i)}{\Delta x_i} - \Gamma_{\phi_W} \frac{(\phi_i - \phi_{i-1})}{\Delta x_i} \quad (2.66)$$

Resumiendo las condiciones de la frontera, para el lado este del dominio se define como:

$$(\rho V_x)_E = \frac{1}{2} [(\rho V_x)_{i+1} + (\rho V_x)_i]; \quad \Gamma_{\phi_E} = \frac{1}{2} [\Gamma_{\phi_{i+1}} + \Gamma_{\phi_i}] \quad (2.67)$$

$$(\rho V_x)_W = \frac{1}{2} [(\rho V_x)_{i-1} + (\rho V_x)_i]; \quad \Gamma_{\phi_W} = \frac{1}{2} [\Gamma_{\phi_{i-1}} + \Gamma_{\phi_i}] \quad (2.68)$$

Al dividir la ecuación 2.66 entre Δx_i se obtiene:

$$\frac{(\rho V_x)_E \phi_i - (\rho V_x)_W \phi_{i-1}}{\Delta x_i} = \Gamma_{\phi_E} \frac{(\phi_{i+1} - \phi_i)}{\Delta x_i^2} - \Gamma_{\phi_W} \frac{(\phi_i - \phi_{i-1})}{\Delta x_i^2} \quad (2.69)$$

2.7 DISCRETIZACIÓN DEL DOMINIO

La calidad de la malla garantiza mejores resultados, así como la velocidad de obtener el análisis del fenómeno requiriendo menos memoria computacional, con el cual el tiempo de análisis se reduce.

Hay una diversidad de formas de medir la calidad de la malla. Una de las más usadas es el “Skewness” o “ortogonalidad”, que representan la cercanía hacia elementos idealmente equiláteros, estos elementos pueden ser triangulares o cuadrados.

La medición de la calidad de la malla a través del método de Skewness son de la siguientes dos formas:

- Basado en un volumen equilátero (sólo para tetraedros).
- Basado en la desviación de un ángulo normal equilátero (Aplicado para cualquier geometría).

2.7.1 BASADO EN UN VOLUMEN EQUILÁTERO

Este indica el tamaño de las aristas de un tetraedro en donde de ser iguales generán un tetraedro ideal, mientras que al cambiar las dimensiones de sus aristas provocan una desviación.

Para obtener el cálculo de la ortogonalidad de la discretización del dominio se basa en la ecuación 2.70

$$skewness = \frac{\textit{Optima longitud de arista} - \textit{longitud de arista}}{\textit{Optimo longitud de arista}} \quad (2.70)$$

2.7.2 BASADO EN LA DESVIACIÓN DE UN ÁNGULO NORMAL EQUILÁTERO

Aquí se relaciona los ángulos de las geometrías. Y es calculada de la siguiente manera:

$$skewness = \max \left[\frac{\theta_{max} - \theta_e}{180 - \theta_{max}}, \frac{\theta_e - \theta_{min}}{\theta_e} \right] \quad (2.71)$$

El ángulo ideal depende de la geometría, por ejemplo para un triángulo es de 60° , para cuadrados 90° , para pentágonos es de 108° y así, dependiendo de su geometría.

En la tabla 2.7, nos representa que una aproximación de 1, la calidad de la malla es mala, y los datos transferidos de un elemento a otro no son garantizados, mientras tanto una calidad aproximada a 0, indica una transferencia de información ideal, lo que indica la importancia de la calidad de la malla, además al conseguir una estructura en la malla se pueden generar menos elementos y el análisis computacional de los fenómenos requiere de menos tiempo. La cantidad de los elementos de la malla es de importancia para el análisis de los fenómenos a estudiar. Es decir, si se requiere estudiar un fenómeno en el cual la información de un nodo a otro tiene un cambio muy repentino, la información no se transmite de forma correcta. Y se requiere una malla más fina, con una mayor cantidad de elementos.

Tabla 2.7: Tabla de calidades de la malla. [11]

Skewness	Calidad de Malla
1	Degenerada
0.9 a 1	Pésima
0.75 a 0.9	Baja
0.5 a 0.75	Aceptable
0.25 a 0.5	Buena
0.1 a 0.25	Excelente
0	Perfecta

2.8 DISEÑO DE EXPERIMENTOS METODOLOGÍA TAGUCHI

Es un diseño de Experimentos que permite elegir un diseño que funciona de manera más consistente bajo los factores y niveles asignados. En la metodología Taguchi se pueden implementar factores no controlables. Durante la experimentación

se determinan los niveles de ruido para cada factor con el fin de obtener la variabilidad en los parámetros. Después se determinan la variabilidad de los factores para encontrar el diseño óptimo según los parámetros estudiados, la relación de señal-ruido es la medida que nos permite identificar y cuantificar la variabilidad del diseño. Una de las formas para medir la variabilidad en la metodología Taguchi es a través de la señal de ruido que mide la variabilidad de la respuesta, bajo diferentes condiciones. La razón de la señal de ruido puede ser calculada de diferentes formas según de la meta propuesta para el problema. En la siguiente tabla 2.8 se muestran algunos tipos de razón de señal de ruido más utilizados [12].

Tabla 2.8: Razones señal de ruido para diferentes tipos de variables de respuesta [12].

Razón de señal de ruido	Meta del Experimento	Fórmula
El mayor es mejor	Maximizar	$-10 \log \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{Y_i^2} \right]$
Mejor valor nominal	Disminuir Desviación Estándar	$-10 \log (S^2)$
El menor es mejor	Minimizar	$-10 \log \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n Y_i^2 \right]$

Los cuatro pasos para la realización de un diseño de experimentos según Gutiérrez [12] son:

1. Planeación

- a) Definir el problema.
- b) Definir la meta.
- c) Desarrollar un plan de experimentación.
- d) Aseguramiento de la medición del diseño.

2. Selección

Existen muchos factores y una gran cantidad de niveles que se pueden estudiar, sin embargo, el día a día nos exige mayor rapidez, por lo que es importante la

selección de los factores y sus niveles a estudiar para darnos el tiempo necesario de obtener el óptimo resultado con el mínimo de tiempo posible.

3. Optimización

Después de la determinación de la meta y los factores y sus niveles, se requiere determinar la función del objetivo de la meta. Este objetivo puede maximizar, minimizar o reducir la variabilidad en el diseño, según sea el caso. El valor óptimo va resultar después de la experimentación y mediante metodologías de control estadístico determinar el diseño óptimo.

4. Verificación

La verificación envuelve el rendimiento del diseño de experimentos, predeterminando la condición óptima y confirmando los resultados, una de las formas que pueden ayudar para tener mayor confiabilidad, es experimentar con una cantidad mayor de muestra en la población.

CAPÍTULO 3

METODOLOGÍA, SIMULACIÓN Y ANÁLISIS NUMÉRICO

Antes de empezar con el diseño de experimentos, para obtener la configuración óptima, es primordial la evaluación del horno mantenedor actual, para ajustar el fenómeno se requiere desarrollar una metodología en el análisis numérico el cual será comprobado mediante datos experimentales.

3.1 METODOLOGÍA

En los hornos mantenedores la energía suministrada es la energía para mantener el aluminio líquido, por lo que la energía suministrada deberá ser concurrente a la energía que se pierde por las paredes, el caso ideal de un horno mantenedor es cuando los refractarios son adiabáticos, lo cual no hay un flujo de calor y la energía suministrada se anularía ya que no hay pérdidas de calor.

Para el proceso de la obtención de los flujos de calor distribuidos en el horno mantenedor, se tiene en una iteración en la interfaz del aluminio con los gases de combustión, según se muestra en la figura 3.1. El procedimiento fue el siguiente:

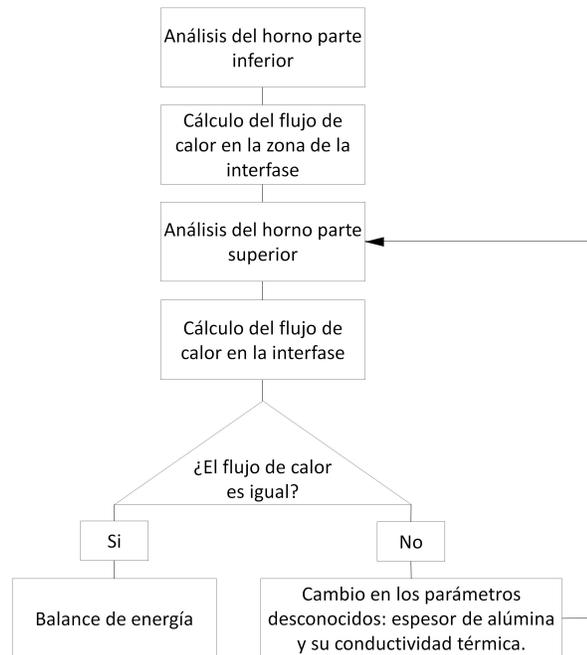


Figura 3.1: Diagrama de la metodología.

1. Se analiza la parte inferior del horno. Con un sumidero de calor constante, el cual dependerá de la carga de aluminio que es suministrada por un cierto tiempo y temperatura al horno.
2. Se hace un balance de energías en la parte inferior, en donde nos indique la cantidad de calor requerida para mantener el aluminio fundido con el sumidero de calor, siendo la única entrada de energía la parte de la interfaz del aluminio con los gases de combustión.
3. Con el flujo de calor en la interfaz se estudia el horno en la parte superior.
4. En la parte superior se realiza la simulación colocando el espesor del óxido de aluminio, y con una secuencia de iteraciones hasta lograr que el balance de energía en la interfaz sea la misma que la parte inferior.

Para el desarrollo de las simulaciones se requiere del siguiente algoritmo:

1. Diseño tridimensional del horno mantenedor.

2. Discretización del dominio.
3. Selección de los modelos.
4. Introducción de las propiedades de los materiales.
5. Definir las condiciones de la frontera.
6. Selección del método de solución.
7. Inicialización.
8. Comprobación de resultados.

Algunas consideraciones que fueron tomadas para la simulación son las siguientes:

- Análisis tridimensional. En estado estacionario.
- Los gases de combustión se consideraron con las propiedades del aire.
- El sumidero de calor fue colocado en el volumen de aluminio ubicado en la entrada del horno mantenedor.
- Las propiedades del aluminio están en función de la temperatura y considerado como un fluido.

El análisis fue separado en dos zonas: zona de los gases de combustión y la zona del aluminio líquido, debido a que los fenómenos a estudiar son diferentes, por lo que sus modelos aplicados varían, la unión de la simulación está relacionada con la interfaz del aluminio y los gases de combustión.

3.1.1 DISEÑO DEL HORNO MANTENEDOR

El diseño del horno consiste en dos zonas: zona de los gases de combustión y la zona del aluminio líquido. La zona del aluminio líquido está dividida en tres sectores:

alimentación, calentamiento y descarga. En la figura 3.2 se puede mostrar el diseño del horno y sus zonas, los gases de combustión en el cuadro superior rojo, mientras que la zona del aluminio líquido en el recuadro inferior verde. Además, para facilitar el análisis se encontró una simetría, por lo que el análisis sólo se realizara para una mitad del dominio. Esta simetría nos ayudará a agilizar los análisis numéricos.

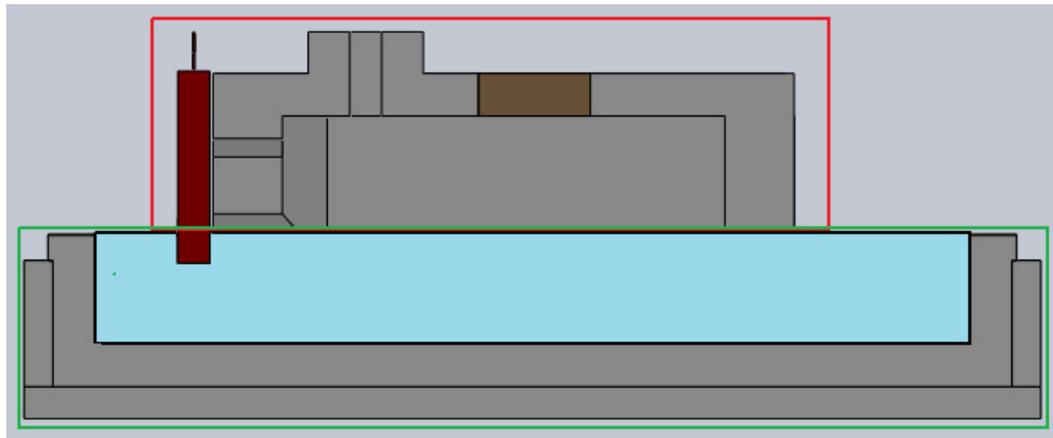


Figura 3.2: División del horno mantenedor.

La figura 3.3 muestra la zona de los gases de combustión. Esta zona está conformada por refractarios, un quemador de tipo “flat plate”, una chimenea y los gases de combustión. El quemador y la chimenea están ubicados en la parte superior del horno mantenedor. En la parte inferior de la zona se encuentra la superficie de la interfaz de los gases de combustión y el aluminio líquido.

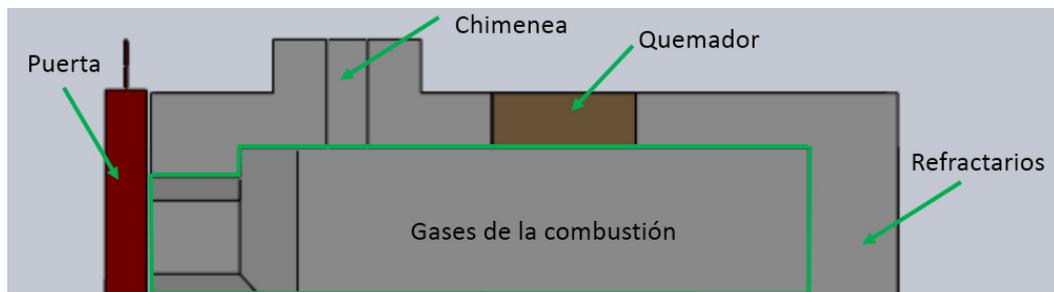


Figura 3.3: Descripción del horno zona de los gases de combustión.

La figura 3.4 muestra la zona del aluminio líquido envuelta por refractarios. En

la superficie superior del aluminio líquido se pueden observar varias divisiones, las cuales están en contacto con diferentes medios. Por un lado, se tiene una transferencia por radiación hacia el exterior, la interfaz con los gases de combustión y zona en contacto con los refractarios superiores.



Figura 3.4: Descripción del horno zona del aluminio líquido.

3.1.2 DISCRETIZACIÓN DEL DOMINIO

El dominio es discretizado, con el fin de cambiar el dominio continuo por uno seccionado, para un buen resultado se hace un estudio de sensibilidad de la malla, sin embargo, el proceso es más simple al considerarlo estacionario, y la discretización se hace con el fin de reducir los gradientes.

En las figuras 3.5 y 3.6 se muestra la discretización del dominio para la zona de los gases de combustión.

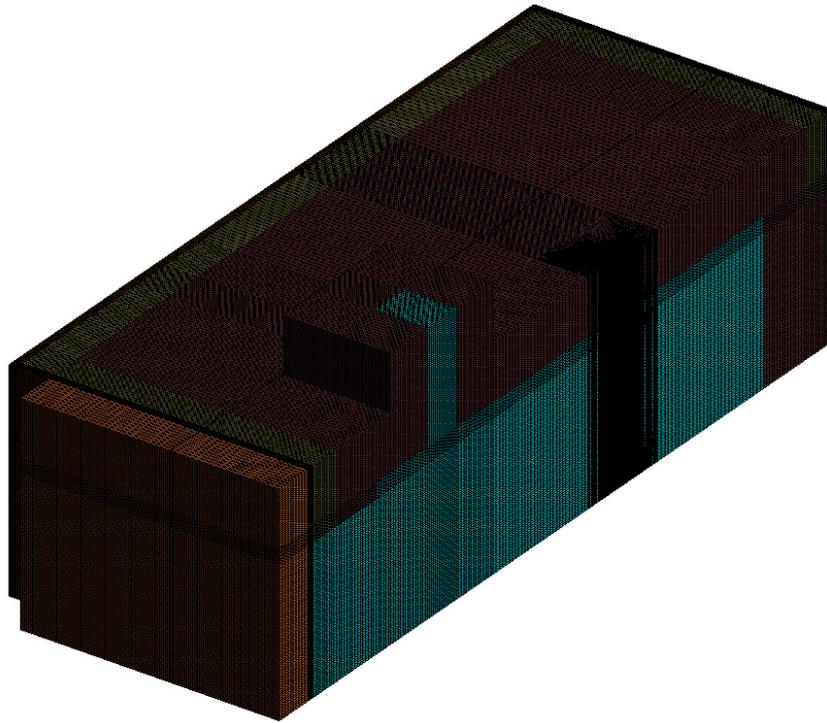


Figura 3.5: Discretización de la zona de los gases de combustión, con vista isométrica.

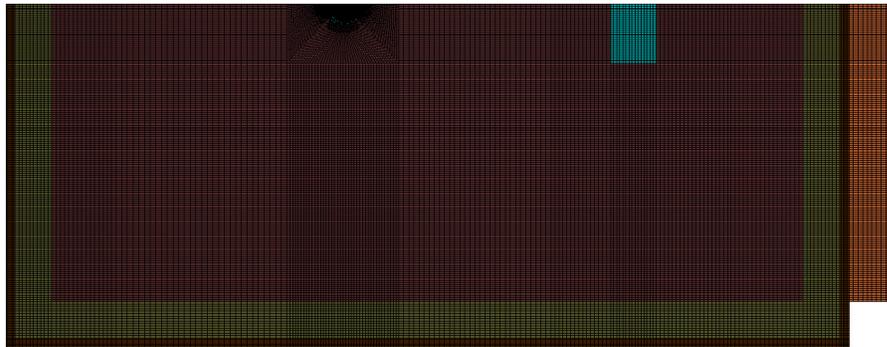


Figura 3.6: Discretización de la zona de los gases de combustión, con vista superior.

En la figura 3.7 se observa los skewness de mayor valor, sin embargo, la calidad de la discretización sigue considerándose buena. Para la zona del aluminio líquido, la discretización es casi perfecta, esto nos indica que no vamos a tener errores en cuanto a la transferencia de información de un nodo a otro en la simulación. El tamaño promedio de los elementos de la discretización es alrededor de 1.5 cm.

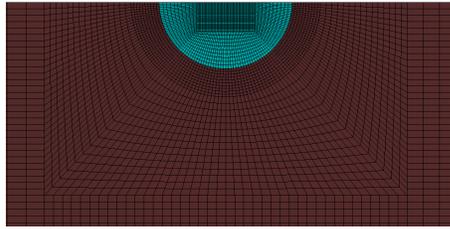


Figura 3.7: Discretización de la zona de los gases de combustión, con vista superior en la zona del quemador.

Para la discretización en la zona del aluminio líquido, figura 3.8, se muestra la discretización del dominio casi perfecta conformada por elementos hexaedros.

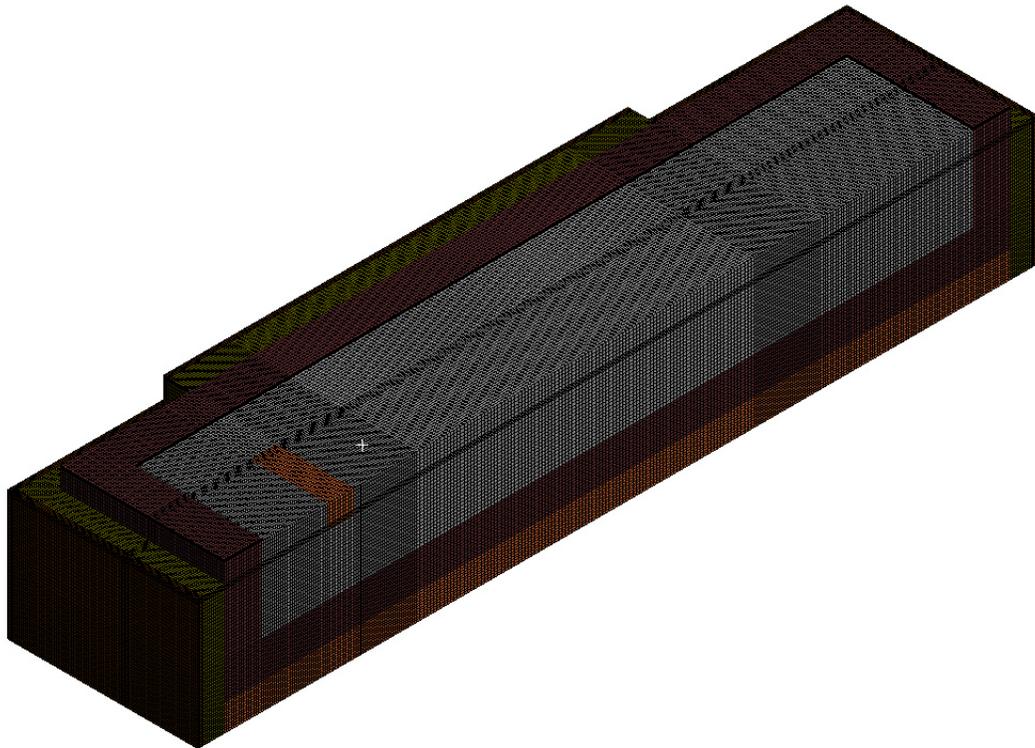


Figura 3.8: Discretización de la zona del aluminio líquido, con vista isométrica.

En la tabla 3.1 se muestran las estadísticas de la discretización del dominio para las dos zonas del horno mantenedor.

Estadísticas	Zona	
	Aluminio Líquido	Gases de combustión
Cuerpos	346	313
Nodos	1,573,480	4,519,513
Elementos	1,522,272	4,428,168
Skewness mínimo	1.3057E-10	1.3057E-10
Skewness máximo	1.3257E-10	8.2257E-01
Skewness promedio	1.3069E-10	2.1339E-02
Desviación estándar	1.2192E-13	7.9586E-02

Tabla 3.1: Calidad de la discretización del dominio mediante su skewness.

3.1.3 MODELOS A ESTUDIAR

En la metodología presentamos un seguimiento para la obtención de un balance de energía para el horno mantenedor. En el estado del arte no se ha encontrado una metodología para dividir un análisis de un horno mantenedor, sin embargo, se han encontrado estudios donde el material a fundir lo toman como un sólido, despreciando la transferencia de calor generada por los flujos convectivos en el aluminio líquido. Por esta razón se seleccionó esta metodología, con el fin de estudiar todos los fenómenos que ocurren en el horno mantenedor.

Los modelos estudiados para el análisis de la zona de los gases de combustión son:

- Conservación de la masa.
- Conservación de la cantidad de movimiento.
- Modelo de turbulencia de dos ecuaciones $\kappa - \epsilon$

- Conservación de la energía.
- Modelo de radiación OD.

Es importante considerar un modelo de radiación, ya que en la literatura se ha considerado que es la energía que predomina para la transferencia de calor en los hornos industriales. Aunque se considera un tema por estudiar, existen varios modelos de radiación en la actualidad como; Rossland, P1, DTRM, OD, Monte Carlo, etc. La selección del modelo OD, fue gracias a su simple desarrollo y buena aproximación.

Para los modelos de turbulencia existe también una gran variedad de modelos, sin embargo, se considera un modelo $\kappa - \epsilon$ por que hace referencia a valores con la energía cinética en las tres direcciones.

Y los modelos estudiados para el análisis de la zona del aluminio líquido son:

- Conservación de la masa.
- Conservación de la cantidad de movimiento.
- Convección natural a través de la suposición de Boussinesq.
- Conservación de la energía.

En esta zona del aluminio líquido, se considera la variación de la densidad en función de la temperatura, la cual genera un movimiento interior en el aluminio, suposición de Boussinesq. También se considera la ecuación de cantidad de movimiento en régimen laminar, ya que se ha observado que hay velocidades muy bajas en la zona del aluminio líquido.

3.1.4 PROPIEDADES DE LOS MATERIALES

Después de seleccionar los modelos ha estudiar es preciso, ver las propiedades físicas de los materiales ha estudiar. En las figuras anteriores 3.3 y 3.4 se puede observar los dominios de los materiales los cuales son: aire (gases de combustión, aluminio líquido, refractarios, papel cerámico, aislante y puerta).

3.1.4.1 AIRE (GASES DE COMBUSTIÓN)

El análisis del proceso de combustión es muy complicado y consume mucha memoria de computo por lo que se desarrolló una metodología, en donde la energía liberada por el proceso de combustión, es introducida al horno por medio de un balance de energía utilizando la entalpía del aire con la misma cantidad de energía que liberaría el proceso de combustión. Se considera entonces el poder calorífico del gas natural, la temperatura y el flujo másico de los gases de combustión, la tabla 3.2 muestra las propiedades termofísicas de aire a la temperatura que alcanzan los gases en la combustión. Estos datos fueron considerados en el modelado computacional.

Propiedades del aire	
Densidad	Ecuación de gas ideal
Calor específico	Polinomio
Conductividad Térmica (W/m·K)	0.07868
Viscosidad dinámica	Ley de Sutherland
Peso molecular (Kg/Kg mol)	28.966
Coefficiente de Absorción (1/m)	0.23
Coefficiente de Scattering	0.1
Función de Fase Scattering	Isotrópico

Tabla 3.2: Propiedades termofísicas de los gases de combustión.

3.1.4.2 ALUMINIO LÍQUIDO

El aluminio en fase líquida es el principal material a analizar, por lo cual dependemos estrictamente de conocer sus propiedades y sus condiciones. La tabla 3.3, muestra las propiedades termofísicas del aluminio líquido.

En las siguientes gráficas podemos interpretar las variaciones de la propiedades del aluminio en función de la temperatura.

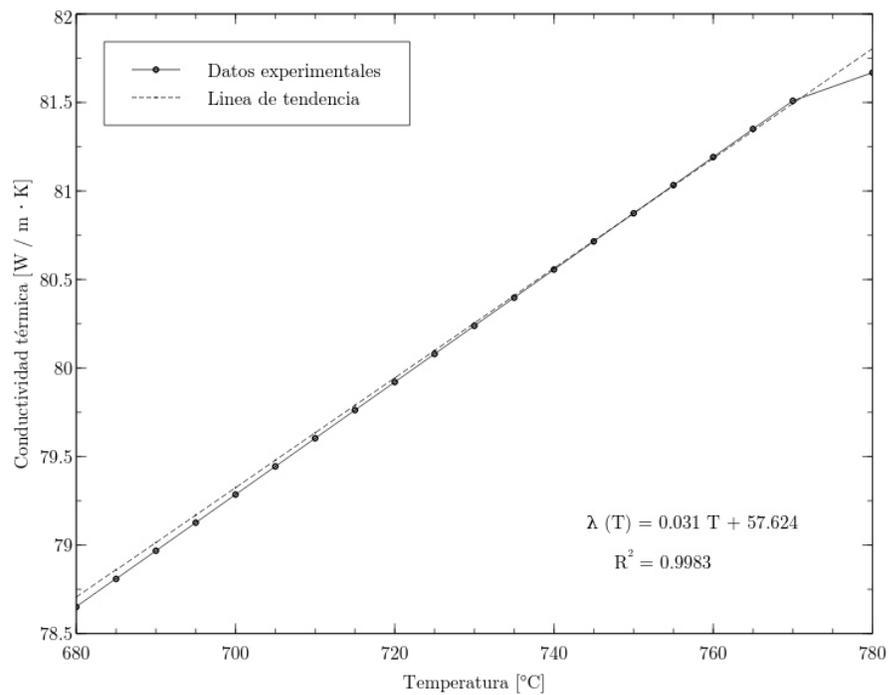


Figura 3.9: Conductividad térmica del aluminio líquido.

Temperatura T (°C)	Conductividad		Calor	Coefficiente de
	Térmica λ (W/m · K)	Densidad ρ (kg/m ³)	Específico Cp (J/kg · K)	Expansión Térmica β (1/K)
680	78.6497	2501.870	1117.40	0.000137513
685	78.8086	2500.150	1117.60	0.000137592
690	78.9675	2498.430	1117.80	0.000137678
695	79.1264	2496.710	1117.80	0.000138582
700	79.2852	2494.980	1118.00	0.000138678
705	79.4441	2493.250	1117.80	0.000138775
710	79.6030	2491.520	1118.20	0.000139674
715	79.7619	2489.780	1118.20	0.000138968
720	79.9207	2488.050	1118.20	0.000139861
725	80.0795	2486.310	1118.40	0.000140771
730	80.2385	2484.560	1118.40	0.000140065
735	80.3974	2482.820	1118.60	0.000140969
740	80.5563	2481.070	1118.60	0.000141068
745	80.7151	2479.320	1118.60	0.000141974
750	80.8740	2477.560	1118.80	0.000141268
755	81.0329	2475.810	1119.00	0.000142184
760	81.1917	2474.050	1119.00	0.000143085
765	81.3506	2472.280	1119.00	0.000142379
770	81.5095	2470.520	1119.20	0.000143290
780	81.8273	2466.980	1119.40	0.000143495

Tabla 3.3: Propiedades termofísicas del aluminio.

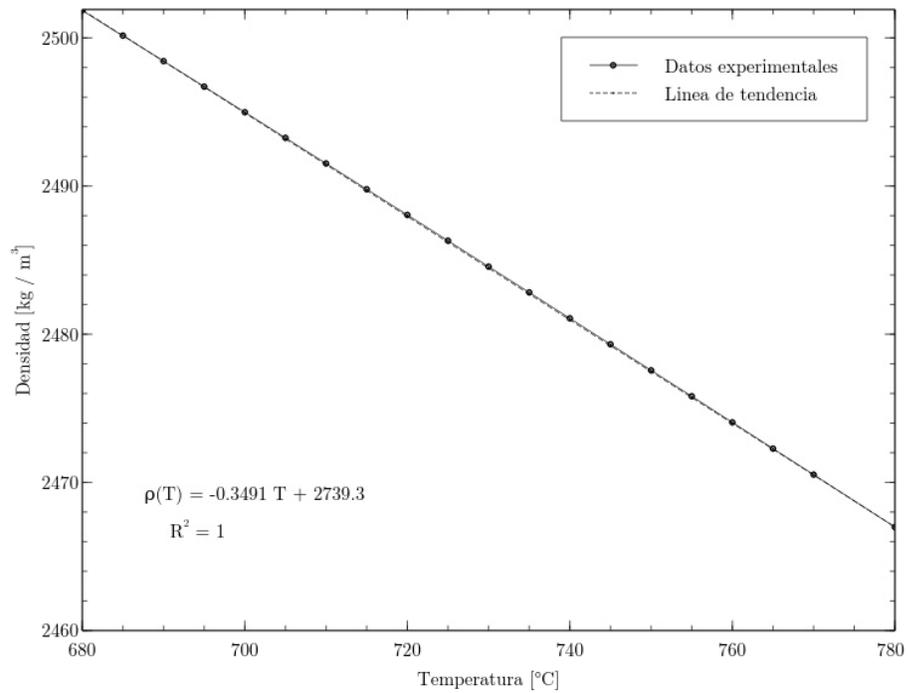


Figura 3.10: Densidad del aluminio líquido.

Para las gráficas de la conductividad térmica 3.9 y la densidad 3.10, se puede encontrar una tendencia de aproximación lineal. Donde la variación de la conductividad térmica es del 1.6 %, mientras que la densidad se encuentra con una variación de 0.403 %.

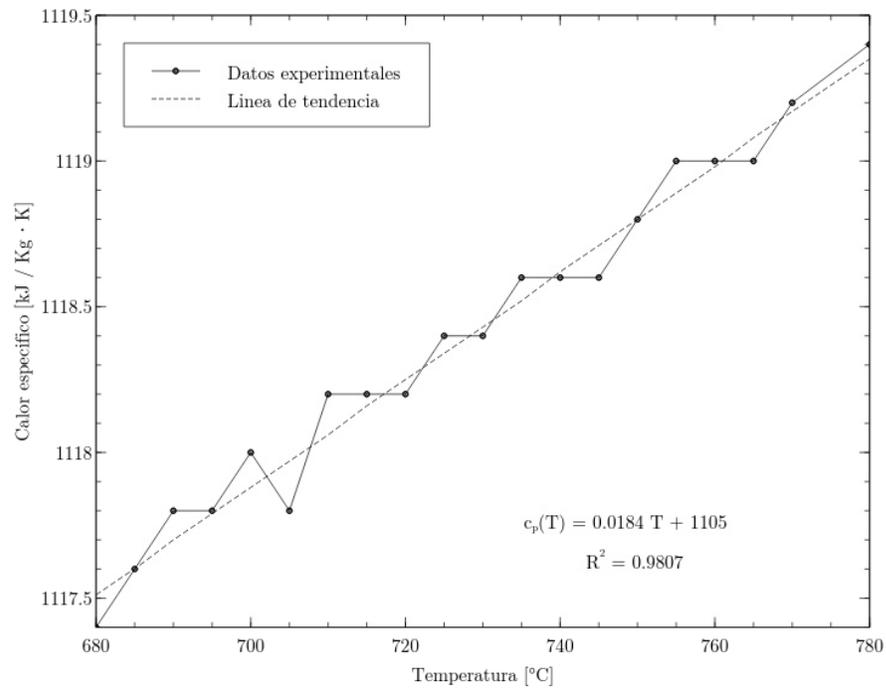


Figura 3.11: Calor específico del aluminio líquido.

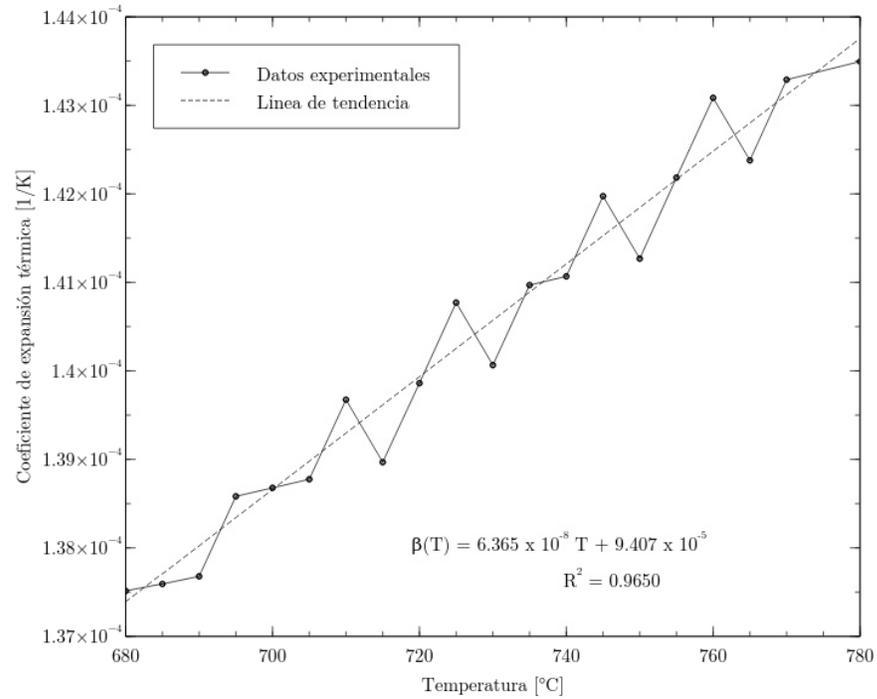


Figura 3.12: Coeficiente de expansión térmica del aluminio líquido.

Para las gráficas de calor específico 3.11 y el coeficiente de expansión térmica 3.12, se encontró una tendencia de aproximación lineal sin embargo sus valores son aleatorios. Sus variaciones son 0.044 % y 0.07143 %. Por lo que la variación es muy pequeña.

Además de estas consideraciones, hemos supuesto que el aluminio líquido se comporta como un fluido newtoniano con régimen laminar y con las propiedades constantes. El término de la fuerza de flotación para la convección natural en el aluminio se calculó mediante el modelo de Boussinesq, donde se utilizó un coeficiente de expansión térmica. El término de la viscosidad del aluminio fue seleccionado de la ecuación 2.9.

3.1.4.3 REFRACTARIOS

En el horno existen varias capas de cerámicos refractarios como se pueden observar con las figuras 3.13 a 3.16. Estos refractarios se consideran como paredes constituidas por capas de distintos materiales refractarios, cuyas propiedades termofísicas están indicadas en la tabla 3.4.

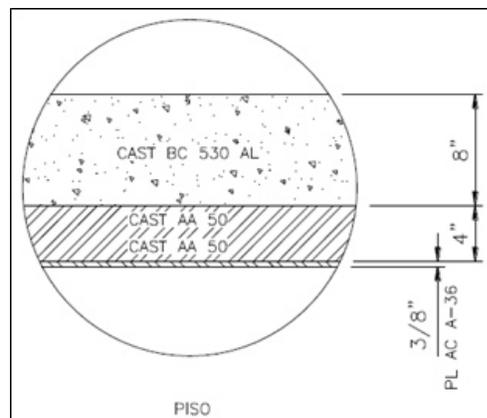


Figura 3.13: Arreglo de refractarios del piso del horno

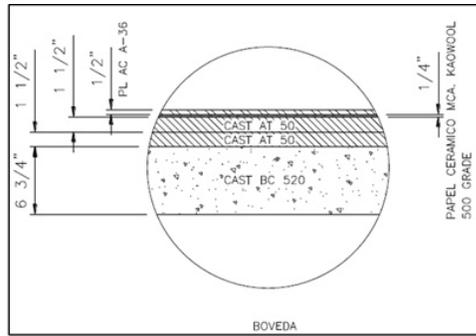


Figura 3.14: Arreglo de refractarios en la bóveda

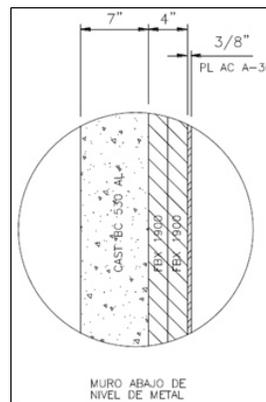


Figura 3.15: Arreglo de refractarios laterales abajo del nivel del aluminio líquido

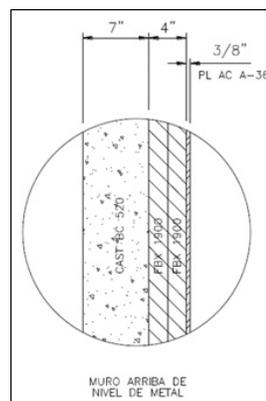


Figura 3.16: Arreglo de refractarios laterales arriba del nivel del aluminio líquido

Esta modificación es muy conveniente para realizar la discretización del dominio de cómputo, y obtener una reducción en la cantidad de elementos. No obstante, que se suprime la existencia de elementos estructurales, estos elementos en

Material	Conductividad Térmica (W/m·K)	Densidad (kg/m ³)
Acero A-36	45	7850
Cast AA 50	2	2500
Cast AT 50	2	2500
Cast BC 520	2	2700
Cast BC 530 AL	2	2700
FBX 1900	0.82	256.3
Kaowoll 500 grade	0.09	208

Tabla 3.4: Propiedades termofísicas de los refractarios.

sentido estricto constituyen medios por lo que se pierde calor, por lo que para remover estos elementos sin alterar los resultados de la transferencia de calor, primero se realizó un estudio de resistencias térmicas equivalentes incluyendo los elementos estructurales de tal forma, que se calculó la resistencia térmica equivalente total. Entonces se adaptaron las propiedades termofísicas de las capas de refractario, de tal forma, que se respetó el valor de la resistencia térmica equivalente total.

3.1.5 CONDICIONES DE LA FRONTERA

Para la solución de las ecuaciones de gobierno se requieren de las condiciones de frontera, estas condiciones de frontera nos da como resultado una ecuación particular, partiendo de una general, la cual es consistente con nuestro problema.

Las condiciones de frontera para la zona de los gases de combustión fueron:

- Condición de no deslizamiento en las paredes del interior.
- Condición de superficie libre en la interfaz y en las zonas de aluminio expuestas a la radiación.

- Condición de temperatura constante en la interfaz.
- Condición de simetría en el diseño del horno.
- Flujo másico y temperatura constante en la entrada de los gases.
- Condición de transferencia de calor por convección en las paredes hacia el exterior.
- Caída de presión de 0 Pa y temperatura constante en la chimenea.

Las condiciones de la frontera para la zona del aluminio líquido fueron:

- Condición de no deslizamiento en las paredes del interior.
- Condición de superficie libre en la interfaz.
- Condición de temperatura constante en la interfaz.
- Condición de simetría en el diseño del horno.
- Condición de transferencia de calor por convección en las paredes hacia el exterior.
- Condición de transferencia de calor por radiación en las regiones expuestas del aluminio hacia el exterior.
- Sumidero de calor constante en el volumen del aluminio inferior a la interfaz.

La entrada de energía se calculo a partir de un promedio de gas consumido por el horno, la cual se muestra en la figura 3.17.

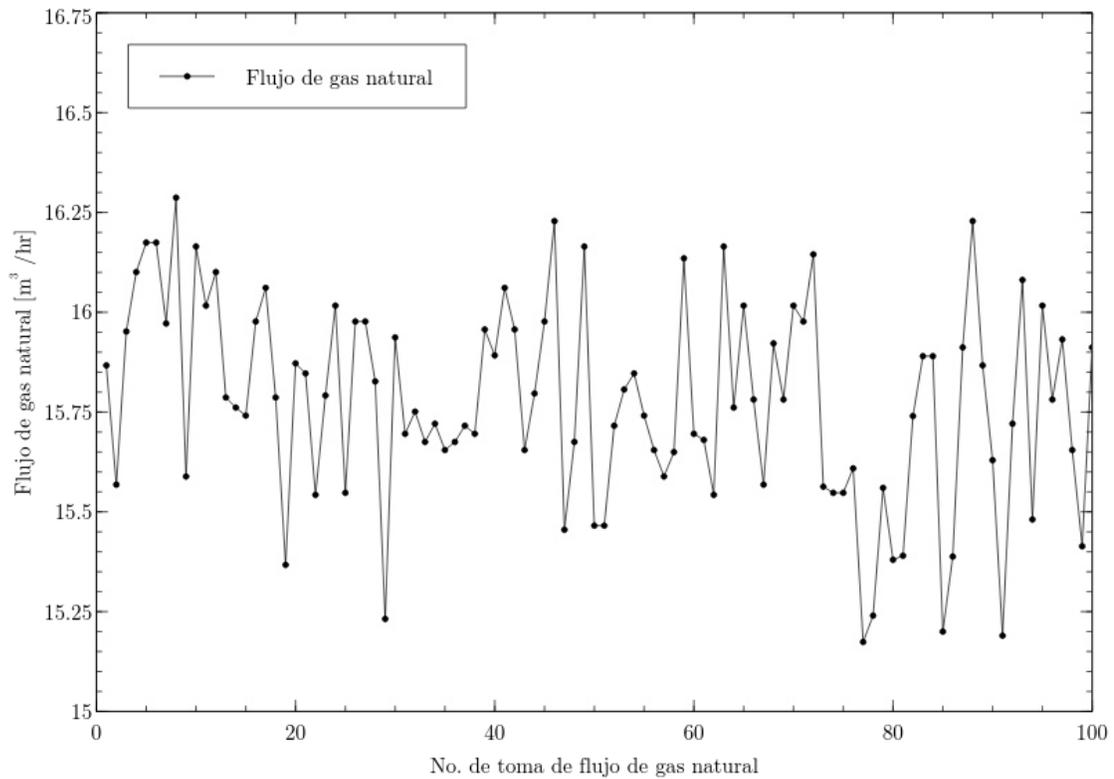


Figura 3.17: Flujo de gas natural en el horno mantenedor.

Para el problema en la parte de los gases de combustión se consideró una entalpía específica que resulta después de liberar la energía indicada por el poder calorífico del gas natural. El flujo másico de entrada es el que resulta de sumar los gastos másicos del gas natural y el aire, incluyendo su exceso de aire. Las condiciones de la frontera se muestran en la figura 3.18 son muy importantes en el análisis ya que con ellas podemos simular un flujo de entrada con la energía que se libera en la combustión que hay adentro del horno real.

Tabla 3.5: Cálculo de entrada de energía del quemador.

Propiedades	Valor	Unidades
Flujo de gas	1.609 e +01	m^3 / h
Densidad	7.320 e -02	kg / m^3
Flujo volumétrico	4.415 e -03	m^3 / s
Flujo másico	3.295 e -03	kg / s
Relación estequiométrica	1.719 e +01	kg_{aire} / kg_{gas}
Flujo másico estequiométrico	5.556 e -02	kg/s
Exceso de aire	10	%
Flujo real del aire	6.112 e -02	kg / s
Flujo total	6.435 e -02	kg / s
Poder calorífico superior	3.850 e +01	MJ / m^3
Poder calorífico superior	5.260 e +01	MJ / kg
Poder calorífico inferior	4.734 e +01	MJ / kg

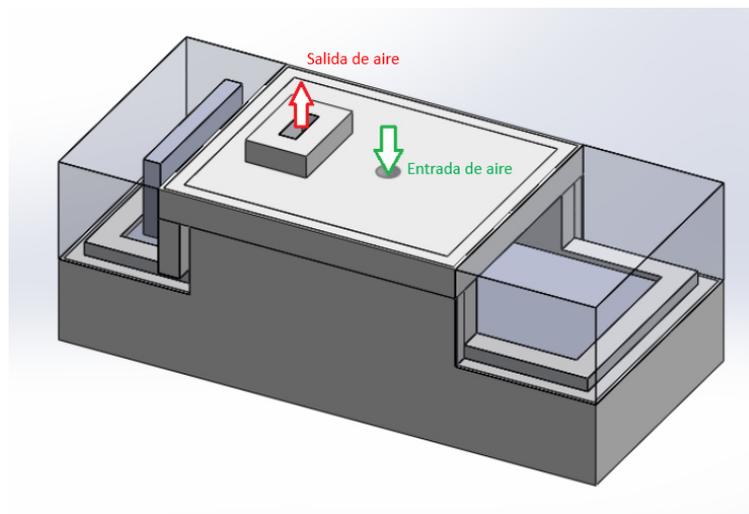


Figura 3.18: Horno sin estructura metálica con especificaciones de entradas y salidas de aire

El cálculo de la energía de entrada se obtiene mediante la ecuación 3.1.

Entrada de aire	
Flujo másico (kg/s)	0.03217
Temperatura (K)	2207
Intensidad de Turbulencia viscosa (%)	5
Rango de turbulencia viscosa	10

Tabla 3.6: En la entrada del quemador

Salida del aire	
Presión Manométrica (Pa)	0
Temperatura (K)	1373.15
Intensidad de turbulencia viscosa	5
Rango de turbulencia viscosa	10

Tabla 3.7: En la salida de la chimenea

$$\dot{Q} = \dot{m} PCI = 156.7kW \quad (3.1)$$

Estos datos son considerados para el horno completo, por tal razón se observa que la entrada de gas es la mitad de los datos mostrados en la tabla 3.5. Las condiciones de frontera consideradas para la entrada de gases calientes están indicadas en la tabla 3.6, y las condiciones en la salida para esta primera zona de estudio se muestran en la figura 3.7. Como se puede ver, en la entrada se ha fijado el flujo másico y la temperatura de los gases. Es importante indicar que el ingreso de gases en estas condiciones entrega al horno la misma cantidad de energía térmica que se libera en la combustión del gas natural en la operación real del horno.

Entrada de aire	
Flujo másico (kg/s)	0.03217
Temperatura (K)	2207
Intensidad de Turbulencia viscosa (%)	5
Rango de turbulencia viscosa	10

Tabla 3.8: En la entrada del quemador.

3.1.5.1 ENTRADAS Y SALIDAS DE GASES

Para realizar el estudio del horno completo, éste se separó en dos partes. La primera parte incluye las zonas de gases y los refractarios de la bóveda, y su interacción con la interfaz líquida de aluminio. La segunda parte incluye las regiones del aluminio líquido y los refractarios del contenedor, y su interacción en la interfaz con los gases de combustión.

Para acoplar ambas partes, se consideró que en la superficie libre de aluminio existe una transferencia de calor por convección y por radiación.

Las condiciones de frontera consideradas para la entrada de gases de combustión están indicadas en la tabla 3.8 y las condiciones en la salida para esta primera zona de estudio se muestran en la figura 3.9. Como se puede ver, en la entrada se ha fijado el flujo másico y la temperatura de los gases. Es importante indicar que el ingreso de gases en estas condiciones entrega al horno la misma cantidad de energía térmica que se libera en la combustión del gas natural en la operación real del horno.

Por otro lado, la salida de gases por la chimenea está establecida de tal forma, que se coloca la presión de referencia, además de la temperatura a considerar en caso de que se presente un flujo invertido en esta salida.

Salida del aire	
Presión Manométrica (Pa)	0
Temperatura (K)	1373.15
Intensidad de turbulencia viscosa	5
Rango de turbulencia viscosa	10

Tabla 3.9: En la salida de la chimenea

3.1.5.2 REGIÓN DEL ALUMINIO LÍQUIDO

Para realizar el modelado de la transferencia de calor en el aluminio líquido, se utilizó un modelo de dinámica de fluidos aplicable a flujo laminar de tal forma que fue posible resolver las ecuaciones de movimiento del aluminio como un fluido viscoso, de muy alta conductividad térmica y muy alta difusividad térmica, que es impulsado por la flotación debida a gradientes de la densidad y provocados por la distribución de temperatura; fenómeno conocido como convección natural térmica. Para realizar este modelo se utilizaron las propiedades termofísicas del aluminio en fase líquida y el modelo de Boussinesq en las ecuaciones de la cantidad de movimiento la región de aluminio líquido está contenida por las paredes de refractario, mismas que por sus superficie externa están expuestas al medio ambiente y a una transferencia de calor por convección natural en el aire que rodea al horno.

Es importante notar que parte de la superficie líquida del aluminio está expuesta de forma directa al medio ambiente exterior, que podemos considerar que se encuentra a 40 °C, por lo que es de esperar que a través de esta superficie se remueva una cantidad importante de calor por radiación térmica, para modelar este aspecto, la superficie de aluminio expuesta al medio ambiente se consideraron las condiciones que se presentan en la tabla 3.10.

Por otra parte, para resolver este caso fue necesario acoplar las dos regiones, la transferencia de calor en la región de los gases y la transferencia de calor en

Superficies de aluminio hacia el exterior		
ε	Emisividad	0.8
T_{rad}	Temperatura del ambiente exterior	40.0 °C

Tabla 3.10: Superficie de aluminio expuesta hacia el exterior por radiación

la región del aluminio líquido. Para lograr este objetivo se decidió fijar el valor de la temperatura de la interfaz del aluminio líquido, es decir, la temperatura en la interfaz entre los gases calientes y el aluminio líquido. La temperatura en la interfaz define la condición de frontera que comparten tanto la zona de los gases como la zona del aluminio líquido. Para la temperatura en la interfaz se consideró un valor de 740 °C, como se muestra en la tabla 3.11, en virtud de que las condiciones de operación del horno para un proceso satisfactorio en planta, están establecidos en base al hecho de que el aluminio debe mantenerse a una temperatura superior a los 730 °C, es importante destacar que resultó un reto poder lograr el acoplamiento de los dos problemas de transferencia de calor debido a que no obstante que existe una frontera que comparten y que se encuentra a 740°C, existe también una capa de óxido de aluminio que flota sobre la superficie del aluminio líquido, y esta capa representa una resistencia térmica debido a que no tiene las mismas propiedades termofísicas del aluminio líquido que se encuentra debajo de ella, este óxido es generado por el contacto directo de las flamas de la combustión y el aluminio. En la literatura se encuentran reportados valores estimados de las propiedades termofísicas del óxido de aluminio, cuya información se tomó en consideración para el modelado de este caso. Adicionalmente, en las evaluaciones físicas hechas en el horno en de la planta se pudo ver que el espesor de esa capa de óxido es de un par de centímetros, entonces, las propiedades termofísicas consideradas para la capa de óxido de aluminio se muestran en la tabla 3.12.

Superficie de aluminio en el corazón del horno			
T	Temperatura	740.0	°C

Tabla 3.11: Superficie de aluminio interfaz del análisis del horno superior y el inferior.

Propiedades del óxido del aluminio			
T	Temperatura	740.0	°C
δ	Espesor	0.02	m
k	conductividad térmica	7.64	W/m·K

Tabla 3.12: Propiedades termofísicas del óxido de aluminio.

3.1.5.3 SUPERFICIES EXTERNAS EXPUESTAS AL MEDIO AMBIENTE

Finalmente, para cerrar el problema de la transferencia de calor desde las superficies exteriores del horno hacia el medio ambiente es necesario establecer el mecanismo de transferencia de calor que hay desde la envolvente externa del horno hacia el medio ambiente exterior. Es posible identificar que los mecanismos en este caso son la convección natural y la radiación térmica. Para modelar este proceso es necesario definir el coeficiente de emisividad ε y el coeficiente de película o coeficiente de convección h de la superficie que está expuesta al medio ambiente exterior, además de las temperaturas del medio ambiente. El valor del coeficiente h se calculó con una correlación empírica para la transferencia de calor por convección natural de una superficie plana en posición vertical que se encuentra a una temperatura de 80°C, y que está expuesta al aire a temperatura de 40°C. Los valores considerados para las paredes externas del horno están resumidas en la tabla 3.13.

Parámetros considerados			
ε	Emisividad	0.8	
h	Coef. de transferencia de calor	10.0	W/m \cdot K
T_a	Temperatura ambiente	40.0	°C
T_{rad}	Temperatura externa de radiación	40.0	°C

Tabla 3.13: Condiciones en las superficies externas del horno.

3.1.5.4 SUMIDERO DE CALOR

El sistema de alimentación del horno es de 320 kg cada 16 minutos con una temperatura de 700°C, y el sistema de descarga es de 32 kg por un minuto, completando los 320 kg en 16 minutos, pero con una temperatura de 740°C, indicando que el sumidero de calor es el incremento de la temperatura de los 320 kg de aluminio de 700°C a 740°C

Para recrear la simulación del sumidero de calor generado por la alimentación y la descarga del horno se consideró un sumidero de calor constante el cual es de 16,770 W, en el volumen del aluminio de entrada, ver ecuación 3.3.

$$\dot{Q} = \dot{m}C_P\Delta T \quad (3.2)$$

$$\dot{Q} = \left[0.375 \frac{kg}{s}\right] \left[1118 \frac{J}{kg \cdot K}\right] [40K] = 16,770W \quad (3.3)$$

Se considero las mismas condiciones de frontera que las del horno agregando además la generación de calor. Dicho sumidero es colocado en el volumen del aluminio, el cual es de 1.688 m³.

Aluminio (cuerpo completo)		
q'''	Generación de calor	9,808 W/m ³

Residuales	
Ecuación de la conservación de la energía	1×10^{-14}
Ecuación de la conservación de la masa	1×10^{-7}
Ecuación de la conservación de la cantidad de movimiento	1×10^{-6}
Ecuación del modelo κ - ϵ (región de gases calientes)	1×10^{-6}

Tabla 3.14: Criterios de convergencia para los residuales de las ecuaciones de conservación

3.1.6 METODOLOGÍA COMPUTACIONAL

Para la solución del método numérico se empleó un esquema SIMPLE (semi implicit method pressure linked equation), para la interpolación espacial entre los nodos se utilizaron un esquema de Upwind de segundo orden para las ecuaciones de cantidad de movimiento y energía, los factores de relajación fueron de 0.7 y 0.9 respectivamente.

Para evaluar la convergencia del método numérico, se establecieron criterios basados en los valores de los residuales totales ponderados de todas las ecuaciones de conservación involucradas. Los valores definidos como criterios se muestran en la tabla 3.14. Para acelerar la convergencia de la simulación, se considero una inicialización en el dominio del aluminio a una temperatura a 740°C y una velocidad de cero y en los refractarios a una temperatura de 550°C.

3.1.7 RESULTADOS

Los resultados obtenidos en el estudio se presentan en las dos zonas que fueron estudiadas: la zona del aluminio líquido y la zona de los gases de combustión. Además, se da una breve explicación de los resultados obtenidos. Las características más importantes que se van a comentar son: flujo de calor, velocidad y temperatura.

3.1.7.1 RESULTADOS EN LA ZONA DEL ALUMINIO LÍQUIDO

Regiones específicas en la zona aluminio líquido. La figura 3.19 muestra los contornos de temperatura en el aluminio, se puede observar como en la zona del llenado del aluminio tiene más alta temperatura en comparación de la zona de la descarga del aluminio, esto se debe a la gran pérdida de calor generado por la exposición del aluminio hacia el exterior. De igual forma se entiende que el gradiente de temperaturas es de 25 K, y que existe una uniformidad en las temperaturas en el horno mantenedor, y el rango de temperatura está alrededor de 1008 K (735°C). La figura 3.20 muestra que la temperatura promedio en las paredes es alrededor de los 620 K (550°C), se observan que en las esquinas las temperaturas son muy bajas, esto puede ocasionar pérdidas de calor, se recomienda el uso de chaffanes o redondeos para evitar grandes gradientes de temperatura. La exposición al exterior del aluminio líquido se muestra en la figura 3.21, donde se muestra una temperatura menor en la descarga del aluminio que en el llenado. Mientras que en la 3.22 los contornos de temperatura en la interfase tiene una diferencia de temperaturas alrededor de 10 K, consiguiendo una uniformidad en la transferencia de calor.

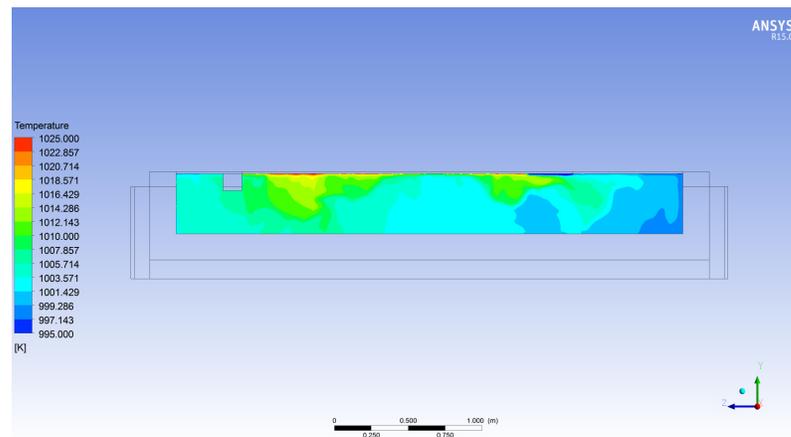


Figura 3.19: Contornos de temperaturas en el aluminio (K).

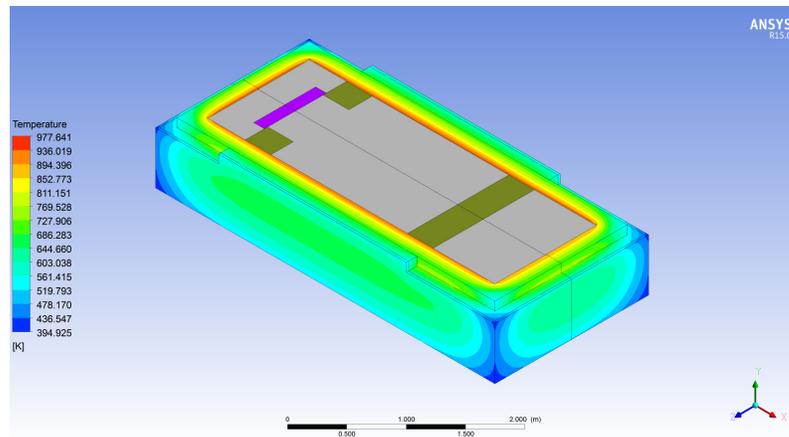


Figura 3.20: Contornos de temperaturas en los refractarios (K).

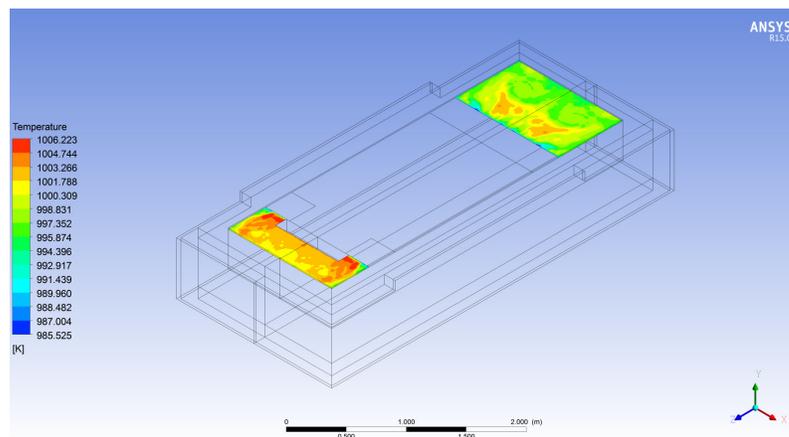


Figura 3.21: Contornos de temperaturas en el aluminio expuesto (K).

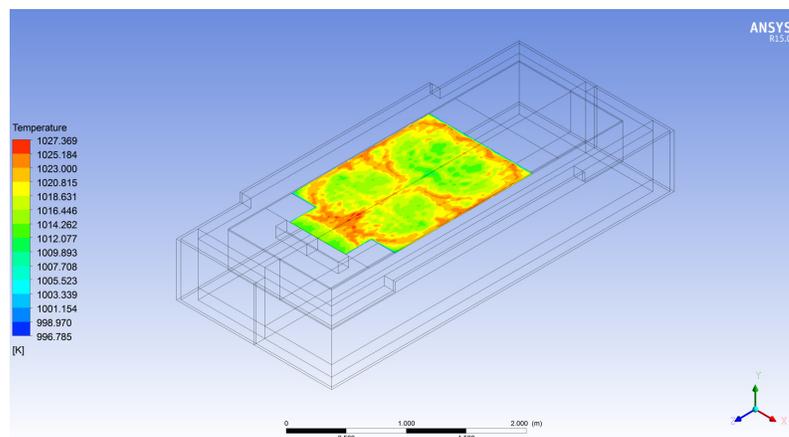


Figura 3.22: Contornos de temperaturas en la interfase del aluminio (K).

La gráfica 3.23 muestra una diferencia alrededor de 13 K, entre el aluminio de llenado y el aluminio de descarga, esta diferencia se debe al área expuesta hacia el exterior el cual desprende una alta pérdida de energía hacia el exterior, sustraído del aluminio.

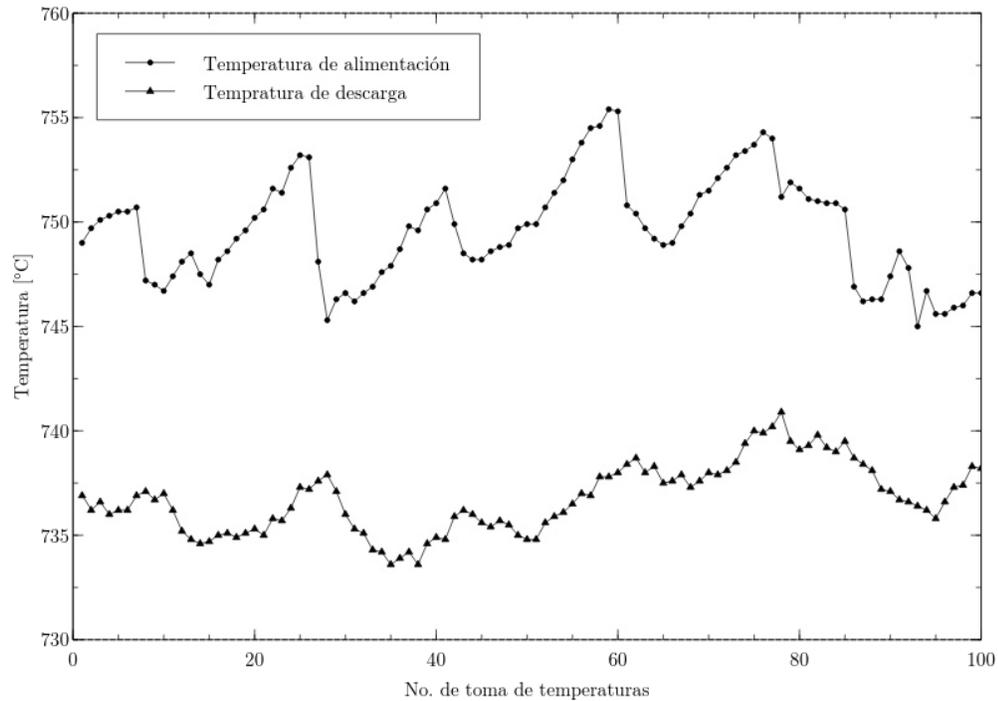


Figura 3.23: Toma de temperaturas con termopares en el baño de aluminio.

Las figuras 3.24 y 3.25 muestran los contornos y vectores de velocidad en el aluminio, aún cuando las velocidades promedio están en el orden de 0.09 (m/s), es importante la consideración en fase líquida, ya que el efecto de la velocidad mueve el aluminio de zona alta a la de baja temperatura provocando con esto la uniformidad del medio.

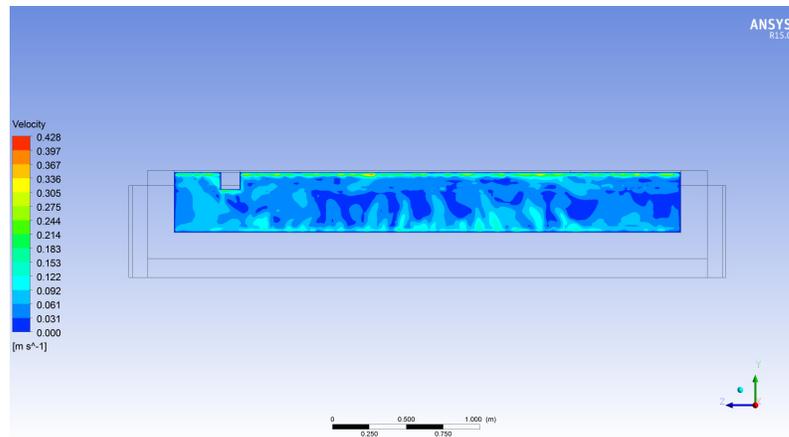


Figura 3.24: Aluminio (m/s).

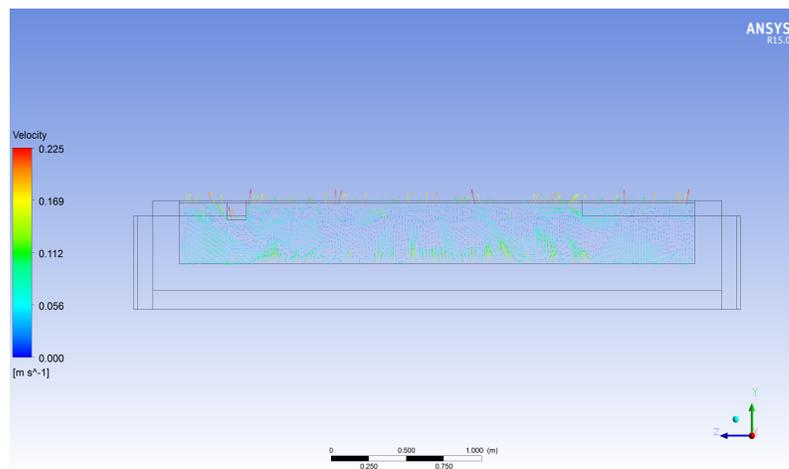


Figura 3.25: Aluminio (m/s).

Las figuras 3.26 y 3.27 muestran los contornos de flujo de calor en los refractario y en el aluminio expuesto al exterior. Se determina que en la superficies expuestas al exterior son del orden de $19,500 \text{ (W/m}^2\text{)}$ mientras que en las paredes laterales son de $1,600 \text{ (W/m}^2\text{)}$. Significando 12 veces más perdida en el flujo de calor en comparación de las paredes laterales del horno.

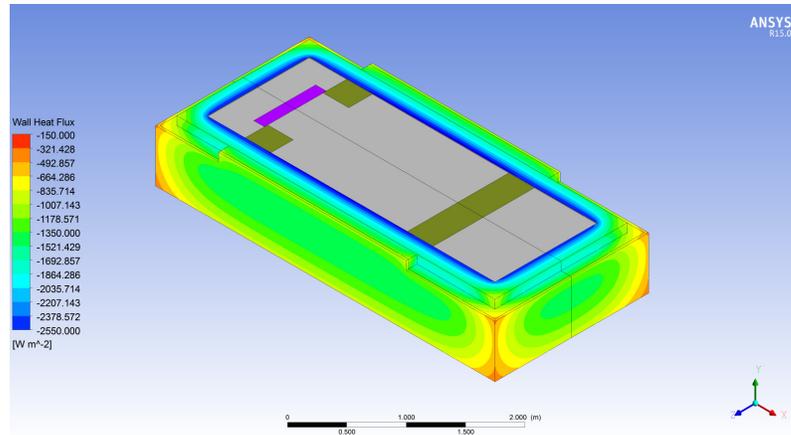


Figura 3.26: Contornos de flujo de calor de los refractarios (W/m^2).

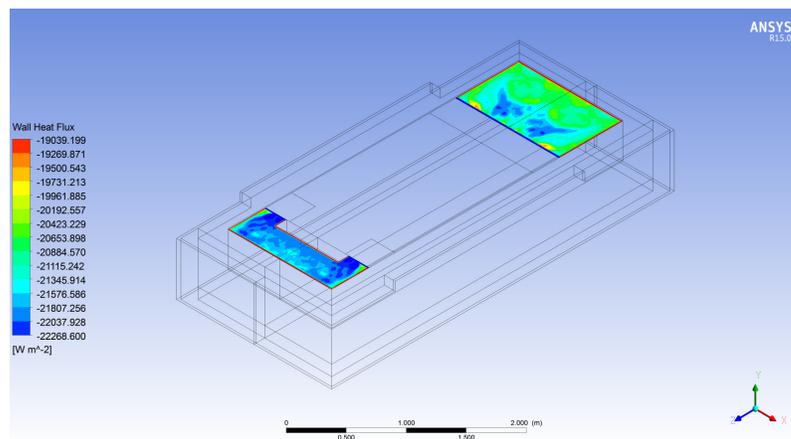


Figura 3.27: Contornos de flujo de calor en la zona del aluminio líquido expuesto (W/m^2).

3.1.7.2 RESULTADOS EN LA ZONA DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN

En seguida se muestran las figuras obtenidas en la zona de los gases de combustión. Al igual que en la zona del aluminio líquido, las variables más importantes son: temperatura, temperatura de radiación, velocidad y flujo de calor. En cuanto a la temperatura de radiación es importante el uso de los modelos de radiación, ya que gran parte de la transferencia de calor en los hornos industriales es por este medio, se estima en un 30 % de la energía transferida. En la figura 3.28 se muestra la

temperatura en la interfase con un valor promedio de 1050 K (773°C), esta temperatura cumple con la condición de la temperatura máxima para evitar el incremento acelerado de la formación de óxido de aluminio.

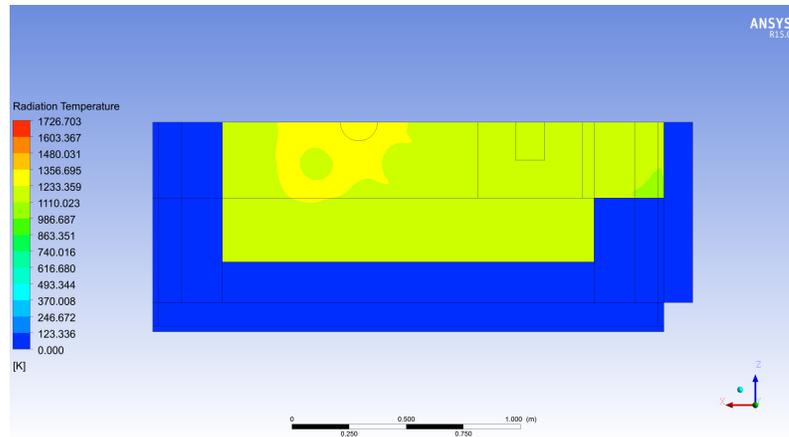


Figura 3.28: Contornos de temperatura de radiación en la zona de los gases de combustión (K).

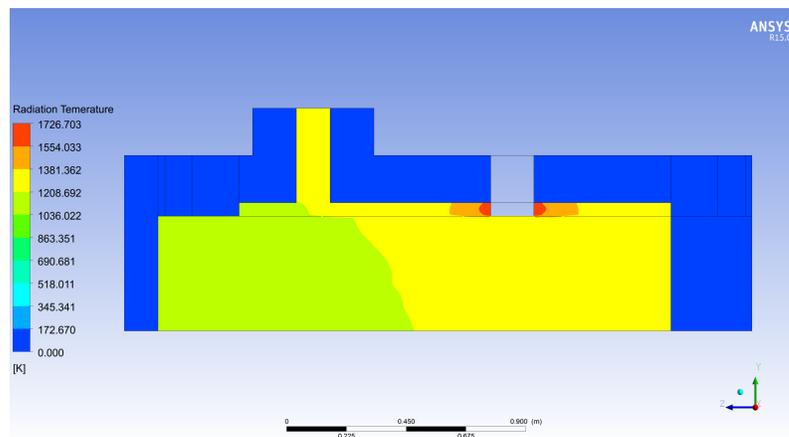


Figura 3.29: Contornos de temperatura de radiación en la zona de los gases de combustión (K).

En las figuras 3.30 y 3.31 se muestran los contornos de la temperatura, la figura 3.30 se muestra la temperatura en las paredes de los refractarios hacia el exterior en los laterales con un promedio de 920 K (647°C), sin embargo, debido a la ubicación y tipo de quemador plano, la temperatura en la superficie de techo

se encuentra a mayor temperatura. La figura 3.31 se observa que una parte de los gases de combustión salen directamente hacia la chimenea sin tener recirculación en el horno, provocando una gran pérdida de energía. Algunas formas para evitar las pérdidas en la chimenea, se lograría con una nueva configuración en el diseño del horno que consiste en la ubicación y/o cambio el tipo de quemador.

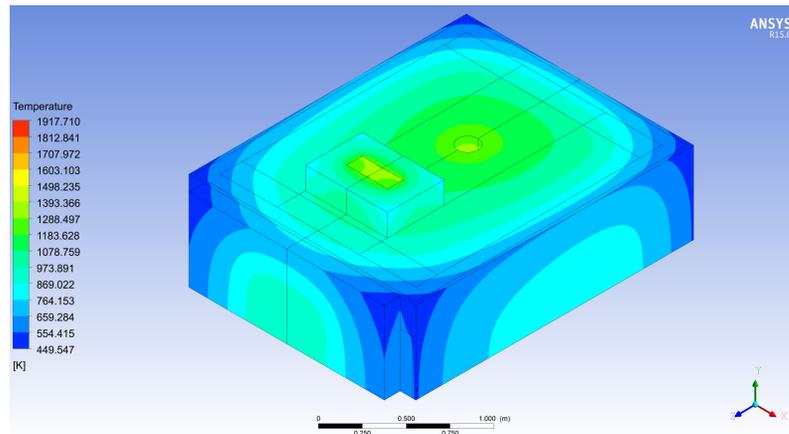


Figura 3.30: Contornos de temperatura en los refractarios internos de la cámara de combustión (K).

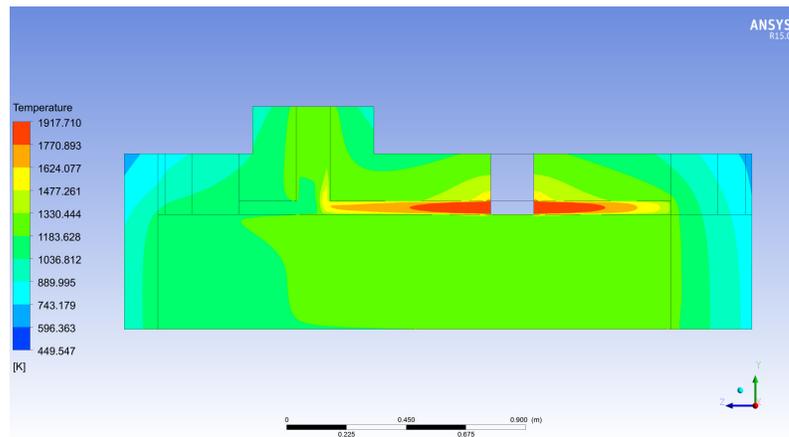


Figura 3.31: Contornos de temperatura en la zona de los gases de combustión (K).

En cuanto a las velocidades de los gases de combustión, se comprueba que gran parte salen de forma directa hacia la chimenea, ver figura 3.33. En la literatura [9] se da a conocer un diferencial de presión manométrica, en la chimenea, generado por

la altura del horno, mientras que en la figura 3.32 se observa una recirculación de los gases de combustión en el horno mantenedor, difundiendo más energía.

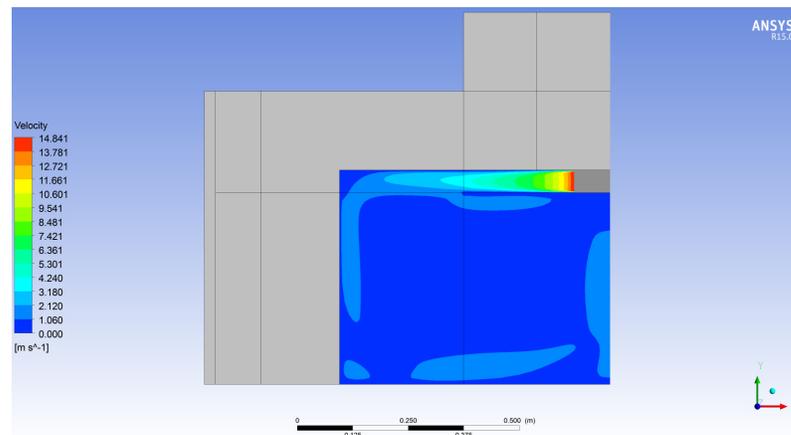


Figura 3.32: Contornos de velocidad en la zona de los gases de combustión (m/s).

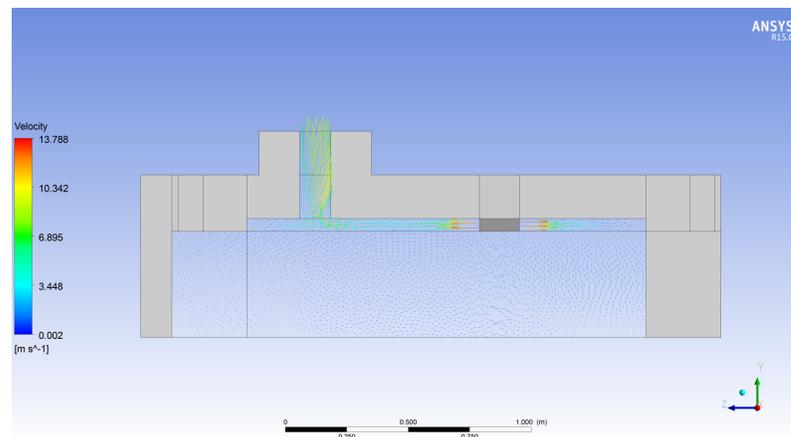


Figura 3.33: Contornos de velocidad en la zona de los gases de combustión (m/s).

El flujo de calor generado por las paredes exteriores de los refractarios en la zona de los gases de combustión, se muestra en la figura 3.34, y está alrededor de $2,000 \text{ (W/m}^2\text{)}$ un 25 % más que el promedio de los refractarios de la zona del aluminio líquido, esto es debido a que la temperatura del aluminio líquido se encuentra en menor temperatura que los gases de combustión.

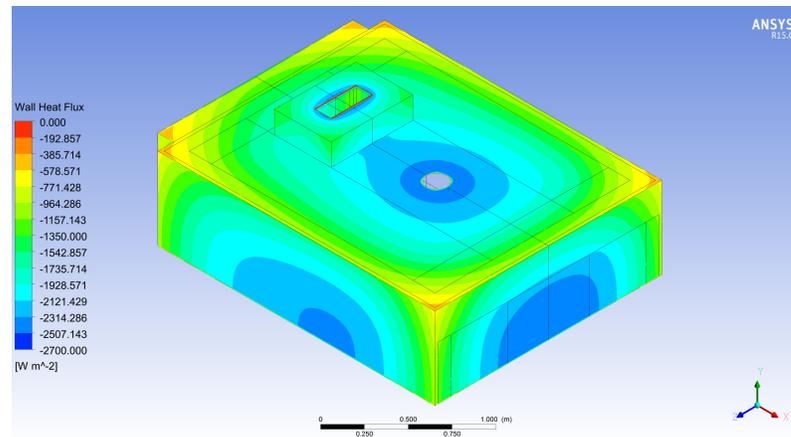


Figura 3.34: Contornos de flujo de calor en los refractarios (W/m^2).

3.1.7.3 RESULTADOS DEL HORNO COMPLETO

La unión de las dos zonas son mostradas a continuación con una distribución de la energía de entrada a través del diagrama de Sankey, que se ilustra en la figura 3.35. Aún cuando la superficie del aluminio expuesto al exterior representa una 9.27 %, hay que recordar que esta zona es sólo una décima parte aproximadamente de las superficies de los laterales del horno en la zona del aluminio líquido. En cuanto a la pérdida en la chimenea, el uso de equipos regeneradores obtienen un ahorro aproximado del 35 % de la energía pérdida por la chimenea.

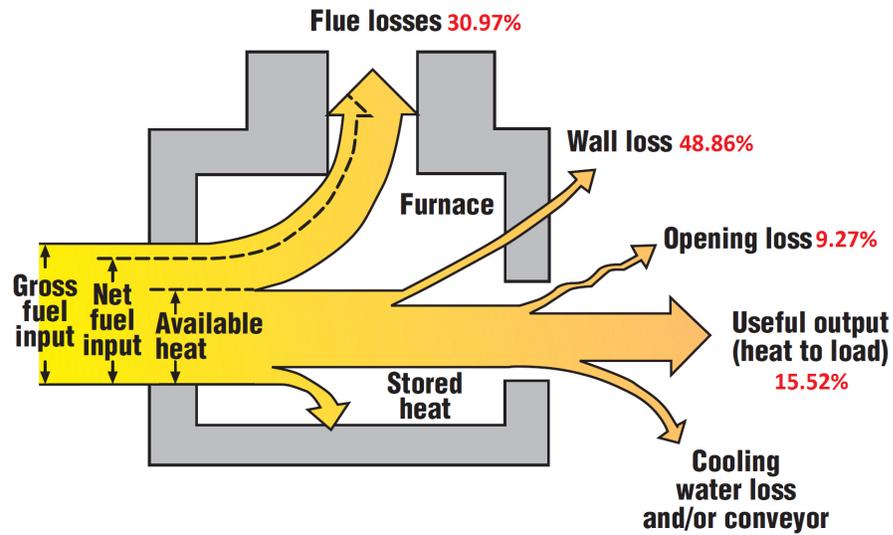


Figura 3.35: Distribución de la energía con el diagrama de Sankey [9].

Tabla 3.15: Distribución de la energía para el horno actual.

Rangos de transferencia de calor total (W)	
Paredes	52,505.05
Chimenea	51,280.60
Aluminio	25,707.62
Radiación Aluminio	15,363.34
Techo	10,586.54
Piso	9,541.51
Incalculable	584.58
Quemador	165,569.23

3.1.8 COMPROBACIÓN EXPERIMENTAL

En la sección anterior se demostraron los resultados mediante simulaciones, estos resultados deben de ser comprobados con mediciones experimentales. Para la

comprobación se utilizaron mediciones de temperatura en la envoltura del horno mantenedor, mediante una cámara termográfica infrarroja. En cada imagen termográfica se observan tres líneas blancas con las leyendas LI01, LI02 y LI03. Los datos miden la temperatura mínima, máxima, promedio y su desviación estándar.

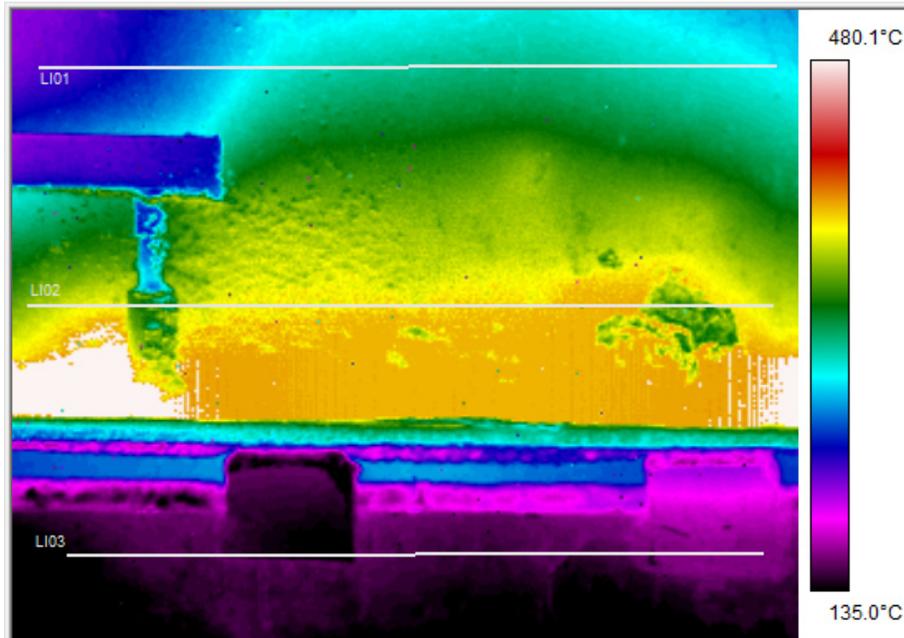


Figura 3.36: Termografía en la compuerta de acceso, zona del reverbero

En la figura 3.36 la línea LI01 muestra la temperatura ubicada en la parte superior de la compuerta del horno mantenedor, la línea LI02 se muestra la temperatura de la compuerta, mientras que LI03 muestra la temperatura de las paredes de del reverbero del aluminio líquido.

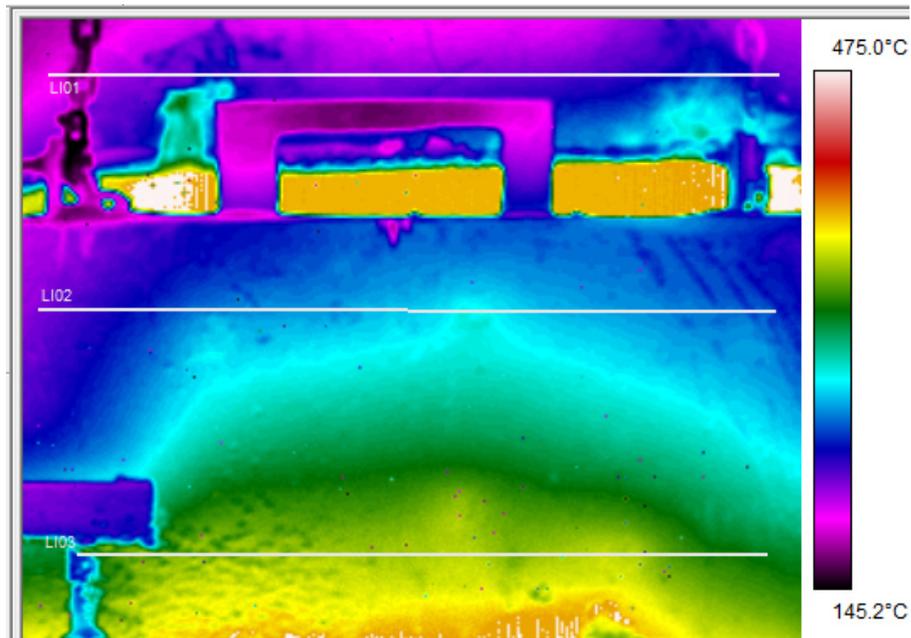


Figura 3.37: Termografía en la compuerta de acceso, zona de la compuerta

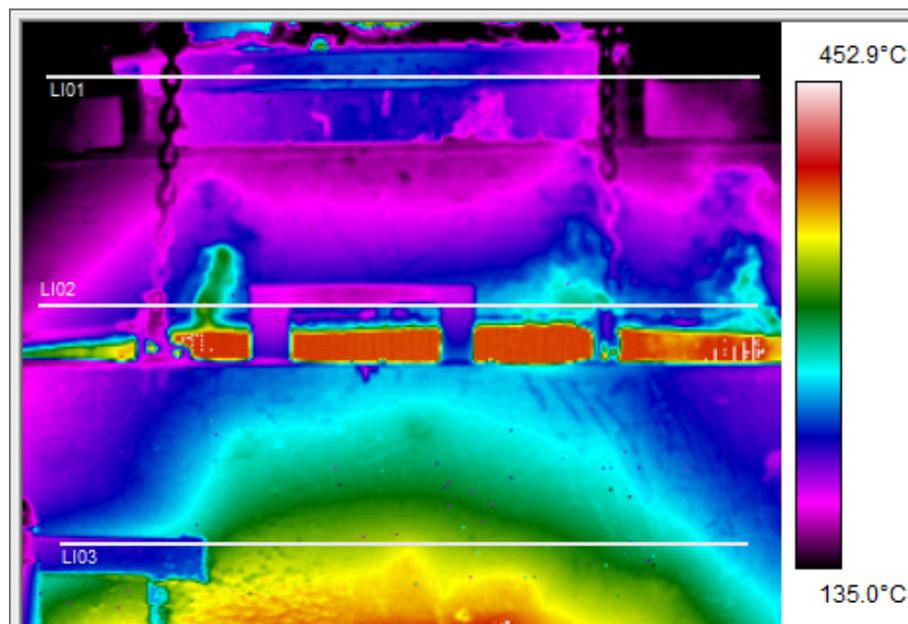


Figura 3.38: Termografía en la compuerta de acceso, zona de la chimenea

En las figuras 3.37 y 3.38 se observa un espacio entre la compuerta y la cámara de combustión del horno mantenedor, se pueden observar flujos convectivos con un alto gradiente de temperatura. Estos desfases en el horno provocan pérdidas de

energía.

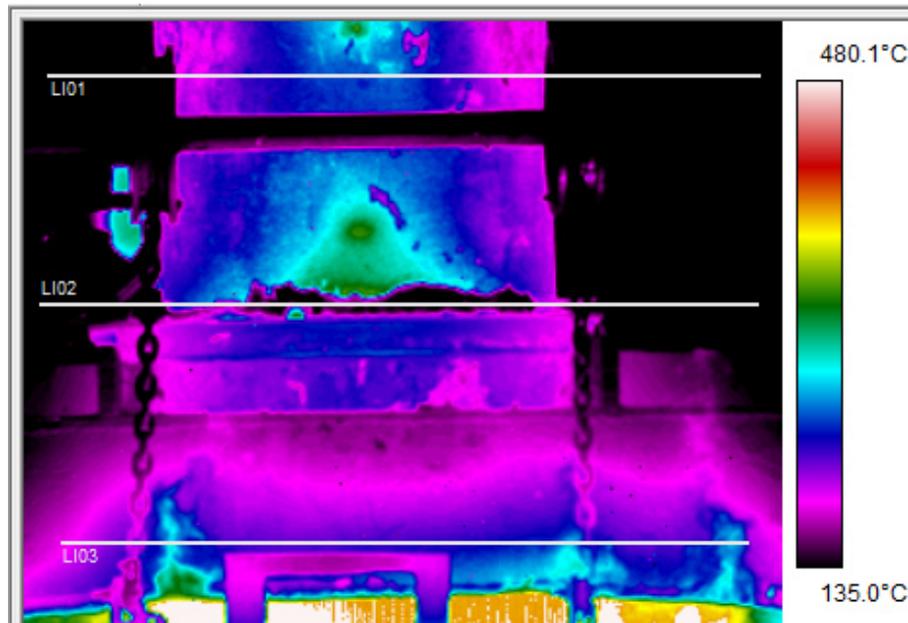


Figura 3.39: Termografía en la chimenea del horno mantenedor

En la figura 3.39 la línea LI01 muestra la temperatura de los gases de combustión por la chimenea, se observa la curvatura con tendencia parabólica de los isoterms en la salida de los gases de combustión, mientras que las temperaturas al interior en la zona de los gases de combustión, línea LI02, se observa que las temperaturas pueden llevar desde 1000°C hasta 1100°C . Por otro lado en la superficie del aluminio se pueden obtener temperaturas alrededor de 730°C a 762°C , ver líneas LI03 en las figuras 3.40 y 3.41. Así mismo se tomaron temperaturas al aluminio líquido, tanto del lado de alimentación como el lado de descarga del robot, teniendo una diferencia promedio aproximado de 13°C . Aunque esta diferencia deberá ser mayor con la parte del aluminio que se encuentra debajo de la interfase de los gases de combustión, la temperatura con la que ingresa al horno es de 740°C , y sin embargo, conserva una temperatura mayor que la de descarga, esta diferencia de temperaturas se debe a la pérdidas de energía ocasionadas por la radiación hacia el exterior, teniendo mayor área y a su vez, mayor pérdida de energía.

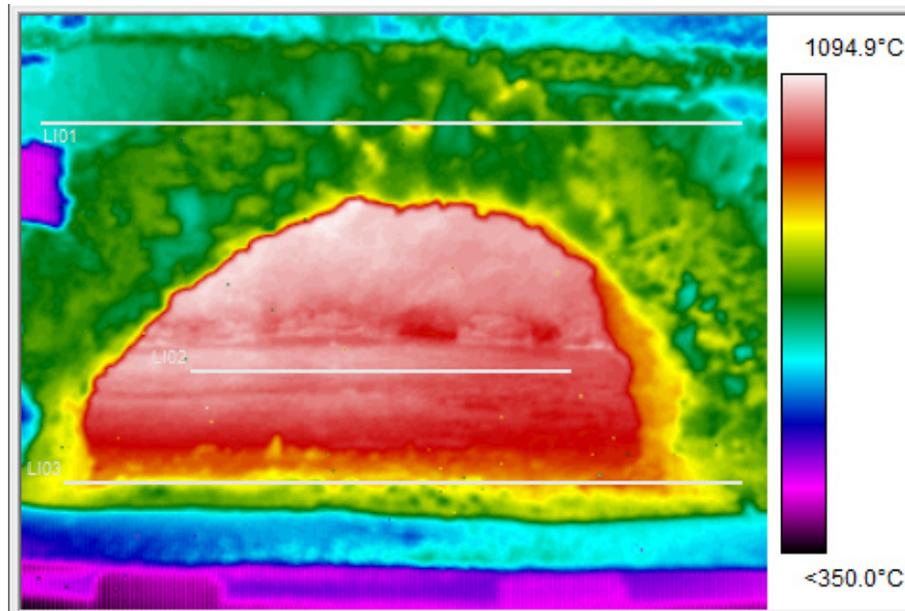


Figura 3.40: Termografía en el interior de la cámara de combustión. Primera toma.

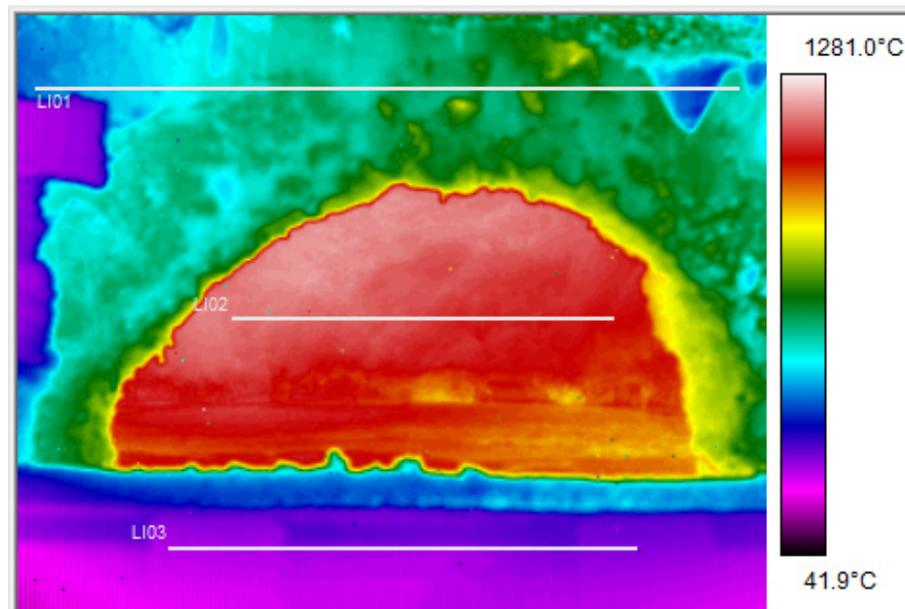


Figura 3.41: Termografía en el interior de la cámara de combustión. Segunda toma.

CAPÍTULO 4

DISEÑO DE EXPERIMENTOS

Después de comprobar el horno actual se procede al diseño de experimentos utilizando el método Taguchi, ya que se cuenta con un diseño robusto, considerando que los factores no son lineales de acuerdo a los estudios mencionados. Antes de iniciar con la metodología, se describen los factores y sus niveles a los cuales se estudiará el horno mantenedor. Los factores de diseño fueron seleccionados de un conjunto de estudios previos adaptándolo al diseño actual del horno mantenedor. Los parámetros a estudiar son:

1. Ubicación del quemador.
2. Diámetro del quemador.
3. Relación aire combustible.
4. Capacidad nominal del horno mantenedor.

Ubicación del quemador y el diámetro

Existen muchos diseños de quemadores; jet, perno principal, de bola, de plato, alta velocidad, entre otros. Para nuestro estudio se utilizaran dos tipos: quemador plano y jet. El quemador plano contiene ventilas por las cuales direcciona la combustión de forma radial, mientras que las tipo jet tienen una dirección normal a

su salida, aunque puede ser direccionada. Esta diferencia de diseño impacta a la distribución de la flama y temperatura dentro de la cámara de la combustión.

La distribución de la temperatura de los gases de la combustión hace que la transferencia de calor sea aprovechada de manera más eficiente. Uno de los parámetros más estudiados es la ubicación del quemador, con la finalidad de que los gases de la combustión tengan aumento en la estancia del horno mantenedor e igual que su transferencia de calor. En nuestro caso sólo se utilizará un quemador con el cual simplificaremos el diseño de experimentos.

En otros estudios se ha encontrado el uso de varios quemadores para el calentamiento en el horno, y con ello otras variables surgen como los son; ángulos entre los quemadores, distribución del de flujo del combustible, distancia entre ellos, flujo cruzado o paralelo, entre otros.

El diámetro del quemador o el área de salida de los gases de la combustión afectan en la velocidad en la flama y con ella el área de contacto con el aluminio. Reed [10] muestra los tipos de quemadores para los hornos industriales, ver figura 4.1.

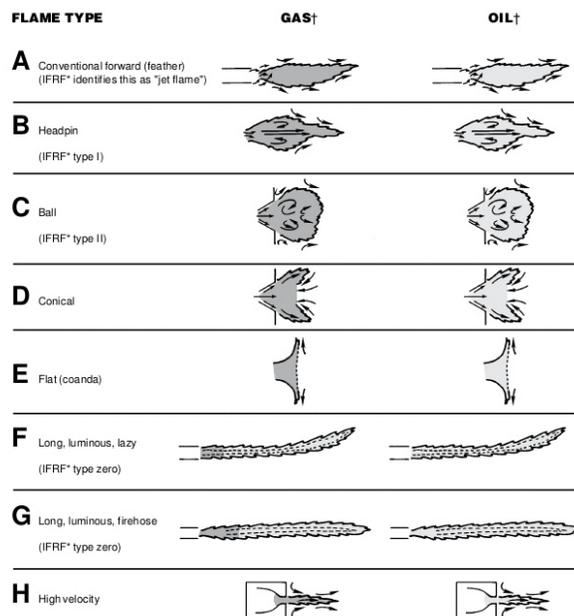
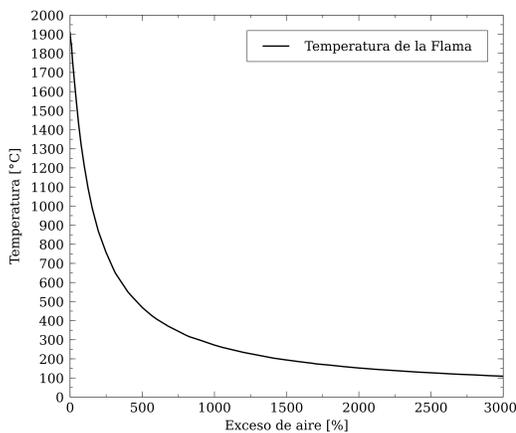


Figura 4.1: Tipos de quemadores para hornos industriales [10].

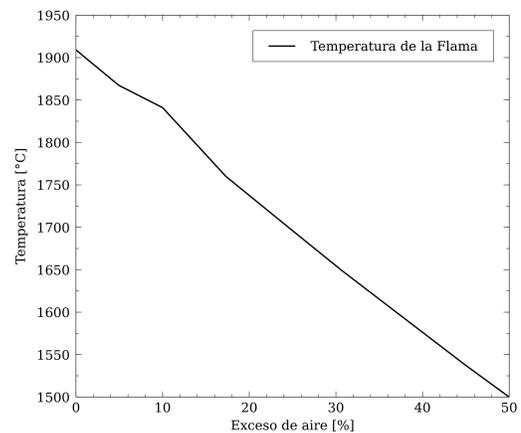
Relación aire combustible.

Una relación de aire combustible de 1 nos indica que el proceso de la oxidación en la combustión es ideal o perfecta, sin embargo, en la practica es muy difícil de lograr. Algunos de los factores por las cuales el proceso de la combustión no se lleva a cabo de forma perfecta es debido a sustancias en el combustible como; azufre y humedad, principalmente. Sin embargo, en estudios se han encontrado que la principal razón de su ineficiencia, es por mezclas inadecuadas entre el oxígeno y el combustible. Se ha estudiado que la relación en volumen de aire-combustible corresponde a un exceso de aire óptimo. En el caso del gas natural se puede obtener un exceso de aire de 10.6%. Además, el incremento de exceso de aire genera una pérdida de calor, debido a la energía requerida para llevar más flujo de aire a altas temperaturas.

Según Reed [9], en la gráfica 4.2 muestra la temperatura de la flama alcanzada según la relación aire combustible.



(a) Temperatura de la flama con exceso de aire de 0 a 3000 %.



(b) Temperatura de la flama con exceso de aire de 0 a 50 %.

Figura 4.2: Medición experimental de la temperatura de la flama del gas natural, a diferentes excesos de aire [10].

Capacidad nominal.

Este parámetro nos influye en la relación área-volumen. Las configuraciones de diseño nos permiten tener un cambio en la transferencia de calor teniendo el mismo volumen con diferentes áreas de transferencia de calor. Sin embargo, aún cuando hay diseños óptimos no son considerados por ser complicados en la construcción y en la vida cotidiana, pero si se pretende obtener poca variación con el diseño óptimo.

En la transferencia de calor, se puede observar que hay un espesor crítico en donde la transferencia de calor hacia el exterior es menor, la desventaja de este análisis es que su espesor va en función de la conductividad térmica y de su coeficiente de transferencia de calor por convección.

El espesor de radio crítico para paredes cilíndricas es:

$$r_{cr} = \frac{h}{k} \quad (4.1)$$

El espesor de radio crítico para paredes esféricas es:

$$r_{cr} = \frac{2h}{k} \quad (4.2)$$

Sin embargo, la desventaja de este análisis es de su estudio en la vida cotidiana, donde la dificultad de realizar un horno con diseño cilíndrico o esférico es muy complicado. Además, por las propiedades de los refractarios y el coeficiente de transferencia de calor por convección. Aplicando el radio crítico para un diseño de horno cilíndrico en hornos industriales. Se calcularon hornos con capacidades nominales aproximado de 950 kg sin considerar el espesor del refractario.

En la tabla 4.1 se muestra los datos de: capacidad nominal, volumen y área de zonas específicas. Estos datos son de importancia para el estudio del diseño de experimentos.

Capacidad	Volumen [m^3]	Zona	Área [m^3]
3400 (80 %)	1.39562	Paredes	7.004396
		Radiación	1.00268
		Sup. Paredes	0.54196
		Interfaz	1.8234
		Total	10.372436
4250 (100 %)	1.68832	Paredes	7.9586
		Radiación	1.3006
		Sup. Paredes	0.6032
		Interfaz	2.1832
		Total	12.0456
5100 (120 %)	2.03846	Paredes	9.1118
		Radiación	1.52832
		Sup. Paredes	0.64098
		Interfaz	2.4518
		Total	13.7329

Tabla 4.1: Configuraciones de los hornos mantenedores.

Los niveles de los factores se presentan en la tabla 4.2, mientras que el diseño de experimentos $L_9(3^{4-2})$ en la tabla 4.3.

Tabla 4.2: Niveles de los factores del diseño de experimentos.

Niveles	Ubicación del quemador	Área del quemador [cm^2]	Exceso de aire [%]	Capacidad nominal [kg]
1	Superior	175	0	3400
2	Lateral	250	10	4250
3	Lateral	350	20	5100

Tabla 4.3: Diseño de experimentos $L_9(3^{4-2})$

Item	A	B	C	D
1	1	1	1	1
2	1	2	2	2
3	1	3	3	3
4	2	1	2	3
5	2	2	3	1
6	2	3	1	2
7	3	1	3	2
8	3	2	1	3
9	3	3	2	1

4.1 ANÁLISIS DE LA ZONA DEL ALUMINIO LÍQUIDO

En estudios anteriores, han sido simulados hornos mantenedores, sin embargo, en sus estudios omitieron el comportamiento del aluminio como estado líquido. Aún cuando se puede determinar que las velocidades del aluminio líquido son casi nulas, estas tienen un efecto en el comportamiento del horno al igual que su transferencia de calor. Para nuestro estudio consideramos que es importante el estado líquido del aluminio. La conductividad térmica efectiva nos indica la razón del cambio de la transferencia de calor en consideración de estado sólido a estado líquido o gaseoso. En la tabla 4.4 se muestran los resultados obtenidos del horno en la zona del aluminio en estado líquido.

Tabla 4.4: Resultados de las simulaciones en la parte inferior.

Volumen [m^3]	Área interfaz [m^2]	Capacidad [kg]	Potencia [W]	W/kg
0.698638	0.911699	3400	20,968.95	6.17
0.8444776	1.091611	4250	25,707.62	
1.012956	1.225861	5100	29,419.90	5.45

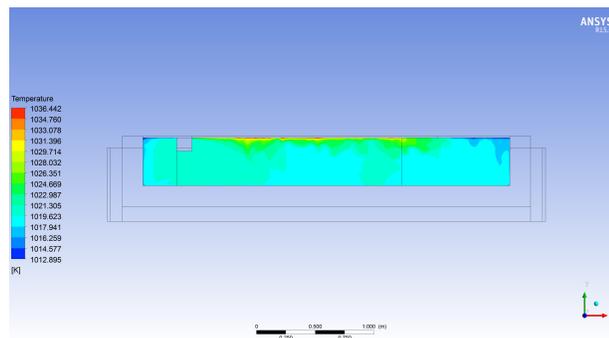


Figura 4.3: Contornos de temperaturas en el zona del aluminio. Capacidad de 3400 kg. Aluminio líquido.

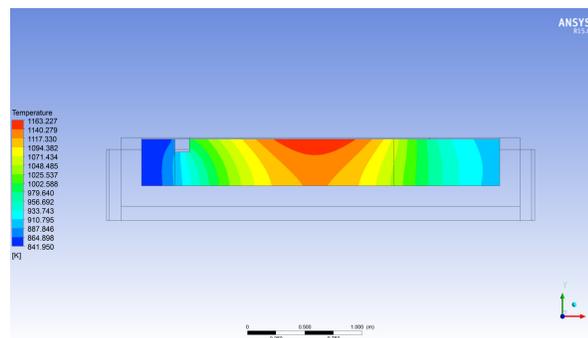


Figura 4.4: Contornos de temperaturas en el zona del aluminio. Capacidad de 3400 kg. Aluminio sólido.

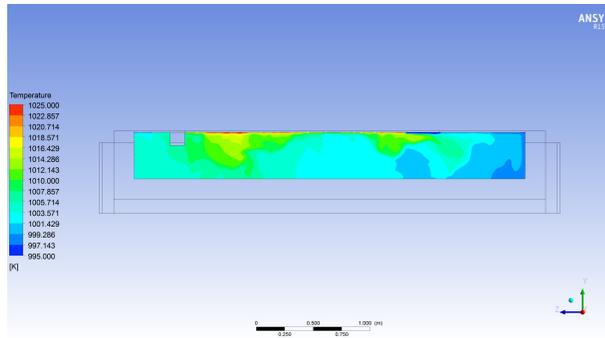


Figura 4.5: Contornos de temperaturas en el zona del aluminio. Capacidad de 4250 kg. Aluminio líquido.

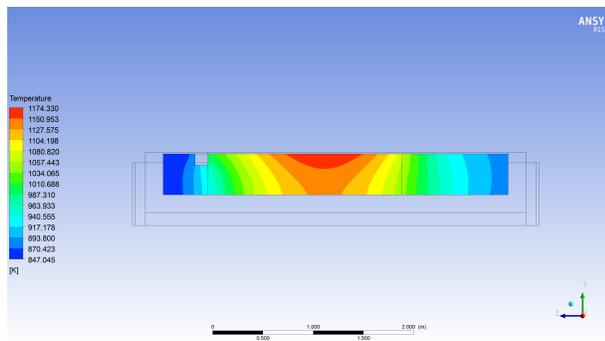


Figura 4.6: Contornos de temperaturas en el zona del aluminio. Capacidad de 4250 kg. Aluminio sólido.

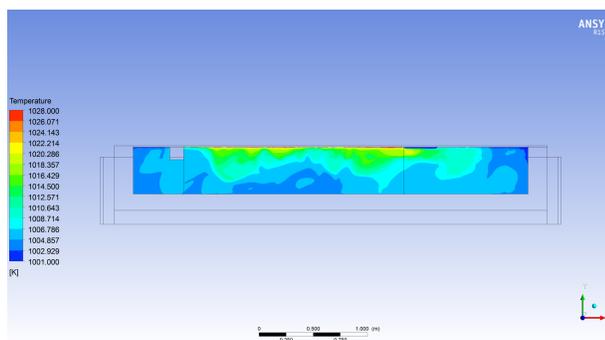


Figura 4.7: Contornos de temperaturas en el zona del aluminio. Capacidad de 5100 kg. Aluminio líquido.

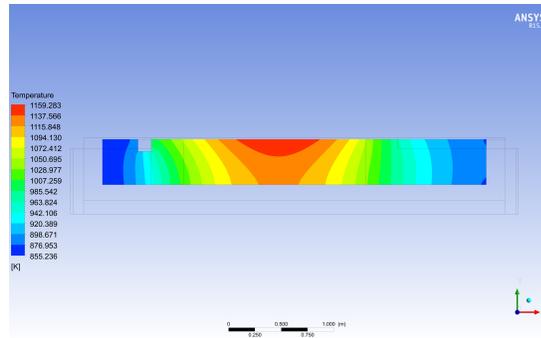


Figura 4.8: Contornos de temperaturas en el zona del aluminio. Capacidad de 5100 kg. Aluminio sólido.

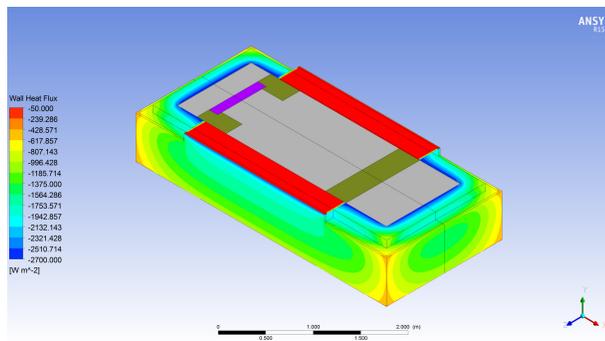


Figura 4.9: Contornos de flujo de calor en los refractarios (W/m^2). Capacidad de 3400 kg. Aluminio líquido.

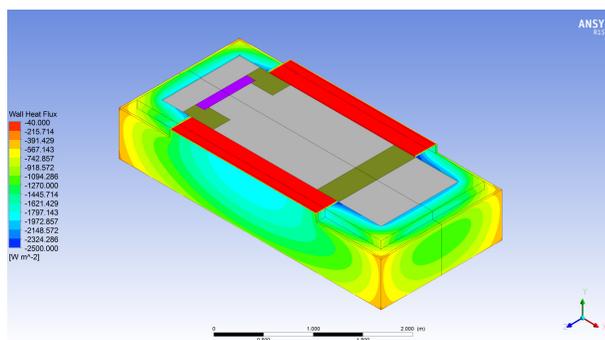


Figura 4.10: Contornos de flujo de calor en los refractarios (W/m^2). Capacidad de 3400 kg. Aluminio sólido.

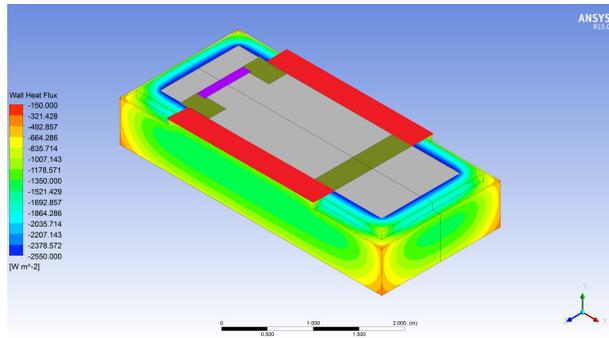


Figura 4.11: Contornos de flujo de calor en los refractarios (W/m^2). Capacidad de 4250 kg. Aluminio líquido.

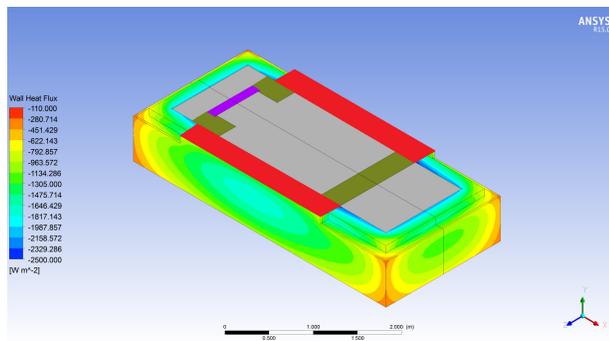


Figura 4.12: Contornos de flujo de calor en los refractarios (W/m^2). Capacidad de 4250 kg. Aluminio sólido.

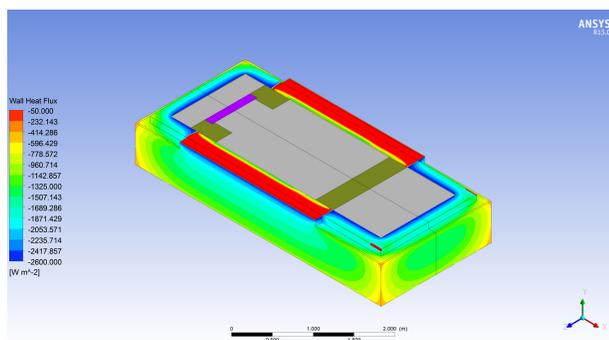


Figura 4.13: Contornos de flujo de calor en los refractarios (W/m^2). Capacidad de 5100 kg. Aluminio líquido.

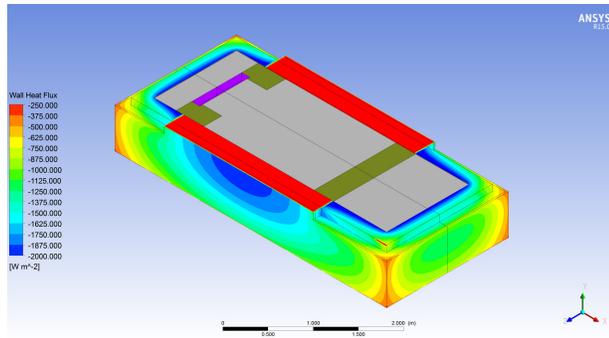


Figura 4.14: Contornos de flujo de calor en los refractarios (W/m^2). Capacidad de 5100 kg. Aluminio sólido.

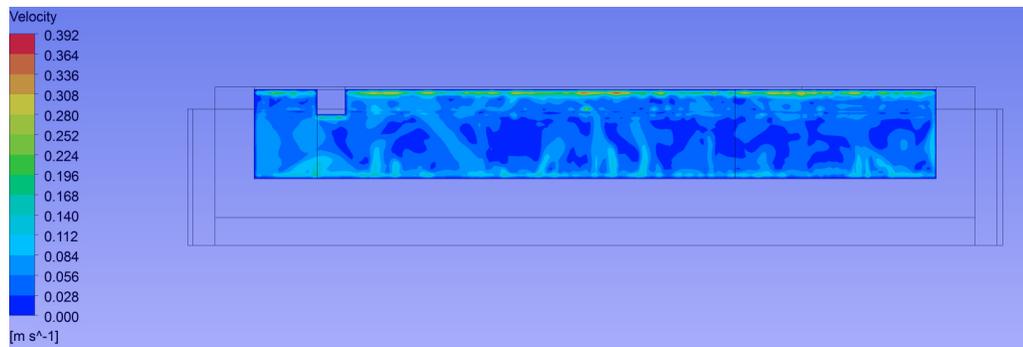


Figura 4.15: Contornos de velocidad en el aluminio líquido (m/s). Capacidad de 3400 kg.

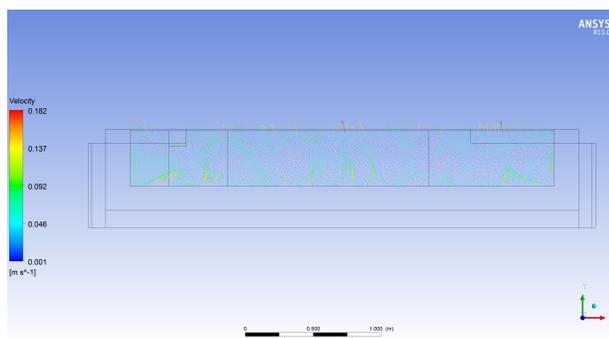


Figura 4.16: Contornos de velocidad en el aluminio líquido (m/s). Capacidad de 3400 kg. Vectores.

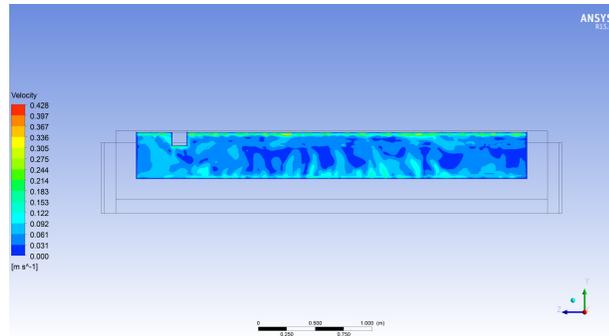


Figura 4.17: Contornos de velocidad en el aluminio líquido (m/s). Capacidad de 4250 kg. Contornos.

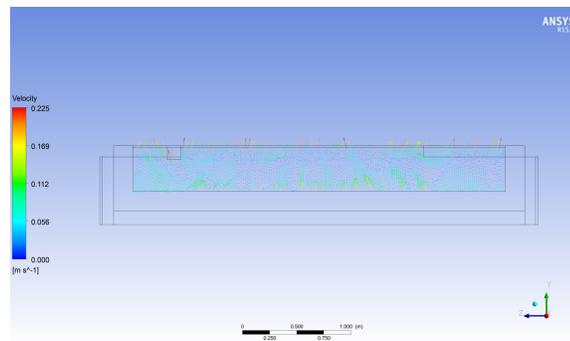


Figura 4.18: Contornos de velocidad en el aluminio líquido (m/s). Capacidad de 4250 kg. Vectores.

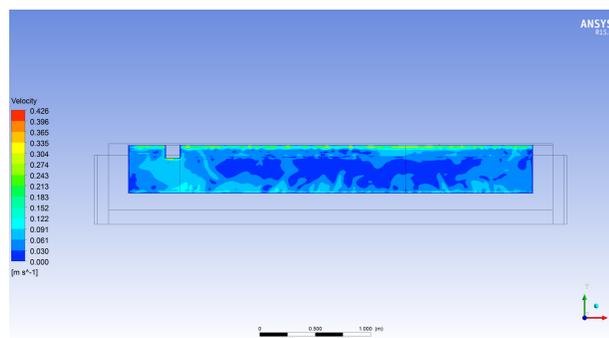


Figura 4.19: Contornos de velocidad en el aluminio líquido (m/s). Capacidad de 5100 kg. Contornos.

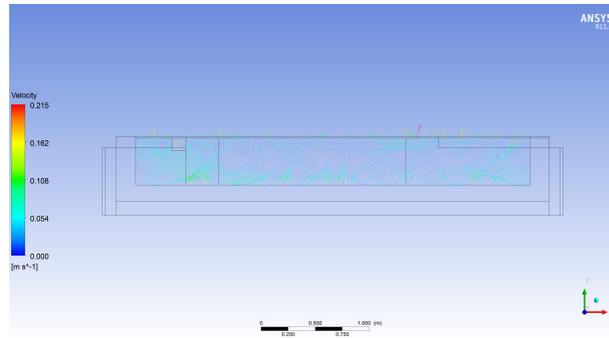


Figura 4.20: Contornos de velocidad en el aluminio líquido (m/s). Capacidad de 5100 kg. Vectores.

Se puede apreciar como la transferencia de calor en la superficie de carga y descarga de aluminio es una cantidad muy grande, se han encontrado zonas donde su flujo de calor son casi 8 veces más que una zona promedio de las paredes laterales del horno. Esto nos indica la cantidad de energía pérdida por esta zona y que es de considerarse para un nuevo diseño, el uso de tapas cerámicas lograrían disminuir las perdidas generadas por esta zona expuesta.

Nuestro horno en lo particular, tiene la singularidad que el tiempo de carga es de 16 minutos mientras que el tiempo descarga es de 1.4 minutos. Por lo que, en el lado de carga es posible el uso de un sistema monitorizado para tapan su superficie, sin embargo, en el lado de la descarga, un sistema monitorizado podría perjudicar en los tiempos o en las maniobras del brazo automatizado. En este sección se puede considerar el área de su superficie o cambiar el diseño de su descarga, como lo es usando una bomba, o un grifo acantilado.

Belt [29] menciona que en la capacidad de los hornos mantenedores y de los hornos de fusión se debe considerar la capacidad de trabajo, ya que menciona que un porcentaje menor que el 75 % de su capacidad el horno tiende a perder una gran cantidad de energía.

4.2 ANÁLISIS DE LA ZONA DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN

En cuanto la parte superior del horno, en donde se encuentra la cámara de combustión, se muestra el comportamiento de diferentes variables entre las que destacan: velocidad de los gases de la combustión, flujo de calor en las paredes exteriores y la temperatura.

La velocidad varía principalmente con el diámetro y el exceso de aire. El diámetro varía la velocidad por que se respeta el mismo calor liberado generado por el flujo másico, mientras que el exceso de aire es incrementado por el aumento de flujo de aire, en las figuras 4.21 a 4.29 se muestra el comportamiento de las velocidades de los diferentes hornos, es notable que las velocidades más altas se logran por un exceso de aire así como un diámetro menor en el quemador y un horno con capacidad nominal mayor, donde se requiere mayor energía, que se representa en la figura 4.27 logrando velocidades de 25 m/s. Las velocidades más bajas según en la figura 4.26, se lograron por efecto de un diámetro mayor y sin exceso de aire.

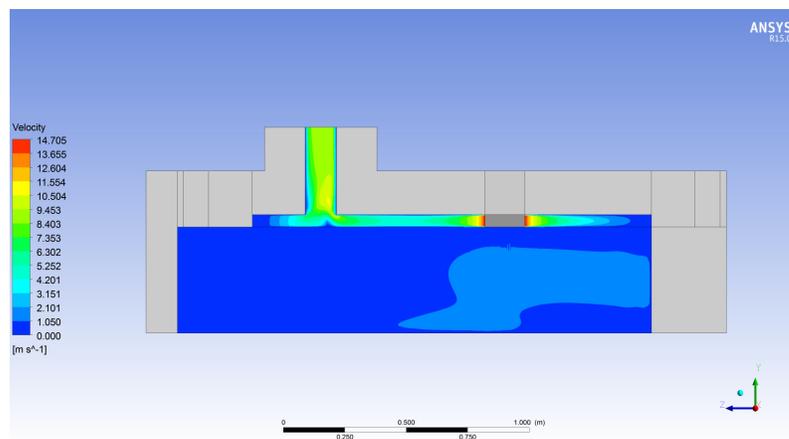


Figura 4.21: DOE 1 (A1 B1 C1 D1)

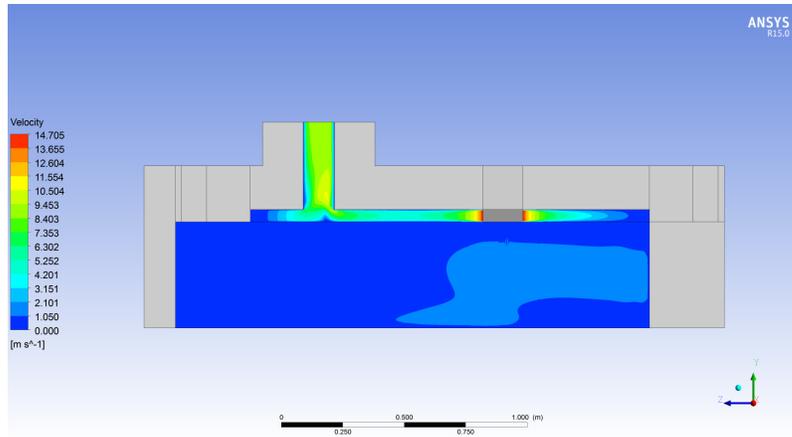


Figura 4.22: DOE 2 (A1 B2 C2 D2)

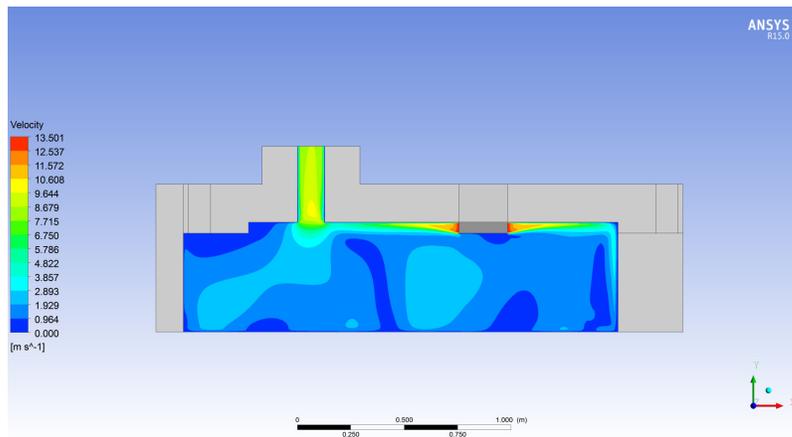


Figura 4.23: DOE 3 (A1 B3 C3 D3)

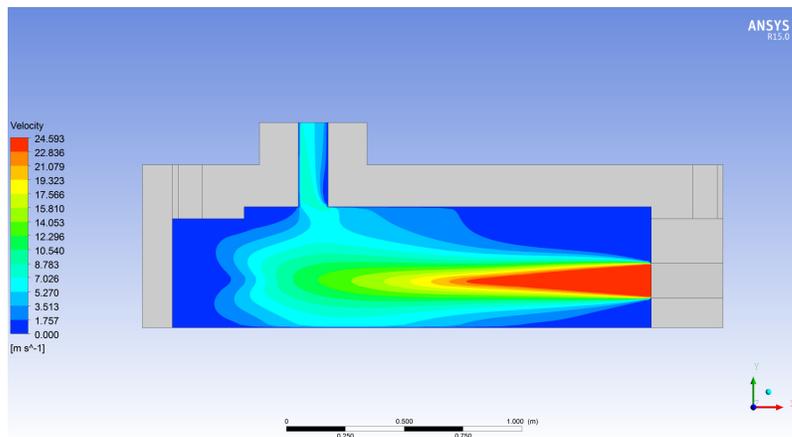


Figura 4.24: DOE 4 (A2 B1 C2 D3)

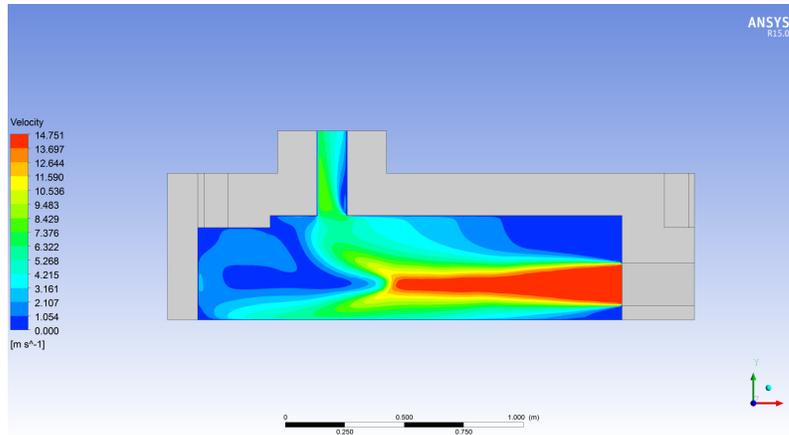


Figura 4.25: DOE 5 (A2 B2 C3 D1)

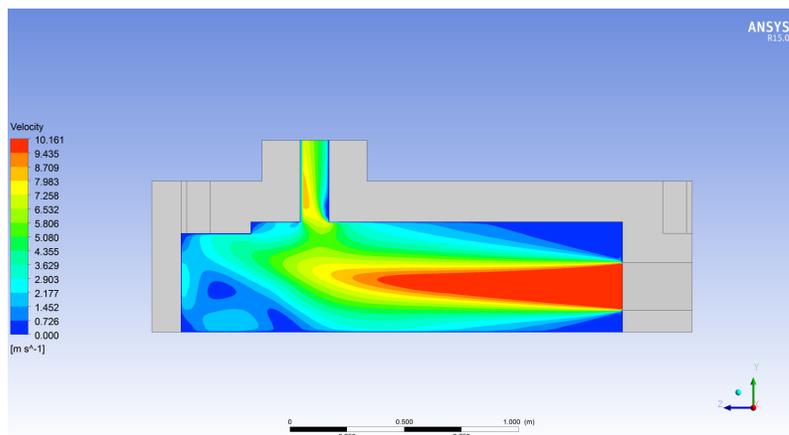


Figura 4.26: DOE 6 (A2 B3 C1 D2)

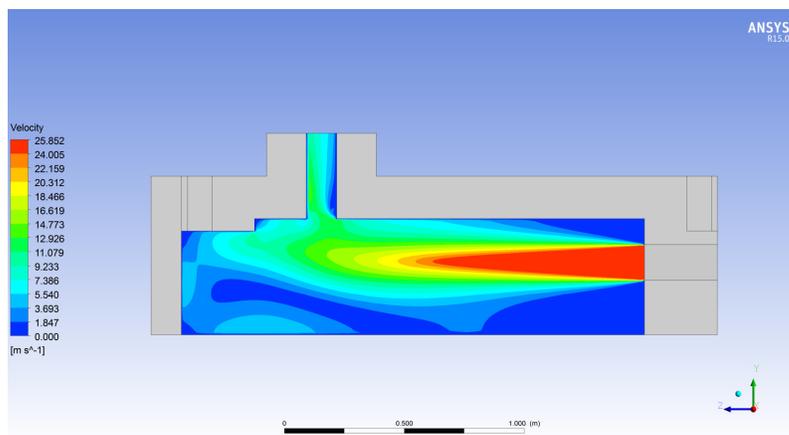


Figura 4.27: DOE 7 (A3 B1 C3 D2)

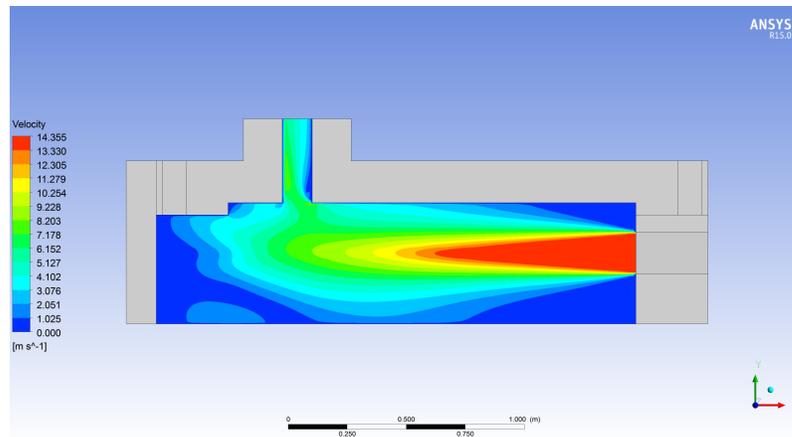


Figura 4.28: DOE 8 (A3 B2 C1 D3)

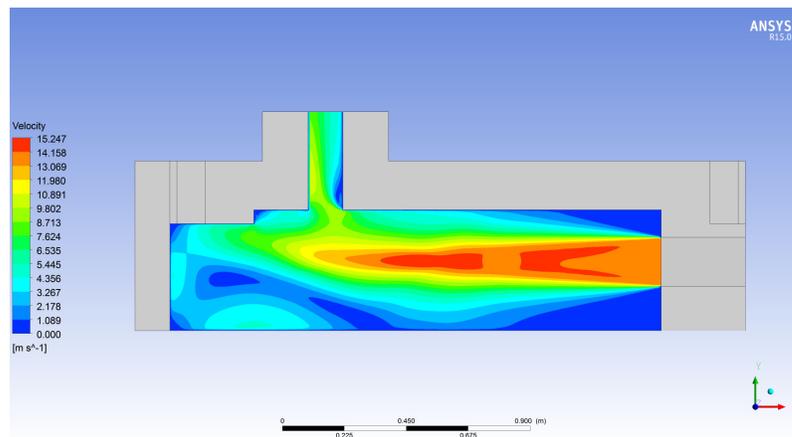


Figura 4.29: DOE 9 (A3 B3 C2 D1)

Las temperaturas alcanzados en los refractarios se muestran en las figuras 4.30 a 4.38, es notable que el tipo de quemador afecte algunas zonas, como es el caso del quemador plano que tiende a tener una mayor temperatura en la parte superior, a comparación de otros quemadores (ver figuras 4.30, 4.31 y 4.32).

La temperatura es indicada principalmente por el exceso de aire. Este decremento de la temperatura es ocasionado por requerir más calor para el calentamiento de lo gases de la combustión, además de que con mayor exceso de aire existe mayor flujo de éste. La figura 4.39 a 4.47 muestra el comportamiento de cada uno de los diseños estudiados. Las temperaturas de la flama con mayor índice alcanzaron

alrededor de 2180 K (1906 °C), ver figura 4.30, datos similares a los arrojados por la figura previa 4.2.

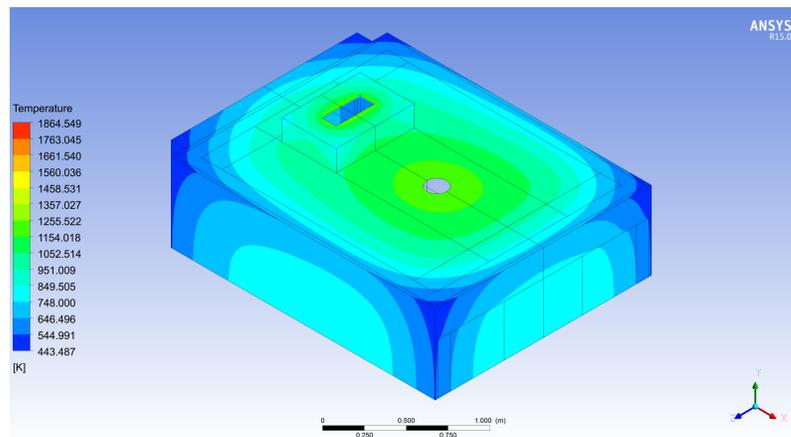


Figura 4.30: DOE 1 (A1 B1 C1 D1)

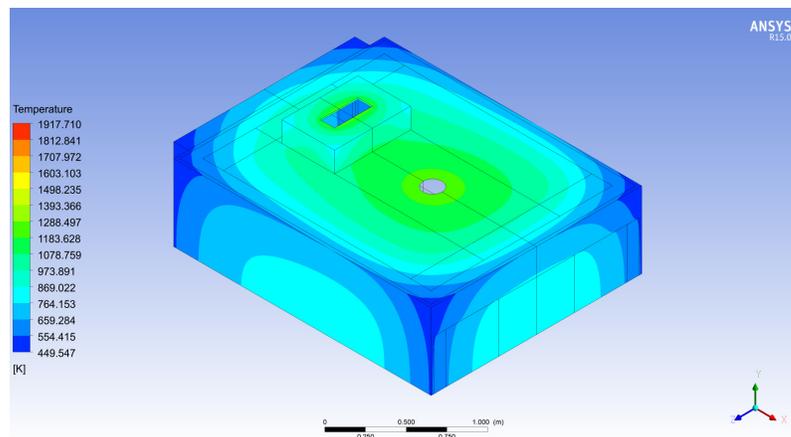


Figura 4.31: DOE 2 (A1 B2 C2 D2)

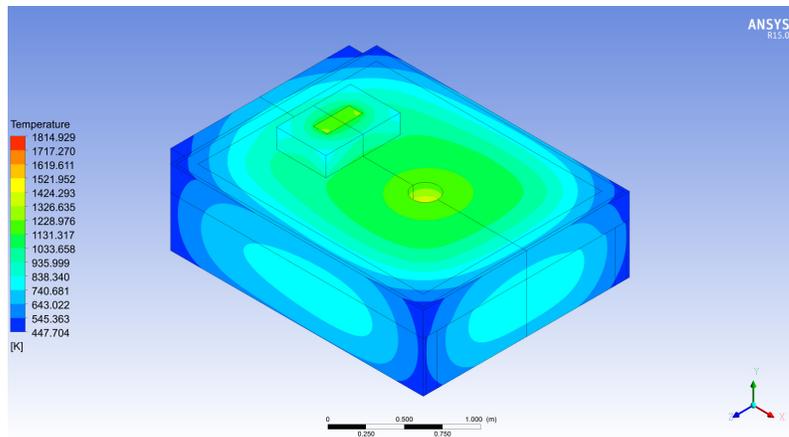


Figura 4.32: DOE 3 (A1 B3 C3 D3)

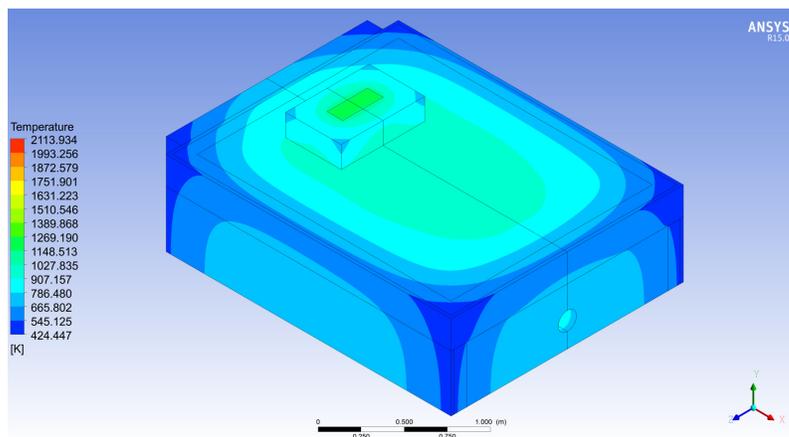


Figura 4.33: DOE 4 (A2 B1 C2 D3)

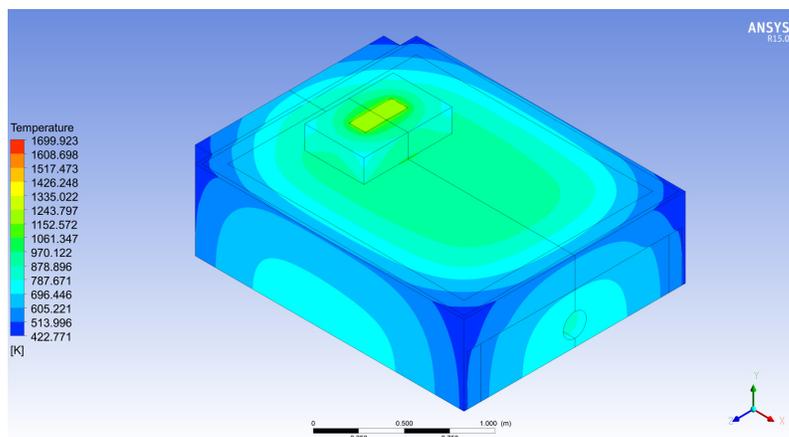


Figura 4.34: DOE 5 (A2 B2 C3 D1)

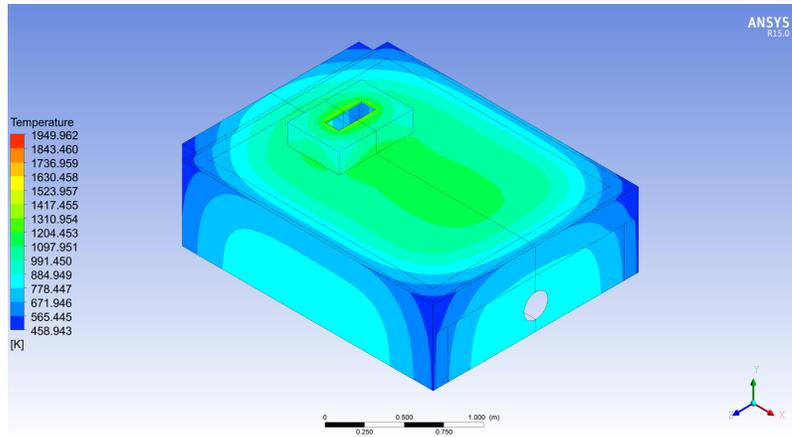


Figura 4.35: DOE 6 (A2 B3 C1 D2)

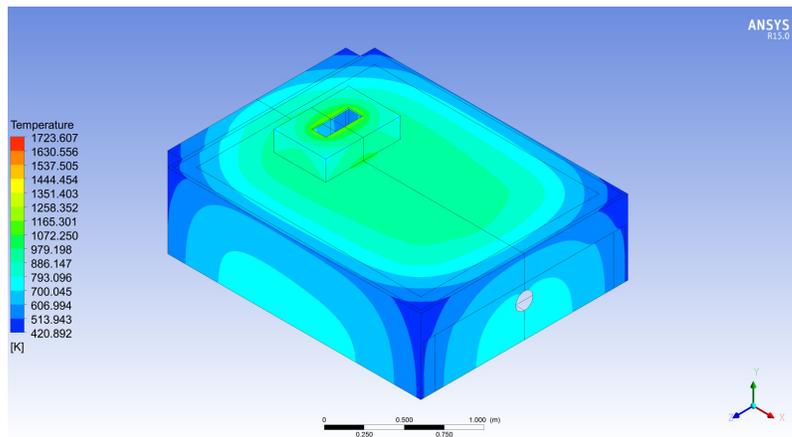


Figura 4.36: DOE 7 (A3 B1 C3 D2)

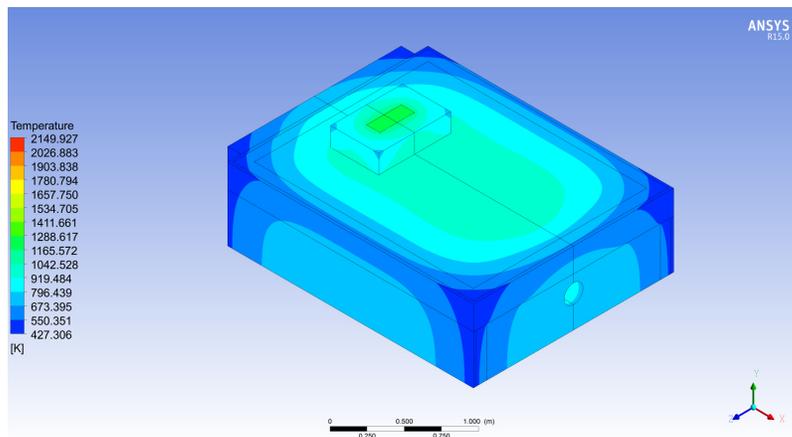


Figura 4.37: DOE 8 (A3 B2 C1 D3)

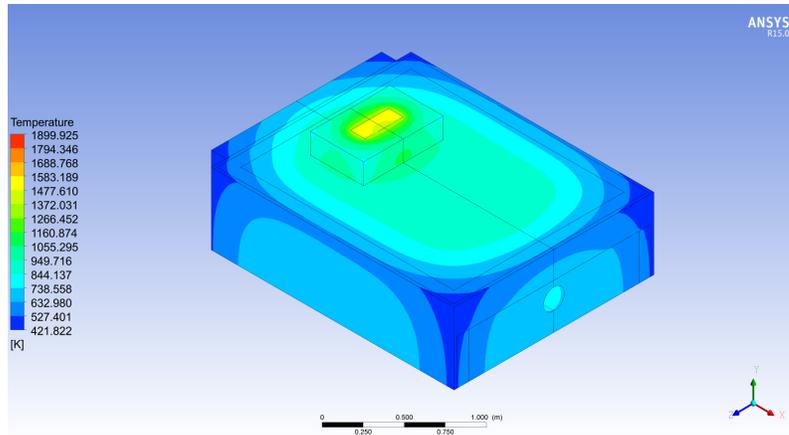


Figura 4.38: DOE 9 (A3 B3 C2 D1)

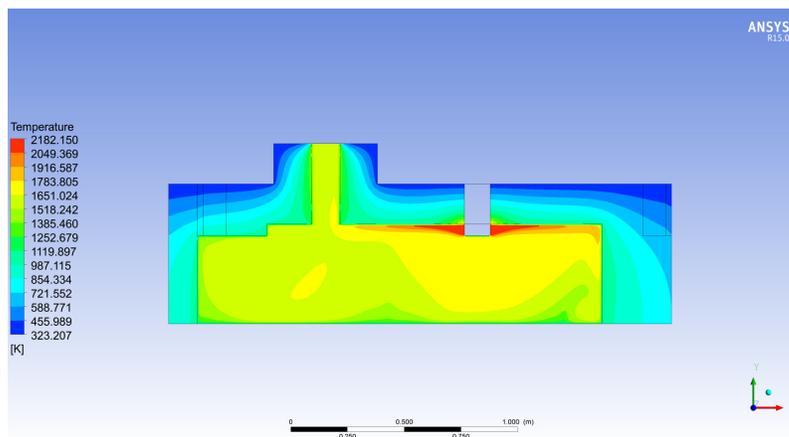


Figura 4.39: DOE 1 (A1 B1 C1 D1)

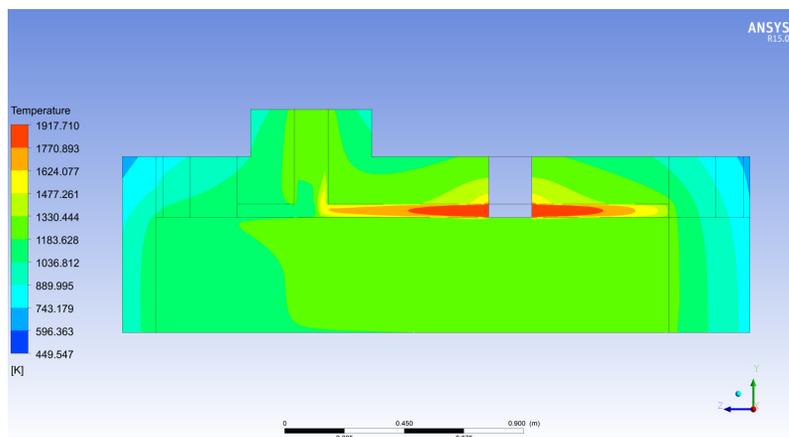


Figura 4.40: DOE 2 (A1 B2 C2 D2)

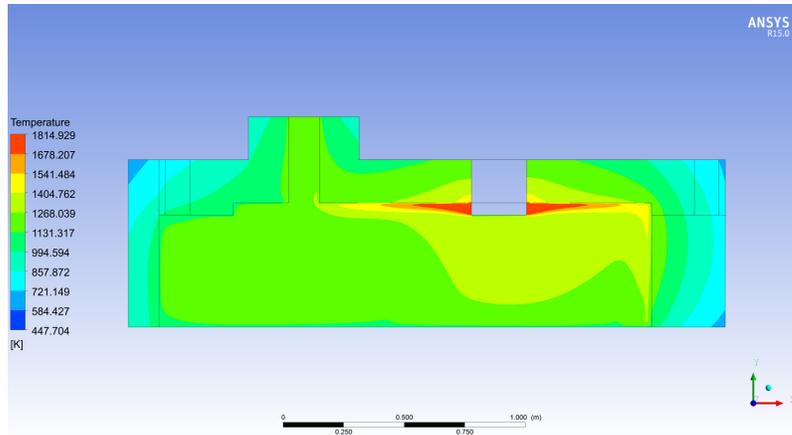


Figura 4.41: DOE 3 (A1 B3 C3 D3)

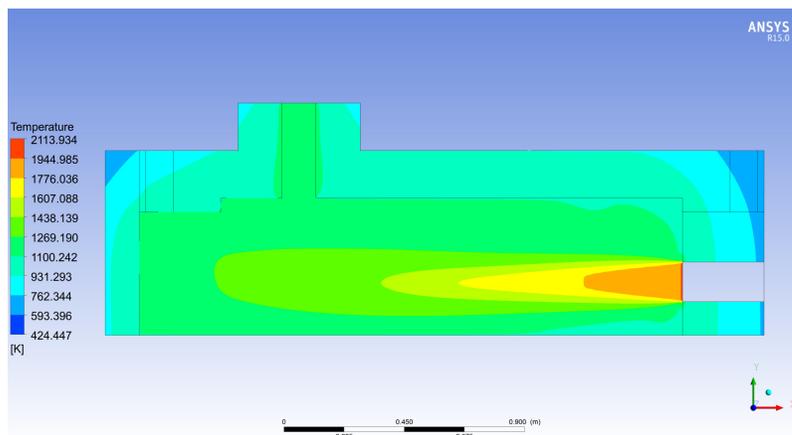


Figura 4.42: DOE 4 (A2 B1 C2 D3)

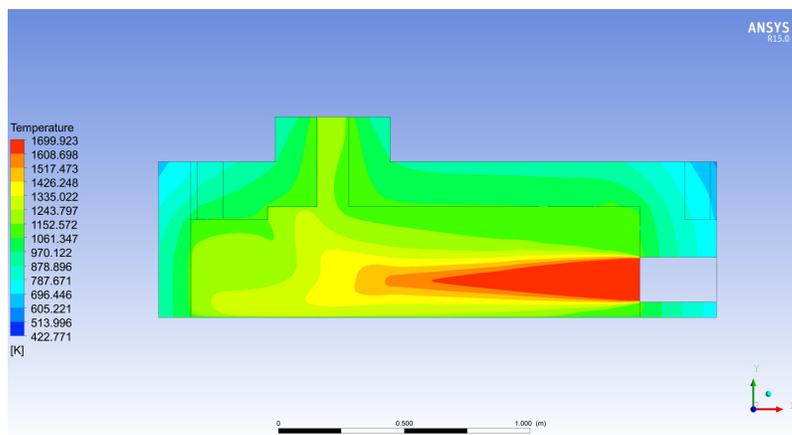


Figura 4.43: DOE 5 (A2 B2 C3 D1)

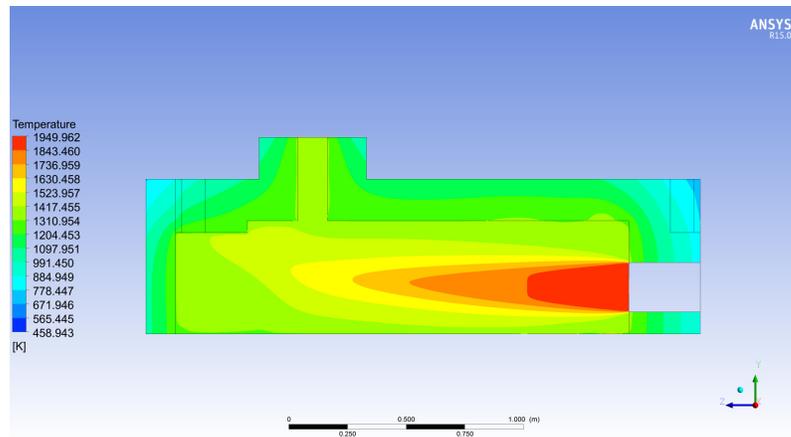


Figura 4.44: DOE 6 (A2 B3 C1 D2)

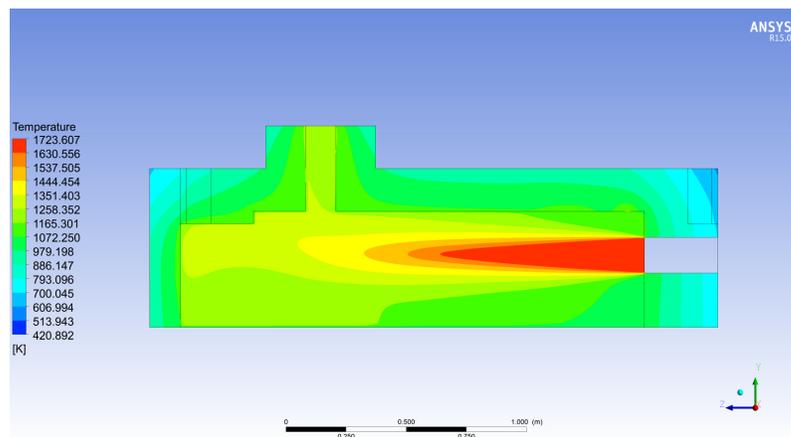


Figura 4.45: DOE 7 (A3 B1 C3 D2)

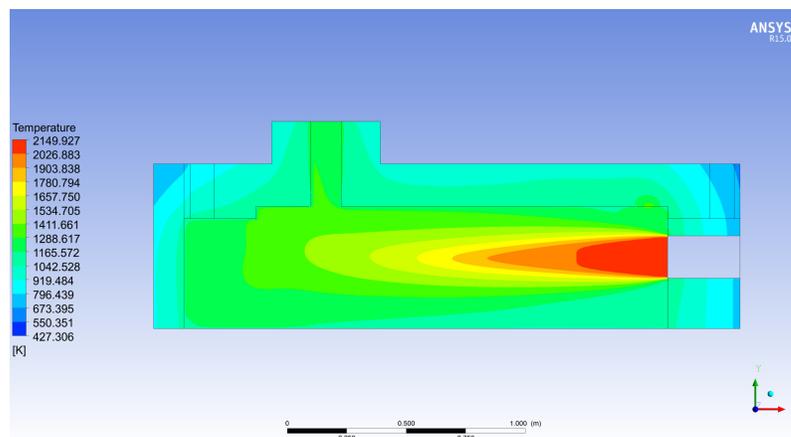


Figura 4.46: DOE 8 (A3 B2 C1 D3)

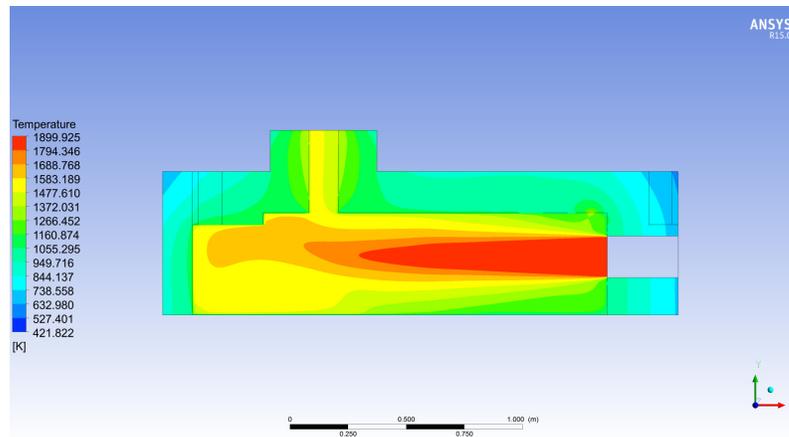


Figura 4.47: DOE 9 (A3 B3 C2 D1)

El flujo de calor en los calentadores varía según su diseño, mientras que en el quemador plano desplaza la energía liberada de la combustión en forma radial, el quemador de tipo jet es direccionada en una sola dirección. Una de las desventajas que tiene el quemador plano, es que está en contacto con la superficie superior, ocasionando pérdidas de calor en la parte superior más altas, mientras que en el quemador tipo jet, es transferido a la zona media de la cámara de combustión. Al igual que en la parte superior, se puede observar que en las esquinas del horno se encuentra a una menor temperatura y esta a su vez una transferencia de calor, se recomienda el uso de chaflanes y redondeos para reducir dichas pérdidas, o agregar mas refractario en zonas con mayor transferencia de calor.

La energía del quemador es variada según el horno y la transferencia de calor, sólo existen tres flujo de calor en la zona de la interfase, y están dominadas por la capacidad nominal del horno. Cada zona inferior requiere de cierto flujo de calor y ésta debe de respetarse sin importar los otros factores, sin embargo, por el diseño y los otros factores, la energía liberada por el quemador será diferente, ya que la energía transferida en la interfase no será la misma. La variación en el flujo de calor en la interfase es menor de 3%.

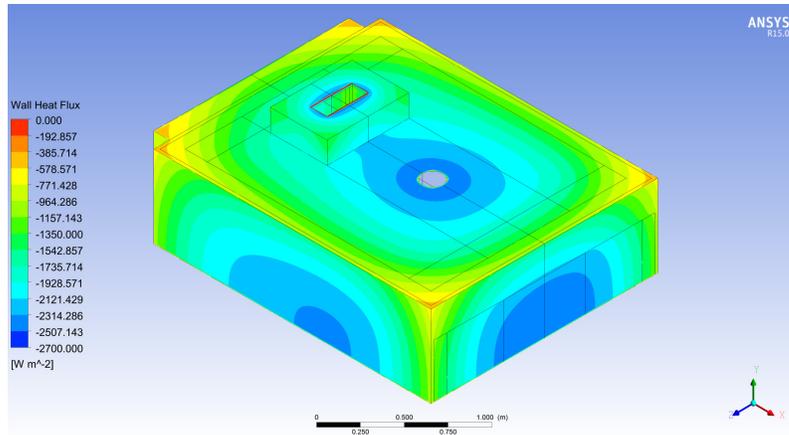


Figura 4.48: DOE 1 (A1 B1 C1 D1)

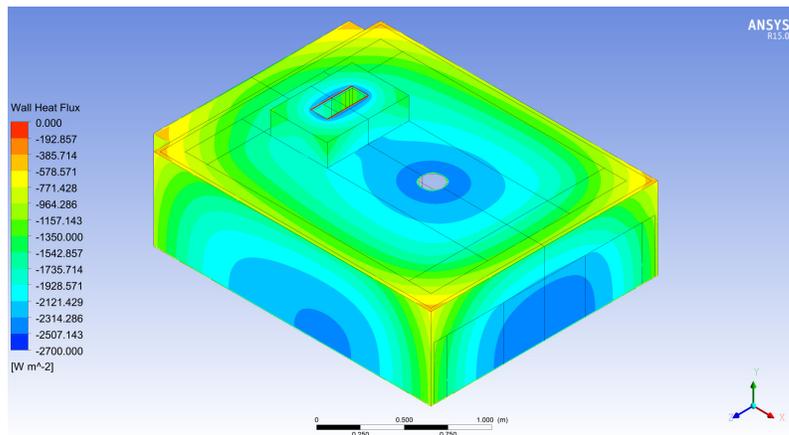


Figura 4.49: DOE 2 (A1 B2 C2 D2)

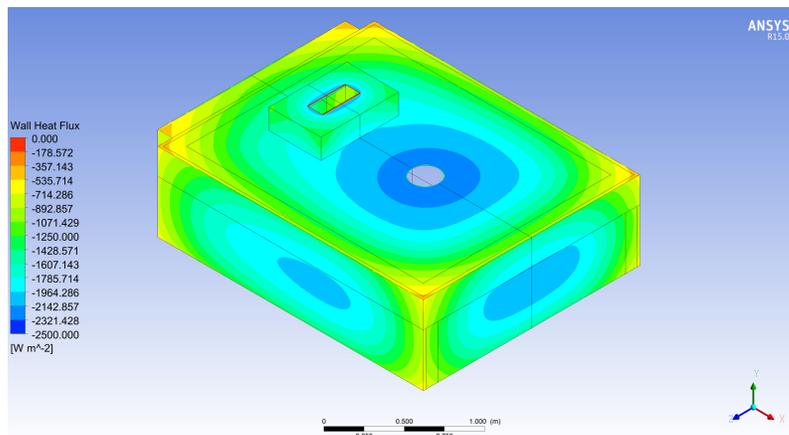


Figura 4.50: DOE 3 (A1 B3 C3 D3)

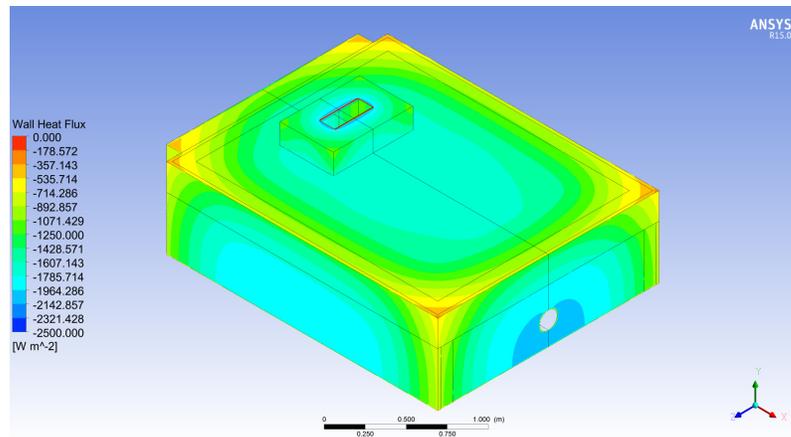


Figura 4.51: DOE 4 (A2 B1 C2 D3)

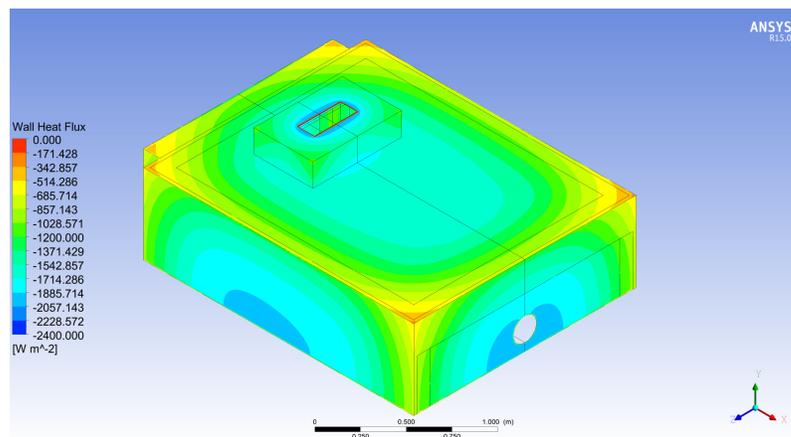


Figura 4.52: DOE 5 (A2 B2 C3 D1)

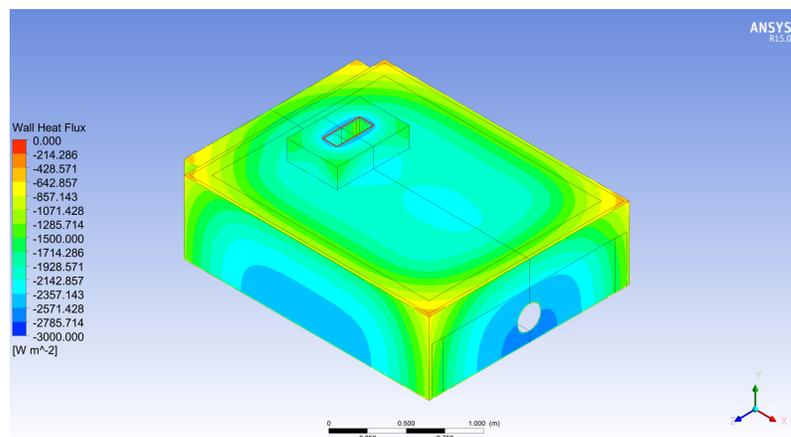


Figura 4.53: DOE 6 (A2 B3 C1 D2)

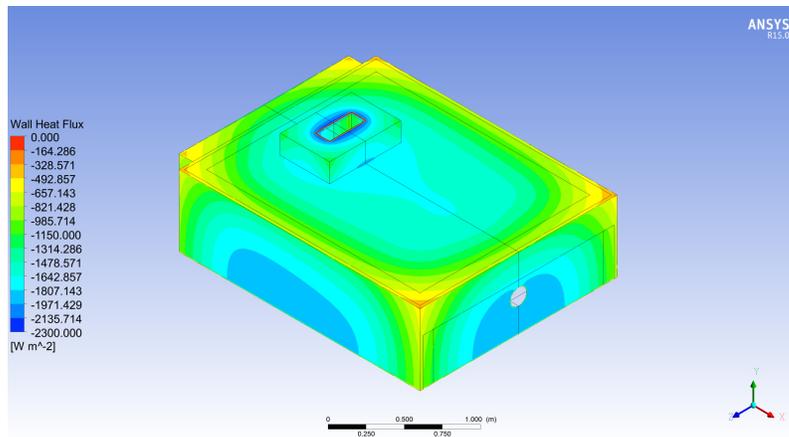


Figura 4.54: DOE 7 (A3 B1 C3 D2)

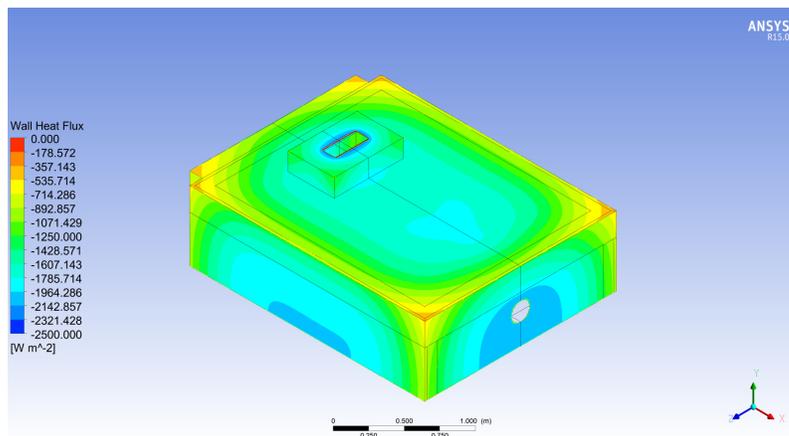


Figura 4.55: DOE 8 (A3 B2 C1 D3)

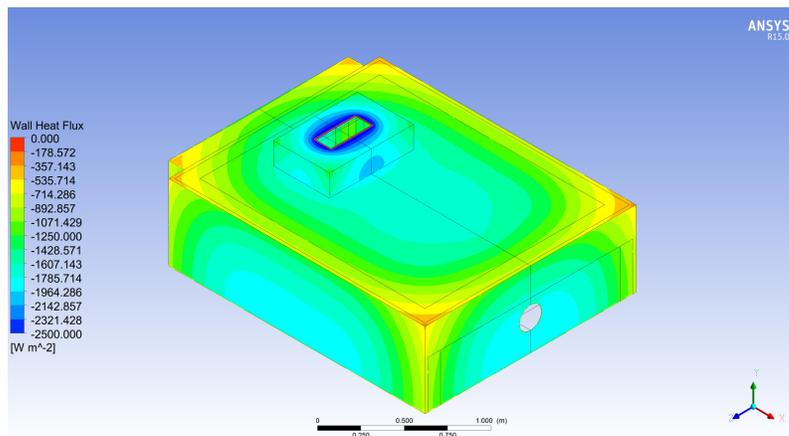


Figura 4.56: DOE 9 (A3 B3 C2 D1)

CAPÍTULO 5

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Una de las fases del diseño de experimentos es la verificación de resultados. Esta verificación requiere de comprobación experimental, sin embargo, este estudio sólo presenta una posible determinación de resultados de los diseños propuestos. Aún cuando los resultados obtenidos sean favorables en el análisis numérico, estos resultados deben comprender también las consideraciones previstas en la sección 2.1.3 en los hornos mantenedores. Con el diseño de experimentos, se da una idea de la tendencia que resulta de las modificaciones en los factores de diseño. Los resultados obtenidos por el DOE se muestra en la tabla 5.1 y en la gráfica 5.1.

Tabla 5.1: Diseño de experimentos $L_9(3^{4-2})$

Item	A	B	C	D	W/kg	Señal de Ruido [S/N]
1	1	1	1	1	21.0035	-26.4458
2	1	2	2	2	16.1135	-24.1438
3	1	3	3	3	18.2341	-25.2177
4	2	1	2	3	13.8485	-22.8281
5	2	2	3	1	18.6147	-25.3971
6	2	3	1	2	15.8977	-24.0267
7	3	1	3	2	17.5195	-24.8704
8	3	2	1	3	13.5033	-22.6088
9	3	3	2	1	20.9402	-26.4196

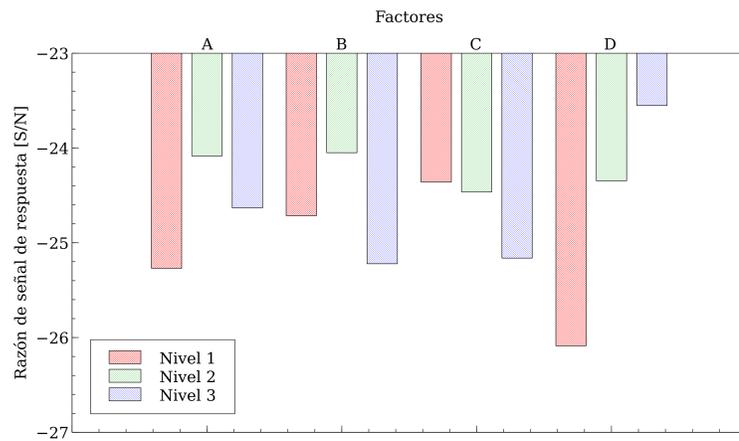


Figura 5.1: Distribución normal en el DOE.

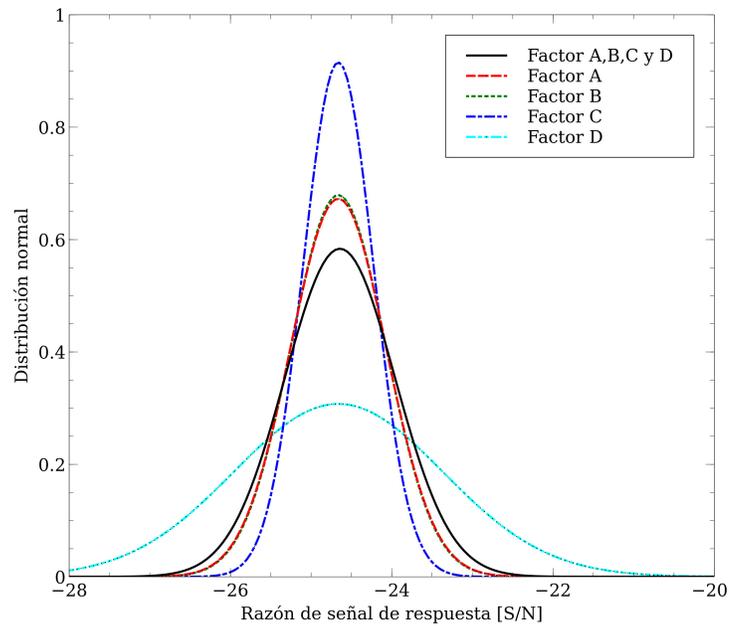


Figura 5.2: Distribución normal en el DOE.

La desviación estándar ayuda a entender el comportamiento de los factores y el diseño de experimentos. Esto a través de su rango de variabilidad, teniendo en cuenta que si la amplitud es mayor se consigue una mayor consistencia. En cambio si la amplitud es menor, un pequeño cambio en el factor afecta en gran parte su comportamiento.

En la gráfica 5.2 se observa el comportamiento de cada factor y a su vez el comportamiento del diseño de experimentos de forma general. En éste se muestra como el factor D con una aproximación de 0.31 en su distribución normal, casi la mitad del promedio de los factores con 0.57, mientras que los factores A y B tiene una variación casi similar aproximado de 0.68. El factor C alcanza la mayor distribución normal aproximado de 0.92.

En la gráficas 5.3a, 5.3b, 5.3c y 5.3d se muestra el comportamiento de los factores según su nivel, así como el factor en general, además de los promedios de cada factor por nivel. El factor A y B (comportamiento muy similar), cuentan con una distribución normal promedio de 0.68, y con una variación en los promedios de

1.185 aproximadamente. El factor C, con una distribución normal promedio de 0.92, cuenta con una variación en los promedios de 0.802. El factor D, con una distribución normal promedio de 0.31, cuenta con una variación en los promedios de 2.536. Se puede observar que el factor con el nivel más variado es el A3 (Tipo de quemador jet con la segunda altura), mientras que el factor con el nivel más estable es el C3 (exceso de aire de 20 %).

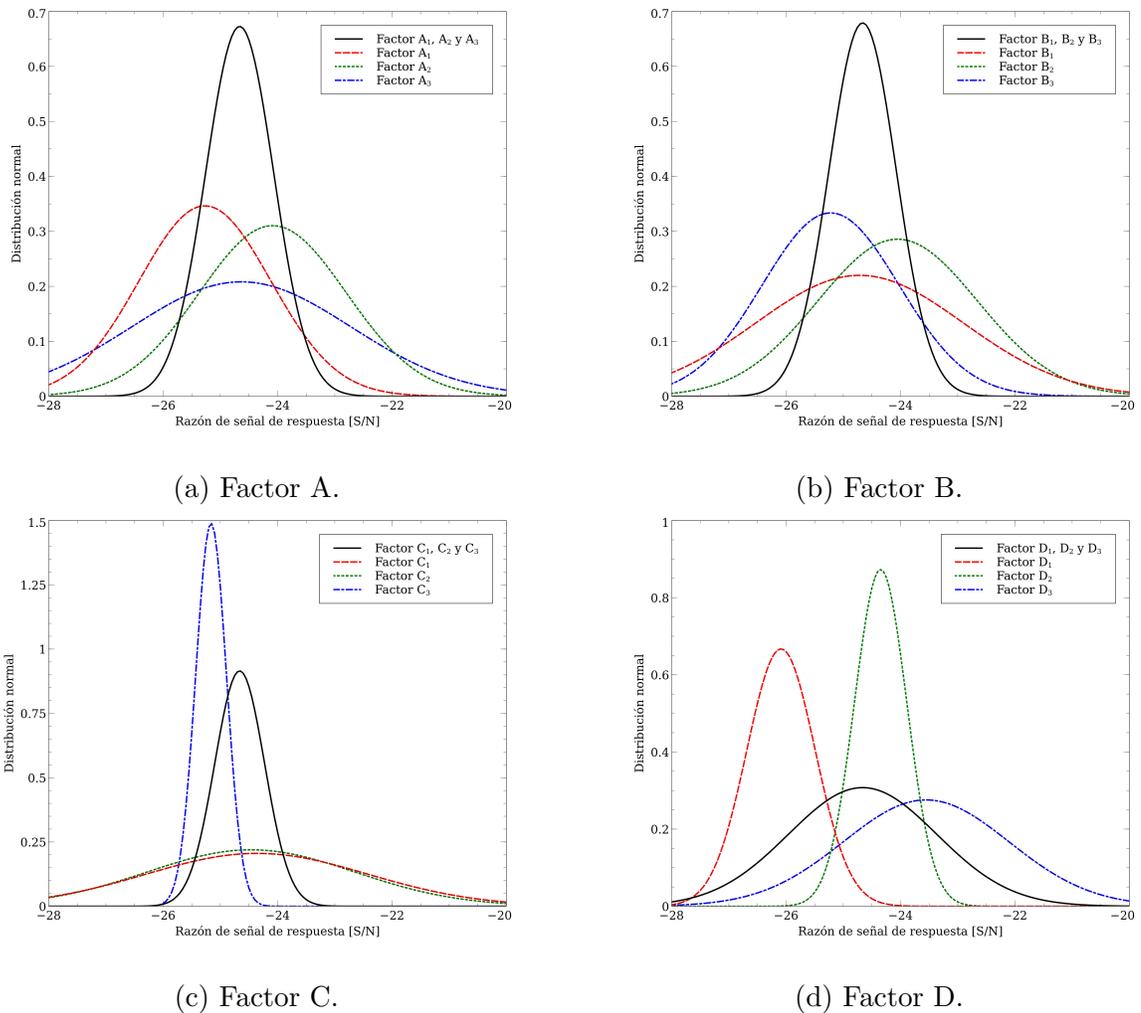


Figura 5.3: Distribución normal.a)Factor A, b)Factor B, c)Factor C y d)Factor D

Además, los datos obtenidos fueron introducidos en JMP 10, un programa comercial de estadísticas para comprobar el diseño de experimentos. Los datos obtenidos por el programa fueron iguales a los resultados por cálculos. Asimismo se muestra

la ecuación de la predicción para la señal de ruido.

La figura 5.4 representa los valores de promedios y señal de ruido obtenidos por el programa estadístico JMP 10, ver tabla 5.1. Estos valores son iguales a la tabla y gráfica 5.1. En cuestión al error estándar, se debe a que sólo se realizó una corrida en las simulaciones, sin embargo, no es factible hacer más simulaciones para comprobar dicho valor, ya que cuentan con la misma metodología de solución en el análisis numérico. Para la introducción de más pruebas requiere de mediciones en campo.

Response SN Ratio							
Whole Model		Factor A			Factor B		
Least Squares Means Table				Least Squares Means Table			
Level	Least Sq Mean	Std Error	Mean	Level	Least Sq Mean	Std Error	Mean
1	-25.26913	.	-25.269	1	-24.71481	.	-24.715
2	-24.08400	.	-24.084	2	-24.04994	.	-24.050
3	-24.63298	.	-24.633	3	-25.22137	.	-25.221
Factor C				Factor D			
Least Squares Means Table				Least Squares Means Table			
Level	Least Sq Mean	Std Error	Mean	Level	Least Sq Mean	Std Error	Mean
1	-24.36047	.	-24.360	1	-26.08756	.	-26.088
2	-24.46386	.	-24.464	2	-24.34700	.	-24.347
3	-25.16179	.	-25.162	3	-23.55155	.	-23.552

Figura 5.4: Razón de respuesta de ruido.

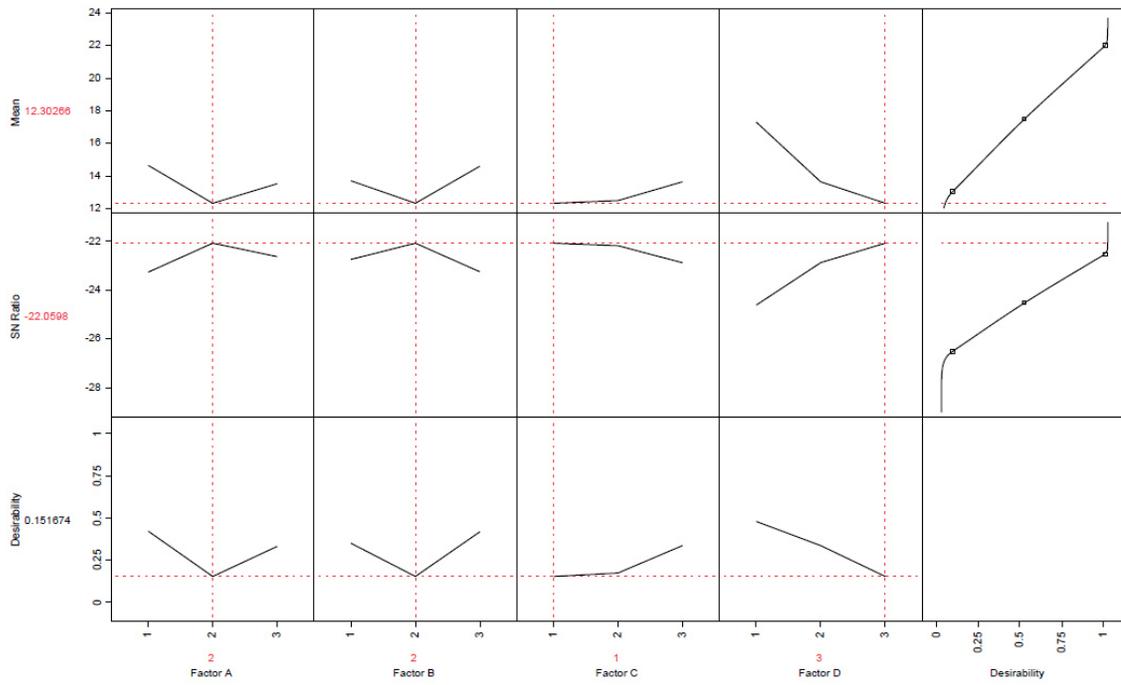


Figura 5.5: Configuración del DOE con el mejor rendimiento. DOE $A_2B_2C_1D_3$

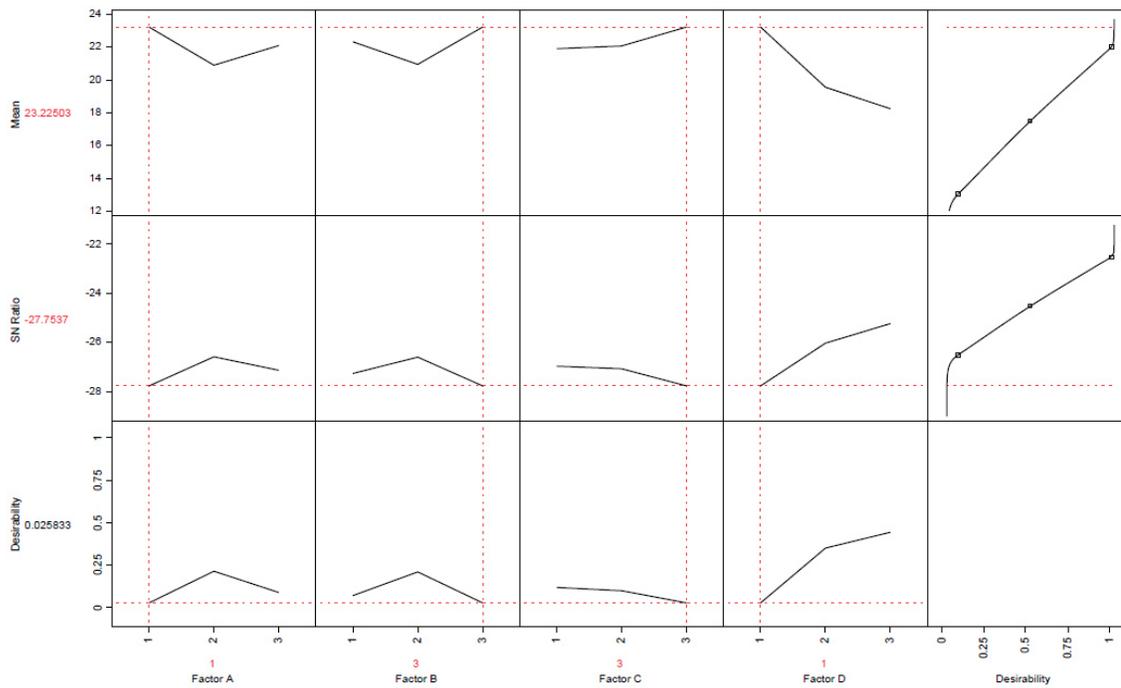


Figura 5.6: Configuración del DOE con el peor rendimiento. DOE $A_1B_3C_3D_1$

En las figuras 5.5 y 5.6 se muestra la mejor y la peor configuración en el DOE

que se logra al modificar los factores y niveles. Para la energía requerida, que se muestra en la parte izquierda, para el mejor diseño $A_2B_2C_1D_3$ es 12.302 mientras y para el peor diseño $A_1B_3C_3D_1$ es 23.225 W/kg. Esto indica un 88.79% más de energía requerida entre el diseño más óptimo y el más deficiente, y para el diseño actual (DOE $A_1B_2C_2D_2$) la energía requerida es de 16.113 W/kg dando a 30.97% más de energía del óptimo.

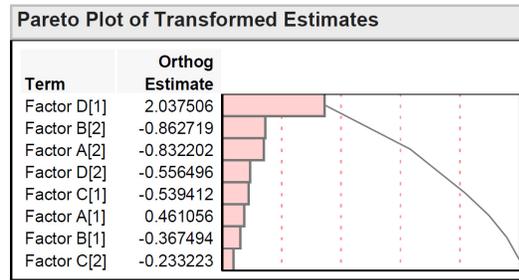


Figura 5.7: Pareto en la variabilidad entre los factores y sus niveles.

Para un mejor entendimiento de la variabilidad de los factores en sus niveles es usar el diagrama de pareto, ver figura 5.7, ésta muestra una proporción en las pendientes entre los factores. Es notable que la pendiente absoluta más grande se encuentra en el factor D_1 a D_2 . Se determino que con sólo los tres primeros factores puede conseguir un poco más del 70% de su variabilidad para los resultados en el diseño de experimentos.

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

6.1 CONCLUSIONES

Con el presente estudio se concluyó que varias metodologías pueden ser aplicadas en los hornos industriales, con el fin de determinar la distribución de la energía y rediseñar un horno mantenedor, entre la metodologías utilizadas está el uso de una alternativa de separar el fenómeno en dos zonas y entrelazarlas a través de energía en la superficie de la interfase, así como el uso de una metodología de diseño de experimentos con el fin de evaluar el diseño óptimo, por lo que los resultados más importantes son:

1. Se determino la distribución de energía en el horno actual, requiriéndose en la superficie de la interfase de 25.707 kW y un suministro de 165 kW.
2. Una de las características de los diseño es que se puede notar el gran desprendimiento de la energía perdida por medio de la radiación debido a la exposición del aluminio expuesto, encontrando casi una relación de ocho veces más las pérdidas de energía en la superficie del aluminio al exterior en comparación de las paredes laterales del horno mantenedor. Esta se puede reducir y con ello no variar su dimensiones al momento de cambiar la configuración del horno mantenedor.

3. Se realizó el análisis numérico detallando los modelos utilizados, así como la metodología para poder separar la simulación a través de la energía en la interfase, esto debido a la complejidad del diseño por sus fenómenos a estudiar. Los fenómenos presentados en la zona de la combustión fueron: ecuación de la conservación de la cantidad de movimiento para flujo viscoso en régimen turbulento con el modelo de turbulencia κ - ϵ , ecuación de la conservación de la energía y modelo de radiación OD. Mientras que para la zona del aluminio líquido se resolvió: ecuación de la conservación de la cantidad de movimiento para flujo viscoso en régimen laminar en el transporte debido a flotación térmica (convección natural) y ecuación de la conservación de la energía.
4. Se comprobó la simulación numérica con datos experimentales, como fueron imágenes termográficas y termopares de temperatura en el baño del aluminio, así como el flujo del gas natural suministrado al horno mantenedor.
5. Se determinó un diseño óptimo a través de un diseño de experimentos con la metodología Taguchi, con 4 factores de 3 niveles, que son: ubicación del quemador, área del quemador, relación aire-combustible y capacidad nominal del horno mantenedor.
6. El cambio más radical es la capacidad nominal del horno. Ya que entre mayor cantidad se requiere menos energía para su calentamiento. Esto es debido a la relación área entre volumen. Se concluyó que la razón de área volumen es un factor muy importante, sin embargo, no se recomienda el uso en los hornos industriales con una capacidad nominal menor del 70 %.
7. El segundo es la ubicación del quemador. En la modificación del quemador se presenta una gran diferencia en el uso, ya que en el quemador de tipo Flat Plate los gases de la combustión están muy cercanas a la chimenea del horno, provocando una pérdida de energía por la chimenea.
8. Los factores del área del quemador y la relación aire combustible fueron los menos afectados por este diseño. En cuanto al área del quemador, éste sólo

provocaba un cambio en la longitud de la flama, sin embargo, no mostraba mucha diferencia. La relación aire combustible no fue muy notoria debido a que se considero una mezcla perfecta en la combustión, cabe señalar que en la practica, es muy difícil de lograr. En la industria, para el gas natural se utiliza una relación de combustibles de 10%.

9. Aún cuando se determinó un diseño óptimo, éste no cumple con algunas consideraciones de los hornos mantenedores, ya que la exposición a temperaturas superiores de 780°C pueden ocasionar un incremento acelerado en el oxido de aluminio, afectando el material.

6.2 TRABAJOS FUTUROS

Este trabajo puede dar lugar a una gama de estudios posteriores que lo pueden complementar, así como mejorar el proceso de la obtención de los resultados. Además, hay opciones que pueden ser diseños óptimos pero llevarlos a la industria es imposible o llegaría hacer perjudicial su uso por otras razones como lo son; construcción, aumento de costo, mantenimiento, entre otros.

En las mediciones del campo se determinó la temperatura del baño del aluminio con termopares, mientras que en el exterior las mediciones se realizaron a través de imágenes termográficas. Una de las desventajas que se encontró es que por el diseño del sistema del horno mantenedor, las imágenes termográficas sólo se consiguieron en dos lados del horno, por lo que se sugiere tener otros medios para poder realizar tomas termográficas en todos los lados y/o ángulos del horno.

Otras mediciones que pueden complementar para la operación del horno son: mediciones de las temperaturas de entrada del gas natural y del aire. Además la realización de un análisis de componentes químicos del gas natural y del aire, mientras que en la chimenea, un análisis de los productos de la combustión y temperatura

pueden ayudar a entender el porcentaje de energía que se está perdiendo. Esta energía perdida puede ser ocasionada por una alta temperatura de los gases, así como también hidrocarburos no quemados.

En cuanto al análisis numérico, una nueva aportación es la extensión del estudio en la búsqueda de los cambios generados al considerar el aluminio líquido como sólido, y entender como este cambio puede provocar erróneas interpretaciones, así como resultados incorrectos. En la literatura, se puede encontrar el efecto de la conductividad térmica efectiva, el cual hace una comparación a través del número de Nusselt, a razón de la energía por convección entre conducción. Otra línea de investigación es la realización del estudio del horno mantenedor completo, esto incluyendo una zona de baja velocidad en el aluminio líquido y una zona de alta velocidad en la cámara de los gases de combustión, incluyendo los modelos utilizados en este estudio.

Otro estudio que expone el entendimiento de los hornos mantenedores, es la forma de solución de la radiación, ya que no existe un entendimiento del uso correcto de un modelo de radiación, existiendo otros modelos como; Rossland, P1, Monte Carlo, DTRM, Surface to Surface, entre otros.

El modelo de combustión, este estudio se enfocó a un balance de energía, también se puede determinar la variación de la energía liberada, velocidad y/o mezcla a través de un cambio en el modelo de la combustión. Una de las complicaciones que se genera en la selección de un modelo de combustión es el incremento de las ecuaciones diferenciales que requiere solucionar el programa, en la literatura, sólo se llegan a utilizar hasta 5 ecuaciones de especies, con diferentes modelos de radiación como; Arrhenius, Magnussen, Eddy dissipation, Non Premixed Combustion, entre otros.

En cuanto el estudio en transitorio para los hornos mantenedores, es usual que exista un ciclo de llenado y vaciado. Este proceso tiene un mejor rendimiento en la industria, sin embargo, para un análisis numérico su simulación se complica al tener en consideración el término transitorio. Una de las preocupantes para la simulación

de un problema en estado transitorio es la estabilidad numérica, y ésta depende de la calidad de la malla y de las velocidades.

Una posible mejoría para la determinación del diseño de experimentos es una serie de corridas para tener una mayor aproximación en los resultados, a este proceso se le conoce como ANOVA. Este análisis de varianza enfoca a una menor desviación estándar en la toma de datos experimentales.

El uso de otras metodologías de diseños de experimentos son ampliamente usadas en el horno mantenedor, por su gran complicación, por tener una gran cantidad de factores, como los son; metodología de respuesta de superficie, diseño de Box Behnken, cuadros latinos, entre otros, en cuanto a otros factores y diseños de hornos. Otros factores ampliamente utilizados en la literatura son:

- Temperatura de entrada de aire.
- Cambio de flujo de gas a razón de la temperatura del horno mantenedor.
- Agitación del aluminio.
- Agitación en la premezcla en la combustión.
- Flujo secundario de combustible.
- Diseño geométrico del horno mantenedor.
- Cambio de ángulo de penetración en los quemadores.
- Tipo de quemador.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] WORD-ALUMINUM, “International aluminum institute.” url: <http://www.world-aluminium.org/statistics/>.
- [2] M. Schlesinger, *Aluminum Recycling, Second Edition*. Taylor & Francis, 2013.
- [3] N. A. H. Corporation, “Alumina refinery: The bayer process.” url: <http://www.norandaaluminum.com/bayer-process.php>, 2007 – 2009.
- [4] J. Brown, “Melting and holding furnace,” 1941. US Patent 2,264,740.
- [5] N. A. M. Co and R. Reed, *North American Combustion Handbook: A Basic Reference on the Art and Science of Industrial Heating with Gaseous and Liquid Fuels*. North American Mfg. Company, 1978.
- [6] M. Moran, H. Shapiro, D. Boettner, and M. Bailey, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. Wiley, 2010.
- [7] F. White, *Fluid Mechanics*. McGraw-Hill Higher Education, 2000.
- [8] W. M. Henk Kaarle Versteeg, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics The Finite Volume Method, 2/e*.
- [9] R. Reed and N. A. M. Co, *North American Combustion Handbook: Combustion equipment, control, systems, heat recovery, process control optimization, pollution reduction, noise minimization, oxygen enrichment, and oxy-fuel firing*. North American Combustion Handbook Vol. 2, North American Mfg. Company, 1997.

- [10] R. Reed and N. A. M. Co, *North American Combustion Handbook: Combustion equipment, control, systems, heat recovery, process control optimization, pollution reduction, noise minimization, oxygen enrichment, and oxy-fuel firing*. North American Combustion Handbook Vol. 2, North American Mfg. Company, 1997.
- [11] A. Fluent, “14.0 tutorial guide—ansys,” *Inc., Canonsburg, PA*, 2011.
- [12] H. Pulido and R. de la Vara Salazar, *ANÁLISIS Y DISEÑO DE EXPERIMENTOS*. McGraw-Hill Interamericana de España S.L., 2012.
- [13] SENER, “Balance nacional de energía 2013,” tech. rep., Secretaría de la Energía, 2013.
- [14] K. Bayer, “Karl joseph bayer,” Mar. 6 1894. US Patent 515,895.
- [15] M. H. Charles, “Process of reducing aluminium from jts fluoride salts by electrolysis,” Apr. 2 1889. US Patent 400,664.
- [16] J. M. Wang, H. J. Yan, J. M. Zhou, S. X. Li, and G. C. Gui, “Optimization of parameters for an aluminum melting furnace using the Taguchi approach,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 33-34, no. 1, pp. 33–43, 2012.
- [17] Z. Nai-jun, Z. Shan-hong, Z. Jia-qi, and P. A. N. Qing-lin, “Numerical simulation of aluminum holding furnace with fluid-solid coupled heat transfer,” pp. 1389–1394, 2010.
- [18] J.-m. Wang, S. Lan, and W.-k. Li, “Numerical simulation and process optimization of an aluminum holding furnace based on response surface methodology and uniform design,” *Energy*, vol. 72, pp. 521–535, 2014.
- [19] M. Carmona and C. Cortés, “Analysis of the thermal performance and convection effects in an aluminum holding furnace using cfd,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 76, pp. 484–495, 2015.

- [20] J.-q. Zhang, N.-j. Zhou, and S.-h. Zhou, “Combustion and energy balance of aluminum holding furnace with bottom porous brick purging system,” *Journal of Central South University*, vol. 19, pp. 200–205, 2012.
- [21] J.-m. Wang, Y.-y. Zhou, S. Lan, T. Chen, J. Li, H.-j. Yan, J.-m. Zhou, R.-j. Tian, Y.-w. Tu, and W.-k. Li, “Numerical simulation and chaotic analysis of an aluminum holding furnace,” *Metallurgical and Materials Transactions B*, vol. 45, no. 6, pp. 2194–2210, 2014.
- [22] T. Li, M. Hassan, K. Kuwana, K. Saito, and P. King, “Performance of secondary aluminum melting: Thermodynamic analysis and plant-site experiments,” *Energy*, vol. 31, no. 12, pp. 1433–1443, 2006.
- [23] T. Inada, K. Takatani, K. Takata, and T. Yamamoto, “The Effect of the Change of Furnace Profile with the Increase in Furnace Volume on Operation,” *ISIJ International*, vol. 43, no. 8, pp. 1143–1150, 2003.
- [24] R. Juárez, a. Flores, E. Macias, and N. Reyes, “Análisis del comportamiento de flujo de fluidos en un horno de reverbero agitado con diferentes impulsores, mediante la modelación física y numérica,” *Revista de Metalurgia*, vol. 45, no. 5, pp. 384–396, 2009.
- [25] E. Pauty, B. Laboudigue, and J. Etay, “Numerical simulation of the flow and the solid transport when tilting a holding furnace,” vol. v, no. February, pp. 207–214, 2000.
- [26] A. Habibi, B. Merci, and G. J. Heynderickx, “Impact of radiation models in cfd simulations of steam cracking furnaces,” *Computers & Chemical Engineering*, vol. 31, no. 11, pp. 1389–1406, 2007.
- [27] E. Keramida, H. Liakos, M. Founti, A. Boudouvis, and N. Markatos, “Radiative heat transfer in natural gas-fired furnaces,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 43, no. 10, pp. 1801–1809, 2000.

- [28] M. A. R. Argáez, S. L. Huacúz, and G. Trápaga, “Mathematical modeling of pottery production in different industrial furnaces,” *Journal of Materials Engineering and Performance*, vol. 17, no. 5, pp. 633–643, 2008.
- [29] C. Belt, “Current state of aluminum melting and holding furnaces in industry,” *JOM*, vol. 67, no. 11, pp. 2690–2695, 2015.
- [30] C. Belt, R. Peterson, and D. Bequette, *Five Low Cost Methods to Improve Energy Efficiency on Reverberatory Furnaces*. Minerals, Metals and Materials Society/AIME, 420 Commonwealth Dr., P. O. Box 430 Warrendale PA 15086 USA, 2010.
- [31] C. Belt, “Energy efficiency tests in aluminum combination melting and holding furnaces,” *LIGHT METALS-WARRENDALE-PROCEEDINGS-*, pp. 613–618, 2004.
- [32] D. White, “Furnace energy saving myths,” *Die Casting Engineer*, vol. 50, no. 2, pp. 60–64, 2006.
- [33] W. Trinks, *Industrial Furnaces*. No. v. 1 in *Industrial Furnaces*, Wiley, 2004.
- [34] J. Jorstad, W. Rasmussen, D. Zalensas, and A. F. Society, *Aluminum Casting Technology*. American Foundrymen’s Society, 1993.
- [35] D. Stefanescu, A. S. for Metals, and A. I. Committee, *Casting*. No. v. 9, no. 15 in *ASM handbook*, ASM International, 1988.
- [36] B. Sadler, *Light Metals 2013*. Light metals, Wiley, 2013.
- [37] R. Bird, W. Stewart, and E. Lightfoot, *Fenomenos de transporte/ Transport Phenomena*. Editorial Limusa S.A. De C.V., 2007.
- [38] PEMEX, “Hoja de datos de seguridad gas natural,” 2014.
- [39] F. Incropera and D. DeWitt, *Fundamentos de transferencia de calor*. Pearson Educación, 1999.

-
- [40] S. Patankar, *Numerical heat transfer and fluid flow*. CRC Press, 1980.