



ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

CONSTRUCCIÓN Y MODELACIÓN DE UN MÓDULO DIDÁCTICO DE MURO TROMBE MEDIANTE CFD PARA FOMENTAR LOS ESTUDIOS DE LA CALEFACCIÓN SOLAR PASIVA

TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
MAGÍSTER EN EFICIENCIA ENERGÉTICA

JOSÉ LUIS BUCHELI NARANJO

jose.bucheli@epn.edu.ec

EDUARDO RODRIGO TORRES SANTOS

eduardo.torres@epn.edu.ec

Director: Sebastián Taco Vásquez, Ph.D.
sebastian.taco@epn.edu.ec

Quito, julio 2017

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por los señores **JOSÉ LUIS BUCHELI NARANJO** y **EDUARDO RODRIGO TORRES SANTOS**, bajo mi supervisión.

Sebastián Taco Vásquez, Ph.D.

DIRECTOR DE PROYECTO

DECLARACIÓN

Nosotros, **José Luis Bucheli Naranjo** y **Eduardo Rodrigo Torres Santos**, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.

José Luis Bucheli Naranjo

Eduardo Rodrigo Torres Santos

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a Alejandra, por la paciencia, el amor, la compañía, la inspiración y la motivación recibida para la culminación de esta meta, Te amo amor mío.

Gracias por ser parte fundamental de mi vida, de mis sueños y metas trazadas.

A mis sobrinos: Daniel, Valeria, Andrea, Matías y Alejandro; les dedico el esfuerzo, la dedicación y la perseverancia que me permitieron cumplir esta meta. Habrá obstáculos y dificultades en su vida así que sueñen, perseveren, disfruten y vuelen alto que todo se puede lograr.

Eduardo.

Dedico este proyecto a mi amada esposa Abigail, que día a día ha formado parte de este proyecto con todo su apoyo, comprensión.

Además, dedico este proyecto a mis padres y hermanos, quienes han sabido ser mi motivación y aliento para seguir adelante en cada objetivo planteado.

A ustedes por siempre mi amor y agradecimiento.

José

AGRADECIMIENTO

Al Todopoderoso, por protegerme y cuidarme durante todo mi camino, por darme las fuerzas para seguir y por permitirme disfrutar de esta experiencia rodeado de mis seres queridos.

A mis Padres, por su amor, su guía, sus enseñanzas y su apoyo incondicional en el cumplimiento de todas mis metas.

A José Luis, por su amistad, dedicación, compromiso y ayuda en el desarrollo de nuestro proyecto.

A mis amigos: Santiago, William, Andrés, Ricardo, Erick, Milton y Jorge; por haberme brindado su ayuda y amistad en durante los estudios de esta maestría.

Eduardo.

Agradecemos a nuestro tutor Sebastián Taco, por su apertura y ayuda en el desarrollo de este proyecto; a la Escuela Politécnica Nacional y sus docentes por los conocimientos recibidos, y a quienes fueron nuestros compañeros de aula de quienes nos llevamos gratos recuerdos.

CONTENIDO

Certificación	ii
Declaración.....	iii
Dedicatoria	iv
Agradecimiento.....	v
Contenido	vi
Índice de figuras	ix
Índice de tablas.....	xiii
Resumen	xiv
Abstract	xv
Introducción	1
Pregunta de Investigación	3
Objetivo general	3
Objetivos específicos	3
Alcance	4
1. Antecedentes.....	5
1.1. Energía Solar.....	5
1.2. Sistemas de captación solar	6
1.2.1. Sistemas Activos	6
1.2.2. Sistemas Pasivos	7
1.2.3. Efecto de Flotación (ventilación natural)	7
1.3. Elementos del espacio calentado en un sistema solar.....	7
1.3.1. Intercambios energéticos.....	7
1.3.2. Clasificación de la energía intercambiada.....	8
1.4. Caracterización de sistemas solares pasivos.....	8
1.4.1. Característica de apertura de captación	8
1.4.2. Categorías de los sistemas solares pasivos	10
1.5. Muro Trombe	11
1.5.1. Muro Trombe clásico	11
1.6. Principio de funcionamiento.....	13
1.7. Objetivo del Proyecto.....	14
1.7.1. Modelización numérica	15
1.7.2. Estudio experimental	16
1.7.3. Comparación de los resultados numéricos y experimentales.....	16
1.8. Revisión bibliográfica.....	16
2. El módulo didáctico.....	19

2.1.	Fundamentos teóricos	19
2.1.1.	Confort térmico (acondicionamiento energético).....	19
2.1.2.	Refrigeración natural	20
2.1.3.	Ventilación natural	21
2.2.	Procesos físicos de intercambio energético	22
2.3.	Balance energético unidimensional	37
2.3.1.	Balance energético en A.....	39
2.3.2.	Balance energético en B.....	40
2.3.3.	Balance energético en C	41
2.3.4.	Balance energético en D	42
2.3.5.	Condiciones de borde.....	42
2.4.	Diseño del módulo didáctico	43
2.4.1.	Dimensiones.....	44
2.4.2.	Materiales.....	44
2.4.3.	Componentes	45
2.4.4.	Interfaz gráfica.....	48
3.	Modelo matemático	51
3.1.	Principios básicos.....	51
3.1.1.	Elemento infinitesimal de fluido	51
3.1.2.	Volumen de control.....	51
3.1.3.	Derivada sustancial	52
3.2.	Ecuaciones generales de la mecánica de fluidos.....	54
3.2.1.	Principio de conservación de la masa. Ecuación de continuidad	55
3.2.2.	El principio de conservación de la cantidad de movimiento	56
3.2.3.	Principio de conservación de la energía	58
3.2.4.	Sistema de ecuaciones de Navier-Stokes.....	59
3.2.5.	Aproximación de Boussinesq.....	60
3.3.	Modelización de flujo turbulento.....	61
3.3.1.	Ecuaciones generales de Reynolds del flujo turbulento	61
3.3.2.	Modelos de ecuaciones promediadas de Navier-Stokes (RANS).....	64
3.4.	Ecuación de calor	67
3.5.	Condiciones de borde.....	67
3.6.	Modelo de radiación	68
3.6.1.	Modelo de transferencia discreta de radiación (DTRM)	68
3.7.	Simulación del muro Trombe	70
3.7.1.	La dinámica de fluidos computacional (CFD).....	70

3.7.2.	Software y hardware.....	71
3.7.3.	Descripción de la geometría del modelo de simulación numérica	73
3.7.4.	Principales características del mallado	76
3.7.5.	Parametrización del modelo	80
3.7.6.	Método de solución.....	90
3.7.7.	Resultados	92
3.7.8.	Costo computacional	97
3.7.9.	Costo del proyecto.....	98
4.	Análisis de resultados.....	99
4.1.	Comparación de datos simulados y experimentales	99
4.2.	Conclusiones.....	106
4.3.	Recomendaciones.....	108
4.3.	Futuras líneas de investigación.....	108
	Bibliografía.....	110
	Anexos	114
Anexo 1.	Planos del Módulo Didáctico.....	115
Anexo 2.	Datasheet LM335	116
Anexo 3.	El módulo didáctico de muro Trombe clásico.....	119
Anexo 4.	Programación en Labview	120
Anexo 5.	Propiedades termodinámicas del aire.....	122
Anexo 6.	Parámetros para la simulación en Ansys Fluent	126
Anexo 7.	ANSYS Fluent 17.2 - Computing Platform Support.....	131
Anexo 8.	Características técnicas del hardware empleado.....	134
Anexo 9.	Resultados de la modelación.....	136
Anexo 10.	Temperatura de radiación externa.	146
Anexo 11.	Efecto del muro en la calefacción.....	147

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 0.1. Esquema general de un muro Trombe.....	2
Figura 1.1. Espectro de radiación solar.....	6
Figura 1.2. Intercambios energéticos.....	8
Figura 1.3. Trayectoria solar.....	9
Figura 1.4. Incidencia de la radiación solar en Quito, Ecuador.....	9
Figura 1.5. Descripción del muro Trombe.....	11
Figura 1.6. Muro Trombe clásico.....	12
Figura 1.7. Espectro electromagnético.....	13
Figura 1.8. Efecto invernadero en una vivienda.....	14
Figura 2.1. Fenómenos de transferencia de calor en el muro Trombe clásico.....	22
Figura 2.2. Radiación térmica en el espectro electromagnético.....	24
Figura 2.3. Absorción, reflexión y transmisión de la radiación incidente.....	26
Figura 2.4. Conducción de calor a través de una pared.....	29
Figura 2.5. Fuerza de flotabilidad y la fuerza de fricción o viscosa.....	34
Figura 2.6. Recinto cerrado rectangular vertical con superficies isotérmicas.....	36
Figura 2.7. Referencias para el balance energético de un muro Trombe clásico.....	38
Figura 2.8. Parámetros para el análisis energético de un muro Trombe clásico.....	39
Figura 2.9. Módulo didáctico de un muro Trombe clásico.....	43
Figura 2.10. Esquema de un muro Trombe clásico.....	44
Figura 2.11. Conexión sensor LM35 con Arduino.....	45
Figura 2.12. Arduido MEGA 2560.....	46
Figura 2.13. Referencia de la ubicación de los sensores de temperatura.....	47
Figura 2.14. Lámpara halógena tipo proyector rectangular.....	47
Figura 2.15. Módulo didáctico de muro Trombe clásico.....	48
Figura 2.16. Interfaz gráfica del módulo didáctico de muro Trombe.....	49
Figura 3.1. Elemento infinitesimal de un fluido.....	51
Figura 3.2. Volumen finito de control de un fluido.....	52
Figura 3.3. Derivada sustancial.....	52
Figura 3.4. Definición del ángulo sólido alrededor de un punto semiesférico P.....	69
Figura 3.5. Ansys Fluent 17.2 Inicio del programa.....	72
Figura 3.6. Geometría del modelo en 2D.....	74
Figura 3.7. Variables dimensionales del modelo de simulación.....	74
Figura 3.8. Superficie del fluido (aire).....	75
Figura 3.9. Superficie de la masa térmica (yeso).....	75
Figura 3.10. Sección de entrada.....	76

Figura 3.11. Secciones de aislamiento.	76
Figura 3.12. Discretización de malla bidimensional.....	77
Figura 3.13. Mallado del fluido (aire).....	78
Figura 3.14. Mallado del muro (yeso).....	79
Figura 3.15. Mallado del modelo de muro Trombe.....	79
Figura 3.16. Validación de la malla.	80
Figura 3.17. Ortogonalidad de la malla.	80
Figura 3.18. Configuración del modelo en Ansys Fluent.	81
Figura 3.19. Configuración general.....	81
Figura 3.20. Configuración del modelo.....	82
Figura 3.21. Modelos y parámetros turbulentos en el Ansys Fluent.....	83
Figura 3.22. Modelo de radiación en el Ansys Fluent.....	84
Figura 3.23. Elementos del modelo.....	84
Figura 3.24. Configuración de las propiedades termodinámicas del aire.....	85
Figura 3.25. Configuración de las propiedades físicas del aislante.	86
Figura 3.26. Configuración de las propiedades físicas del yeso.....	86
Figura 3.27. Configuración de las propiedades físicas del vidrio.....	87
Figura 3.28. Condiciones de operación.....	88
Figura 3.29. Panel de configuración de las condiciones de borde.....	88
Figura 3.30. Configuración de la sección aislada.....	89
Figura 3.31. Configuración de la sección de entrada.....	90
Figura 3.32. Configuración del método de solución.....	91
Figura 3.33. Factores de relajación.....	92
Figura 3.34. Historial de residuos de convergencia.....	93
Figura 3.35. Simulación 2D del muro Trombe a 600[s].....	93
Figura 3.36. Simulación 2D Zonas de temperatura.....	94
Figura 3.37. Simulación 2D Vectores de velocidad.....	94
Figura 3.38. Curva de velocidad vs posición.....	95
Figura 4.1. Comparación de datos experimentales con datos de la simulación, T_a	101
Figura 4.2. Comparación de datos experimentales con datos de la simulación, T_i	102
Figura 4.3. Comparación de datos experimentales con datos de la simulación, T_g	102
Figura 4.4. Comparación de datos experimentales con datos de la simulación, T_e	103
Figura 4.5. Comparación de datos experimentales con datos de la simulación, T_w	103
Figura 4.6. Comparación de datos experimentales con datos de la simulación, T_o	104
Figura 4.7. Comparación de datos experimentales con datos de la simulación, T_r	104
Figura 4.8. Comparación de datos experimentales con datos de la simulación, T_p	105

Figura 4.9. Comparación de datos experimentales con datos de la simulación, Tt .	105
Figura A.0.1. Densidad del aire a la presión de 1 [atm].	123
Figura A.0.2. Calor específico del aire a la presión de 1 [atm].	123
Figura A.0.3. Conductividad térmica del aire a la presión de 1 [atm].	123
Figura A.0.4. Difusividad térmica del aire a la presión de 1 [atm].	124
Figura A.0.5. Viscosidad dinámica del aire a la presión de 1 [atm].	124
Figura A.0.6. Viscosidad cinemática del aire a la presión de 1 [atm].	125
Figura A.0.7. Número de Prandtl del aire a la presión de 1 [atm].	125
Figura A.0.8. Valores de las temperaturas resultado de la modelación.	136
Figura A.0.9. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 30 [s].	136
Figura A.0.10. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 60 [s].	136
Figura A.0.11. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 90 [s].	137
Figura A.0.12. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 120 [s].	137
Figura A.0.13. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 150 [s].	137
Figura A.0.14. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 180 [s].	138
Figura A.0.15. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 210 [s].	138
Figura A.0.16. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 240 [s].	138
Figura A.0.17. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 270 [s].	139
Figura A.0.18. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 300 [s].	139
Figura A.0.19. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 330 [s].	139
Figura A.0.20. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 360 [s].	140
Figura A.0.21. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 390 [s].	140
Figura A.0.22. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 420 [s].	140
Figura A.0.23. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 450 [s].	141
Figura A.0.24. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 480 [s].	141
Figura A.0.25. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 510 [s].	141
Figura A.0.26. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 540 [s].	142
Figura A.0.27. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 570 [s].	142
Figura A.0.28. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 600 [s].	142
Figura A.0.29. Temperatura en la superficie interna del vidrio (T_g) a los 600[s].	143
Figura A.0.30. Temperatura en el medio del canal colector (T_e) a los 600[s].	143
Figura A.0.31. Temperatura en la superficie del muro (T_w) a los 600[s].	143
Figura A.0.32. Temperatura en la salida del canal colector (T_o) a los 600[s].	144
Figura A.0.33. Temperatura en la entrada del canal colector (T_i) a los 600[s].	144
Figura A.0.34. Temperatura en el centro del cuarto (T_r) a los 600[s].	144
Figura A.0.35. Temperatura en el techo del cuarto (T_t) a los 600[s].	145

Figura A.0.36. Temperatura en el piso del cuarto (T_p) a los 600[s].	145
Figura A.0.37. Registro de temperaturas CASSY@Lab	146
Figura A.0.38. Temperatura de radiación externa.	146
Figura A.0.39. Temperaturas medidas en un proceso de 1200 [s] sin masa térmica.....	147
Figura A.0.40. Temperatura ambiente T_a y temperatura en el interior T_r	147
Figura A.0.41. Temperaturas medidas en un proceso de 1200 [s] sin masa térmica.	148
Figura A.0.42. Temperaturas en el canal de colección: T_g , T_e y T_w	148
Figura A.0.43. Temperaturas en el canal de colección: T_r , T_o y T_i	149
Figura A.0.44. Efecto de la masa térmica en la calefacción.	150

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1. Características físicas de los materiales del módulo didáctico.	45
Tabla 3.1. Dimensionales y variables del modelo.	75
Tabla 3.2. Recursos utilizados en simulación.....	98
Tabla 4.1. Temperaturas experimentales y simuladas T_a, T_g y T_e	99
Tabla 4.2. Temperaturas experimentales y simuladas T_w, T_i y T_o	100
Tabla 4.3. Temperaturas experimentales y simuladas T_r, T_p y T_t	100
Tabla A5.0.1. Propiedades del aire a la presión de 1 [atm], 101325 [Pa].	122

RESUMEN

El presente proyecto presenta el análisis, modelación y diseño de un módulo didáctico de la calefacción solar pasiva. Se desarrolla un modelo termo fluidodinámico de un muro Trombe clásico en base a la investigación de la transferencia de calor por radiación, conducción y convección de sus componentes y utilizando al aire como fluido. Se realizó un balance energético unidimensional para determinar las condiciones de borde que parametrizan al modelo matemático. Los resultados del modelo matemático por CFD muestra el efecto de flotabilidad y termo circulación del fluido, además del efecto de no deslizamiento del fluido en las superficies y el comportamiento de las variables físicas (densidad, temperatura y velocidad del aire) del fluido en la transferencia de calor en un sistema de calefacción solar pasiva.

Además, se diseñó y construyó un módulo didáctico de muro Trombe que permite visualizar el comportamiento físico del sistema gracias a la medición de temperaturas en nueve diferentes secciones. El módulo incluye la modelación del proceso de calefacción pasiva en intervalos de tiempo para día/noche mediante el registro de los valores de temperatura y la variación de la radiación incidente. Los datos proporcionados por el módulo permiten verificar de manera experimental el comportamiento termo fluido dinámico del aire en el diseño de un muro Trombe.

Palabras clave: Calefacción Solar, Convección Natural, Dinámica de Fluidos, Muro Trombe

ABSTRACT

The present project presents the analysis, modeling and design of a didactic module of solar heating. A thermodynamic model of a classical Trombe wall is developed based on the investigation of heat transfer by radiation, conduction and convection of its components and using air as a fluid. A one-dimensional energy balance was performed to determine the edge conditions that parameterize the mathematical model. The results of the CFD mathematical model show the effect of floatability and thermocirculation of the fluid, besides the effect of non-slip of the fluid on the surfaces and the behavior of the physical variables (density, temperature and air velocity) of the fluid in the transference of heat in a passive solar heating system.

In addition, a didactic module of Trombe wall was designed and constructed that allows visualizing the physical behavior of the system thanks to the measurement of temperatures in nine different sections. The module includes the modeling of the passive heating process in time intervals for day / night by recording the temperature values and the variation of the incident radiation. The data provided by the module allow the experimental verification of the dynamic thermo-fluid behavior of the air in the design of a Trombe wall.

Keywords: Solar Heating, Natural Convection, Fluid Dynamics, Wall Trombe

CONSTRUCCIÓN Y MODELACIÓN DE UN MÓDULO DIDÁCTICO DE MURO TROMBE MEDIANTE CFD PARA FOMENTAR LOS ESTUDIOS DE LA CALEFACCIÓN SOLAR PASIVA

INTRODUCCIÓN

La proyección de la población mundial para el 2030 de la Comisión Económica para América Latina y el Caribe (CEPAL) es de 8.7 billones de habitantes, lo que significa un incremento de 1.6 billones de personas en los próximos 14 años. Esta proyección implica además un incremento en la demanda energética de los servicios de calefacción de las residencias rurales y urbanas necesarios para mantener el confort (calefacción y aire acondicionado), esto a su vez conlleva a un incremento en el uso de combustibles fósiles y de electricidad para los sistemas de calefacción. [1]

El incremento en la demanda de energía y el uso de recursos limpios y renovables, han generado un creciente interés mundial en la investigación en estudios de nuevas tecnologías (y mejoras a las existentes), que permitan mantener las comodidades del diario vivir reduciendo el consumo de las energías no renovables. [2]

Las actividades de producción y educación propician el desarrollo de un país y solo se puede realizar si los ambientes tienen un confort térmico satisfactorio. En las zonas climáticas de baja temperatura y humedad, como en la serranía ecuatoriana, se requieren de equipos de calefacción en las edificaciones y viviendas para lograr el confort térmico necesario para sus ocupantes. [3]

En la actualidad, la arquitectura y la ingeniería forman parte imprescindible en el diseño de diversos tipos de viviendas y edificaciones con el fin de brindar el mayor confort térmico en el interior de las mismas, con un mínimo gasto energético y además aprovechando las condiciones climáticas ambientales [4].

Entre los diseños residenciales se destacan los sistemas de calefacción solar pasiva que aprovechan la energía suministrada por el sol de forma indirecta en el día, para ser utilizada en los periodos de tiempo en los que no existe la incidencia del sol como en la noche. [5] El muro Trombe es uno de los sistemas de calefacción solar pasiva que aprovecha la energía solar para mejorar el confort térmico en el interior de viviendas. [4]

El bienestar térmico de las personas en ambientes habitables depende de características variables como: vestimenta (aislamiento y área total del mismo), tipo de trabajo (carga térmica metabólica) y ambiente (temperatura del aire, temperatura radiante media de las

superficies, humedad y velocidad del aire). La Norma ISO 7730:2006 proporciona los métodos para la predicción de la sensación térmica general y del grado de satisfacción térmica que sufren las personas expuestas a ambientes térmicos moderados, como los que se producen en las habitaciones de viviendas con algún tipo de calefacción. [6] Las edificaciones construidas en el Ecuador se rigen a los parámetros de confort térmico determinados en el capítulo 13 de la Norma Ecuatoriana de la Construcción. [7, p. 13].

En el presente trabajo se mostrarán los antecedentes necesarios para realizar el estudio fluido dinámico de un sistema de calentamiento solar pasivo llamado muro Trombe, existen diversas variables constructivas que afectan su funcionamiento y su eficiencia, razón por la cual, se ha seleccionado el diseño clásico del muro Trombe para el desarrollo de la modelación y de un módulo didáctico. [5]

La predicción del comportamiento térmico del sistema muro Trombe es compleja por los diversos parámetros a considerar en este sistema, en el cual se produce un flujo natural de aire en el espacio de colección y en el espacio habitable debido a los diferentes valores de la densidad del aire.

La densidad del aire cambia con la temperatura (a presión constante) y varía por la transferencia de calor en el sistema. Un muro másico con la capacidad de acumulación energética (debido a las propiedades térmicas del material) hace las funciones de colector solar, como se puede observar en la figura 0.1, también es un emisor de calor por radiación por sus dos caras principales, además de ser un acumulador de calor. [5]

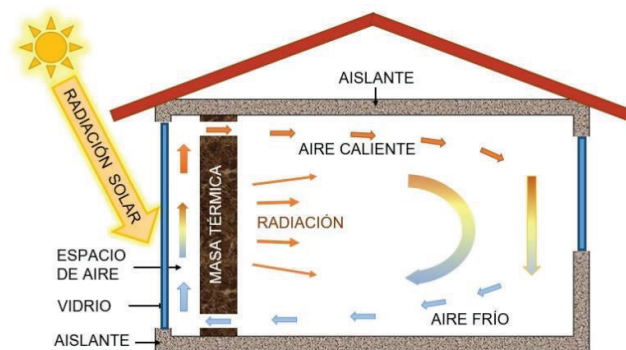


Figura 0.1. Esquema general de un muro Trombe.
(Fuente: Thermal energy storage..., Hernández-Lopez, 2016)

El flujo termodinámico del aire en el muro Trombe no alcanza el régimen permanente debido a que los elementos que lo conforman están sometidos a un ciclo diario de asoleamiento. Se espera encontrar flujos turbulentos en el aire. [4]

El modelo matemático requiere de condiciones de borde para la simulación. Los valores para las condiciones de borde se utilizarán datos experimentales y empíricos documentados, así como los proporcionados por los sensores del módulo didáctico. Al ser los modelos reales una combinación variada de fenómenos acoplados, tales como: flujo de fluidos y transferencia de calor (conducción y convección); se plantea el desarrollo de un modelo simplificado del sistema con referencia a los parámetros del módulo didáctico e implementado en un software computacional especializado en el modelamiento de estos fenómenos. [8]

El módulo didáctico es un sistema que permiten demostrar en forma práctica y sencilla las teorías científicas que sustentan el desarrollo creciente vinculado con el campo de la energía solar que se integran fácilmente al entorno de un aula o de un laboratorio de transferencia de calor y masa. El módulo didáctico proporciona los valores de temperatura de un sistema de muro Trombe clásico y muestra con estos valores la calefacción solar pasiva en la que una lámpara halógena reemplaza a la energía solar.

Pregunta de Investigación

¿Los valores de temperatura obtenidos en la modelación de un sistema de muro Trombe clásico mediante CFD podrían ser comparables con los medidos en un módulo didáctico de un muro Trombe clásico construido?

Objetivo general

- Construir y modelar un módulo didáctico de muro Trombe mediante la dinámica de fluidos computacional (CFD) para fomentar los estudios de la calefacción solar pasiva.

Objetivos específicos

- Crear un modelo termo-fluido dinámico en 2D para el estudio de la calefacción solar pasiva en el muro Trombe.
- Diseñar un módulo didáctico de muro Trombe para la adquisición de datos de las variables establecidas en el modelo matemático.
- Construir un prototipo didáctico de muro Trombe según al diseño sugerido.
- Modelar la circulación del aire en el módulo para el estudio de la calefacción pasiva en el prototipo.
- Evaluar el comportamiento del módulo didáctico en base al modelo matemático y datos adquiridos.

Alcance

El diseño del módulo didáctico y su construcción se basará en una habitación tipo con medidas a escala 1:10. Se utilizará una lámpara térmica que simulará los efectos de los rayos solares y la experimentación para el módulo se reducirá a periodos de minutos. Los sensores del módulo didáctico miden únicamente la variable temperatura por lo cual el comportamiento termo fluido dinámico del aire se verificará con esta variable. El módulo no tiene conexión física con el modelo matemático, sin embargo, los valores de temperatura que mide el módulo en un periodo de tiempo deben ser comparables con los obtenidos por la simulación del modelo matemático; tanto el modelo como el módulo muestran las diferentes temperaturas del aire y su comportamiento en la calefacción pasiva.

El desarrollo del modelo matemático, su implementación y programación se realizará en 2 dimensiones. Los sensores de temperatura en el módulo están situados en un mismo plano referencial que el modelo. Los valores correspondientes a las condiciones de borde requeridos para la modelación serán obtenidos de un análisis unidimensional de conservación de energía, se utilizarán los valores experimentales publicados y tabulados en libros, las medidas y las características de los materiales con el que fue construido el módulo didáctico. Se especificará de antemano si se realizan simplificaciones y que parámetros se utilizarán.

El módulo didáctico se entregará al Laboratorio de Termodinámica junto con el software y elementos eléctricos y electrónicos necesarios para su funcionamiento.

CAPÍTULO 1

1. ANTECEDENTES

El Sol es una gran fuente de energía y su aprovechamiento ha generado un incremento en el desarrollo e investigación de sistemas que permitan su utilización. El futuro de la energía en el planeta tiene un alto componente solar enfocado principalmente en la generación de electricidad y uso en instalaciones térmicas. [9]

1.1. Energía Solar

Se conoce como energía solar a aquella procedente del Sol y llega a nosotros en forma de ondas electromagnéticas después de varias interacciones con la atmósfera.

La energía solar llega a la atmósfera de la tierra de manera constante, las 24 horas del día y los 365 días al año, se la conoce como *irradiancia solar total* G_s y representa la tasa a la cual la energía solar incide sobre la superficie perpendicular a los rayos solares en el borde externo de la atmósfera cuando la Tierra se encuentra a la distancia media del Sol. La unidad de medida es $\left[\frac{W}{m^2}\right]$ (vatio por metro cuadrado). [10]

$$G_s = 1373 \left[\frac{W}{m^2}\right] \quad (1.1)$$

La *temperatura superficial efectiva* del Sol es $T_{Sol} = 5780 [K]$ y se la determina mediante la ecuación:

$$(4 \pi L^2) G_s = (4 \pi r^2) \sigma T_{Sol}^4 \quad (1.2)$$

Donde:

L : Distancia media entre el centro del Sol y la Tierra.

r : Radio del Sol

Las mediciones de la distribución espectral de la radiación solar en el borde de la atmósfera confirman que se puede tratar al Sol como un cuerpo negro a la temperatura de 5780 [K]. La figura 1.1. muestra la distribución espectral de la radiación solar sobre el nivel, en el borde de la atmósfera y la de un cuerpo negro a 5780 [K]. Se observa que la radiación solar sufre atenuaciones considerables cuando pasa a través de la atmósfera generadas por absorción y dispersión. La absorción se debe a los gases: oxígeno (O_2), ozono (O_3), vapor de agua (H_2O) y dióxido de carbono (CO_2), la dispersión o reflexión se debe a las

moléculas del aire y otras partículas como: el polvo, el smog y gotas de agua suspendidas en la atmósfera. [11]

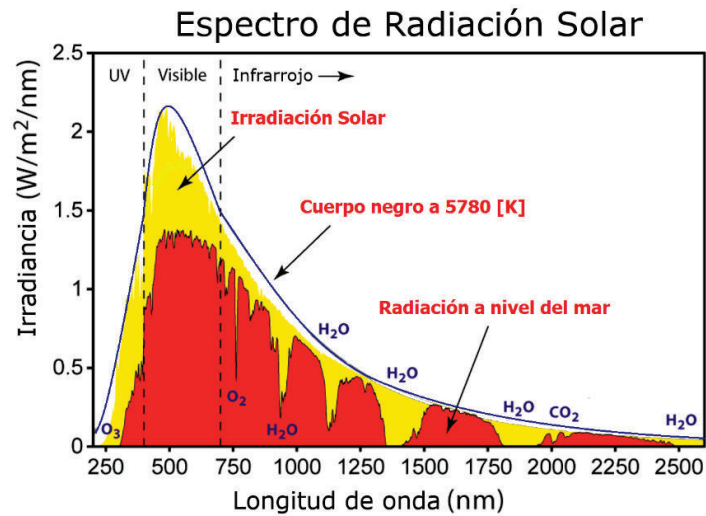


Figura 1.1. Espectro de radiación solar.
(Fuente: Energía Termosolar, A. Creus, 2012, p. 19)

La energía solar que incide sobre una superficie en la Tierra consta de partes directa y difusa. La radiación solar que llega a la superficie terrestre sin ser dispersada ni absorbida por la atmósfera se denomina *radiación solar directa* G_D . La radiación dispersada llega a la superficie terrestre de manera uniforme desde todas las direcciones y se llama *radiación solar difusa* G_d . La *energía solar total* o *radiación solar total* G_{solar} que incide sobre una unidad de área de una *superficie horizontal* en el piso es: [10]

$$G_{solar} = G_D \cos \theta + G_d \quad \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (1.3)$$

Donde:

θ : Ángulo de incidencia de la radiación directa con la perpendicular de la superficie.

1.2. Sistemas de captación solar

Los sistemas de captación solar son aquellos elementos que utilizan la energía solar para distintos fines como por ejemplo: la calefacción, ventilación o acondicionamiento de los edificios y viviendas. Entre las características de estos sistemas tenemos que no requieren del uso de la electricidad ni de elementos para el movimiento mecánico de fluidos. [12]

1.2.1. Sistemas Activos

Se define como sistema de captación solar activo al principio de captación solar, almacenamiento y distribución que necesita para su funcionamiento el aporte de energía

externa. Un sistema solar activo por ejemplo son los paneles solares utilizados para el calentamiento de agua que requieren de bombas para la circulación del fluido. [12]

1.2.2. Sistemas Pasivos

Un sistema de captación solar pasivo se caracteriza por no utilizar energía externa para el movimiento mecánico de fluidos. Un ejemplo de estos sistemas serían las cocinas solares en donde los únicos elementos conductivos son los que conforman la cocina. [12]

1.2.3. Efecto de Flotación (ventilación natural)

El efecto de flotación corresponde a la circulación o movimiento de los fluidos debido a la convección natural. La convección es la transferencia de energía entre una superficie y el fluido. El flujo de calor entre la superficie y el fluido es proporcional a la diferencia de temperatura existente entre ellos, como consecuencia se produce un movimiento aleatorio de las moléculas del fluido lo cual genera el efecto de flotación y por tanto una ventilación natural. [11]

En el caso del aire, en la ventilación de residencias y edificaciones la fuerza motriz que controla la tasa del flujo de aire es el efecto de flotación, esta se debe a la diferencia de temperaturas del aire y la diferencia de densidad del aire en las residencias. Este efecto puede utilizarse también desde el medio externo generando la ventilación natural para calentar o enfriar el interior de residencias y edificaciones. [9]

1.3. Elementos del espacio calentado en un sistema solar

El espacio calentado con un sistema solar pasivo tiene los siguientes elementos:

- *Espacio*, corresponde a la zona que se desea calentar.
- *Colector*, Corresponde al espacio comprendido entre el captador solar y el acumulador térmico. El este elemento la radiación solar es admitida dentro del sistema y convertida en calor por un absorbente.
- *Acumulador térmico*, es el elemento que almacena el calor absorbido. Se lo llama también masa térmica. [13]

1.3.1. Intercambios energéticos

Los intercambios energéticos pueden darse entre cada uno de los elementos del sistema de solar. Como se muestra en la figura 1.2., los intercambios pueden producirse entre colector, acumulador y espacio.

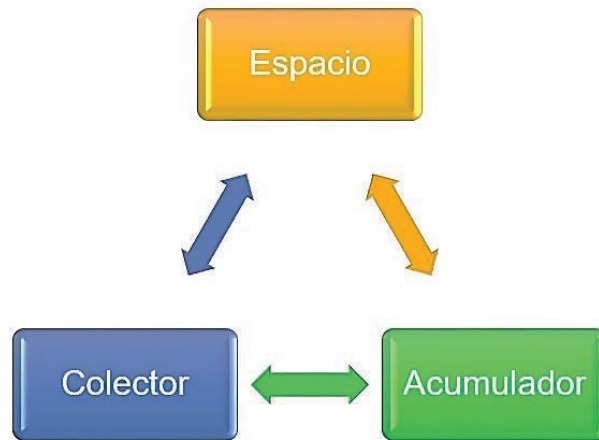


Figura 1.2. Intercambios energéticos.
(Elaborado por los autores, 2017)

1.3.2. Clasificación de la energía intercambiada

La energía intercambiada por los elementos se puede generar de 2 formas:

- *Intercambio energético forzado*: cuando se utiliza equipos adicionales como ventiladores, bombas u otros elementos mecánicos para el intercambio de energía. Si el sistema realiza el intercambio energético forzado con un número significativo de elementos, se lo clasifica como *activo*.
- *Intercambio energético natural*, cuando los intercambios energéticos entre los elementos se realizan por radiación, conducción y convección natural. Si el sistema realiza el intercambio energético forzado con un número significativo de elementos, se lo clasifica como *pasivo*.

Cuando uno de los intercambios significativos entre los elementos se realiza por intercambio natural y se tiene adicionalmente aparatos mecánicos para el intercambio energético, el sistema se clasifica como *híbrido*. [12]

1.4. Caracterización de sistemas solares pasivos

La caracterización de sistemas solares pasivos requiere que se tomen en cuenta dos factores importantes que son: la característica de apertura de captación de la energía solar y la categoría del sistema solar pasivo. [9]

1.4.1. Característica de apertura de captación

La característica de apertura de captación corresponde a la orientación y localización del sistema de captación respecto a la trayectoria que sigue el Sol. Esta describe un arco en

el cielo que nace en el este y finaliza en el oeste. Esta trayectoria se debe a que la Tierra gira sobre un eje inclinado (aproximadamente 23°) respecto al plano de giro alrededor del Sol. En los hemisferios norte y sur, el ángulo de incidencia de la radiación solar directa generada por la trayectoria solar (respecto a la perpendicular de la superficie) varía significativamente en cada estación climática como se puede observar en la figura 1.3.

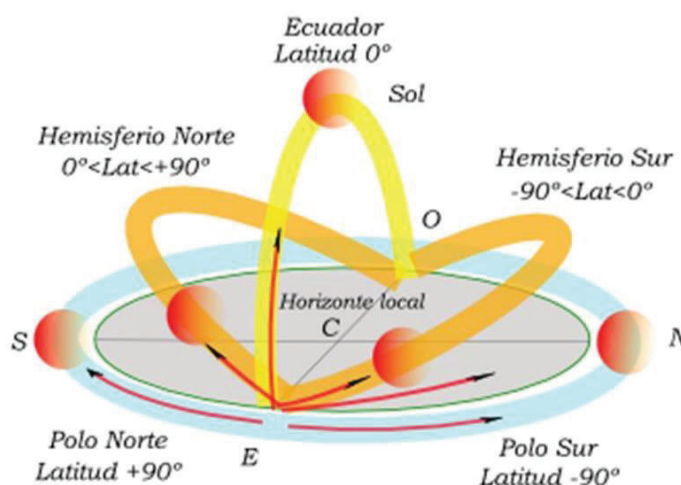


Figura 1.3. Trayectoria solar.

(Fuente: <http://mucedisenio8.blogspot.com/2009/11/trayectoria-solar-en-la-zona-del.html>)

En el Ecuador el ángulo de incidencia de la radiación solar varía entre -23° y $+23^\circ$ respecto a la perpendicular de la superficie como se observa en la figura 1.4.

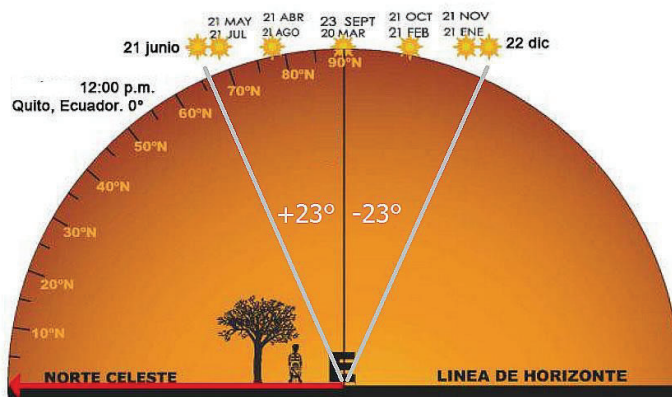


Figura 1.4. Incidencia de la radiación solar en Quito, Ecuador.

(Fuente: La bóveda celeste, S. Ruiz, 2008. <http://red.escolar.ilce.edu.mx>)

La radiación solar incidente sobre la Tierra sucede en horas para un determinado lugar. La simulación y demostración del fenómeno en un módulo didáctico se debe realizar en segundos ya que la radiación incidente es constante y perpendicular por lo que no se requiere de un estudio profundo y detallado de la abertura de captación. [11]

1.4.2. Categorías de los sistemas solares pasivos

La forma en que la energía solar llega al interior de una habitación y la transferencia de calor entre el aire, los espacios y los elementos del sistema para generar la calefacción crean un impacto sobre la uniformidad térmica que se pueda alcanzar. Las categorías generales de los sistemas de calefacción pasiva solar dependen de la forma como la energía solar calienta una determinada habitación. [9]

Se obtiene:

- *El calentamiento directo*, se genera cuando la radiación solar atraviesa transversalmente el espacio habitable y se convierte en calor por la absorción de energía en las superficies interiores expuestas a la radiación.
- *El calentamiento indirecto*, se genera cuando la radiación solar se convierte en calor que absorbe las superficies externas al espacio habitable; esta a su vez actúa como masa acumuladora de energía y transfiere el calor al espacio interior.
- *El calentamiento aislado*, en este mecanismo la radiación solar se absorbe por las superficies externas al espacio acondicionado. El espacio interior no está expuesto a calentamiento directo o indirecto.

Un aspecto adicional que se debe considerar en la calefacción solar pasiva es la uniformidad térmica que se requiere en el espacio interior habitable. La uniformidad térmica depende de la forma del espacio interior, de los elementos que se tengan en este espacio y de los materiales con los cuales son construidos. Por ejemplo, en una vivienda se debe conocer la forma de las habitaciones, si las paredes son de bloque, ladrillo o concreto; si tiene en el interior muebles metálicos o de madera, si tiene aislantes en las paredes, si tiene ventanas; y la orientación de la vivienda respecto a la trayectoria solar.

Las consideraciones generales para este proyecto serán en su mayoría ideales respecto a una habitación de vivienda. Se descartan elementos adicionales como: ventanas, puertas, muebles.

La radiación solar en el módulo se generará por elementos artificiales y se considerará uniformidad de la radiación solar. Los materiales y sus características térmicas que se utilizan en el modelo y en el módulo son los reales. Las dimensiones están a una escala 1:10.

1.5. Muro Trombe

El muro Trombe es un sistema de calefacción utilizado en año 1957 por el ingeniero Félix Trombe y el arquitecto Jacques Michel. Es un sistema pasivo de calefacción solar de calentamiento indirecto que prevé un alto rendimiento energético del sistema, posee ligeras fluctuaciones térmicas y los mecanismos de control son simples. [14]

El sistema del muro Trombe tiene una superficie acristalada (vidrio) por donde atraviesa la radiación solar al colector. El aire del colector se calienta por convección generando un flujo de aire caliente hacia la parte superior del colector. Por otra parte, el muro incrementa su temperatura en la superficie de absorción por efecto convectivo del aire y por la radiación solar. La temperatura del espacio habitable se incrementa por el flujo de aire caliente y por el calor que irradia el muro. El aire caliente en el espacio habitable fluye desde la parte superior hacia la inferior por la diferencia de temperatura, haciendo que el aire frío circule al colector. [5] Alrededor del espacio habitable (piso, paredes y techo) se coloca material aislante que reduce las pérdidas y mantiene el confort térmico.

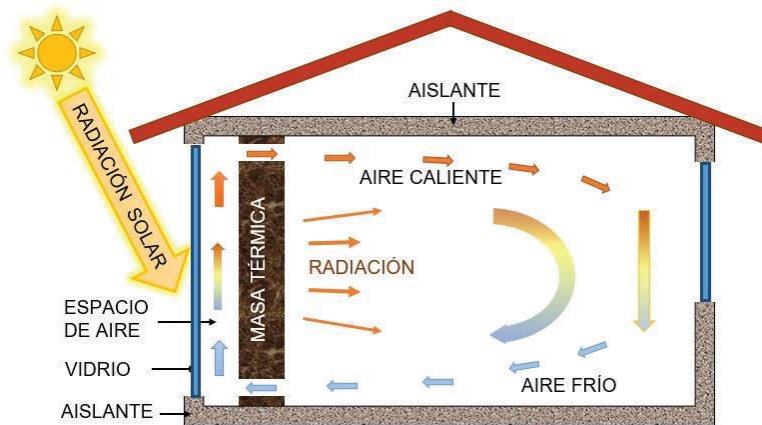


Figura 1.5. Descripción del muro Trombe.
(Fuente: Thermal energy storage..., Hernández-Lopez, 2016)

1.5.1. Muro Trombe clásico

El muro Trombe clásico está compuesto por una masa térmica maciza colocada a una pequeña distancia de la superficie acristalada. La pared maciza absorbe la energía solar que atraviesa el vidrio en forma de radiación y por convección absorbe también parte del calor del aire en el colector. La pared transfiere por conducción parte del flujo calórico hacia el interior. El aire que está entre el vidrio y la pared se calienta también por la radiación solar que atraviesa el vidrio e inicia el movimiento del flujo de aire hacia la parte superior e ingresa al interior de la habitación por la ventilación superior.

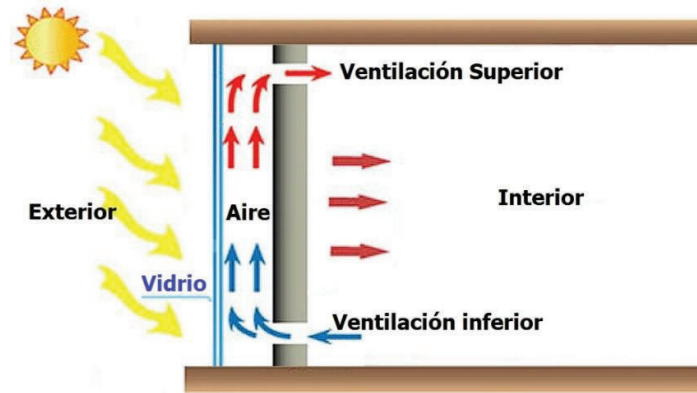


Figura 1.6. Muro Trombe clásico.
(Fuente: Thermal energy storage..., Hernández-Lopez, 2016)

En el interior el calentamiento del aire que entra en contacto con la pared aporta a la termo circulación del aire. El aire más frío se dirige hacia la parte inferior y por el canal ingresa en el colector cerrando el ciclo. En la figura 1.6. se tiene el esquema de un muro Trombe clásico.

El diseño clásico del muro Trombe presenta algunos problemas que se debe considerar:

- *Baja resistencia térmica*, cuando una pequeña cantidad de la energía solar es absorbida por el muro, por ejemplo: en las noches, días nublados, provoca que algunos flujos de calor se transfieran desde el interior hacia el exterior. Esto produce una pérdida excesiva de calor en el edificio.
- *Fenómenos inversos de termosifón*, por efecto de la radiación solar del día, el calor ingresa al interior de la superficie acristalada, calienta el aire generando un movimiento de aire hacia la parte superior y por ahí ingresa al interior de la vivienda. Sin embargo, en las noches, en días nublados prolongados y especialmente en el invierno, la circulación del aire se produce de manera inversa. La consecuencia es que la temperatura en el interior disminuya.
- *La incertidumbre* de la transferencia de calor debido al movimiento del aire en el interior del recinto calentado por energía solar. La intensidad de la energía solar no es constante en la superficie de la tierra, depende de la nubosidad y de las estaciones e incluso de la hora del día. Por tanto, cualquier cambio en la intensidad solar genera fluctuaciones de la temperatura en el sistema.
- *Las dimensiones de los elementos*, el ancho del canal y las dimensiones de la abertura de entrada y salida de los canales de ventilación afectan el proceso de convección lo cual influyen en el comportamiento del todo el sistema.

La radiación que atraviesa el vidrio calienta el aire del interior y la diferencia de temperaturas producen termo circulación. El efecto de calentamiento generado por la característica no gris del vidrio, se conoce como *efecto invernadero*. [10]

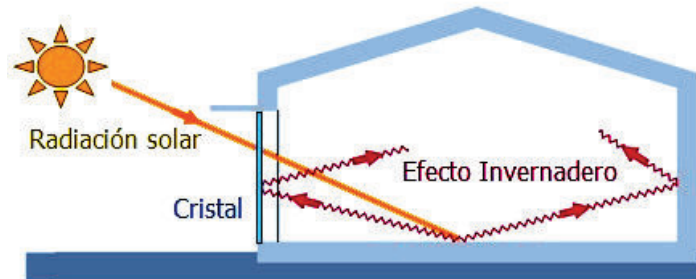


Figura 1.8. Efecto invernadero en una vivienda.
(Fuente: <https://biuarquitectura.com/2012/02/24/el-sol-fuente-de-calor-natural/>)

En el muro Trombe el *efecto invernadero* permite calentar el aire entre el vidrio y la masa térmica a la vez. El aire se calienta y se genera la circulación por convección natural debido a que es más liviano y por tanto las partículas de aire con menor temperatura se desplazan hacia la parte inferior. El muro emite energía radiante no visible pero el vidrio no deja escapar esa energía porque es impermeable a esas radiaciones. La energía almacenada en el muro se transmite a la parte interior por conducción calentando la pared y emitiendo ese calor almacenado al interior del recinto. [10]

El vidrio absorbe en promedio el 7% de la radiación solar que recibe, el 7 % se refleja y el 86% restante se transmite al muro (masa térmica), por esta razón se supondrá que la temperatura en la superficie frontal del muro es mayor que la temperatura en la superficie del muro que está en el interior del recinto. [5]

El efecto invernadero resulta beneficioso en días o estaciones frías, pero no para lugares o estaciones cálidas, donde el concepto es proteger las ventanas de los rayos solares y aprovechar la calefacción natural por la noche.

1.7. Objetivo del Proyecto

El objetivo general de este proyecto es construir y modelar un módulo didáctico de muro Trombe mediante la dinámica de fluidos computacional (CFD). Se crea un modelo termo fluido dinámico en 2D de un muro Trombe clásico con las dimensiones y las características térmicas de los materiales del módulo didáctico. El modelo matemático se lo implementa en ANSYS Fluent y se genera las simulaciones mediante CFD.

El módulo didáctico se diseña y se construye de tal manera que los sensores miden la temperatura en diferentes puntos. Consta de una interfaz computacional que permite registrar las temperaturas y controlar la lámpara halógena.

Además, se toma los valores de temperaturas experimentales para comparar con los resultados numéricos del modelo matemático. Posteriormente se ajustarán y validarán los modelos teóricos para permitir su uso en prácticas de laboratorio de termodinámica con un sistema de calefacción solar pasiva.

Este estudio consta de tres fases concretas que son: modelación numérica, estudio experimental y comparación de los resultados numéricos. [16]

1.7.1. Modelización numérica

Se realiza la modelización numérica de los fenómenos que se producen en el funcionamiento del muro Trombe clásico dividido en dos aspectos básicos:

- *Discretización espacial bidimensional*, del flujo de calor en los elementos del muro Trombe. La discretización espacial bidimensional tiene su importancia al momento de obtener resultados numéricos fiables, tanto por la limitación en cuanto a la descripción geométrica del dominio de estudio, se condiciona y se limita la validez de la discretización temporal. El estudio que se lleva a cabo no pretende una descripción a fondo de las características de las distintas capas límite que aparecen en las zonas de contacto del fluido con las superficies sólidas [16]. Por otro lado, el resultado de los cálculos mediante la discretización bidimensional de la geometría será validado con los datos experimentales obtenidos del módulo didáctico para valorar los efectos que la simplificación de la dimensión del problema introduce en dichos resultados.
- *Cálculo numérico bidimensional*, pretende captar de forma aproximada el mayor número de los fenómenos que se presentan en la realidad y establecer una comparación con resultados experimentales. [17]

Primero, se construye con ayuda de un ordenador el modelo del muro Trombe clásico. Este modelo se resuelve en régimen estacionario, con temperaturas exteriores e interiores constantes, suponiendo una presión constante y las diferentes variaciones en las características térmicas de los materiales y del aire con relación a la temperatura, mediante el programa CFD Fluent de ANSYS.

Como resultados se obtienen los campos de temperatura del aire en el interior del canal de colección, así como las temperaturas superficiales de la masa térmica, el vidrio y el área interior. [18]

1.7.2. Estudio experimental

Orientado a la obtención de los fenómenos que se desarrollan en el funcionamiento de un módulo didáctico de un muro Trombe clásico. El módulo permite la medición y registro de la temperatura en ocho puntos clave del interior y además de la temperatura ambiente en el exterior.

1.7.3. Comparación de los resultados numéricos y experimentales

Los resultados numéricos y los datos experimentales se comparan para la comprensión y validación de parámetros importantes en el comportamiento termo fluido dinámico del aire en el sistema de muro Trombe.

El estudio del muro Trombe y de las diferentes variaciones existentes en la calefacción solar pasiva ganan importancia en la reducción del consumo de energía eléctrica por sistemas de calefacción y se los puede considerar previo a la edificación y construcción de viviendas. [5]

1.8. Revisión bibliográfica

El muro Trombe clásico es un sistema solar de calefacción pasiva de ganancia indirecta que fue diseñado y patentado por Edward Morse con el propósito de suministrar la calefacción y ventilación en edificios usando radiación solar, esta tecnología fue utilizada entre 1964 y 1967 por Felix Trombe y Jacques Michel en una casa ubicada en Odeillo, Francia, en el cual el sistema mostró buenos resultados para la calefacción [14]. Desde entonces se han generado variaciones que permiten mejorar su eficiencia, permitiendo incrementar su uso en diferentes lugares con ambientes variados y climatología, así como su aplicación en nuevos sistemas de calefacción solar pasiva y ventilación natural para regiones donde se tiene 4 estaciones al año.

Se ha realizado estudios profundos del comportamiento termo fluido dinámico del muro Trombe, también se han publicado las ventajas y variaciones que mejoran el rendimiento térmico. Para el proyecto se han seleccionado los estudios relacionados con el modelo clásico del muro Trombe y su modelación mediante CFD. El desarrollo de este proyecto requiere de información de diversas fuentes bibliográficas.

De manera general, las publicaciones: *“Sinergias Vitales. Energía Renovables y Áreas Protegidas”* [1], *“Planeta eficiente planeta conciente. Eficiencia energética y desarrollo sostenible”* [3], *“Cambia la energía, cambia el clima. Cambio climático y su impacto en el sector energético”* [2] y *“Mecánica de Fluidos. Fundamentos y aplicaciones”* [19], describen la problemática actual en el consumo energético y su implicación en todo el planeta.

Los libros de *“Solar Engineering of Thermal Processes”* [12], *“Energía Termosolar”* [11] y *“Transferencia de calor y masa”* [10] y el documento *“Apuntes de transmisión de calor”* [20], son la base teórica del comportamiento termo fluido dinámico. El libro *“Advanced Modern Engineering Mathematics”* [21] refuerza los fundamentos matemáticos del muro Trombe.

Los documentos *“Energy performance of Trombe walls: Adaptation of ISO 13790:2008(E)”* [22], *“Determinación analítica e interpretación del bienestar térmico mediante el cálculo de los índices PMV y PPD y los criterios de bienestar térmico local”* [6] y *“Norma Ecuatoriana de la Construcción”* [7] proveen la normativa existente para la calefacción; para lo concerniente a la construcción, la arquitectura y los materiales, también se utilizó los escritos: *“Necesidades energéticas y propuestas de instalaciones solares”* [9], *“Materiales para la arquitectura sostenible. Aplicación de criterios de sostenibilidad en revestimientos”* [23], que presentan los requerimiento de confort térmico y la sostenibilidad energética en las viviendas.

Las publicaciones: *“Thermal energy storage and losses in a room-Trombe wall system located in Mexico”* [14], *“Performance comparison between an improved and a classical Trombe wall: An experimental study”* [24], *“Energy and exergy analysis of different Trombe walls”* [25], *“Analysis of Atrium Pattern, Trombe Wall and Solar Greenhouse on Energy Efficiency”* [26], *“Periodic modeling of semi-transparent photovoltaic thermal-trombe wall (SPVT-TW)”* [27], *“Simulación Transitoria de los flujos inducidos por convección natural en recintos tridimensionales”* [28], *“Experimental study of the heating performance of a Trombe wall with a new design”* [29], *“Desempeño térmico en variaciones de muro Trombe en clima cálido seco extremoso”* [4], *“Ventilated Trombe wall as a passive solar heating and cooling retrofitting approach; a low-tech design for off-grid settlements in semi-arid climates”* [30], *“Análisis numérico de la convección natural en recintos cerrados con distinto factor de forma”* [31], *“El comportamiento energético de una fachada ventilada de juntas abiertas”* [16], *“Study on the air movement character in solar wall system”* [17], *“Trombe Wall System for Poultry Brooding”* [32] y *“Development and validation of the unvented Trombe wall model in Energyplus”* [33], conforman los fundamentos del proyecto respecto al muro Trombe clásico.

Las referencias documentales para la dinámica de fluidos computacional son: *“Development and validation of Trombe walls in Autodesk Simulation CFD”* [8], *“Numerical investigation of the heating performance of normal and new designed Trombe wall”* [34], *“CFD analyses for passive house with Trombe wall and impact to energy demand”* [18], *“Simulación Transitoria de los flujos inducidos por convección natural en recintos tridimensionales”* [28], *“Simulación numérica del flujo convectivo en cavidades 2D. Influencia de la geometría y de la variación de propiedades”* [35], *“Dinámica de Fluidos Computacional”* [36], *“Computational Fluid Dynamics Coupled with Thermal Impact Model for Building Design”* [37], *“Estudio numérico del flujo inducido por convección natural en una pared Trombe”* [38], *“Energy conservation in honey storage building using Trombe wall”* [39] y *“Estudio comparativo del comportamiento energético de las fachadas ventilas e junta abierta analizando el efecto de la orientación horizontal y vertical de las aberturas”* [40].

El diseño de un módulo didáctico requiere de datos correspondientes a materiales y sus características térmicas, modelos a escala y sensores, así como información de procesamiento digital de señales y programación. Los documentos que publican esta información son: *“Necesidades energéticas y propuestas de instalaciones solares”* [9], *“Materiales para la arquitectura sostenible. Aplicación de criterios de sostenibilidad en revestimientos”* [23], *“Norma Ecuatoriana de la Construcción”* [7] y *“El comportamiento energético de una fachada ventilada de juntas abiertas”* [16], *“Development and validation of the unvented Trombe wall model in Energyplus.”* [33], *“Estudio de muros Trombe del tipo Simple de circulación delantera y su influencia en el confort térmico”* [5], *“Modelo de un sistema tipo Muro Trombe para calefacción solar”* [15] y *“Creación de un modelo fluidodinámico del sistema de calentamiento residencial llamado Muro Trombe”* [13].

Con estas consideraciones se inicia el desarrollo de un modelo numérico validado experimentalmente, para la descripción del comportamiento energético y la modelación CFD de un muro Trombe clásico.

CAPÍTULO 2

2. EL MÓDULO DIDÁCTICO

En este capítulo se describen los fundamentos físicos y matemáticos necesarios para el diseño, desarrollo y construcción del módulo didáctico de muro Trombe clásico. Se sintetizan los fenómenos del intercambio de calor y los parámetros que caracterizan la calefacción solar pasiva, así como las ecuaciones matemáticas que las rigen. Además, se presenta el balance energético y los parámetros constructivos del módulo didáctico.

Para caracterizar térmicamente un muro Trombe se pretende:

- Proporcionar una descripción de los procesos de transmisión de calor en el muro considerando sus elementos en su conjunto como un sistema energético.
- Considerar los fenómenos de convección, radiación y conducción en la calefacción solar pasiva del muro justificando el comportamiento termo fluido dinámico del aire en una habitación.

2.1. Fundamentos teóricos

2.1.1. Confort térmico (acondicionamiento energético)

El acondicionamiento energético de las viviendas trata de alcanzar en su interior el confort térmico al que está acostumbrado el ser humano. Este concepto de confort depende de variables físicas tales como: la temperatura, la humedad relativa, el movimiento y la calidad de aire interior, sin embargo, no es un parámetro exacto porque también depende de las preferencias personales de los ocupantes en las viviendas. [6]

Los valores de confort térmico para las edificaciones en el Ecuador son los siguientes: [7]

- Temperatura entre 18° y $26^{\circ}C$
- Temperatura radiante media de superficies del local entre 18° y $26^{\circ}C$
- Velocidad del aire en el interior entre 0,05 y $0.15 \left[\frac{m}{s} \right]$
- Humedad relativa entre el 40% y el 65%

Durante la noche se puede llegar a valores de temperatura hasta $4^{\circ}C$ con un promedio de radiación solar que alcanza los $1000 \left[\frac{W}{m^2} \right]$ en las horas centrales del día.

La humedad relativa depende de la geografía por lo cual en el Ecuador no se tiene un valor específico. El ser humano disipa el calor por medio de sudoración, es decir, por

evaporación. La humedad relativa del aire afecta a este mecanismo de refrigeración del cuerpo humano; una baja humedad relativa propicia la evaporación del sudor y viceversa.

El movimiento del aire sobre la piel ayuda a disipar una mayor cantidad de calor, creando una sensación térmica de menor temperatura que la ambiental. Las velocidades del aire superiores a $0.5 \left[\frac{m}{s} \right]$ son molestas, y más desagradables cuanto mayor es la temperatura del ambiente, sin embargo, una falta de movimiento de aire genera una sensación poca confortable. [6]

2.1.2. Refrigeración natural

En los climas cálidos, el consumo energético para acondicionar las viviendas es muy importante. Se hace imprescindible introducir las técnicas de refrigeración natural en las edificaciones y serán complementarias a los sistemas de acondicionamiento eléctrico para alcanzar el confort interior.

El propósito de la refrigeración natural es enfriar una vivienda aprovechando la interacción entre el entorno y el edificio. Para ello es necesario diseñar el edificio teniendo en consideración la climatología del lugar donde será construido.

En la actualidad existen diferentes técnicas, estrategias y sistemas naturales de refrigeración de manera que siempre satisfarán las diferentes necesidades y circunstancias de cualquier edificio en proyecto. [4]

El concepto de la refrigeración natural se sostiene sobre dos objetivos básicos:

- *Evitar ganancia de calor desde el exterior.* La incidencia de la radiación solar sobre la edificación produce un incremento de la temperatura de sus componentes y del aire interior. El sombreado disminuye la ganancia de calor por radiación solar y el aprovechamiento de la inercia térmica evita que la onda térmica alcance el interior del edificio.
- *Aprovechar los sumideros de energía que ayuden a disipar el excedente térmico de la edificación.* La disipación de calor de la edificación se puede generar aprovechando los procesos de transferencia de calor del edificio hacia el exterior a través de pérdidas radiativas (sistemas radiativos), evaporativas (sistemas evaporativos), convectivas (ventilación natural) y absorción por masa térmica (inercia térmica y tubos enterados). [30]

2.1.3. Ventilación natural

La ventilación natural ha sido empleada como técnica de refrigeración natural durante miles de años, pero ha sido desplazada en las últimas décadas con la aparición y la comercialización de los sistemas mecánicos de ventilación.

La ventilación natural aprovecha las diferencias de presión del aire producidas por las temperaturas generando una corriente de aire en el interior del edificio con dos claras funciones:

- Aportar un mecanismo de transporte de calor y masa.
- Mejorar la calidad del aire interior eliminando o diluyendo los contaminantes.

La ventilación natural es producida por dos fenómenos; viento y convección, es una técnica de refrigeración natural interesante por su aporte de un mecanismo de transportación de calor y de masa de aire por su movimiento en el interior de una vivienda. Emplea el aire de la atmósfera como sumidero de energía que ayuda a disipar el excedente térmico acumulado por los componentes constructivos de la vivienda. [38]

Ventilación producida por viento

El viento ingresa a la edificación por los agujeros existentes de manera tangencial a las paredes y normalmente en dirección horizontal. Mientras el viento atraviesa el edificio va ventilando su interior si la arquitectura lo permite. Las chimeneas orientadas conducen el viento al interior del edificio de forma vertical. La interacción del viento con el edificio genera diferencias de presión atmosférica entorno a la envolvente que son aprovechadas para producir ventilación en el interior del edificio. Por esto, es importante considerar la dirección y la velocidad de los vientos alrededor de la edificación. [10]

Ventilación por convección

La convección es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacente. La convección también se considera al movimiento de masa de aire debido a sus diferentes densidades generado por la diferencia de temperatura y de presión. Este caso se trata de un fenómeno de transporte de calor y de masa entre elementos con diferente temperatura, cuanto mayor sea la diferencia de temperatura, mayor será la convección. [10]

Los fenómenos convectivos pueden ser por la transferencia de calor convectiva entre las superficies y un fluido (aire), y la convección como movimiento de masa de aire provocado

por la diferencia de densidades, donde el aire de mayor temperatura asciende al tener menor densidad.

En la ventilación natural se debe considerar la calidad y la temperatura del aire exterior que se va a introducir en el edificio para reemplazar el aire interior. Se requiere un aire de menor temperatura a la temperatura ambiente y de mayor calidad que el interior lo cual no siempre son fácilmente alcanzables.

La ventilación producida por convección será el movimiento del aire dentro de una edificación generada por el ingreso de aire del exterior con menor temperatura que la del interior que a su vez es expulsado al exterior. Para producir un movimiento del aire en el interior del edificio existen diferentes estrategias; ventilación simple, ventilación cruzada, chimenea de viento, torres de viento, muros Trombe, chimeneas solares, captadores solares de aire, atrios ventilados, fachadas ventiladas, etc. [16]

2.2. Procesos físicos de intercambio energético

El muro Trombe clásico es un sistema termodinámico complejo (adiabático, cerrado, etc.) capaz de intercambiar energía térmica y masa. La transferencia de calor a través de los elementos que lo componen se produce por procesos de conducción, convección y radiación (observar figura 2.1.).

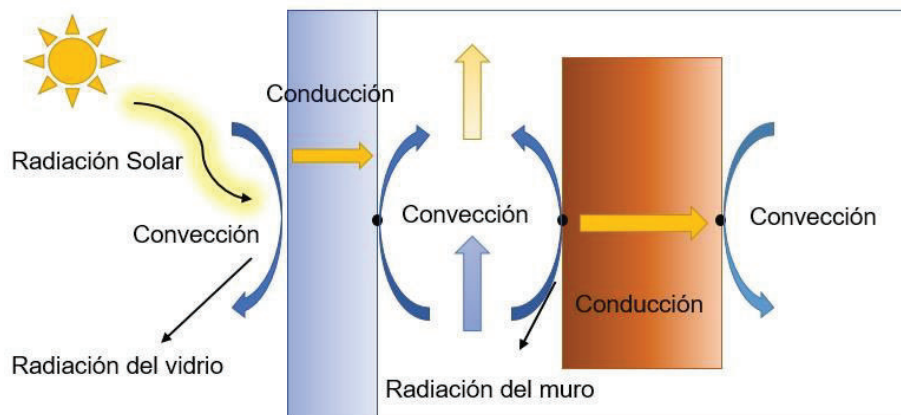


Figura 2.1. Fenómenos de transferencia de calor en el muro Trombe clásico.
(Fuente: Elaborado por los autores, 2017)

En este capítulo se resumen los fundamentos físicos de los procesos de intercambio energético en el muro Trombe clásico y se introducen los parámetros que los caracterizan, que se consideran necesarios para el desarrollo de este trabajo. Este resumen se basa en los libros de [10] y [12] donde se detallan los fundamentos físicos y en los aportes de las publicaciones mencionadas en el estado del arte en el capítulo anterior.

2.2.1. Radiación

La energía por radiación es transferida por todo cuerpo con una temperatura mayor al cero absoluto (0 K o -273,15°C). El fundamento teórico fue establecido por el físico James Clerk Maxwell en 1864, quien postuló que las cargas aceleradas o las corrientes cambiantes dan lugar a los campos eléctricos y magnéticos llamados *ondas electromagnéticas o radiación electromagnética*. Estos campos representan la energía emitida por la materia generado por los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos y moléculas. Heinrich Hertz en 1887 demostró de forma experimental la existencia de la radiación electromagnética y en 1900 Max Planck concibe como la propagación de colección de paquetes discretos de energía llamados *fotones o cuantos*, en conjunción con su teoría cuántica [10]. Según Planck, cada fotón de frecuencia ν se considera que tiene una energía de

$$e = h\nu = \frac{hc}{\lambda} \quad (2.1)$$

$$h = 6.6260 \times 10^{-34} [J \cdot s] \quad (2.2)$$

Donde h es la constante de Planck, λ es la longitud de la onda electromagnética, c es la velocidad de propagación de una onda en un medio y está relacionada con la c_0 que es la velocidad de la luz en el vacío y n es el *índice de refracción* de ese medio.

$$c = \frac{c_0}{n} \quad (2.3)$$

$$c_0 = 2.9979 \times 10^8 \left[\frac{m}{s} \right] \quad (2.4)$$

El tipo de radiación electromagnética relacionada con la transferencia de calor es la **radiación térmica** producida por las transiciones energéticas de las moléculas, átomos y electrones de una sustancia. La temperatura es una medida de la intensidad de estas transiciones en el nivel microscópico y la rapidez de la emisión de radiación térmica que se incrementa al aumentar la temperatura. Se la puede atribuir a cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas que los constituyen. La radiación térmica se define como la parte del espectro electromagnético entre 10^{-7} y 10^{-4} [m] (observar figura 2.2.) e incluye toda la radiación visible o luz visible, la luz infrarroja (IR) y parte de la radiación ultravioleta (UV).

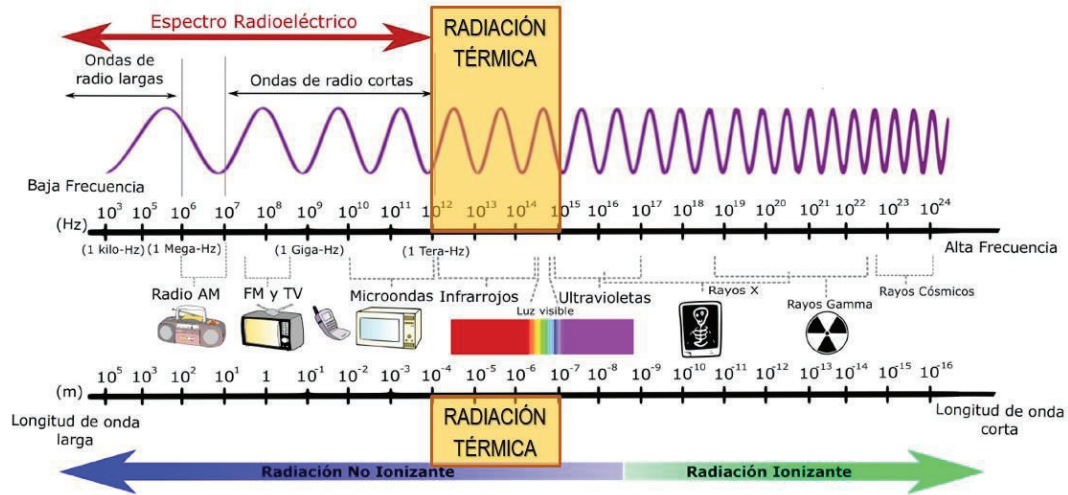


Figura 2.2. Radiación térmica en el espectro electromagnético.
(Fuente: <https://asungalera.wordpress.com/2016/09/25/espectro-electromagnetico>)

La cantidad de energía de radiación emitida desde la superficie de un cuerpo a una longitud de onda λ depende del material, la condición y temperatura de la superficie. Para poder cuantificar la cantidad de radiación por unidad de área de superficie a una determinada temperatura, se utiliza un estándar conocido como *cuerpo negro*.

Un cuerpo negro se define como un *emisor y absorbedor perfecto de la radiación* a una temperatura y longitud de onda específica ninguna superficie emite más energía. Además, solo un cuerpo negro puede absorber toda la radiación incidente sin importar la longitud de onda o el tipo de radiación. [11]

El físico austriaco Joseph Stefan (en 1879) determina de manera experimental y Ludwig Boltzman (en 1884) lo verifica teóricamente a la energía de radiación emitida por un cuerpo negro por unidad de tiempo y por unidad de área superficial. A esta relación se la conoce como la *ley de Stefan-Boltzman* y se expresa como:

$$E_b(T) = \sigma T^4 \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (2.5)$$

Donde E_b es el poder de emisión de un cuerpo negro expresado en $\left[\frac{W}{m^2} \right]$, T es la temperatura absoluta en la superficie en $[K]$ y σ que es la constante de Stefan-Boltzman.

$$\sigma = 5.670 \times 10^{-8} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K^4} \right] \quad (2.6)$$

Los materiales existentes son opacos a la radiación térmica por lo cual se considera que la radiación es un fenómeno superficial, es decir, la radiación térmica es emitida o absorbida

a solo unas micras de la superficie y por tanto hablamos de propiedades relativas a la radiación de las superficies para materiales opacos, tales como como el agua y el vidrio, la radiación visible penetra hasta las profundidades del material antes de generarse algún tipo de absorción por lo cual no se puede considerar que en estos materiales semitransparentes se produce un fenómeno superficial cuando en realidad la radiación interactúa en todo el volumen.

El cuerpo negro sirve como referencia conveniente en la descripción y estudio de las propiedades relativas a la radiación como son la emisividad, la absorptividad, la reflectividad y la transmisividad de los materiales. [10]

2.2.2. Emisividad

La emisividad de una superficie representa la razón entre la radiación emitida por una superficie a una temperatura dada y la radiación emitida por un cuerpo negro a la misma temperatura. La emisividad de un material se denota por ε y puede tener valores $0 \leq \varepsilon \leq 1$ que es el valor del cuerpo negro ($\varepsilon = 0$).

De acuerdo a esta propiedad e incorporando esta propiedad a la ley de Stefan-Boltzman, tenemos:

$$\dot{q}_{rad} = \varepsilon \sigma T^4 \quad (2.7)$$

Donde \dot{q}_{rad} es la velocidad de emisión de energía radiante por unidad de área la temperatura absoluta T de la superficie emisora. [10]

2.2.3. Absortividad, reflectividad y transmisividad

Todos los materiales y elementos que nos rodea emiten radiación en forma constante y esta radiación puede incidir sobre otro cuerpo. La radiación incidente o el flujo de radiación que incide sobre un área unitaria del cuerpo se llama *irradiancia* o *irradiación* y se denota por G .

Cuando la radiación incidente llega a una superficie, parte de ella se absorbe, parte se refleja y lo restante es transmitida, como se ilustra en la figura 2.3.

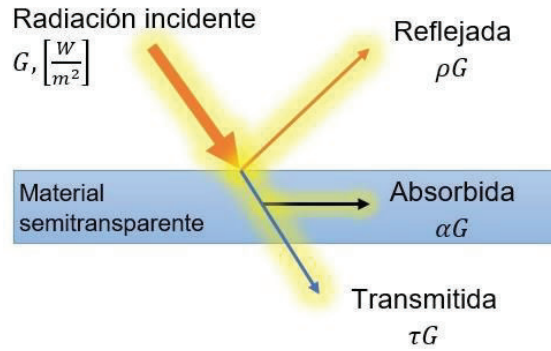


Figura 2.3. Absorción, reflexión y transmisión de la radiación incidente.
(Fuente: Transferencia de calor y masa. Cengel, 2011)

Estas fracciones de energía se interpretan como propiedades de la superficie y dependen típicamente de la longitud de onda λ y la dirección de la radiación incidente. La fracción de radiación absorbida por la superficie se conoce como *absortividad* α , la fracción reflejada es la *reflectividad* ρ , y la fracción transmitida recibe el nombre de *transmisividad* τ . Es decir:

$$\text{Absortividad: } \alpha = \frac{\text{Radiación absorbida}}{\text{Radiación incidente}} = \frac{G_{abs}}{G}, 0 \leq \alpha \leq 1 \quad (2.8)$$

$$\text{Reflectividad: } \rho = \frac{\text{Radiación reflejada}}{\text{Radiación incidente}} = \frac{G_{ref}}{G}, 0 \leq \rho \leq 1 \quad (2.9)$$

$$\text{Transmisividad: } \tau = \frac{\text{Radiación transmitida}}{\text{Radiación incidente}} = \frac{G_{tr}}{G}, 0 \leq \tau \leq 1 \quad (2.10)$$

Aplicando la primera ley de la termodinámica (ley de la conservación de la energía) se puede determinar la siguiente relación:

$$\alpha + \rho + \tau = 1 \quad (2.11)$$

Para un cuerpo negro que idealmente es un absorbedor perfecto se tiene que $\rho = 0$ y $\tau = 0$ se tiene que $\alpha = 1$. Para superficies opacas, $\tau = 0$, por lo tanto $\alpha + \rho = 1$. Para la mayoría de los gases la reflectancia está ausente $\rho = 0$, entonces $\alpha + \tau = 1$. De manera particular, el aire a presión atmosférica es virtualmente transparente a la radiación térmica. [10]

2.2.4. Intercambio radiativo entre superficies

Cada superficie intercambia energía con las superficies que la rodean y de manera simplificada existe un intercambio directo de energía entre dos superficies, es decir, una fracción de la energía que abandona una superficie incide directamente sobre la otra. Para este caso no se toma en cuenta la transferida por reflexión o rerradiación de otras superficies presentes. El flujo directo de energía entre dos superficies se expresa en

términos de factor de forma de la superficie i respecto a la superficie j (F_{ij}), que se encuentra mediante la determinación del intercambio entre los elementos diferenciales del área en cada superficie.

El caso particular es el intercambio radiativo entre dos superficies grises finitas de áreas A_1 y A_2 que forman un ambiente cerrado. El intercambio radiativo se expresaría como:

$$\dot{Q}_1 = -\dot{Q}_2 = \frac{\sigma(T_2^4 - T_1^4)}{\frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1 A_1} + \frac{1}{A_1 F_{12}} + \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2 A_2}} \quad (2.12)$$

Cuando las superficies son paralelas e infinitas, las áreas (A_1 y A_2) son iguales y F_{12} es la unidad, toda la radiación emitida por la superficie 1 incide en la superficie 2, por tanto:

$$\dot{Q}_1 = \frac{\sigma A (T_2^4 - T_1^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad (2.13)$$

Al considerar a la superficie 1 como un objeto pequeño y convexo rodeado por una gran superficie, el cociente $\frac{A_1}{A_2}$ tiende a cero y el factor de forma tiende a 1. Se tiene entonces:

$$\dot{Q}_1 = \varepsilon_1 A_1 \sigma (T_2^4 - T_1^4) \quad (2.14)$$

En la ecuación anterior, \dot{Q}_1 es independiente de las propiedades de la superficie que la rodea y no refleja la radiación que emite el objeto pequeño por lo cual la superficie que lo rodea se comporta como un cuerpo negro. Esto resulta de gran utilidad en sistemas a la intemperie porque simplifica el análisis del intercambio radiativo entre la superficie de interés y su entorno según las siguientes consideraciones:

- Si se trata de una superficie horizontal expuesta a la intemperie, el cielo puede considerarse como un cuerpo negro a temperatura T_s por lo que el intercambio radiativo entre una superficie horizontal y el cielo puede deducirse en la ecuación anterior al considerar la superficie horizontal como superficie 1 y sustituyendo la T_2 por T_s . Una expresión más simple y utilizada para la temperatura del cielo T_s en función de la temperatura ambiente T_a , la cual ignora la presión de vapor de la atmósfera es:

$$T_s = 0,0552 T_a^{1,5} \quad (2.15)$$

- En el caso de una superficie 1 intercambiando energía radiante con su entorno es posible definir la temperatura media radiante, T_{mr} , como la temperatura equivalente. Esta temperatura se expresa en función de los factores de forma de cada una de las superficies que intercambian energía radiante con la superficie 1. [16]

El intercambio radiativo entre superficies se puede simplificar al utilizar expresiones lineales aproximadas, para ello se expresa el coeficiente de transferencia de calor por radiación como:

$$\dot{Q}_1 = A_1 h_r (T_2 - T_1) \quad (2.16)$$

De tal manera que en este caso:

$$h_{rad} = \frac{\sigma(T_2^2 + T_1^2)(T_2 + T_1)}{\frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F_{12}} + \frac{(1 - \varepsilon_1)A_1}{\varepsilon_2 A_2}} \quad (2.17)$$

En el caso de que los valores de T_1 y T_2 sean próximos, se puede estimar h_{rad} definiendo T como la temperatura media y sin ser necesario conocer T_2 , para este caso:

$$h_{rad} = \frac{4 \sigma T^3}{\frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F_{12}} + \frac{(1 - \varepsilon_1)A_1}{\varepsilon_2 A_2}} \quad (2.18)$$

A partir del coeficiente de transmisión de calor por radiación se puede expresar la resistencia térmica R_{rad} y la conductancia térmica H_{rad} .

$$R_{rad} = \frac{1}{h_{rad} A} \quad (2.19)$$

$$H_{rad} = \frac{1}{R_{rad}} \quad (2.20)$$

Nótese que el coeficiente h_{rad} depende de temperaturas, propiedades radiativas y disposición geométrica de un objeto respecto a su entorno. [10]

2.2.5. Conducción

De acuerdo a [10], la conducción es “la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de interacciones entre esas partículas”. En otras palabras, se puede entender a la conducción como el mecanismo de transmisión de energía interna a través de cuerpos en contacto mediante el intercambio de la energía cinética del movimiento de las moléculas.

Este intercambio se genera por la comunicación directa o por el flujo de electrones libres cuando se trata de conducción calorífica en los metales. Las leyes que gobiernan la conducción pueden expresarse en términos matemáticos concisos y en muchos casos el análisis del flujo calorífico puede abordarse analíticamente. [16]

En un sistema unidimensional, los gradientes de temperatura existen a lo largo de una sola dirección coordinada por lo tanto la transferencia de calor por conducción se genera sólo en esta dirección. Una conducción en estado estacionario de calor a través de una pared plana grande de espesor $\Delta x = L$ y área A como se muestra en la figura 2.4. La diferencia de temperatura de un lado al otro de la pared es:

$$\Delta T = T_2 - T_1 \quad (2.21)$$

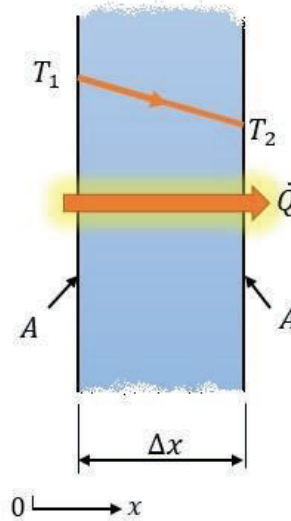


Figura 2.4. Conducción de calor a través de una pared.
(Fuente: Transferencia de calor y masa. Cengel, 2011)

Para este caso la ley de Fourier se expresa como:

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{T_1 - T_2}{L} = -kA \frac{T_1 - T_2}{\Delta x} = -kA \frac{\Delta T}{\Delta x} [W] \quad (2.22)$$

Donde la constante de proporcionalidad k es la *conductividad térmica* del material, que es una medida de la capacidad de un material para conducir calor. En el caso límite de $\Delta x \rightarrow 0$, la ecuación se reduce a la forma diferencial:

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} [W] \quad (2.23)$$

Esta relación fundamental que describe el flujo de calor por conducción y se la conoce como la ley de Fourier de la conducción de calor en honor al matemático y físico Jean Baptiste Joseph Fourier quien lo expresó por primera vez en 1822. La relación $\frac{dT}{dx}$ es el *gradiente de temperatura* e indica la razón de cambio de T con respecto a x .

La conductividad térmica del material es una propiedad que depende del propio material y no de la configuración geométrica, de la composición química de la sustancia o sustancias que lo componen, de la fase (gaseosa, líquida o sólida) en que se encuentra, de su estructura cristalina si se trata de un sólido, de la temperatura y presión a que está sometido y si es o no un material homogéneo. Para muchos materiales es posible aproximar la dependencia de la conductividad térmica con la temperatura como una función lineal $f(T)$. En diversas aplicaciones se puede considerarse una conductividad térmica promedio para la diferencia de temperatura. [10]

El proceso de conducción del calor requiere que se exprese la resistencia térmica R_{cond} que la pared ofrece al flujo de calor por conducción y la conductancia térmica H_{cond} como la inversa de la resistencia térmica.

$$R_{cond} = \frac{L}{k A} \quad (2.24)$$

$$H_{cond} = \frac{1}{R_{cond}} \quad (2.25)$$

2.2.6. Convección

La convección es el mecanismo de transmisión de calor que se produce en un fluido debido al movimiento molecular aleatorio, denominado difusión o conducción, y al transporte de energía como consecuencia del movimiento masivo del fluido. El movimiento del fluido puede ser producido por medios artificiales o causas mecánicas externas (*convección forzada*) o por las variaciones de densidad del fluido (*convección natural o libre*) creadas por diferentes temperaturas. Cuando existen diferencias de temperatura en el fluido se producen corrientes de convección naturales, por esta razón es virtualmente imposible observar la conducción de calor pura en un fluido.

Las leyes básicas de la conducción calorífica se combinan con las del movimiento del fluido para describir matemáticamente el proceso de la convección calorífica. Para el análisis de este fenómeno complejo se han desarrollado diversas estrategias como señalar soluciones exactas o aproximadas de ecuaciones analíticas y los procedimientos empíricos. De manera particular, los fenómenos de convección se pueden describir por la ecuación de

Navier-Stokes; la resolución analítica o numérica de esta ecuación es compleja desde el punto de vista matemático y las soluciones son muy sensibles a parámetros locales difíciles de determinar.

La transferencia de calor por convección entre un fluido en movimiento y una superficie limitante ocurre cuando tienen diferentes temperaturas. Como el movimiento del fluido es la característica principal de la convección respecto a la transferencia de calor, es necesario comprender los principios de la dinámica de fluidos que describen los procesos de convección.

Cuando un fluido se mueve a lo largo de una superficie sólida, la velocidad es nula debido a las fuerzas de viscosidad del fluido, y se incrementa hasta un valor infinito u_∞ a medida que se aleja de la superficie, esta región del fluido se conoce como: capa límite hidrodinámica o de velocidad.

Cuando las temperaturas de la superficie y del fluido difieren habrá una región del fluido a través del cual la temperatura varía de T_s en la superficie a T_∞ en el flujo; a esta región se le denomina capa límite térmica y puede ser de diferentes dimensiones a la capa límite de velocidad.

El intercambio energético en la capa límite (donde existe un dominio de la transferencia de calor por conducción o difusión y la velocidad del fluido tiende a cero) de la superficie se produce exclusivamente por conducción. Fuera de la capa límite, domina el transporte de energía causados por el movimiento del fluido.

El estudio del flujo de calor por convección desde una superficie sólida por medio de un fluido ambiente, exige el estudio de los principios de la conducción de calor, de la dinámica de fluidos y de la teoría de la capa límite. Todos los complejos factores relacionados con este estudio analítico se puede representar de forma simplificada mediante la *ley de Newton de enfriamiento* como:

$$\dot{q}_{conv} = h (T_s - T_\infty) \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (2.26)$$

O bien,

$$\dot{Q}_{conv} = h A_s (T_s - T_\infty) [W] \quad (2.27)$$

Donde \dot{q}_{conv} es el flujo de calor por convección por unidad de área y \dot{Q}_{conv} es el flujo calor por convección que atraviesa una superficie específica, h es el coeficiente de transferencia

de calor por convección $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right]$, A_s es el área superficial de transferencia de calor, T_s es la temperatura de la superficie [$^\circ C$] y T_∞ es la temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie [$^\circ C$].

La escala de valores de h encontrados para diferentes fluidos es diversa, lo cual nos indica la complejidad del proceso de convección y las dificultades para determinar este valor.

El coeficiente de transferencia de calor por convección permite definir la resistencia térmica de convección R_{conv} y la conductancia térmica de convección H_{conv} .

$$R_{conv} = \frac{L}{k A} \quad (2.28)$$

$$H_{conv} = \frac{1}{R_{cond}} \quad (2.29)$$

La experiencia muestra que la transferencia de calor por convección depende de la intensidad de las propiedades como la conductividad térmica del fluido k , velocidad de corriente libre de fluido V , la densidad de fluido ρ , viscosidad cinemática del fluido ν , viscosidad dinámica del fluido μ , calor específico a presión constante C_p , coeficiente de expansión volumétrica β ($\frac{1}{T_\infty}$ para un gas ideal), diferencia de temperatura entre la superficie T_s y la corriente libre T_∞ , longitud de la superficie L . Estas relaciones empíricas dependerán del tipo de intercambio (natural, forzado, mixto), del tipo de movimiento de aire (natural o turbulento) y evidentemente de la configuración superficial del sólido considerado.

Por ejemplo, el valor del coeficiente h se puede deducir de la siguiente relación, tabulada experimentalmente:

$$Nu = f(Gr, Pr) \quad (2.30)$$

Siendo Nu el número de Nusselt, Gr el número de Grashof y Pr el número de Prandtl.

El uso práctico de las expresiones empíricas anteriores está limitado por el número de Reynolds. El número de Reynolds se define como [10]:

$$Re = \frac{\text{Fuerzas de inercia}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{V L}{\nu} = \frac{\rho V L}{\mu} \quad (2.31)$$

El número de Reynolds es adimensional y representa la razón entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas que actúan sobre un fluido, y rige el régimen de flujo en la *convección*

forzada. El número de Reynolds proporciona el criterio principal en la determinación de si el flujo del fluido es laminar o turbulento en la *convección forzada*.

2.2.7. Convección natural

La convección natural es tan eficaz en el calentamiento de las superficies frías en un ambiente más caliente como lo es el enfriamiento de superficies calientes en un medio ambiente más frío. A una presión constante, cuando se incrementa la temperatura de un gas, éste baja su densidad lo que genera que el gas caliente suba. El espacio que deja el gas calentado es llenado por el gas con una temperatura menor o más frío. El efecto de desplazar el aire de baja densidad (aire ligero o aire caliente) hacia arriba y que el aire de alta densidad (aire pesado o aire frío) ocupe el lugar que deja el aire ligero, se lo conoce como el *efecto de flotabilidad*.

El efecto de flotabilidad es generado por la *fuerza de flotabilidad*, o de *empuje hidrostático*, o de *flotación*.

$$F_{flotabilidad} = \rho_{fluido} g V_{cuerpo} \quad (2.32)$$

Donde ρ_{fluido} es la densidad promedio del fluido, g es la aceleración gravitacional y V_{cuerpo} es el volumen de la parte del cuerpo sumergido en el fluido. La fuerza vertical neta que actúa sobre un cuerpo es la diferencia entre su peso y la fuerza de flotabilidad. [10]

$$F_{neta} = (\rho_{cuerpo} - \rho_{fluido}) g V_{cuerpo} \quad (2.33)$$

El *efecto chimenea* que induce el flujo de los gases calientes de una combustión hacia arriba se debe también a este efecto de flotabilidad, y la fuerza hacia arriba que actúa sobre los gases en la chimenea es proporcional a la diferencia entre las densidades de los gases calientes en la chimenea y el aire más frío del exterior. [28]

Los estudios de transferencia de calor se realizan en función de la temperatura como la principal variable, por tanto, se debe expresar la fuerza neta de flotabilidad en términos de las diferencias de temperatura. La propiedad que representa la *variación de la densidad de un fluido con la temperatura a presión constante* es el *coeficiente de expansión volumétrica* β , de tal forma que:

$$\beta \approx -\frac{1}{\rho} \frac{\rho_{\infty} - \rho}{T_{\infty} - T} \quad (\text{a presión constante}) \quad (2.34)$$

O bien,

$$\rho_{\infty} - \rho = \rho \beta (T - T_{\infty}) \text{ (a presión constante)} \quad (2.35)$$

Donde ρ_{∞} es la densidad y T_{∞} la temperatura del fluido en reposo lejos de la superficie; T es la temperatura termodinámica y ρ es la densidad del fluido a esa temperatura. El coeficiente β de un gas ideal a una temperatura T es equivalente a la inversa de la temperatura. [10]

$$\beta_{gas\ ideal} = \frac{1}{T} \quad (2.36)$$

El número de Grashof, nombrado así en honor al ingeniero alemán Franz Grashof que lo propuso, es adimensional al igual que el número de Reynolds, este representa la razón entre la fuerza de flotabilidad y la fuerza viscosa que actúa sobre el fluido en la capa límite del fluido y una superficie caliente (observar la figura 2.5.); por lo tanto, rige el régimen de flujo de la *convección natural*. [10]

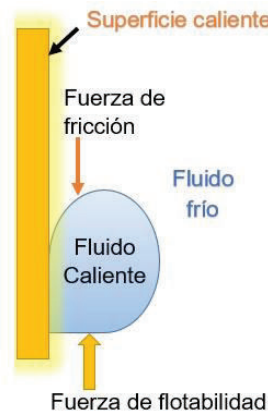


Figura 2.5. Fuerza de flotabilidad y la fuerza de fricción o viscosa.
(Fuente: Transferencia de calor y masa. Cengel, 2011)

El número de Grashof Gr_L proporciona el criterio principal en la determinación si el flujo del fluido es laminar o turbulento en la convección natural. Se determina mediante:

$$Gr_L = \frac{g \beta (T_s - T_{\infty}) L_c^3}{\nu^2} \quad (2.37)$$

Dónde: g : Aceleración gravitacional, $\left[\frac{m}{s^2}\right]$

β : Coeficiente de expansión volumétrica, $\left[\frac{1}{K}\right]$, $\beta = \frac{1}{T}$ para los gases ideales

T_s : Temperatura de la superficie, [$^{\circ}C$]

T_{∞} : Temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie, [$^{\circ}C$]

L_c : Longitud característica de la configuración geométrica, [m]

ν : Viscosidad cinética del fluido, [$\frac{m^2}{s}$]

La transferencia de calor por convección natural depende de la configuración geométrica, orientación de la superficie, la variación de la temperatura sobre la superficie y de las propiedades termo físicas del fluido que interviene. Las correlaciones empíricas sencillas para el *número promedio de Nusselt* Nu en la convección natural son de la forma:

$$Nu = \frac{h L_c}{k} = C (Gr_L Pr)^n = C Ra_L^n \quad (2.38)$$

Donde Ra_L es el *número de Rayleigh* el cual es el producto de los *números de Grashof* Gr_L y de *Prandtl* Pr . El *número de Grashof* Gr_L describe la relación entre las fuerzas de flotabilidad y de viscosidad del fluido, mientras que el *número de Prandtl* Pr describe la relación entre la difusividad de la cantidad de movimiento y la difusividad térmica. [10]

$$Ra_L = Gr_L Pr = \frac{g \beta (T_s - T_{\infty}) L_c^3}{\nu^2} Pr = \frac{g \beta (T_s - T_{\infty}) L_c^3}{\nu \alpha} \quad (2.39)$$

El número de Rayleigh para un recinto cerrado, como el de la figura 2.6., se determina considerando a la longitud característica L_c como la distancia entre la superficie caliente T_1 y fría T_2 ; adicional, todas las propiedades del fluido deben evaluarse a la temperatura promedio

$$T_{promedio} = \frac{(T_1 + T_2)}{2} \quad (2.40)$$

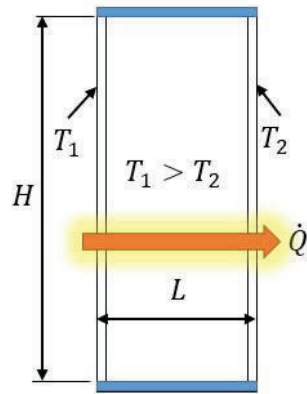


Figura 2.6. Recinto cerrado rectangular vertical con superficies isotérmicas.
(Fuente: Transferencia de calor y masa. Cengel, 2011)

Para los recintos cerrados verticales, recomiendan estas 2 correlaciones debidas a Berkovsky y Polevikov en 1977.

$$Nu = 0.18 \left(\frac{Pr}{0.2 + Pr} Ra_L \right)^{0.29} \quad \begin{array}{l} 1 < \frac{H}{L} < 2 \\ \text{cualquier número de Prandtl} \\ Ra_L \frac{Pr}{0.2 + Pr} > 10^3 \end{array} \quad (2.41)$$

$$Nu = 0.22 \left(\frac{Pr}{0.2 + Pr} Ra_L \right)^{0.28} \left(\frac{H}{L} \right)^{-1/4} \quad \begin{array}{l} 2 < \frac{H}{L} < 10 \\ \text{cualquier número de Prandtl} \\ Ra_L > 10^{10} \end{array} \quad (2.42)$$

Para recintos verticales con proporciones dimensionales más grandes, se pueden usar las siguientes correcciones para placas horizontales con una superficie superior caliente o una superficie inferior fría:

$$Nu = 0.42 Ra_L^{1/4} Pr^{0.012} \left(\frac{H}{L} \right)^{-0.3} \quad \begin{array}{l} 10 < \frac{H}{L} < 40 \\ 1 < Pr < 2 \times 10^4 \\ 10^4 < Ra_L < 10^7 \end{array} \quad (2.43)$$

$$Nu = 0.046 Ra_L^{1/3} \quad \begin{array}{l} 10 < \frac{H}{L} < 40 \\ 1 < Pr < 2 \times 10^4 \\ 10^4 < Ra_L < 10^7 \end{array} \quad (2.44)$$

Las propiedades del fluido deben evaluarse a la temperatura promedio (ecuación 2.40).

2.2.8. Convección natural y radiación combinadas

Un gas es elemento casi transparente para la radiación por lo cual la transferencia de calor a través de una capa de gas es por convección y radiación a la vez. La razón de la transferencia de calor se determina al sumar los efectos de la convección y radiación.

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} \quad (2.45)$$

Donde la transferencia de calor por radiación \dot{Q}_{rad} desde una superficie a la temperatura T_s rodeada por superficies a una temperatura T_{alred} . Los valores de las temperaturas son absolutas, es decir, los valores en grados Kelvin K .

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{alred}^4) [W] \quad (2.46)$$

Si consideramos que los efectos de los extremos son despreciables, la transferencia de calor por radiación entre dos placas paralelas grandes que se encuentran a temperaturas absolutas T_1 y T_2 se expresa como:

$$\dot{Q}_{rad} = \frac{\sigma A_s (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} = \varepsilon_{efectiva} \sigma A_s (T_1^4 - T_2^4) [W] \quad (2.47)$$

Donde ε_1 y ε_2 son las emisividades de las placas y $\varepsilon_{efectiva}$ es la emisividad efectiva definida como:

$$\varepsilon_{efectiva} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad (2.48)$$

En el caso que la temperatura del medio circundante es menor que la temperatura superficial ($T_\infty < T_s$), la temperatura de las superficies circundantes está por encima de esa temperatura superficial ($T_{alred} < T_s$); las transferencias de calor por convección y radiación se restan una de la otra ya que se realizan en direcciones opuestas. [10]

2.3. Balance energético unidimensional

El balance energético del muro Trombe clásico se lo realizará en 3 puntos: superficie externa del vidrio S_1 , desde la superficie externa del vidrio hasta la superficie expuesta a radiación de la masa térmica S_2 y desde ahí hasta el interior (punto medio S_3) tal como se refiere en la figura 2.7.

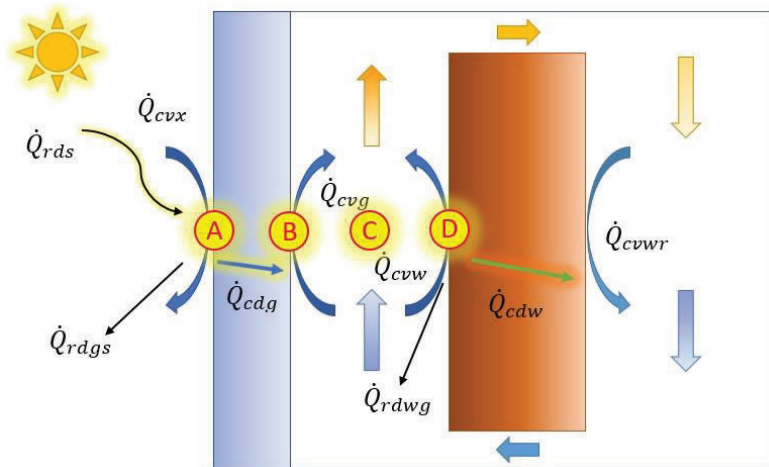


Figura 2.7. Referencias para el balance energético de un muro Trombe clásico.
(Elaborado por los autores, 2017)

Donde:

\dot{Q}_{rds} : Razón de transferencia térmica de la radiación solar

\dot{Q}_{cvx} : Razón de transferencia térmica por convección en el exterior del vidrio.

\dot{Q}_{rdgs} : Razón de transferencia térmica de la radiación del vidrio hacia el ambiente.

\dot{Q}_{cdg} : Razón de transferencia térmica por conducción a través del vidrio.

\dot{Q}_{cvg} : Razón de transferencia térmica por convección en el interior del vidrio.

\dot{Q}_{cvw} : Razón de transferencia térmica por convección en el muro.

\dot{Q}_{cdwg} : Razón de transferencia térmica de la radiación del muro hacia el vidrio.

\dot{Q}_{cdw} : Razón de transferencia térmica por conducción a través del muro.

\dot{Q}_{cvwr} : Razón de transferencia térmica por convección en el muro, interior a la habitación.

El balance energético del muro Trombe clásico está en función de las temperaturas en cada punto y de las razones de transferencia térmica en esos puntos. El fluido que se analiza es el aire y como fenómenos físicos de transferencia de calor se utilizará a la radiación solar, convección entre sólidos–fluidos y conducción en sólidos [11]. En la figura 2.8. se muestran las variables.

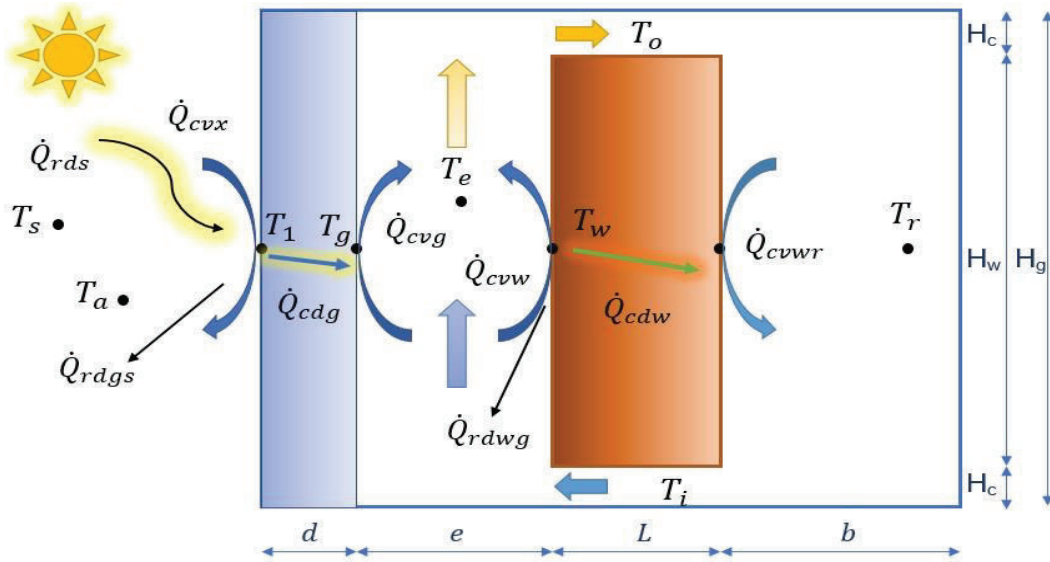


Figura 2.8. Parámetros para el análisis energético de un muro Trombe clásico.
(Elaborado por los autores, 2017)

2.3.1. Balance energético en A

$$\dot{Q}_{rds} + \dot{Q}_{cvx} = \dot{Q}_{cdg} + \dot{Q}_{rdgs} \quad (2.49)$$

$$\dot{Q}_{rds} = \alpha_g I A_g \quad (2.50)$$

$$\dot{Q}_{cvx} = h_{cvx} A_g (T_1 - T_a) \quad (2.51)$$

$$\dot{Q}_{cdg} = \frac{k_g}{d} A_g (T_1 - T_g) \quad (2.52)$$

$$\dot{Q}_{rdgs} = h_{rdgs} A_g (T_1 - T_a), \quad (2.53)$$

$$\alpha_g I A_g + h_{cvx} A_g (T_1 - T_a) = \frac{k_g}{d} A_g (T_1 - T_g) + h_{rdgs} A_g (T_1 - T_a) \quad (2.54)$$

$$\alpha_g I + h_{cvx} (T_1 - T_a) = \frac{k_g}{d} (T_1 - T_g) + h_{rdgs} (T_1 - T_a) \quad (2.55)$$

$$h_{cvx} = 2.8 + V_{ext} \quad (2.56)$$

$$h_{rdgs} = \varepsilon_g \sigma (T_s^2 + T_1^2)(T_s + T_1) \frac{(T_1 - T_s)}{(T_1 - T_a)} \quad (2.57)$$

$$T_s = 0.0552 T_a^{1.5} \quad (2.58)$$

Donde:

α_g : Absortividad del vidrio

I : Irradiancia solar

$V_{ext} = 2.1 \left[\frac{m}{s} \right]$ es la velocidad del aire en el exterior

$\varepsilon_g = 0,94$, Emisividad del vidrio

T_s : Temperatura en un punto alejado del módulo

T_a : Temperatura ambiente

2.3.2. Balance energético en B

$$\dot{Q}_{cdg} + \dot{Q}_{rdwg} - \dot{Q}_{cvg} = 0 \quad (2.59)$$

$$\dot{Q}_{cdg} = \frac{k_g A_g}{d} (T_1 - T_g) \quad (2.60)$$

$$\dot{Q}_{rdwg} = h_{rdwg} A_w (T_w - T_g) \quad (2.61)$$

$$\dot{Q}_{cvg} = h_{cvg} A_g (T_g - T_e) \quad (2.62)$$

$$\frac{k_g A_g}{d} (T_1 - T_g) + h_{rdwg} A_w (T_w - T_g) - h_{cvg} A_g (T_g - T_e) = 0 \quad (2.63)$$

$$h_{cvg} = \frac{Nu_g k_g}{H_g} \quad (2.64)$$

$$Nu = \begin{cases} \text{Flujo laminar } Ra < 10^9 \\ 0.68 + \frac{0.67 Ra^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{4}{9}}} \\ \text{Flujo turbulento } Ra > 10^9 \\ \left(0.825 + \frac{0.387 Ra^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right)^2 \end{cases} \quad (2.65)$$

$$Ra_g = \frac{g \beta (T_g + T_e) H_g^3}{v_f^3} Pr_g \quad (2.66)$$

$$\beta = \frac{1}{T_e} \quad (2.67)$$

$$v_f = f(T_e) \quad (2.68)$$

$$Pr = f(T_e) \quad (2.69)$$

$$T_e = \frac{T_g + T_w}{2} \quad (2.70)$$

$$h_{rdwg} = \frac{\varepsilon_w \varepsilon_g \sigma A_w (T_w^2 + T_g^2)(T_w + T_g)}{\varepsilon_w + \varepsilon_g - \varepsilon_w \varepsilon_g} \quad (2.71)$$

Donde:

Nu : Número de Nusselt

Ra_g : Número de Rayleigh por la convección generada en la superficie del vidrio

Pr : Número de Prandtl del aire a la temperatura T_e

$\varepsilon_w = 0,93$, Emisividad del muro (El material del muro en el módulo didáctico es yeso)

β : Coeficiente de expansión volumétrica $\left[\frac{1}{K}\right]$

ν_f : Viscosidad cinemática del fluido $\left[\frac{m^2}{s}\right]$

T_e : Temperatura en el medio del canal entre el vidrio y el muro

A_g : Superficie del vidrio en el canal $[m^2]$

A_w : Superficie del muro en el canal $[m^2]$

2.3.3. Balance energético en C

$$\dot{Q}_{cvg} + \dot{q}_c - \dot{Q}_{cvw} = 0 \quad (2.72)$$

$$\dot{Q}_{cvg} = h_{cvg} A_g (T_e - T_g) \quad (2.73)$$

$$\dot{q}_c = \frac{\dot{m} C_p}{\gamma A_c} (T_e - T_i) \quad (2.74)$$

$$\dot{Q}_{cvw} = h_{cvw} A_w (T_w - T_e) \quad (2.75)$$

$$h_{cvg} A_g (T_e - T_g) + \frac{\dot{m} C_p}{\gamma A_c} (T_e - T_i) - h_{cvw} A_w (T_w - T_e) = 0 \quad (2.76)$$

$$T_e = T_o \gamma + (1 - \gamma) T_i \quad (2.77)$$

$$\dot{m} = C_d H_c^2 \sqrt{\frac{2 g (H_g - H_c) (T_e - T_r)}{T_r}} \quad (2.78)$$

Donde:

\dot{q}_c : Flujo de calor promedio en el canal

$C_d = 0,6$: Coeficiente de descarga del flujo en canales [10]

$\gamma = 0.75 \left[\frac{m}{s} \right]$: Velocidad de aire en los canales [10]

C_p : Calor específico del aire a presión constante $\left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$

T_r : Temperatura re referencia de confort en la habitación.

2.3.4. Balance energético en D

$$\dot{Q}_{rdsi} = \dot{Q}_{rdwg} + \dot{Q}_{cvw} + \dot{Q}_{Ub} \quad (2.79)$$

$$\dot{Q}_{rds} = \tau_g \alpha_g I A_g \quad (2.80)$$

$$\dot{Q}_{rdwg} = h_{rdwg} A_w (T_w - T_g) \quad (2.81)$$

$$\dot{Q}_{cvw} = h_{cvw} A_w (T_w - T_e) \quad (2.82)$$

$$h_{cvw} = \frac{Nu_w k_w}{H_w} \quad (2.83)$$

$$\dot{Q}_{Ub} = U_b A_w (T_w - T_r) \quad (2.84)$$

$$\tau_g \alpha_g I_i A_g = h_{rdwg} A_w (T_w - T_g) + h_{cdw} A_w (T_w - T_e) + U_b A_w (T_w - T_r) \quad (2.85)$$

$$h_{rdwg} = \frac{\varepsilon_w \varepsilon_g A_w (T_w^2 - T_g^2)(T_w + T_g)}{\varepsilon_w + \varepsilon_g - \varepsilon_w \varepsilon_g} \quad (2.86)$$

$$U_b = \frac{1}{\left(\frac{L}{k_w} + \frac{1}{h_{cvwr}} \right)} \quad (2.87)$$

$$h_{cvw} = \frac{Nu_w k_w}{H_w} \quad (2.88)$$

$$h_{cvwr} = \frac{k_w}{b A_w} \quad (2.89)$$

Donde:

τ_g : Transividad del vidrio

$I_i \approx 80\% I$: Irradiancia solar después de un vidrio de ventana

2.3.5. Condiciones de borde

Otras condiciones de borde que se consideran por la ubicación del módulo en la ciudad de Quito- Ecuador son:

- Temperatura de confort entre 18° y $26^{\circ}C$
- Humedad relativa entre el 40% y el 65%
- Presión atmosférica 73923 [Pa]
- Gravedad $g = 9.76 \left[\frac{m}{s^2} \right]$
- Irradiancia solar de $1000 \left[\frac{W}{m^2} \right]$

Las condiciones específicas para módulo didáctico con paredes isotérmicas, paredes adiabáticas y de recinto cerrado, es decir, no existe fuga de aire desde el interior al exterior.

2.4. Diseño del módulo didáctico

El módulo didáctico de un muro Trombe es un prototipo a escala 1:10 de la habitación de un departamento tipo de la ciudad de Quito. Como se puede observar en la figura 2.9., en el diseño del módulo didáctico se descartaron las ventanas, por lo cual las paredes y el piso son del mismo material.

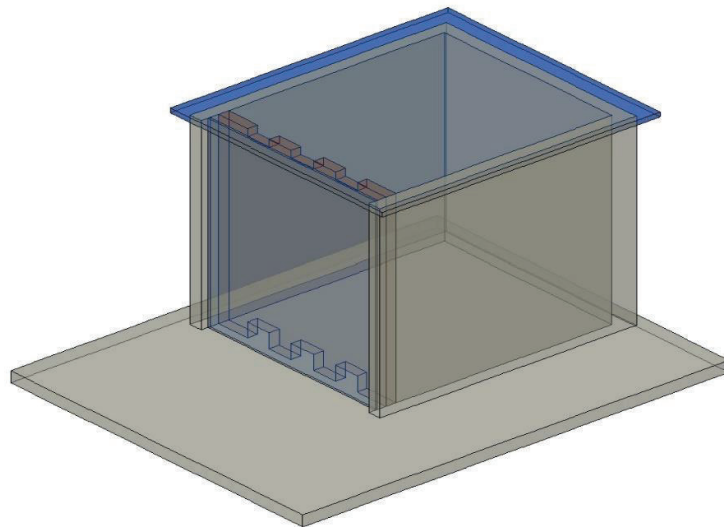


Figura 2.9. Módulo didáctico de un muro Trombe clásico.
(Elaborado por los autores, 2017)

Por razones de didáctica se utilizó una lámina de acrílico transparente en el techo del módulo. El muro o masa térmica en el módulo es de yeso en lugar de ladrillo, se utilizó el yeso ya que tiene las características térmicas muy cercanas a la del ladrillo y permite trabajar de mejor manera en las escalas seleccionadas. Para la generación de la radiación solar se utilizó una lámpara halógena.

2.4.1. Dimensiones

Las dimensiones de interés para el muro Trombe clásico son las que se utilizarán en el análisis adimensional, es decir, el espesor del vidrio d , la distancia entre el vidrio y la masa térmica e , el espesor del muro o masa térmica L y la longitud del área interna. También, se requiere la distancia entre el piso y el techo H_g , la abertura inferior y superior en masa térmica H_c y la distancia entre las aberturas del muro H_w . En la figura 2.10. se puede observar los parámetros.

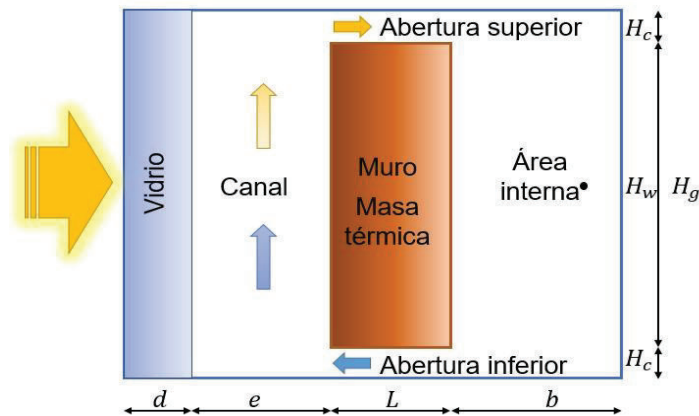


Figura 2.10. Esquema de un muro Trombe clásico.
(Elaborado por los autores, 2017)

Los parámetros del módulo didáctico son:

$$b = 0.253 [m] = 253 [mm]$$

$$d = 0.003 [m] = 3 [mm]$$

$$e = 0.01 [m] = 10 [mm]$$

$$L = 0.012 [m] = 12 [mm]$$

$$H_c = 0.01 [m] = 10 [mm]$$

$$H_g = 0.26 [m] = 260 [mm]$$

$$H_w = 0.24 [m] = 240 [mm]$$

Otras dimensiones del módulo didáctico (expresadas en $[mm]$) se detallan en el Anexo 1.

2.4.2. Materiales

Los materiales y las características térmicas se pueden encontrar en la tabla 2.1.

Tabla 2.1. Características físicas de los materiales del módulo didáctico.

ELEMENTO	MATERIAL	DENSIDAD $\rho, \left[\frac{kg}{m^3} \right]$	CALOR ESPECÍFICO $C_p, \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$	CONDUCTIVIDAD TÉRMICA $k, \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$	DIFUSIVIDAD TÉRMICA $\alpha, \left[\frac{m^2}{s^2} \right] \times 10^{-6}$	VISCOSIDAD DINÁMICA $\mu, \left[\frac{kg}{m \cdot s} \right] \times 10^{-6}$	VISCOSIDAD CINEMÁTICA $\nu, \left[\frac{m^2}{s} \right] \times 10^{-6}$
Pared Frontal	Vidrio	2700	833	0,81	0,36	---	---
Pared Lateral Pared Posterior Piso	Melamínico	760	---	0,42	---	---	---
Techo	Acrílico	1190	---	0,18	---	---	---
Masa Térmica	Yeso	1800	837	0,814	0,538	---	---
Fluido	Aire a 20°C 1 atm	1204	1007	0,02514	0,2074	0,1825	0,1516

(Fuente: Transferencia de calor y masa, Cengel 2011)

2.4.3. Componentes

El módulo didáctico está constituido de elementos eléctricos y electrónicos que conjuntamente con software específico permite visualizar el comportamiento termo fluidodinámico del muro Trombe clásico.

La temperatura se mide con el *sensor LM35*: es un sensor de temperatura de circuito integrado de precisión analógico, donde el voltaje de salida es linealmente proporcional a la temperatura Celsius (centígrados). Por lo tanto, el LM35 no requiere ninguna calibración, compensación ni acondicionamiento de la señal para proporcionar lecturas precisas de $\pm 0,25^\circ C$ a temperatura ambiente y $\pm 0,75^\circ C$ en un rango de temperatura de -55 a $+ 150^\circ C$. Las características más relevantes serían: el factor lineal de escala de $10,0 \frac{mV}{^\circ C}$, precisión de $0,5^\circ C$ garantizada (a $25^\circ C$) y opera en un rango de 4 a 30 [V]. La información del elemento electrónico que entrega el fabricante (Datasheet) se encuentra en el Anexo 2.

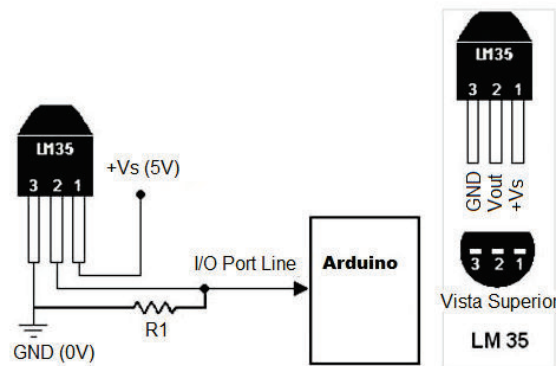


Figura 2.11. Conexión sensor LM35 con Arduino.
(Elaborado por los autores, 2017)

Los sensores de temperatura se conectan a una fuente de voltaje y a un puerto analógico para su funcionamiento; además, el valor medido de temperatura se debe estandarizar, registrar y transformar a valores que se puedan visualizar. Las señales analógicas, el procesamiento y la adquisición de datos de los sensores de temperatura LM35 se realiza en una tarjeta *Arduino* (ver figura 2.12.).

Arduino es una plataforma física computacional open-hardware basada en una sencilla placa con entradas y salidas (E/S), analógicas y digitales, y en un entorno de desarrollo que implementa el lenguaje Processing/Wiring.

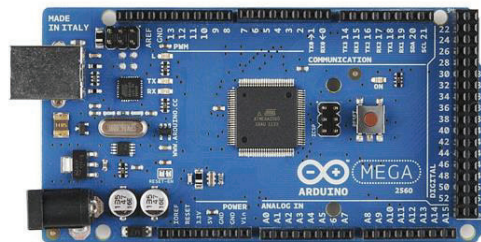


Figura 2.12. Arduido MEGA 2560.
(Fuente: <http://arduino.cl/arduino-mega-2560/>)

Las principales características del Arduido MEGA 2560 son: tiene un microcontrolador ATmega2560, su voltaje de entrada de $-7[V]$ a $-12[V]$, 54 pines digitales de entrada/salida (14 de ellos son salidas PWM), 16 entradas analógicas, 256k de memoria flash y una velocidad del reloj de 16Mhz. El Arduino Mega tiene un mayor número de entradas analógicas que otros modelos, ya que la conexión USB incorpora todo lo necesario para que el microcontrolador trabaje conectado a un PC por medio de un cable o con una fuente de alimentación externa. [41]

Las temperaturas que verifican el flujo de aire en el módulo se visualizan gracias a la medición en 9 puntos específicos situados en un plano tangencial imaginario que corta al módulo en su parte central. La ubicación de los sensores en el módulo didáctico se puede referenciar en la figura 2.13

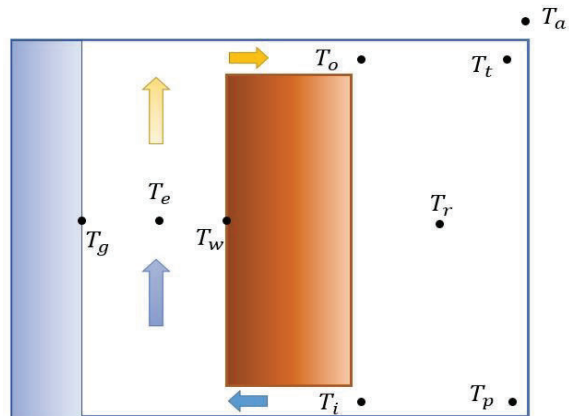


Figura 2.13. Referencia de la ubicación de los sensores de temperatura.
(Elaborado por los autores, 2017)

Los sensores determinan las temperaturas correspondientes s:

- T_a es la temperatura ambiente externa
- T_g es la temperatura en la cara interior del vidrio
- T_e es la temperatura en el canal
- T_w es la temperatura en la superficie del muro
- T_i es la temperatura en la abertura inferior del muro
- T_o es la temperatura en la abertura superior del muro
- T_r es la temperatura promedio de la habitación o de confort
- T_t es la temperatura cercana al techo en la parte posterior
- T_p es la temperatura cercana al piso en la parte posterior

El muro Trombe requiere de la radiación solar para generar la calefacción pasiva. El módulo didáctico cuenta con una lámpara halógena de 150 [W] a 120[V] y 60[Hz] (ver figura 2.14.) que entregará la radiación para el proceso.



Figura 2.14. Lámpara halógena tipo proyector rectangular.
(Elaborado por los autores, 2017)

La irradiancia de la lámpara se calcula con:

$$I_{lamp} = \frac{P_{lamp}}{H_g \cdot L_g} \quad (2.90)$$

Donde:

I_{lamp} : Irradiancia de la lámpara

H_g : Altura del vidrio

L_g : Ancho del vidrio

$$I_{lamp} = \frac{150 [W]}{0,26 \cdot 0,23 [m^2]}$$

$$I_{lamp} \approx 2500 \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

En la figura 2.15. se puede apreciar el módulo didáctico completo y en el Anexo 3 se puede apreciar las fotografías a detalle del módulo didáctico.



Figura 2.15. Módulo didáctico de muro Trombe clásico.
(Elaborado por los autores, 2017)

2.4.4. Interfaz gráfica

El módulo didáctico tiene una interfaz gráfica desarrollada en LabView 2012 e instalada en una laptop. La aplicación desarrollada visualiza en tiempo real las temperaturas del módulo didáctico cuando se realiza la simulación de la calefacción solar pasiva del muro Trombe clásico, los valores de temperatura medidos en el módulo se registran en un archivo de EXCEL para el posterior tratamiento de datos y la validación del comportamiento termo fluidodinámico del aire en el sistema.

La figura 2.16. es la imagen de visualización del módulo didáctico con sus respectivos componentes, consta de 5 partes o áreas de visualización adicionales a la identificación.

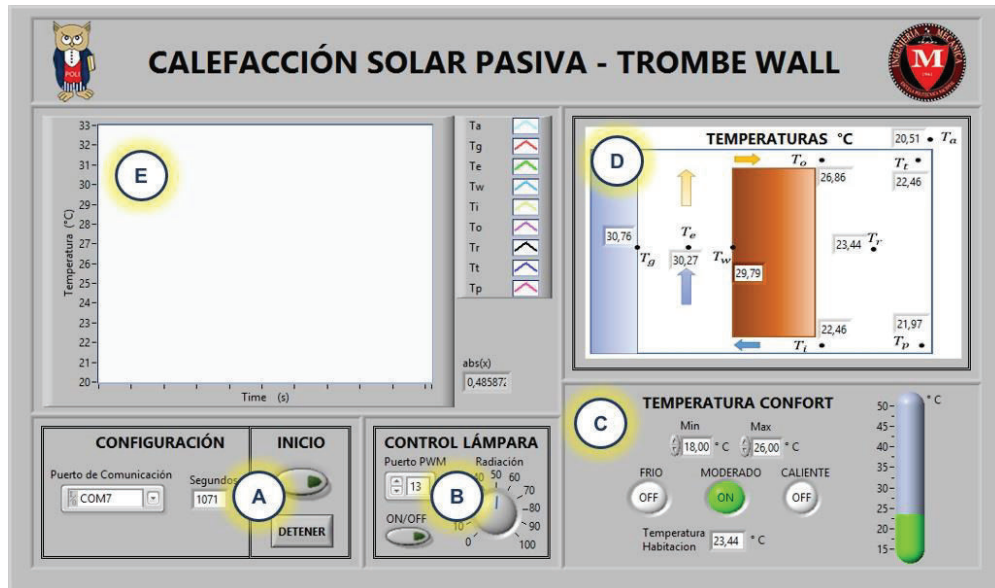


Figura 2.16. Interfaz gráfica del módulo didáctico de muro Trombe.
(Elaborado por los autores, 2017)

La parte de configuración (A) permite seleccionar el puerto de comunicación del computador con la tarjeta Arduido y permite visualizar el tiempo de simulación en segundos desde el inicio de la conexión. Adicional, se tiene un pulsador de inicio que enciende la tarjeta y con otro pulsador detiene el proceso de registro de las mediciones de temperatura.

El control de la lámpara (B) tiene un selector del puerto digital y con un selector de perilla se controla la intensidad (en porcentaje) de la radiación térmica y lumínica de la lámpara.

El área de control de nivel de confort (C) se ingresan los valores para un determinado rango de temperatura de confort en el interior de la habitación. Se tiene la temperatura T_r que se compara los valores máximos y mínimos del rango de confort para que los indicadores muestren un estado de *frío* si la temperatura $T_r < T_{confort_{min}}$, *moderado* si está en el rango de confort y *caliente* si $T_{confort_{max}} > T_r$. Se tiene también un indicador gráfico de la T_r .

Las temperaturas del módulo didáctico se visualizan en la parte (D). Muestran los valores medidos de temperatura del aire en tiempo real de: $T_a, T_g, T_e, T_w, T_i, T_o, T_r, T_t$ y T_p .

Un registro histórico de las temperaturas se visualizan en la parte (E). Este registro graba el promedio de 2 valores medidos en un segundo por cada uno de los sensores de temperatura con una precisión de $0,1^\circ\text{C}$.

Además, se genera el archivo con los valores tabulados de esas temperaturas para un posible procesamiento de datos, posterior a una experimentación en el módulo didáctico.

La programación de la interfaz gráfica se encuentra en el Anexo 4 y la operación del módulo en el Anexo 6.

CAPÍTULO 3

3. MODELO MATEMÁTICO

3.1. Principios básicos

3.1.1. Elemento infinitesimal de fluido

Al considerar un flujo, puede ser representado por líneas de corriente, tal como en la figura 1.8., se representa un elemento infinitesimal del flujo de un fluido con un volumen diferencial dV_c . [10]

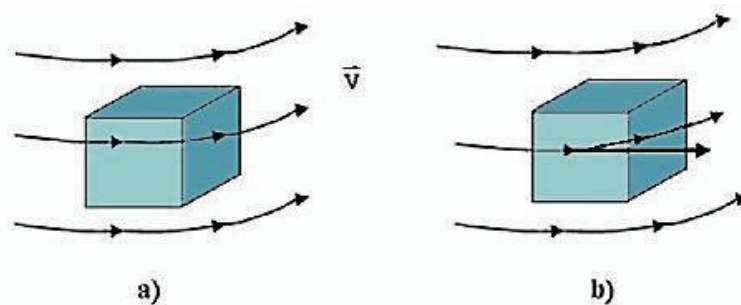


Figura 3.1. Elemento infinitesimal de un fluido.
(Fuente: Mecánica de Fluidos. Fundamentos y aplicaciones. Cengel, 2006)

La partícula puede estar fija en el espacio con el fluido moviéndose a través de esta como se muestra en la figura 3.1.a). También puede considerarse al elemento moviéndose con el flujo con un vector de velocidad (\vec{v}) igual a la velocidad del fluido en cada punto, como se muestra en la figura 3.1.b).

Las ecuaciones obtenidas directamente del volumen diferencial del elemento fijo en el espacio se conocen como la “forma conservativa”.

Las ecuaciones obtenidas directamente del volumen diferencial del elemento moviéndose con el flujo se conocen como la “forma no conservativa”. [10]

3.1.2. Volumen de control

Un volumen de control es una región artificial del campo fluido, que en un instante de tiempo coincide con el volumen fluido V_f . Si se considera un campo de flujo representado por líneas de corriente es posible representar un volumen cerrado dentro de una región finita de flujo, tal como se muestra en la figura 3.1. Este volumen define un volumen de control V_c y se denota por S una superficie de control que encierra a V_c . [19]

El volumen de control puede estar fijo como en la figura 3.2.a), o moviéndose junto al fluido como en la figura 3.2.b).

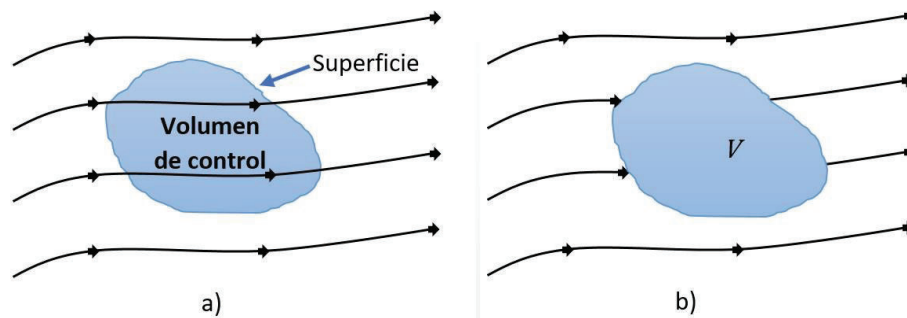


Figura 3.2. Volumen finito de control de un fluido.
(Fuente: Mecánica de Fluidos. Fundamentos y aplicaciones. Cengel, 2006)

Los principios fundamentales de la mecánica de fluidos se aplican al interior del volumen de control y también el fluido que cruza la superficie de control (si el volumen está fijo en el espacio). Así, es posible limitarse sólo al volumen de control en lugar de hacerlo con todo el campo de flujo.

3.1.3. Derivada sustancial

Al analizar el flujo de un fluido, es posible colocar un sistema de ejes que se mueva junto al elemento de volumen del fluido o colocar un sistema de ejes fijos, tal como se muestra en la figura 3.3.

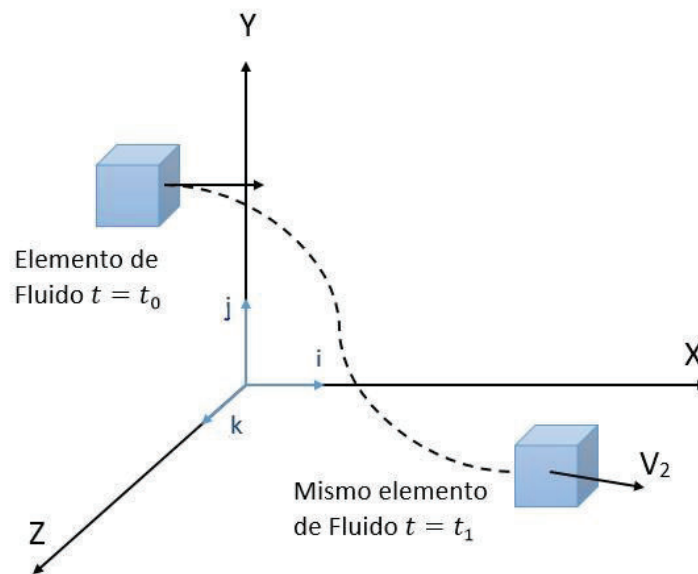


Figura 3.3. Derivada sustancial.
(Fuente: Mecánica de Fluidos. Fundamentos y aplicaciones. Cengel, 2006)

Si los ejes son móviles, se tiene en cuenta el movimiento de traslación. Al considerar el punto de vista de Lagrange, los elementos del fluido describen las trayectorias. [10]

En caso contrario, si los ejes son fijos, la traslación se incluye dentro de los posibles movimientos. Si se considera el punto de vista de Euler, se analizan distribuciones instantáneas de V . Así, se obtiene líneas de corriente al trazar las tangentes a los vectores de velocidad para un instante dado, por la forma en que se define una línea de corriente, un elemento de fluido no puede atravesarla.

Las líneas de corriente cambian en el tiempo cuando el flujo es transitorio, mientras que en estado estacionario se mantienen fijas y coinciden con las trayectorias, pues el elemento de volumen posterior circula por el mismo lugar que el anterior. [19]

Los dos puntos de vista: Lagrange y Euler se vinculan a través del concepto de derivada sustancial al suponer que se analiza una magnitud escalar, por ejemplo, la densidad ρ del fluido, y, al utilizar coordenadas cartesianas y un sistema de ejes fijos, la variación que puede experimentar ρ se puede expresar a través de la función $\rho(t)$. [42]

Si se toma el otro caso, es decir, nos movemos con el elemento de volumen y medimos ρ continuamente, después de un cierto tiempo dt el elemento de volumen se habrá desplazado una cierta distancia, que es posible expresar a través de (dx, dy, dz) en el sistema de ejes fijos. De esta forma, la variación de ρ en el elemento del volumen se puede representar por el diferencial total:

$$d\rho = \frac{\partial \rho}{\partial x} dx + \frac{\partial \rho}{\partial y} dy + \frac{\partial \rho}{\partial z} dz + \frac{\partial \rho}{\partial t} dt \quad (3.1)$$

Dividiendo por dt

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{\partial \rho}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial \rho}{\partial y} \frac{dy}{dt} + \frac{\partial \rho}{\partial z} \frac{dz}{dt} + \frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (3.2)$$

Donde:

$$\frac{D\rho}{Dt} = \frac{d\rho}{dt} \quad (3.3)$$

Es la expresión para denotar a la *derivada sustancial*, que expresa la velocidad de cambio que puede experimentar ρ en un elemento de volumen de fluido que se mueve. [42]

De modo general, la derivada sustancial puede expresarse como:

$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x}u + \frac{\partial}{\partial y}v + \frac{\partial}{\partial z}w + \frac{\partial}{\partial t} \quad (3.4)$$

Donde (u, v, w) son las velocidades en los ejes (x, y, z) , respectivamente. Estas ecuaciones se las puede expresar de forma vectorial como:

$$\frac{D\rho}{Dt} = \frac{\partial\rho}{\partial t} + V \cdot \nabla\rho \quad (3.5)$$

Donde el gradiente ∇ se define como:

$$\nabla = \frac{\partial}{\partial x}i + \frac{\partial}{\partial y}j + \frac{\partial}{\partial z}k \quad (3.6)$$

El mismo procedimiento podría hacerse para otras magnitudes, por ejemplo, la velocidad:

$$\frac{Dv}{Dt} = \frac{\partial v}{\partial t} + v \cdot \nabla v \quad (3.7)$$

Por lo tanto, la derivada parcial representa la variación de una magnitud en un elemento de volumen fijo en el espacio, y la derivada sustancial expresa la variación de la misma magnitud cuando se sigue un elemento de volumen a un tiempo $t \neq t_0$. [19]

3.2. Ecuaciones generales de la mecánica de fluidos

El estudio de la dinámica de fluidos ofrece una estructura sistemática basándose en leyes que envuelven a las propiedades de los fluidos como: temperatura, presión, densidad y velocidad, y las funciones de espacio y tiempo.

La dinámica de fluidos computacionales (CFD por sus siglas en inglés) se basa en ecuaciones que son expresiones matemáticas de los tres principios físicos que lo rigen:

- Conservación de la masa.
- La segunda ley de Newton.
- Conservación de la energía.

En el fluido dinámico los fluidos obedecen a la hipótesis de continuidad, a pesar de que los fluidos están compuestos por moléculas, chocan entre sí como' objetos sólidos. Por consiguiente, las propiedades que contienen los puntos infinitesimales varían de un punto a otro. [40]

3.2.1. Principio de conservación de la masa. Ecuación de continuidad

La masa total de un sistema cerrado (no existe intercambio de masa con su entorno) que no contiene fuentes ni sumideros permanece constante en el tiempo.

$$\frac{dM}{dt} = 0 \quad (3.8)$$

Si se aplica a un volumen finito se tiene:

$$\frac{d}{dt} \int_{V_f(t)} \rho(\vec{x}, t) = 0 \quad (3.9)$$

De acuerdo a la descripción Euleriana del campo de fluido resulta conveniente aplicar el principio de un volumen de control V_c y no a un volumen fluido V_f . El teorema de transporte de Reynolds nos permite aplicar este principio al volumen de control. El teorema relaciona la variación temporal de una magnitud fluida extensiva cualquiera $\phi(x, t)$ en un volumen fluido $V_f(t)$ con la variación en un volumen de control $V_c(t)$. [42]

$$\frac{d}{dt} \int_{V_f(t)} \phi(\vec{x}, t) dV = \frac{d}{dt} \int_{V_c(t)} \phi(\vec{x}, t) dV + \frac{d}{dt} \int_{S_c(t)} \phi(\vec{x}, t) [(\vec{v} - \vec{v}_c) \cdot \vec{n}] dS \quad (3.10)$$

Donde:

$\frac{d}{dt} \int_{V_f(t)} \phi(\vec{x}, t) dV$: es la variación temporal de la magnitud fluida $\phi(\vec{x}, t)$ en el volumen fluido $V_f(t)$

$\frac{d}{dt} \int_{V_c(t)} \phi(\vec{x}, t) dV$: es la variación temporal de la magnitud fluida $\phi(\vec{x}, t)$ en el volumen fluido $V_c(t)$

$\frac{d}{dt} \int_{S_c(t)} \phi(\vec{x}, t) [(\vec{v} - \vec{v}_c) \cdot \vec{n}] dS$: es el flujo convectivo de la magnitud fluida $\phi(\vec{x}, t)$ a través de la superficie de control $S_c(t)$ que limita el volumen y se mueve con velocidad v_c

Aplicando este teorema al principio de conservación de masa se tiene la *ecuación de conservación de masa* de forma integral, conocida como la *Ecuación de continuidad*.

$$\frac{d}{dt} \int_{V_c(t)} \rho(\vec{x}, t) dV + \frac{d}{dt} \int_{S_c(t)} \rho(\vec{x}, t) [(\vec{v} - \vec{v}_c) \cdot \vec{n}] dS = 0 \quad (3.11)$$

La ecuación 3.11. considera un volumen de control a una velocidad \vec{v}_c que trata de la forma no conservativa de la ecuación. Si referimos la ecuación a un volumen de control fijo V_o tendremos la forma conservativa. [28]

$$\int_{V_o} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \int_{S_o} \rho(\vec{v} \cdot \vec{n}) dS = 0 \quad (3.12)$$

$$\frac{d}{dt} \int_{V_f(t)} \rho dV = \frac{d}{dt} \int_{V_c(t)} \rho dV + \frac{d}{dt} \int_{S_c(t)} \rho [(\vec{v} - \vec{v}_c) \cdot \vec{n}] dS = 0 \quad (3.13)$$

Aplicando el teorema de Gauss-Ostrogradski:

$$\int_{S_o} \rho(\vec{v}\vec{n}) dS = \int_{V_o} \nabla(\rho\vec{v}) dV, \quad (3.14)$$

a la ecuación 3.10. tenemos:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho\vec{v}) = 0, \quad (3.15)$$

que puede desarrollarse vectorialmente, y aplicando el operador derivada sustancial queda como:

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho(\nabla \cdot \vec{v}) \quad (3.16)$$

3.2.2. El principio de conservación de la cantidad de movimiento

Se lo conoce también como la segunda ley de Newton y establece que la suma de fuerzas sobre un sistema mecánico produce una variación en la cantidad de movimiento del sistema:

$$\sum \vec{F}_{ext} = m \cdot \vec{a} \quad (3.17)$$

En un fluido, las fuerzas que producen variación en la cantidad de movimiento pueden ser de origen superficial o volumétrico. Las fuerzas superficiales dependen de la posición, del instante de tiempo y de la orientación del elemento de superficie sobre la que actúan. La fuerza en la superficie se calcula sumando las fuerzas elementales sobre cada área superficial. Esta fuerza elemental se obtiene a partir de una fuerza por unidad de superficie. [42]

$$F_S = \int_S dF_S = \int_S f_S(\vec{n}, \vec{x}, t) \quad (3.18)$$

Esta fuerza por unidad de superficie es el resultado del producto del tensor de esfuerzos τ con del vector normal al elemento de área:

$$f_S(\vec{n}, \vec{x}, t) = \bar{\tau}(\vec{x}, t) \cdot \vec{n} \quad (3.19)$$

El tensor de esfuerzos es simétrico representable en una matriz de 3x3:

$$\bar{\tau} = \begin{pmatrix} \tau_{xx} & \tau_{yx} & \tau_{zx} \\ \tau_{xy} & \tau_{yy} & \tau_{zy} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \tau_{zz} \end{pmatrix} \quad (3.20)$$

El tensor de esfuerzos se puede descomponer en un tensor de esfuerzos estático debido a la presión y un tensor de esfuerzos dinámico debido a los esfuerzos viscosos. [35]

$$\bar{\tau} = -pl + \bar{\tau}' = \begin{pmatrix} -p & 0 & 0 \\ 0 & -p & 0 \\ 0 & 0 & -p \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \tau'_{xx} & \tau'_{yx} & \tau'_{zx} \\ \tau'_{xy} & \tau'_{yy} & \tau'_{zy} \\ \tau'_{xz} & \tau'_{yz} & \tau'_{zz} \end{pmatrix} \quad (3.21)$$

Por otro lado, el esfuerzo cortante es proporcional al gradiente de velocidades multiplicados por la viscosidad μ . Los elementos del tensor de esfuerzos viscosos quedan:

$$\tau' = \mu \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (3.22)$$

De las ecuaciones 3.20 y 3.21 se obtiene la ecuación de las fuerzas superficiales f_S :

$$\vec{f}_S = \vec{f}'_S(\vec{n}, \vec{x}, t) = \bar{\tau}\vec{n} = -p\vec{n} + \bar{\tau}'\vec{n} \quad (3.23)$$

Las fuerzas volumétricas f_V , a diferencia de las fuerzas de superficie f_S , no dependen de la orientación del elemento sobre el que actúan ya que las f_V actúan sobre todo el volumen fluido.

El origen de estas fuerzas puede ser:

1. *Gravitatorio*: entre las fuerzas másicas gravitatorias se despreciará las fuerzas de atracción entre partículas o porciones de fluido y solo se considerará la terrestre:

$$f_V = \rho f_m = \rho g \quad (3.24)$$

2. *Inerciales*: si se utiliza un sistema de referencia no inercial, se debe considerar las fuerzas de inercia que aparecen.
3. *Electromagnéticas*: pueden aparecer en fluidos cargados eléctricamente o líquidos metálicos. [28]

Con las aclaraciones anteriores y aplicando el teorema de transporte de Reynolds se obtiene la forma integral de la ecuación de la cantidad de movimiento:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \int_{V_c(t)} \rho \vec{v} dV + \int_{S_c(t)} \rho \vec{v} [(\vec{v} - \vec{v}_c) \cdot \vec{n}] dS \\ = \int_{S_f(t)} -p \vec{n} dS + \int_{S_f(t)} \vec{\tau} \vec{n} dS + \int_{S_f(t)} \rho \vec{f}_m dV \end{aligned} \quad (3.25)$$

Si referimos la ecuación anterior a un volumen de control fijo y aplicamos el teorema de Gauss tendremos la forma diferencial de la ecuación de la cantidad movimiento:

$$\frac{D\vec{v}}{Dt} = \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \nabla(\vec{v}\vec{v}) = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \Delta \vec{v} + \vec{f}_m \quad (3.26)$$

3.2.3. Principio de conservación de la energía

Se conoce como la primera ley de la termodinámica y establece que la variación temporal de la energía total de un sistema termodinámico se debe al trabajo realizado por unidad de tiempo por las fuerzas externas más el calor recibido del exterior. [42]

$$\frac{d}{dt} E = Q + W \quad (3.27)$$

El calor sobre un fluido puede intercambiarse mediante conducción por radiación Q_r a través de la superficie, mediante ondas electromagnéticas y generación interna mediante una reacción química Q_q . Además, el trabajo se debe a las fuerzas externas que actúan sobre el fluido, como son: la presión p , los esfuerzos viscosos τ , y las fuerzas másicas f_m . La variación de energía total en un volumen fluido viene dada por la variación de energía interna y la variación de energía cinética:

$$\frac{d}{dt} E = \frac{d}{dt} \int_{V_f(t)} \rho \left(u + \frac{U^2}{2} \right) dV \quad (3.28)$$

Donde:

u, v, w : componentes de la velocidad en las direcciones x, y, z

U : componente media de la velocidad

Con estos conceptos y aplicando el teorema del transporte de Reynolds se obtiene la forma integral de la ecuación de la energía:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \int_{V_f(t)} \rho \left(u + \frac{U^2}{2} \right) dV + \int_{S_f(t)} \rho \left(u + \frac{U^2}{2} \right) [(\vec{v} - \vec{v}_c) \cdot \vec{n}] dS \\ = \int_{S_f(t)} -p \vec{n} \vec{v} dS + \int_{S_f(t)} \bar{\tau} \vec{n} \vec{v} dS + \int_{S_f(t)} \rho f_m dV - \int_{S_f(t)} \vec{q} \vec{n} dS \quad (3.29) \\ + \int_{V_c(t)} (Q_r + Q_q) dV \end{aligned}$$

Si referimos la ecuación 3,29 a un volumen de control fijo y aplicando el teorema de Gauss se tiene la forma diferencial de la ecuación de la energía:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \left[\rho \left(u + \frac{U^2}{2} \right) \right]}{\partial t} + \nabla \cdot \left[\rho \left(u + \frac{U^2}{2} \right) \vec{v} \right] \\ = -\nabla \cdot (p \vec{v}) + \nabla \cdot (\bar{\tau} \vec{v}) - \nabla \cdot \vec{q} + \rho \vec{f}_m \cdot \vec{v} + Q_r + Q_q \quad (3.30) \end{aligned}$$

Incluyendo la función de disipación de Rayleigh (densidad de potencia producida por los esfuerzos viscosos al deformar la partícula fluida, ecuación 3.31) y aplicamos el operador de la derivada sustancial se tiene la expresión de la ecuación de la energía. [35]

$$\Phi_v = \tau'_{ij} \frac{\partial v_i}{\partial x_j} = 2 \mu \gamma_{ij} \gamma_{ij} \quad (3.31)$$

$$\rho \frac{De}{Dt} = \rho \left[\frac{\partial e}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla e \right] = \Phi_v + k \Delta T + Q_r \quad (3.32)$$

3.2.4. Sistema de ecuaciones de Navier-Stokes

El sistema de ecuaciones de Navier-Stokes se conforma: [40]

- *Ecuación de continuidad:*

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho(\nabla \cdot \vec{v}) = 0 \quad (3.33)$$

- *Ecuación de cantidad de movimiento:*

$$\frac{D\vec{v}}{Dt} = \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \nabla(\vec{v}\vec{v}) = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \Delta \vec{v} + \vec{f}_m \quad (3.34)$$

- *Ecuación de la energía:*

$$\rho \frac{De}{Dt} = \rho \left[\frac{\partial e}{\partial t} + \vec{v} \nabla e \right] = \Phi_v + k \Delta T + Q_r \quad (3.35)$$

Estas ecuaciones forman un sistema cerrado que permite determinar los valores de todas las magnitudes fluidas:

$\vec{v} = \vec{v}(\vec{x}, t)$: campo de velocidades.

$p = p(\vec{x}, t)$: campo de presiones.

$\rho = \rho(\vec{x}, t)$: campo de densidades.

$T = T(\vec{x}, t)$: campo de temperaturas.

Para conocer otras variables, se pueden determinar mediante las relaciones termodinámicas o se puede resolver directamente el problema para esas variables tomando otras ecuaciones de estado que las incluyan.

3.2.5. Aproximación de Boussinesq

En la convección natural, el movimiento del flujo se induce por una fuerza másica gravitatoria generada por las diferencias de la densidad motivadas por los gradientes de temperatura en el fluido. La fuerza inducida se denomina *fuerza de flotación* y se expresa como:

$$F_{flotación} = (\rho_\infty - \rho) g_i \quad (3.36)$$

Boussinesq propuso que, para flujos que satisfacen ciertas condiciones, las variaciones de la densidad en el fluido se anulen excepto en el término gravitatorio de la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento en dirección vertical. También supone como constantes a la viscosidad dinámica, la conductividad y el calor específico. [42]

La aplicación de la aproximación de Boussinesq lleva a simplificar la variación de la densidad y lo expresa como una función del gradiente térmico:

$$\rho = \rho_\infty [1 - \beta(T - T_\infty)] \quad (3.37)$$

$$\beta \equiv -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (3.38)$$

Donde:

β : es el coeficiente de expansión térmica.

Cuando los gases se encuentren a presiones moderadas se puede suponer un comportamiento de gas perfecto, por lo tanto:

$$\beta = \frac{1}{T_\infty} \quad (3.39)$$

Las ecuaciones de conservación para el caso bidimensional son:

- *Ecuación de conservación de la masa* [28]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (3.40)$$

- *Ecuación de conservación de la cantidad de movimiento* [28]

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial(P - P_\infty)}{\partial x_i} + \beta(T - T_\infty)\rho_\infty + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u_i u_j} \right) \quad (3.41)$$

- *Ecuación de conservación de la energía* [28]

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho C_p T U_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho C_p \overline{T U_j} \right) \quad (3.42)$$

3.3. Modelización de flujo turbulento

Las ecuaciones que se describen a continuación son del caso de fluidos incompresibles para modelos turbulentos.

3.3.1. Ecuaciones generales de Reynolds del flujo turbulento

Las técnicas de promediado se pueden aplicar a las ecuaciones generales de Navier-Stokes para generar unas ecuaciones de los valores medios que se conocen como ecuaciones generales de Reynolds. La velocidad y las demás variables en cada punto de un flujo turbulento son aleatorias, no son periódicas ni repetitivas. Cuando las condiciones de contorno son estacionarias, se espera que el valor medio también lo sea. El valor instantáneo de cualquier variable se puede descomponer en el valor medio y la fluctuación respecto a él. [28]

$$\phi(\vec{x}, t) = \bar{\phi}(\vec{x}, t) + \phi'(\vec{x}, t) \quad (3.43)$$

Al promediar la ecuación 3.43 se obtiene que la fluctuación tiene promedio nulo $\phi' = 0$.

Si descomponemos otras variables en los valores medios y fluctuaciones turbulentas, tenemos:

$$v = U + u' \quad (3.44)$$

$$p = P + p' \quad (3.45)$$

$$T = T + T' \quad (3.46)$$

Además, se promedia el conjunto de la ecuación, manteniendo los términos donde aparecen las fluctuaciones multiplicadas por otras fluctuaciones, ya que el promedio del producto de una variable ya promediada por una variable que fluctúa se anula. [28]

$$\nabla \cdot (\bar{U} + \bar{u}') = 0 \rightarrow \begin{cases} \nabla \cdot \bar{U} = 0 \\ \nabla \cdot \bar{u}' = 0 \end{cases}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{U}) + \nabla(\bar{U}\bar{U} + \overline{u'u'}) = -\frac{1}{\rho}\nabla\bar{p} + v\Delta\bar{U} + f_m \quad (3.47)$$

$$\rho c \left[\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \bar{U}\nabla\bar{T} + \overline{u'\nabla T'} \right] = k\Delta\bar{T} + \phi_{\bar{U}} + \phi_{\bar{u}'} + Q_r$$

En las ecuaciones 3.47 la función de disipación se descompone en expresiones. La primera se debe de la velocidad media y la segunda a los gradientes de fluctuaciones.

$$\phi_{\bar{U}} = \mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right)^2 \quad (3.48)$$

$$\phi_{\bar{u}'} = \mu \overline{\left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \right)^2} \quad (3.49)$$

Si se pasan las correlaciones de las fluctuaciones a los segundos términos y se quita por sobreentendida la raya de promediado en la presión y la temperatura, se tiene las ecuaciones del movimiento medio turbulento en la forma:

$$\nabla \cdot \bar{U} = 0$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{U}) + \nabla(\bar{U}\bar{U}) = -\frac{1}{\rho}\nabla\bar{p} + v\Delta\bar{U} - \nabla\overline{u'u'} + f_m \quad (3.50)$$

$$\rho c \left[\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \bar{U} \nabla \bar{T} \right] = k \Delta \bar{T} + \phi_{\bar{U}} + \phi_{\bar{u}} - \rho c \overline{u' \nabla T'} + Q_r$$

Entonces, se tiene un sistema de ecuaciones con ocho incógnitas: \bar{U} , p , T , el tensor aparente de esfuerzos de Reynolds ($-\overline{u' u'}$), el vector de transporte turbulento de calor ($-\overline{u' T'}$) y la disipación viscosa por fluctuaciones turbulentas ($\phi_{\bar{u}} = \mu \overline{\left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \right)^2}$). [28]

Todas estas incógnitas y las ecuaciones de Reynolds no se pueden resolver por sí mismas planteándose lo con que se conoce como el problema de cierre de la turbulencia. Las teorías para el cierre de la ecuación de cantidad de movimiento son:

- *Concepto de viscosidad turbulenta de Boussinesq* [28]

$$\tau'_{ij} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.51)$$

$$\mu_t = C \rho U_m l_m \quad (3.52)$$

Donde:

μ_t : viscosidad turbulenta.

C : es una constante que depende del tipo de flujo.

U_m y l_m : son valores característicos de la escala turbulenta.

- *Longitud o camino de mezcla de Prandtl*, está definida como el recorrido que hacen las partículas del flujo cuando transportan una determinada cantidad de: movimiento, energía térmica, etc. [28]

$$U_m \approx C' l_m \left| \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right| \quad (3.53)$$

$$-\rho \overline{v'_i v'_j} = \rho l_m \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \left| \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right| \quad (3.54)$$

Donde:

U_m : velocidad característica o se agitación.

l_m : es la longitud de mezcla.

3.3.2. Modelos de ecuaciones promediadas de Navier-Stokes (RANS)

Los métodos RANS facilitan la resolución del sistema de ecuaciones de Navier-Stokes.

Modelo promediado de Reynolds [43]

Las ecuaciones incompresibles de Navier-Stokes para la conservación son:

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_i} = 0 \quad (3.55)$$

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (2\mu S_{ij}) \quad (3.56)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.57)$$

Donde:

S_{ij} : es el tensor de deformación de flujo turbulento.

Aplicando de la ecuación (3.55), las ecuaciones de movimiento pueden escribirse:

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho \mu_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i \partial x_j} \quad (3.58)$$

En los flujos turbulentos, las propiedades de las variables del entorno se convierten en funciones al azar del espacio y del tiempo. Por lo tanto, las variables de μ_i y p deben expresarse como la suma de las partes media y fluctuante.

$$u_i = U_i + u'_i \quad (3.59)$$

$$p = P + p' \quad (3.60)$$

Donde la media y las partes fluctuantes satisfacen:

$$\bar{u}_i = U_i, \quad \bar{u}'_i = 0 \quad (3.61)$$

$$\bar{p} = P, \quad \bar{p}' = 0 \quad (3.62)$$

Reemplazando las ecuaciones 3.59 y 3.60 junto con las promedias 3.61 y 3.62, en las ecuaciones 3.55 y 3.56 se tienen las RANS por el modelo de Reynolds:

$$\frac{\partial U_j}{\partial x_i} = 0 \quad (3.63)$$

$$\rho \frac{\partial U_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (U_j U_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (2\mu S_{ij} - \rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (3.64)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.65)$$

Donde:

S_{ij} : es el tensor de deformación de flujo turbulento medio.

El tensor de esfuerzos de Reynolds τ_{ij} se expresa como:

$$\tau_{ij} = -\overline{u'_i u'_j} \quad (3.66)$$

Reemplazando la ecuación 3.63 en 3.64 se obtiene:

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_i \partial x_j} - \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_j} \quad (3.67)$$

Modelo de aproximación de Boussinesq. Modelo turbulento [43]

La aproximación del modelo promediado de Reynolds al modelo de turbulencia requiere que las tensiones de esfuerzos de Reynolds (ecuación 3.67) sean modelados apropiadamente. Un método común emplea la hipótesis de Boussinesq para relacionar las tensiones de esfuerzos de Reynolds con los gradientes de velocidad media para modelos turbulentos.

$$-\overline{u'_j u'_i} = 2\nu_T S_{ij} - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (3.68)$$

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_j} \quad (3.69)$$

Donde:

k : es la energía cinética de la turbulencia.

ν_T : es la viscosidad de turbulencia cinética asumida como una cantidad escalar isotrópica.

Modelo de aproximación de Spalart-Allmaras. Modelo Turbulento [43]

En el modelo de Spalart-Allmaras, la energía cinética de la turbulencia no se calcula el último término de la ecuación (12) se ignora cuándo se estima el esfuerzo de Reynolds.

$$-\overline{u'_j u'_i} = 2\nu_T S_{ij} \quad (3.70)$$

El modelo incluye ocho coeficientes de cierre y tres funciones de cierre:

$$\nu_T = \tilde{\nu} f_{v1} \quad (3.71)$$

$$f_{v1} = \frac{\chi^3}{\chi^3 + C_{v1}^3} \quad (3.72)$$

$$\chi = \frac{\tilde{\nu}}{\nu} \quad (3.73)$$

Donde:

ν : es la viscosidad molecular.

$\tilde{\nu}$: obedece a las ecuaciones de transporte.

$$\frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial t} + U_j \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} = C_{b1} \tilde{S} \tilde{\nu} + \frac{1}{\sigma} \frac{\partial}{\partial x_k} \left[(\nu + \tilde{\nu}) \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_k} \right] + \frac{C_{b2}}{\sigma} \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_k} \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_k} - C_{w1} f_w \left[\frac{\tilde{\nu}}{d} \right]^2 \quad (3.74)$$

Donde:

$$C_{b1} = 0.1355, \quad C_{b2} = 0.622, \quad C_{v1} = 7.1, \quad \sigma = \frac{2}{3} \quad (3.75)$$

$$C_{w1} = \frac{C_{b1}}{k^2} + \frac{(1 + C_{b2})}{\sigma}, \quad C_{w2} = 0.3, \quad C_{w3} = 2, \quad k = 0.41 \quad (3.76)$$

$$f_{v2} = 1 - \frac{\chi}{1 + \chi f_{v1}}, \quad f_w = g \left[\frac{1 + C_{w3}^6}{g^6 + C_{w3}^6} \right]^{1/6}, \quad g = r + C_{w2}(r^6 + r) \quad (3.77)$$

$$r = \frac{\tilde{\nu}}{\tilde{S} k^2 d^2}, \quad \tilde{S} = S + \frac{\tilde{\nu}}{k^2 d^2} f_{v2}, \quad S = \sqrt{2\Omega_{ij}\Omega_{ij}} \quad (3.78)$$

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.79)$$

Ω_{ij} : es el tensor de velocidad de rotación.

S : es el tensor de deformación.

d : es la distancia desde la superficie más cercana.

3.4. Ecuación de calor

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} + \nabla(-k\nabla T) = Q - \rho C_p u \nabla T \quad (3.80)$$

Donde: k = coeficiente de conductividad térmica $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$

ρ = densidad $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

C_p = calor específico $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$

Q = fuente de calor $\left[\frac{W}{m}\right]$

T = temperatura en grados kelvin $[K]$

Para el **muro** (conducción pura) la ecuación sería: [10]

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} + \nabla(-k\nabla T) = 0 \quad (3.81)$$

3.5. Condiciones de borde

Las condiciones de borde para las ecuaciones anteriores considerando el análisis para 2 dimensiones, son:

- Paredes isotérmicas a T_m :

$$u = v = 0, \quad T = \frac{2}{1 + \Lambda} \quad (3.82)$$

- Paredes adiabáticas:

$$u = v = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad (3.83)$$

- Sección de salida:

$$P = 0, \quad \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (3.84)$$

- Relación de temperaturas entre superficies:

$$\Lambda = \frac{T_m - T_\infty}{T_g - T_\infty} \quad (3.85)$$

3.6. Modelo de radiación

Una parte importante de la transferencia de calor en el sistema de muro Trombe se produce por radiación. La radiación solar incidente atraviesa la superficie cristalina produciendo un intercambio radiativo con el aire dentro del canal de colección y con la masa térmica. En consecuencia, el fenómeno de la radiación debe ser considerado en el desarrollo del modelo de simulación del muro Trombe.

De los modelos existentes para la simulación de la radiación se va a utilizar el *modelo de transferencia discreta de radiación (DTRM)*.

3.6.1. Modelo de transferencia discreta de radiación (DTRM)

El modelo de transferencia discreta de radiación (DTRM) hace la suposición principal que la radiación de un elemento de superficie, en un cierto rango de ángulos sólidos, puede ser aproximado por un solo rayo [44]. El DTMR aproxima por un simple rayo la radiación emitida por un elemento de superficie en un conjunto de ángulos sólidos. [40]

Las principales ventajas del DTRM son tres: se trata de un modelo relativamente simple, se puede incrementar la precisión mediante el aumento del número de rayos, y se aplica a una amplia gama de espesores ópticos. [40]

La ecuación para el cambio de intensidad radiante dI a lo largo de un camino ds , con el índice de refracción igual a la unidad, se expresa como:

$$\frac{dI}{ds} + a I = \frac{a \sigma T^4}{\pi} \quad (3.86)$$

Donde:

a : es el coeficiente de absorción de gas.

I : es la intensidad radiante.

T : es la temperatura local del gas.

σ : es la constante de Stefan-Boltzmann $5.669 \times 10^{-8} \left[\frac{W}{m^2 K^4} \right]$

El DTRM integra la ecuación 3.87 a lo largo de una serie de rayos que emanan las superficies de limitación. Si a es constante a lo largo del rayo, $I(s)$ se calcula como:

$$I(s) = \frac{\sigma T^4}{\pi} (1 - e^{-as}) + I_0 e^{-as} \quad (3.87)$$

Donde:

I_0 : es la intensidad radiante en el inicio de la trayectoria incrementable, que se determina mediante la condición de entorno apropiado.

La fuente de energía en el fluido debido a la radiación se calcula sumando el cambio de intensidad a lo largo de la trayectoria de cada rayo que se traza a través del volumen de control de fluido.

El trazado de rayos, técnica utilizada en el DTRM, proporciona una predicción de la transferencia de calor por radiación entre las superficies sin cálculos del factor de vista explícito. Principalmente, la precisión del modelo DTRM está limitada por el número de rayos trazados y la malla computacional que utiliza el modelo.

Las trayectorias de los rayos se calculan y almacenan antes del cálculo del flujo del fluido. En cada superficie radiante, se discretizan los ángulos polares y azimutales de los rayos (ver la figura 3.4). Para cubrir el hemisferio radiante, se varía θ entre 0 y $\frac{\pi}{2}$, y ϕ desde 0 a 2π . A continuación, cada rayo se traza para determinar los volúmenes de control que intercepta, así como de su longitud dentro de cada volumen de control. [44]

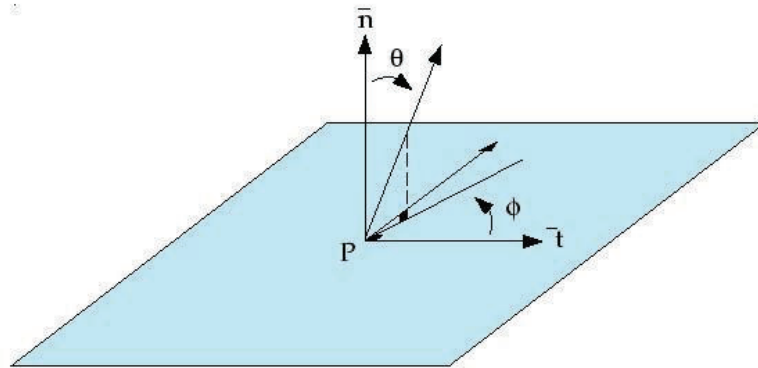


Figura 3.4. Definición del ángulo sólido alrededor de un punto semiesférico P.
(Fuente: <http://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/th/node114.htm>)

Las temperaturas de la superficie y de los volúmenes en una determinada zona se calculan con las siguientes ecuaciones:

$$T_{sc} = \left(\frac{\sum_f A_f T_f^4}{\sum A_f} \right)^{1/4} \quad (3.88)$$

$$T_{vc} = \left(\frac{\sum_c V_c T_c^4}{\sum V_c} \right)^{1/4} \quad (3.89)$$

Donde:

T_{sc} : es la temperatura de la superficie en una determinada zona.

T_{sc} : es la temperatura del volumen en una determinada zona.

A_f : es el área diferencial de una zona f .

T_f : es la temperatura en el área diferencial.

V_c : es el volumen diferencial en una celda c .

T_c : es la temperatura en el volumen diferencial.

El flujo de calor radiativo neto de la superficie q_{out} en un punto P se calcula con:

$$q_{out} = (1 - \varepsilon_w) q_{in} + \varepsilon_w \sigma T_w^4 \quad (3.90)$$

Donde:

T_w : es la temperatura de la superficie del punto P .

ε_w : es la emisividad de la entrada y es una condición de borde.

q_{in} : el flujo de calor reflejado de la superficie.

Una condición de borde que se debe considerar también es la intensidad de radiación I_0 de un rayo que emana en un punto P . [44]

$$I_0 = \frac{q_{out}}{\pi} \quad (3.91)$$

3.7. Simulación del muro Trombe

El desarrollo del modelo de simulación de un muro Trombe requiere de varios elementos que se va a describir en esta sección. Se aplica la técnica de la dinámica de fluidos computacional (CFD) para la validación del modelo desarrollado al compararlo con los resultados experimentales obtenidos del módulo didáctico.

3.7.1. La dinámica de fluidos computacional (CFD)

La dinámica de fluidos computacional o CFD (acrónimo de las palabras inglesas Computational Fluid Dynamics) es el método que utiliza un procesador u ordenador para la simulación del movimiento de los fluidos, transferencia de calor, reacciones químicas o en general el comportamiento físico de los fluidos. El comportamiento físico de los fluidos

se puede expresar en términos matemáticos como las ecuaciones diferenciales ordinarias o integro-diferenciales que son complejas de resolver analíticamente. [37]

Las técnicas de CFD han evolucionado a pasos enormes en las últimas décadas, se han mejorado los programas computacionales e incorporado software libre. El avance de las comunicaciones ha permitido que se reduzca el tiempo de aprendizaje en programación, investigación y experimentación con software libre. [18]

Los métodos numéricos o técnicas numéricas permiten obtener una solución aproximada al discretizar las ecuaciones diferenciales en ecuaciones algebraicas que serán resueltas mediante los algoritmos apropiados ejecutados por lo general en computadores. Una de las ventajas que ofrece el CFD es el bajo costo que presenta la simulación de prototipos en comparación con ensayos de modelos a escala real y existe la libertad para modificar las condiciones de contorno y se obtiene la información de todas las variables en diversas situaciones que no se podrían desarrollar experimentalmente.

La desventaja con los CFD es fijar los parámetros adimensionales en los experimentos para que coincida con el caso que se quiere analizar. Se requiere un análisis profundo del proceso y de las variables para determinar los valores empíricos, por ejemplo el número de Rayleigh.

El punto de inicio de todo método numérico es el modelo matemático de un fenómeno físico que se desea estudiar y que generalmente se expresa en forma de ecuaciones diferenciales, en derivadas parciales o ecuaciones integro-diferenciales junto con las condiciones de borde. El ordenador es una máquina finita que no puede manejar ecuaciones en derivadas parciales con variables continuas en el espacio y el tiempo, por esta razón, se procede a realizar la discretización temporal y espacial, transformando las ecuaciones diferenciales en algebraicas. La solución que se obtiene no será continua, se expresa por una serie discreta de valores tanto en el espacio como en el tiempo [36]. Tanto en los flujos estacionarios como no estacionarios se debe proceder a la discretización espacial para obtener la solución numérica. [37]

3.7.2. Software y hardware

La simulación por CFD del modelo de muro Trombe requiere de software y hardware computacional para la resolución del modelo matemático.

Los recursos computacionales utilizados en la simulación del muro Trombe clásico se describen a continuación.

Software

Se ha seleccionado un programa comercial de CFD para realizar los cálculos para un sistema de muro Trombe clásico. Se eligió el programa ANSYS Fluent que es una potente herramienta de software de dinámica de fluidos computacional (CFD). Fluent incluye capacidades de modelado físico bien validadas para ofrecer resultados rápidos y precisos en la más amplia gama de aplicaciones CFD y multifísicas. [44]



Figura 3.5. Ansys Fluent 17.2 Inicio del programa.
(Fuente: Ansys Fluent, 2017)

La versión utilizada de *ANSYS Fluent* es la 17.2 (ver figura 3.5.) con una licencia *Academic* que tiene una validez de 1 año desde su instalación en un computador. Los cálculos numéricos se han realizado con geometrías bidimensionales (2D) generadas en los paquetes informáticos del Ansys Fluent y son: ANSYS® Mechanical™, ANSYS® CFD™, ANSYS®Autodyn®, ANSYS® Workbench™, ANSYS® DesignModeler™ y ANSYS®DesignXplorer™ de FLUENT. [44]

Estos complementos del software Fluent permite la definición previa de la geometría, la configuración de los materiales y las características térmicas y propiedades físicas de los elementos que conforman el modelo; también, permite la determinación del mallado, la parametrización del modelo, la configuración de las condiciones de borde, el procesamiento y cálculo numérico, así como el post procesamiento de los resultados. [16]

El programa Fluent resuelve las variables del flujo para una gran variedad de problemas imponiendo las correspondientes condiciones de contorno y parámetros de resolución adecuados para el modelo del fluido que se esté trabajando. El programa resuelve las ecuaciones de estado utilizando un método de volúmenes finitos en 3D o elementos finitos

para 2D, se puede elegir entre resolución de todas las ecuaciones a la vez o resolución por separado de las ecuaciones. También permite elegir entre una discretización de primer o segundo orden de precisión espacial. La turbulencia en los fluidos y la radiación en las superficies se puede resolver por distintos modelos. El post procesado de los resultados permite generar gráficas y representaciones de las variables obtenidas y con esta información generar secuencias y animaciones gráficas. [16]

El programa Ansys Fluent versión 17.2 se instaló en el sistema operativo Windows 10. Los requerimientos detallados del programa se pueden verificar en el Anexo 7.

Hardware

El programa Ansys Fluent 17.2 puede ser instalado en computadores de escritorio o portátiles contemporáneas. La versión utilizada se ejecuta bajo el sistema operativo Windows 10. La simulación en 2D del muro Trombe clásico se ha resuelto en un computador personal escritorio, Intel(R) Core(TM) i7-4790, CPU @3.60GHz, 4 GHz. La memoria RAM de este equipo es de 8,00 GB. El detalle de las características técnicas se encuentra en el Anexo 8.

3.7.3. Descripción de la geometría del modelo de simulación numérica

La geometría del modelo de simulación incluye la forma y dimensiones del modelo, la determinación de las superficies del fluido y de la masa térmica, así como la configuración de las propiedades térmicas y físicas de los elementos que conforman el sistema. Los parámetros están en base a las dimensiones y características constructivas del módulo didáctico de muro Trombe clásico construido.

El Ansys Fluent permite la importación de la forma del modelo o se puede dibujar directamente como se muestra en la figura 3.6.

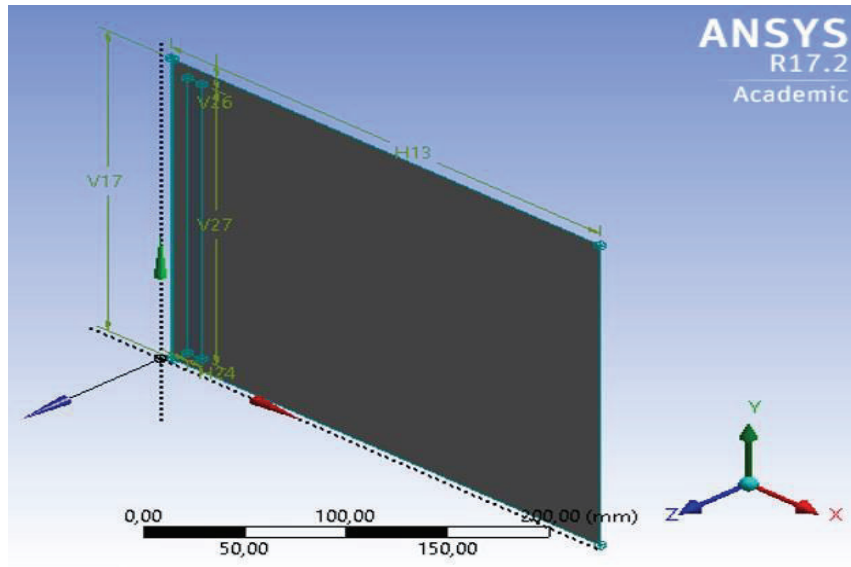


Figura 3.6. Geometría del modelo en 2D.
(Fuente: Ansys Fluent, 2017)

El programa crea automáticamente variables para cada una de las formas y dimensiones creadas. En la figura 3.7 se muestran las variables creadas para el modelo de muro Trombe y en la tabla 3.1 están valores de cada una de las variables.

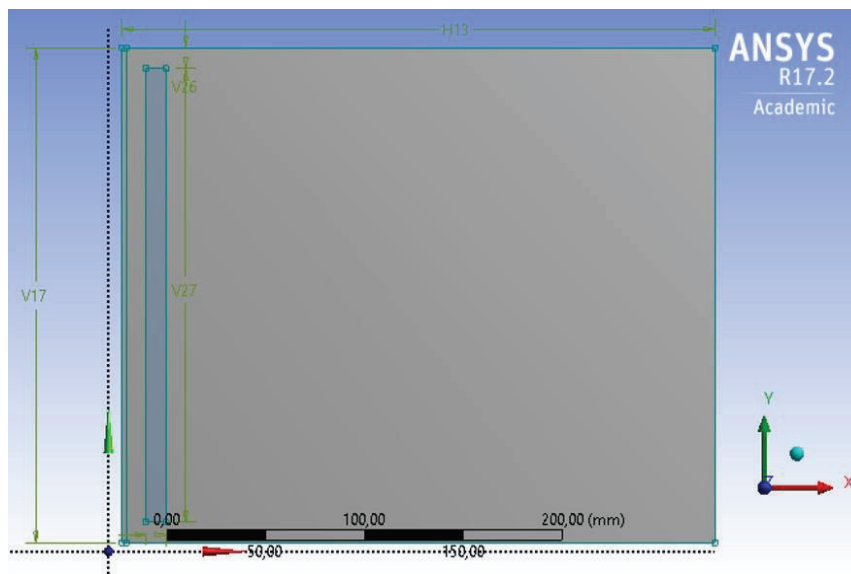


Figura 3.7. Variables dimensionales del modelo de simulación.
(Fuente: Ansys Fluent, 2017)

Tabla 3.1. Dimensionales y variables del modelo.

VARIABLE	DIMENSIONES
H13	275 mm
H24	12 mm
V17	240 mm
V26	10 mm
V27	220 mm

(Fuente: Simulación muro Trombe, 2017)

El siguiente paso es delimitar los elementos. En la figura 3.8 se muestra el área donde el fluido del modelo (aire) y en la figura 3.9 la superficie de la masa térmica (yeso).

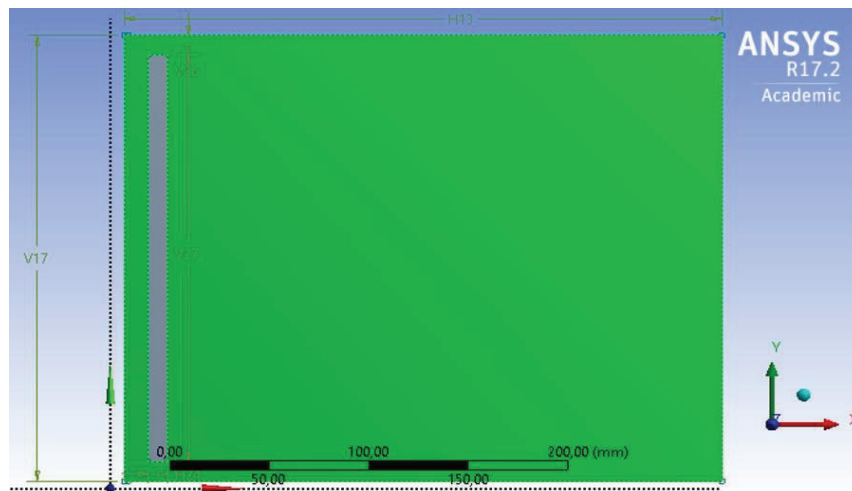


Figura 3.8. Superficie del fluido (aire).
(Fuente: Ansys Fluent, 2017)

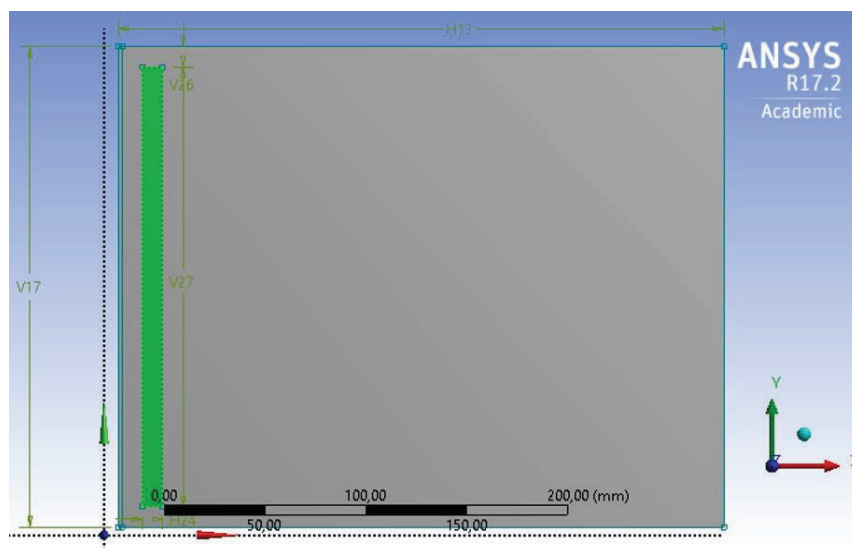


Figura 3.9. Superficie de la masa térmica (yeso)
(Fuente: Ansys Fluent, 2017)

Las secciones del modelo se definen de acuerdo a las condiciones de la simulación. La figura 3.10. muestra la configuración de la superficie acristalada (superficie interna del vidrio) como la sección de entrada o inicio de la simulación; y, la figura 3.11. muestra la sección de aislamiento compuesta por el techo, las paredes y el piso.

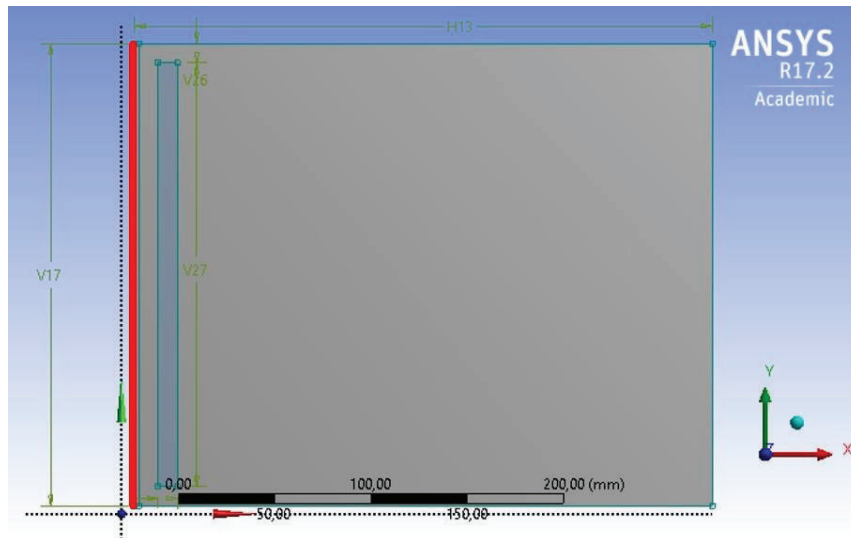


Figura 3.10. Sección de entrada.
(Fuente: Ansys Fluent, 2017)

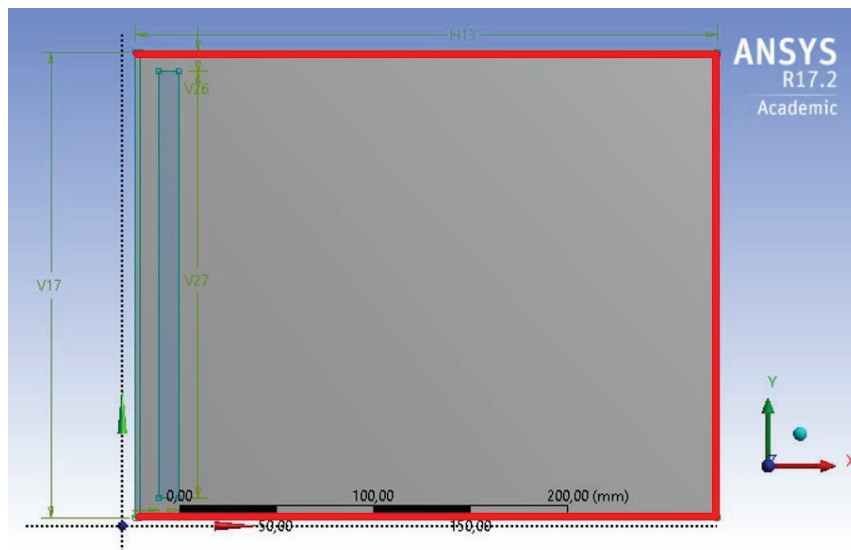


Figura 3.11. Secciones de aislamiento.
(Fuente: Ansys Fluent, 2017)

3.7.4. Principales características del mado

La malla o mado es esencialmente una representación discreta del dominio geométrico del problema. La malla divide el dominio en un número finito de subdominios (elementos, volúmenes de control, nodos, etc.). [36]

La selección del tipo de malla se realiza en base de 2 criterios principales que son: las características geométricas de cada elemento y el comportamiento del flujo que se analiza. La geometría del muro Trombe clásico es simple, de perfiles rectos y bastante regular por lo cual una malla estructurada es la mejor alternativa. [28]

El análisis realizado en el capítulo 2 para la construcción del módulo didáctico permite caracterizar el fluido en el sistema. Se tiene flujos ascendentes en el canal colector y turbulentos al ingreso e interior del recinto. Estos flujos se generan por la diferencia de temperatura entre las superficies que indican el desarrollo de una capa límite térmica y una capa límite de velocidad en las zonas próximas a las superficies. Por esta razón, se requiere que, la simulación en las zonas próximas a las superficies se analice con un mallado más fino (mayor número de celdas). Un mallado fino permite simular con exactitud la capa límite del flujo hasta la subcapa laminar. [30]

En la masa térmica la transferencia de calor se realiza por conducción; lo que indica una dependencia de las propiedades térmicas del material. La caracterización del comportamiento térmico del muro es estable, por lo tanto la elección de un mallado fino dependerá únicamente del tiempo de procesamiento que conlleva el tamaño de las celdas. [25]

Malla estructurada

Una malla estructurada está formada por un conjunto de nodos (o volúmenes de control) que pueden ser identificados de forma única mediante un grupo de índices ordenados (i, j, k) en 3D o (i, j) en 2D. Es un tipo de malla simple y equivalente a una malla cartesiana en la que cada nodo P de la malla tiene 4 nodos vecinos en 2D y 6 en 3D; a los cuales se accede variando los índices (i, j, k) de P en ± 1 . [45]

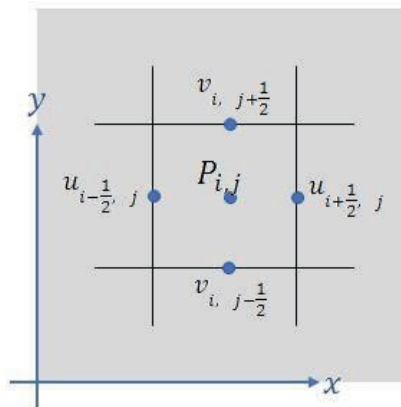


Figura 3.12. Discretización de malla bidimensional.
(Fuente: Introduction to Fluid Mechanics, Nakayama, 2000)

La desventaja de la malla estructurada sólo se puede utilizar en dominios con geometrías simples y podrían perder información en regiones curvas. [36]

La configuración de la malla en el programa Ansys Fluent inicia con la selección de las superficies y la generación automática del mallado. El programa utiliza por defecto la malla estructurada. Una vez generada la malla se procede al refinamiento de cada superficie del modelo.

La malla del fluido (aire) se refina con los valores mostrados en la figura 3.13.

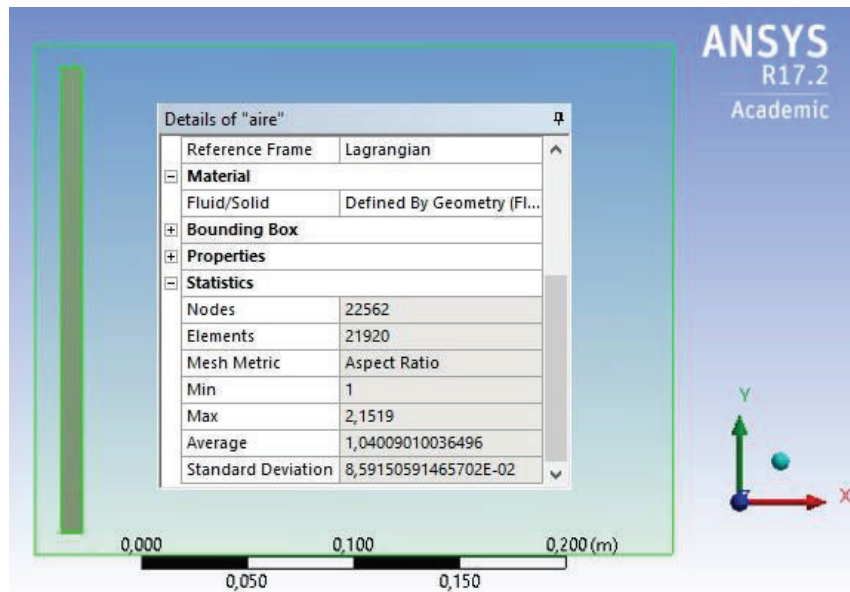


Figura 3.13. Mallado del fluido (aire).
(Fuente: Ansys Fluent, 2017)

Seleccionamos la malla del muro (yeso) y se refina con los valores mostrados en la figura 3.14.

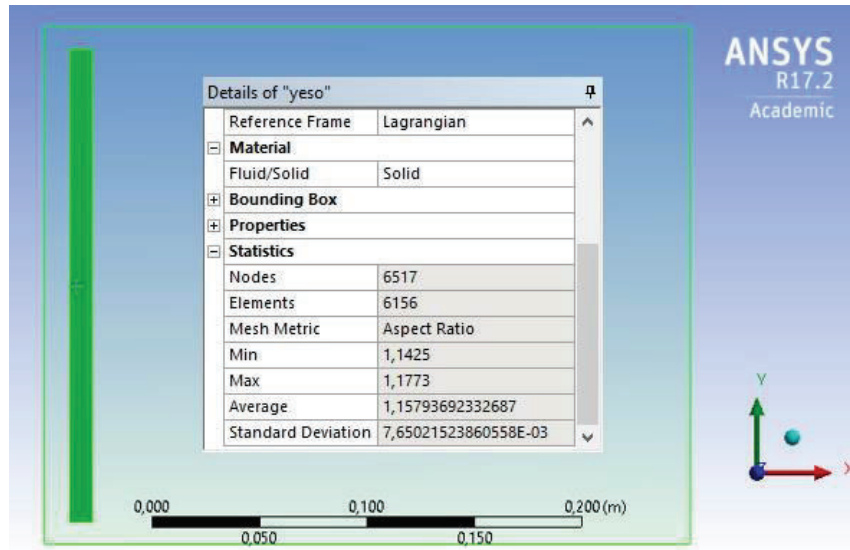


Figura 3.14. Mallado del muro (yeso).
(Fuente: Ansys Fluent, 2017)

El mallado final del modelo con los parámetros se puede verificar en la figura 3.15.

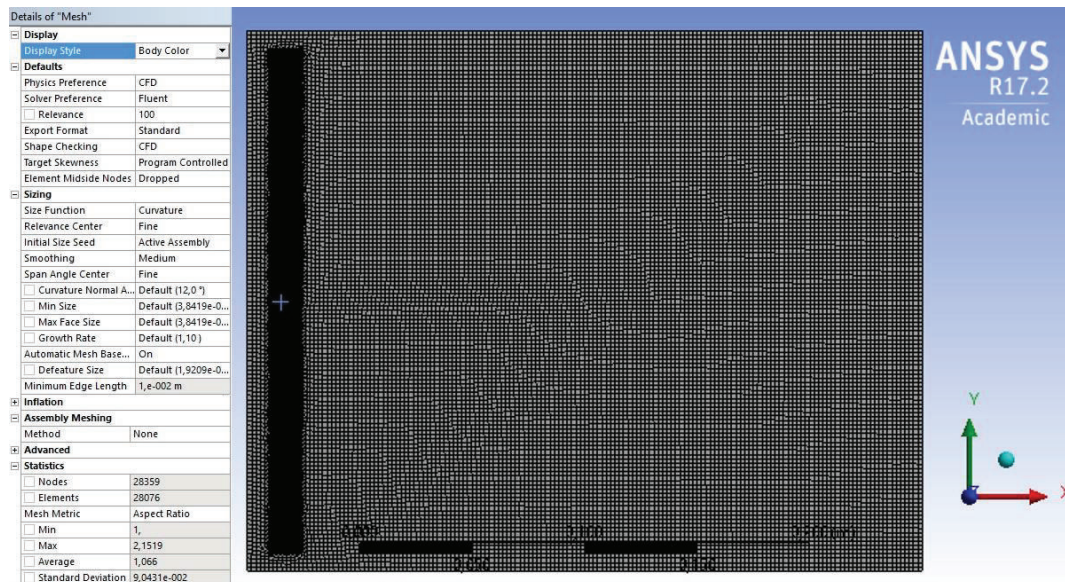


Figura 3.15. Mallado del modelo de muro Trombe.
(Fuente: Ansys Fluent, 2017)

La validación del mallado se puede verificar con los valores de la figura 3.16.

El mallado ideal de un modelo es aquel en el que la relación de aspecto es 1. Para que se considere adecuado un modelo, la relación de aspecto promedio debe ser cercano a uno y menor a tres. [44]

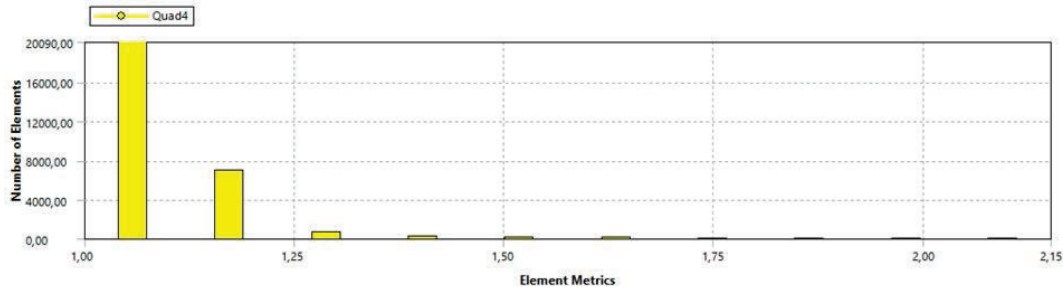


Figura 3.16. Validación de la malla.
(Fuente: Ansys Fluent, 2017)

El mallado generado para el modelo de muro Trombe tiene un aspecto de relación promedio igual a 1,066.

El valor mínimo de la ortogonalidad de la celda es un indicador importante para la calidad de la malla. Los valores para la ortogonalidad pueden variar entre 0 y 1 con valores más bajos que indican una menor calidad. En general, la ortogonalidad mínima no debe ser menor a 0,01 y el valor medio no deberá estar muy alejado de este valor la realización de una simulación robusta. El mallado generado tiene una ortogonalidad entre 0,961807 y 0,0381926 como se observa en la figura 3.17.

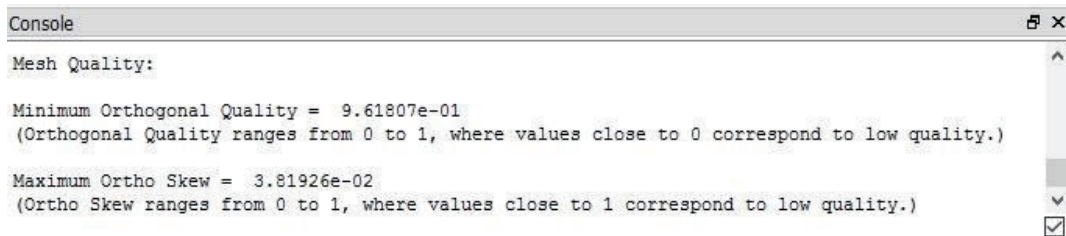


Figura 3.17. Ortogonalidad de la malla.
(Fuente: Ansys Fluent, 2017)

3.7.5. Parametrización del modelo

La parametrización inicial del modelo es la identificación de la geometría en 2 dimensiones (2D) o 3 dimensiones (3D). El programa Ansys Fluent reconoce automáticamente la geometría diseñada y deshabilita las opciones que no se requiere.

Para el modelo de muro Trombe las configuraciones del programa se muestran en la figura 3.18.

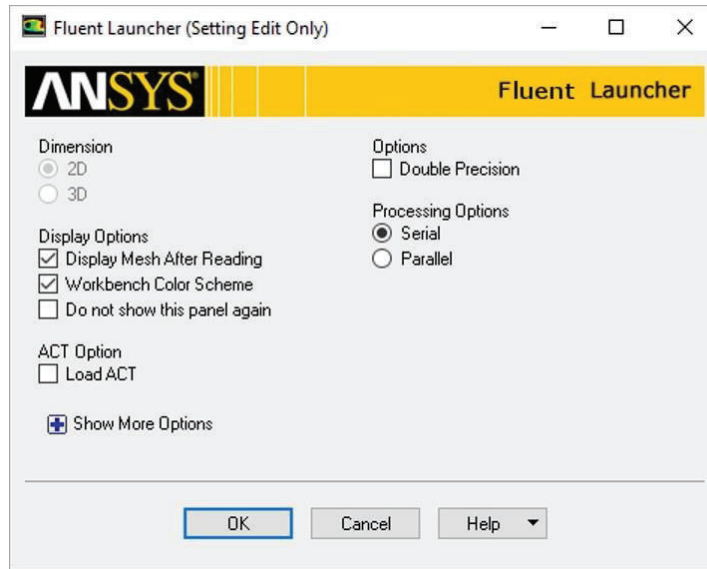


Figura 3.18. Configuración del modelo en Ansys Fluent.
(Fuente: Ansys Fluent, 2017)

Configuración general para el análisis CFD

En esta parte se configura los parámetros de la malla y la resolución. Los valores preestablecidos del programa se muestran en la figura 3.19.

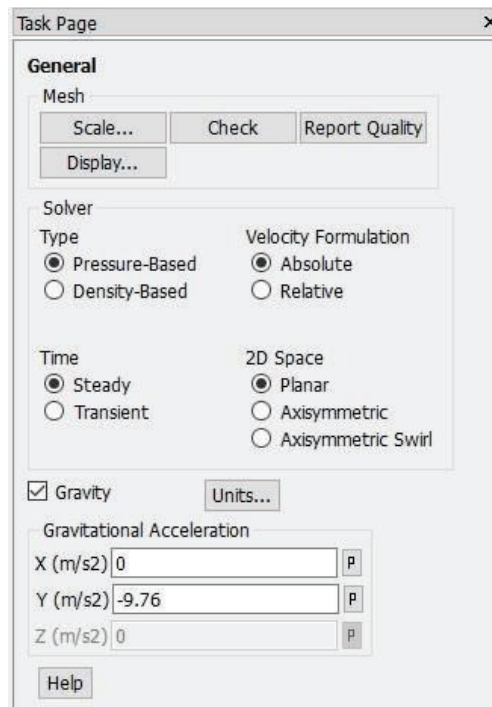


Figura 3.19. Configuración general
(Fuente: Ansys Fluent, 2017)

Se define el parámetro de la aceleración gravitacional con: $Y(m/s^2) = -9,76$ que corresponde a la ciudad de Quito. Los parámetros adimensionales basados en el efecto de flotabilidad por convección natural se ajustan con el valor de la aceleración gravitacional. [44]

El programa convierte y exporta automáticamente las medidas utilizadas en la geometría por lo que no se requiere la modificación de las unidades de longitud del modelo. Únicamente se configura la unidad de la variable temperatura T a grados Celsius [$^{\circ}C$].

Configuración de los modelos para la simulación CFD

Se habilita el modelo de energía para activar los parámetros relacionados con la transferencia de calor y variación de la densidad del material (observar la figura 3.20).

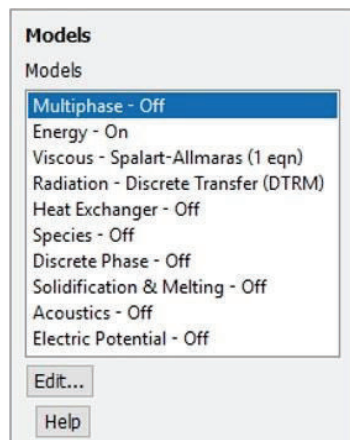


Figura 3.20. Configuración del modelo.
(Fuente: Ansys Fluent, 2017)

El modelo viscoso permite establecer parámetros para no viscoso, laminar y flujo turbulento. Se selecciona el modelo Spalart-Allmaras ya que es un modelo relativamente simple que resuelve una ecuación de transporte y emplea el enfoque de Boussinesq. Es la mejor opción para simulaciones con mallado donde los cálculos de flujos turbulentos no son críticos y con número de Reynolds bajo ($R_e < 2100$). Los valores de las constantes de la ecuación de transporte para el modelo Spalart-Allmaras, se cargan automáticamente como se muestra en la figura 3.21.

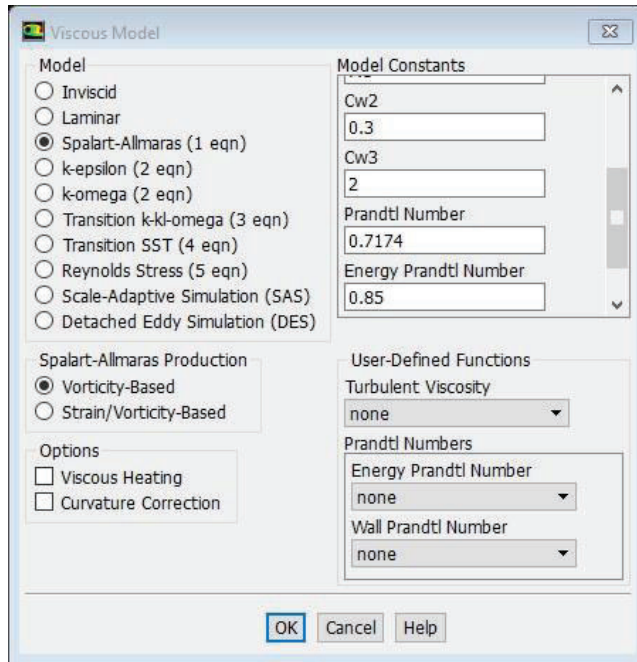


Figura 3.21. Modelos y parámetros turbulentos en el Ansys Fluent.
(Fuente: Ansys Fluent, 2017)

Por defecto, está activado la producción basada en vorticidad que calcula el valor del tensor de deformación S de las ecuaciones 3.78. del modelo. No se requiere para el modelo las opciones de calefacción viscosa ni ecuaciones adicionales.

Para el modelo de radiación se selecciona el modelo discreto DTMR tomando en cuenta las siguientes limitaciones al utilizar Ansys Fluent:

- La reflexión de la radiación incidente en la superficie es isotrópica.
- El efecto de la dispersión no está incluido.
- La aplicación supone la radiación como cuerpos grises.
- La solución de un problema con un gran número de rayos es dependiente del procesador de la CPU.
- DTRM no es compatible con el procesamiento en paralelo. [44]

Se utiliza en el modelo los parámetros de las iteraciones que se cargan por defecto y se muestran en la figura 3.22.

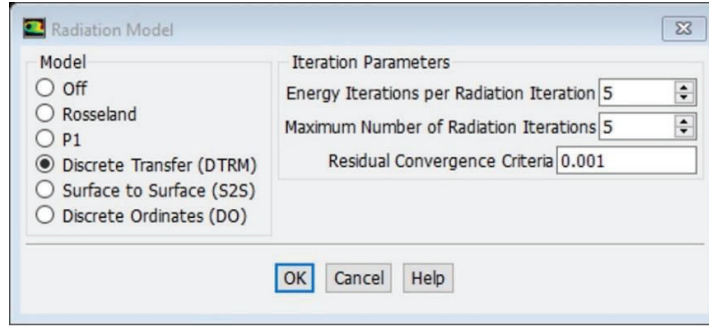


Figura 3.22. Modelo de radiación en el Ansys Fluent.
(Fuente: Ansys Fluent, 2017)

El modelo DTRM genera un archivo de radiación que se utiliza en la simulación. Este archivo contiene la discretización angular, el número de iteraciones y la convergencia residual del modelo.

Configuración de los materiales para la simulación CFD

En esta parte se configura el material y las propiedades de cada uno de los elementos que conforman el modelo, como se muestra en la figura 3.23.

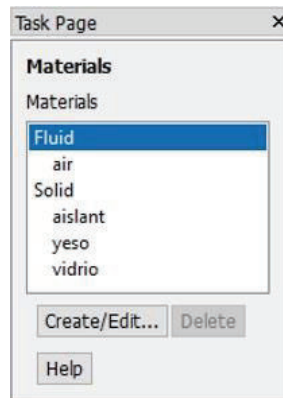


Figura 3.23. Elementos del modelo.
(Fuente: Ansys Fluent, 2017)

Se determina las propiedades termodinámicas del aire como variables dependientes de la temperatura y expresadas de forma polinómica. El rango de temperaturas utilizado es de 0 [°C] hasta 120 [°C], a 1 [atm]. (Anexo 5).

$$\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right] = 0,0000100858 T^2 - 0,0099702824 T^1 + 3,2608458956 \quad (3.92)$$

$$C_p \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right] = -0,0000000802 T^4 + 0,0001156940 T^3 - 0,0615748049 T^2 + 14,3771494918 T^1 - 238,6617976969 \quad (3.93)$$

$$v \left[\frac{m^2}{s} \right] = 0,000000000091608 T^2 + 0,000000037750966 T^1 - 0,000003783383240 \quad (3.94)$$

$$k \left[\frac{W}{m \cdot K} \right] = -0,0000000247 T^2 + 0,0000891191 T^1 + 0,0011374933 \quad (3.95)$$

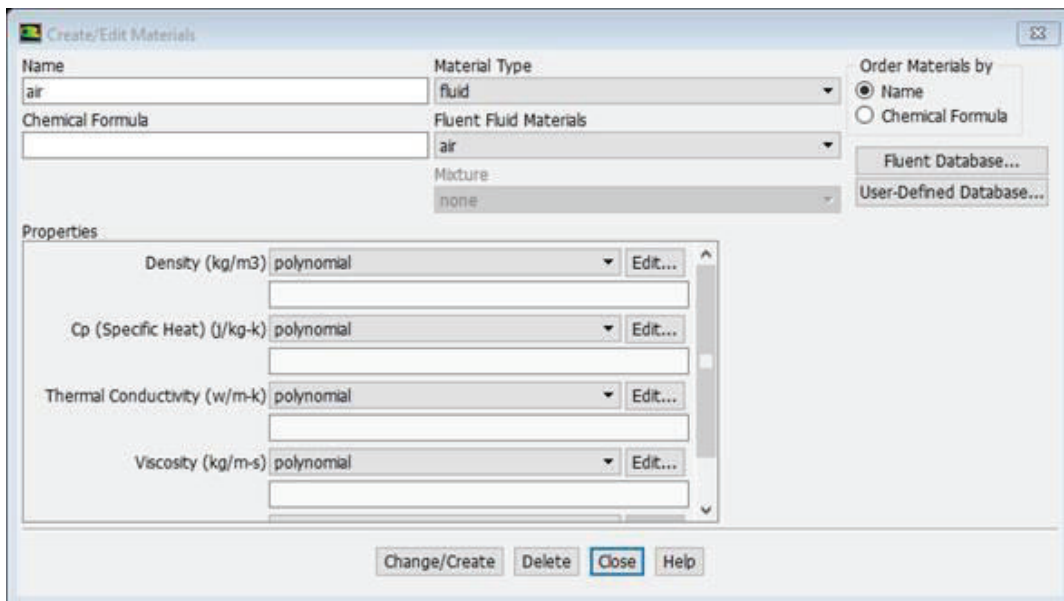


Figura 3.24. Configuración de las propiedades termodinámicas del aire.
(Fuente: Ansys Fluent, 2017)

Las propiedades físicas del aislante (melamínico) configuradas para el modelo y que corresponden al material utilizado para las paredes, piso y techo del módulo didáctico son:

$$\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right] = 760$$

$$C_p \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right] = 2800$$

$$k \left[\frac{W}{m \cdot K} \right] = 0,42$$

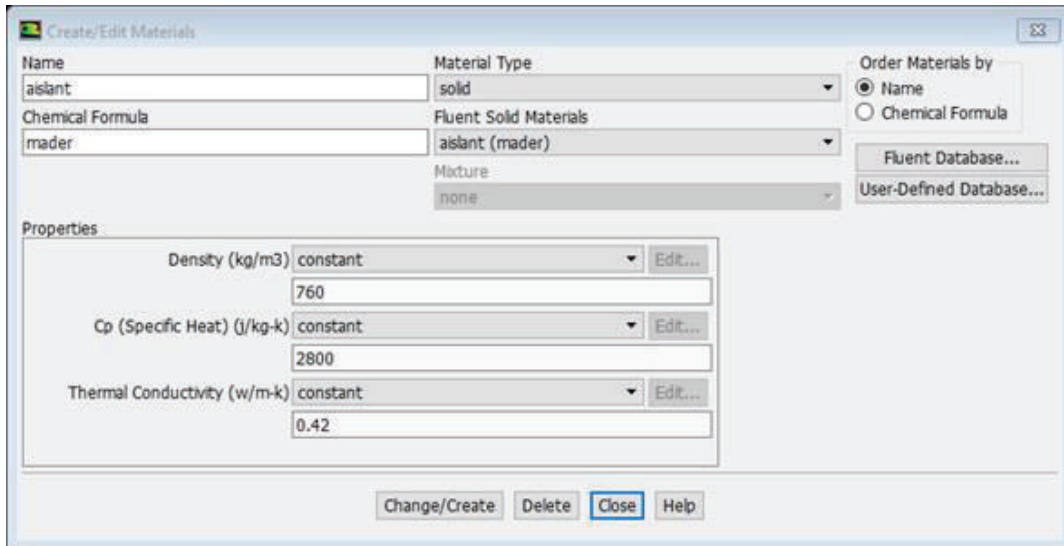


Figura 3.25. Configuración de las propiedades físicas del aislante.
(Fuente: Ansys Fluent, 2017)

Las propiedades físicas del yeso (masa térmica) configuradas para el modelo que corresponden al material utilizado en el muro del módulo didáctico son:

$$\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right] = 1800$$

$$C_p \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right] = 837$$

$$k \left[\frac{W}{m \cdot K} \right] = 0,81$$

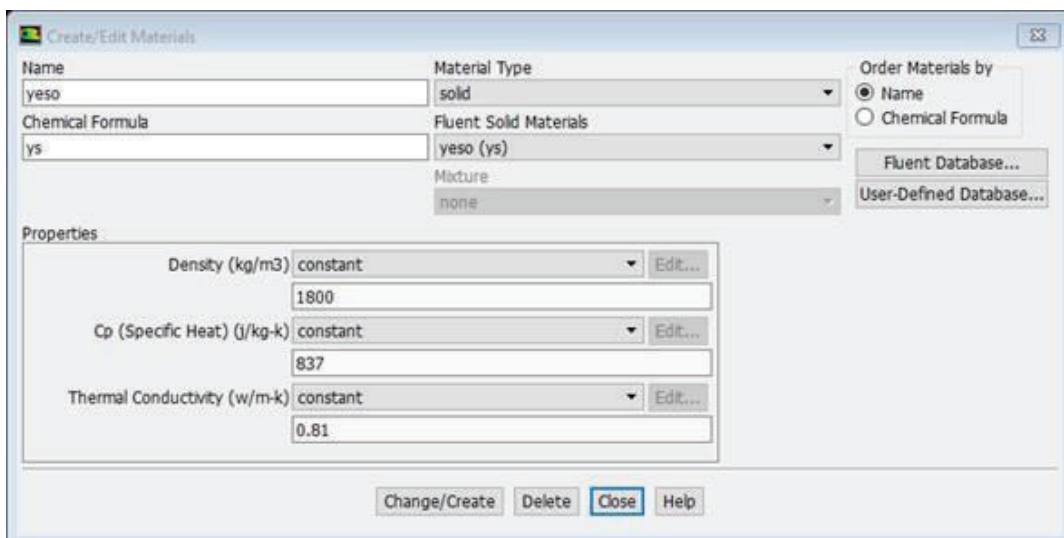


Figura 3.26. Configuración de las propiedades físicas del yeso.
(Fuente: Ansys Fluent, 2017)

Las propiedades físicas del vidrio (superficie acristalada) configuradas para el modelo que corresponden al material utilizado en el módulo didáctico son:

$$\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right] = 2700$$

$$C_p \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right] = 750$$

$$k \left[\frac{W}{m \cdot K} \right] = 0,8$$

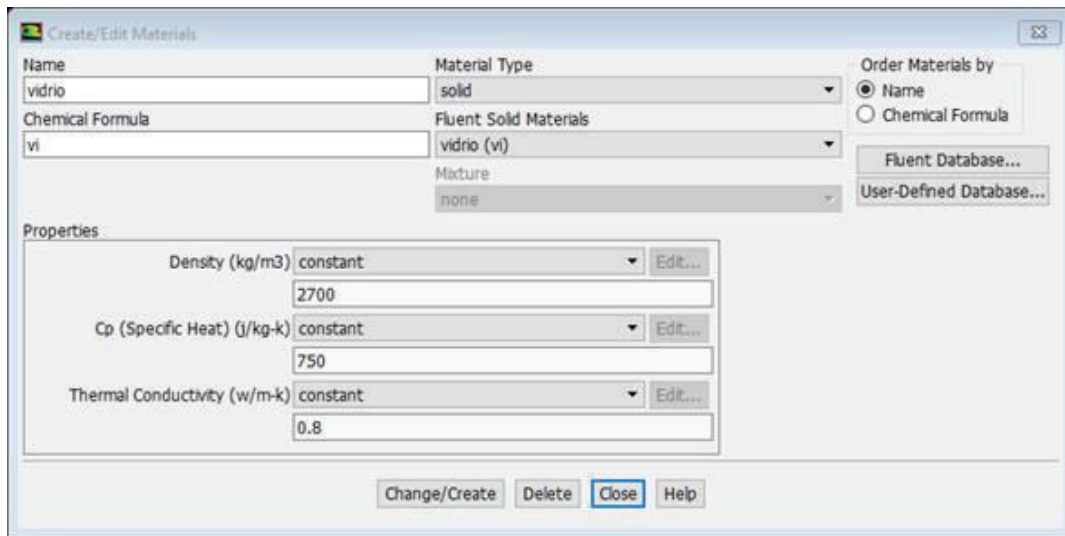


Figura 3.27. Configuración de las propiedades físicas del vidrio.
(Fuente: Ansys Fluent, 2017)

Condiciones de borde

La primera configuración es establecer el ambiente en el que se va a desarrollar la simulación. Se habilita la opción de gravedad y se asigna el valor de la aceleración gravitacional (según el eje coordenado correspondiente) y se reemplazan los valores de presión y temperatura ambiente. Los valores para el modelo son:

$$g \left[\frac{m}{s^2} \right] = -9.76$$

$$T [^{\circ}C] = 15.1$$

$$P [Pa] = 0,8$$

No se especifica un valor a la densidad ρ debido a que se parametrizó con las características térmicas del fluido (aire).

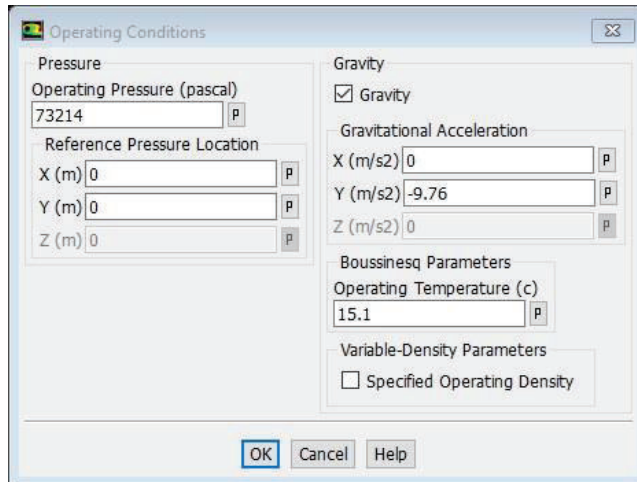


Figura 3.28. Condiciones de operación.
(Fuente: Ansys Fluent, 2017)

Las condiciones de borde se configuran por cada uno de los elementos que conforman el modelo. El panel para la selección de los elementos se muestra en la figura 3.29.

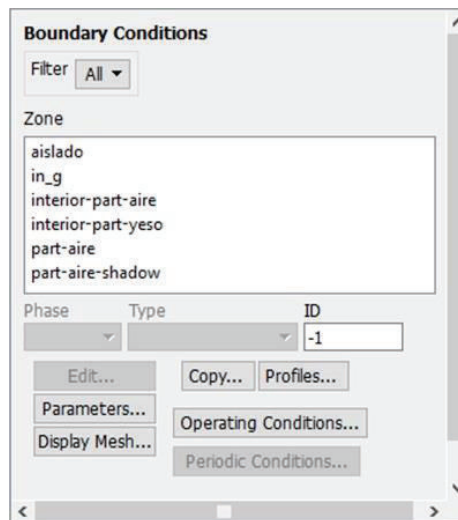


Figura 3.29. Panel de configuración de las condiciones de borde.
(Fuente: Ansys Fluent, 2017)

En la sección aislada se establece los parámetros a considerar: las paredes son sólidas, isotérmicas y adiabáticas; así como el espesor del muro y la temperatura ambiente. Los valores para la sección aislada son:

$$Temperature [^{\circ}C] = 15,1$$

$$Internal Emissivity = 0$$

$$Wall Thickness [m] = 0,015$$

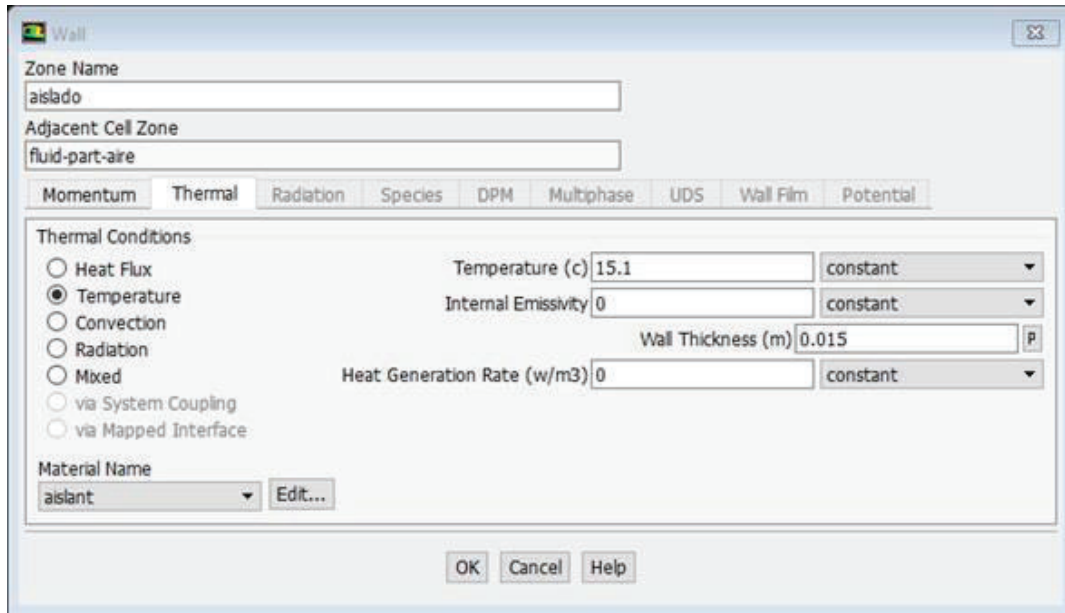


Figura 3.30. Configuración de la sección aislada.
(Fuente: Ansys Fluent, 2017)

La sección de entrada está configurada como muro con las características del vidrio. En esta sección se supone que la transferencia de calor se realiza por radiación y convección. El valor del coeficiente de transferencia de calor se calculó con la ecuación 2.56.

Los valores para la sección de entrada son:

$$\text{Heat Transfer Coefficient} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] = 2,6$$

$$\text{Free Stream Temperature} [^{\circ}C] = 15,1$$

$$\text{External Emissivity} = 1$$

$$\text{External Radiation Temperature} [^{\circ}C] = 80 \text{ (ver Anexo 10)}$$

$$\text{Internal Emissivity} = 0$$

$$\text{Wall Thickness} [m] = 0,002$$

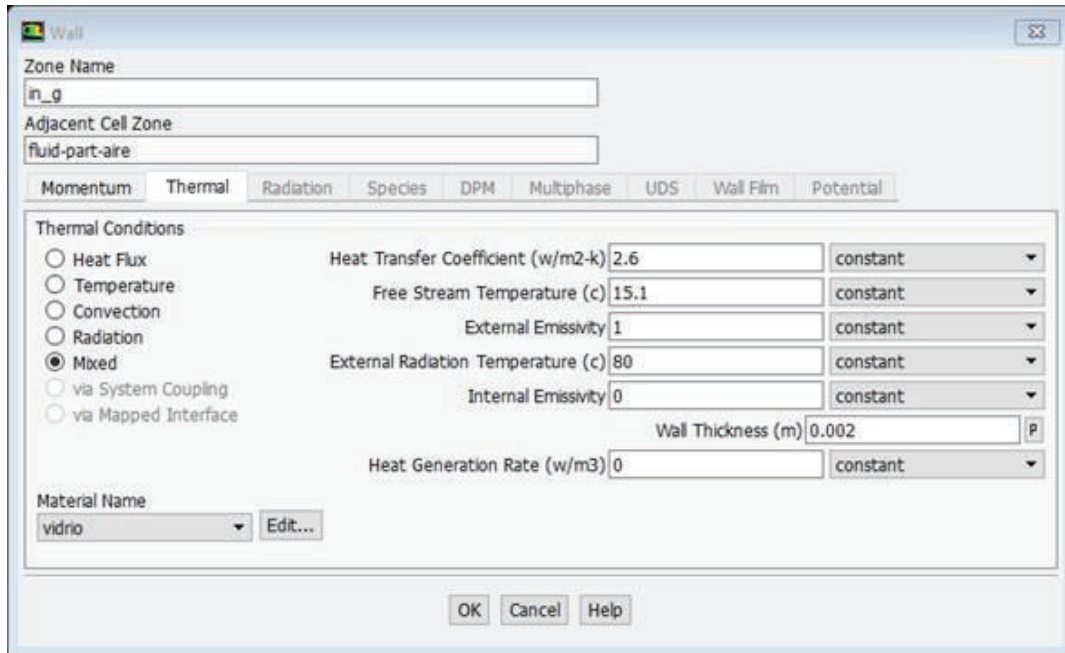


Figura 3.31. Configuración de la sección de entrada.
(Fuente: Ansys Fluent, 2017)

Además, para la simulación se considera que la temperatura de confort en el interior es de $18[^\circ\text{C}]$ la velocidad del aire sobre la superficie externa del vidrio es $0,1 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$ que satisface la norma para construcciones en el Ecuador. [7, p. 13]

3.7.6. Método de solución

El programa Ansys Fluent proporciona 4 algoritmos para la solución de modelos basados en el método de acoplamiento presión velocidad que son: SIMPLE, SIMPLEC, PISO y Coupled. El algoritmo SIMPLEC se utiliza para cálculos de estado estable mientras que el PISO se utiliza para cálculos de estado transitorio y estacionario. El algoritmo seleccionado para la simulación del muro Trombe es PISO. [44]

El algoritmo PISO (Presión-Implícito con División de Operadores), se basa en la relación aproximada entre la presión y velocidad del fluido.

El algoritmo PISO realiza dos correcciones adicionales (corrección vecino y corrección de asimetría), la corrección vecino satisface las ecuaciones de continuidad y en el momento de realizar correcciones en las proximidades de las velocidades. Estas correcciones incrementan el consumo de procesamiento por iteración, pero disminuye en gran medida las iteraciones necesarias para la convergencia en problemas transitorios. La corrección de asimetría realiza una relación aproximada entre la corrección del flujo de masa y la corrección de presión en los contornos de las celdas adyacentes. [44]

Al seleccionar el algoritmo PISO se activa por defecto el acoplamiento simultáneo de la corrección vecino y corrección de asimetría, la cual permite reducir el consumo de procesamiento. La configuración del modelo de solución se muestra en la figura 3.32.

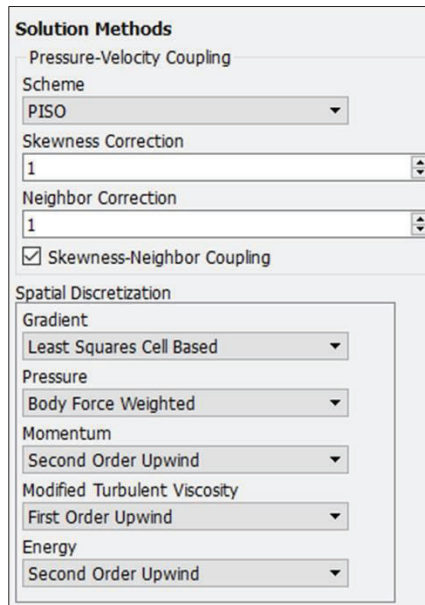


Figura 3.32. Configuración del método de solución.
(Fuente: Ansys Fluent, 2017)

El factor de relajación permite llegar a la convergencia de la simulación y se carga de manera automática. Estos factores son por defecto casi óptimos para el mayor número de problemas, sin embargo, existen casos particularmente no lineales en donde se requiere reducir los factores de relajación, como es el caso de flujos turbulentos o problemas de convección natural con un número alto de Rayleigh. Es indispensable iniciar con valores menores a los establecidos por defecto para garantizar la rápida convergencia de las operaciones.

Con valores mayores no se garantiza la continuidad en los cálculos por lo que tiende a la divergencia [44]. Los factores de relajación para el modelo son:

$$Pressure = 0,3$$

$$Density = 1$$

$$Body Forces = 1$$

$$Momentum = 0,7$$

$$Modified Turbulent Viscosity = 0,8$$

$Turbulent\ Viscosity = 1$

$Energy = 1$

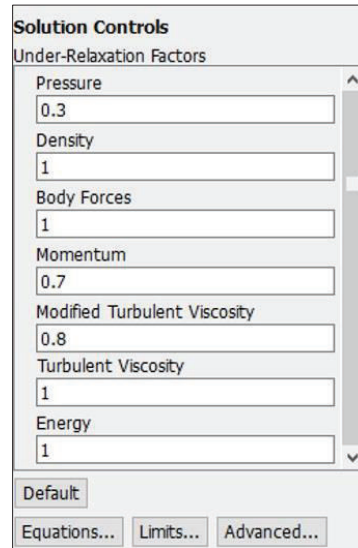


Figura 3.33. Factores de relajación.
(Fuente: Ansys Fluent, 2017)

3.7.7. Resultados

La simulación se realiza para un periodo de 600 [s] (en intervalos de 30[s]) para determinar las temperaturas $T_a, T_g, T_e, T_w, T_o, T_i, T_r, T_t$ y T_p al final de cada intervalo. La medición de las temperaturas se realiza de manera puntual según la ubicación de los sensores en el módulo didáctico en cada intervalo. El registro tabulado y las mediciones de las temperaturas se puede verificar en el Anexo 9.

La figura 3.34. muestra que la solución a convergido cuando cada variable alcanza el criterio de convergencia, el cual determina que el residuo de cada variable se reducirá a un valor menor a 10^{-3} excepto el residuo de energía que bajo el mismo criterio especifica un valor menor a 10^{-6} . [44]

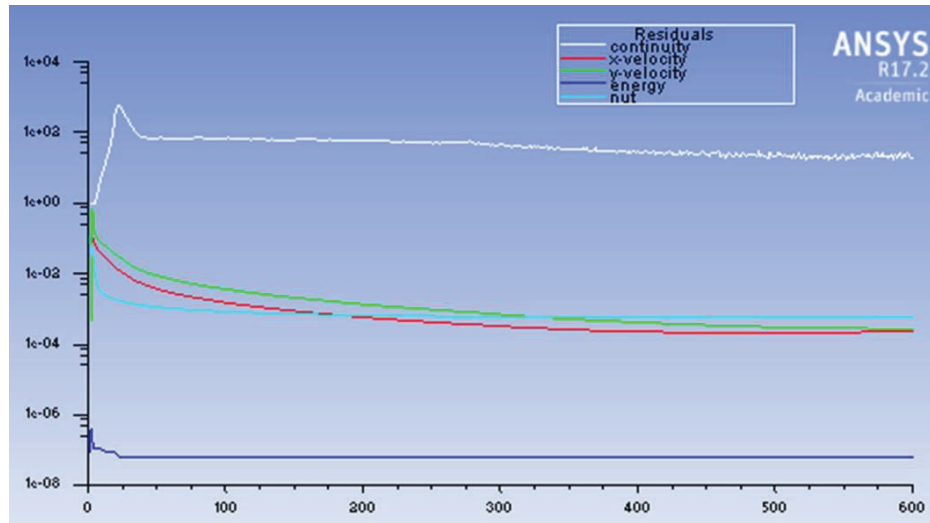


Figura 3.34. Historial de residuos de convergencia.
(Fuente: Ansys Fluent, 2017)

Los resultados de la simulación en 2 dimensiones del muro Trombe se muestran en las figuras 3.35., 3.36. y 3.37.

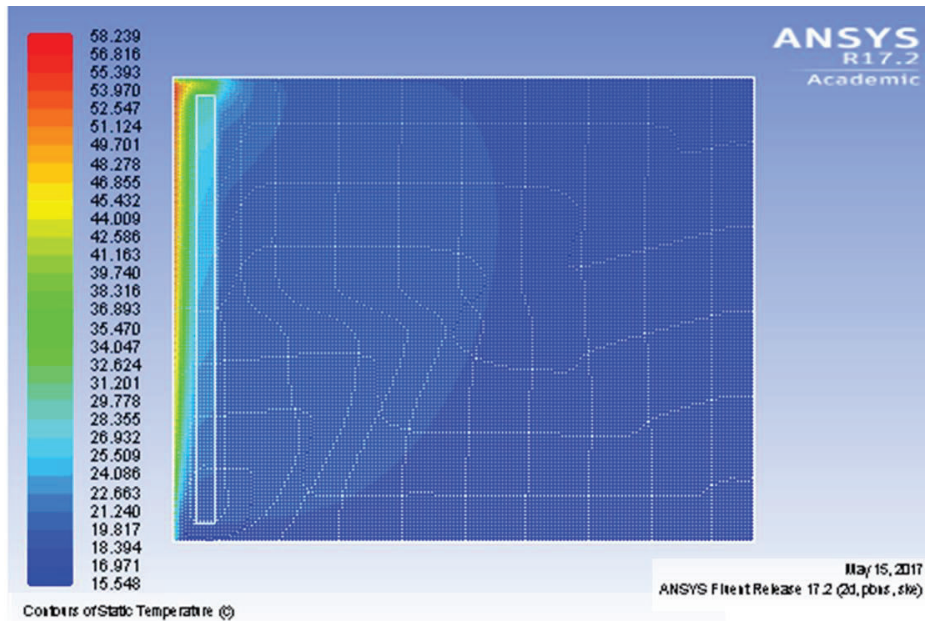


Figura 3.35. Simulación 2D del muro Trombe a 600[s].
(Fuente: Ansys Fluent, 2017)

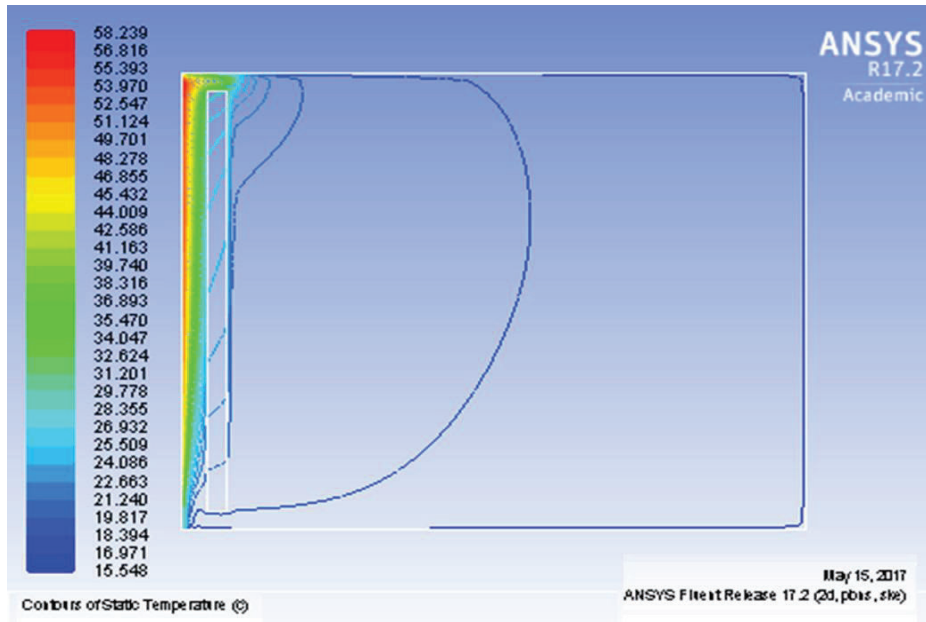


Figura 3.36. Simulación 2D Zonas de temperatura.
(Fuente: Ansys Fluent, 2017)

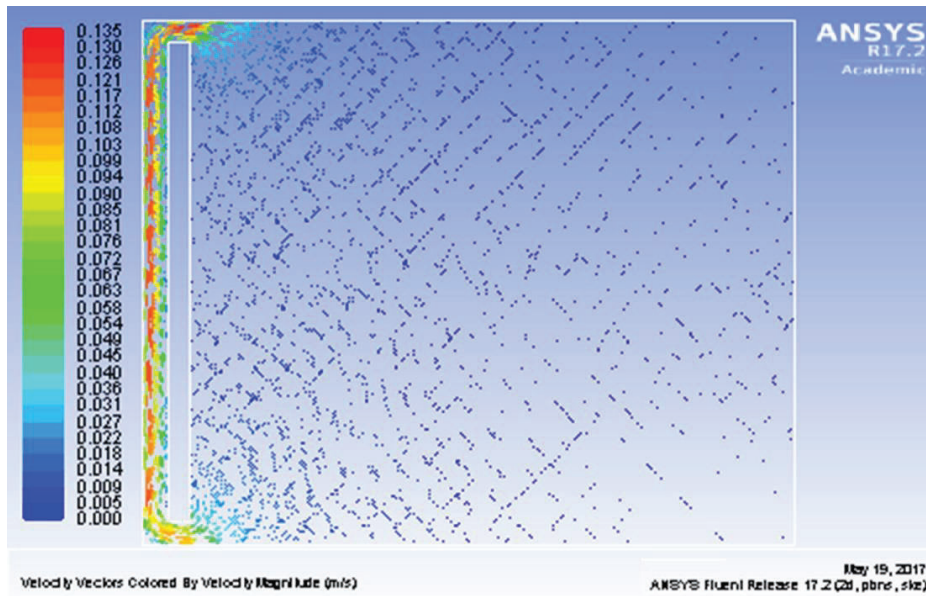


Figura 3.37. Simulación 2D Vectores de velocidad.
(Fuente: Ansys Fluent, 2017)

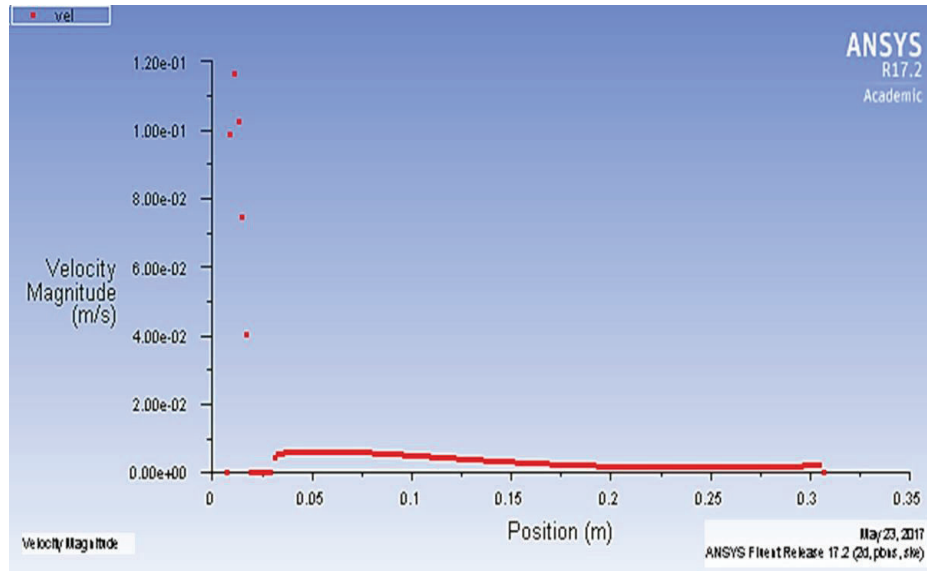


Figura 3.38. Curva de velocidad vs posición.
(Fuente: Ansys Fluent, 2017)

Efecto de flotabilidad

Los datos obtenidos de la simulación son:

$$g = 9,76 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$T_1 = 58,2 [^{\circ}C]$$

$$T_2 = 26 [^{\circ}C]$$

$$e = 0,01 [m]$$

$$H_g = 0,26 [m]$$

$$T_{promedio} = \frac{T_1 + T_2}{2} = 42,1 [^{\circ}C]$$

$$v = 0,00001722 \left[\frac{m^2}{s} \right] a T_{promedio}$$

$$Pr = 0,7248 a T_{promedio}$$

Reemplazamos estos valores en las correlaciones 2.36, 2.37, 2.39, y 2.43 se tiene:

$$\beta = \frac{1}{T_{promedio}} = \frac{1}{325,75 [K]} = 0,0030698$$

$$Gr = \frac{g \beta (T_1 - T_2) e^3}{v^2} = 3361,18$$

$$Ra_{simulación} = \frac{g \beta (T_1 - T_2) e^3}{\nu^2} \cdot Pr = 2436,28$$

$$\frac{H_g}{e} = 26$$

$$Nu = 0.42 Ra^{1/4} Pr^{0.012} \left(\frac{H_g}{e}\right)^{-0.3}$$

$$Nu_{simulación} = 1,106$$

El cálculo del número de Rayleigh experimental se lo realiza con $T_2 = 26[^\circ C]$ del valor simulado debido a que el módulo no cuenta con un sensor para medir la temperatura del muro.

$$g = 9,76 \left[\frac{m}{s^2}\right]$$

$$T_1 = 53,9[^\circ C]$$

$$T_2 = 26[^\circ C]$$

$$e = 0,01[m]$$

$$H_g = 0,26[m]$$

$$T_{promedio} = \frac{T_1 + T_2}{2} = 39,95[^\circ C]$$

$$\nu = 0,00001702 \left[\frac{m^2}{s}\right] a T_{promedio}$$

$$Pr = 0,7254 a T_{promedio}$$

$$\beta = \frac{1}{T_{promedio}} = \frac{1}{313,1 [K]} = 0,0031939$$

$$Gr = \frac{g \beta (T_1 - T_2) e^3}{\nu^2} = 3003,37$$

$$Ra_{experimental} = \frac{g \beta (T_1 - T_2) e^3}{\nu^2} \cdot Pr = 2178,62$$

$$\frac{H_g}{e} = 26$$

$$Nu_{experimental} = 1,07$$

Cuando $Ra > 1708$ se producen corrientes de convección natural causando que el fluido más caliente se eleve generando el proceso termo fluido dinámico.

El proceso de transferencia de calor entre un fluido y una superficie genera un proceso dual entre la convección natural y la conducción, cuando el $Nu > 1$ resulta más eficiente la convección que la conducción, mientras que $Nu < 1$ que existe conducción pura. [10]

3.7.8. Costo computacional

El costo computacional de una simulación son los recursos que el ordenador utiliza para resolver o procesar algoritmos con el uso de elementos físicos, como el procesador y las memorias embebidas del CPU. Además, permite medir la eficiencia del costo de los algoritmos y el consumo de memoria.

Ansys Workbench es una plataforma de simulación que recrea diversos análisis en varias disciplinas y aplicaciones de la ingeniería. Debido a esto, la demanda de recursos computacionales se incrementa al pre-procesar, procesar y post-procesar el comportamiento de fenómenos físicos.

El software Ansys utiliza en el arranque las aplicaciones Ansys Workbench y CX1720 demandando del CPU 742,6 [MB] que equivalen al 0,5% trabajando en primer plano. En segundo plano se ejecutan procesos complementarios que son: AnsysFWW.exe, fl1720, ansysli_cliente.exe, svchost.exe, launcher1.exe, fluent.exe y RunWB2. Cada uno de estos con un consumo que se especifica en la tabla 3.2.

Una simulación del muro Trombe utiliza 1653,09 [MB] en los procesos y aplicaciones descritos en la tabla 3.2. que corresponde al 20,66% de uso de la memoria de un total de 8000 [MB] del computador que se utilizó para la simulación. Además, requiere de 13 procesos y 148 subprocesos que corresponden al 20,6% del CPU.

Tabla 3.2. Recursos utilizados en simulación.

Consumo de memoria RAM	
Proceso	Asignacion (kB)
cx1720.exe	697.532
AnsysFWW.exe	261.396
fl1720	542.144
ansysli_cliente.exe	132.792
svchost.exe	14.274
launcher1.exe	1.488
fluent.exe	2.264
RunWB2	1.200

1.653.090 kB
1.653,09 MB

Consumo de CPU		
Total de procesos	13	11,5 %
Subprocesos	148	9,1 %

El costo de una simulación se evaluó en base al precio de cliente del CPU (303[*usd*]) de acuerdo al consumo demandado por una simulación. Por tanto, el costo estimado de una simulación de muro Trombe es el 20,6% del precio del cliente del CPU.

$$\text{Costo de simulación} = 62,41[\text{usd}]$$

3.7.9. Costo del proyecto

El costo de proyecto se lo determina con la siguiente ecuación:

$$\text{Costo}_{\text{proyecto}} = \frac{\text{Sueldo} [\text{usd}]}{4} + \frac{\text{Sueldo} [\text{usd}]}{4} \text{Complejidad}[\%] \quad (3.96)$$

La *Complejidad* [%]: es un parámetro que se calcula en base al método utilizado en Desoft Camagüey y este proyecto se evaluó en 78% teniendo en cuenta 7 métricas que le agregan valor al proyecto.

El costo del proyecto es semanal, es decir 40 horas-hombre. Se considera el sueldo de 1212 [*usd*] mensuales (servidor público grado 5, SP5).

$$\text{Costo}_{\text{proyecto}} = \frac{1212 [\text{usd}]}{4} + \frac{1212 [\text{usd}]}{4} 58[\%] = 478 [\text{usd}]$$

CAPÍTULO 4

4. ANÁLISIS DE RESULTADOS

En el presente capítulo se muestra los datos experimentales con los datos simulados. Los valores experimentales son los registrados por el módulo didáctico y los modelados corresponden a los resultados de la simulación en el Ansys Fluent.

4.1. Comparación de datos simulados y experimentales

Las variables relevantes en la calefacción solar pasiva (muro Trombe), que son determinantes para el comportamiento fluido dinámico del sistema son las temperaturas en el exterior e interior de la habitación y en el canal colector.

Los valores de temperatura experimentales (exp.) y simulados (mod.) del muro Trombe se muestran en las tablas 4.1, 4.2., y 4.3. Los valores registrados corresponden a un periodo de 600[s] medidos en 20 intervalos de 30[s].

Tabla 4.1. Temperaturas experimentales y simuladas T_a , T_g y T_e .

Tiempo [s]	T_a exp. [°C]	T_a mod. [°C]	Error %	T_g exp. [°C]	T_g mod. [°C]	Error %	T_e exp. [°C]	T_e mod. [°C]	Error %
0	15,1	15,10	0,2%	15,1	15,1	0,2%	15,1	15,1	0,2%
30	15,1	15,10	0,2%	19,0	19,0	0,2%	19,0	19,5	2,4%
60	15,1	15,10	0,2%	23,4	22,6	3,6%	24,4	23,5	3,7%
90	15,1	15,10	0,2%	26,9	25,6	4,7%	28,3	27,2	4,0%
120	15,1	15,10	0,2%	30,3	28,5	5,9%	32,2	30,5	5,4%
150	15,1	15,10	0,2%	32,7	31,2	4,6%	35,2	33,5	4,7%
180	15,1	15,10	0,2%	35,6	34,0	4,6%	37,6	36,0	4,3%
210	15,1	15,10	0,2%	38,1	36,0	5,5%	39,6	38,0	3,9%
240	15,1	15,10	0,2%	40,0	38,0	5,1%	42,0	40,0	4,7%
270	15,1	15,10	0,2%	42,0	40,0	4,7%	43,9	41,5	5,6%
300	15,1	15,10	0,2%	43,9	41,8	4,9%	45,4	43,0	5,3%
330	15,1	15,10	0,2%	45,4	43,5	4,2%	46,9	44,5	5,1%
360	15,1	15,10	0,2%	47,4	45,0	5,0%	48,8	45,7	6,4%
390	15,1	15,10	0,2%	48,8	46,6	4,6%	49,8	47,0	5,6%
420	15,1	15,10	0,2%	50,8	48,1	5,3%	51,3	48,0	6,4%
450	15,1	15,10	0,2%	51,8	49,3	4,7%	52,7	48,9	7,3%
480	15,1	15,10	0,2%	53,7	50,5	6,0%	54,2	49,8	8,2%
510	15,1	15,10	0,2%	54,7	51,5	5,8%	55,2	50,5	8,6%
540	15,1	15,10	0,2%	56,2	52,5	6,5%	56,6	51,0	10,0%
570	15,1	15,10	0,2%	57,6	53,4	7,3%	57,6	51,5	10,6%
600	15,1	15,10	0,2%	58,6	53,9	8,0%	59,1	51,8	12,4%

Tabla 4.2. Temperaturas experimentales y simuladas T_w, T_i y T_o .

Tiempo [s]	T_w exp. [°C]	T_w mod. [°C]	Error %	T_i exp. [°C]	T_i mod. [°C]	Error %	T_o exp. [°C]	T_o mod. [°C]	Error %
0	15,1	15,1	0,2%	15,1	15,1	0,2%	15,6	15,1	3,4%
30	19,0	20,0	5,0%	15,1	15,2	0,4%	16,1	15,6	3,2%
60	24,9	24,0	3,6%	15,6	15,3	2,1%	16,1	16,0	0,7%
90	29,3	28,0	4,4%	15,6	15,4	1,4%	16,6	16,5	0,6%
120	32,2	31,0	3,8%	15,6	15,5	0,8%	17,1	17,0	0,8%
150	35,2	33,5	4,7%	16,1	15,6	3,2%	17,6	17,5	0,4%
180	37,6	35,7	5,0%	16,1	15,7	2,6%	18,1	18,0	0,4%
210	39,6	37,7	4,7%	16,1	15,8	1,9%	18,1	18,4	1,8%
240	41,5	39,5	4,8%	16,6	15,9	4,2%	18,6	18,8	1,3%
270	43,5	41,0	5,7%	16,6	16,0	3,6%	19,0	19,3	1,3%
300	44,9	42,5	5,4%	16,6	16,1	3,0%	19,5	19,8	1,1%
330	46,4	44,0	5,1%	16,6	16,2	2,4%	20,0	20,3	1,4%
360	47,9	45,0	6,0%	16,6	16,3	1,8%	21,0	20,9	0,7%
390	49,3	46,0	6,7%	17,1	16,4	4,0%	21,5	21,4	0,4%
420	50,3	47,0	6,5%	17,1	16,5	3,5%	22,0	21,9	0,6%
450	51,8	47,7	7,8%	17,1	16,6	2,9%	22,5	22,4	0,5%
480	52,7	48,4	8,2%	17,1	16,7	2,3%	22,9	23,0	0,2%
510	54,2	48,8	10,0%	17,1	16,8	1,7%	23,9	23,6	1,4%
540	55,2	49,2	10,8%	17,6	16,9	4,0%	24,4	24,2	0,9%
570	56,2	49,5	11,8%	17,6	16,9	3,7%	24,9	24,8	0,4%
600	57,1	49,6	13,1%	17,6	17,0	3,4%	25,9	25,5	1,5%

Tabla 4.3. Temperaturas experimentales y simuladas T_r, T_p y T_t .

Tiempo [s]	T_r exp. [°C]	T_r mod. [°C]	Error %	T_p exp. [°C]	T_p mod. [°C]	Error %	T_t exp. [°C]	T_t mod. [°C]	Error %
0	15,6	15,1	3,4%	15,6	15,1	3,2%	15,1	15,1	0,2%
30	15,6	15,2	2,9%	15,6	15,2	2,7%	15,1	15,1	0,2%
60	15,6	15,3	2,4%	15,6	15,2	2,4%	15,1	15,1	0,2%
90	15,6	15,3	2,0%	15,6	15,3	2,2%	15,1	15,1	0,2%
120	15,6	15,4	1,4%	15,6	15,3	1,9%	15,1	15,1	0,1%
150	16,1	15,5	3,8%	15,6	15,3	1,7%	15,1	15,2	0,1%
180	16,1	15,6	3,0%	15,6	15,4	1,3%	15,6	15,2	2,8%
210	16,1	15,8	2,1%	16,1	15,5	4,0%	15,6	15,2	2,5%
240	16,1	15,9	1,3%	16,1	15,5	3,5%	15,6	15,3	2,1%
270	16,1	16,1	0,2%	16,1	15,6	3,0%	15,6	15,4	1,4%
300	16,6	16,3	1,8%	16,1	15,7	2,5%	15,6	15,5	0,7%
330	16,6	16,5	0,6%	16,1	15,8	2,0%	16,1	15,6	3,0%
360	16,6	16,7	0,6%	16,1	15,9	1,4%	16,1	15,8	2,1%
390	17,1	16,9	1,0%	16,1	16,0	0,7%	16,1	15,9	1,2%
420	17,1	17,2	0,4%	16,6	16,1	3,0%	16,1	16,1	0,3%
450	17,6	17,4	1,0%	16,6	16,3	2,1%	16,6	16,2	2,4%
480	17,6	17,7	0,4%	16,6	16,4	1,2%	16,6	16,4	1,4%
510	18,1	17,9	0,9%	16,6	16,6	0,3%	16,6	16,5	0,5%
540	18,1	18,1	0,2%	16,6	16,7	0,6%	17,1	16,7	2,3%
570	18,6	18,3	1,4%	16,6	16,9	1,5%	17,1	16,9	1,4%
600	18,6	18,4	0,8%	17,1	17,0	0,7%	17,6	17,0	3,4%

Temperatura en exteriores

En la figura 4.1. se presenta los valores experimentales y simulados de la temperatura ambiente T_a . Se puede visualizar durante todo el periodo de experimentación que la temperatura es constante lo cual nos indica que el ambiente alrededor del módulo no presenta perturbaciones o fenómenos que alteren el comportamiento del sensor durante el muestreo. El valor experimental presenta un error 0,2% con relación a la simulación y se debe a la sensibilidad que tiene el sensor utilizado. La simulación se parametrizó con el valor de 15,1[°C] como condición de contorno de la temperatura externa (para las secciones aisladas: paredes, techo y piso), mientras que en el módulo el sensor midió 15,137[°C] en el mismo periodo.

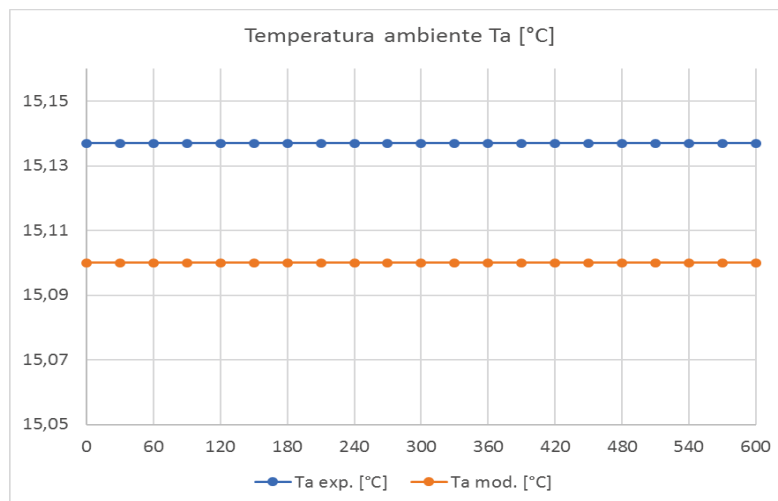


Figura 4.1. Comparación de datos experimentales con datos de la simulación, T_a .
(Elaborado por los autores, 2017)

La temperatura para la sección de entrada (o superficie externa del vidrio) en la simulación se parametrizó el valor máximo medido de forma experimental que corresponde a 80[°C] tal como se puede verificar en la figura A.0.38. del anexo 10.

Temperaturas en el canal

La temperatura del fluido en el interior del canal se incrementa debido al intercambio de calor por efectos de radiación y convección. La fuerza de flotabilidad es proporcional a la diferencia de densidades por lo tanto las moléculas más calientes del fluido ascienden e incrementan su temperatura en relación a cada nivel medido.

La temperatura T_i en el nivel inferior del canal, se muestra en la figura 4.2. Los valores de T_i en la parte experimental incrementa desde 15,137 [°C] hasta 17,6[°C] mientras que en la simulación desde 15,1[°C] hasta 17,0[°C] y registra un error máximo de 4,2% a los 240[s].

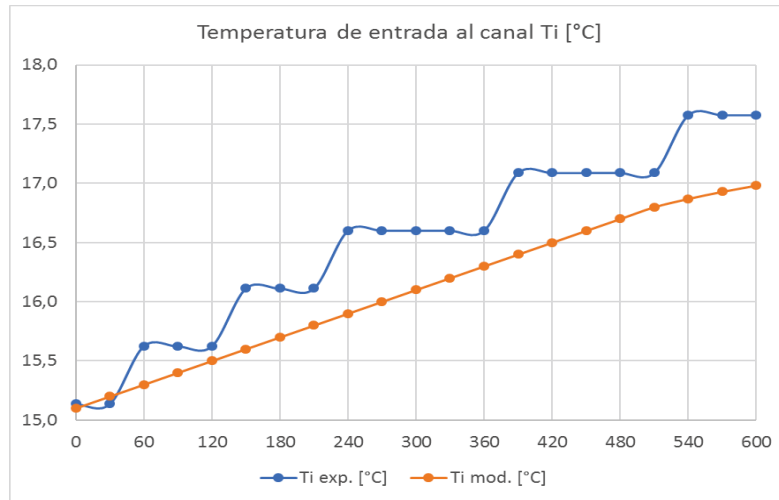


Figura 4.2. Comparación de datos experimentales con datos de la simulación, T_i .
(Elaborado por los autores, 2017)

Tanto los valores simulados y experimentales de T_i se incrementa durante los 600[s], sin embargo, los experimentales se incrementan a saltos debido a la sensibilidad del sensor ($\pm 0,5\text{ }^\circ\text{C}$). Además, debido a la ubicación, la radiación de la lámpara incide de manera directa sobre el sensor por lo cual la temperatura experimental medida en este punto es mayor a la temperatura de la simulación.

Las temperaturas T_g , T_e y T_w se localizan en el nivel medio del canal colector. Las mediciones experimentales y simuladas de estas temperaturas se muestran en las figuras 4.3, 4.4. y 4.5. Los valores de T_g , T_e y T_w en la parte experimental y de simulación presentan un incremento de temperatura con errores máximos de 8% en T_g , 12,4% en T_e y 13,1% en T_w .

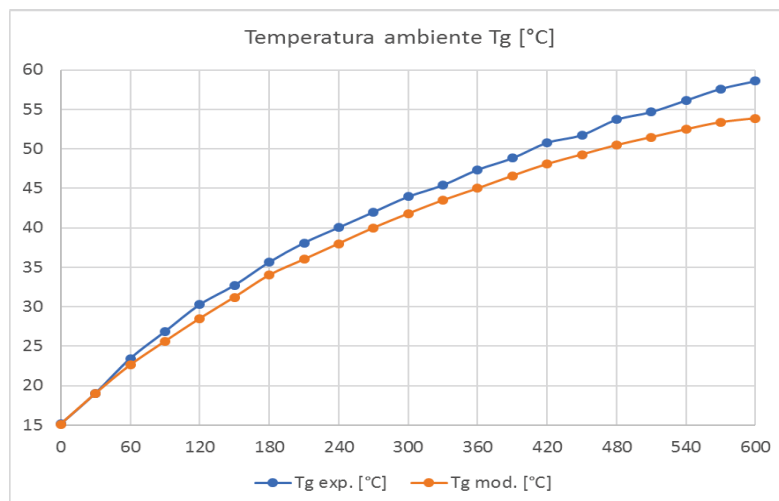


Figura 4.3. Comparación de datos experimentales con datos de la simulación, T_g .
(Elaborado por los autores, 2017)

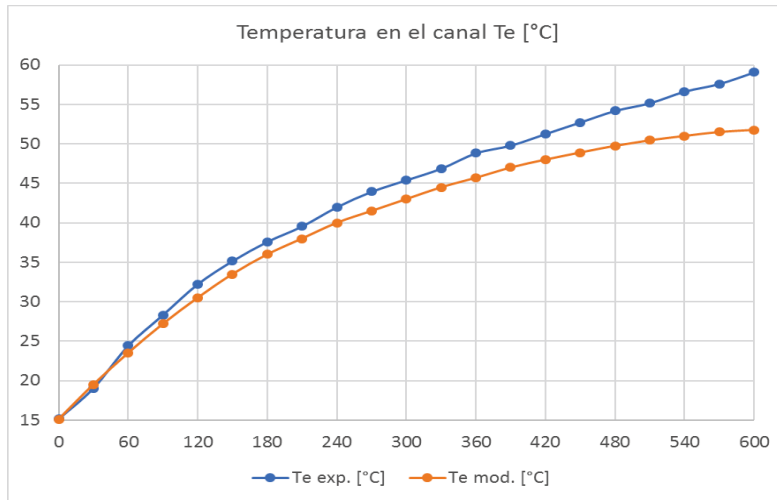


Figura 4.4. Comparación de datos experimentales con datos de la simulación, T_e . (Elaborado por los autores, 2017)

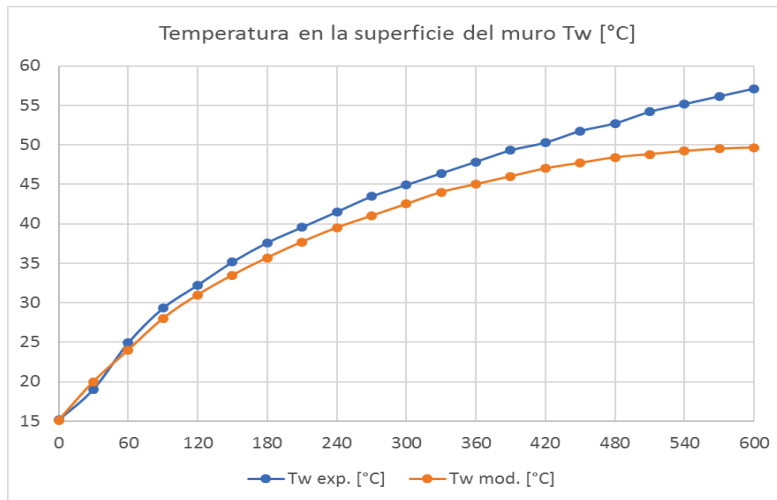


Figura 4.5. Comparación de datos experimentales con datos de la simulación, T_w . (Elaborado por los autores, 2017)

La diferencia de temperaturas entre la experimentación y la simulación se justifica por el análisis en 2D. La simulación en 2D contempla los canales de ventilación con una abertura igual a la del canal ($0,01m$) y sin profundidad, pero el módulo tiene una profundidad para el canal colector y otra para los canales de ventilación. Esto genera secciones transversales distintas provocando un incremento de temperatura que no se considera en la simulación.

La temperatura T_o en el nivel superior del canal, se muestra en la figura 4.6. Los valores de T_o de la parte experimental incrementa desde $15,137$ [°C] hasta $25,9$ [°C] mientras que en la simulación desde $15,1$ [°C] hasta $25,5$ [°C] y registra un error máximo de $1,8\%$ a los $210[s]$. La temperatura en T_o es mayor que T_i en cada periodo ya que el flujo caliente sale del canal colector por la parte superior y el aire frío ingresa al canal por la parte inferior.

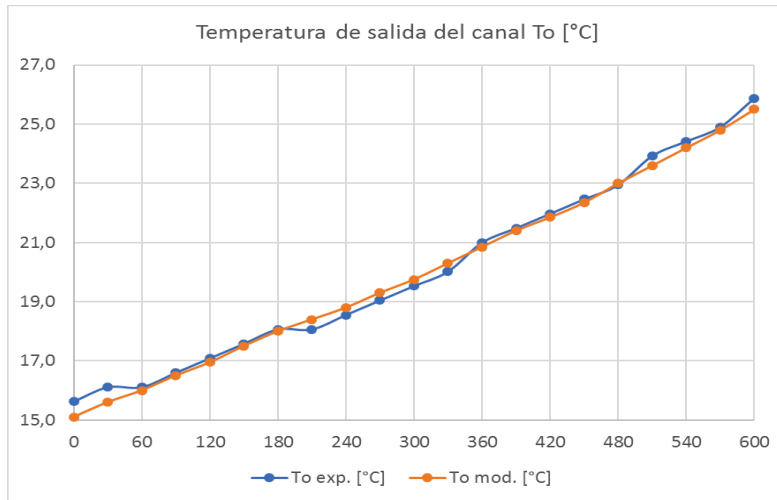


Figura 4.6. Comparación de datos experimentales con datos de la simulación, T_o . (Elaborado por los autores, 2017)

Temperaturas en el interior

El flujo caliente del canal colector ingresa al interior del recinto por la parte superior haciendo que la temperatura aumente. Se midieron las temperaturas en 3 puntos: en el centro del recinto T_r , en el techo T_t y en el piso T_p y los resultados de las mediciones tanto experimentales como simuladas se muestran en las figuras 4.7., 4.8. y 4.9.

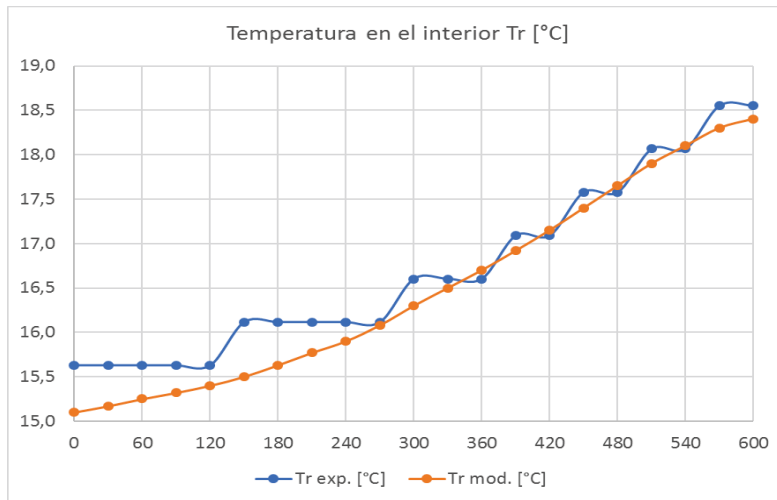


Figura 4.7. Comparación de datos experimentales con datos de la simulación, T_r . (Elaborado por los autores, 2017)

La temperatura T_r experimental en el centro del recinto incrementa desde 15,137 [°C] hasta 18,8[°C], mientras que en la simulación desde 15,1[°C] hasta 18,4 [°C] y registra un error máximo de 3,8% a los 150[s]. El incremento es gradual y en las mediciones experimentales se nota los incrementos a pasos debido a la sensibilidad del sensor.

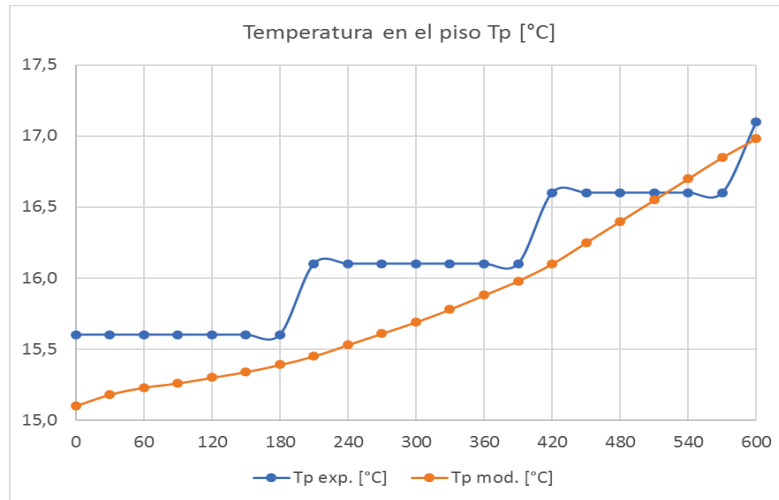


Figura 4.8. Comparación de datos experimentales con datos de la simulación, T_p .
(Elaborado por los autores, 2017)

La temperatura T_p experimental en el piso del recinto incrementa desde $15,137 [^{\circ}C]$ hasta $17,1 [^{\circ}C]$, mientras que en la simulación desde $15,1 [^{\circ}C]$ hasta $17,0 [^{\circ}C]$ y registra un error máximo de $4,0\%$ a los $210[s]$. El incremento es gradual y en las mediciones experimentales se nota los incrementos a pasos debido a la sensibilidad del sensor.

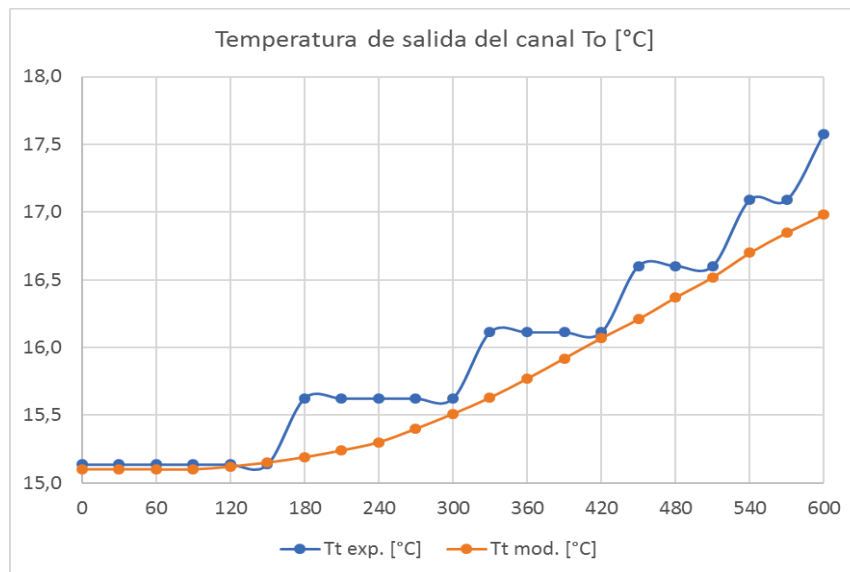


Figura 4.9. Comparación de datos experimentales con datos de la simulación, T_t .
(Elaborado por los autores, 2017)

La temperatura T_t experimental en el techo del recinto incrementa desde $15,137 [^{\circ}C]$ hasta $17,6 [^{\circ}C]$, mientras que en la simulación desde $15,1 [^{\circ}C]$ hasta $17,0 [^{\circ}C]$ y registra un error máximo de $3,4\%$ a los $600[s]$. El incremento es gradual y en las mediciones experimentales se nota los incrementos a pasos debido a la sensibilidad del sensor.

También, se observa que la temperatura en el techo es mayor a la del piso y a su vez similar a la de la entrada inferior del canal. La temperatura en el centro del recinto alcanza la temperatura de confort 18,4 [°C]

Velocidad del fluido

El análisis de la velocidad del fluido se lo realiza únicamente con los resultados de la simulación. En la figura 3.37. se muestran los vectores de velocidad a los 600[s], se observa claramente las diferentes velocidades del fluido en el modelo. Los valores más altos de velocidad se encuentran en el canal colector y dentro de este las velocidades más altas están en el centro del canal.

En la figura 3.38 se observa el efecto de no deslizamiento que se produce con el contacto directo del fluido con la superficie causado por la viscosidad que detiene por completo el fluido tomando un valor de $0 \left[\frac{m}{s} \right]$ en las superficies del canal. En la parte interior del recinto la velocidad es menor que en el canal y se observa el efecto de no deslizamiento en la superficie del muro y de la pared posterior. [10]

Zonas de temperatura

Las zonas de temperatura que se muestra en la figura 3.36. permite analizar las zonas en las que existe temperaturas equivalentes. Las temperaturas más altas se encuentran en la parte superior del canal colector y hacia el vidrio, desde ahí se va distribuyendo por todo el modelo identificando a la temperatura mayor en las partes superiores tanto del canal como del muro y del interior del recinto.

4.2. Conclusiones

- Se desarrolló un modelo termo fluidodinámico en 2D de un muro Trombe clásico usando la dinámica de fluidos computacionales en base a la geometría, las dimensiones y los materiales del módulo didáctico.
- Se describe el modelo numérico utilizando el software Ansys Fluent generando una geometría en 2 dimensiones que se analizó en estado estacionario y modelado en base a las ecuaciones de Navier-Stokes; se incluyó el modelo Spalart-Allmaras para la turbulencia y el modelo de transferencia discreta de radiación (DTRM).
- Se diseñó y construyó un módulo didáctico de muro Trombe clásico con medidas a escala 1:10 de una habitación típica. El material utilizado para el muro es yeso por las características térmicas similares a los materiales de construcción, las paredes y el piso son de aglomerado melamínico que permite el aislamiento térmico

(paredes adiabáticas) y para el techo se utilizó acrílico por la característica de baja conductividad térmica y la transparencia del material para beneficios didácticos. La radiación se simula con una lámpara halógena de 150[W] que genera una radiación externa de 2508[W/m²] e incide con una temperatura máxima de 80[°C] sobre la superficie del vidrio.

- Con base a la comparación entre las mediciones experimentales y los valores simulados de las temperaturas en el módulo, se verificó que los sensores de temperatura LM35 no realizan un muestreo fino de las variaciones de temperatura en este modelo debido a la baja sensibilidad ($\pm 0,5$ [°C]) lo que dificulta registrar mediciones de temperatura inferiores a la sensibilidad, además provoca un incremento del error entre los datos experimentales y simulados.
- El efecto de flotabilidad debido al incremento de las fuerzas de flotación por las diferencias en las temperaturas se verifica cuando el valor de $Ra_{simulación} = 2436,28$ y $Ra_{experimental} = 2436,28$ son mayores que $Ra = 1780$ la cual es la referencia donde las fuerzas de flotación vence la resistencia del fluido.
- El valor calculado de $Nu_{simulación} = 1,106$ y $Nu_{experimental} = 1,07$ representa la razón de transferencia de calor por convección natural en relación con la conducción sobre la misma capa.
- Se determinó en la simulación que las velocidades a una altura de $H_g = 0,13[m]$ tiene el valor de 0[m/s] en las superficies del vidrio, del muro y de la pared posterior; además, el valor máximo de 0,118 [m/s] en el centro del canal y en el interior del recinto se registra una velocidad entre 0,0001 [m/s] y 0,0007 [m/s] comprobando el efecto de no deslizamiento.
- Las temperaturas en el interior del recinto (T_o, T_i, T_r, T_t y T_p) tienen un error promedio menor a 2% mientras que en el canal colector (T_g, T_e y T_w) el error promedio es 6% y un error máximo de 13,1 % en la cercanía del muro (T_w). La comparación de los resultados simulados y experimentales demuestran que el uso de CFD en el diseño y evaluación permite garantizar la confiabilidad de estos sistemas debido a que los resultados del modelo simulado se aproximan al comportamiento termo fluidodinámico del módulo didáctico implementado.
- La dinámica de fluidos computacional (CFD) permite simular de manera económica y factible las características del sistema para así garantizar el comportamiento en la calefacción solar pasiva antes de su construcción. El modelo simulado a escala real permitirá predecir los valores de las temperaturas y velocidades del fluido (aire)

en el interior de recintos y el comportamiento termo fluidodinámico ahorrando costos en el diseño e implementación.

4.3. Recomendaciones

- Las mediciones del módulo didáctico se deben iniciar cuando todos los sensores se encuentren a la misma temperatura. Además, la experimentación debe realizarse solamente en intervalos donde la temperatura ambiente no varíe o en ambientes libres de perturbación.
- La instalación y funcionamiento del software Ansys Fluent para este modelo se lo debe realizar en computadores con características técnicas de hardware y software iguales o superiores a las utilizadas para este proyecto.
- El reemplazo de los sensores del mismo tipo y características no requiere de calibración. El reemplazo por otro tipo de sensor requiere de calibración por software o un sistema de acondicionamiento.
- Considerar que los programas Ansys Fluent 17.2 y LabVIEW2012 son comerciales y requieren de licencia para el funcionamiento. Las licencias utilizadas para este proyecto son versiones académicas con vigencia temporal de un año.

4.3. Futuras líneas de investigación

La calefacción solar pasiva requiere de complejas formas de transferencia de calor y existen un gran número de publicaciones referidas al tema con varias geometrías.

Para nuevas investigaciones recomendamos profundizar en los siguientes parámetros:

- La simulación de la fuente solar variable o la radiación solar incidente considerando la orientación del sistema respecto a la fuente. También, se deberá investigar en la configuración y parametrización en el Ansys Fluent de la radiación absorbida y transmitida.
- Se recomienda mejorar la modelación matemática al pasar de dos dimensiones a 3 dimensiones. Con esto se visualizaría el comportamiento del aire en la dinámica de fluidos por fenómenos térmicos.
- La interfaz gráfica del módulo didáctico se podría mejorar con la incorporación de sensores con mejores características técnicas que permitan registrar, temperatura, velocidad, humedad y presión.
- Incorporar un procesamiento digital de imágenes y parámetros termográficos para visualizar de mejor manera el comportamiento termo fluidodinámico del aire.

- Se deberá motivar la implementación de sistemas de calefacción pasiva en el diseño y construcción de nuevas viviendas que permita el uso eficiente de la energía solar.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] OLADE, «Sinergias Vitales. Energía Renovables y Áreas Protegidas,» Imprenta Monsalve Moreno, Cuenca, 2016a.
- [2] OLADE, «Cambia la energía, cambia el clima. Cambio climático y su impacto en el sector energético.,» Imprenta Monsalve Moreno, Cuenca, 2016c.
- [3] OLADE, «Planeta eficiente planeta conciente. Eficiencia energética y desarrollo sostenible,» Imprenta Monsalve Moreno, Cuenca, 2016b.
- [4] A. Luna León, G. Bojórquez Morales, R. Romero Moreno, R. Gallegos Ortega y M. Corral Martínez, «Desempeño térmico en variaciones de muro Trombe en clima cálido seco extremo,» *PALAPA*, vol. 2, nº 1, p. 17, Enero-Junio 2014.
- [5] D. Álvarez Medina, *Estudio de muros Trombe del tipo Simple de circulación delantera y su influencia en el confort térmico.*, Ambato, Tungurahua: UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO, 2015.
- [6] International Organization for Standardization, *Determinación analítica e interpretación del bienestar térmico mediante el cálculo de los índices PMV y PPD y los criterios de bienestar térmico local.*, 2006.
- [7] Gobierno Nacional del Ecuador, «Norma Ecuatoriana de la Construcción,» de *Eficiencia Energética en la Construcción en el Ecuador*, 2011.
- [8] D. Chelsea Renee, *Development and validation of Trombe walls in Autodesk Simulation CFD*, Boone, North Carolina: Appalachian State University, Department of Sustainable Technology and the Built Environment, 2016, p. 69.
- [9] A. Lopez de Ponce, *Necesidades energéticas y propuestas de instalaciones solares.*, Antequera: IC Editorial, 2013, p. 395.
- [10] Y. A. Cengel y A. J. Ghajar, *Transferencia de Calor y Masa*, Cuarta ed., México: Mc Graw Hill, 2011, p. 915.
- [11] A. Creus, *Energía Termosolar*, Barcelona: Cano Pina, 2012, p. 197.
- [12] J. A. Duffie y W. A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, 4ta. ed., Madison: John Wiley & Sons, Inc., 2013, p. 910.
- [13] P. A. Hidalgo Muñoz, *Creación de un modelo fluidodinámico del sistema de calentamiento residencial llamado Muro Trombe*, Santiago de Chile: Universidad de Chile, Departamento de Ingeniería Mecánica, 2011, p. 114.

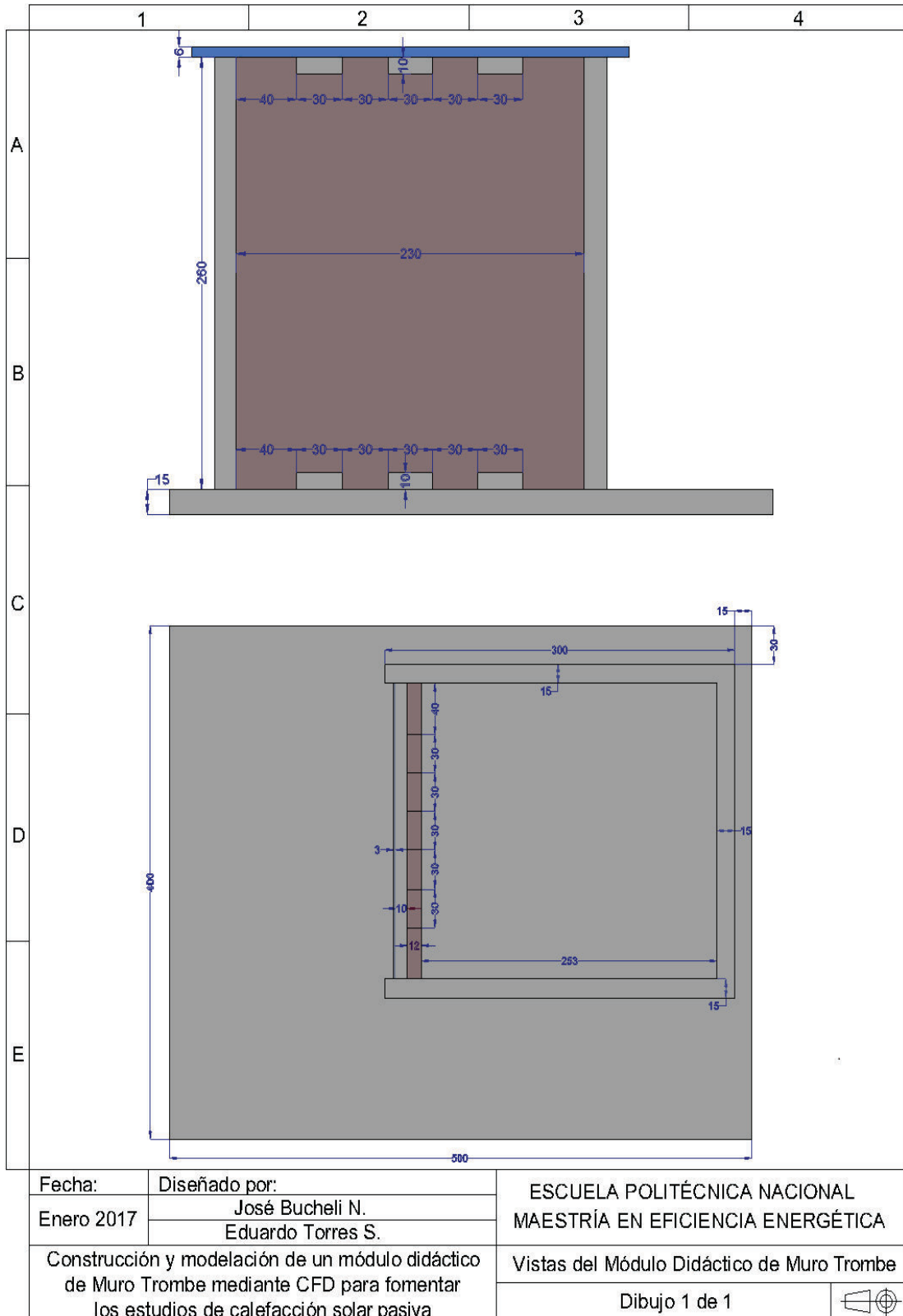
- [14] I. Hernández-López, J. Xamán, Y. Chávez, I. Hernández-Pérez y R. Alvarado-Juárez, «Thermal energy storage and losses in a room-Trombe wall system located in Mexico,» *Energy*, vol. 109, pp. 512-524, 2016.
- [15] F. E. Acuña Zapata, *Modelo de un sistema tipo Muro Trombe para calefacción solar.*, Santiago de Chile: Universidad de Chile, Departamento de Ingeniería Mecánica, 2012, p. 92.
- [16] E. Giancola, *El comportamiento energético de una fachada ventilada de juntas abiertas.*, Madrid, España: Universidad Politécnica de Madrid, Escuela Técnica Superior de Arquitectura, 2010, p. 321.
- [17] Y Li, X Duanmu, Y Sun, J Li y H Jia, «Study on the air movement character in solar wall system,» *Proceedings: Building Simulation*, pp. 927-931, 2007.
- [18] T. Bajc, M. N. Todorović y J. Svorcan, «CFD analyses for passive house with Trombe wall and impact to energy demand,» *Energy and Buildings*, vol. 98, pp. 39-44, 2015.
- [19] Y. A. Cengel y J. M. Cimbala, *Mecánica de Fluidos. Fundamentos y aplicaciones*, 1ra. ed., México: McGraw-Hill Interamericana, 2006, p. 997.
- [20] A. M. Domingo, «Apuntes de transmisión de calor,» *Universidad Politécnica de Madrid*, pp. 34-37, 2011.
- [21] G. James, *Advanced Modern Engineering Mathematics*, 4th. ed., London: Pearson Education Limited, 2011, p. 1036.
- [22] A. Briga-Sá, A. Martins, J. Boaventura-Cunha, J. C. Lanzinha y A. Paiva, «Energy performance of Trombe walls: Adaptation of ISO 13790:2008(E) to the Portuguese reality,» *Energy and Buildings*, vol. 74, pp. 111-119, 2014.
- [23] R. Puertas D., *Materiales para la arquitectura sostenible. Aplicación de criterios de sostenibilidad en revestimientos*, Valencia: Universidad Politécnica de Valencia, Escuela Técnica Superior de Ingeniería de Edificación., 2011, p. 44.
- [24] N. Dimassi y L. Dehmani, «Performance comparison between an improved and a classical Trombe wall: An experimental study,» *Journal of Building Physics*, vol. 40, nº 4, p. 40, 2017.
- [25] S. Duan, C. Jing y Z. Zhao, «Energy and exergy analysis of different Trombe walls,» *Energy and Buildings*, vol. 126, pp. 517-523, 2016.
- [26] S. Modirrousta y H. Boostani, «Analysis of Atrium Pattern, Trombe Wall and Solar Greenhouse on Energy Efficiency,» *Procedia Engineering*, vol. 145, pp. 1549-1556, 2016.

- [27] F. Taffesse, A. Verma, S. Singh y G. N. Tiwari, «Periodic modeling of semi-transparent photovoltaic thermal-trombe wall (SPVT-TW),» *Solar Energy*, vol. 135, pp. 265-273, 2016.
- [28] A. B. Martínez M., *Simulación Transitoria de los flujos inducidos por convección natural en recintos tridimensionales*, Cartagena, Murcia: Universidad Politécnica de Cartagena, Ingeniería Industrial, 2015.
- [29] M. Rabani, V. Kalantar, A. A. Dehghan y A. K. Faghieh, «Experimental study of the heating performance of a Trombe wall with a new design,» *Solar Energy*, vol. 118, pp. 359-374, 2015.
- [30] M. Dabaieh y A. Elbably, «Ventilated Trombe wall as a passive solar heating and cooling retrofitting approach; a low-tech design for off-grid settlements in semi-arid climates,» *Solar Energy*, vol. 122, pp. 820-833, 2015.
- [31] A. Lizardi Ramos, «Análisis numérico de la convección natural en recintos cerrados con distinto factor de forma,» *NEXO*, vol. 24, nº 1, pp. 3-10, Junio 2011.
- [32] W. I. Okonkwo y C. O. Akubuo, «Trombe Wall System for Poultry Brooding,» *International Journal of Poultry Science*, vol. 6, nº 2, pp. 125-130, February 2007.
- [33] P. Graham E., *Development and validation of the unvented Trombe wall model in Energyplus*, Urbana, Illinois: University of Illinois, Master of Science in Mechanical Engineering, 2003, p. 119.
- [34] M. Rabani y V. Kalantar, «Numerical investigation of the heating performance of normal and new designed Trombe wall,» *Heat and Mass Transfer/Waerme- und Stoffuebertragung*, vol. 52, nº 6, pp. 1139-1151, 2016.
- [35] G. Sancho Carrasco, *Simulación numérica del flujo convectivo en cavidades 2D. Influencia de la geometría y de la variación de propiedades*, Cartagena: Universidad Politécnica de Cartagena, 2014, p. 119.
- [36] J. Cardesa, *Notas sobre Dinámica de Fluidos Computacional*, Madrid, 2012.
- [37] S. Ellen Haupt, «Computational Fluid Dynamics Coupled with Thermal Impact Model for Building Design,» *Journal of Computers*, vol. 5, nº 10, pp. 1552-1559, October 2010.
- [38] B. Zamora, L. Molina N. y A. Viedma, «Estudio numérico del flujo inducido por convección natural en una pared Trombe,» *Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería*, vol. 18, nº 2, pp. 227-242, 2002.
- [39] A. Chel, J. Nayak y G. Kaushik, «Energy conservation in honey storage building using Trombe wall,» *Energy and Buildings*, vol. 40, p. 1643–1650, 2008.

- [40] M. N. Sanchez Egido, *Estudio comparativo del comportamiento energético de las fachadas ventiladas e junta abierta analizando el efecto de la orientación horizontal y vertical de las aberturas*, Oviedo: Universidad de Oviedo, 2015, p. 261.
- [41] MCI Electronics, «Arduido cl.» [En línea]. Available: <http://arduino.cl/arduino-mega-2560/>. [Último acceso: Enero 2017].
- [42] A. Crespo Martínez, *Mecánica de Fluidos*, Madrid: Paraninfo, 2006, p. 752.
- [43] C. Nguyen, «Turbulence Modeling,» Cambridge, Massachusetts, 2005.
- [44] ANSYS, Inc., «ANSYS FLUENT - Documentation,» 2016.
- [45] Y. Nakayama, *Introduction to Fluid Mechanics*, R. F. Boucher, Ed., Tokio: Butterworth-Heinemann, 2000.

ANEXOS

Anexo 1. Planos del módulo didáctico



Anexo 2. Datasheet LM335

LM35 Precision Centigrade Temperature Sensors

November 2000

National Semiconductor

LM35
Precision Centigrade Temperature Sensors

www.national.com

General Description

The LM35 series are precision, integrals-circuit temperature sensors, whose output voltage is linearly proportional to the Celsius (Centigrade) temperature. The LM35 has an advantage over linear temperature sensors calibrated in Kelvin, as the user is not required to subtract a large constant voltage from its output to obtain convenient Centigrade scaling. The LM35 does not require any external calibration or trimming to provide typical accuracies of $\pm 1.0^\circ\text{C}$ at room temperature and $\pm 0.5^\circ\text{C}$ over a full -55°C to $+150^\circ\text{C}$ temperature range. Low cost is assured by trimming and calibration at the wafer level. The LM35's low output impedance, ease of use, and precision make it an ideal choice for process control, especially where it can be used with single power supplies, or with plus and minus supplies. As it draws only 60 μA from its supply, it has very low self-heating, less than 0.1°C in still air. The LM35 is rated to operate over a -55°C to $+150^\circ\text{C}$ temperature range, while the LM33C is rated for a -40°C to $+110^\circ\text{C}$ range ($\pm 10^\circ\text{C}$ with improved accuracy). The LM35 series is available package.

Features

- Calibrated directly in $^\circ\text{C}$ (Centigrade)
- Linear $\pm 10.0\text{ mV}/^\circ\text{C}$ scale factor
- 0.5°C accuracy guaranteed (at $+25^\circ\text{C}$)
- Rated for full -55°C to $+150^\circ\text{C}$ range
- Suitable for remote applications
- Low cost due to wafer-level trimming
- Operates from 4 to 30 volts
- Less than 80 μA current drain
- Low self-heating, 0.05°C in still air
- Nonlinearity only $\pm 1/2^\circ\text{C}$ typical
- Low impedance output, $0.1\ \Omega$ for 1 mA load.

Typical Applications

FIGURE 1. Basic Centigrade Temperature Sensor (+2°C to +150°C)

$I_{\text{Quiescent}} = 60\ \mu\text{A}$
 $V_{\text{out}} = 1.500\ \text{mV}/^\circ\text{C}$ at $+150^\circ\text{C}$
 $\pm 1.000\ \text{mV}$ at $+25^\circ\text{C}$
 $\pm 0.500\ \text{mV}$ at -55°C

FIGURE 2. Full-Range Centigrade Temperature Sensor

$I_{\text{Quiescent}} = 60\ \mu\text{A}$
 $V_{\text{out}} = 1.500\ \text{mV}/^\circ\text{C}$ at $+150^\circ\text{C}$
 $\pm 1.000\ \text{mV}$ at $+25^\circ\text{C}$
 $\pm 0.500\ \text{mV}$ at -55°C

© 2000 National Semiconductor Corporation DS000516

LM35

LM35 Precision Centigrade Temperature Sensors



Literature Number: SNIS159B

Absolute Maximum Ratings (Note 10)
 If Military/Aerospace specified devices are required, please contact the National Semiconductor Sales Office/Distributors for availability and specifications.

Supply Voltage: +35V to -0.2V
 Output Voltage: +6V to +1.0V
 Output Current: 10 mA
 Storage Temp.: -80°C to +150°C
 TO-48 Package, LM35C, LM35CA
 TO-92 Package, LM35D, LM35DA
 SO-8 Package, LM35E, LM35EA
 TO-220 Package, LM35F, LM35FA
 Lead Temp.: 300°C
 Soldering, 10 seconds

TO-92 and TO-220 Package, (Soldering, 10 seconds)
 SO Package (Note 12)
 Vapor Phase (60 seconds)
 Infrared (15 seconds)
 ESD Susceptibility (Note 11)
 Recommended Operating Temperature Range: T_{MIN} to T_{MAX}

280°C
 215°C
 220°C
 2500V
 -55°C to +150°C
 -40°C to +110°C
 0°C to +100°C

Electrical Characteristics
 (Notes 1, 6)

Parameter	Conditions	LM35A		LM35CA		Units (Max.)
		Typical	Design Limit (Note 4)	Typical	Design Limit (Note 5)	
Accuracy (Note 7)	$T_A = +25^\circ\text{C}$ $T_A = +10^\circ\text{C}$ $T_A = T_{MAX}$ $T_A = T_{MIN}$	± 0.2 ± 0.3 ± 0.4 ± 0.4	± 0.5 ± 1.0 ± 1.0	± 0.2 ± 0.3 ± 0.4	± 0.5 ± 1.0	°C
Nonlinearity (Note 8)	$T_{MIN} \leq T_A \leq T_{MAX}$	± 0.18	± 0.35	± 0.15	± 0.3	°C
Sensor Gain (Average Slope)	$T_{MIN} \leq T_A \leq T_{MAX}$	+10.0	+9.9, +10.1	+10.0	+9.9, +10.1	mV/°C
Load Regulation (Note 3), 0.5, ± 1 mA	$T_A = +25^\circ\text{C}$ $T_{MIN} \leq T_A \leq T_{MAX}$	± 0.4 ± 0.5	± 3.0	± 0.4 ± 0.5	± 3.0	mV/mA
Line Regulation (Note 3)	4V/5V, $\pm 33\text{V}$	± 0.01 ± 0.02	± 0.1	± 0.01 ± 0.02	± 0.05 ± 0.1	mV/V
Quiescent Current (Note 9)	$V_S = +5\text{V}$, +25°C $V_S = +30\text{V}$, +25°C $V_S = +30\text{V}$	66 105 105.5	67 131 133	56 91 91.5	57 114 116	µA
Change of Quiescent Current (Note 3)	4V/5V, $\pm 33\text{V}$, +25°C 4V/5V, $\pm 33\text{V}$	0.2 0.5	1.0	0.2 0.5	1.0	µA
Temperature Coefficient of Quiescent Current		+0.39	+0.5	+0.39	+0.5	µA/°C
Minimum Temperature for Rated Accuracy	In circuit of Figure 1, I_{AQ}	+1.5	+2.0	+1.5	+2.0	°C
Long Term Stability	$T_A = T_{MAX}$ for 1000 hours	± 0.08		± 0.08		°C

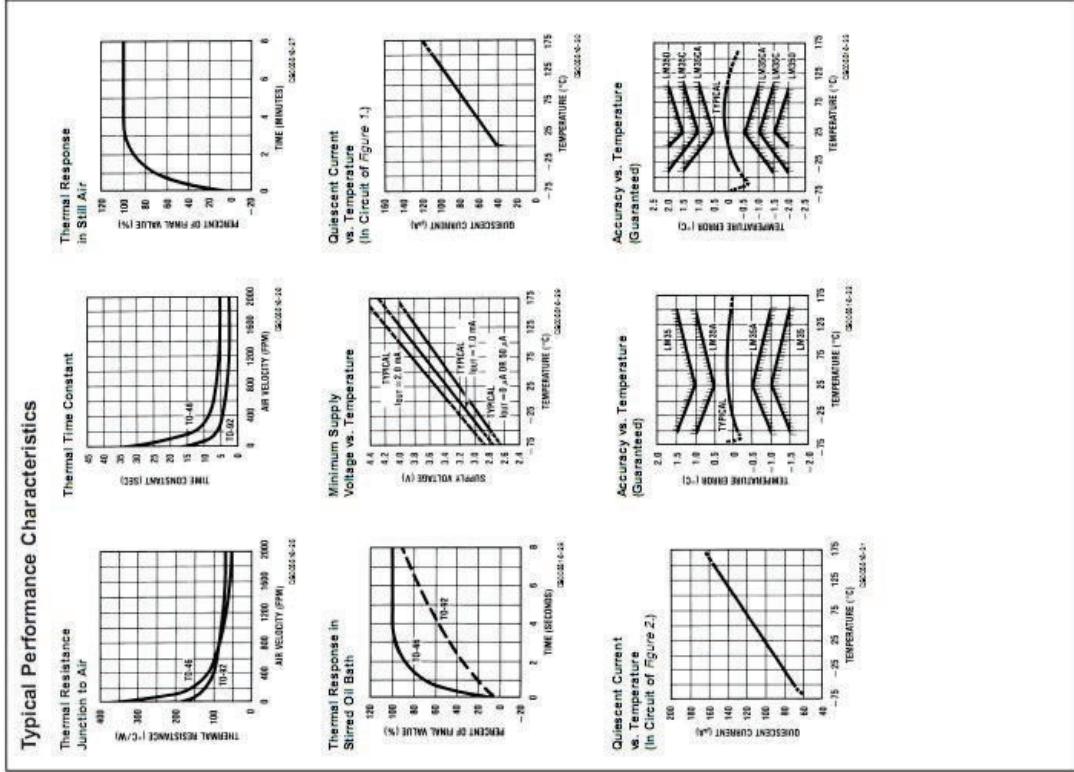
Connection Diagrams

TO-48 Metal Can Package*
 *Case 8 connects to negative pin (GND).
 Order Number: LM35B, LM35AH, LM35CH, LM35CAH or LM35DH
 See NS Package Number H03H

SO-8 Small Outline Molded Package
 *N.C. = No Connection.
 Order Number: LM35DM
 See NS Package Number M08A

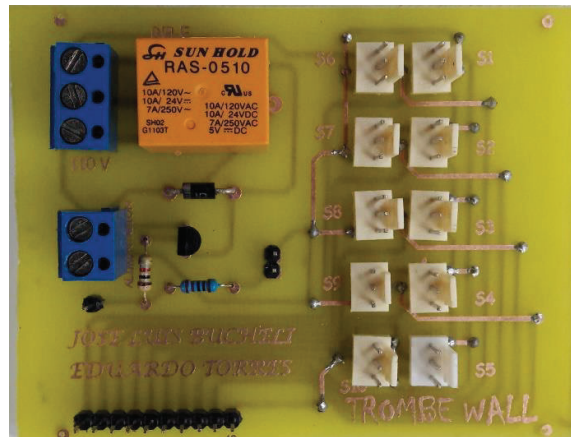
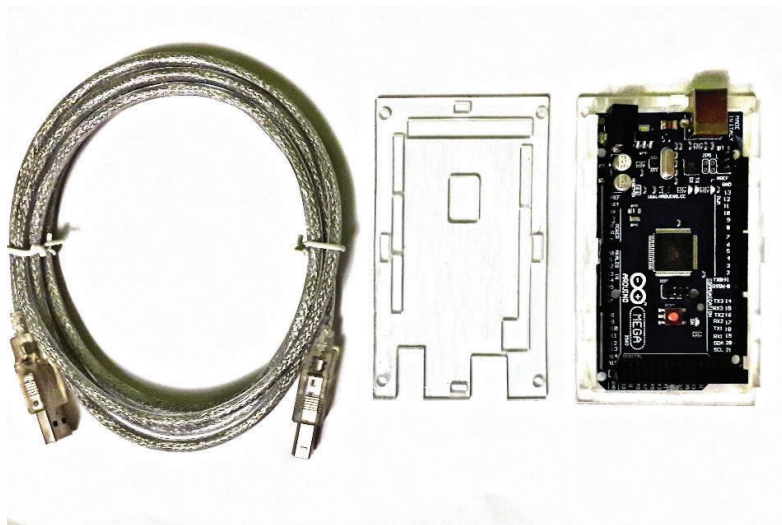
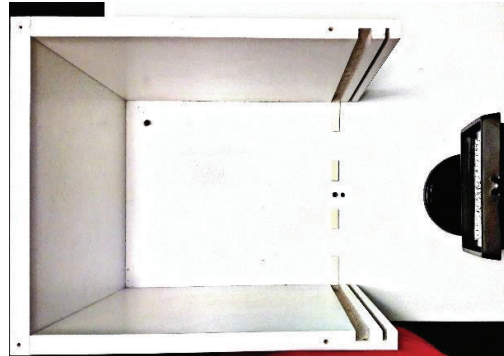
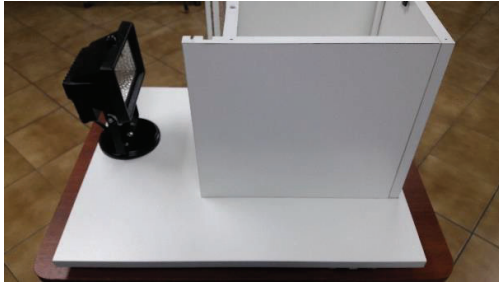
TO-92 Plastic Package*
 *Pin 1 connects to the negative pin (GND).
 Note: The LM35CZ product is a derivative of discontinued LM35CP.
 Order Number: LM35CZ, LM35CAZ or LM35DZ
 See NS Package Number Z03A

TO-220 Plastic Package*
 *Pin 1 connects to the negative pin (GND).
 Note: The LM35F product is a derivative of discontinued LM35FP.
 Order Number: LM35DT
 See NS Package Number T03F

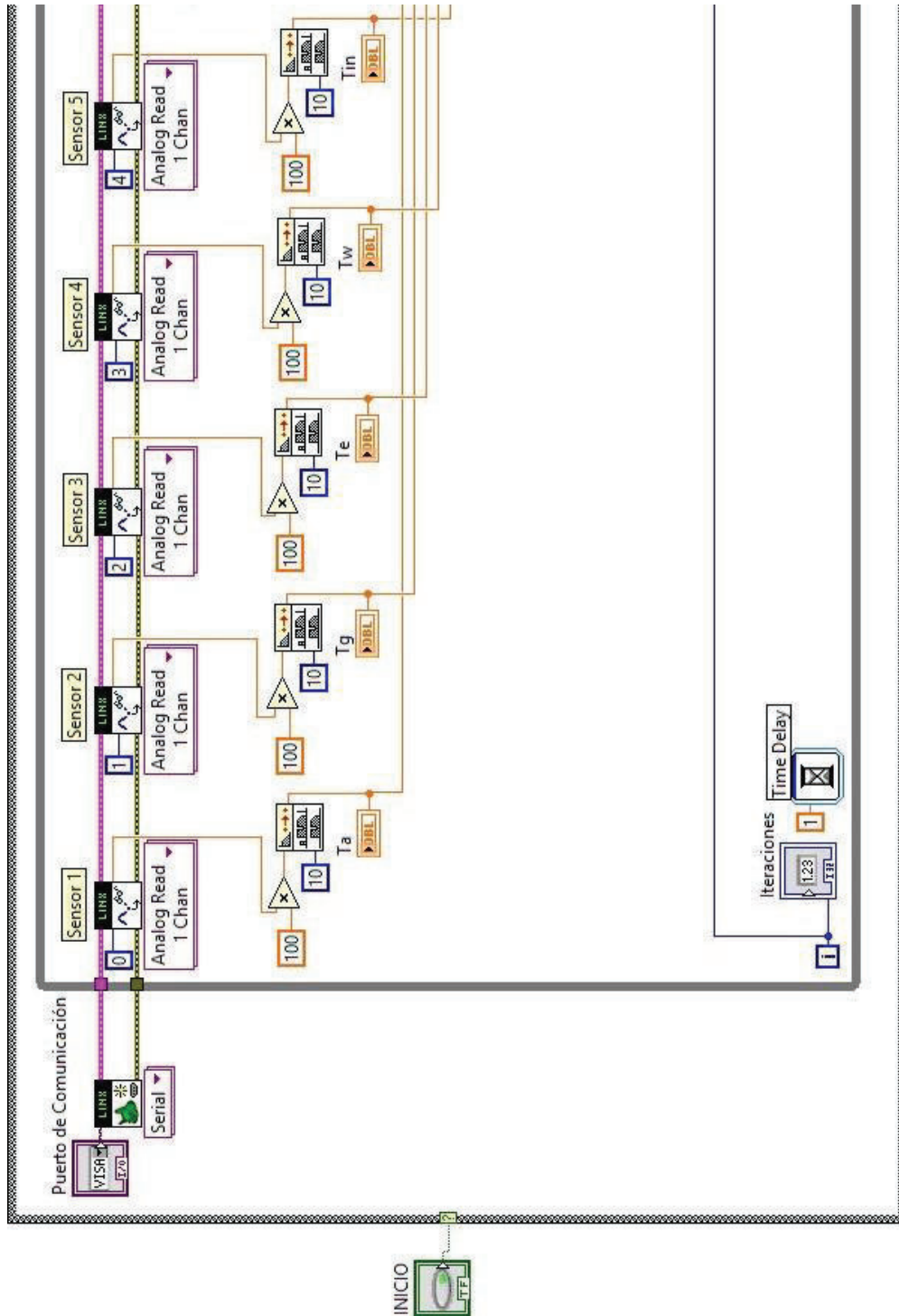


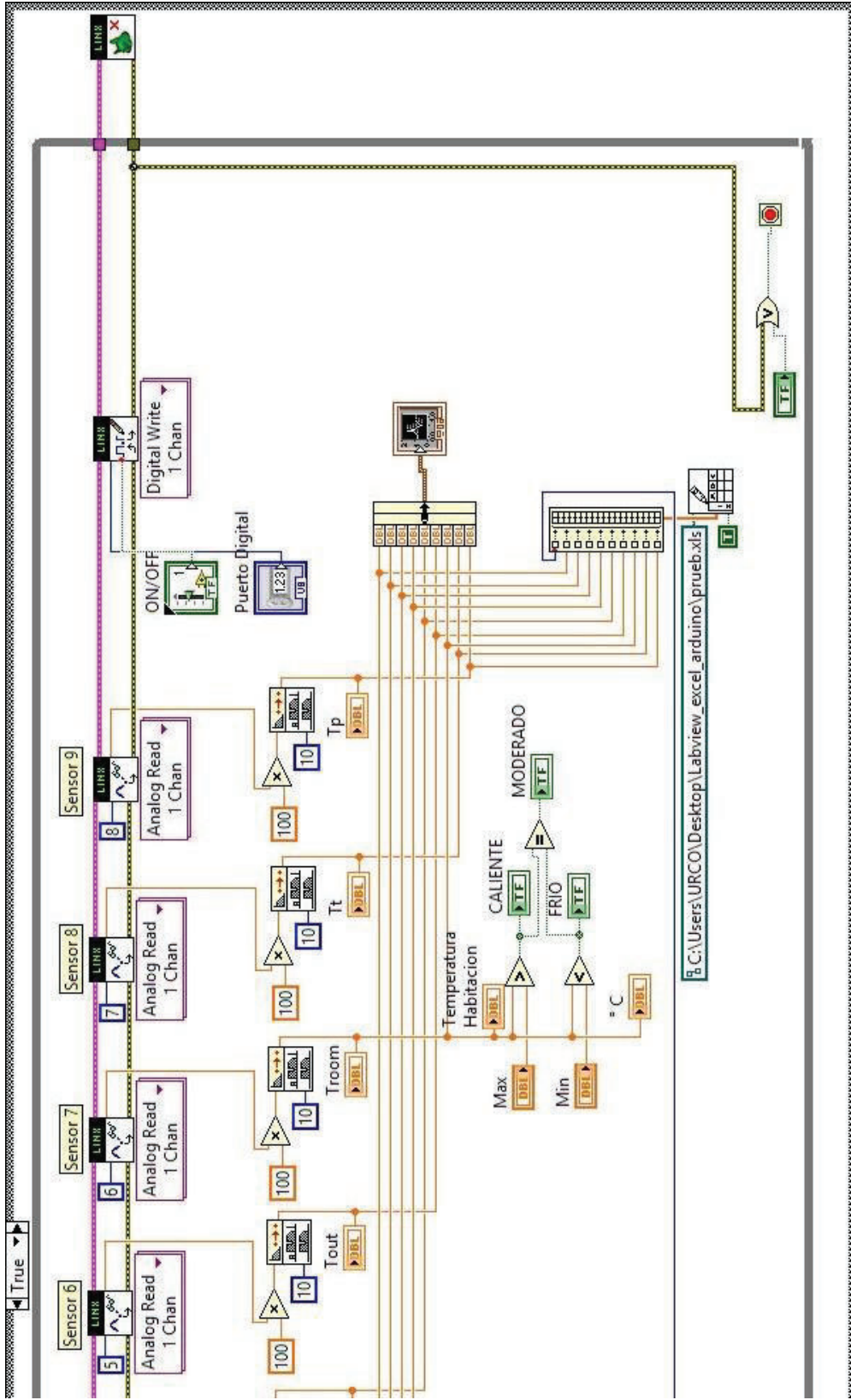
Parameter	Conditions	LM35		LM35D, LM35D		Units
		Typical	Tested Limit (Note 4)	Design Limit (Note 5)	Typical	
Accuracy	$T_A = +25^\circ\text{C}$	± 0.4	± 1.0	± 1.0	± 0.4	$^\circ\text{C}$
	$T_A = +10^\circ\text{C}$	± 0.5			± 0.5	$^\circ\text{C}$
	$T_A = T_{MAX}$	± 0.8	± 1.5		± 0.8	$^\circ\text{C}$
	$T_A = T_{MIN}$	± 0.8			± 0.8	$^\circ\text{C}$
Accuracy, LM35D (Note 7)	$T_A = +25^\circ\text{C}$	± 0.8			± 1.5	$^\circ\text{C}$
	$T_A = T_{MAX}$	± 0.9			± 2.0	$^\circ\text{C}$
	$T_A = T_{MIN}$	± 0.9			± 2.0	$^\circ\text{C}$
Nonlinearity (Note 8)	$T_{MIN} \leq T_A \leq T_{MAX}$	± 0.3			± 0.5	$^\circ\text{C}$
Sensor Gain (Average Slope)	$T_{MIN} \leq T_A \leq T_{MAX}$	± 10.0			± 10.0	mV/ $^\circ\text{C}$
Load Regulation (Note 3) @ $I_{ST} = 1\text{mA}$	$T_A = +25^\circ\text{C}$	± 0.4	± 2.0		± 0.4	mV/mA
Line Regulation (Note 3)	$4\text{V} \leq V_S \leq 30\text{V}$	± 0.1		± 5.0	± 0.5	mV/V
Quiescent Current (Note 9)	$V_S = 5\text{V}$, $+25^\circ\text{C}$	55	80	158	55	μA
	$V_S = 5\text{V}$	105	82	181	91	μA
	$V_S = 150\text{V}$, $+25^\circ\text{C}$	55.2	82	181	55.2	μA
	$V_S = 30\text{V}$	105.5	81.5	181	91.5	μA
Change of Quiescent Current (Note 3)	$4\text{V} \leq V_S \leq 30\text{V}$, $+25^\circ\text{C}$	0.2	2.0	3.0	0.2	$\mu\text{A}/^\circ\text{C}$
Temperature Coefficient of Quiescent Current	In circuit of Figure 1, L40	± 0.39		± 0.7	± 0.39	$\mu\text{A}/^\circ\text{C}$
Minimum Temperature for Rated Accuracy	In circuit of Figure 1, L40	± 1.5		± 2.0	± 1.5	$^\circ\text{C}$
Long Term Stability	$T_A = T_{MAX}$ for 1000 hours	± 0.08			± 0.08	$^\circ\text{C}$

Anexo 3. El módulo didáctico de muro Trombe clásico



Anexo 4. Programación en Labview





Anexo 5. Propiedades termodinámicas del aire

Las propiedades térmicas del aire que se utilizan (observar tabla 0.1.) son parte de los anexos de libro de “Transferencia de calor y masa” [10]. Los datos tabulados del aire son: 1 [atm] y entre 0°C y 120°C.

Tabla A5.0.1. Propiedades del aire a la presión de 1 [atm], 101325 [Pa].

TEMPERATURA		DENSIDAD	CALOR ESPECÍFICO	CONDUCTIVIDAD TÉRMICA	DIFUSIVIDAD TÉRMICA	VISCOSIDAD DINÁMICA	VISCOSIDAD CINEMÁTICA	NÚMERO DE PRANDTL
°C	K	$\rho, \left[\frac{kg}{m^3}\right]$	$C_p, \left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$	$k, \left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$	$\alpha, \left[\frac{m^2}{s^2}\right]$	$\mu, \left[\frac{kg}{m \cdot s}\right]$	$\nu, \left[\frac{m^2}{s}\right]$	Pr
0	273,15	1,292	1006	0,02364	0,00001818	0,00001729	0,00001334	0,7362
5	278,15	1,269	1006	0,02401	0,00001880	0,00001754	0,00001382	0,7350
10	283,15	1,246	1006	0,02439	0,00001944	0,00001778	0,00001426	0,7336
15	288,15	1,225	1007	0,02476	0,00002009	0,00001802	0,00001470	0,7323
20	293,15	1,204	1007	0,02514	0,00002074	0,00001825	0,00001516	0,7309
25	298,15	1,184	1007	0,02551	0,00002141	0,00001849	0,00001562	0,7296
30	303,15	1,164	1007	0,02588	0,00002208	0,00001872	0,00001608	0,7282
35	308,15	1,145	1007	0,02625	0,00002277	0,00001895	0,00001655	0,7268
40	313,15	1,127	1007	0,02662	0,00002346	0,00001918	0,00001702	0,7255
45	318,15	1,109	1007	0,02699	0,00002416	0,00001941	0,00001750	0,7241
50	323,15	1,092	1007	0,02735	0,00002487	0,00001963	0,00001798	0,7228
60	333,15	1,059	1007	0,02808	0,00002632	0,00002008	0,00001896	0,7202
70	343,15	1,028	1007	0,02881	0,00002780	0,00002052	0,00001995	0,7177
80	353,15	0,9994	1008	0,02953	0,00002931	0,00002096	0,00002097	0,7154
90	363,15	0,9718	1008	0,03024	0,00003086	0,00002139	0,00002201	0,7132
100	373,15	0,9458	1009	0,03095	0,00003243	0,00002181	0,00002306	0,7111
120	393,15	0,8977	1011	0,03235	0,00003565	0,00002264	0,00002522	0,7073

(Fuente: Transferencia de calor y masa, Cengel 2011)

La modelación por diferencias finitas necesita los valores de las propiedades térmicas del aire con una precisión menor a 1°C , por esta razón, se procede a realizar una aproximación polinómica de los valores de la tabla.

La densidad del aire ρ en función de la temperatura $T[K]$ a la presión constante de 1[atm] se puede apreciar en la figura A.1., así como, la aproximación polinómica determinada.

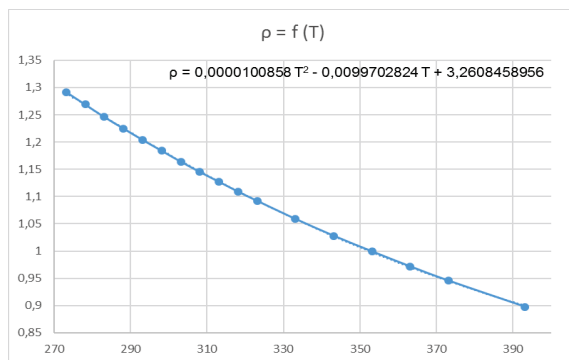


Figura A.0.1. Densidad del aire a la presión de 1 [atm].
(Elaborado por los autores, 2017)

El calor específico del aire C_p en función de la temperatura $T[K]$ a la presión constante de 1[atm] se puede apreciar en la figura A.2, así como, la aproximación polinómica determinada.

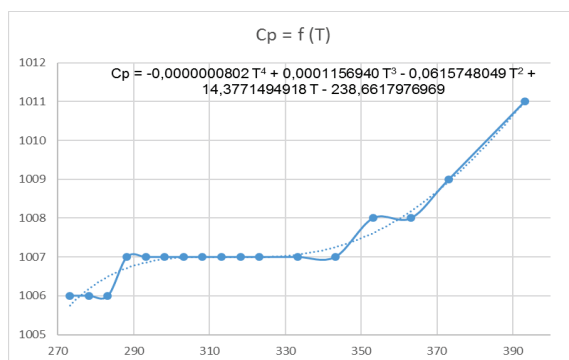


Figura A.0.2. Calor específico del aire a la presión de 1 [atm].
(Elaborado por los autores, 2017)

La conductividad térmica del aire k en función de la temperatura $T[K]$ a la presión constante de 1[atm] se puede apreciar en la figura A.3., así como, la aproximación polinómica determinada.

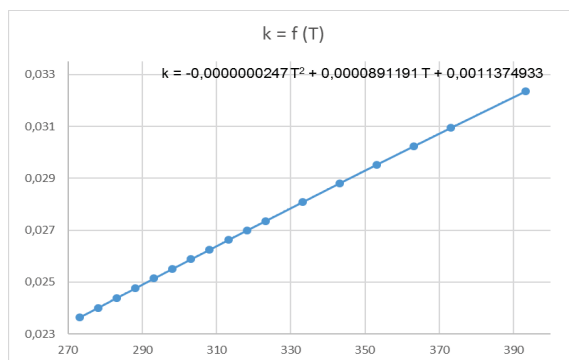


Figura A.0.3. Conductividad térmica del aire a la presión de 1 [atm].
(Elaborado por los autores, 2017)

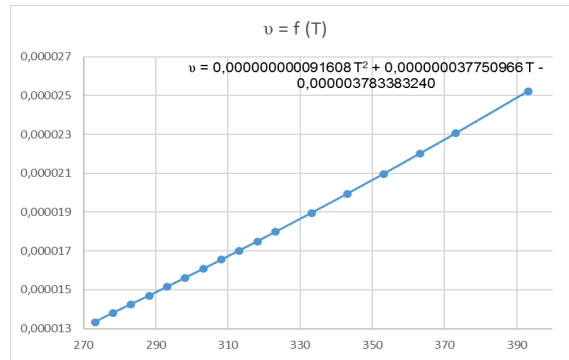


Figura A.0.6. Viscosidad cinemática del aire a la presión de 1 [atm].
(Elaborado por los autores, 2017)

El número de Prandtl del aire Pr en función de la temperatura T [K] a la presión constante de 1[atm] se puede apreciar en la figura A.7., así como, la aproximación polinómica determinada.

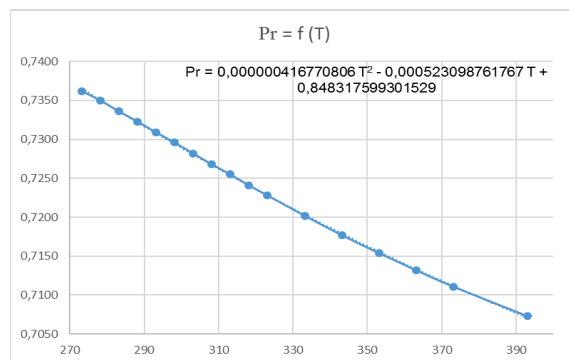
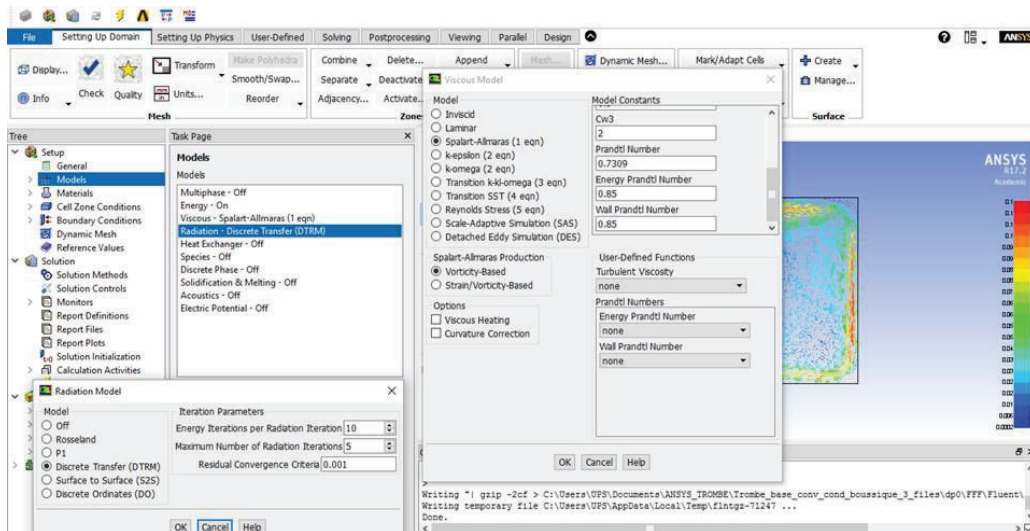
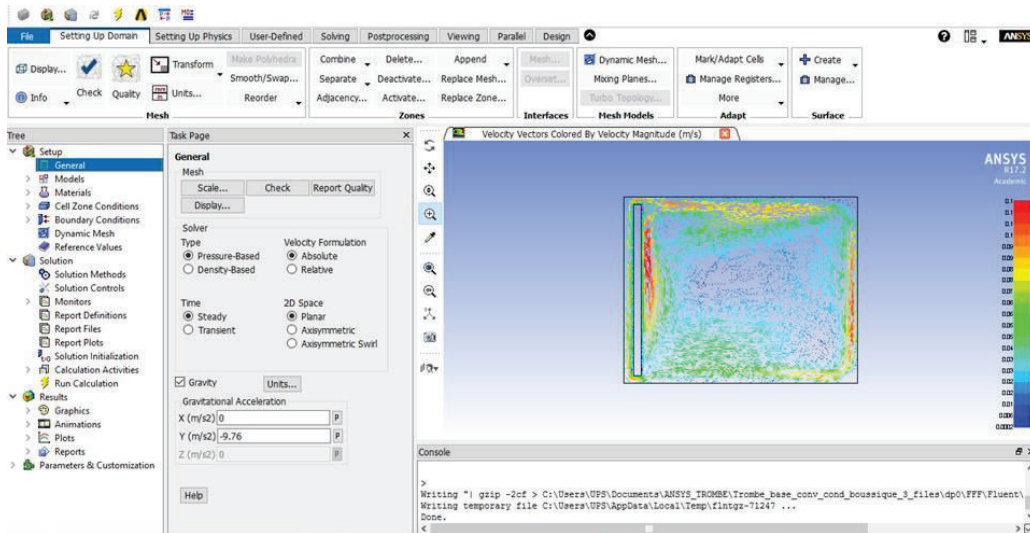
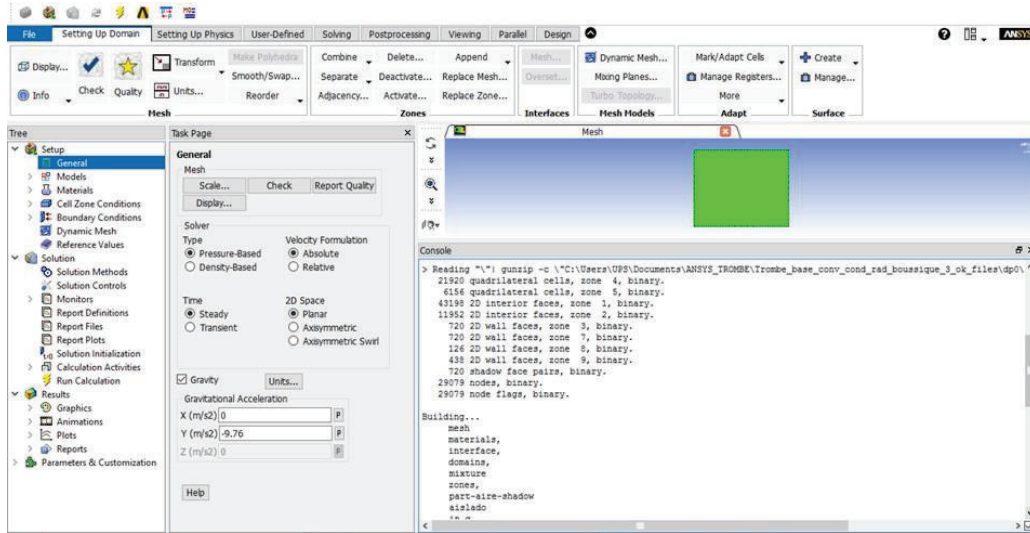
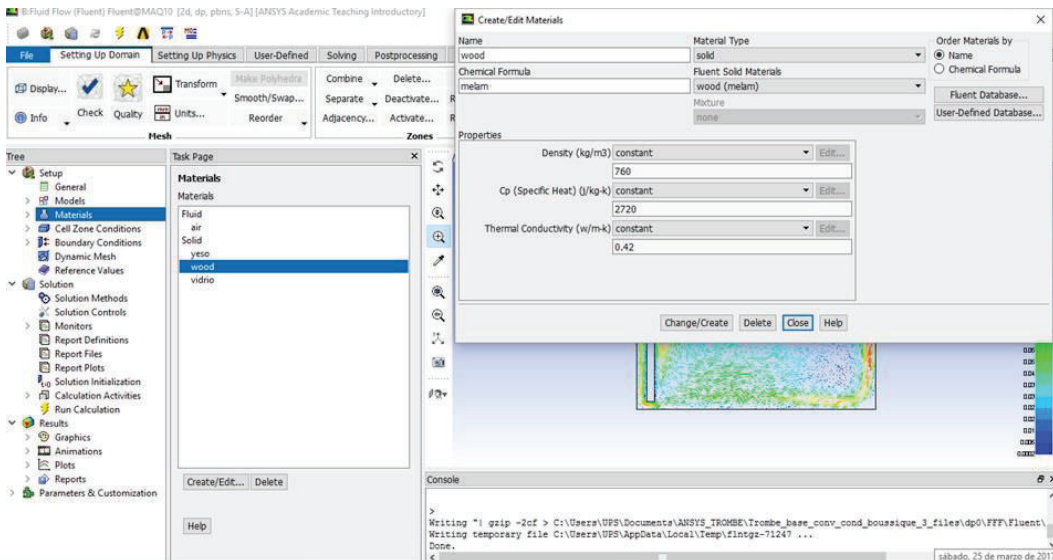
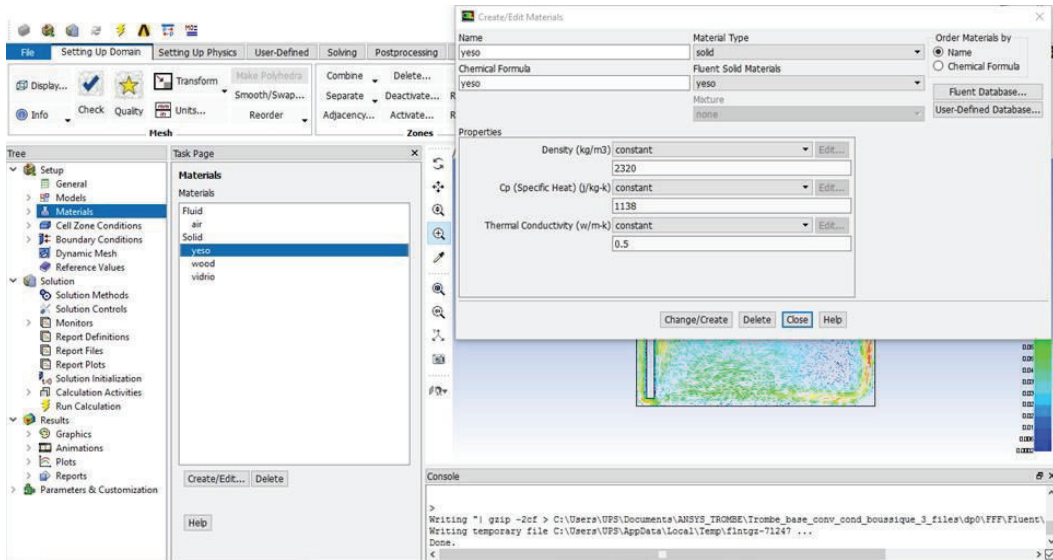
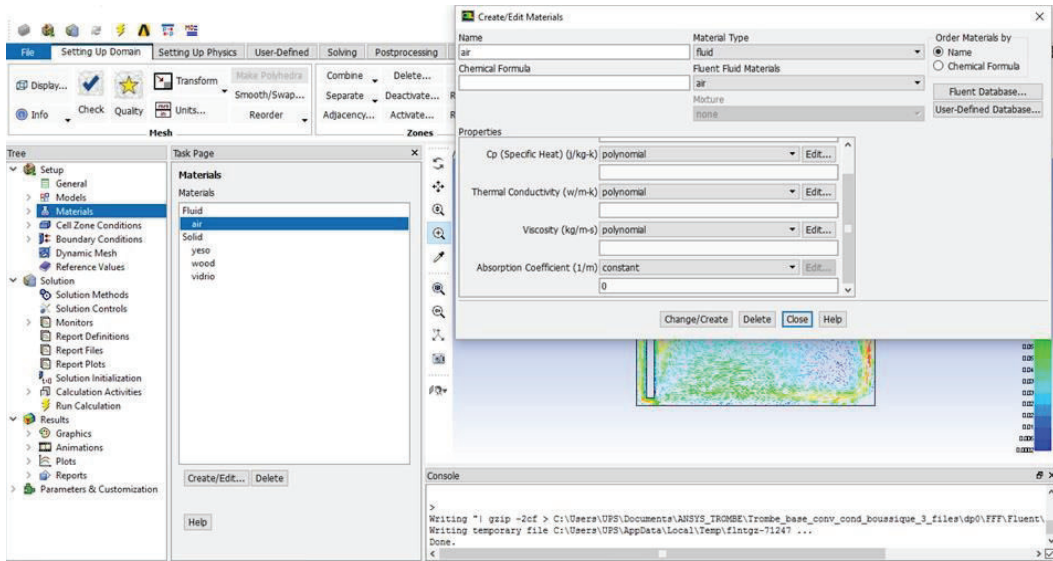
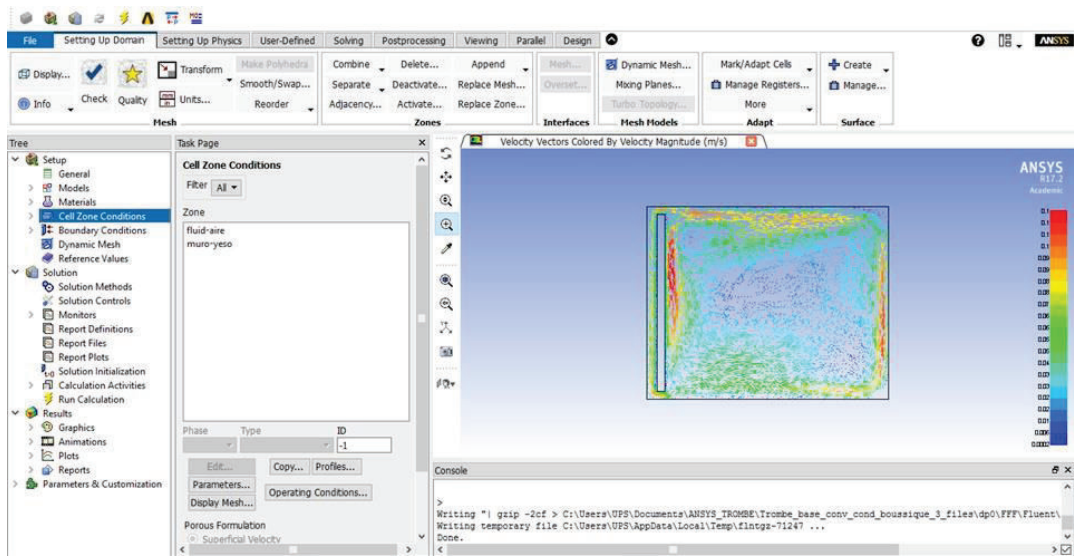
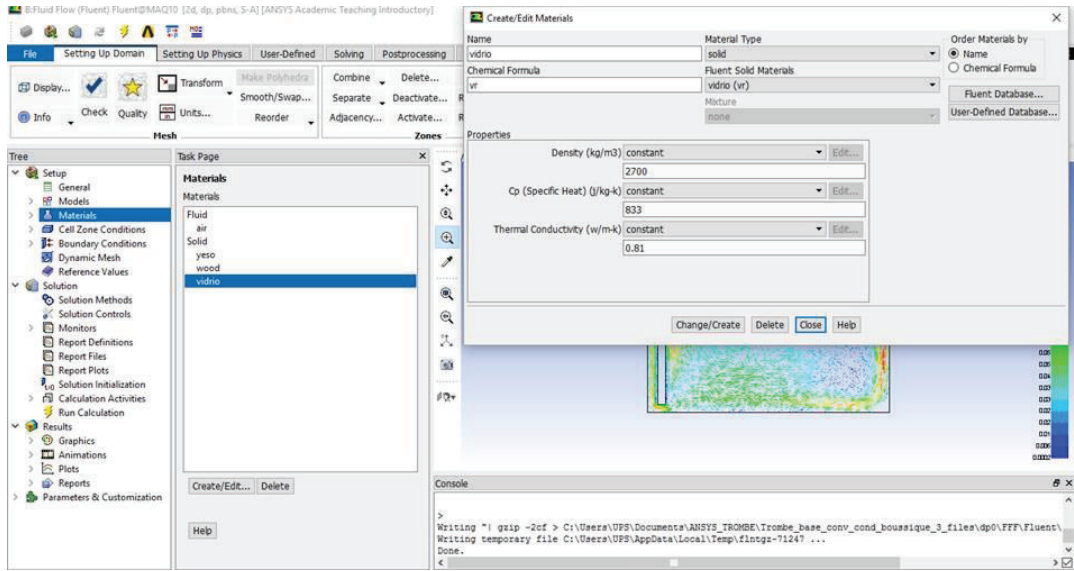
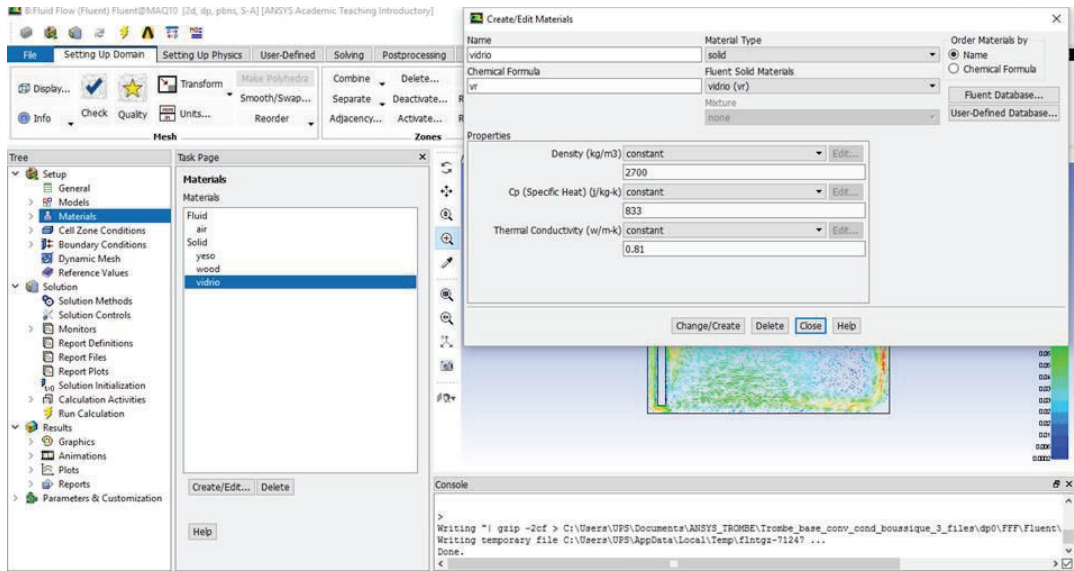


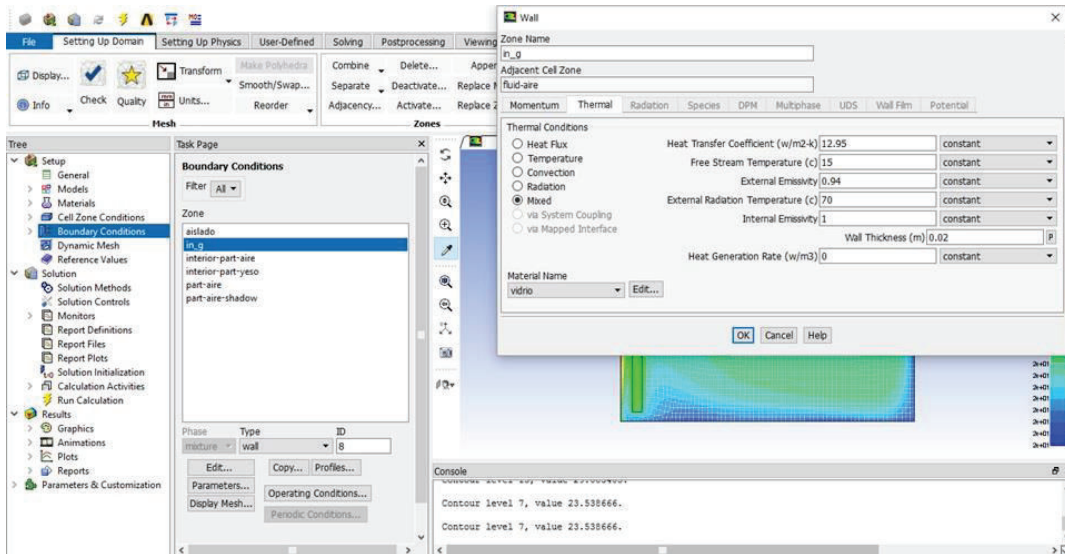
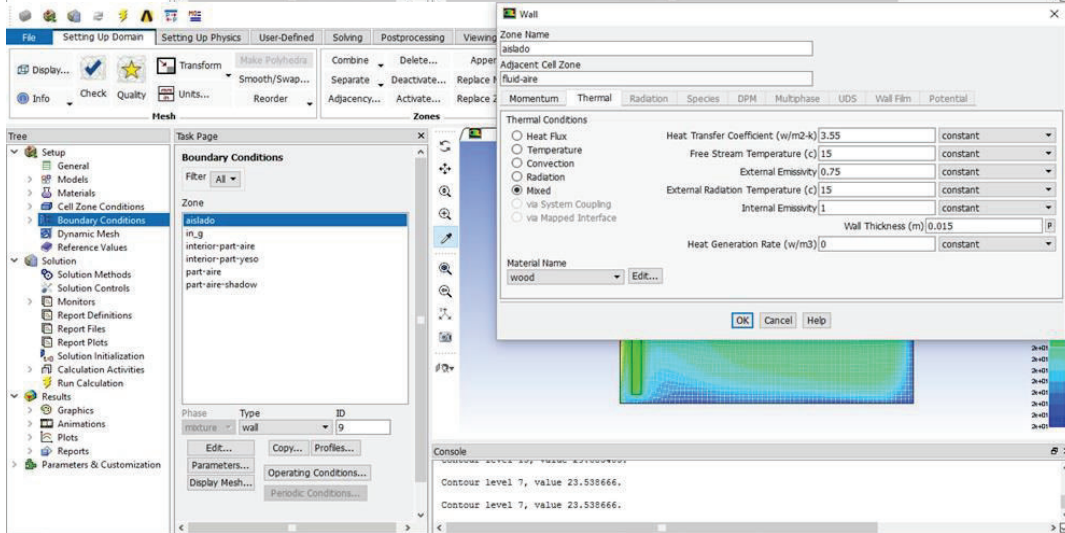
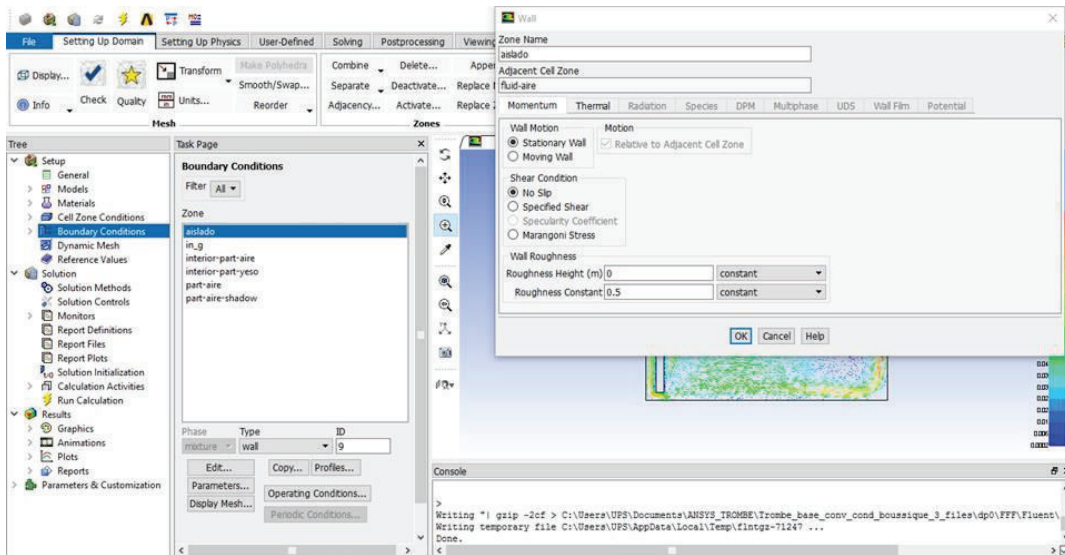
Figura A.0.7. Número de Prandtl del aire a la presión de 1 [atm].
(Elaborado por los autores, 2017)

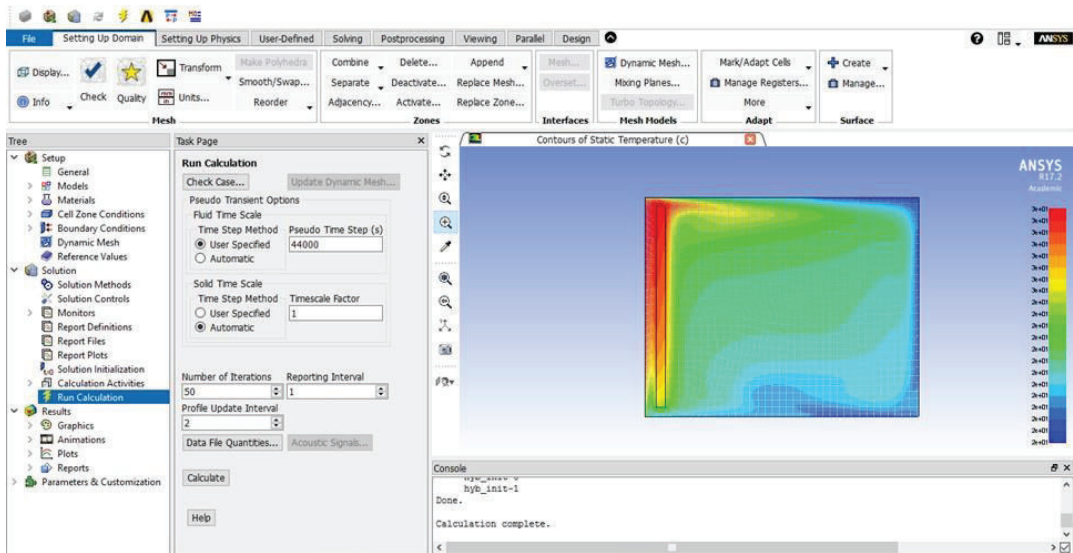
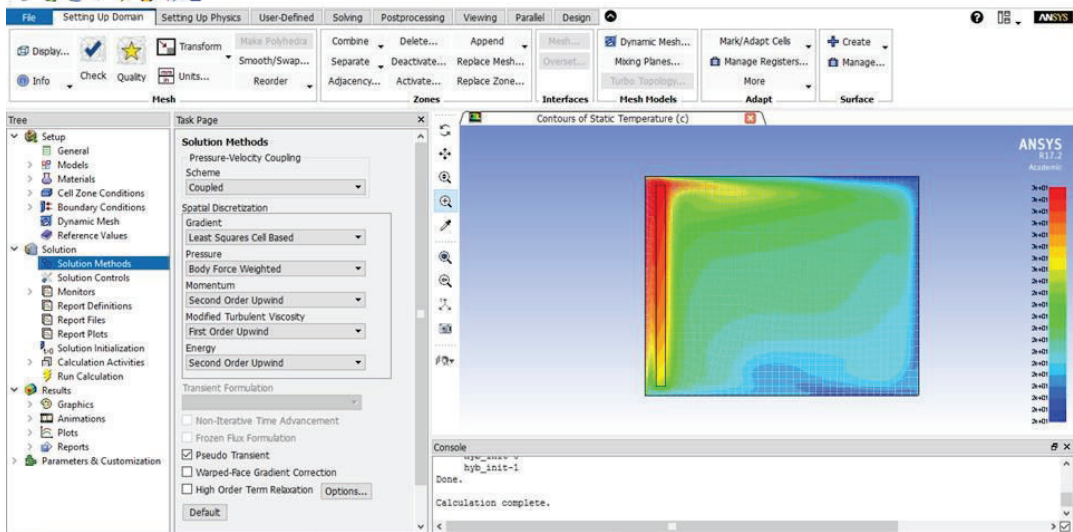
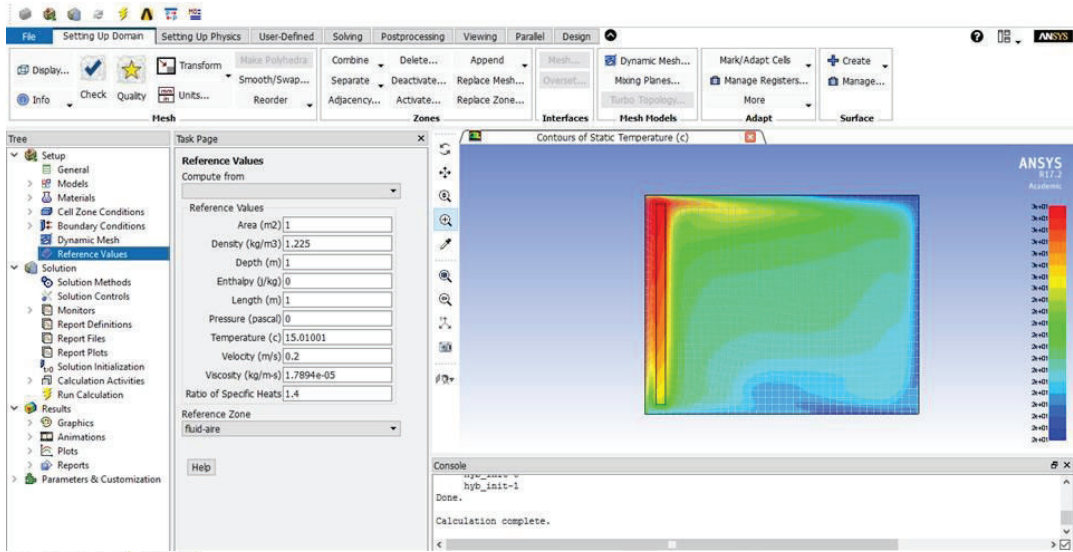
Anexo 6. Parámetros para la simulación en Ansys Fluent











Anexo 7. ANSYS Fluent 17.2 - Computing Platform Support



ANSYS, Inc.

Southpointe
2600 ANSYS Drive
Canonsburg, PA 15317

t: 724.746.3304
f: 724-514-9494

www.ansys.com

ANSYS Computing Platform Support August 2016

ANSYS is committed to providing timely releases of high-quality software products on current computing platforms that are well-suited for engineering simulations. We monitor industry trends and customer needs in order to select the most effective computing platforms to certify and support, periodically eliminating support for aging platforms and adding support for new platforms. This document provides a high-level summary of our current platform support strategy and near-term plans.

ANSYS General Platform Support Strategy

The ANSYS platform support strategy is as follows:

- We focus on support of Windows and Linux operating systems, running on x64 processors from Intel and AMD. These are the dominant platforms for engineering simulation today.
- We support Enterprise editions of Linux from Red Hat and SUSE. Enterprise Linux versions are chosen because they provide long-term operating system stability and product maintainability.
- As we increase our focus on virtual and cloud-based computing we aim to add platforms well-suited to these environments, including proven open source options.

ANSYS 17.2 Supported Platforms

17.2 is the latest ANSYS release. The specific operating system versions supported by each ANSYS product can be found at [ansys.com > Support > Platform Support \(http://www.ansys.com/Support/Platform-Support\)](http://www.ansys.com/Support/Platform-Support).

ANSYS 17.2 includes support for the following:

- Windows 7 (64-bit Professional and Enterprise editions)
- Windows 8.1 (64-bit Professional and Enterprise editions)
- Windows 10 (64-bit Professional, Enterprise and Education editions)
- Windows Server 2008 R2 Standard Edition (64-bit), Windows HPC Server 2008 R2 (64-bit)
- Windows Server 2012 R2 Standard Edition (64-bit)
- Red Hat Enterprise Linux (RHEL) 6.5, 6.6 and 6.7 (64-bit)
- Red Hat Enterprise Linux (RHEL) 7.1 and 7.2 (64-bit)
- SUSE Enterprise Linux Server & Desktop (SLES / SLED) 11 SP3 and SP4 (64-bit)
- SUSE Enterprise Linux Server & Desktop (SLES / SLED) 12 SP0 and SP1 (64-bit)

In addition, ANSYS 17.2 supports the following Virtual Desktop Infrastructure:

- VMWare Horizon View 6.2 (Windows 7, 8.1 and 10) with VMWare vSphere ESXI 6.0 (Hypervisor Layer)
- Citrix XenDesktop 7.6 (Windows 7 and 8.1) with Citrix XenServer 6.5 (Hypervisor Layer)
- NICE DCV 2016 (Red Hat 6 and 7) with Citrix XenServer 6.5 (Hypervisor Layer)

Not all applications are supported on all of these platforms. Semiconductor applications also support additional versions of Linux. See detailed information, by product, at the URL noted above.



GSA Contract Holder

Platforms Dropped at ANSYS 17.2

The following platform previously supported in ANSYS 17.0 is no longer supported for ANSYS 17.2:

- Red Hat Enterprise Linux (RHEL) 7.0 (64-bit)
- SUSE Enterprise Linux Desktop (SLED) 11

Platforms to be dropped in 2016 and 2017

Tables 1 and 2 below summarize the platform support roadmap for ANSYS products. Support for Windows 8.1 is to be discontinued after the release of ANSYS 17.2. Support for Windows Server 2008 is to be discontinued after the release of ANSYS 18.0. Review the tables for all platform changes and begin migration away from these platforms to prepare for the ANSYS releases in 2016 and beyond.

ANSYS Quality Assurance Services

ANSYS Quality Assurance (QA) Services customers should refer to the release Installation Guide for details on which platforms are supported. Typically, QA Services and the associated Verification Testing Packages will be available for the same platforms as ANSYS 17.2. Contact the ANSYS, Inc. Corporate Quality Group at qad@ansys.com for information about ANSYS, Inc.'s QA Services.

Feedback?

If you have any questions or concerns about platform support, please contact our technical support team. For specific questions about the roadmap, you can also send e-mail to platform-support@ansys.com.

In addition, if you have platforms that you would like us to consider supporting in the future, please e-mail those requests to platform-support@ansys.com. Your feedback is important to us and will determine our future platform support plans.

Table 1: ANSYS Roadmap – Windows

Platform (all 64-bit)	ANSYS 17.0	ANSYS 17.1	ANSYS 17.2	ANSYS 18.0	ANSYS 18.X
Windows 7 Professional and Enterprise editions	✓	✓	✓	✓	✓
Windows 8.1 Professional and Enterprise editions	✓	✓	✓		
Windows 10 Professional, Enterprise & Education editions	✓	✓	✓	✓	✓
Windows Server 2008 R2 (64-bit) HPC Server and Standard editions	✓	✓	✓	✓	
Windows Server 2012 R2 Standard edition	✓	✓	✓	✓	✓
Windows Server 2016*					✓
✓ ANSYS Applications and License Manage * if feasible					



Table 2: ANSYS Roadmap – Linux

Platform (all 64-bit)	ANSYS 17.0	ANSYS 17.1	ANSYS 17.2	ANSYS 18.0	ANSYS 18.X
RHEL 6.5 Enterprise	✓	✓	✓		
RHEL 6.6 Enterprise	✓	✓	✓		
RHEL 6.7 Enterprise	✓	✓	✓	✓	✓
RHEL 6.8 Enterprise				✓	✓
RHEL 7.0 Enterprise	✓				
RHEL 7.1 Enterprise	✓	✓	✓	✓	✓
RHEL 7.2 Enterprise		✓	✓	✓	✓
RHEL 7.3* Enterprise					✓
SUSE Linux Enterprise Server 11 SP3 (SLES) +	✓	✓	✓	✓	✓
SUSE Linux Enterprise Server 11 SP4 (SLES) +	✓	✓	✓	✓	✓
SUSE Linux Enterprise Server 12 SP0 (SLES) +	✓	✓	✓	✓	✓
SUSE Linux Enterprise Server 12 SP1 (SLES) +		✓	✓	✓	✓
CentOS7* Community Enterprise OS Current Major Version				✓	✓
✓ ANSYS Applications and License Manager * if feasible + The equivalent version of Linux Enterprise Desktop 12 (SLED) is also supported. SLED 11 support ends after release 17.0 as it is no longer supported by SUSE.					



Anexo 8. Características técnicas del hardware empleado.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	
Intel® Core™ i7-4790 Processor (8M Cache, up to 4.00 GHz)	
Nombre de código	Haswell
Puntos fundamentales	
Segmento vertical	Desktop
Número de procesador	i7-4790
n	Q2'14
Discontinuidad prevista	07/14/2017
Litografía	22 nm
Precio de cliente	\$303.00 - \$312.00
Desempeño	
Cantidad de núcleos	4
Cantidad de subprocesos	8
Frecuencia básica del procesador	3.60 GHz
Frecuencia turbo máxima	4.00 GHz
Caché	8 MB SmartCache
Velocidad del bus	5 GT/s DMI2
TDP	84 W
Información adicional	
Opciones integradas disponibles	No
Libre de conflictos	Sí
Especificaciones de memoria	
Tamaño de memoria máximo (depende del tipo de memoria)	32 GB
Tipos de memoria	DDR3-1333/1600, DDR3L-1333/1600 @ 1.5V
Cantidad máxima de canales de memoria	2
Máximo de ancho de banda de memoria	25,6 GB/s
Compatible con memoria ECC ‡	No
Especificaciones de gráficos	
Gráficos del procesador ‡	Intel® HD Graphics 4600
Frecuencia de base de gráficos	350.00 MHz
Frecuencia dinámica máxima de gráficos	1.20 GHz
Memoria máxima de video de gráficos	2 GB
Salida de gráficos	eDP/DP/HDMI/DVI/VGA
Resolución máxima (HDMI 1.4)‡	4096x2304@24Hz
Resolución máxima (DP)‡	3840x2160@60Hz
Resolución máxima (eDP - panel plano integrado)‡	3840x2160@60Hz
Resolución máxima (VGA)‡	1920x1200@60Hz
Compatibilidad con DirectX*	11.2/12
Compatibilidad con OpenGL*	4.3
Intel® Quick Sync Video	Sí
Tecnología Intel® InTru™ 3D	Sí
Intel® Flexible Display Interface	Sí
Tecnología Intel® de video nítido HD	Sí
Nº de pantallas admitidas ‡	3
ID de dispositivo	0x412

Opciones de expansión	
Escalabilidad	1S Only
Revisión de PCI Express	Up to 3.0
Configuraciones de PCI Express ‡	Up to 1x16, 2x8, 1x8+2x4
Cantidad máxima de líneas PCI Express	16
Especificaciones de paquete	
Zócalos compatibles	FCLGA1150
Máxima configuración de CPU	1
Especificación de solución térmica	PCG 2013D
T _{CASE}	72.72°C
Tamaño de paquete	37.5mm x 37.5mm
Baja concentración de opciones de halógenos disponibles	Ver MDDS
Tecnologías avanzadas	
Tecnología Intel® Turbo Boost	2.0
Tecnología Intel® vPro™ ‡	Sí
Tecnología Hyper-Threading Intel® ‡	Sí
Tecnología de virtualización Intel® (VT-x) ‡	Sí
Tecnología de virtualización Intel® para E/S dirigida (VT-d) ‡	Sí
Intel® VT-x con tablas de páginas extendidas (EPT) ‡	Sí
Intel® Transactional Synchronization Extensions – New Instructions	No
Intel® 64 ‡	Sí
Conjunto de instrucciones	64-bit
Extensiones de conjunto de instrucciones	SSE4.1/4.2, AVX 2.0
Tecnología Intel® My WiFi	Sí
Estados de inactividad	Sí
Tecnología Intel SpeedStep® mejorada	Sí
Tecnologías de monitoreo térmico	Sí
Tecnología Intel® Identity Protection ‡	Sí
Programa Intel® de imagen estable para plataformas (SIPP)	Sí
Tecnología de protección de datos Intel®	
Nuevas instrucciones de AES Intel®	Sí
Secure Key	Sí
Tecnología de protección de plataforma Intel®	
OS Guard	Sí
Tecnología Trusted Execution ‡	Sí
Bit de desactivación de ejecución ‡	Sí
Tecnología antirrobo	Sí

Anexo 9. Resultados de la modelación

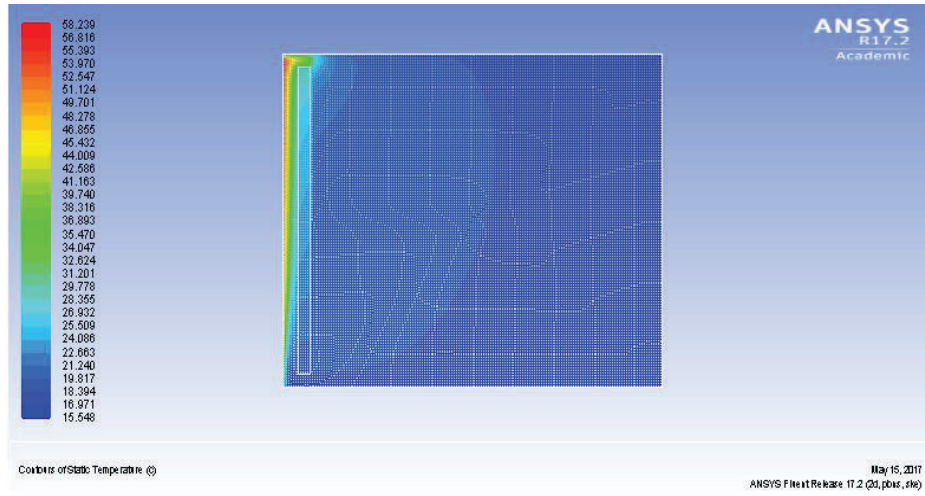


Figura A.0.8. Valores de las temperaturas resultado de la modelación.

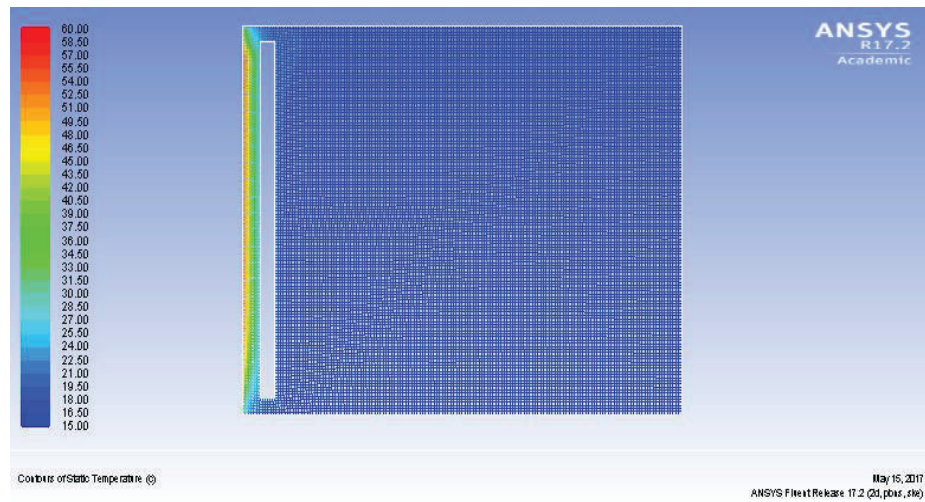


Figura A.0.9. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 30 [s].

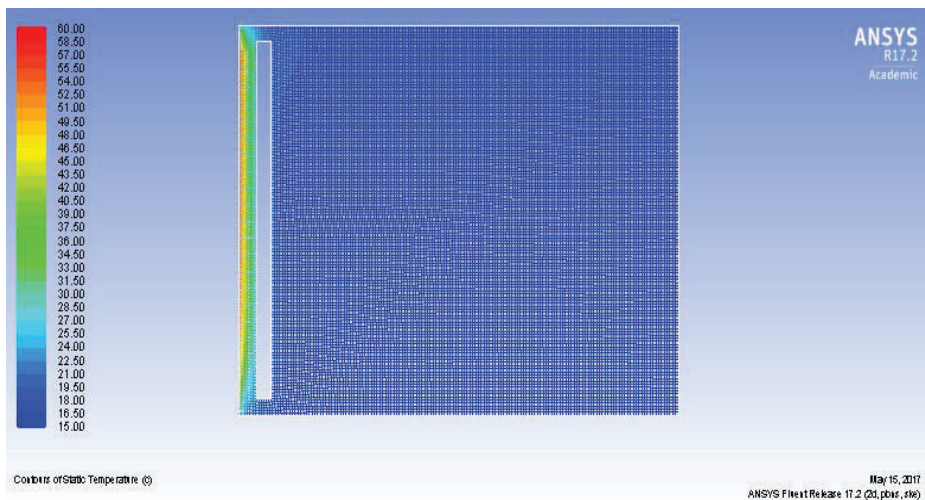


Figura A.0.10. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 60 [s].

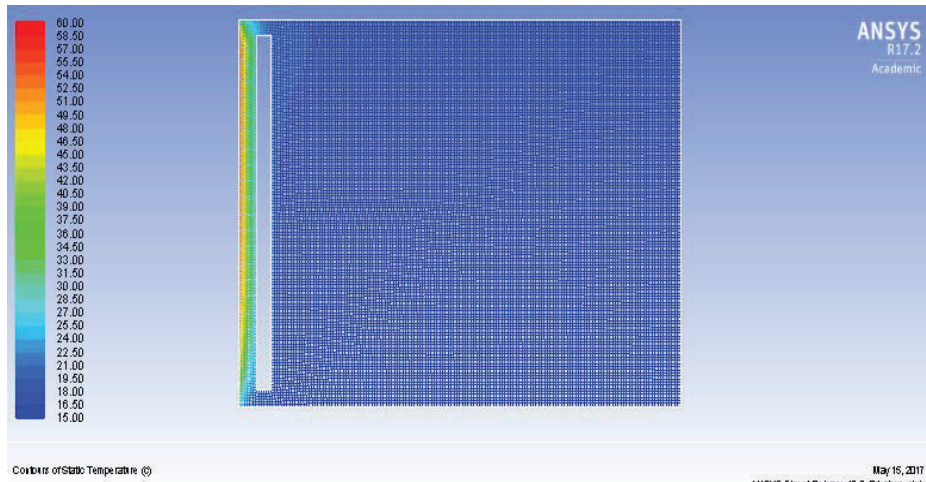


Figura A.0.11. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 90 [s].

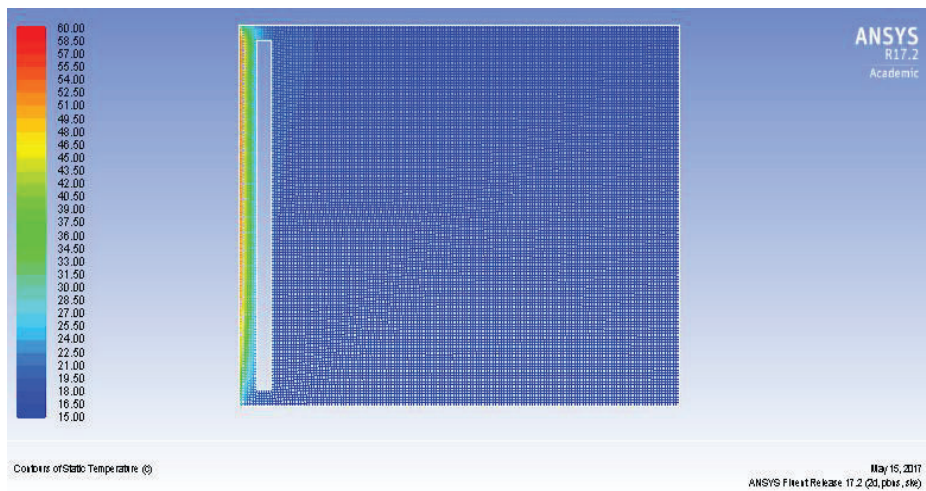


Figura A.0.12. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 120 [s].

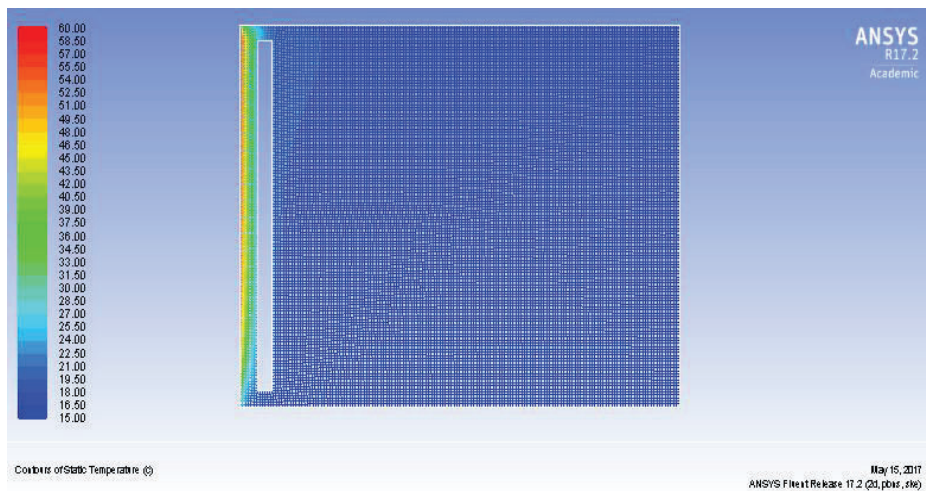


Figura A.0.13. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 150 [s].

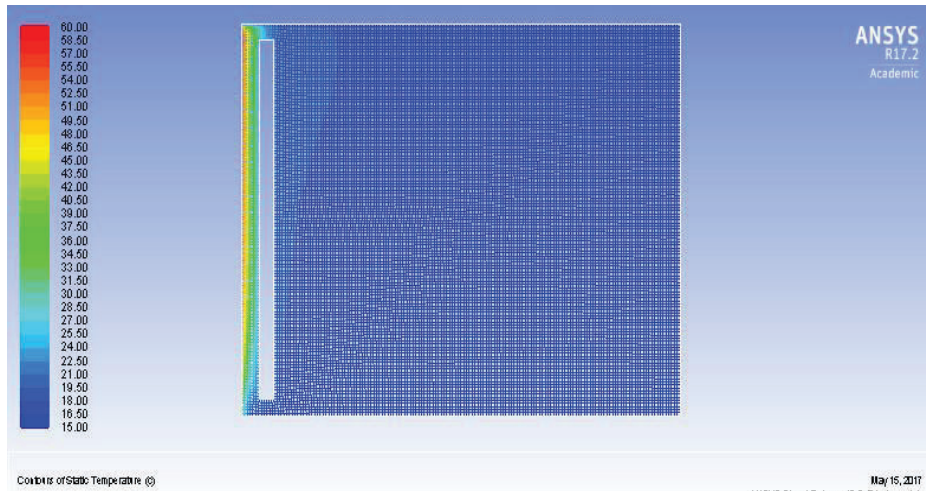


Figura A.0.14. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 180 [s].

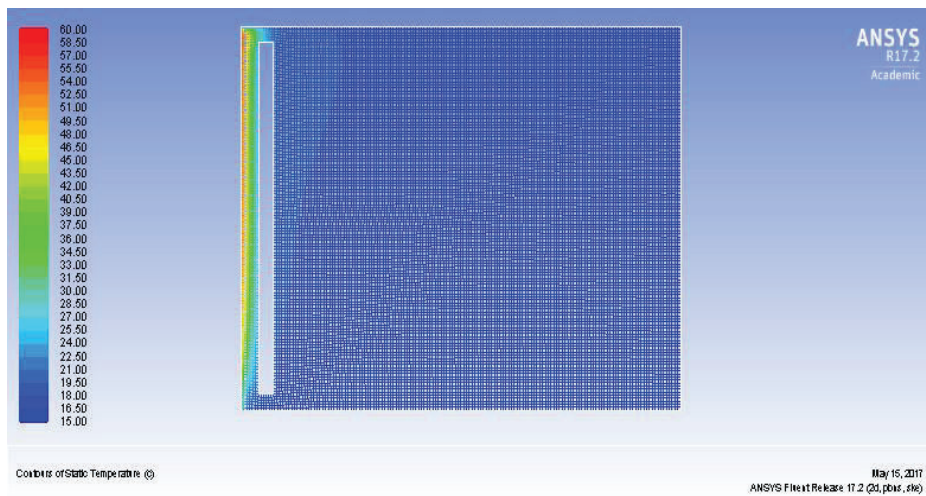


Figura A.0.15. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 210 [s].

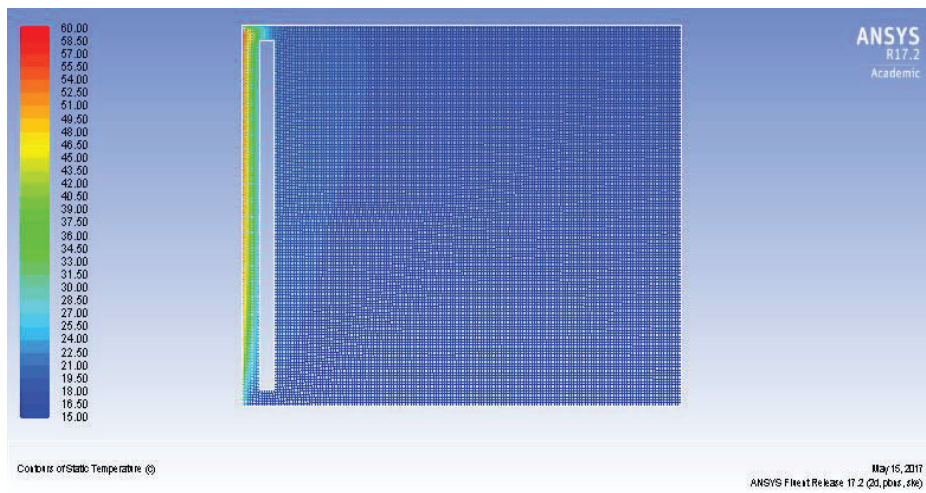


Figura A.0.16. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 240 [s].

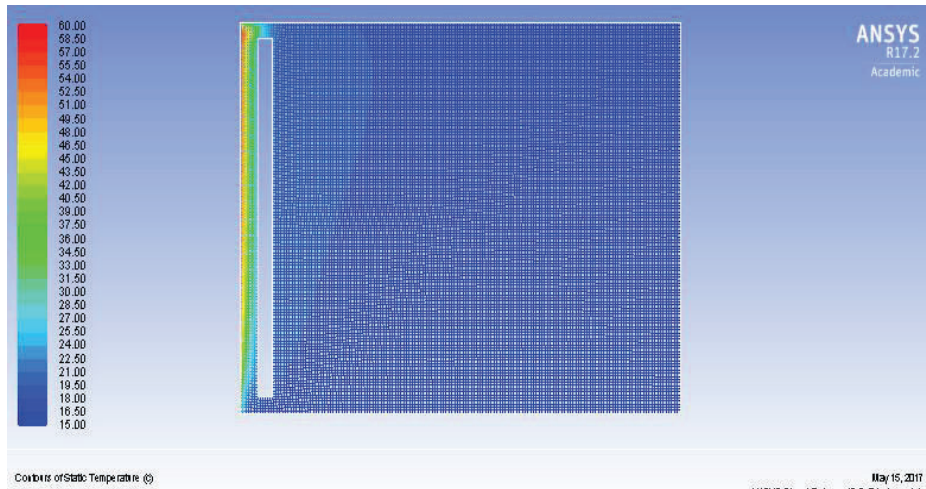


Figura A.0.17. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 270 [s].

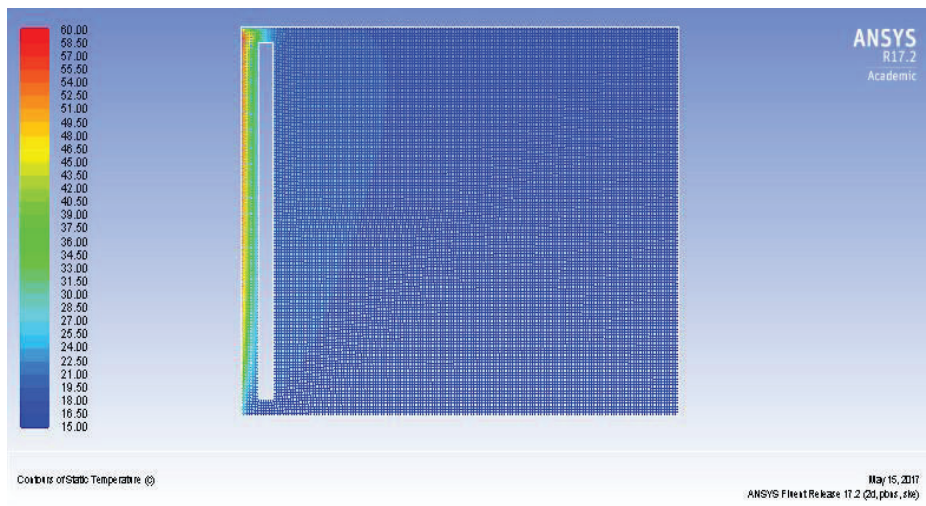


Figura A.0.18. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 300 [s].

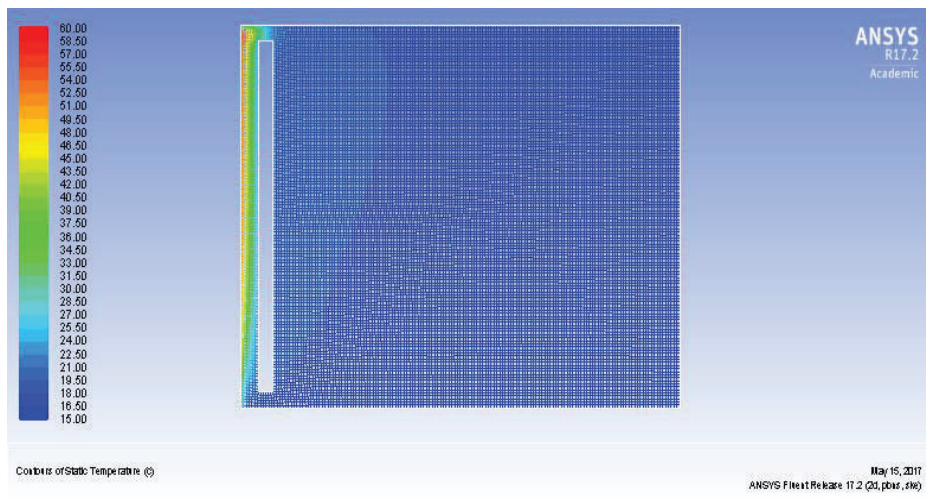


Figura A.0.19. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 330 [s].

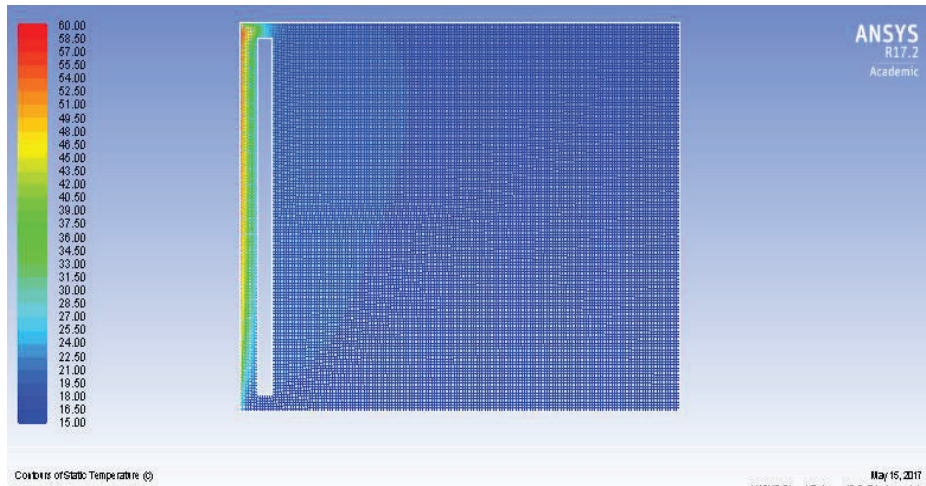


Figura A.0.20. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 360 [s].

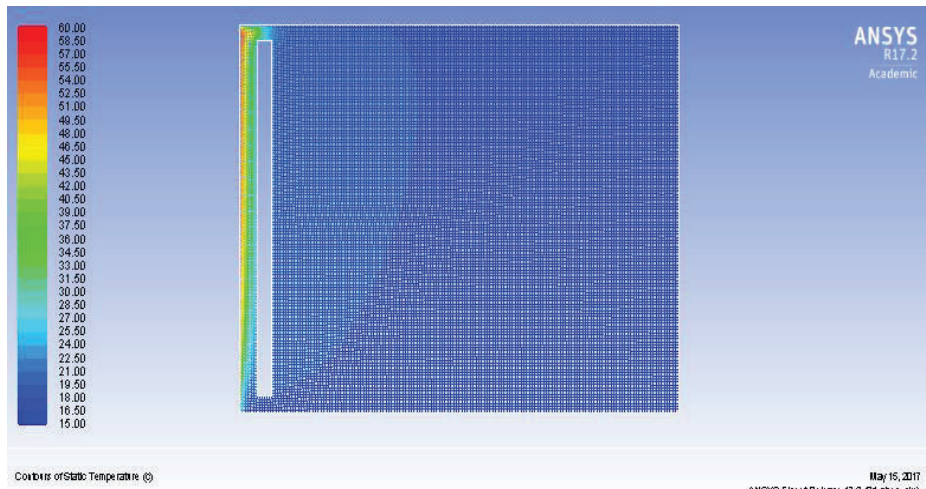


Figura A.0.21. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 390 [s].

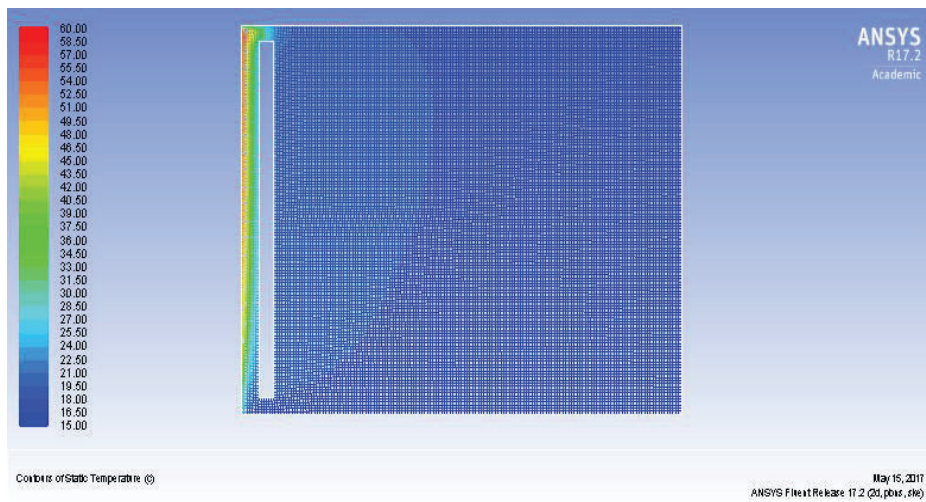


Figura A.0.22. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 420 [s].

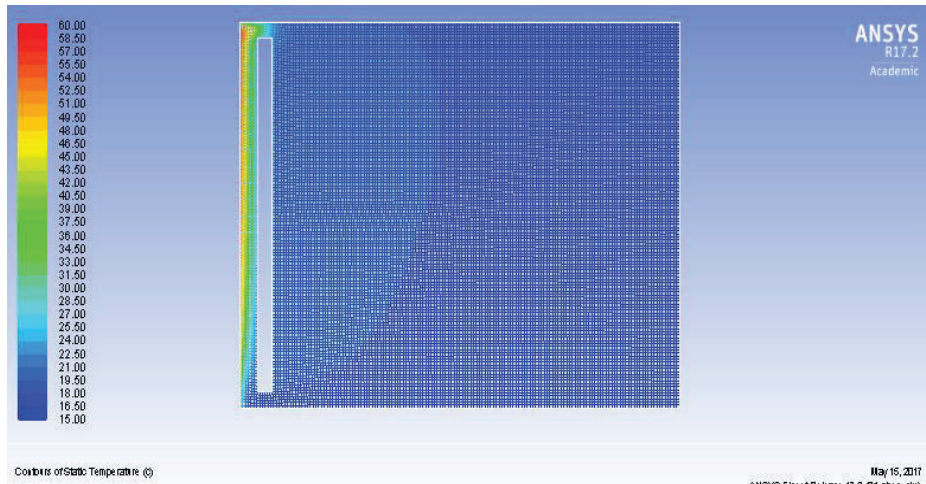


Figura A.0.23. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 450 [s].

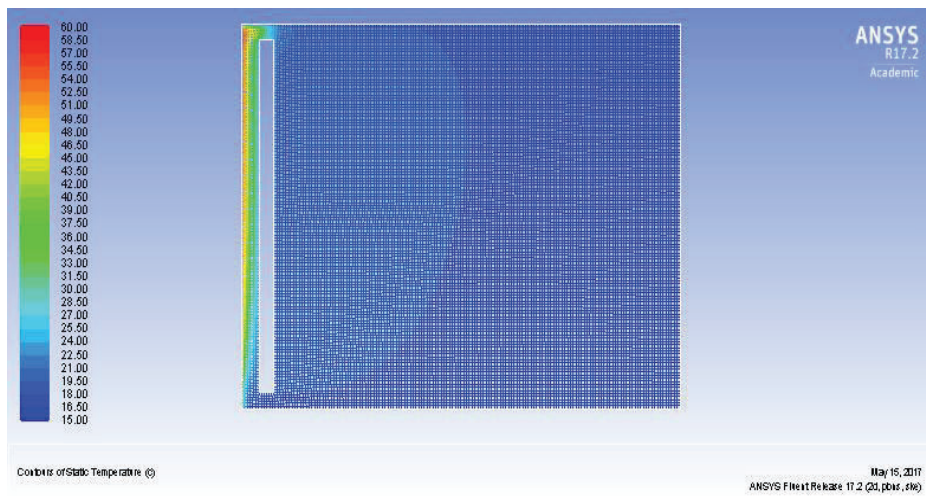


Figura A.0.24. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 480 [s].

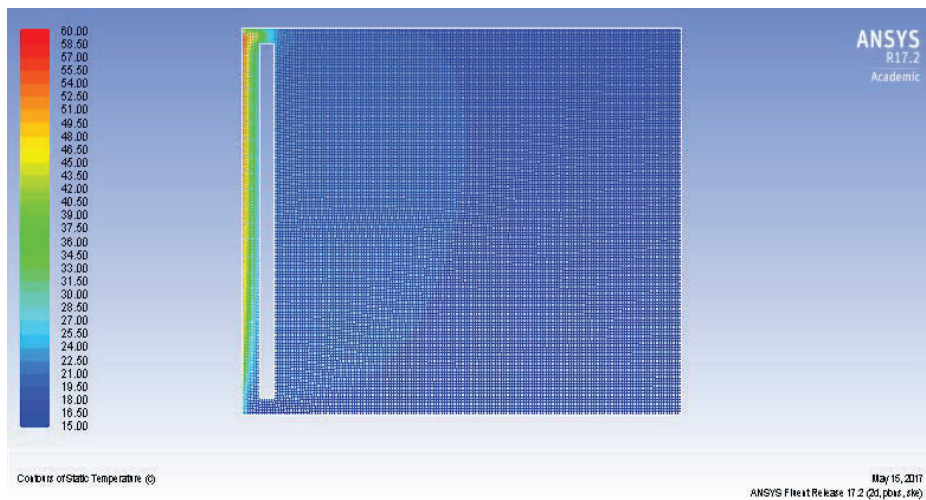


Figura A.0.25. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 510 [s].

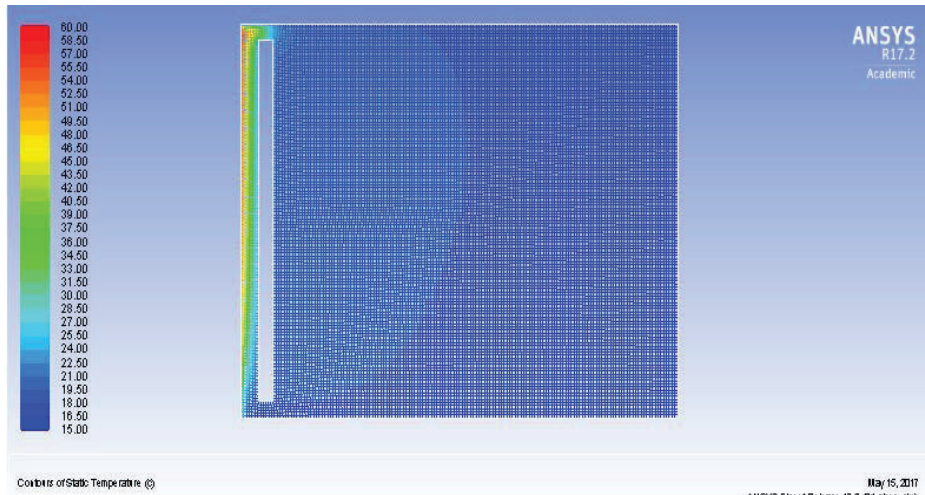


Figura A.0.26. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 540 [s].

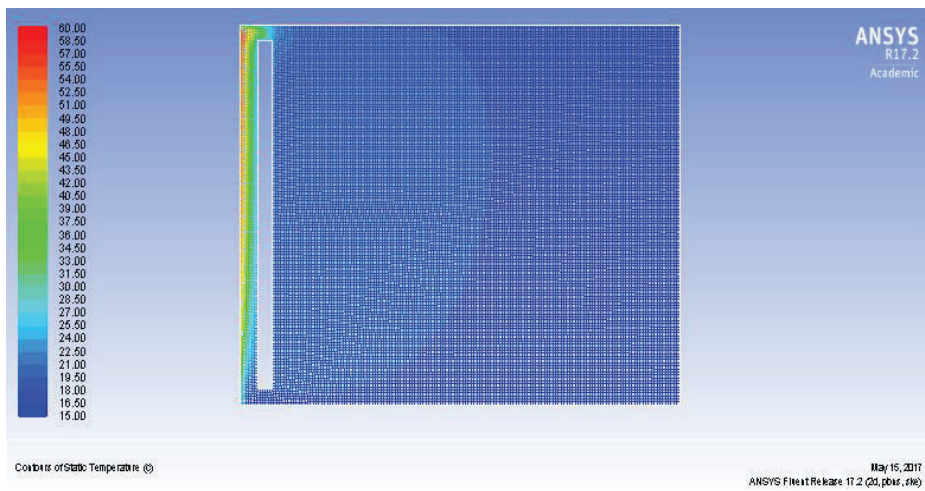


Figura A.0.27. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 570 [s].

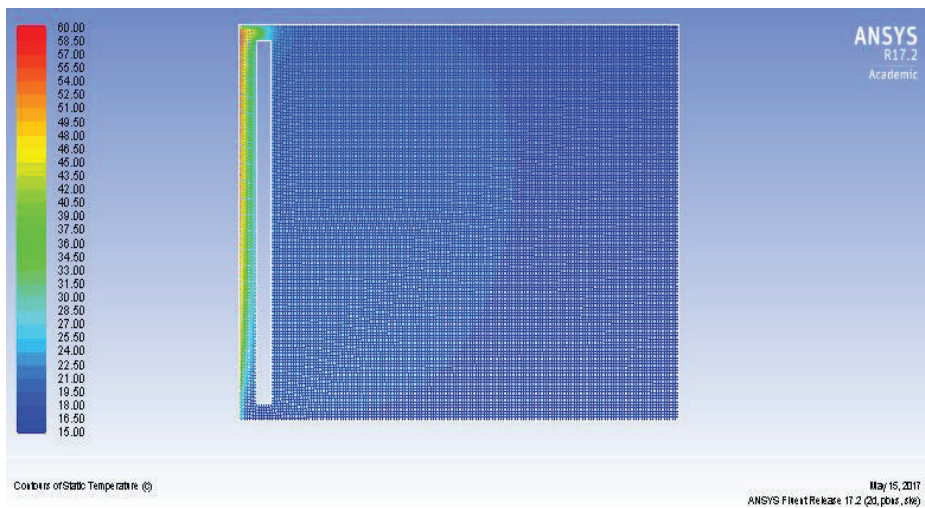


Figura A.0.28. Valores de las temperaturas, resultado de la modelación a los 600 [s].

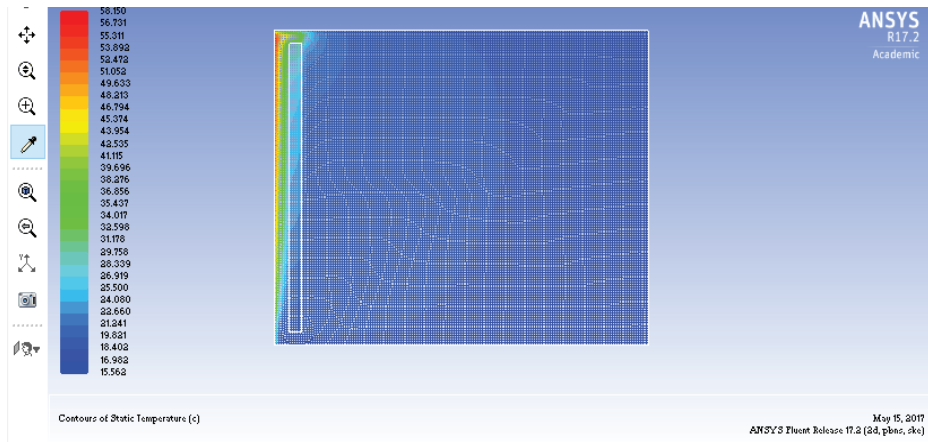


Figura A.0.29. Temperatura en la superficie interna del vidrio (T_g) a los 600[s].

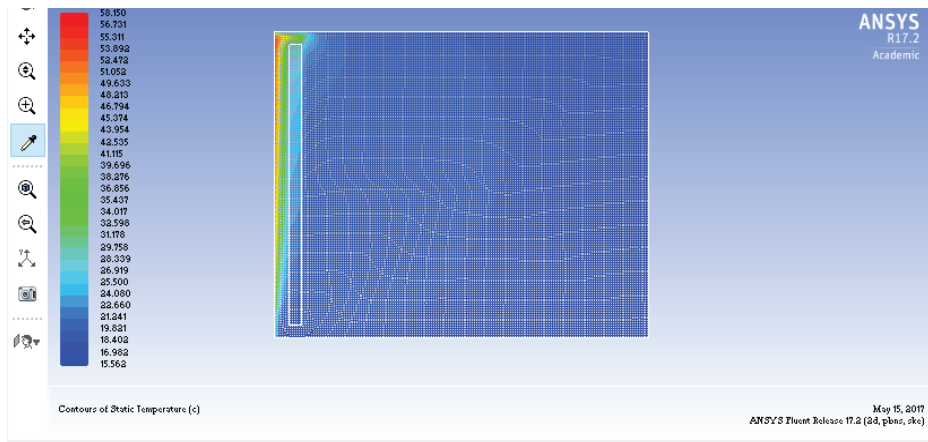


Figura A.0.30. Temperatura en el medio del canal colector (T_e) a los 600[s].

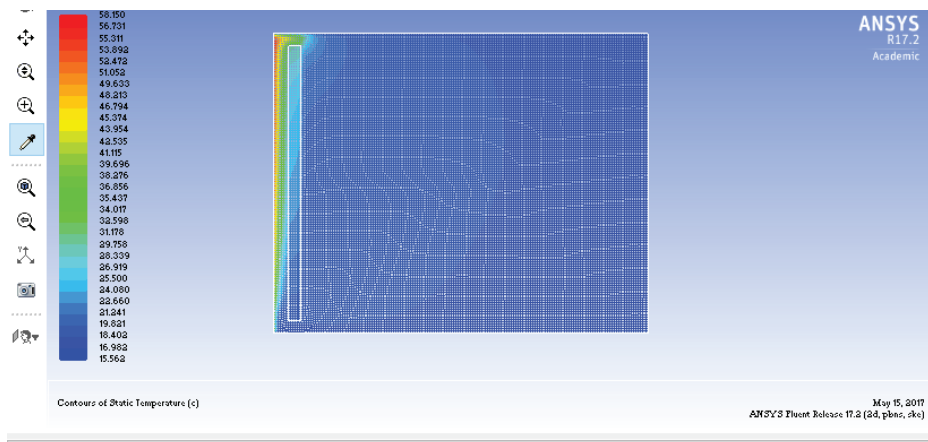


Figura A.0.31. Temperatura en la superficie del muro (T_w) a los 600[s].

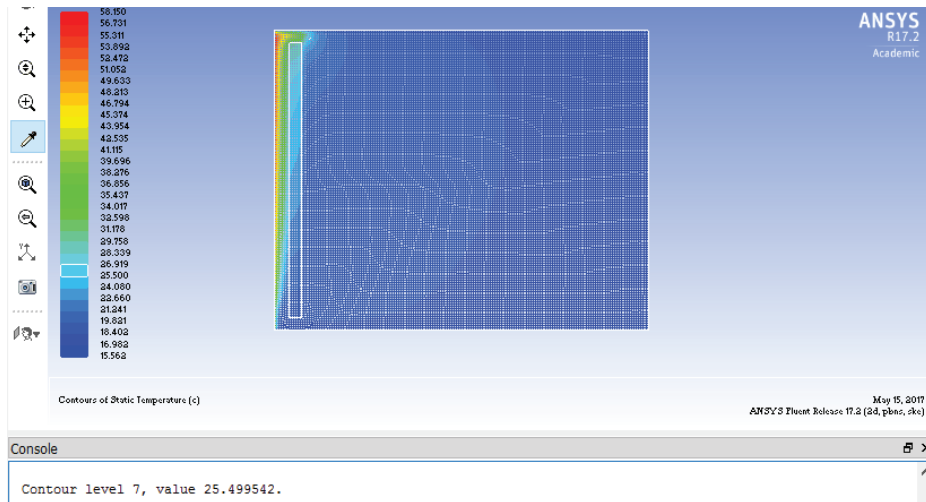


Figura A.0.32. Temperatura en la salida del canal colector (T_o) a los 600[s].

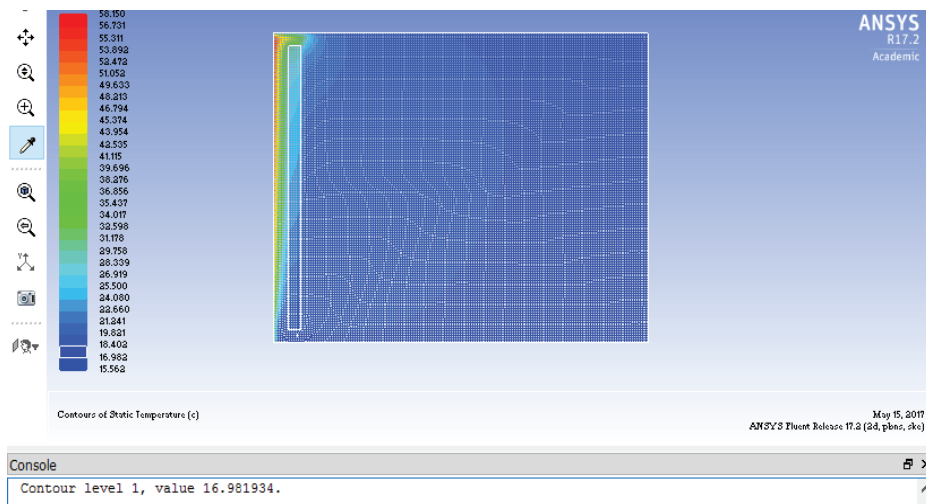


Figura A.0.33. Temperatura en la entrada del canal colector (T_i) a los 600[s].

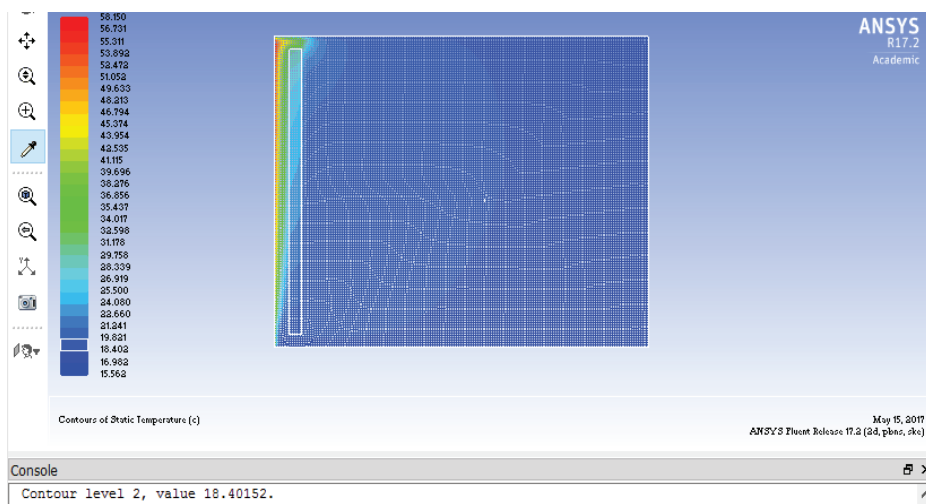


Figura A.0.34. Temperatura en el centro del cuarto (T_r) a los 600[s].

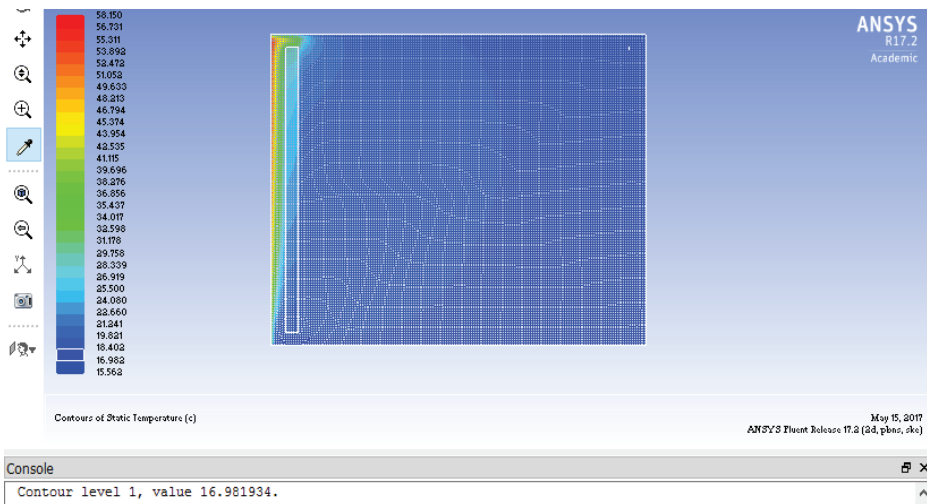


Figura A.0.35. Temperatura en el techo del cuarto (T_t) a los 600[s].

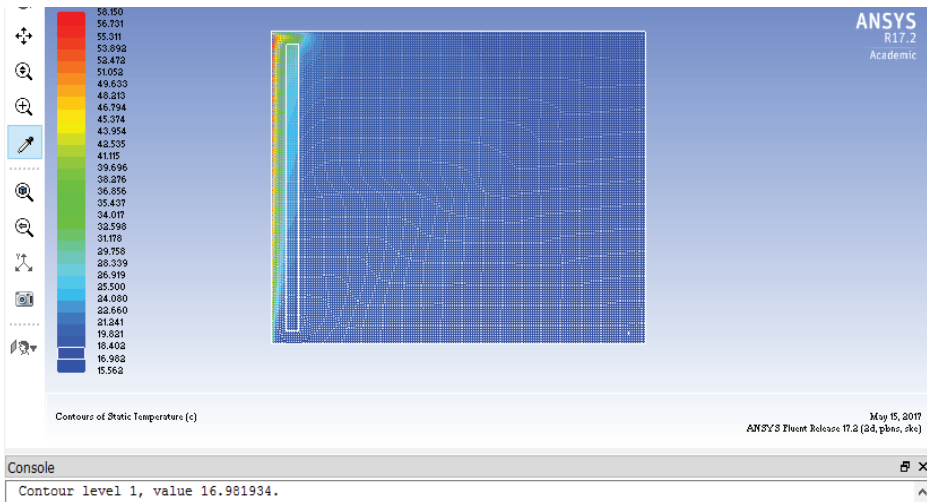


Figura A.0.36. Temperatura en el piso del cuarto (T_p) a los 600[s].

Anexo 10. Temperatura de radiación externa.

Para determinar la temperatura, la radiación externa incidente sobre el vidrio del módulo didáctico se utilizó una lámpara halógena de 150 [W], enfocada de manera directa sobre la superficie externa del vidrio hasta alcanzar la temperatura máxima.

La lámpara está ubicada a una distancia de 0,1[m] desde la superficie del vidrio hasta la cubierta de la lámpara. Para la medición de la temperatura se utilizó una termocupla tipo J calibrada desde $-100[^\circ\text{C}]$ a $120[^\circ\text{C}]$ y para el registro de las mediciones se utilizó el paquete de Software CASSY@Lab. Se tomó una medición por cada segundo por un periodo de 2750[s] (45 minutos) con la termocupla colocada en la parte central del vidrio y en contacto a la superficie.

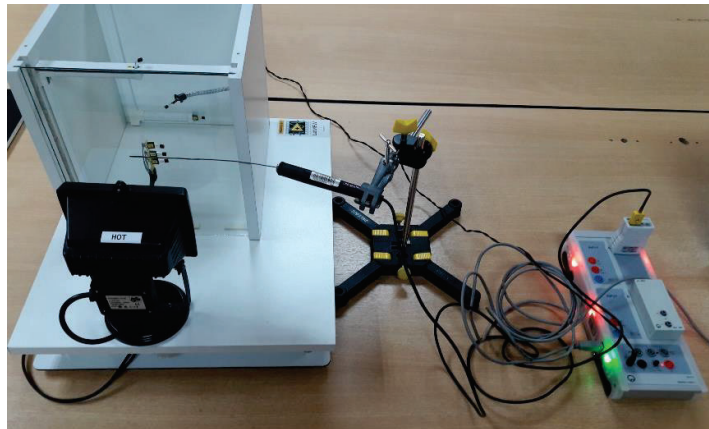


Figura A.0.37. Registro de temperaturas CASSY@Lab

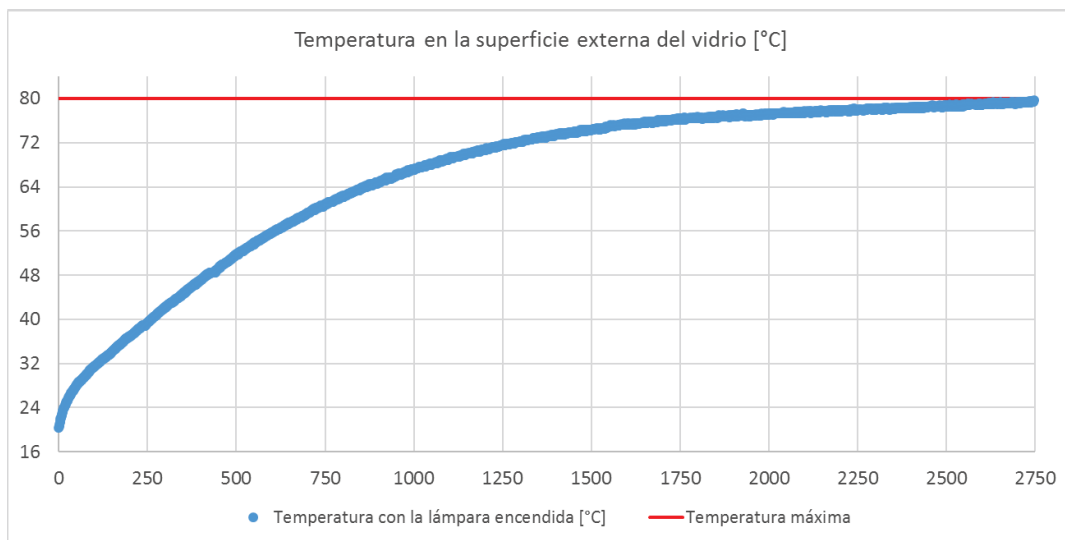


Figura A.0.38. Temperatura de radiación externa.

Anexo 11. Efecto del muro en la calefacción.

Temperaturas sin masa térmica

El proceso se desarrolló en una temperatura ambiente promedio de 17.2 [°C], con una duración de 10 minutos que se encuentra encendida la lámpara y 10 minutos apagada, simulando así el día y la noche en un total de 1200[s] para temperaturas medidas en [°C]. Los valores de temperatura del módulo didáctico del proceso *sin la masa térmica (sin el muro)*, se encuentran representados en la figura A.0.39

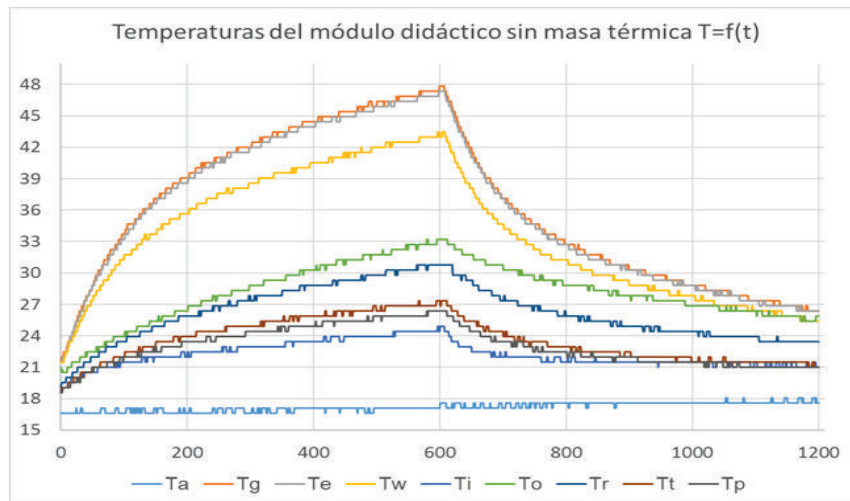


Figura A.0.39. Temperaturas medidas en un proceso de 1200 [s] sin masa térmica.

Las temperaturas T_a y T_r que corresponden a la temperatura del ambiente y de interior del módulo respectivamente, se pueden observar en la figura A.0.40.

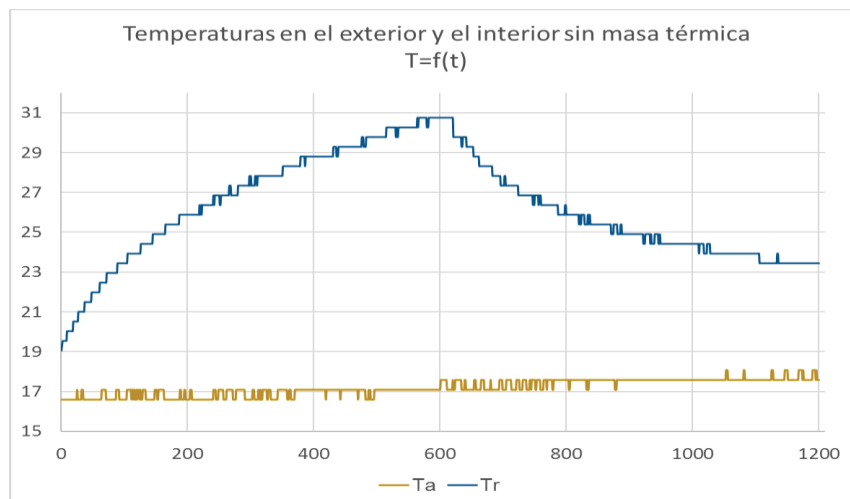


Figura A.0.40. Temperatura ambiente T_a y temperatura en el interior T_r .

Temperaturas con masa térmica

El proceso se desarrolló en una temperatura ambiente promedio de 16 [°C], con una duración de 10 minutos en los que está encendida la lámpara y 10 minutos apagada, simulando así el día y la noche en un total de 1200[s] para temperaturas medidas en [°C]. Los valores de temperatura del módulo didáctico del proceso *sin la masa térmica (sin el muro)*, se encuentran representados en la figura A.0.41.

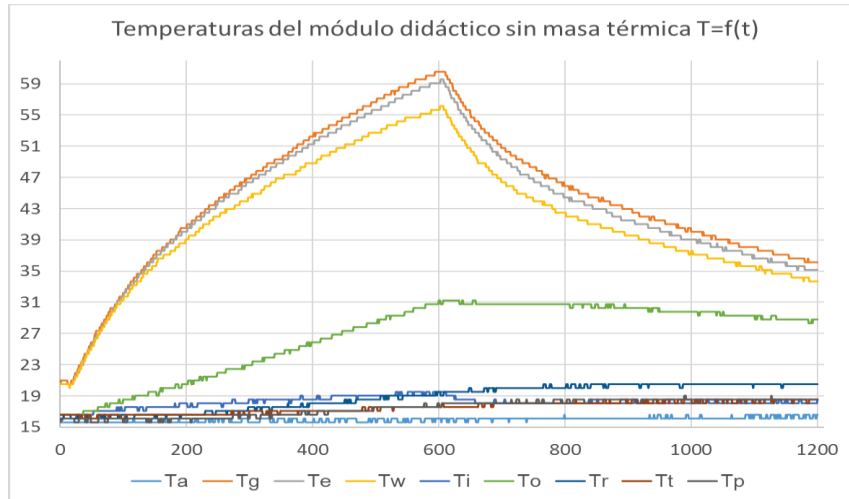


Figura A.0.41. Temperaturas medidas en un proceso de 1200 [s] sin masa térmica.

Las temperaturas en el canal de colección: temperatura en la superficie del vidrio T_g , temperatura en el canal T_e y temperatura en la superficie del muro T_w ; durante un proceso de 1200[s] se muestra en la figura A.0.42.

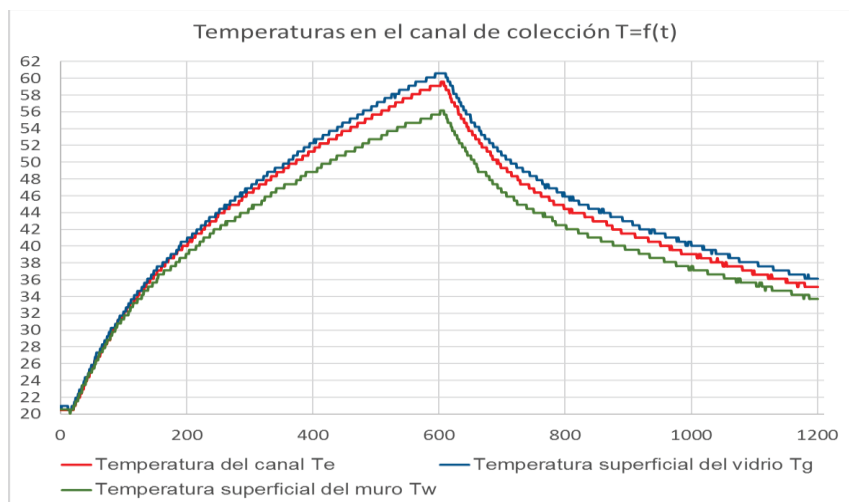


Figura A.0.42. Temperaturas en el canal de colección: T_g , T_e y T_w .

Las principales temperaturas en el interior del módulo: temperatura de salida del canal superior T_o , temperatura de entrada al canal inferior T_i y la temperatura promedio de referencia T_r ; se ilustran en la figura A.0.43.

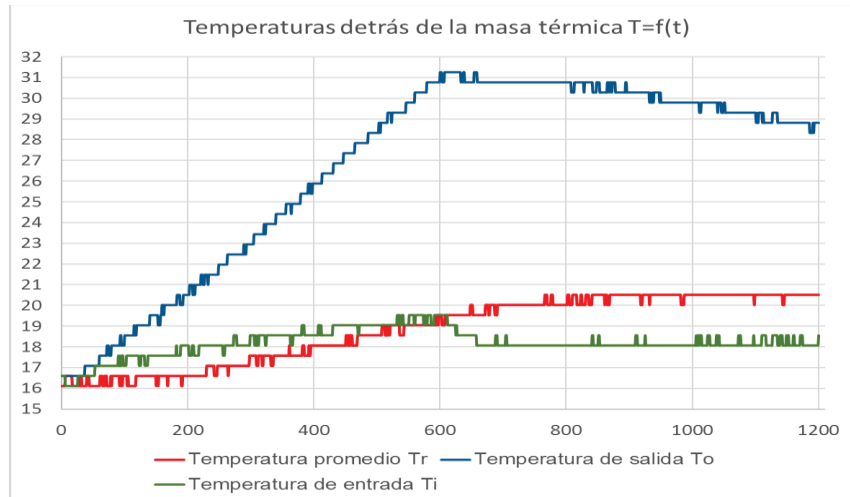


Figura A.0.43. Temperaturas en el canal de colección: T_r , T_o y T_i .

Se puede verificar la función de la masa térmica en el diseño de un muro Trombe clásico al comparar las temperaturas en el interior de módulo con y sin la masa térmica (observar la figura A.0.44), sin el muro la temperatura en el interior del módulo tiende a disminuir con mayor rapidez comparado con la temperatura cuando se tiene una masa térmica. También, el muro sirve para eliminar los efectos directos de la radiación térmica (cuando está la lámpara encendida) la cual produce un incremento rápido de la temperatura en el interior del muro y cuando no tenemos radiación térmica (con la lámpara apagada), el calor almacenado en el muro permite que la temperatura en el interior se deduzca con menor rapidez. Todo este fenómeno permite mantener por un mayor tiempo una temperatura de confort en el interior del módulo lo cual se conoce como calefacción solar pasiva.

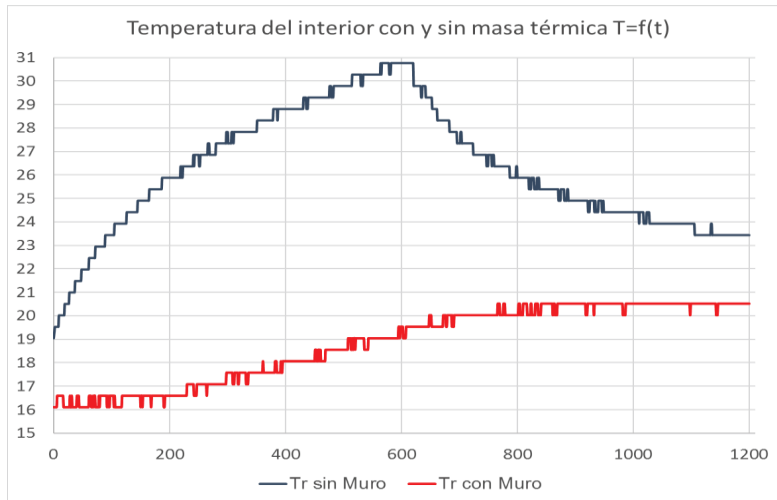


Figura A.0.44. Efecto de la masa térmica en la calefacción.