

Chimeneas solares como alternativa de ventilación natural en Bucaramanga

Omar Andrés Ardila Sanchez

Trabajo de Grado para optar al título de Magíster en Ingeniería Mecánica

Director

Jabid Eduardo Quiroga Méndez

Doctorado en Ingeniería Civil

Universidad Industrial de Santander

Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas

Escuela de Ingeniería Mecánica

Bucaramanga

2022

Dedicatoria

A mi mamá, Elda María, a mi papá, Hernando, a mis hermanos, Ender, Mónica y María Alejandra, quienes han sido mi apoyo y mi refugio. Son la luz y el sentido de mi vida.

A mis abuelos, Benjamín y María, quienes depositaron en mí su confianza y amor incondicional a lo largo de mi crianza. Vivirán en mí para siempre.

A todos los jóvenes que, con su marcha y con su voz, reclaman las condiciones necesarias para construir un mejor país. Su grito ha sido escuchado y resuena en las orbes del poder.

A Rosa, por supuesto...

Agradecimientos

A la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, por el apoyo brindado y por creer en sus egresados.

Al profesor Jabid Eduardo Quiroga, por su constante apoyo y asesoría a lo largo del desarrollo de la investigación, y a todo el cuerpo docente de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, por su dedicación y excelencia.

Al profesor Omar Armando Gelvez, por sus recomendaciones y la revisión de los cálculos de transferencia de calor.

A mi tía Marta, quien amablemente prestó su terreno para la construcción del prototipo de chimenea solar. ¡Gracias Tía!

Tabla de Contenido

Introducción	16
1. Marco teórico	23
1.1. Estado del arte	23
1.2. Fundamentos de radiación solar	30
1.3. La chimenea solar	34
1.4. Fundamentos de confort térmico	38
1.5. Métodos de cálculo de cargas térmicas	46
1.6. Balance de energía del aire en el recinto	52
1.7. Balances de energía en la chimenea solar	54
1.8. Dinámica de fluidos computacional	64
2. Metodología para determinar la capacidad de confort de la chimenea solar	71
2.1. Metodología propuesta	71
2.2. Definir la geometría (Paso 1.)	72
2.3. Recolectar datos meteorológicos (Paso 2.)	72
2.4. Especificar materiales y caracterizar paredes y techo (Paso 3.)	73
2.5. Construir modelo matemático de chimenea solar (Paso 4.)	75
2.6. Construir modelo CFD (Paso 5.)	78

2.7. Presentar resultados CFD (Paso 6.)	83
2.8. Validar experimentalmente modelo CFD (Paso 7.)	84
2.9. Evaluar el confort térmico (Paso 8.)	84
3. Desarrollo de la metodología propuesta	86
3.1. Definición de la geometría	86
3.2. Recolección de datos meteorológicos	86
3.3. Especificación de materiales y caracterización de paredes y techo	88
3.4. Construcción de modelo matemático de chimenea solar	92
3.5. Construcción de modelo CFD	99
3.6. Presentación de resultados	105
3.7. Validación experimental del modelo CFD	115
3.8. Evaluación de confort térmico	119
4. Conclusiones, recomendaciones y trabajos futuros	123
4.1. Conclusiones	123
4.2. Trabajos futuros	125
Referencias Bibliográficas	126
Apéndices	139

Lista de Figuras

Figura 1.	Partes fundamentales de la chimenea solar	35
Figura 2.	Captador y aislante térmico dentro de la chimenea solar	37
Figura 3.	Esquema de procesos de transferencia de calor en la chimenea solar	57
Figura 4.	Esquema del balance de energía en el acristalamiento	58
Figura 5.	Esquema del balance de energía en el aire en la chimenea	59
Figura 6.	Esquema del balance de energía en el captador	61
Figura 7.	Secuencia de pasos de la metodología propuesta	71
Figura 8.	Algoritmo para efectuar estudio de independencia numérica de malla	81
Figura 9.	Zonas de interés dentro del dominio computacional	83
Figura 10.	Algoritmo de solución del modelo matemático propuesto	94
Figura 11.	Comparación de valores teóricos del modelo de referencia y el modelo del presente estudio	96
Figura 12.	Variables calculadas en función de la longitud del captador: a) velocidad en abertura superior, b) flujo de masa, c) temperaturas, d) ACH	98
Figura 13.	Variables calculadas en función de la inclinación de chimenea: a) velocidad en abertura superior, b) flujo de masa, c) temperaturas, d) ACH	100
Figura 14.	Malla generada en Ansys Meshing-AM V19	102

Figura 15.	Test de independencia numérica de malla	103
Figura 16.	Estudio del área de aberturas. (a) velocidad entrada/salida, (b) flujo de masa, (c) velocidad en zonas de interés, (d) temperatura en zonas de interés.	106
Figura 17.	Estudio de la longitud del captador. (a) velocidad entrada/salida, (b) flujo de masa, (c) velocidad zonas de interés, (d) temperatura en zonas de interés.	108
Figura 18.	Estudio de la inclinación de la chimenea. (a) velocidad entrada/salida, (b) flujo de masa, (c) velocidad zonas de interés, (d) temperatura en zonas de interés.	109
Figura 19.	Estudio de la altura de la abertura exterior. (a) velocidad entrada/salida, (b) flujo de masa, (c) velocidad zonas de interés, (d) temperatura en zonas de interés. . . .	110
Figura 20.	Estudio del ratio de aberturas. (a) velocidad entrada/salida, (b) flujo de masa, (c) velocidad zonas de interés, (d) temperatura en zonas de interés.	112
Figura 21.	Comparación entre la velocidad de referencia y la velocidad máxima registrada en ZE de acuerdo a las variables geométricas estudiadas.	113
Figura 22.	Test de independencia numérica de malla del modelo final a escala real	115
Figura 23.	Grafico de líneas de corriente en el dominio computacional para el 21 de Febrero	118
Figura 24.	Comparación entre los datos experimentales y los resultados del modelo CFD .	119
Figura 25.	Ángulos de geometría solar	152
Figura 26.	Geometría y dimensiones del prototipo experimental (unidades en metros) . . .	169
Figura 27.	Azotea usada para la construcción del módulo de pruebas	169
Figura 28.	Colector solar de placa plana marca Chromagen	170

Figura 29.	Sistema de adquisición de datos	171
Figura 30.	Solarímetro TES-1333 Solar Power Meter	172
Figura 31.	Sensor de temperatura DS18B20	173
Figura 32.	Anemómetro JL-FS2 de tres copas	174
Figura 33.	Tarjeta Arduino UNO	175
Figura 34.	Ensamble y armado del módulo de pruebas	176
Figura 35.	Prueba del 21 de Febrero de 2021. Velocidad del aire e irradiancia solar	177
Figura 36.	Efecto de la chimenea solar en la velocidad del aire del recinto	177

Lista de Tablas

Tabla 1.	Día promedio recomendado, valores de n y declinación solar por mes	33
Tabla 2.	Propiedades de algunos recubrimientos selectivos	36
Tabla 3.	Valores de A en función de la velocidad media del aire	43
Tabla 4.	Fracciones recomendadas para la división de ganancias conductivas	50
Tabla 5.	Nomenclatura para los balances de energía en la chimenea solar	54
Tabla 5.	Continuación: Nomenclatura para los balances de energía en la chimenea solar .	55
Tabla 6.	Constantes usadas en el modelo de turbulencia $k - \varepsilon$	68
Tabla 7.	Plantilla para registrar materiales, propiedades termo-físicas y ópticas de la chimenea solar	73
Tabla 8.	Ejemplo del uso de la plantilla para caracterizar una pared de 6 capas	74
Tabla 9.	Descripción de códigos de pared	74
Tabla 10.	Formato de matriz de Pugh para seleccionar herramienta de simulación	79
Tabla 11.	Parámetros geométricos del estudio paramétrico	83
Tabla 12.	Plantilla para la evaluación del confort térmico para un mes específico	85
Tabla 13.	Geometría y dimensiones del recinto y la chimenea solar	87
Tabla 14.	Temperatura promedio mensual por mes y por hora en Bucaramanga, 7.119°N – 73.116°W	88

Tabla 15.	Humedad relativa promedio mensual por mes y por hora en Bucaramanga	89
Tabla 16.	Velocidad del viento promedio mensual por mes y por hora en Bucaramanga . . .	89
Tabla 17.	Reflectividad del medio ambiente promedio mensual en Bucaramanga	89
Tabla 18.	Materiales y propiedades termo-físicas y ópticas de los componenetes de la chimenea solar	90
Tabla 19.	Caracterización de paredes verticales del recinto	91
Tabla 20.	Caracterización del techo del recinto	91
Tabla 21.	Códigos de capas según ASHRAE-Handbook Fundamentals	91
Tabla 22.	Coeficientes globales de transferencia de calor en paredes y techo	91
Tabla 23.	CTSFs para paredes verticales	92
Tabla 24.	CTSFs para techo	92
Tabla 25.	RTFs para pared de construcción clase media, sin alfombra, 10% de acristala- miento (Nonsolar)	92
Tabla 26.	Parámetros de entrada del modelo matemático propuesto por (Mathur et al., 2006)	97
Tabla 27.	Valores teóricos de velocidad del aire calculados según modelo de referencia y según modelo del presente estudio	97
Tabla 28.	Matriz de Pugh para la seleccionar la herramienta de simulación	100
Tabla 29.	Indicadores de calidad de las mallas construidas para el dominio computacional .	102
Tabla 30.	Software, hardware y parámetros utilizados en las simulaciones CFD	104
Tabla 31.	Propiedades termofísicas del aire usadas en las simulaciones	105
Tabla 32.	Factores de relajación usados en las simulaciones CFD	105

Tabla 33.	Parámetros geométricos del estudio de optimización	105
Tabla 34.	Incremento porcentual de la velocidad del aire en ZE.	113
Tabla 35.	Software, hardware y parámetros utilizados en las simulaciones CFD del modelo final de comprobación	116
Tabla 36.	Indicadores de calidad de la malla del modelo final de comprobación	116
Tabla 37.	Resultados CFD de variables monitoreadas para el día promedio de cada mes. . .	117
Tabla 38.	Valores de velocidad del aire calculados con el modelo CFD y medidos experi- mentalmente	118
Tabla 39.	Evaluación del confort térmico para el primer semestre del año	121
Tabla 40.	Evaluación del confort térmico para el segundo semestre del año	122
Tabla 41.	Tipos de correlaciones para estimar el coeficiente de convección debido al viento	145
Tabla 42.	Correlaciones usadas para calcular las propiedades del aire en los procesos de trasferencia de calor por convección entre el acristalamiento y el aire, y entre el cap- tador y el aire	148
Tabla 43.	Materiales usados en la construcción del recinto	169
Tabla 44.	Especificaciones del solarímetro TES-1333 Solar Power Meter	172
Tabla 45.	Especificaciones del sensor de temperatura DS18B20	173
Tabla 46.	Especificaciones del anemómetro JL-FS2	174
Tabla 47.	Especificaciones de la placa Arduino UNO	175

Tabla 48. Presupuesto de chimenea solar para proporcionar ventilación natural a un recinto

de 27 m³ 178

Lista de Apéndices

	pág.
Apéndice A. Terminología de radiación	139
Apéndice B. Correlaciones usadas en los balances de energía de la chimenea solar	145
Apéndice C. Modelo de cielo claro ASHRAE	149
Apéndice D. Código MATLAB del modelo matemático desarrollado	155
Apéndice E. Módulo de pruebas y sistema de adquisición de datos	168
Apéndice F. Inversión económica	177

Resumen

TÍTULO: CHIMENEAS SOLARES COMO ALTERNATIVA DE VENTILACIÓN NATURAL EN BUCARAMANGA *

AUTOR: ARDILA SANCHEZ, Omar Andrés **

Palabras Clave: Confort térmico, Cargas de térmicas, Método de Series Temporales Radiantes, Dinámica de fluidos computacional, Irradiancia solar.

Descripción: En el presente trabajo de investigación se propuso y desarrolló una metodología para calcular el confort térmico obtenido al usar la chimenea solar como un medio de ventilación natural en la ciudad de Bucaramanga ($7^{\circ}07'07''$ N, $73^{\circ}06'58''$ O). Inicialmente, se implementó un modelo teórico para estimar la irradiancia solar incidente en las paredes del recinto y en el captador de la chimenea solar. Seguidamente, fue desarrollado y programado en el software MATLAB® un modelo teórico en estado estable para predecir el flujo de aire inducido por la chimenea solar, basado en modelos reportados por la literatura especializada. Se tuvo en cuenta el cálculo de las cargas térmicas del recinto usando el método de Series Temporales Radiantes (RTSM). Posteriormente, se construyó un modelo numérico tridimensional en estado estable para hacer un estudio paramétrico y determinar la geometría más conveniente para la ubicación geográfica de estudio. Se usó el software comercial ANSYS-FLUENT® para resolver las ecuaciones gobernantes del modelo numérico y se validaron los resultados obtenidos con un banco experimental a escala el cual simuló un recinto cúbico con una chimenea solar adosada. Finalmente, se evaluó el confort térmico para el día promedio de cada mes de acuerdo al método adaptativo de la Norma AISI/ASHRAE-55 2017. Los resultados obtenidos mostraron que la metodología propuesta fue efectiva para determinar el confort térmico obtenido con la chimenea solar. Además, se encontró que una chimenea solar de 4 metros de longitud, con una inclinación de 55° adosada a un recinto de 27 metros cúbicos ubicado en Bucaramanga, puede proporcionar confort térmico según los términos definidos en la Norma AISI/ASHRAE-55 2017, sin que haya una afectación significativa en los costos de construcción.

* Trabajo de investigación, Tesis de Maestría

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: QUIROGA MÉNDEZ, Jabid Eduardo, Doctorado en Ingeniería Civil.

Abstract

TITLE: SOLAR CHIMNEYS AS AN ALTERNATIVE FOR NATURAL VENTILATION IN BUCARAMANGA *

AUTHOR: ARDILA SANCHEZ, Omar Andrés **

Keywords: Thermal Comfort, Cooling Load, The Radiant Time Series Method, Computational Fluid Dynamics, Solar Irradiance.

Description: In the present research work, a methodology was proposed and developed to calculate the thermal comfort obtained when using the solar chimney for passive ventilation in Bucaramanga ($7^{\circ}07'07''$ N, $73^{\circ}06'58''$ W). Initially, a theoretical model was implemented to estimate the incident solar irradiance on the room walls and the collector of the solar chimney. Next, a steady-state theoretical model was developed and programmed in MATLAB® to predict the air flow induced by the solar chimney, based on models reported by specialized literature. The calculation of the thermal loads of the room was taken into account using the Radiant Time Series Method (RTSM). Subsequently, a steady-state three-dimensional numerical model was built to conduct a parametric study and determine the most convenient geometry for the study latitude. The commercial ANSYS-FLUENT® software was used to solve the governing equations of the numerical model, and the results obtained were validated with a scale experimental bench that simulated a cubic room with an attached solar chimney. Finally, the thermal comfort for the representative day of each month was evaluated according to the adaptive method of the AISI / ASHRAE-55 2017 Standard. The results showed that the proposed methodology was adequate to determine the thermal comfort obtained with the solar chimney. It was found that a solar chimney of 4 meters in length, with an inclination of 55° attached to a room of 27 cubic meters located in Bucaramanga, can provide thermal comfort according to the terms defined in the ANSI / ASHRAE-55-2017 Standard, without there is a significant impact on construction costs.

* Research Work, Master Thesis

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: QUIROGA MÉNDEZ, Jaid Eduardo, Doctorado en Ingeniería Civil.

Introducción

Formulación del problema

Bucaramanga ($7^{\circ}07'07''$ N, $73^{\circ}06'58''$ O) es una ciudad del nororiente de Colombia y capital del Departamento de Santander. La ciudad tiene un clima tropical, con una temperatura media anual de 23.1°C (IDEAM, 2019a). La temporada cálida tiene una duración de 2.2 meses, desde el 20 de Julio hasta 25 de Septiembre, mientras que la temporada fresca dura 1.9 meses, desde el 22 de Octubre hasta el 19 de Diciembre (Weather-Spark, 2020). Durante la temporada cálida, es necesario usar mecanismos de climatización que garanticen el confort térmico en los diferentes tipos de recintos. La gran mayoría de estos mecanismos hacen parte de la denominada *climatización activa*, cuya filosofía se enfoca en el uso de ventilación forzada o de sistemas de aire acondicionado. Estos últimos, si bien satisfacen las necesidades de confort de forma efectiva, demandan gran consumo de energía y emplean sustancias agotadoras de ozono (Minambiente, 2019).

La alternativa a los sistemas anteriormente mencionados, se denomina *climatización pasiva*, cuya filosofía busca controlar las variables medioambientales en el interior del recinto, a través de un diseño arquitectónico sostenible, sin la intervención de mecanismos ni de energías artificiales (Serra, 1999). Sin embargo, se observa que la tendencia actual de acondicionamiento climático sigue siendo el uso de sistemas de climatización activa, y además, que dicha tendencia está aumentando a un ritmo acelerado (ASHRAE-Spain-Chapter, 2019).

La chimenea solar es un sistema de acondicionamiento climático pasivo que funciona aprovechando el flujo de radiación solar para generar movimiento de aire en el interior del recinto. Este sistema de ventilación natural podría convertirse en una alternativa sostenible al uso de sistemas de climatización activa (Serra, 1999). Su desempeño ha sido probado en regiones geográficas en donde, en teoría, el potencial solar no es tan alto como en el trópico (Mathur et al., 2006) (Amori y Mohammed, 2012). Bucaramanga dispone de un alto potencial solar, con una radiación promedio diaria de 3.5 a 4.0 kWh/m² (IDEAM, 2019b) debido a su proximidad con el ecuador. En este contexto, la chimenea solar podría resolver el problema del confort térmico desde un enfoque sostenible y económicamente viable. Sin embargo, se observa que actualmente no existe información científica relacionada con el uso de chimeneas solares en Bucaramanga, ni metodologías que estimen el confort térmico que puede obtenerse con la chimenea solar. Por lo tanto, en el presente trabajo de investigación se propondrá y desarrollará una metodología que permita determinar el confort térmico que puede obtenerse a partir del uso de la chimenea solar, según la Norma ANSI/ASHRAE 55, y establecer si es viable su implementación en Bucaramanga. La metodología desarrollada representa una base para futuros trabajos, considerando el poco avance en materia de investigación de chimeneas solares en el país, y podría promover una transición hacia el uso de medios pasivos, y en particular de la chimenea solar, para resolver el problema de confort térmico en Colombia.

Pregunta de investigación e hipótesis

A partir del desarrollo del presente trabajo de investigación, se busca dar respuesta a los siguientes interrogantes: ¿Cuál es el grado de confort térmico que puede obtenerse a partir del uso de chimeneas solares en recintos ubicados en Bucaramanga? ¿Cuál es la mejor configuración geométrica de la chimenea solar para obtener confort térmico según los términos definidos en la Norma AISI/ASHRAE-55 2017? Pero sobre todo, se busca dar respuesta a la siguiente pregunta de investigación: ¿Es viable la implementación de chimeneas solares como una alternativa de confort térmico en Bucaramanga según la Norma AISI/ASHRAE-55? Planteados los interrogantes anteriores, se procede a formular la siguiente hipótesis: *En Bucaramanga es viable la implementación de la chimenea solar como un sistema de ventilación natural, que puede proporcionar confort térmico según los términos definidos en la Norma AISI/ASHRAE-55, mediante una configuración geométrica que maximiza la velocidad del aire en una zona de interés dentro del recinto.*

Objetivo General

Desarrollar una metodología que permita determinar la capacidad de confort térmico de la chimenea solar según la Norma ANSI/ASHRAE-55, en recintos ubicados en la ciudad de Bucaramanga a través de un modelo analítico y numérico, validado por un prototipo a escala.

Objetivos específicos

Plantear y desarrollar la metodología que permita determinar la capacidad de confort térmico de la chimenea solar en recintos ubicados en Bucaramanga.

Desarrollar un modelo matemático simplificado para determinar el flujo de aire en el conjunto recinto-chimenea solar a partir del método RTSM (Spitler et al., 1997) y el modelo desarrollado por Bansal et al. (1993).

Construir el modelo CFD (Computational Fluid Dynamics) que simule el comportamiento del flujo de aire en el interior del conjunto recinto-chimenea en función de los siguientes parámetros:

- Área de aberturas.
- Ratio de aberturas.
- Posición de aberturas.
- Inclinación de chimenea con respecto al plano horizontal.

Validar el modelo CFD a través de un prototipo a escala y comparar los resultados obtenidos con los estándares de confort establecidos por la Norma ANSI/ASHRAE-55 y la literatura de referencia.

Justificación

Debido a la creciente demanda de confort térmico a nivel mundial, se espera que para el año 2050 se hayan instalado 1.6 billones de unidades de aire acondicionado. En términos de consumo de electricidad y de emisiones de gases de efecto invernadero, esto equivale a añadir varios países al mundo (ASHRAE-Spain-Chapter, 2019), de modo que resulta evidente la necesidad de buscar alternativas de solución al problema de confort térmico. En tal sentido, el presente trabajo de investigación busca proponer y desarrollar una metodología que permita determinar la capacidad de confort térmico y por lo tanto la viabilidad de usar la chimenea solar como una alternativa de solución al problema de confort térmico en Bucaramanga.

Así mismo, la investigación busca generar información útil a la comunidad académica, que permita ampliar el conocimiento sobre el tema de investigación, así como promover análisis conjuntos y comparaciones entre periodos temporales concretos.

Debido a que no se cuenta con suficientes estudios de alcance nacional sobre el uso de la chimenea solar, la presente investigación tiene una utilidad metodológica debido a su carácter sistemático y repetible, el cual representa una base para futuros trabajos que investiguen soluciones al problema planteado.

Finalmente, el desarrollo de la presente investigación, puede representar un aporte a la me-

jora de la calidad de vida de comunidades de bajos ingresos, al demostrar la viabilidad técnica y económica del uso de la chimenea solar como un medio de ventilación natural que puede proporcionar confort térmico en Bucaramanga.

Alcances y limitaciones

La presente investigación tiene un alcance exploratorio. Se propondrá y desarrollará una metodología para determinar el confort térmico obtenido al usar la chimenea solar adosada a un recinto que emulará una habitación ubicada en Bucaramanga. Se analizará la información obtenida a partir del uso de modelos matemáticos y numéricos, así como de la construcción de un prototipo experimental.

Dado que estudiar todas las posibles configuraciones geométricas de recintos y de chimeneas solares es una tarea bastante compleja, este proyecto de investigación se limitará al estudio de geometrías cúbicas para el recinto y geometrías rectangulares para la chimenea solar. Dentro del recinto se considerará que el aporte de calor sensible al aire través de equipos y ocupantes es despreciable en comparación con las ganancias de calor sensible a través de paredes y techo producto del flujo de irradiancia solar incidente. No se considerarán aportes de calor latente.

La metodología propuesta será desarrollada para las condiciones climáticas de Bucaramanga, sin embargo, podrá ser replicada para cualquier ubicación geográfica de Colombia haciendo las consideraciones y ajustes pertinentes. Se considerará que los recintos estudiados, se encuentran

fuera del casco urbano del municipio (viviendas rurales) a una distancia no mayor a 5 km, con énfasis en viviendas de interés social rural. Sin embargo, la metodología propuesta está sujeta a modificaciones para su implementación en recintos que se encuentren dentro del casco urbano, siguiendo las regulaciones urbanísticas vigentes y la normatividad que corresponda.

La insuficiencia de sustento documental relacionado con el tema de investigación, aplicado a la ubicación de Bucaramanga, podría representar un limitante y por lo tanto gran parte de la metodología propuesta se basa en investigaciones internacionales relevantes que estudiaron el uso de chimeneas solares con propósitos de confort térmicos. No se espera que el tiempo de ejecución del proyecto y el presupuesto para el desarrollo del mismo sean limitantes. Sin embargo, la emergencia sanitaria causada por el SARS-CoV-2, podría representar limitantes relacionados con autorizaciones, logística y disponibilidad de asesores.

1. Marco teórico

1.1. Estado del arte

Diversas investigaciones han estudiado la chimenea solar como un mecanismo de ventilación natural, considerando diferentes condiciones ambientales y geométricas. En la literatura científica, se reportan trabajos de investigación desde el campo internacional y nacional, cuyo tema central ha sido la evaluación del confort térmico que puede obtenerse a partir del uso de chimeneas solares.

Bansal et al. (1993), pionero en investigar la chimenea solar en aplicaciones de ventilación natural, realizó el estudio *Solar chimney for enhanced stack ventilation*, en el cual desarrolló un modelo matemático de estado estable para estudiar el flujo de aire inducido por la chimenea solar, tomando en consideración diferentes tamaños de abertura. Su estudio consideró los balances de energía en el acristalamiento, el captador y el flujo de aire en la chimenea. Seguidamente, encontró las temperaturas convergentes, el flujo de masa y el flujo volumétrico inducido. Los resultados obtenidos mostraron que con un área de captador de 2.25 m^2 la chimenea solar pudo generar flujos de aire de entre $140\text{--}330 \text{ m}^3/\text{h}$, para un rango de irradiancia solar de $200\text{--}1000 \text{ W}/\text{m}^2$. El modelo propuesto fue ampliamente referenciado en investigaciones posteriores que abordaron el estudio de la chimenea solar desde un enfoque matemático, entre las cuales destacan (Ong y Chow, 2003), (Mathur et al., 2006), (Bassiouny y Koura, 2008), (Punyasompun et al., 2009), (Al-Kayiem et al., 2014), (Saleem et al., 2016), (Sivaram et al., 2018).

Según la literatura científica referenciada anteriormente, los modelos matemáticos de chimenea solar en estado estable son útiles para predecir variables globales como la velocidad de entrada y salida de la chimenea, el flujo volumétrico, el número de cambios de aire por hora (ACH), el flujo de masa y las temperaturas en el captador, acristalamiento y el aire en la chimenea. Sin embargo, no brindan mayor información sobre el comportamiento del aire en el interior del recinto, razón por la cual se hace necesario recurrir a los modelos CFD y a módulos de prueba experimentales con el fin de estudiar los patrones de flujo, la distribución de temperatura y la evaluación del confort térmico en sitios de interés dentro del recinto. En éstas líneas de investigación destacan los trabajos mencionados a continuación:

Hussain y Oosthuizen (2012), en la investigación *Numerical investigations of buoyancy-driven natural ventilation in a simple atrium building and its effect on the thermal comfort conditions*, exploraron numéricamente el uso de ventilación natural impulsada por chimenea solar con el objetivo de evaluar el confort térmico en un edificio de tres plantas. El enfoque metodológico usado en esta investigación fue cuantitativo de tipo exploratorio. Para resolver las ecuaciones gobernantes del modelo CFD, se usó el software comercial ANSYS-FLUENT®. Se estudió el flujo de aire impulsado por la chimenea solar y la distribución de temperaturas en función de parámetros geométricos. El confort térmico se evaluó según el índice PMV (*Predicted Mean Vote*) y el PDD (*predicted percent dissatisfied index*) (ASHRAE, 2017). Se encontró que el confort térmico en la mayoría de las áreas ocupadas del edificio estuvo en la clasificación de *cómodo*.

Por otro lado, Li et al. (2014) en su investigación *Performance of a coupled cooling system with earth-to-air heat exchanger and solar chimney*, propuso solucionar el problema de confort térmico mediante la construcción de un prototipo de sistema combinado de intercambiadores de calor tierra-aire (EAHEs) con chimeneas solares, con lo cual se logró tener influencia no sólo en la velocidad del aire, sino también en la temperatura del aire que ingresa a la instalación de prueba. El enfoque metodológico usado en esta investigación fue cuantitativo de tipo exploratorio y el instrumento de recolección de información fue la observación experimental. Los resultados mostraron que el sistema combinado pudo generar flujos volumétricos de hasta $1000 \text{ m}^3/\text{h}$, con una capacidad de enfriamiento máxima de 3308 W durante el día, cumpliendo con los requerimientos de confort térmico definidos en la Norma AISI/ASHRAE-55.

Imran et al. (2015), realizó la investigación *Induced flow for ventilation and cooling by a solar chimney*, en la cual propuso un modelo numérico validado experimentalmente para predecir el desempeño de la chimenea solar bajo el efecto de diferentes parámetros geométricos. El enfoque metodológico usado en esta investigación fue cuantitativo de tipo exploratorio, con observación experimental. Las ecuaciones gobernantes del modelo CFD se resolvieron en una rutina de computadora programada en FORTRAN. Se investigó el efecto de variar el ángulo de inclinación de 15° a 60° , para un rango de irradiancia solar de $150 - 750 \text{ W}/\text{m}^2$. El estudio experimental se hizo con una chimenea solar de $2\text{m} \times 2\text{m}$ (área superficial del captador), adosada a una habitación de 12 m^3 . Los resultados mostraron que, para la ubicación de estudio, el ángulo óptimo de chimenea fue de 60° con el cual se maximizó la tasa de ventilación. Se encontró que la velocidad máxima

del aire fue de 0.8 m/s, para una irradiancia solar de 750 W/m². En este estudio se demostró que la corriente de aire inducida por la chimenea solar puede ser usada para ventilación y refrigeración de forma pasiva, sin asistencia mecánica.

Salehi et al. (2019) realizó el estudio *Investigation of thermal comfort efficacy of solar chimneys under different climates and operation time periods*, cuyo propósito fue determinar los periodos del año más adecuados para el uso de la chimenea solar, en cuatro tipos de clima representados por cuatro ciudades: Bandar-Abbas, Yazd, París y Toronto. El enfoque metodológico usado en esta investigación fue cuantitativo de tipo exploratorio. Se usó el paquete comercial EnergyPlus para las simulaciones térmicas. El nivel de confort térmico se evaluó según el índice PMV (*Predicted Mean Vote*) (ASHRAE, 2017). Los resultados mostraron que el PMV entre -0.7 – 0.7 se presentó en los meses de Noviembre y de Enero hasta Abril en Bandar-Abbas, Abril y Mayo junto con Septiembre y Octubre en Yazd, y Junio hasta Agosto en París y Toronto.

Abdeen et al. (2019), en su estudio *Solar chimney optimization for enhancing thermal comfort in Egypt: An experimental and numerical study*, propuso un modelo CFD cuasi-estable con el objetivo de optimizar el diseño de la chimenea solar para maximizar la velocidad del aire inducida por convección natural, con énfasis en el confort térmico. El enfoque metodológico usado en esta investigación fue cuantitativo de tipo exploratorio, con observación experimental. El modelo CFD fue simulado en el software comercial ANSYS-FLUENT® y validado con un prototipo experimental de chimenea solar adosada a una habitación. Se emplearon algoritmos genéticos multiobjetivo

(MOGA) para optimizar el diseño. Los resultados mostraron que hubo una concordancia razonable entre los datos experimentales y los cálculos de CFD, con una desviación de 5.14 %. El diseño óptimo se logró utilizando una chimenea solar de 1.85m de altura, 2.65m de ancho, un *air gap* de 0.28m y un ángulo de inclinación de 75°. Los cálculos de confort fueron hechos según la Norma AISI/ASHRAE-55.

Dhahri y Aouinet (2020) realizaron la investigación *CFD investigation of temperature distribution, air flow pattern and thermal comfort in natural ventilation of building using solar chimney*, cuyo propósito fue investigar el flujo de aire, la distribución de temperaturas y el confort térmico en la ventilación natural inducida por la chimenea solar. El enfoque metodológico usado en esta investigación fue cuantitativo de tipo exploratorio. Se usó el paquete comercial ANSYS-CFX® para las simulaciones numéricas del modelo CFD propuesto, el cual se validó con datos experimentales. El nivel de confort térmico se evaluó según la Norma AISI/ASHRAE-55. Se encontró que el modelo CFD predijo con precisión el flujo de aire y la distribución de temperaturas en un recinto con ventilación natural mediante la chimenea solar. Se comprobó que es posible obtener velocidades de 0.35 m/s y confort térmico según AISI/ASHRAE-55.

Siguiendo la línea de sistemas combinados, Li et al. (2021) realizó la investigación *An experimental investigation on the passive ventilation and cooling performance of an integrated solar chimney and earth-air heat exchanger*, cuyo objetivo fue investigar la posibilidad de usar la chimenea solar junto con intercambiadores de calor tierra-aire (EAHEs) para mejorar el con-

fort térmico y reducir el gasto energético de los edificios, mediante la construcción de un banco de pruebas experimental a gran escala. El enfoque metodológico usado en esta investigación fue cuantitativo de tipo exploratorio y el instrumento de recolección de información fue la observación experimental. Los resultados para un día típico de verano mostraron que la fuerza de flotabilidad pudo generar flujos volumétricos de hasta $252 \text{ m}^3/\text{h}$, al tiempo que el aire era enfriado por el suelo de los alrededores. También se comprobó que al usar una masa térmica relativamente grande, se generaron flujos volumétricos entre $50\text{--}70 \text{ m}^3/\text{h}$ incluso cuando la irradiancia solar fue baja o nula.

A nivel nacional, Storino (2015) en el trabajo de investigación *Diseño y construcción de prototipo de chimenea solar para vivienda de interés social en el Valle del Cauca*, realizó el diseño y construcción de un prototipo de chimenea solar de bajo costo con el propósito de mejorar el confort térmico en las Viviendas de Interés Social (VIS), en El Valle del Cauca, Colombia. El enfoque metodológico usado en esta investigación fue cuantitativo de tipo exploratorio y el instrumento de recolección de información fue la observación experimental. Los resultados mostraron que la chimenea solar aumentó el confort térmico en el interior de las VIS y ayudó a controlar los picos de temperatura a lo largo del día. Se comprobó, además, que el diseño, construcción e instalación de un prototipo de chimenea solar fue económicamente viable.

Siguiendo en la temática VIS, Giraldo (2017), en su investigación *Diagnóstico y mejoramiento del comportamiento térmico y la ventilación en viviendas de interés social en Cali con medios pasivos*, demostró que el confort térmico no es tenido en cuenta al diseñar VIS, en la Ciu-

dad de Cali, Colombia, y propuso una solución al problema de confort mediante intervenciones arquitectónicas pasivas, entre ellas la chimenea solar. El enfoque metodológico usado en esta investigación fue cuantitativo de tipo exploratorio y el instrumento de recolección de información fue la observación experimental. Según los resultados, fue posible alcanzar renovaciones de aire de 27.3 a 34.5, con flujos volumétricos de 408 a 514 m³/h. La velocidad de aire máxima registrada fue de 0.95 m/s. Se demostró que la adaptación de chimeneas solares a las VIS, fue una alternativa económicamente viable, al alcance de comunidades de bajos ingresos.

Finalmente, Orozco y Guerrero (2019), en su investigación *Evaluación del desempeño térmico de un prototipo con chimenea solar e intercambiador tierra-aire*, evaluaron el desempeño térmico de un prototipo de vivienda con chimenea solar e intercambiador de calor tierra-aire (EAHEs), con el objetivo de mejorar el confort térmico en recintos ubicados en Valledupar, Colombia. El enfoque metodológico usado en esta investigación fue cuantitativo de tipo exploratorio y el instrumento de recolección de información fue la observación experimental. Se construyeron dos prototipos de VIS a escala, uno de ellos con chimenea solar. Los resultados mostraron que la VIS con sistema de ventilación natural registró, en promedio, una temperatura de 1°C por debajo del prototipo de referencia (sin sistema de ventilación natural).

De acuerdo al análisis realizado en el Estado del arte, se observa que la chimenea solar puede ser usada como una estrategia de ventilación natural que mejora el confort térmico dentro de los edificios y recintos, puesto que genera renovación de aire y remoción de carga térmica. Además,

con la configuración geométrica adecuada, es posible lograr velocidades de aire que cumplen con las condiciones de confort térmico establecidas en la Norma AISI/ASHRAE-55. En particular, se observó una influencia notable del ángulo de inclinación, la altura de chimenea y de la longitud del captador. Gran parte de las investigaciones citadas previamente, tuvieron un enfoque metodológico cuantitativo de tipo exploratorio, con validación experimental.

1.2. Fundamentos de radiación solar

Los conceptos fundamentales de radiación solar listados a continuación se definieron según la Norma ISO 9488 (AENOR, 2001), la cual hace alusión al vocabulario de energía solar. La terminología completa se puede ver en el Anexo A.

1.2.1. El Sol. El sol es una esfera de material gaseoso intensamente caliente, con un diámetro aproximado de 1.39×10^9 m, a una distancia promedio de 1.5×10^{11} m de la Tierra (Duffie y Beckman, 1991). El sol se comporta como un reactor nuclear de fusión, en el cual elementos ligeros se combinan a nivel atómico para formar elementos más pesados. El principal proceso de fusión que se da en el sol es la fusión del hidrógeno durante la cual dos átomos de este elemento se combinan para formar un átomo de helio, y al mismo tiempo liberar energía. El sol tiene una temperatura efectiva de cuerpo negro de 5777 K. Se estima que la temperatura en las regiones centrales se encuentra en el rango de 8×10^6 a 40×10^6 K. La energía producida durante los procesos de fusión, es transferida desde las regiones interiores hasta la superficie y luego es irradiada al espacio exterior.

1.2.2. Constante solar (G_{sc}). La constante solar G_{sc} es la energía proveniente del sol por unidad de tiempo, medida en la parte externa de la atmósfera terrestre y recibida en una superficie de área unitaria perpendicular a la dirección de propagación de la radiación. La ingeniería aeroespacial ha permitido desarrollar globos, aviones y naves espaciales de gran altitud que miden con precisión el valor de la constante solar, tomándose como referencia el valor aceptado por la NASA y la ASTM de $G_{sc} = 1353 \text{ W/m}^2$, con un error estimado de $\pm 1.5 \%$, (Duffie y Beckman, 1991). Este valor corresponde al promedio de la radiación solar extraterrestre durante un año, ya que los resultados reportados por diversos experimentos de Thekaekara (1976) sugieren que este valor cambia con el día del año.

1.2.3. Variación de la radiación solar extraterrestre (G_{on}). Como se mencionó anteriormente, la constante solar es el valor promedio de la radiación solar extraterrestre ya que existen dos factores que hacen que la magnitud de este parámetro experimente variaciones. En primer lugar, la naturaleza del sol es tal que experimenta cambios en sus procesos internos lo cual se traduce en cambios en la radiación emitida. En segundo lugar, la órbita elíptica de la tierra alrededor del sol hace que la distancia entre la Tierra y el Sol cambie con el día del año, de modo que la radiación solar extraterrestre es función del día del año. Algunas investigaciones han reportado modelos matemáticos que permiten cuantificar la radiación solar extraterrestre en función de la constante solar y del día del año a través de una ecuación simple (Spencer, 1971), (Iqbal, 1983). Para propósitos ingenieriles, se recomienda calcular la radiación solar extraterrestre según la Ecuación 1, la cual es

más precisa (Duffie y Beckman, 1991):

$$G_{on} = G_{sc}[1.000110 + 0.034221 \cos(B) + 0.001280 \sin(B) + 0.000719 \cos(2B) + 0.000077 \sin(2B)] \quad (1)$$

En donde G_{on} es la radiación solar extraterrestre incidente en un plano normal a la radiación, n es el día del año, siendo $n = 1$ el primero de Enero, $n = 2$ el dos de Enero, etc, y B se define como:

$$B = (n - 1) \frac{360}{365} \quad (2)$$

1.2.4. Día promedio por mes. Es el día del mes para el que la radiación extraterrestre diaria es casi la misma que el valor promedio mensual. En los trabajos de Liu y Jordan (1961), Page (1964), Klein (1977) y Duffie y Beckman (1991), se reportan valores recomendados para el día promedio de cada mes, los cuales se pueden ver en la Tabla 1.

1.2.5. Absortancia (α). Relación entre el flujo energético absorbido por un elemento de una superficie y la radiación incidente. La absortancia α varía entre 0 y 1. La absortancia de una material es practicamente independiente de la temperatura de la superficie. Sin embargo, sí depende de la temperatura de la fuente en la cual se está originando la radiación incidente. Para efectos prácticos, suele ser conveniente trabajar con propiedades relativas a la radiación promediadas sobre todas las direcciones y todas las longitudes de onda (Çengel, 1998).

1.2.6. Emitancia (ϵ). Relación entre la exitancia radiante de un cuerpo y la del radiador ideal (cuerpo negro) a la misma temperatura. Con frecuencia el término se denomina también

Tabla 1

Día promedio recomendado, valores de n y declinación solar por mes

Mes	n para i th día del mes	Fecha	n	δ
Enero	i	17	17	-20.9
Febrero	$31 + i$	16	47	-13.0
Marzo	$59 + i$	16	75	-2.4
Abril	$90 + i$	15	105	9.4
Mayo	$120 + i$	15	135	18.8
Junio	$151 + i$	11	162	23.1
Julio	$181 + i$	17	198	21.2
Agosto	$212 + i$	16	228	13.5
Septiembre	$243 + i$	15	258	2.2
Octubre	$273 + i$	15	288	-9.6
Noviembre	$304 + i$	14	318	-18.9
Diciembre	$334 + i$	10	344	-23.0

Nota: n = número de día del año, δ = declinación solar ($^{\circ}$). Tomada de Duffie y Beckman (1991). No usar para latitudes mayores a 66.5° (Klein, 1977).

emisividad. La emitancia ε varía entre 0 y 1. Dado que la emitancia de una superficie real no es constante sino que varía con la temperatura de la superficie, así como con la longitud de onda y la dirección de la radiación emitida, suele ser conveniente trabajar con propiedades relativas a la radiación promediadas sobre todas las direcciones (Çengel, 1998).

1.2.7. Transmitancia (τ). Relación entre el flujo energético que pasa a través de un cuerpo y la radiación incidente. La transmitancia τ varía entre 0 y 1. Al igual que la absortancia y la emitancia, suele ser conveniente trabajar con propiedades relativas a la radiación promediadas sobre todas las direcciones y todas las longitudes de onda.

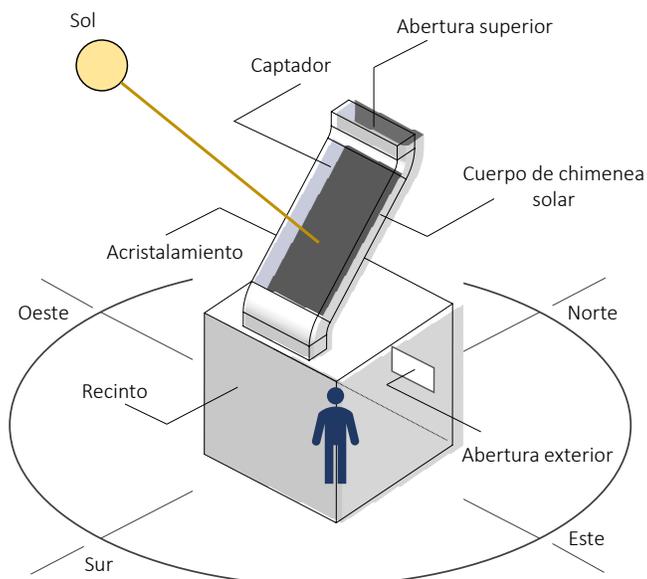
1.2.8. Superficie selectiva. Superficies cuyas propiedades ópticas de reflectancia, absorptancia, transmitancia y emitancia dependen de la longitud de onda. Las superficies con baja emitancia en la gama de onda larga y con alta absorptancia en la gama de onda corta se utilizan frecuentemente en aplicaciones de captadores solares.

1.2.9. Irradiancia (G). Potencia radiante incidente por unidad de superficie sobre un plano dado. La irradiancia se expresa en vatios por metro cuadrado (W/m^2) en unidades del Sistema Internacional.

1.3. La chimenea solar

La chimenea solar es un sistema de ventilación natural que aprovecha el flujo de radiación solar para generar corrientes de aire en el interior de espacios habitables (Serra, 1999). Fundamentalmente, consta de un ducto, vertical o inclinado, adosado al recinto por medio de un hueco denominado *abertura media*. El flujo de aire se establece entre un hueco en el recinto denominado *abertura exterior* y el hueco de salida del ducto denominado *abertura superior*. La chimenea solar es un ensamble de varios componentes que cumplen una función específica en el diseño según sus características geométricas y propiedades físicas (León, 2013). En conjunto, conforman un ducto de geometría rectangular con una entrada y una salida. En la Figura 1 se muestra el esquema de la chimenea solar adosada al recinto. Sus partes principales se definen a continuación.

Figura 1
Partes fundamentales de la chimenea solar



Nota: la irradiancia solar incide simultáneamente en el captador, las paredes y el techo. Fuente: el autor.

1.3.1. Acristalamiento. Es una cubierta de vidrio cuya función es confinar el aire en el ducto, a la vez que permite el ingreso del flujo de radiación solar en el interior de la chimenea. Su transmitancia varía dependiendo del fabricante entre 0.7 y 0.95. El acristalamiento tiene un comportamiento selectivo, es decir, permite el ingreso de la radiación en el rango de luz visible e infrarrojo, pero es opaco a la radiación electromagnética de onda larga, lo cual provoca que el calor re-emitido permanezca en el interior de la cámara.

1.3.2. Captador solar. Es una placa metálica de forma rectangular cuya función es absorber el flujo de radiación solar transmitido por el acristalamiento y posteriormente comunicar calor al aire por convección. En el proceso de absorber el flujo de radiación solar, el captador aumenta

su temperatura y emite energía en forma de radiación de onda larga hacia los demás componentes de la chimenea solar. Por esta razón, es deseable que su emitancia de onda larga sea lo más baja posible para reducir las pérdidas (Duffie y Beckman, 1991). El captador se comporta como una superficie selectiva, es decir, una superficie a la cual se le ha aplicado un recubrimiento selectivo, con alta absorción solar y baja emitancia de onda larga. Aunque cada fabricante de superficies selectivas define las propiedades ópticas de transmitancia y emitancia del recubrimiento, existen precedentes usados con frecuencia en aplicaciones solares. En la Tabla 2 se muestran algunos recubrimientos selectivos.

Tabla 2
Propiedades de algunos recubrimientos selectivos

Superficie	α	ϵ	Referencia
Cromo negro sobre acero niquelado	0.95	0.09	(Mar et al., 1976)
Recubrimiento cermet pulverizado sobre acero	0.96	0.16	(Harats y Kearney, 1993)
Niquel negro sobre acero galvanizado	0.81	0.17	(Tabor, 1961)
Cu negro, con tratamiento de NaOH y NaClO ₂	0.89	0.17	(Close, 1962)
Ebanol C sobre Cu	0.90	0.16	(Edwards et al., 1962)

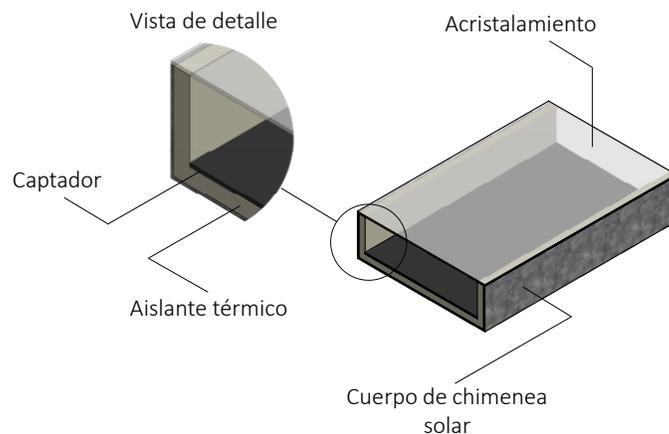
Nota: α = absorción, ϵ = emitancia. Tomada de Duffie y Beckman (1991).

1.3.3. Cuerpo de chimenea. Es la estructura cuya función es sostener el acristalamiento y el captador, además de permitir el flujo de aire desde el interior del recinto hacia el exterior. Tiene forma de ducto de sección rectangular para aumentar la superficie de captación orientada perpendicular a la dirección de los rayos solares a una hora específica (León, 2013). Usualmente se fabrica en lámina galvanizada, aluminio o madera. Si bien cada material tiene propiedades térmicas, químicas y estructurales diferentes, el criterio de selección debe ser tal que se proyecte para

su duración en el tiempo sin comprometer los costos de construcción o la estabilidad estructural. Esto se debe a que el captador se encuentra aislado térmicamente del cuerpo de la chimenea, por lo cual, la pérdidas de calor desde el captador hacia el ambiente serán mínimas independientemente del material del cuerpo de la chimenea. Bajo estas condiciones, predominan las propiedades estructurales y la economía, por encima de las propiedades térmicas.

1.3.4. Aislamiento térmico. Es el material encargado de minimizar las pérdidas de calor desde el interior hacia el exterior de la chimenea solar. Cubre internamente todo el cuerpo de la chimenea, a excepción del acristalamiento. En la Figura 2, se presenta la disposición del aislante térmico y el captador dentro de la chimenea solar.

Figura 2
Captador y aislante térmico dentro de la chimenea solar



Nota: el aislante térmico evita el contacto directo entre captador y el cuerpo de la chimenea. Fuente: el autor.

1.3.5. Abertura exterior. Es el orificio de entrada de aire al recinto. Dicho orificio se ubica en la pared Norte para facilitar la ventilación cruzada que consiste en favorecer el movimiento de aire de un espacio o de una sucesión de espacios asociados, mediante la colocación de aberturas que abren hacia dos fachadas opuestas (Florensa y Roura, 2001).

1.3.6. Abertura superior. Es el orificio que permite la salida de aire hacia el ambiente, luego de éste ha intercambiado calor con el captador y con el acristalamiento.

1.3.7. Air gap. El espaciado de aire o *air gap* es la distancia perpendicular entre los planos definidos por el captador y el acristalamiento. En la chimenea solar, se asume que el captador y el acristalamiento se encuentran en planos paralelos.

1.4. Fundamentos de confort térmico

El confort térmico se define como “la condición mental que expresa satisfacción con el ambiente térmico y es valorada por evaluación subjetiva” (ASHRAE, 2017). Varios estudios han demostrado que la mente consciente parece evaluar el confort térmico en función de sensaciones directas de temperatura y humedad (Gagge, 1937), (Hensel, 1973), (Hensel, 1981), (Berglund, 1995). Pero también, en función de comportamientos inconscientes, como alterar la ropa, alterar la actividad física, cambiar de postura o ubicación (ASHRAE, 2013). Un hecho notable es que, aunque las condiciones climáticas y la cultura varían ampliamente en todo el mundo, se ha demostrado que la

temperatura que las personas eligen para su comodidad, en iguales condiciones de ropa, actividad, humedad y movimiento de aire, es muy similar (Fanger, 1970), (de Dear et al., 1991), (Busch, 1992). A continuación, se definen los fundamentos teóricos y normativos relacionados con el confort térmico.

1.4.1. Parámetros de confort. Los parámetros ambientales o de confort, son todas esas características de un espacio habitable que se valoran en términos energéticos y que pueden analizarse con independencia del usuario, siendo el usuario cada una de las personas que ocupan dicho espacio (Serra, 1999). En tal sentido, los parámetros climáticos, acústicos, visuales, etc, son parámetros de confort ya que pueden medirse en unidades físicas conocidas (grados centígrados, decibelios, luxes, etc).

1.4.2. Factores de confort. Son todas esas características que dependen de la percepción del usuario, y que por lo tanto son condiciones externas al ambiente. Estas características pueden ser biológico-fisiológicas (edad, sexo, estado de salud, etc), sociológicas (educación, cultura, moda, ambiente familiar) y psicológicas, dependiendo de las características individuales de cada uno de los usuarios (ASHRAE, 2013).

1.4.3. Norma ANSI/ASHRAE-55. La Norma ANSI/ASHRAE 55 (ASHRAE, 2017) *Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*, tiene como propósito especificar las combinaciones de parámetros ambientales térmicos interiores y factores personales bajo los cuales

se producirán condiciones ambientales térmicas aceptables para la mayoría de los ocupantes de un espacio habitable. Esta norma especifica las condiciones térmicas ambientales aceptables para adultos sanos a una presión atmosférica equivalente de hasta 3000 metros sobre el nivel del mar, en espacios interiores diseñados para ocupación humana por periodos no inferiores a 15 minutos. Los parámetros ambientales involucrados son temperatura, radiación térmica, humedad y velocidad del aire, mientras que los factores personales son los de actividad física y vestimenta. AISI/ASHRAE-55 no aborda *factores ambientales no térmicos* como la calidad del aire, la acústica y la iluminación u otros contaminantes que puedan afectar la comodidad o la salud.

1.4.4. Temperatura del aire exterior media predominante (T_{pma}). Es la media aritmética simple de todas las observaciones de temperatura de bulbo seco exterior para el día de 24 horas, durante un número específico de días consecutivos. La cantidad de mediciones de temperatura durante el día no debe ser menor a dos, en cuyo caso será el mínimo y el máximo del día. La cantidad de días consecutivos para calcular la media aritmética no debe ser menor de 7 o mayor de 30 días (ASHRAE, 2017).

1.4.5. ASHRAE Thermal Comfort Tool. ASHRAE Thermal Comfort Tool es una herramienta web informática basada en la Norma AISI/ASHRAE-55 para cálculos de confort térmico, desarrollada por la Universidad de California en Berkeley (Tartarini et al., 2020). Su objetivo es proporcionar una herramienta multiplataforma gratuita que permita realizar cálculos de confort térmico. Su dirección web es <https://comfort.cbe.berkeley.edu/>.

1.4.6. Velocidad media del aire (v_a). Es la tasa de cambio espacial del aire en un espacio, que se utiliza para calcular la transferencia de calor por convección y, por lo tanto, tiene influencia en la zona de confort. Las velocidades del aire altas permiten que el usuario se adapte mejor a temperaturas y humedad más altas, debido al efecto de enfriamiento que tiene el movimiento del aire (ASHRAE, 2017).

1.4.7. Humedad relativa (ϕ). Es la relación entre la fracción molar de vapor de agua (x_w) en una muestra de aire húmedo dada y la fracción molar (x_{ws}) en una muestra de aire saturado a la misma temperatura y presión (ASHRAE, 2013). La humedad relativa se puede calcular según la Ecuación 3, como sigue:

$$\phi = \frac{x_w}{x_{ws}} \Big|_{T, p} \quad (3)$$

La influencia de la humedad relativa en el confort térmico se evidencia en los procesos de transferencia de calor desde el cuerpo humano. El calor metabólico generado por el cuerpo se disipa hacia el ambiente en forma de calor sensible y calor latente. El calor sensible se disipa a través de la piel y los pulmones por conducción, convección y radiación. El calor latente representa el calor de vaporización del agua, y se transfiere al medio por los efectos combinados de evaporación del sudor y de la difusión del agua a través de la piel (Çengel, 1998). Sin embargo, para que se dé el mecanismo de evaporación, el agua debe poder evaporarse. Cuando el aire del medio circundante tiene una humedad relativa baja, el agua se evapora rápidamente promoviendo el proceso de enfriamiento por evaporación. Por el contrario, cuando la humedad relativa es alta, el ambiente no

admite más vapor de agua debido a que está cerca del punto de saturación, de modo que el sudor no se evapora tan rápidamente y se acumula sobre la piel. Se ha probado que el exceso de humedad en la piel tiende a aumentar la sensación de incomodidad (Gagge, 1937), (Berglund y Cunningham, 1986), debido a la sensación de humedad en sí misma y al aumento de la fricción entre la piel y la ropa con humedad (Gwosdow et al., 1986).

1.4.8. Temperatura radiante media. Es la temperatura de un recinto negro uniforme que intercambia la misma cantidad de calor por radiación con el ocupante que el entorno real. Es un valor único para todo el cuerpo y tiene en cuenta tanto la temperatura radiante media de onda larga como la temperatura radiante media de onda corta (ASHRAE, 2017). El instrumento más común para determinar la temperatura radiante media (T_{rm}) es el termómetro de globo negro el cual es una esfera hueca usualmente de 150 mm de diámetro con un recubrimiento de pintura negra de alta absorción, dentro de la cual, en su centro, se instala un termómetro convencional o una termocupla. La temperatura en el globo en equilibrio, resulta del balance entre el calor ganado y perdido por radiación y convección. La temperatura radiante media se puede calcular como sigue (ASHRAE, 2013):

$$T_{rm} = \left[(T_{globo} + 273)^4 + \frac{1.1 \times 10^8 v^{0.6}}{\epsilon D^{0.4}} (T_{globo} - T_{room}) \right]^{1/4} - 273 \quad (4)$$

En donde:

T_{rm} = Temperatura radiante media (°C)

T_{globo} = Temperatura de globo negro ($^{\circ}\text{C}$)

T_{room} = Temperatura del aire en el recinto ($^{\circ}\text{C}$)

v = Velocidad del aire (m/s)

D = Diámetro del globo (m)

ε = Emitancia (0.95 para el globo negro)

1.4.9. Temperatura operativa. La Temperatura operativa (T_o) se define como el promedio de la temperatura del aire y la temperatura radiante media, ponderado por su efectos de transferencia de calor (ASHRAE, 2013). La Norma AISI/ASHRAE-55, recomienda calcular la temperatura operativa como sigue:

$$T_o = AT_a + (1 - A)T_{rm} \quad (5)$$

donde A es un factor que depende de la velocidad media del aire (v_a) y puede ser seleccionado de acuerdo a la Tabla 3.

Tabla 3

Valores de A en función de la velocidad media del aire

v_a	< 0.2 m/s	0.2–0.6 m/s	0.6–1.0 m/s
A	0.5	0.6	0.7

Nota: Tomada de la Norma AISI/ASHRAE-55 2017.

1.4.10. Tasa metabólica. Es la tasa de transformación de energía química en calor y trabajo mecánico por actividades metabólicas del ocupante del espacio. Se expresa en *met*. 1 *met* = 58.2 W/m² que es la energía producida por unidad de superficie cutánea de una persona promedio sen-

tada en reposo (ASHRAE, 2017). La tasa metabólica varía para diferentes actividades comunes que realiza el ocupante del recinto. *Thermal Comfort Tool* asigna valores de tasa metabólica que varían desde 0.8 *met* (estando acostado) hasta 4.0 *met* (levantar pesos de 45 kg).

1.4.11. Nivel de vestimenta. Es la variable usada para medir el nivel de aislamiento debido a la ropa. Su unidad es el *clo*. $1 \text{ clo} = 0.155 \text{ m}^2\text{K/W}$ (ASHRAE, 2017). *Thermal Comfort Tool* recomienda valores que varían desde 0.36 *clo* (vestimenta muy ligera) hasta 1.0 *clo* (ropa típica de invierno).

1.4.12. Método PMV. *Predicted Mean Vote* (PMV) o voto medio previsto, es el índice desarrollado por Fanger (1970) que predice el valor medio de los votos de sensación térmica (percepciones autoinformadas) de un gran grupo de personas, en una escala de sensación expresada de -3 a $+3$, correspondiente a las categorías *muy frío*, *frío*, *levemente frío*, *neutral*, *ligeramente cálido*, *cálido* y *caliente*. Desde la perspectiva PMV, hay cinco factores que afectan el confort térmico: la temperatura operativa, la velocidad del aire, la humedad relativa, la tasa metabólica y el nivel de ropa. El PMV se recomienda para espacios con sistemas de aire acondicionado (ASHRAE, 2017).

1.4.13. Método adaptativo. El método adaptativo de la Norma AISI/ASHRAE-55, es el modelo que relaciona las temperaturas de diseño interior con los parámetros meteorológicos o climáticos exteriores. A diferencia del PMV, las variables que intervienen en los cálculos de confort térmico del método adaptativo son únicamente la temperatura operativa, la temperatura del aire

exterior media predominante y la velocidad del aire. Esto se debe a que los factores personales (tasa metabólica y nivel de ropa) y la humedad, no son significativos ya que se considera la posibilidad de adaptación. El método adaptativo se recomienda para espacios ventilados naturalmente (ASHRAE, 2017).

Para que pueda aplicarse correctamente el Método adaptativo, se deben cumplir los siguientes criterios:

- No hay ningún sistema de enfriamiento mecánico (por ejemplo, aire acondicionado, enfriamiento radiante, o enfriamiento desecante) instalado. No hay ningún sistema de calefacción en funcionamiento.
- Los usuarios tienen tasas metabólicas que varían desde 1.0 a 1.3 *met*.
- Los usuarios son libres de adaptar su ropa a las condiciones térmicas interiores dentro de un rango al menos tan amplio como 0.5 a 1.0 *clo*.
- La temperatura exterior media predominante debe ser superior a 10°C e inferior a 33.5°C.

1.4.14. Tasa de cambio de aire. Es la razón entre el caudal de aire y el volumen del recinto. Cuando las unidades de tiempo son horas, la tasa de cambio de aire es llamada *cambios de aire por hora* o ACH (Air Changes per Hour). La Norma ANSI/ASHRAE 62.1-2016 (ASHRAE, 2019) recomienda tasas mínimas de ventilación en función del tipo de recinto.

1.5. Métodos de cálculo de cargas térmicas

El aire exterior introducido en el recinto se calienta o se enfría desde la temperatura del aire exterior hasta la temperatura del aire interior. La potencia térmica que es comunicada al aire a través de los muros interiores para que ocurra dicho cambio de temperatura, se denomina *carga térmica* (ASHRAE, 2013). Existen dos métodos recomendados por ASHRAE para el cálculo de cargas térmicas: el Método de Balance de calor (HBM) y el Método de Series Temporales Radiantes (RTSM).

1.5.1. Método de Balance de calor (HBM). Es un método de cálculo de cargas térmicas que resuelve simultáneamente los balances de calor conductivo, convectivo y radiativo, superficie por superficie en el recinto. La principal ventaja del método de Balance de calor es que no contiene parámetros establecidos arbitrariamente y ningún proceso está oculto a la vista (Spitler, 2010). Es un método riguroso e iterativo, por lo cual requiere el uso de software para su implementación. Los cálculos del HBM se aproximan mucho a las cargas térmicas medidas cuando se dispone de datos experimentales. El método es descrito en detalle en varios trabajos de investigación: (Liesen y Pedersen, 1997), (McClellan y Pedersen, 1997), (Pedersen et al., 1997). El compendio de estos trabajos y el procedimiento estandarizado del HBM se muestra en el *ASHRAE Handbook Fundamentals* (ASHRAE, 2013).

1.5.2. Método de Series temporales radiantes (RTSM).

Es un método de cálculo de cargas térmicas relativamente nuevo, derivado directamente del HBM.

El RTSM fue desarrollado en respuesta al deseo de ofrecer un método que fuera riguroso pero sin el proceso iterativo del HBM (Spitler, 2010), razón por la cual es fácilmente programable en una hoja de cálculo o en una rutina de computadora. El RTSM convierte las ganancias conductivas y las ganancias internas en cargas térmicas, entendiendo *ganancia* como la potencia térmica que ingresa al recinto, y *carga* como la potencia térmica que es comunicada al aire. El RTSM divide las ganancias conductivas y las ganancias internas en porciones radiantes y convectivas. La porción convectiva es directamente carga, mientras que la porción radiante debe someterse a las series de tiempo radiante (RTS) para posteriormente ser convertidas en cargas térmicas. La suma de las cargas convectivas y las cargas radiantes es la carga total. El método es descrito en detalle en (Spitler et al., 1997) y (Spitler, 2010).

1.5.2.1. Consideraciones y limitaciones del RTSM. Para que el RTSM pueda considerarse como una simplificación adecuada del HBM, se requieren de los siguientes supuestos:

- El cálculo de la carga de enfriamiento es para un sólo día de diseño, suponiendo las mismas condiciones para días anteriores.
- Se asume que la pared exterior del recinto intercambia calor con una condición límite exterior denominada *Temperatura sol-air* mediante la *conductancia* de la superficie que es un coeficiente de radiación y convección combinado.
- La dependencia de cuarto orden de las temperaturas superficiales absolutas se puede aproximar mediante una relación lineal simple.

1.5.2.2. Temperatura Sol-Air (T_{SA}). El RTSM incorpora un término denominado temperatura Sol-Air, la cual es la temperatura que, en ausencia de toda transferencia de calor por radiación, provocaría un flujo de calor equivalente al flujo de calor que intercambia la pared producto del efecto combinado de radiación y convección. La temperatura Sol-Air se calcula según la Ecuación 6 como sigue:

$$T_{SA} = T_a + \frac{\alpha_p G}{h_0} - \frac{\varepsilon_p \Delta R}{h_0} \quad (6)$$

En donde:

T_a = temperatura exterior, °C

α_p = absortancia solar de la pared

h_0 = conductancia combinada de la superficie exterior, $W/m^2 \cdot K$

G = irradiancia incidente en la pared, W/m^2

ΔR = Diferencia entre la radiación emitida por un cuerpo negro a la temperatura del aire exterior y la radiación térmica real incidente en la pared desde el cielo y sus alrededores, W/m^2

ε_p = emitancia de la pared

Para superficies horizontales (el techo del recinto), que reciben radiación de onda larga únicamente del cielo, se recomienda usar $\Delta R = 63 W/m^2$, de modo que si $\varepsilon = 1.0$ y $h_0 = 17 W/m^2 \cdot ^\circ C$, el término de corrección de onda larga es aproximadamente $4 ^\circ C$ (ASHRAE, 2013). Las superficies verticales reciben radiación de onda larga desde el suelo y los cuerpos circundantes (edificios, árboles, etc), así como desde el cielo, por lo cual es difícil calcular valores precisos de ΔR . Cuando

la intensidad de la irradiancia solar es alta, las superficies de los objetos terrestres suelen tener una temperatura más alta que la del aire exterior, por lo tanto, su radiación de onda larga compensa en cierta medida la baja emisión del cielo y se recomienda tomar $\Delta R = 0$ (ASHRAE, 2013).

1.5.2.3. Ganancias conductivas de calor. La ganancia conductiva de calor se calcula para cada pared y techo con el uso de las Series Temporales Conductivas (CTS). Para cualquier hora, la ganancia de calor por conducción para una superficie específica (en este caso paredes y techo), viene dada por la Ecuación (7):

$$q_{\Theta} = \sum_{j=0}^{23} c_j UA (T_{SA, \Theta-j\delta} - T_{room}) \quad (7)$$

En donde:

q_{Θ} = Ganancia conductiva horaria, (W), para la superficie

U = Coeficiente global de transferencia de calor para la superficie, $W/m^2\text{°C}$

A = Área de la superficie, m^2

$c_j = j^{th}$ Factor de series temporales conductivas

$T_{SA, \Theta-j\delta}$ = Temperatura Sol-Air, °C , hace j horas

T_{room} = Temperatura del aire en el recinto (asumida), °C

Θ = Hora actual

δ = Paso de tiempo (una hora)

Los factores c_j se obtienen según las tablas reportadas en ASHRAE Handbook FUNDAMENTALS (ASHRAE, 2013) o a través de las hojas de cálculo suministradas por ASHRAE para tal fin (ASHRAE, 2019).

1.5.2.4. División de ganancias conductivas en porciones radiativas y convectivas. La transferencia de calor radiante introduce una dependencia del tiempo en el proceso que no es fácilmente cuantificable. En el método de balance de calor (HBM) se calcula el intercambio de calor por radiación entre las paredes en función de sus temperaturas y emitancias superficiales. El método de Series Temporales Radiantes, elimina la complejidad de los cálculos del HBM al dividir todas las ganancias de calor en porciones radiativas y convectivas en lugar de resolver simultáneamente la transferencia de calor por convección y radiación en cada pared. La Tabla 4 contiene recomendaciones para la división de ganancias de calor conductivas en porciones radiativas y convectivas según el RTSM.

Tabla 4
Fracciones recomendadas para la división de ganancias conductivas

ítem	Tipo de calor ganado	Fracción radiativa	Fracción convectiva
1	Ocupantes	0.60	0.40
2	Equipos	0.10-0.80	0.90-0.20
3	Ganancias conductivas en paredes y piso	0.46	0.54
4	Ganancias conductivas en techo	0.60	0.40

Nota: Tomada de 2013 ASHRAE Handbook-Fundamentals.

Una vez que las ganancias conductivas de calor se han dividido en porciones radiativas y convectivas, se pueden convertir en cargas térmicas. El Método de Series Temporales Radiantes

asume que la porción convectiva se convierte instantáneamente en carga térmica, como se muestra en la Ecuación (8).

$$Q_{\Theta, conv} = Cq_{\Theta} \quad (8)$$

En donde C , es la fracción convectiva, obtenida de la Tabla 4. No así la porción radiativa, la cual es absorbida por la masa de aire y luego se disipa en el espacio, lo cual crea un efecto retardador y amortiguador (Spitler, 2010). Por este motivo, la porción radiativa requiere de un paso adicional para convertirse en carga térmica.

1.5.2.5. Conversión de ganancias radiativas en cargas térmicas. Para convertir las ganancias de calor radiativas en carga térmica, se usan los factores temporales radiantes (RTF) como se muestra en la Ecuación 9:

$$Q_{\Theta, rad} = r_0q_{\Theta, rad} + r_1q_{\Theta, rad-\delta} + r_2q_{\Theta, rad-2\delta} + r_3q_{\Theta, rad-3\delta} + \dots + r_{23}q_{\Theta, rad-23\delta} \quad (9)$$

Donde:

$Q_{\Theta, rad}$ =Carga térmica radiativa para la hora Θ

$q_{\Theta, rad}$ =Ganancia de calor radiativo para la hora Θ

$q_{\Theta, rad-n\delta}$ =Ganancia de calor radiativo n horas atrás

r = RTFs

Los factores RTFs se obtienen según las tablas reportadas en ASHRAE Handbook FUN-

DAMENTALS (ASHRAE, 2013) o a través de las hojas de cálculo suministradas por ASHRAE para tal fin (ASHRAE, 2019).

1.5.3. Carga térmica total. La carga térmica total, calculada para la hora Θ se puede calcular según la Ecuación (10), como la suma de las cargas térmicas convectivas y radiativas:

$$Q_{\Theta} = Q_{\Theta, conv} + Q_{\Theta, rad} \quad (10)$$

1.6. Balance de energía del aire en el recinto

Se considera que en condiciones de estado estacionario, la chimenea solar produce un flujo de masa de aire (\dot{m}) a través del recinto. Se considera, además, que la potencia térmica que es comunicada al aire es producto de las ganancias conductivas a través de paredes y techo del recinto, las cuales se transforman en cargas térmicas, por lo cual el aire cambia su temperatura desde la temperatura ambiente (T_a) en la abertura exterior, hasta la temperatura del recinto (T_{room}) en la abertura media (entrada a la chimenea solar). No se consideran aportaciones de calor latente internamente, ni aportaciones de calor sensible debido a equipos o personas en el interior del recinto. Bajo estas condiciones, el balance de energía del aire en el recinto puede expresarse por medio de la Ecuación 11, como sigue:

$$Q_{load} = \dot{m}C_p(T_{room} - T_a) \quad (11)$$

En donde,

Q_{load} = Calor ganado por el aire en el recinto, (W).

\dot{m} = Flujo de masa de aire inducido por la chimenea solar, (kg/s)

C_p = Calor específico del aire, (J/kg)

T_a = Temperatura del aire ambiente, ($^{\circ}\text{C}$)

T_{room} = Temperatura del aire en el recinto, ($^{\circ}\text{C}$).

1.7. Balances de energía en la chimenea solar

En la Tabla 5, se establece la nomenclatura usada en los balances de energía de la chimenea solar.

Tabla 5
Nomenclatura para los balances de energía en la chimenea solar

Clave	Definición	Unidades
A_g	Área del acristalamiento	m^2
A_i	Área de la abertura exterior	m^2
A_o	Área de la abertura superior	m^2
A_r	Ratio de A_o a A_i	ad*
A_w	Área del captador	m^2
ACH	Número de cambios de aire por hora	H^{-1}
C_D	Coefficiente de descarga en la entrada del canal de aire	ad
C_p	Calor específico del aire	$J/kg \cdot K$
g	Aceleración de la gravedad	m/s^2
h_c	Coefficiente de transferencia de calor conductivo para el acristalamiento	$W/m^2 \cdot K$
h_g	Coefficiente de transferencia de calor convectivo entre el acristalamiento y el aire del canal	$W/m^2 \cdot K$
h_{rs}	Coefficiente de transferencia de calor radiativo desde el acristalamiento al cielo	$W/m^2 \cdot K$
h_{rwg}	Coefficiente de transferencia de calor radiativo entre el captador y el acristalamiento	$W/m^2 \cdot K$
h_w	Coefficiente de transferencia de calor convectivo entre el captador y el aire del canal	$W/m^2 \cdot K$
h_{wind}	Coefficiente de transferencia de calor convectivo debido al viento exterior	$W/m^2 \cdot K$
G	Irradiancia solar incidente en el acristalamiento	W/m^2
Gr_g	Número de Grashof entre el acristalamiento y el aire en el canal	ad
Gr_w	Número de Grashof entre el captador y el aire en el canal	ad
k_c	Conductividad térmica del cuerpo de la chimenea	$W/m \cdot K$
k_f	Conductividad térmica del aire	$W/m \cdot K$
k_{ins}	Conductividad térmica del aislante térmico	$W/m \cdot K$
L_g	Longitud del acristalamiento	m
L_w	Longitud del captador	m
\dot{m}	Flujo de masa inducido por la chimenea solar	kg/s
Nu_g	Número de Nusselt entre el acristalamiento y el aire de la chimenea	ad
Nu_w	Número de Nusselt entre el captador y el aire de la chimenea	ad
Pr	Número de Prandtl	ad
Q	Transferencia de calor a la corriente de aire en la chimenea solar	W/m^2
$Q_{abs, g}$	Calor de radiación solar absorbido por el acristalamiento	W
$Q_{abs, w}$	Calor de radiación solar absorbido por el captador	W
$Q_{conv, g}$	Calor de convección entre el acristalamiento y el aire interior	W
$Q_{conv, w}$	Calor de convección entre el captador y el aire interior	W
$Q_{rad, g-w}$	Calor de radiación entre el acristalamiento y el captador	W

Tabla 5

Continuación: Nomenclatura para los balances de energía en la chimenea solar

Clave	Definición	Unidades
$Q_{perd, g-ext}$	Calor total perdido por el acristalamiento con el ambiente exterior	W
$Q_{perd, w-ext}$	Calor total perdido por el captador con el ambiente exterior	W
q_{abs}	Flujo de calor solar absorbido por el acristalamiento	W/m ²
Ra_g	Número de Rayleigh para el calor transferido en el acristalamiento	ad
Ra_w	Número de Rayleigh para el calor transferido en el captador	ad
S_g	Irradiancia solar absorbida por el acristalamiento	W/m ²
S_w	Irradiancia solar absorbida por el captador	W/m ²
T_a	Temperatura ambiente	K
T_f	Temperatura media del aire en el canal de la chimenea	K
T_{film}	Temperatura de película	K
T_g	Temperatura media en el acristalamiento	K
T_{out}	Temperatura del aire en la abertura superior	K
T_{room}	Temperatura media del aire en el recinto	K
T_{sky}	Temperatura de cielo	K
U_b	Coefficiente global de pérdidas del captador	W/m ² ·K
U_t	Coefficiente global de pérdidas del acristalamiento	W/m ² ·K
V	Volumen del recinto	m ³
\dot{V}	Flujo volumétrico inducido por la chimenea solar	m ³ /s
v_a	Velocidad del aire en la chimenea solar	m/s
v_{wind}	Velocidad del viento exterior	m/s
Δ_{ins}	Espesor del aislante térmico	m
Δ_c	Espesor del cuerpo de la chimenea	m
α_g	Absortancia del acristalamiento	ad
α_w	Absortancia del captador	ad
β	Ángulo de inclinación de la chimenea	(°)
β^*	Coefficiente volumétrico de expansión térmica	1/K
ϵ_g	Emitancia del acristalamiento	ad
ϵ_w	Emitancia del captador	ad
γ	Constante de aproximación de temperatura media	ad
μ	Viscosidad dinámica del aire	Pa·s
τ	Transmitancia del acristalamiento	ad
σ	Constante de Steffan-Boltzmann	W/m ² ·K ⁴
ρ	Densidad del aire	kg/m ³
ν	Viscosidad cinemática del aire	m ² /s

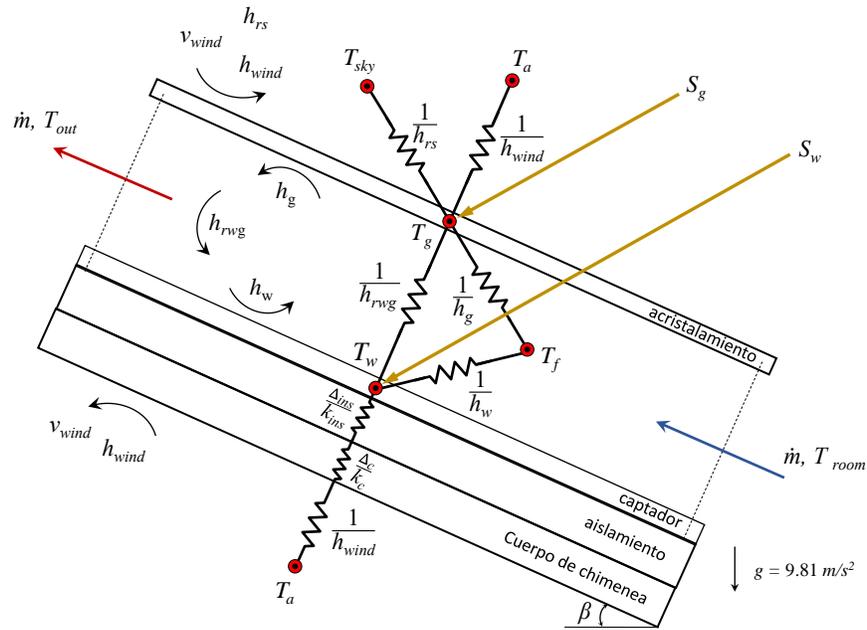
Nota: * Adimensional. Fuente: el autor

Varios trabajos de investigación han documentado los balances de energía de los componentes de la chimenea solar usada para ventilación natural, entre ellos Ong y Chow (2003), Mathur et al. (2006), Bassiouny y Koura (2008), Punyasompun et al. (2009), Al-Kayiem et al. (2014), Saleem et al. (2016), Sivaram et al. (2018), que a su vez están basados en el modelo propuesto por Bansal et al. (1993).

Para plantear los balances de energía se consideran condiciones de estado estacionario, transferencia de calor unidimensional para todos los procesos de transferencia de energía en el acristalamiento y fuerza de flotabilidad. El aire de entrada a la chimenea tiene una temperatura igual a T_{room} . En su trayecto por la chimenea solar, el aire alcanza una temperatura media igual a T_f , y sale a una temperatura igual a T_{out} . En condiciones estacionarias, el acristalamiento y el captador alcanzan temperaturas medias de T_g y T_w , respectivamente. La irradiancia solar incide en el acristalamiento y es, en parte, transmitida, absorbida y emitida. La fracción transmitida, incide en el captador, y a su vez, una parte de esta es absorbida y otra es re-emitida. En la Figura 3, se muestran los procesos de transferencia de calor en la chimenea solar.

1.7.1. Balance de energía en el acristalamiento. La irradiancia solar incide en el acristalamiento y éste transmite una fracción. Sin embargo, también absorbe y emite fracciones que dependen de su absorptancia y emitancia, respectivamente. Para el acristalamiento, el calor ganado por efecto de la irradiancia solar incidente más el calor ganado por radiación térmica desde el captador, debe ser igual al calor perdido por convección con el aire interior más el calor perdido con el

Figura 3
Esquema de procesos de transferencia de calor en la chimenea solar



Fuente: El autor.

ambiente exterior. La Figura 4 representa el balance de energía del acristalamiento, el cual puede expresarse matemáticamente según la Ecuación 12.

$$Q_{abs, g} + Q_{rad, g-w} = Q_{conv, g} + Q_{loss, g-ext} \tag{12}$$

En donde,

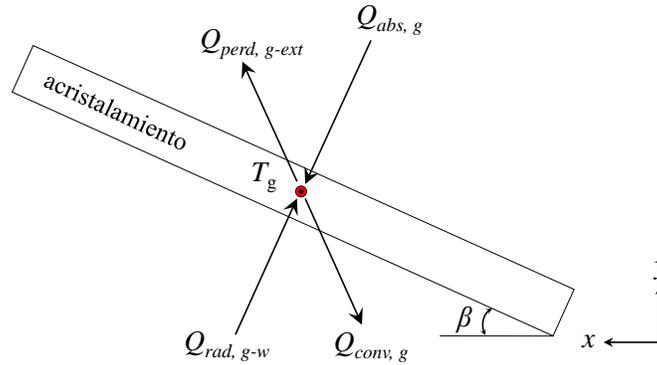
$$Q_{abs, g} = S_g A_g = \alpha_g G A_g$$

$$Q_{rad, g-w} = h_{rwg} A_g (T_w - T_g)$$

$$Q_{conv, g} = h_g A_g (T_g - T_f)$$

Figura 4

Esquema del balance de energía en el acristalamiento



Fuente: El autor.

$$Q_{loss, g-ext} = U_t A_g (T_g - T_a)$$

El método para calcular U_t se muestra en el Apéndice B. Llevando las anteriores igualdades a la Ecuación 12 y organizando términos se obtiene:

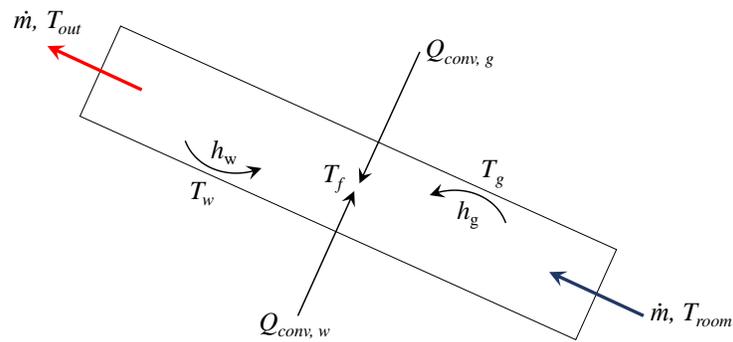
$$(h_g A_g + h_{rwg} A_g + U_t A_g) T_g - (h_g A_g) T_f - (h_{rwg} A_g) T_w = (\alpha_g G A_g + U_t A_g T_a) \quad (13)$$

1.7.2. Balance de energía del aire. El aire en el interior de la chimenea entra por la abertura media a una temperatura igual a T_{room} , y en su trayecto por la chimenea alcanza una temperatura media igual a T_f por efecto del intercambio de calor por convección con el acristalamiento y con el captador. Por lo tanto, el calor de convección desde el acristalamiento más el calor de convección desde el captador debe ser igual al calor ganado por el aire. La Figura 5 representa el balance de energía del aire en la chimenea, el cual puede expresarse matemáticamente según la Ecuación 14.

$$Q = Q_{conv, g} + Q_{conv, w} \quad (14)$$

Figura 5

Esquema del balance de energía en el aire en la chimenea



Fuente: El autor.

En donde,

$$Q_{conv, g} = h_g A_g (T_g - T_f)$$

$$Q_{conv, w} = h_w A_w (T_w - T_f)$$

El calor ganado por el aire puede expresarse en términos de flujo del masa y de la diferencia de temperaturas de salida y entrada:

$$Q = \dot{m} C_p (T_{out} - T_{room}) \quad (15)$$

La temperatura media del aire puede calcularse según Mathur et al. (2006) como sigue:

$$T_f = \gamma T_{out} + (1 - \gamma) T_{room} \quad (16)$$

En donde γ es el coeficiente de aproximación de temperatura media, el cual se establece en un

valor de $\gamma = 0.74$, como es sugerido por Ong y Chow (2003), Mathur et al. (2006) y Saleem et al. (2016). T_{out} es la temperatura de salida del aire y T_{room} es la temperatura de entrada del aire en la chimenea. Despejando T_{out} de la Ecuación (16) y llevando a la Ecuación (15), se obtiene Q en términos de T_f y T_{room} , como se muestra en la Ecuación (17):

$$Q = \frac{\dot{m}C_p(T_f - T_{room})}{\gamma} \quad (17)$$

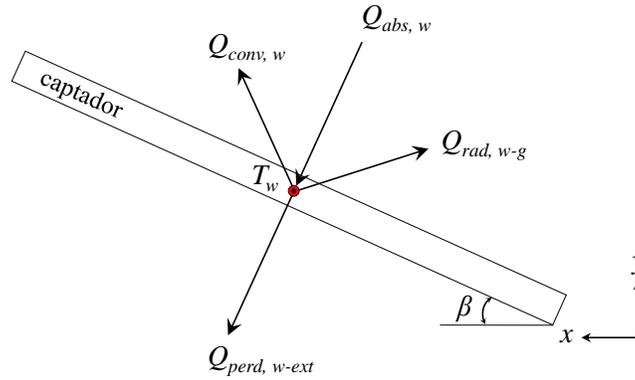
Finalmente, reemplazando términos e igualando las Ecuaciones (17) y (14), se obtiene:

$$(h_g A_g) T_g - \left(h_g A_g + h_w A_w + \frac{\dot{m} C_p}{\gamma} \right) T_f + (h_w A_w) T_w = - \left(\frac{\dot{m} C_p}{\gamma} \right) T_{room} \quad (18)$$

1.7.3. Balance de energía del captador. La irradiancia solar transmitida por el acristalamiento incide en el captador, el cual absorbe y emite fracciones que dependen de su absorptancia y emitancia. El captador intercambia calor por convección con el aire en el interior de la chimenea y por radiación con el acristalamiento. Además, pierde calor hacia el ambiente a través de la estructura que lo soporta. Para el captador se tiene que la irradiancia solar absorbida debe ser igual a la suma del calor perdido por convección con el aire interior, el calor perdido por radiación con el acristalamiento y el calor perdido hacia el ambiente a través del cuerpo de la chimenea. La Figura 6 representa el balance de energía del captador, el cual puede expresarse matemáticamente según la Ecuación (19.)

Figura 6

Esquema del balance de energía en el captador



Fuente: El autor.

$$Q_{abs, w} = Q_{conv, w} + Q_{rad, w-g} + Q_{perd, w-ext} \quad (19)$$

En donde,

$$Q_{abs, w} = S_w A_w = \tau \alpha_w G A_w$$

$$Q_{rad, w-g} = h_{rwg} A_g (T_w - T_g)$$

$$Q_{conv, w} = h_g A_g (T_w - T_f)$$

$$Q_{perd, w-ext} = U_b A_w (T_w - T_a)$$

El método para calcular U_b se muestra en el Apéndice B. Llevando las anteriores igualdades a la

Ecuación 19 y organizando términos se obtiene:

$$-h_{rwg} A_w T_g - h_w A_w T_f + (h_w A_w + h_{rwg} A_w + U_b A_w) T_w = S_w A_w + U_b A_w T_a \quad (20)$$

1.7.4. Sistema matricial. Los balances de energía en el acristalamiento, el aire en el interior de la chimenea y el captador forman un sistema de 3 ecuaciones con 3 incógnitas, representado por las Ecuaciones (13), (18) y (20), como se muestra a continuación:

$$\begin{aligned} (h_g A_g + h_{rwg} A_g + U_t A_g) T_g - (h_g A_g) T_f - (h_{rwg} A_g) T_w &= (\alpha_g G A_g + U_t A_g T_a) \\ (h_g A_g) T_g - \left(h_g A_g + h_w A_w + \frac{\dot{m} C_p}{\gamma} \right) T_f + (h_w A_w) T_w &= - \left(\frac{\dot{m} C_p}{\gamma} \right) T_{room} \\ - h_{rwg} A_w T_g - h_w A_w T_f + (h_w A_w + h_{rwg} A_w + U_b A_w) T_w &= \tau \alpha_w G A_w + U_b A_w T_a \end{aligned}$$

El cual puede representarse se muestra en la Ecuación (21):

$$\begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T_g \\ T_f \\ T_w \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \end{pmatrix} \quad (21)$$

Cada término de la matriz de coeficientes puede definirse como:

$$\begin{aligned} a_{11} &= h_g A_g + h_{rwg} A_g + U_t A_g \\ a_{12} &= -h_g A_g \\ a_{13} &= -h_{rwg} A_g \\ a_{21} &= h_g A_g \\ a_{22} &= - \left(h_g A_g + h_w A_w + \frac{\dot{m} C_p}{\gamma} \right) \\ a_{23} &= h_w A_w \\ a_{31} &= -h_{rwg} A_w \\ a_{32} &= -h_w A_w \\ a_{33} &= h_w A_w + h_{rwg} A_w + U_b A_w \end{aligned}$$

Así mismo, los coeficientes del vector de términos independientes se definen como sigue:

$$b_1 = \alpha_g GA_g + U_t A_g T_a$$

$$b_2 = - \left(\frac{\dot{m} C_p}{\gamma} \right) T_{room}$$

$$b_3 = \tau \alpha_w GA_w + U_b A_w T_a$$

La solución al sistema de ecuaciones representado en la Ecuación 21 da como resultado las temperaturas convergentes T_g , T_f y T_w .

1.7.5. Flujo de masa (\dot{m}). Una vez encontradas las temperaturas convergentes T_g , T_f y T_w , el flujo de masa generado por la chimenea solar puede calcularse como sugiere Bansal et al. (1993), según la Ecuación 22:

$$\dot{m} = C_d \rho A_0 \sqrt{\frac{2g L_w \sin(\beta) (T_f - T_{room})}{(1 + A_r^2) T_{room}}} \quad (22)$$

En la Ecuación 22, C_d es el coeficiente de descarga, el cual se define como la relación entre el área de la sección transversal de vena contracta y el área de apertura real. Se usó el valor de $C_d = 0.57$ como sugieren Andersen (1995), Ong y Chow (2003), Mathur et al. (2006) y Bassiouny y Koura (2008).

1.7.6. Velocidad del aire (v_a). La velocidad del aire en la chimenea solar puede calcularse por medio de la Ecuación 23:

$$v_a = \frac{\dot{m}}{\rho A_0} \quad (23)$$

1.7.7. Número de cambios de aire por hora (ACH). El número de cambios de aire por hora inducidos por la chimenea solar puede calcularse por medio de la Ecuación 24:

$$ACH = \frac{3600 \times \dot{m}}{\rho V} \quad (24)$$

1.8. Dinámica de fluidos computacional

La dinámica de fluidos computacional o CFD por su siglas en Inglés (Computational Fluid Dynamics), es la rama de la Mecánica de fluidos diseñada para resolver diversos problemas que involucran flujos de fluidos mediante métodos numéricos, aprovechando la potencia de cálculo de las computadoras. CFD se fundamenta en la solución aproximada de las ecuaciones de Navier-Stokes, esto es, la solución de las ecuaciones de continuidad, energía y cantidad de movimiento.

1.8.1. Método de volúmenes finitos (FVM). El método de volúmenes finitos (Finite Volume Method) es un método numérico para aproximar la solución de ecuaciones diferenciales parciales. Las principales ventajas del método se enuncian a continuación (Causon et al., 2011):

- Discretización espacial totalmente flexible, la malla puede acomodarse a fronteras de forma irregular y refinarse localmente, obteniendo una mejor resolución en regiones particulares

de interés.

- Las ecuaciones son presentadas en forma integral, que es a menudo como se derivan de las leyes físicas.
- No hay necesidad de que las variables dependientes sean diferenciables en todas partes, lo cual significa que una gran clase de problemas pueden ser resueltos.
- Debido a que dos celdas vecinas comparten una frontera común, el flujo total de una cantidad conservativa que sale de una celda, será el mismo que ingresa a la celda vecina, por tanto, la principal propiedad del sistema de ecuaciones discretizadas resultante, es que la solución obtenida satisface en forma exacta las ecuaciones de conservación consideradas, independientemente del tamaño de la malla.

El FVM surgió en la dinámica de fluidos. Los primeros ejemplos formales se remontan a los trabajos de (Harlow y Welch, 1965), en el cual desarrollaron el método llamado *marker-and-cell*, para analizar problemas de flujos de fluido incompresible con superficies libres (Mazumder, 2016). El FVM se ha convertido en el método de elección para el análisis de problemas relacionados con flujos de fluidos y otros fenómenos de transporte. Su adopción generalizada se debe, en parte, al hecho de que las leyes de conservación son fácilmente comprensibles por científicos e ingenieros sin la necesidad de tener un conocimiento profundo de las PDEs y los métodos asociados a su solución. El desarrollo y formulación del FVM, se describe formalmente en varios textos de referencia, entre los cuales destacan (Patankar, 1980), (Versteeg y Malalasekera, 2007), (Causon et al., 2011) y (Mazumder, 2016).

1.8.2. Ecuaciones gobernantes. Las ecuaciones gobernantes de convección natural en el recinto y en la chimenea solar pueden ser escritas en coordenadas cartesianas como sigue (Versteeg y Malalasekera, 2007):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (25)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uu)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vu)}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) - \rho g(T - T_{\infty}) \sin \theta \quad (26)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vv)}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) - \rho g(T - T_{\infty}) \cos \theta \quad (27)$$

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v T)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (28)$$

En donde las Ecuaciones (25), (26), (27) y (28) representan continuidad, momentum-x, momentum-y y energía, respectivamente. $\Gamma = \frac{\mu}{Pr}$, ρ y μ son la densidad del aire (kg/m^3) y la viscosidad dinámica (kg/ms), respectivamente.

1.8.3. Aproximación de Boussinesq. La aproximación de Boussinesq, llamada así por Joseph Boussinesq (1842-1929), es una aproximación usada con frecuencia para resolver problemas de convección natural en CFD. Consiste en suponer constante la densidad del fluido, en este caso el aire, excepto en el término gravitatorio de la Ecuación de Momentum o Cantidad de movimiento (Kleinstreuer, 1997), (Versteeg y Malalasekera, 2007). En dicho término, se supone que la

densidad varía de acuerdo con la Ecuación 29:

$$\rho g = \rho_0 \beta (T - T_\infty) g \quad (29)$$

En donde $\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p = \frac{1}{T_\infty}$, es el coeficiente de expansión térmica. La aproximación de Boussinesq supone una dependencia lineal de densidad con la temperatura, por lo que es aceptable para variaciones de temperatura en el dominio no mayores a 100°C.

1.8.4. Modelo de turbulencia k-épsilon. El modelo *k-épsilon* es el modelo más usado en CFD para simular flujos de fluido turbulento. Se centra en los mecanismos que afectan la energía cinética turbulenta y resuelve las ecuaciones de transporte para la *energía cinética turbulenta* (k) y para la *tasa de disipación viscosa* (ϵ), que se relacionan con la viscosidad según la Ecuación (30) Versteeg y Malalasekera (2007):

$$\mu_t = \frac{\rho C_\mu k^2}{\epsilon} \quad (30)$$

La turbulencia de la energía cinética y la tasa de disipación viscosa se pueden definir según las Ecuaciones (31) y (32):

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u k)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v k)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial y} \right) + S_k \quad (31)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u \epsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \epsilon)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_\epsilon \frac{\partial \epsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma_\epsilon \frac{\partial \epsilon}{\partial y} \right) + C_1 \frac{\epsilon}{k} G - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (32)$$

En donde:

$$\Gamma_k = \frac{\mu_{eff}}{\delta_k}$$

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t$$

$$S_k = G - C_D \rho \varepsilon$$

$$G = \mu_t \left(2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right)$$

$$\Gamma_\varepsilon = \frac{\mu_{eff}}{\delta_\varepsilon}$$

Los valores de las constantes de turbulencia se muestran en la Tabla 6.

Tabla 6

Constantes usadas en el modelo de turbulencia $k - \varepsilon$

C_μ	C_D	C_1	C_2	δ_k	δ_ε
0.09	1.00	1.44	1.92	1.00	1.30

Nota: Tomada de (Versteeg y Malalasekera, 2007).

1.8.5. Intensidad turbulenta. Cuando se establecen las condiciones de contorno para una simulación de CFD, a menudo es necesario estimar la intensidad turbulenta en las entradas. La *intensidad turbulenta* (I), se define como la relación entre la raíz cuadrada de la velocidad de las fluctuaciones y la velocidad media del flujo (Versteeg y Malalasekera, 2007). Una intensidad turbulenta de 1 %, o menos, generalmente se considera baja; una intensidad turbulenta superior al 10 %, se considera alta. La intensidad turbulenta en el núcleo de un flujo de conducto completamente desarrollado se puede estimar a partir de la siguiente fórmula derivada de una correlación empírica para los flujos de tubería (ANSYS, 2017):

$$I = 0.16(Re)^{-1/8} \quad (33)$$

En donde Re es el número de Reynolds. Los valores de entrada medidos de energía cinética turbulenta k y tasa de disipación ε , a menudo no están disponibles en la mayoría de las simulaciones numéricas. En este caso, los códigos comerciales de CFD estiman k y ε basados en valores típicos de intensidad turbulenta que varían entre 1 % y 6 % (Versteeg y Malalasekera, 2007).

1.8.6. Modelo de radiación de ordenadas discretas (DO). El modelo de ordenadas discretas (DO) (ANSYS, 2017), es un modelo que resuelve la ecuación de transferencia radiativa (RTE) para un número finito de ángulos sólidos discretos, cada uno asociado con una dirección vectorial \vec{s} fija en el sistema cartesiano global (x, y, z) . La Ecuación RTE puede ser escrita como sigue:

$$\nabla \cdot (I(\vec{r}, \vec{s}) \vec{s}) + (a + \sigma_s) I(\vec{r}, \vec{s}) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s} \cdot \vec{s}') d\Omega' \quad (34)$$

La RTE se acopla a la Ecuación de Energía a través de un término de generación volumétrica dado por Baxevanou y Fidaros (2017):

$$S_h = -\frac{\partial q_{\gamma_i}}{\partial x_i} = \alpha_\lambda \left(4\pi I_{b\lambda}(\vec{r}) - \int_{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}) d\Omega \right) \quad (35)$$

1.8.7. Tipos de malla. La malla, es la discretización espacial del dominio computacional construida con el fin de calcular sobre la misma la solución numérica de las ecuaciones gobernantes. Básicamente existen dos tipos de mallas: malla *estructurada* y malla *no estructurada* (Versteeg y Malalasekera, 2007).

Las mallas estructuradas, se basan en la ordenación de los elementos en memoria, esto es, los puntos de la malla se ubican en las intersecciones de las líneas de coordenadas. Los puntos de malla se pueden mapear en una matriz y su ubicación en la estructura de la malla y en la matriz viene dada por los índices (i, j, k) . Son convenientes para geometrías sencillas. Las mallas estructuradas, a su vez, pueden clasificarse en mallas *ortogonales* y mallas *no ortogonales*. En las mallas *ortogonales* todas las líneas que la conforman se cortan entre sí formando ángulos de 90° .

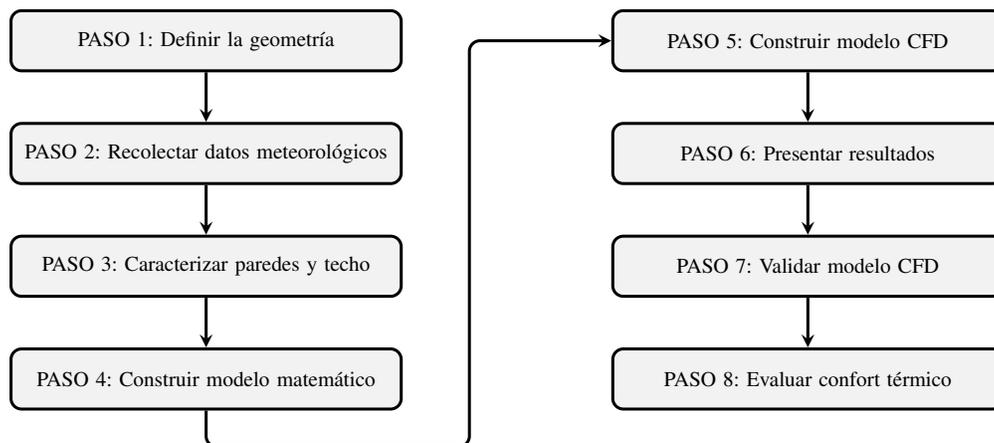
En la malla *no estructurada*, las celdas y los nodos no tienen un orden particular. En esta disposición, la malla no impone una estructura implícita de líneas de coordenadas, razón por la cual el tiempo requerido por una computadora para generar un mallado no estructurado es mucho menor que el que se requiere para uno estructurado. Este tipo de mallado es conveniente para geometrías complejas. Usualmente la herramienta de simulación encargada de realizar los cálculos de CFD, tiene incorporado un módulo exclusivo para generación de malla, como en el caso de ANSYS CFX, ANSYS-Fluent y DesignBuilder.

2. Metodología para determinar la capacidad de confort de la chimenea solar

Determinar la capacidad de confort térmico que puede obtenerse a partir del uso de chimeneas solares, puede convertirse, en muchos casos, en un problema complejo debido a la gran cantidad de variables que intervienen en el proceso, tales como la localización geográfica, la configuración geométrica, los materiales constructivos, las condiciones ambientales, los procesos de transferencia de calor y la normatividad asociada a la evaluación del confort térmico. Teniendo en cuenta lo anterior, se evidencia la necesidad de diseñar una metodología con un enfoque sistemático y repetible, que permita determinar la capacidad de confort térmico que puede proporcionar este medio de ventilación natural. En este capítulo, se describe, en primer lugar, la secuencia concreta de pasos a seguir, y posteriormente, se describe en detalle cada uno dichos pasos.

2.1. Metodología propuesta

Figura 7
Secuencia de pasos de la metodología propuesta



2.2. Definir la geometría (Paso 1.)

La revisión de la literatura científica (Li et al., 2014), (Imran et al., 2015), (Salehi et al., 2019), (Abdeen et al., 2019), (Li et al., 2021), (Orozco y Guerrero, 2019) muestra una predilección por la geometría rectangular para el canal de la chimenea solar con fines de confort térmico. Si bien, hay otro tipo de geometrías como la circular o la elíptica, no hay suficiente literatura científica de referencia como para que puedan ser una opción a considerar. Tendiendo en cuenta lo anterior, en la presente metodología, se optará por una geometría rectangular para el canal de la chimenea. Por lo tanto, es necesario definir el ancho y la longitud del captador, el *air gap*, y la inclinación de la chimenea. En el caso del recinto, se debe especificar largo, ancho, espesor de pared, espesor del techo, dimensiones y ubicación de abertura exterior.

2.3. Recolectar datos meteorológicos (Paso 2.)

En este punto hay que definir y recolectar la información meteorológica necesaria para el modelo matemático y para las simulaciones CFD, ya que constituyen los parámetros de entrada de los mismos. Se consideran como parámetros de entrada: la temperatura ambiente, la velocidad de viento promedio, la humedad relativa y la reflectividad del medio ambiente, de la ubicación geográfica en cual se usará la chimenea solar. Cada parámetro debe ser tabulado según promedios mensuales para el periodo de tiempo que sea requerido. En la presente metodología, se extraerán los datos de la aplicación *Data Access Viewer* de NASA (2019). Sin embargo, existen alternativas como The World Bank (2019) y The Joint Research Centre [JRC] (2019).

2.4. Especificar materiales y caracterizar paredes y techo (Paso 3.)

Es necesario definir la lista de materiales que componen el conjunto recinto-chimenea solar, así como sus propiedades termo-físicas y ópticas. Para el caso de los materiales de la chimenea solar, se debe recopilar la información solicitada en la Tabla 7. Dicha información es importante ya que hace parte del conjunto de parámetros de entrada para el análisis en los pasos posteriores de la presente metodología.

Para el caso del recinto, es necesario caracterizar las paredes y el techo de forma independiente, de acuerdo al método de cálculo de cargas térmicas seleccionado. ASHRAE recomienda dividir las paredes y el techo en una serie de capas con propiedades termofísicas diferentes. Muchas de estas capas están codificadas y tabuladas en *Handbook-Fundamentals* (ASHRAE, 2013). A modo de ejemplo, si se quisiera caracterizar una pared con una serie de capas del exterior al interior representadas por los códigos M01, F04, I01, M03, I01 y G01, la información recopilada debería ser la que se muestra en la Tabla 8. La descripción de cada código, se muestra en la Tabla 9.

Tabla 7

Plantilla para registrar materiales, propiedades termo-físicas y ópticas de la chimenea solar

Componente	Material	Referencia	ρ (kg/m ³)	k (W/mK)	C_p (J/kgK)	ϵ	τ	α
Acristalamiento	–	–	–	–	–	–	–	–
Captador	–	–	–	–	–	–	–	–
Aislante	–	–	–	–	–	–	–	–
Estructura	–	–	–	–	–	–	–	–

Nota: ρ = densidad, k = conductividad térmica, C_p = calor específico, ϵ = emitancia, τ = transmitancia, α = absortancia. Fuente: El autor.

Tabla 8
Ejemplo del uso de la plantilla para caracterizar una pared de 6 capas

Código	Espesor (mm)	ρ (kg/m ³)	k (W/mK)	C_p (J/kgK)	ε	τ	α	Resistencia (m ² K/W)
F01*	–	–	–	–	–	–	–	0.04
M01	101.6	1920	0.89	790	0.90	0.00	0.63	0.11
F04	–	–	–	–	–	–	–	0.15
I01	25.40	43.00	0.03	1210	–	0.00	–	0.88
M03	203.20	464.00	0.50	880	0.91	0.00	0.60	0.41
I01	25.40	43.00	0.03	1210	–	0.00	–	0.88
G01	15.90	800	0.16	1090	–	0.00	–	0.10
F02*	–	–	–	–	–	–	–	0.12
SUMA								$\Sigma R = 2.69$

Nota: * Según ASHRAE (2013), algunos códigos de superficie no tienen espesor, densidad o conductividad térmica. Sin embargo, tienen asociado un valor de resistencia térmica. Fuente: El autor.

Tabla 9
Descripción de códigos de pared

Código	Descripción
F01	Resistencia térmica de superficie exterior
M01	100 mm de ladrillo
F04	Resistencia del espacio de aire de la pared
I01	Tablero de aislamiento de 25 mm
M03	200 mm de bloque de concreto LW
G01	16 mm de tablero gypsum
F02	Resistencia térmica de superficie interior (para paredes verticales)

El objetivo de caracterizar las paredes y techo es calcular el coeficiente global de transferencia de calor de la pared U (W/m²K), por medio de la Ecuación (36):

$$U = \frac{1}{\Sigma R} \quad (36)$$

en donde ΣR representa la suma de las resistencias térmicas de cada capa en (m²K/W) (ASHRAE, 2013).

2.5. Construir modelo matemático de chimenea solar (Paso 4.)

El modelo matemático propuesto para predecir el flujo de aire inducido por la chimenea solar se compone de tres partes: un modelo teórico para calcular la irradiancia solar incidente en paredes y techo del recinto, un método de cálculo de cargas térmicas recomendado por ASHRAE, y un modelo para realizar los balances de energía en la chimenea solar. Los tres submodelos, deben ser acoplados en un sólo algoritmo de cálculo y posteriormente, programado en una rutina de computadora.

2.5.1. Seleccionar y programar modelo de irradiancia solar. Este apartado se desarrolla con el fin de disponer de un código de computadora que estime la irradiancia solar incidente tanto en el captador como en las paredes del recinto. Es importante seleccionar el modelo de irradiancia, por cuanto este parámetro es un dato de entrada en los modelos de cargas térmicas y balances de energía en la chimenea solar. En la literatura científica, se reportan modelos de cielo *isotrópico* como los de Hottel y Woertz (1942), Liu y Jordan (1963), los cuales son de carácter conservador y han sido ampliamente utilizados. Por otra parte, existen modelos de cielo *anisotrópico* como los de Hay y Davies (1980), Perez et al. (1987), Reindl et al. (1990) y Neumann et al. (2002), los cuales son más complejos y proporcionan estimaciones más cercanas a los valores medidos, especialmente el modelo de Perez et al. (1987), el cual es el modelo menos conservador. ASHRAE recomienda el uso del modelo de *cielo-claro* desarrollado por Gueymard y Thevenard (2009), el cual se utiliza para estimar la irradiancia solar directa, difusa y reflejada en cualquier superficie en condiciones

de cielo claro (Spitler, 2010). Al ser el modelo recomendado por ASHRAE, se usará el modelo de Gueymard y Thevenard (2009) en la metodología propuesta. La secuencia de cálculo del modelo de Cielo claro se describe en el Apéndice C. El modelo seleccionado, debe ser programado en MATLAB®.

2.5.2. Programar método de cálculo de cargas térmicas. Este apartado se desarrolla con el fin de disponer de un código de computadora que calcule las cargas térmicas del recinto. El aire exterior introducido en el recinto se calienta o se enfría desde la temperatura del aire exterior hasta la temperatura del aire interior. La potencia térmica que es comunicada al aire a través de los muros interiores para que ocurra dicho cambio de temperatura, se denomina carga térmica (ASHRAE, 2013). Existen dos métodos recomendados por ASHRAE para el cálculo de cargas térmicas: el método de Balance de calor (HBM) y el método de Series Temporales Radiantes (RTSM). Las generalidades de cada método fueron descritas en el Capítulo 1.5. Teniendo en cuenta que los dos métodos entregan estimaciones similares (Spitler, 2010), la selección del método de cálculo de cargas térmicas se basa en su facilidad para ser acoplado a los balances de energía en la chimenea solar. Por lo tanto, en la metodología propuesta se usará el RTSM, debido a su simplicidad y facilidad para ser programado en código de MATLAB®.

2.5.3. Programar balances de energía en la chimenea solar. Este apartado se desarrolla con el fin de disponer de un código de computadora que permita predecir variables globales como el flujo de masa, la velocidad del aire en la chimenea, el número de cambios de aire por

hora (ACH) y las temperaturas convergentes T_g , T_f y T_w . Por lo tanto, se debe programar un código en MATLAB®, que calcule dichas variables según el procedimiento descrito en el Capítulo 1.7.

2.5.4. Acoplar algoritmos programados. El objetivo de acoplar los submodelos de irradiancia solar, cargas térmicas y balances de energía de la chimenea solar, es disponer de un código general de computadora que calcule la irradiancia solar, las cargas térmicas, la temperatura del aire en el recinto, el flujo de masa a través del conjunto recinto-chimenea solar, la velocidad del aire, el número de cambios de aire por hora y las temperaturas convergentes T_g , T_f y T_w . Por lo tanto, en este apartado se debe especificar el algoritmo de cálculo general y dar solución a las Ecuaciones (11), (13), (18) y (20), mediante un código general en MATLAB® que reúna los códigos del modelo de cielo claro, RTSM y balances de energía de la chimenea solar.

2.5.5. Validar modelo matemático y presentar resultados. Es preciso validar el modelo matemático desarrollado con los resultados reportados en la literatura de referencia. Por lo tanto, en este apartado hay que seleccionar un autor de referencia que aborde el desarrollo de un modelo matemático de chimenea solar. Se debe hacer la comparación entre el modelo de referencia y el modelo desarrollado en el presente estudio, y concluir si el modelo es adecuado para predecir la velocidad del aire. Además, deben presentarse los resultados de variables globales como el flujo de masa, la velocidad del aire en la chimenea, el número de cambios de aire por hora (ACH), y las temperaturas convergentes T_g , T_f y T_w , en función de la longitud del captador y la inclinación de chimenea.

2.6. Construir modelo CFD (Paso 5.)

Como se mencionó anteriormente, el modelo matemático de chimenea solar es útil para predecir variables globales como la velocidad de entrada y salida de la chimenea, el flujo volumétrico, el número de cambios de aire por hora (ACH), el flujo de masa y las temperaturas en el captador, acristalamiento y el aire en la chimenea. Sin embargo, no brinda mayor información sobre el comportamiento del aire en el interior del recinto. El modelo CFD se desarrolla para estudiar aquellas variables de interés dentro del dominio computacional que no pueden ser descritas por el modelo matemático, como los patrones de flujo y el valor de la velocidad y la temperatura del aire en determinados puntos o zonas específicas dentro del recinto.

2.6.1. Seleccionar herramienta de simulación. Un aspecto clave del modelo CFD es la adecuada selección de la herramienta de simulación. Existen paquetes comerciales entre los cuales destacan DesignBuilder, ANSYS-CFX® y ANSYS Fluent®. Por otra parte, existen software de código abierto como OpenFOAM, el cual es el principal referente académico para simulaciones *Opensource*. La revisión de la literatura indica una predilección por el paquete comercial ANSYS-Fluent® (Kalantar, 2009), (Hussain y Oosthuizen, 2012), (Buonomo et al., 2014), (Serageldin et al., 2018), (Abdeen et al., 2019), (Saifi et al., 2012). Sin embargo, para hacer una selección adecuada se debe efectuar un análisis de *Matriz de Pugh* (Cohen, 1995), ponderando las características principales de cada herramienta. Se considerarán cinco criterios: curva de aprendizaje, disponibilidad de licencia, precisión, documentación y referencias de usuarios. Cada criterio debe

ser ponderado en un rango de 0 a 10, siendo 0, *Irrelevante* para el desarrollo del proyecto y 10, *Muy relevante* para el desarrollo del proyecto. De forma similar, cada herramienta de simulación debe ser evaluada con un peso de 0 a 5 en relación al criterio de selección, siendo 0, *el software no cumple* y 5, *el software cumple a cabalidad*. En la Tabla 10, se muestra el formato para realizar el análisis de Matriz de Pugh. Se seleccionará la herramienta que obtenga la mayor ponderación.

Tabla 10

Formato de matriz de Pugh para seleccionar herramienta de simulación

			Software de simulación							
			DesingBuilder		ANSYS-CFX		ANSYS-FLUENT		OpenFOAM	
Ítem	Criterios	Peso	Nota	Ponderación	Nota	Ponderación	Nota	Ponderación	Nota	Ponderación
1	Curva de aprendizaje									
2	Licencia disponible									
3	Presición									
4	Documentación									
5	Referencias									
TOTAL										

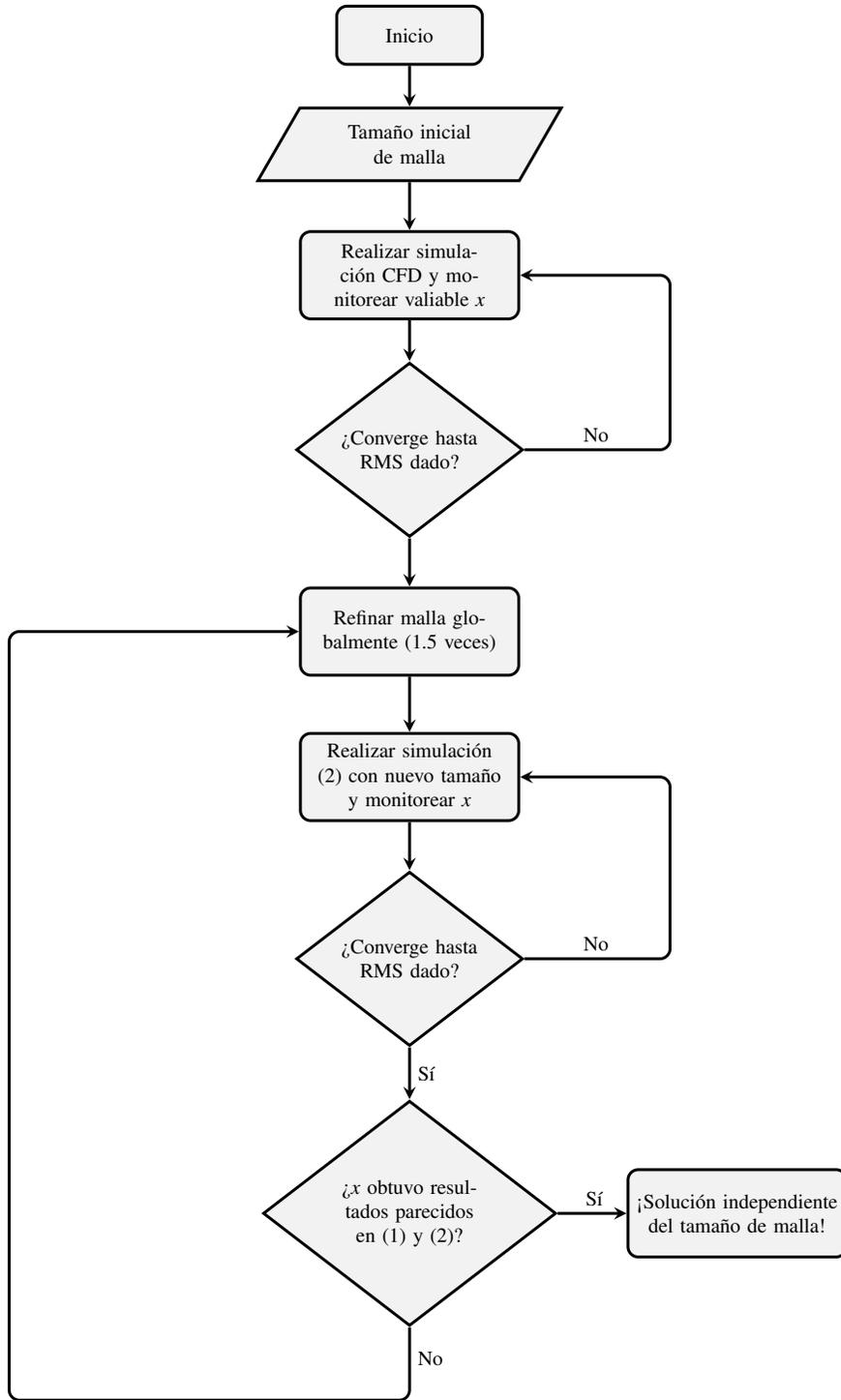
2.6.2. Establecer condiciones de contorno. Independientemente de la herramienta de simulación y de la metodología para resolver las Ecuaciones gobernantes (ver Capítulo 1.8.2), se deben especificar las condiciones de contorno (también suelen llamarse condiciones de frontera). En general, las condiciones de contorno se pueden clasificar en *Condiciones de contorno de flujo libre*, las cuales pueden ser de entrada, salida o entrada/salida, y *Condiciones de contorno de pared*: las cuales modelan el comportamiento del flujo en zonas próximas a las superficies. En el punto de contacto entre el fluido y la superficie, es posible poner una condición de contorno de *no deslizamiento*, o de *tangencia* (velocidad normal a la superficie igual a cero). En el dominio computacional del recinto-chimenea solar en estado estable, se establecen condiciones de contorno

de flujo libre y de pared (Bassiouny y Koura, 2008), (Bassiouny y Korah, 2009), (Saleem et al., 2016), (Hussain y Oosthuizen, 2012), (Abdeen et al., 2019). Por lo tanto, se deben especificar las condiciones de contorno necesarias para resolver las ecuaciones gobernantes.

2.6.3. Crear malla. Un vez que se ha seleccionado la herramienta de simulación, se procede a crear la malla, es decir, la discretización espacial del dominio computacional para posteriormente calcular la solución numérica de las Ecuaciones gobernantes. Como se mencionó en el Capítulo 1.8.7, existen dos tipos de mallas: malla estructurada y malla no estructurada. Por lo tanto, se debe hacer la selección adecuada del tipo de malla y generar los indicadores de calidad correspondientes.

2.6.4. Estudiar la independencia numérica de malla. Una vez se ha generado la malla y se han establecido las condiciones de contorno, se procede a hacer el *Estudio de independencia numérica de malla*, con el fin de encontrar el tamaño de malla límite tal que las predicciones del modelo sean independientes de cualquier disminución de esta. Para realizar el estudio de independencia de malla, se disminuye progresivamente el tamaño del elemento y se estudia la convergencia de una variable de interés, en este caso, la velocidad del aire. El algoritmo general para evaluar la independencia numérica de las mallas utilizadas en las simulaciones de la presente investigación se presenta en la Figura 8 (Prieto, 2019).

Figura 8
 Algoritmo para efectuar estudio de independencia numérica de malla



2.6.5. Resolver las ecuaciones gobernantes y monitorear variables. Con las condiciones de contorno establecidas y la malla adecuada, se procede a dar solución a las ecuaciones gobernantes mediante la herramienta de simulación, especificando el software, hardware y las condiciones de simulación. Se debe estudiar la velocidad del aire en el conjunto recinto-chimenea solar en función de parámetros geométricos, como se estableció en el (3.^{er}) Objetivo específico, con el fin de determinar la configuración óptima, es decir, la configuración para la cual la velocidad del aire en una determinada zona del dominio computacional es máxima. Se definen dos zonas de interés: el punto geométrico central del recinto (PC) y una zona de estudio (ZE) correspondiente a un volumen de control de $1.0\text{m} \times 0.3\text{m} \times 1.0\text{m}$, cuyo centro coincide con (PC). En la Figura 9, se muestra la disposición de las zonas de interés dentro del recinto. Los parámetros geométricos seleccionados para el estudio paramétrico de la chimenea solar son: área de aberturas, longitud del captador, inclinación de chimenea, altura de abertura exterior y ratio de aberturas. Una vez definidos los parámetros geométricos, se establecen los límites de variación y el espaciamiento de cada parámetro. La Tabla 11, resume la información que debe ser registrada. Para (ZE), se medirá la velocidad promedio y la temperatura promedio en el volumen de control. En cuanto a la entrada y salida del dominio computacional (abertura exterior y abertura superior), se medirá la velocidad y temperatura media. El flujo de masa se medirá en la abertura superior.

Figura 9
Zonas de interés dentro del dominio computacional

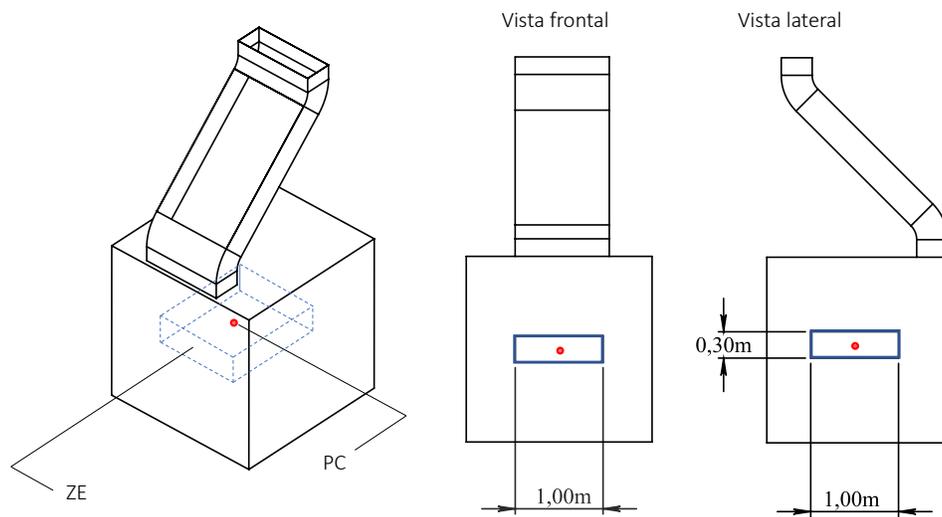


Tabla 11
Parámetros geométricos del estudio paramétrico

Parámetro	Clave	Unidades	Rango	Espaciamiento
Área de aberturas	AA	m ²	mín—máx	—
Longitud del captador	LC	m	mín—máx	—
Inclinación de chimenea	IC	(°)	mín—máx	—
Altura de abertura externa	AAE	m	mín—máx	—
Ratio de aberturas	RA	ad*	mín—máx	—

Nota: * adimensional.

2.7. Presentar resultados CFD (Paso 6.)

En este punto, se presentan los resultados obtenidos luego de haber hecho las diferentes simulaciones para el estudio paramétrico. Los resultados deben presentarse en forma de tablas y figuras, de acuerdo a cada parámetro geométrico estudiado. También, se debe explicar y sustentar cuál fue el proceso para determinar la configuración geométrica para la cual la velocidad es máxima en las zonas de interés (ZE, PC). Una vez encontrada la configuración geométrica óptima, se procede a realizar las simulaciones en una geometría a escala real del recinto, que corresponde a dimensio-

nes de $3\text{m} \times 3\text{m} \times 3\text{m}$. Además, con dicha geometría, hay que realizar simulaciones para cada mes, según su día promedio (ver Capítulo 1.2.4), en el periodo comprendido de las 9:00h a las 15:00h, registrar los valores de temperatura ambiente, velocidad en ZE y temperatura operativa. Los resultados deben presentarse en forma de tablas y figuras.

2.8. Validar experimentalmente modelo CFD (Paso 7.)

Para validar el modelo CFD, se requiere de un módulo de pruebas experimental que emule a la chimenea solar adosada a un recinto cúbico. Se debe especificar la localización geográfica, la geometría, los materiales constructivos y el sistema de adquisición de datos, así como la clase, referencia y disposición de los sensores utilizados. Se debe hacer una comparación entre los resultados obtenidos en CFD y los datos registrados en el módulo de pruebas.

2.9. Evaluar el confort térmico (Paso 8.)

El propósito de la metodología propuesta es determinar la capacidad de confort térmico que puede obtenerse a partir del uso de la chimenea solar adosada al recinto ubicado en Bucaramanga. Por lo tanto, en este punto hay que seleccionar uno de los dos métodos de evaluación de confort térmico propuestos por ASHRAE descritos en los Capítulos 1.4.12 y 1.4.13 y aplicarlo con las condiciones de velocidad y temperatura obtenidas en el modelo CFD con la configuración óptima. En principio, se debe determinar la temperatura del aire exterior media predominante (T_{pma}). Seguidamente, se debe calcular la temperatura operativa por medio de la Ecuación (5). Después, se deben extraer los datos de velocidad y temperatura del aire en ZE de las simulaciones CFD. Finalmente, se debe usar

la herramienta *ASHRAE Thermal Comfort Tool* descrita en el Capítulo 1.4.5, con los parámetros ambientales anteriormente mencionados para calcular la zona de confort térmico. Este procedimiento debe realizarse para el día promedio del mes, en el periodo de tiempo comprendido de las 9:00h a las 15:00h, registrando los resultados en la plantilla mostrada en la Tabla 12.

Tabla 12
Plantilla para la evaluación del confort térmico para un mes específico

Hora	T_{amb} (°C)	v_a (m/s)	RH (%)	T_o (°C)	Cumple ASHRAE-55	Sensación	Aceptabilidad
Mes							
9:00							
10:00							
11:00							
12:00							
13:00							
14:00							
15:00							

3. Desarrollo de la metodología propuesta

En este Capítulo se presenta el desarrollo de la metodología diseñada para determinar el confort térmico que puede obtenerse a partir del uso de la chimenea solar, así como los resultados obtenidos.

3.1. Definición de la geometría

El recinto debe emular una habitación de $3\text{m} \times 3\text{m} \times 3\text{m}$. Sin embargo, con el fin de disminuir costos de construcción en el prototipo experimental, y costo computacional en las simulaciones numéricas, se propuso un modelo a escala 2:3, por lo cual, las dimensiones se establecieron en $2\text{m} \times 2\text{m} \times 2\text{m}$. Para la chimenea solar, se estableció el ancho del canal en 1m, y el *air gap* en 0.3m. Estas medidas permanecieron constantes tanto en el modelo matemático como en el modelo CFD. En cuanto a la longitud del captador, el área de abertura exterior, la altura de abertura exterior y la inclinación de chimenea, se consideraron variables en el estudio paramétrico. En la Tabla 13 se presentan las dimensiones que se mantuvieron constantes tanto en el recinto como en la chimenea solar.

3.2. Recolección de datos meteorológicos

Los datos se descargaron de la aplicación *Data Access Viewer* (NASA, 2019), para el periodo 2010-2020, y se promedió la temperatura ambiente por mes y por hora (24 horas). Los datos de temperatura utilizados se muestran en la Tabla 14.

Tabla 13

Geometría y dimensiones del recinto y la chimenea solar

Dimensión	Valor	Unidades
Largo del recinto	2.00	m
Alto del recinto	2.00	m
Profundo del recinto	2.00	m
Espesor de paredes	0.10	m
Espesor de techo	0.05	m
Ancho del canal de chimenea	1.00	m
<i>air gap</i>	0.30	m

Del mismo modo, los datos de humedad relativa se promediaron por mes y por hora para el periodo 2010-2020. En este caso, sólo para el rango horario del día para el cual se considera operativa la chimenea solar, de 9:00h – 15:00h. En la Tabla 15, se muestran los datos de humedad relativa utilizados.

Los datos de velocidad del viento se promediaron por mes y por hora para el periodo 2010-2020. Al igual que la humedad relativa, sólo se consideró el rango horario del día durante el cual la chimenea solar se encuentra operativa, de 9:00h – 15:00h. En la Tabla 16, se muestran los datos de velocidad del viento utilizados.

En cuanto a la reflectividad del medio ambiente, se tomó un valor promedio único para el periodo 2010-2020, debido a la poca variación de este parámetro entre periodos temporales. En la Tabla 17, se muestran los datos de reflectividad del medio ambiente utilizados.

Tabla 14

Temperatura promedio mensual por mes y por hora en Bucaramanga, 7.119°N – 73.116°W

Temperatura ambiente promediada por mes y por hora, (°C)												
Hora	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1:00	19.92	20.87	19.39	20.02	21.04	19.98	20.21	19.09	19.84	19.29	20.38	19.25
2:00	19.82	20.58	19.34	19.73	20.83	19.84	20.05	18.98	19.55	18.98	20.19	19.02
3:00	19.72	20.30	19.29	19.45	20.63	19.70	19.89	18.88	19.26	18.67	19.99	18.80
4:00	19.62	20.02	19.24	19.16	20.42	19.55	19.73	18.78	18.96	18.37	19.80	18.57
5:00	19.72	20.10	19.49	19.51	20.58	20.00	20.17	19.30	19.50	19.07	20.14	18.88
6:00	19.81	20.19	19.75	19.85	20.74	20.45	20.60	19.81	20.04	19.77	20.48	19.20
7:00	19.90	20.28	20.00	20.19	20.91	20.90	21.04	20.32	20.57	20.47	20.82	19.51
8:00	21.66	21.54	21.08	21.62	21.64	22.10	22.30	21.70	23.05	22.69	21.83	21.80
9:00	23.42	22.81	22.15	23.05	22.38	23.30	23.55	23.08	25.53	24.91	22.83	24.09
10:00	25.18	24.07	23.23	24.48	23.12	24.50	24.81	24.46	28.01	27.14	23.84	26.38
11:00	25.25	25.53	23.82	25.74	23.56	25.35	25.12	25.81	29.24	28.25	24.23	27.64
12:00	25.31	26.99	24.42	25.95	24.01	26.20	25.43	27.15	30.47	29.37	24.63	28.90
13:00	25.38	28.46	25.02	26.57	24.45	27.05	25.73	28.50	31.70	30.49	25.03	30.16
14:00	25.09	28.11	24.32	27.42	23.94	26.39	25.19	27.80	30.91	29.32	24.40	29.66
15:00	24.79	27.77	23.61	26.58	23.44	25.73	24.64	27.11	30.12	28.16	23.77	29.17
16:00	24.50	27.42	22.90	25.74	22.93	25.07	24.09	26.41	29.33	26.99	23.14	28.68
17:00	23.96	26.41	22.38	24.72	22.83	24.62	23.82	25.69	27.92	25.89	22.79	27.10
18:00	23.41	25.40	21.85	23.70	22.73	24.17	23.55	24.97	26.52	24.78	22.44	25.52
19:00	22.87	24.38	21.33	22.68	22.63	23.73	23.29	24.25	25.11	23.67	22.09	23.94
20:00	22.96	22.83	20.88	21.77	22.02	22.88	22.83	23.26	24.04	22.83	21.35	23.09
21:00	23.05	21.28	20.44	20.86	21.42	22.04	22.38	22.27	22.98	21.99	20.60	22.23
22:00	23.13	19.73	20.00	19.94	20.82	21.20	21.93	21.27	21.91	21.15	19.86	21.38
23:00	22.78	19.14	19.91	19.22	20.52	20.83	21.65	20.85	21.25	20.70	19.55	20.97
24:00	22.42	18.55	19.83	18.49	20.23	20.46	21.37	20.43	20.58	20.25	19.25	20.55

Nota: La columna 1 corresponde al mes de Enero, la columna 2, a Febrero, etc.

3.3. Especificación de materiales y caracterización de paredes y techo

Los materiales que se usaron para construir el modelo de chimenea solar, así como sus propiedades termo-físicas y ópticas, se muestran en la Tabla 18. Las propiedades del acristalamiento, el captador y el aislante térmico, fueron tomadas del catálogo Chromagen (2019), debido a que, para el presente trabajo de investigación, se adquirió y desarmó un colector solar de placa plana modelo

Tabla 15

Humedad relativa promedio mensual por mes y por hora en Bucaramanga

Humedad relativa promediada por mes y por hora, (%)												
Hora	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
9:00	52.00	58.00	64.00	71.00	73.00	65.00	56.00	51.00	45.00	54.00	62.00	58.00
10:00	54.00	62.00	70.00	74.00	76.50	66.00	56.00	52.00	45.00	55.00	63.00	59.00
11:00	59.00	68.00	76.00	78.00	80.00	67.50	57.00	54.00	49.00	57.00	68.00	59.00
12:00	64.00	75.00	82.00	85.00	86.00	75.00	64.00	61.00	58.00	63.00	73.00	68.00
13:00	67.50	78.00	83.00	88.00	89.00	81.00	73.00	68.00	67.00	69.00	77.00	73.00
14:00	70.00	79.50	83.00	89.00	91.00	85.00	78.00	75.00	73.00	74.00	80.00	77.50
15:00	70.00	79.50	83.00	89.00	92.50	88.00	83.00	79.00	76.00	77.00	82.00	79.00

Nota: La columna 1 corresponde al mes de Enero, la columna 2, a Febrero, etc.

Tabla 16

Velocidad del viento promedio mensual por mes y por hora en Bucaramanga

Velocidad del viento promediada por mes y por hora, (m/s)												
Hora	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
9:00	2.15	1.44	1.77	0.98	2.03	0.79	1.67	1.39	0.88	1.62	0.65	1.34
10:00	1.73	1.36	1.10	0.98	1.27	1.03	1.25	1.01	1.05	1.43	0.94	0.84
11:00	1.75	1.62	1.50	1.45	0.95	1.61	0.93	1.18	1.59	1.56	1.96	1.16
12:00	2.20	2.22	2.26	2.01	1.52	2.02	1.26	1.59	2.22	2.31	2.69	1.61
13:00	2.56	2.67	2.84	2.50	1.89	2.30	1.84	1.97	2.62	2.80	3.01	2.09
14:00	2.76	2.83	3.11	2.79	2.16	2.42	2.13	2.21	2.70	2.89	3.03	2.38
15:00	2.76	2.76	3.07	2.75	2.26	2.38	2.08	2.31	2.51	2.71	2.80	2.40

Nota: La columna 1 corresponde al mes de Enero, la columna 2, a Febrero, etc.

Tabla 17

Reflectividad del medio ambiente promedio mensual en Bucaramanga

Reflectividad del medio ambiente promediada por mes												
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
0.16	0.16	0.17	0.15	0.14	0.15	0.14	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.16

Nota: La columna 1 corresponde al mes de Enero, la columna 2, a Febrero, etc.

PA-D de referencia CALS028, con el fin de disponer de una superficie con recubrimiento selectivo para el captador.

Tabla 18

Materiales y propiedades termo-físicas y ópticas de los componentes de la chimenea solar

Componente	Material	Espesor (mm)	ρ (kg/m ³)	k (W/mK)	C_p (J/kgK)	ϵ	τ	α
Acristalamiento	Vidrio templado	3.2	2500	1.15	750	0.90	0.91	0.03
Captador	Aluminio	1.0	2719	202.4	871	0.05	0.0	0.95
Aislante	Espuma de poliuretano	50	24	0.026	1045	–	–	–
Estructura	Acero galvanizado	0.953	7833	52	470	0.13	0.00	0.65

Nota: ρ = densidad, k = conductividad térmica, C_p = calor específico, ϵ = emitancia, τ = transmitancia, α = absorptancia.
Fuente: El autor.

Como se mencionó en el Capítulo 2.5.2, en la metodología propuesta fue seleccionado el método RTSM para el cálculo de las cargas térmicas, por lo tanto, el proceso de caracterización de paredes y techo se hizo siguiendo las recomendaciones de ASHRAE (2013). Las paredes verticales (Norte, Sur, Este y Oeste) se codificaron mediante cuatro capas cuyas características se muestran en la Tabla 19. El techo se codificó mediante tres capas cuyas características se muestran en la Tabla 20. La selección de las capas para paredes y techo se basó en los materiales recomendados para la construcción de *viviendas de interés social* en Colombia (Fiduagraria, 2019). La descripción de los códigos usados para las capas se muestra en la Tabla 21.

Los coeficientes globales de transferencia de calor que se muestran en la Tabla 22, se calcularon mediante la Ecuación 36, usando los valores de ΣR obtenidos. Para paredes verticales, se obtuvieron los factores de Series Temporales de Conducción (CTSFs) mostrados en la Tabla 23, siguiendo las recomendaciones de ASHRAE (2013). Del mismo modo, para el techo se obtuvieron los factores de Series Temporales de Conducción (CTSFs) mostrados en la Tabla 24. Según ASHRAE (2013), una pared de ladrillo común con una capa de 25 mm de stucco, clasifica como

Tabla 19

Caracterización de paredes verticales del recinto

Código	Espesor (mm)	ρ (kg/m ³)	k (W/mK)	C_p (J/kgK)	ε	τ	α	Resistencia
F01*	–	–	–	–	–	–	–	0.044
A1	25.4	1858	0.69	841	0.91	0.00	0.60	0.036
C4	100	1922	0.73	841	0.90	0.00	0.63	0.138
F02*	–	–	–	–	–	–	–	0.120
SUMA								$\Sigma R = 0.338$

Nota: *Según ASHRAE (2013), algunos códigos de superficie no tienen espesor, densidad o conductividad térmica. Sin embargo, tienen asociado un valor de resistencia térmica.

ρ = densidad, k = conductividad térmica, C_p = calor específico, ε = emitancia, τ = transmitancia, α = absorptancia

Fuente: El autor.

Tabla 20

Caracterización del techo del recinto

Código	Espesor (mm)	ρ (kg/m ³)	k (W/mK)	C_p (J/kgK)	ε	τ	α	Resistencia
F01	–	–	–	–	–	–	–	0.044
C12	50.8	1.73	2243	841	0.91	0.00	0.60	0.029
F03	–	–	–	–	–	–	–	0.162
SUMA								$\Sigma R = 0.235$

Nota: Tomada de 2013 ASHRAE Handbook-Fundamentals.

Tabla 21

Códigos de capas según ASHRAE-Handbook Fundamentals

Código de capa	Descripción
F01	Resistencia térmica de superficie exterior (paredes verticales y techo)
F02	Resistencia térmica de superficie vertical interior (paredes verticales)
F03	Resistencia térmica de superficie horizontal interior (techo)
A1	25 mm de Stucco (paredes verticales)
C4	Ladrillo común de 100 mm (paredes verticales)
C12	Concreto HD de 50 mm (techo)

Nota: Tomada de 2013 ASHRAE Handbook-Fundamentals.

Tabla 22

Coefficientes globales de transferencia de calor en paredes y techo

Coefficientes globales de transferencia de calor, (W/m ² K)					
Pared Norte	Pared Este	Pared Sur	Pared Oeste	Techo	Piso
2.958	2.958	2.958	2.958	4.255	0.00

una construcción de clase *media*. Por lo tanto, los Factores Temporales Radiantes (RTFs) fueron seleccionados para construcción clase media, con un 10% de acristalamiento, sin alfombra y asumiendo que la radiación se distribuye uniformemente en todas las superficies internas (Nonsolar). La Tabla 25, muestra los Factores Temporales Radiantes seleccionados.

Tabla 23
CTSFs para paredes verticales

Hora	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
CTSF	9.14	45.11	28.14	10.97	4.14	1.56	0.59	0.22	0.08	0.03	0.01	0.00
Hora	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
CTSF	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

Tabla 24
CTSFs para techo

Hora	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
CTSF	60.83	38.13	1.02	0.02	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Hora	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
CTSF	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

Tabla 25
RTFs para pared de construcción clase media, sin alfombra, 10% de acristalamiento (Nonsolar)

Hora	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
RTF	31.00	17.00	11.00	8.00	6.00	4.00	4.00	3.00	3.00	2.00	2.00	2.00
Hora	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
RTF	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

3.4. Construcción de modelo matemático de chimenea solar

Se construyó un modelo matemático para calcular la irradiancia solar, las cargas térmicas, la temperatura del aire en el recinto, el flujo de masa a través del conjunto recinto-chimenea solar, la velocidad del aire, el número de cambios de aire por hora y las temperaturas convergentes. La irra-

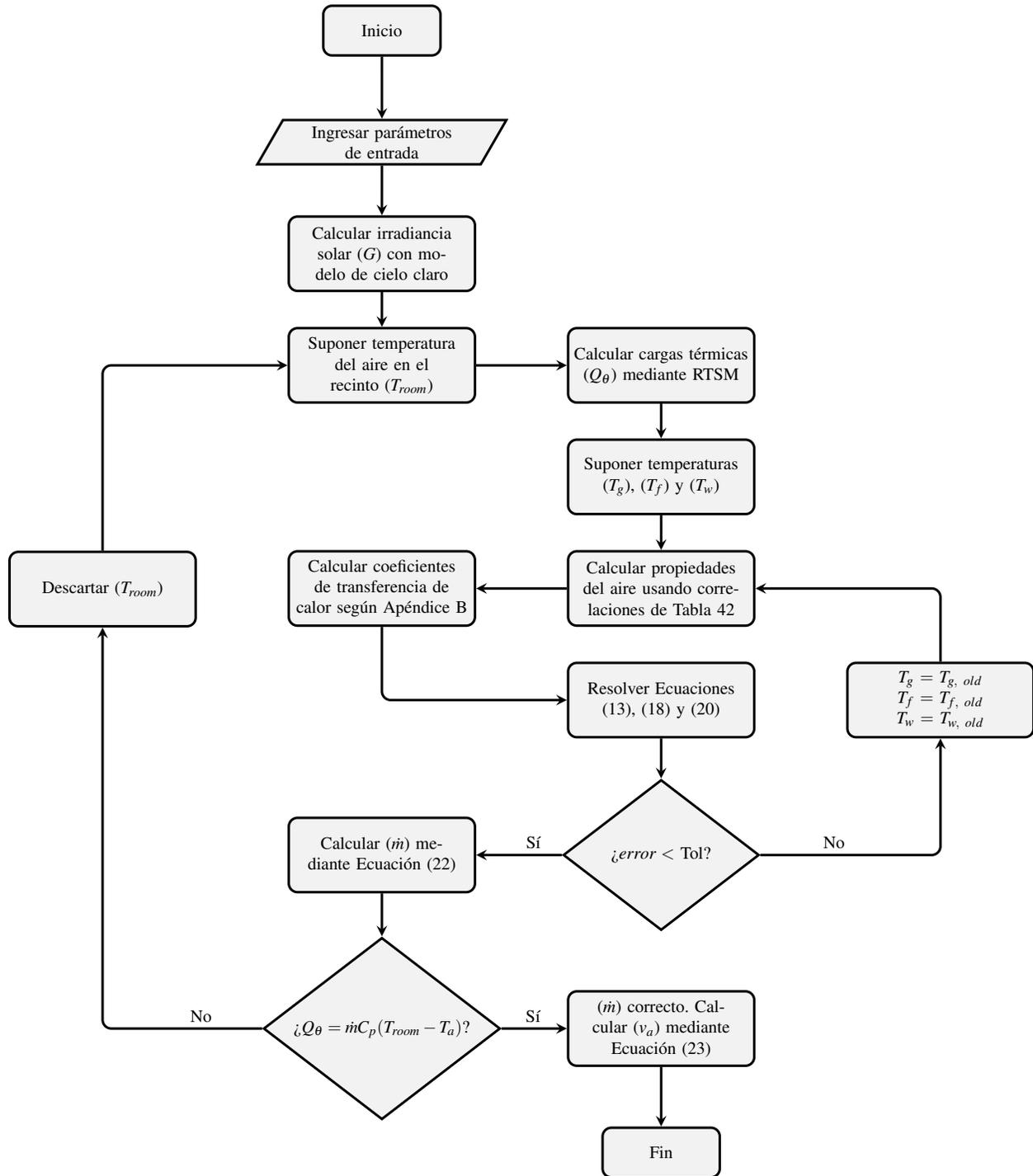
diancia solar se calculó según el modelo de *Cielo claro* desarrollado por Gueymard y Thevenard (2009), descrito en el Apéndice C. Las cargas térmicas para realizar el balance de energía del aire en el recinto, se calcularon según el Método de Series Temporales Radiantes, descrito en el Capítulo 1.5. Los balances de energía en la chimenea solar, se hicieron según el procedimiento descrito en el Capítulo 1.7. El algoritmo de cálculo del modelo propuesto, se muestra en la Figura 10.

En general, funciona de la siguiente manera: primero se ingresan todos los parámetros de entrada mencionados en los Capítulos 3.1, 3.2 y 3.3, esto incluye latitud, longitud, orientación de chimenea solar, día, hora, geometría, datos meteorológicos, propiedades termofísicas, propiedades ópticas, coeficientes globales de transferencia de calor, CTSFs y RTFs. Seguidamente, el algoritmo calcula la irradiancia solar incidente en paredes, techo y chimenea, mediante el modelo de *cielo claro*.

A continuación, se supone una temperatura del aire en el recinto (T_{room}) y se procede a calcular las cargas térmicas del recinto (Q_{θ}) por medio del Método de Series Temporales Radiantes. Como se describió en el Capítulo 1.5.2, esto implica calcular el perfil de temperaturas Sol-Air, usando la Ecuación 6, las ganancias conductivas mediante la Ecuación 7, la división de ganancias conductivas en porciones convectivas y radiativas, según la Tabla 4, y el cálculo de las cargas térmicas totales mediante la Ecuación 10.

Seguidamente, se suponen las temperaturas del acristalamiento (T_g), captador (T_w), y aire

Figura 10
 Algoritmo de solución del modelo matemático propuesto



en la chimenea (T_f), para calcular las propiedades del aire usando las correlaciones de la Tabla 42 (ver Apéndice B). Después de calcular las propiedades del aire, se procede a resolver las Ecuaciones (13), (18) y (20), para obtener nuevos valores de temperaturas del acristalamiento ($T_{g, new}$), captador ($T_{w, new}$), y aire en la chimenea ($T_{f, new}$).

Llegado a este punto, se procede a verificar el error entre las temperaturas supuestas y las calculadas. Si el error calculado es mayor a una tolerancia especificada por el usuario (1E-5), se recalculan las propiedades del aire con $T_{g, new}$, $T_{w, new}$ y $T_{f, new}$, y se resuelven las Ecuaciones (13), (18) y (20), hasta que el error sea menor que la tolerancia.

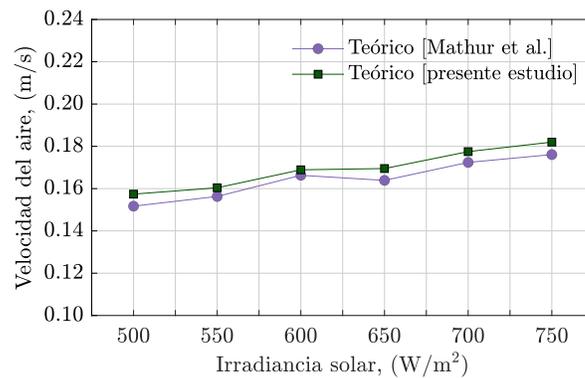
Al cumplirse la condición de tolerancia, se calcula el flujo de masa (\dot{m}) mediante la Ecuación (22), y se hace una comparación entre las cargas térmicas (Q_θ) y el calor ganado por el aire en el recinto ($\dot{m}C_p[T_{room} - T_a]$). Para dicha comparación, también se establece una tolerancia especificada por el usuario (1E-5). Si no se cumple la tolerancia, el algoritmo descarta la temperatura del recinto que se supuso inicialmente y procede a probar con nuevas temperaturas hasta que se cumpla la condición.

Finalmente, cuando se cumplan las condiciones, se obtiene el flujo de masa inducido por la chimenea solar, y se calcula la velocidad del aire usando la Ecuación (23). Para acelerar los cálculos, se programó una rutina de computadora en el *software* MATLAB®, cuyo código se muestra en el Apéndice D.

3.4.1. Validación del modelo matemático y presentación de resultados. Para validar el modelo matemático, se efectuaron los cálculos bajo las mismas condiciones del estudio de (Mathur et al., 2006), para predecir la velocidad del aire en función de la irradiancia solar. Las condiciones del modelo y los parámetros de entrada se presentan en la Tabla 26. La comparación entre los resultados reportados por el modelo de referencia y los resultados calculados con el modelo propuesto se presenta en la Tabla 27 y la Figura 11.

Figura 11

Comparación de valores teóricos del modelo de referencia y el modelo del presente estudio



Los resultados de la Figura 11 muestran que el modelo desarrollado en el presente estudio presentó una buena concordancia con el modelo de referencia, con un error no mayor al 4% en todos los puntos de prueba. Por lo tanto, es adecuado para predecir la velocidad del aire.

Con el modelo matemático desarrollado, se estudió la influencia de la longitud del captador

Tabla 26

Parámetros de entrada del modelo matemático propuesto por (Mathur et al., 2006)

Componente	Características	
Fecha	Día del mes	21 de Junio
	Día del año	n = 172
Localización	Latitud	27°N
Recinto cúbico	Dimensiones	1m×1m×1m
Chimenea solar	Ángulo de inclinación	$\beta = 45^\circ$
	Área de abertura exterior	0.35m×1.00m
	Área de abertura superior	0.35m×1.00m
	<i>air-gap</i>	0.35m
Acristalamiento	Longitud	$L_g = 1\text{m}$
	Ancho	1m
	Espesor	4mm
	Absortancia	$\alpha_g = 0.06$
	Emitancia	$\varepsilon_g = 0.90$
	Transmitancia	$\tau = 0.84$
Captador	Longitud	$L_w = 1\text{m}$
	Ancho	1m
	Espesor	1 mm
	Absortancia	$\alpha_w = 0.95$
	Emitancia	$\varepsilon_w = 0.95$
Aislante térmico	Longitud	1m
	Ancho	1m
	Espesor	25mm
	Conductividad térmica	0.037 W/mK

Fuente: El autor.

Tabla 27

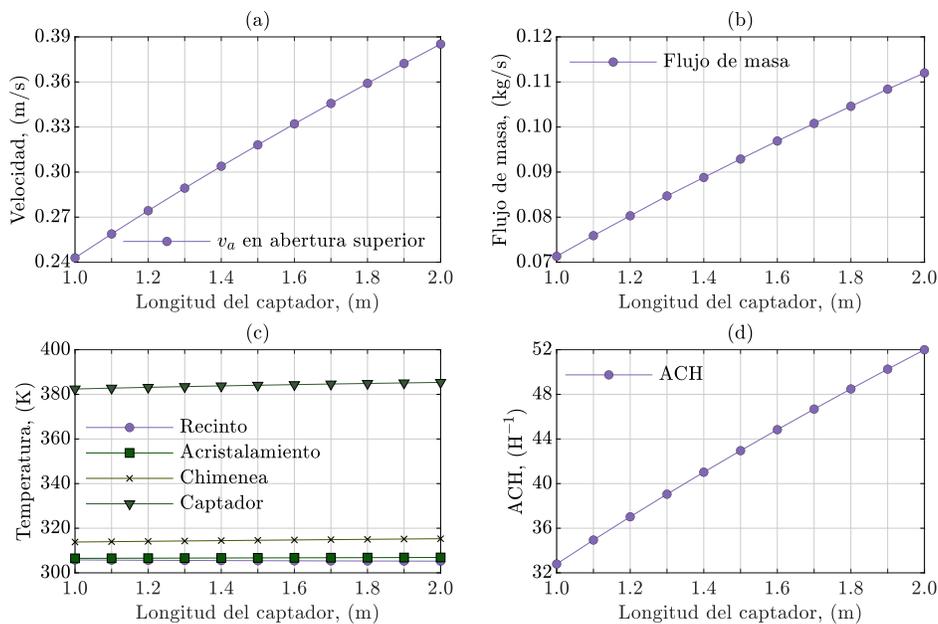
Valores teóricos de velocidad del aire calculados según modelo de referencia y según modelo del presente estudio

Irradiancia solar (W/m ²)	Temperatura ambiente (K)	Velocidad del aire (m/s) (Mathur et al., 2006)	Velocidad del aire (m/s) (Presente estudio)	error (%)
500	299.2	0.1517	0.1574	3.621
550	302.6	0.1563	0.1604	2.556
600	306.0	0.1613	0.1689	1.539
650	310.3	0.1639	0.1695	3.304
700	312.2	0.1724	0.1775	2.873
750	313.0	0.1761	0.1820	3.242

en la velocidad del aire, el flujo de masa, las temperaturas y número de cambios de aire por hora (ACH), manteniendo constantes la inclinación de chimenea en $\beta = 45^\circ$ y el ratio de aberturas ($A_0/A_i = 1.00$). Se comenzó con una longitud inicial de 1m, incrementándose 0.1m hasta llegar a 2m. El comportamiento de las variables monitoreadas se presenta en la Figura 12. Se observó un incremento gradual y de tendencia lineal de la velocidad del aire, el flujo de masa y el ACH a medida que se incrementó la longitud del captador (Figura 12a, 12b y 12d, respectivamente). En cuanto a las temperaturas (Figura 12c), se observó una tendencia constante y se calculó un incremento no superior al 0.15 % entre la posición para $L=1.0\text{m}$ y $L=2.0\text{m}$.

Figura 12

Variables calculadas en función de la longitud del captador: a) velocidad en abertura superior, b) flujo de masa, c) temperaturas, d) ACH



Del mismo modo, se estudió la influencia de la inclinación de chimenea en la velocidad

del aire, el flujo de masa, las temperaturas y número de cambios por hora (ACH), manteniendo constantes la longitud de captador y el ratio de aberturas ($A_0/A_i = 1.00$). Se comenzó con una inclinación inicial de 20° , incrementándose 5° hasta llegar a 70° . Los resultados de velocidad para las inclinaciones de chimenea se presentan en la Figura 13. Para la velocidad del aire inducida por la chimenea solar (Figura 13a) se observó que la inclinación óptima de chimenea está cerca de $\beta = 55^\circ$, lo cual concuerda con los resultados reportados por Mathur et al. (2006) para una latitud entre $5^\circ\text{N} - 10^\circ\text{N}$. El flujo de masa siguió la tendencia de la velocidad en la chimenea, mostrando un máximo cerca de $\beta = 55^\circ$ (Figura 13b). Las temperaturas calculadas en el acristalamiento, el captador y el aire en la chimenea, presentaron un comportamiento decreciente a medida que aumentaba la inclinación (Figura 13c). El ACH siguió el comportamiento de la velocidad del aire por ser función de dicha variable, y por tanto, presentó un máximo cerca de $\beta = 55^\circ$ (Figura 13d).

3.5. Construcción de modelo CFD

3.5.1. Selección de la herramienta de simulación. Se realizó un análisis de *matriz de Pugh* para seleccionar el software de simulación. Se tuvieron en cuenta criterios como curva de aprendizaje, disponibilidad de licencia, precisión, documentación y referencias de usuarios. Para OpenFOAM, se consideró licencia disponible total debido a su característica de *código abierto*, para ANSYS (CFX y FLUENT), se consideró licencia parcial académica y para DesignBuilder licencia no disponible para el autor del trabajo de investigación. Los resultados del análisis Pugh se muestran en la Tabla 28.

Figura 13

Variables calculadas en función de la inclinación de chimenea: a) velocidad en abertura superior, b) flujo de masa, c) temperaturas, d) ACH

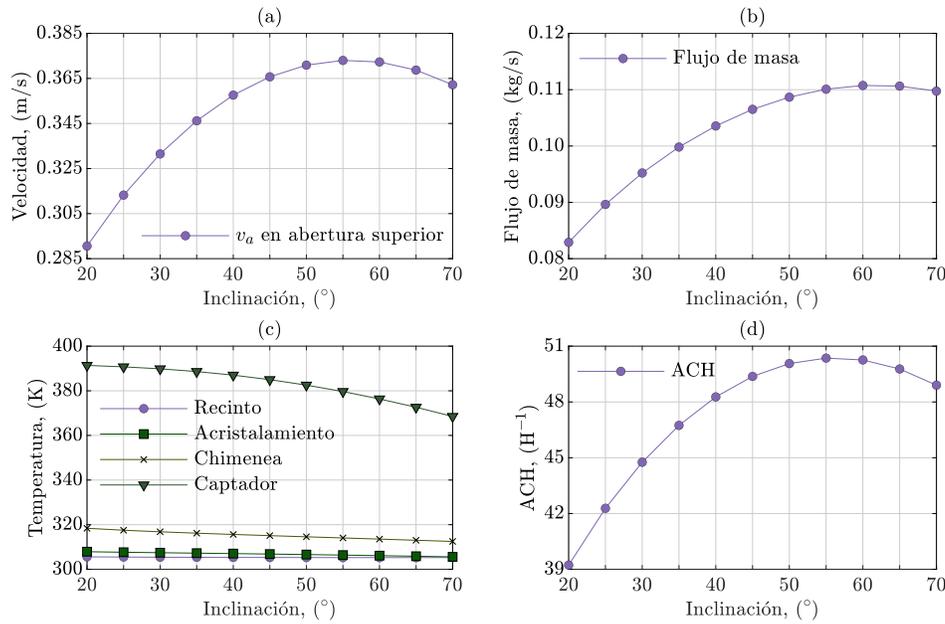


Tabla 28

Matriz de Pugh para la seleccionar la herramienta de simulación

			Software de simulación							
			DesingBuilder		ANSYS-CFX		ANSYS-FLUENT		OpenFOAM	
Ítem	Criterios	Peso	Nota	Ponderación	Nota	Ponderación	Nota	Ponderación	Nota	Ponderación
1	Curva de aprendizaje	7.50	3.50	26.25	4.00	30.00	4.50	33.75	3.00	22.50
2	Licencia disponible	10.00	0.00	0.00	4.50	45.00	4.50	45.00	5.00	50.00
3	Presición	9.50	4.50	42.75	4.70	44.65	4.80	45.60	4.50	42.75
4	Documentación	7.50	4.00	30.00	4.30	32.25	4.60	34.5	4.9	36.75
5	Referencias	9.00	3.50	31.50	4.40	39.60	4.70	42.30	4.50	40.5
TOTAL				130.50		191.50		201.15		192.50

Nota: Tomada de 2013 ASHRAE Handbook-Fundamentals.

Según los resultados obtenidos, ANSYS-FLUENT® obtuvo la mayor ponderación con una puntuación de 201.15 y por lo tanto se seleccionó como herramienta de simulación. OpenFOAM, se mantuvo como segunda opción.

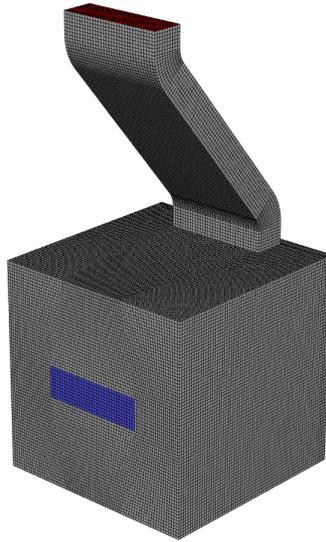
3.5.2. Condiciones de frontera. En la entrada, se impusieron condiciones de velocidad cero con el fin de modelar el flujo de aire inducido exclusivamente por flotabilidad; así mismo, se impuso presión manométrica de 0 pascales y temperatura igual a la temperatura ambiente. Para el cálculo de las variables de turbulencia en la entrada, se consideró una intensidad turbulenta de 1 % y un diámetro hidráulico de 0.4615m.

Por otro lado, en la salida, se usó condición de presión manométrica de 0 pascales y se impuso condición de *no retorno* de flujo de aire.

En todas las paredes se usaron condiciones de pared estándar y se prescribió condición de *no deslizamiento*. El captador se consideró adiabático en su parte inferior. La aceleración de la gravedad se fijó en 9.81 m/s^2 .

3.5.3. Malla. Debido a la geometría ortogonal predominante en el conjunto recinto-chimenea solar, fue seleccionada una malla estructurada para la discretización de las ecuaciones gobernantes. La geometría fue creada en el módulo *Design Modeler-DM V19*, y la malla fue generada en el módulo *Ansys Meshing-AM V19*. Se estableció que el dominio computacional fuera el volumen delimitado por las paredes interiores del recinto y de la chimenea solar. La discretización espacial del dominio computacional se muestra en la Figura 14. Para el dominio computacional se estudiaron tres métodos de mallado: Tetraedros, Hexaedros y zonas múltiples (principalmente hexaedros). Fue

Figura 14
Malla generada en Ansys Meshing-AM V19



seleccionado el método *Multizone* ya que presentó las mejores métricas de calidad del elemento, calidad ortogonal, oblicuidad y el menor tiempo de mallado. La Tabla 29 muestra los indicadores mencionados.

Tabla 29
Indicadores de calidad de las mallas construidas para el dominio computacional

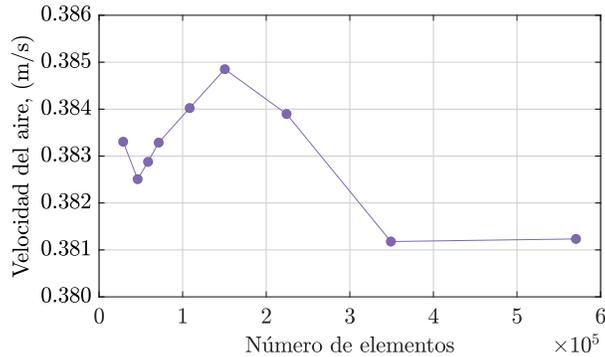
Método	Calidad elemento (máximo – mínimo)	Calidad ortogonal (máximo – mínimo)	Oblicuidad (máximo – mínimo)	Tiempo mallado (segundos)
Multizone	0.99–0.93	1.00–0.97	0.12–0.00	27
Hexaédrico	1.00–0.03	1.00–0.01	0.98–0.10	336
Tetraédrico	0.99–0.21	0.99–0.15	0.84–0.01	63

3.5.4. Estudio de independencia numérica de malla. Se siguió el algoritmo estándar para el estudio de independencia numérica de malla mostrado en la Figura 8, disminuyendo progresivamente el tamaño del elemento y estudiando la convergencia de la velocidad del aire en la entrada del dominio computacional. Fue seleccionada una malla de 349112 elementos luego de observar que las mallas de un mayor número de elementos presentaban un comportamiento simi-

lar. La Figura 15 muestra el comportamiento de la velocidad de entrada del aire a medida que se incrementa el número de elementos.

Figura 15

Test de independencia numérica de malla



3.5.5. Solución de ecuaciones gobernantes y monitoreo de variables. Las ecuaciones gobernantes se resolvieron mediante el software ANSYS-FLUENT®. Las condiciones de simulación se muestran en la Tabla 30. Todas las simulaciones fueron realizadas en estado estable 3D, discretizando las ecuaciones gobernantes por medio del método de volúmenes finitos. Se generó una malla estructurada hexaédrica mediante el método *Multizone*. El acople presión-velocidad se hizo mediante el algoritmo SIMPLE y la discretización se hizo mediante *Upwind de 2 orden*. Se consideraron las propiedades del aire mostradas en la Tabla 31. Se usaron los factores de relajación mostrados en la Tabla 32 y se consideró que la convergencia absoluta se lograba cuando la suma de los residuales normalizados para las ecuaciones discretizadas era menor que 1×10^{-4} . Para realizar el estudio paramétrico, se varió el área de aberturas desde 0.15m^2 hasta 0.45m^2 , con incrementos de 0.075m^2 . La longitud del captador se varió desde 1.00m hasta 2.00m, con incrementos de 0.10m. La inclinación de la chimenea se varió desde 20° hasta 70° , con incrementos de

5°. La altura de la abertura externa se varió desde 0.25m hasta 1.45m, con incrementos de 0.30m. Para el ratio de aberturas fueron estudiadas cinco disposiciones: [0.30, 0.50, 1.00, 1.50, 2.00]. La información relacionada con el estudio paramétrico se resume en la Tabla 33.

Tabla 30
Software, hardware y parámetros utilizados en las simulaciones CFD

Procedimiento		Características
Fluido	Aire	Ver Tabla 31
Tipo de simulación	Estado estable	3D
Hardware	Procesador	Intel (R) Core(TM) i-58250U, 1.8GHz
	Memoria RAM	8 GB
	Sistema operativo	Windows 10, 64 bits
Software	Geometría	Design Modeler-DM V19 (ANSYS Inc)
	Malla	Ansys Meshing-AM V19 (ANSYS Inc)
	Simulación CFD	FLUENT V19 (ANSYS Inc)
Malla	Dominio computacional	Ver Capítulo 3.5.3
	Tipo de malla	Estructurada
	Número de elementos	349112
	Indicadores de calidad	Ver Tabla 29
Condiciones de frontera	Entrada	Presión = 0, $T = T_a$, condición de no retorno
	Salida	Presión = 0, condición de no retorno
	Paredes	Condición de no deslizamiento
	Intensidad turbulenta	1%
Modelos	Energía	Ver Capítulo 1.8.2
	Viscosidad	k- epsilon, ver Capítulo 1.8.4
	Radiación	Discretos Ordinates, ver Capítulo 1.8.6
Solver	Acople presión-velocidad	SIMPLE
	Discretización	Upwind de 2 orden
	Factores de relajación	Ver Tabla 32
	Criterio de convergencia	1×10^{-4}
	Tiempo de simulación promedio	32 minutos
Posproceso	Patrones de flujo, contornos	CFD-Post (ANSYS Inc)
	Gráficos	MATLAB ®

Tabla 31

Propiedades termofísicas del aire usadas en las simulaciones

ρ (kg/m ³)	k (W/mk)	C_p (J/kgK)	μ (kg/m-s)	β^* (1/K)
Boussinesq = 1.225	0.0242	1006.43	1.7894E-5	0.00335

Nota: ρ = densidad, k = conductividad térmica, C_p = calor específico, μ viscosidad dinámica, β^* coeficiente de expansión térmica.

Tabla 32

Factores de relajación usados en las simulaciones CFD

Pressure	Density	Body forces	Momentum	Turbulent kinetic energy	Turbulent dissipation rate	Turbulent viscosity	Energy	Discrete ordinates
0.2	1.0	1.0	0.5	0.65	0.65	1.0	0.9	1.0

Nota: Los *under-relaxation factors* dependen del flujo y deben buscarse caso por caso, un valor demasiado grande puede conducir a soluciones oscilatorias o incluso divergentes; un valor demasiado pequeño, conducirá a una convergencia extremadamente lenta (Versteeg y Malalasekera, 2007). En ANSYS-FLUENT®, los *under-relaxation factors* tienen valores predeterminados. Sin embargo, para problemas de convección natural con alto número de Rayleigh, es recomendable reducir inicialmente dichos valores (ANSYS, 2017).

Tabla 33

Parámetros geométricos del estudio de optimización

Parámetro	Clave	Unidades	Rango	Espaciamiento
Área de aberturas	AA	m ²	0.15 – 0.45	0.075
Longitud del captador	LC	m	1.00 – 2.00	0.10
Inclinación de chimenea	IC	(°)	20.0 – 70.0	5.00
Altura de abertura externa	AAE	m	0.25 – 1.45	0.30
Ratio de aberturas	RA	ad*	0.30 – 2.00	–

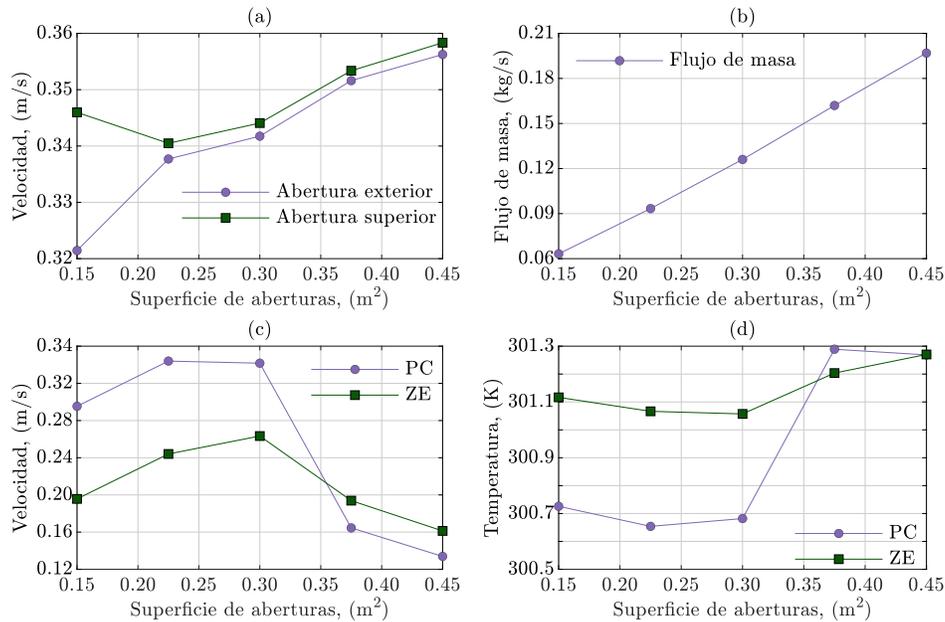
Nota: * adimensional.

3.6. Presentación de resultados

3.6.1. Estudio de área de aberturas. Se estudió la influencia del área superficial de aberturas en la velocidad del aire inducida por la chimenea solar, manteniendo constantes la inclinación de chimenea ($\beta = 45^\circ$), el ratio ($A_o/A_i = 1.0$), longitud de captador ($L=1.85\text{m}$) y posición vertical de la abertura exterior ($h=0.85\text{m}$). El *air gap* se mantuvo constante en 0.3m. Se comenzó con un ancho de 0.5m, incrementándose 0.25m hasta llegar a 1.5m. El comportamiento de las varia-

Figura 16

Estudio del área de aberturas. (a) velocidad entrada/salida, (b) flujo de masa, (c) velocidad en zonas de interés, (d) temperatura en zonas de interés.



bles monitoreadas se puede ver en la Figura 16. Se observó un incremento de la velocidad del aire tanto para la abertura exterior como para la abertura superior (entrada y salida del dominio computacional) para áreas mayores a $0.25 m^2$ (Figura 16a).

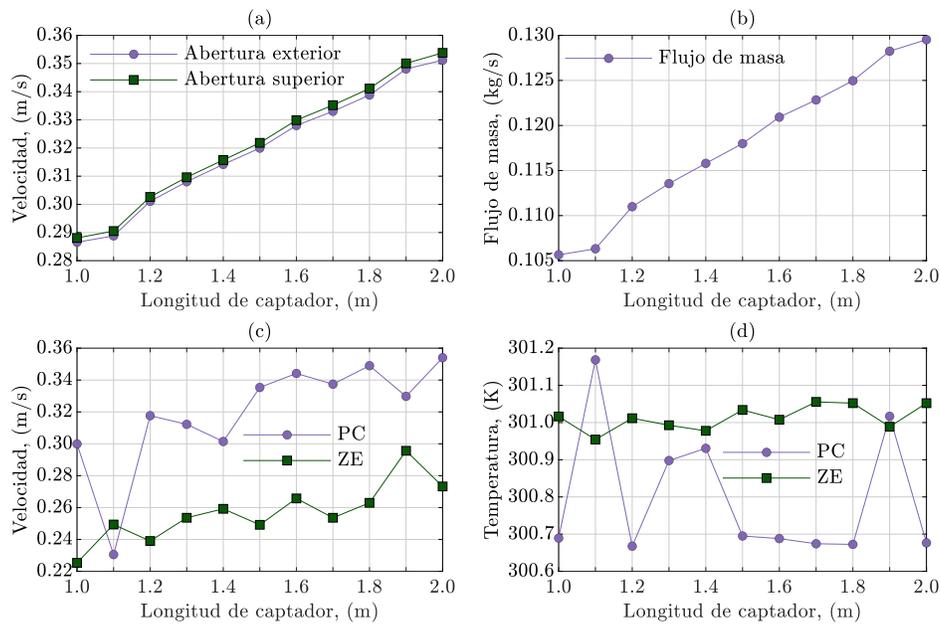
Para la abertura superior, se registró un cambio en la velocidad del aire del 3.47% al variar el área de aberturas desde $0.150 m^2$ a $0.450 m^2$. El flujo de masa, monitoreado en la abertura superior, presentó un comportamiento creciente, proporcional al incremento del área de aberturas (Figura 16b), mostrando un cambio del 212.67% al variar el área desde $0.150 m^2$ y $0.450 m^2$. Las curvas de velocidades en PC y ZE (Figura 16c) mostraron que la mejor configuración se dio con un área de $0.30 m^2$ ($1.00m \times 0.30m$), con la cual se obtuvieron velocidades de $0.263 m/s$ y $0.342 m/s$ en ZE y PC, respectivamente. En lo que respecta a la temperatura del aire en ZE, se observó

un comportamiento decreciente hasta un área de 0.3 m^2 y creciente después de dicho valor. La temperatura en PC presentó un comportamiento irregular, decreciente hasta 0.225 m^2 , creciente hasta 0.375 m^2 y nuevamente decreciente hasta 0.450 m^2 . La máxima diferencia de temperaturas alcanzada con las distintas configuraciones de área fue de 0.213K y 0.634K , para ZE y PC, respectivamente.

3.6.2. Estudio de longitud de captador. Se estudió la influencia de la longitud del captador en la velocidad del aire inducido por la chimenea solar, manteniendo constantes la inclinación de chimenea, el ratio ($A_o/A_i = 1.0$) y posición de aberturas. Se comenzó con una longitud inicial de 1 m , incrementándose 0.1 m hasta llegar a 2 m . El comportamiento de las variables monitoreadas se puede ver en la Figura 17. Se observó un incremento gradual y de tendencia lineal de la velocidad del aire en la abertura exterior y en la abertura superior (entrada y salida del dominio computacional, respectivamente) proporcional al incremento en la longitud del captador (Figura 17a). El flujo de masa, monitoreado en la abertura superior (Figura 17b), mostró un comportamiento similar, presentando un incremento con respecto al valor inicial del 22.60% cuando se duplicó la longitud de la chimenea. La velocidad del aire en PC y en ZE presentó una tendencia irregular, aunque creciente (Figura 17c). Para PC, el incremento con respecto al valor inicial fue del 18.05% al duplicar la longitud del captador. Para ZE, el incremento con respecto al valor inicial fue del 21.27% al duplicar la longitud del captador. En lo que concierne a las temperaturas, se observó una tendencia irregular para PC y una tendencia lineal para la ZE (Figura 17d) con una diferencia máxima de temperaturas de 0.5K y 0.10K para PC y ZE, respectivamente.

Figura 17

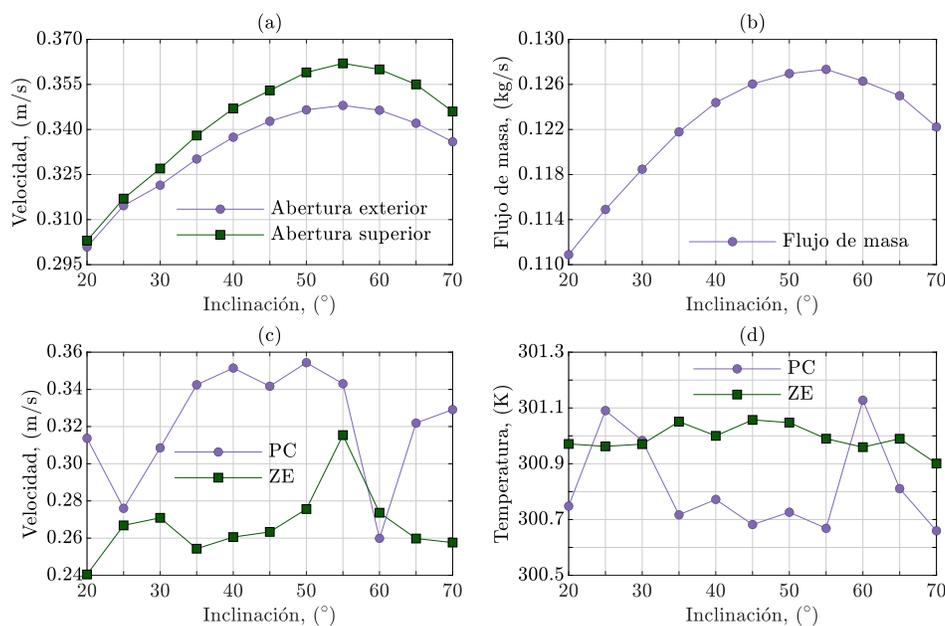
Estudio de la longitud del captador. (a) velocidad entrada/salida, (b) flujo de masa, (c) velocidad zonas de interés, (d) temperatura en zonas de interés.



3.6.3. Estudio de la inclinación de chimenea. Se estudió la influencia de la inclinación de chimenea en la velocidad del aire inducido, manteniendo constantes la longitud de captador, el ratio y la posición de aberturas. Se comenzó con una inclinación inicial de 20° , incrementándose 5° hasta llegar a 70° . El comportamiento de las variables monitoreadas se puede ver en la Figura 18. Se observó que la velocidad del aire en la abertura exterior y la abertura superior (entrada y salida del dominio computacional) presentó un comportamiento parabólico (Figura 18a), con un máximo cerca de $\beta = 55^\circ$ en concordancia con los resultados del modelo teórico. El incremento con respecto al valor inicial de velocidad fue del 19.47% al aumentar la inclinación de $\beta = 20^\circ$ a $\beta = 55^\circ$. El flujo de masa siguió la tendencia de las velocidades de entrada y salida (Figura 18b),

Figura 18

Estudio de la inclinación de la chimenea. (a) velocidad entrada/salida, (b) flujo de masa, (c) velocidad zonas de interés, (d) temperatura en zonas de interés.

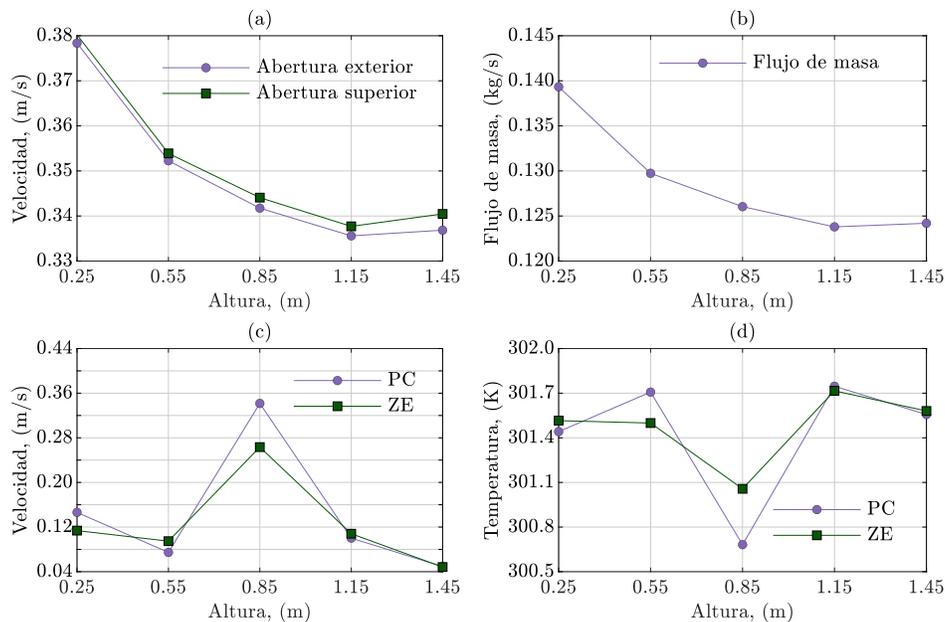


con un máximo en $\beta = 55^\circ$ y un incremento con respecto al valor inicial del 15.45 % al aumentar la inclinación de $\beta = 20^\circ$ a $\beta = 55^\circ$. La velocidad del aire en PC y ZE presentó comportamiento irregular, aunque los máximos valores se ubicaron cerca de $\beta = 55^\circ$ (Figura 18c). Para PC se presentó un incremento con respecto al valor inicial de velocidad del 8.92 % al aumentar la inclinación de $\beta = 20^\circ$ a $\beta = 45^\circ$. Para ZE, se presentó un incremento con respecto al valor inicial de velocidad del 31.25 % al aumentar la inclinación de $\beta = 20^\circ$ a $\beta = 55^\circ$. En lo que respecta a las temperaturas, se observó un comportamiento irregular para PC y un comportamiento decreciente después de $\beta = 55^\circ$ para ZE, aunque la máxima diferencia de temperaturas fue de 0.156K.

3.6.4. Estudio de altura de abertura exterior. Se estudió la influencia de la ubicación vertical de la abertura de entrada en la velocidad del aire inducido, manteniendo constantes la longitud de captador, la inclinación de chimenea y el ratio. Tomando como referencia el nivel del suelo, se estudiaron cinco posiciones para la abertura de entrada: dos inferiores, una central y dos superiores. El comportamiento de las variables monitoreadas se puede ver en la Figura 19. Se observó que la velocidad del aire en la abertura exterior y la abertura superior (entrada y salida del dominio computacional) tuvo un comportamiento decreciente hasta la posición $h=1.15$ m, presentando un leve comportamiento creciente después de $h=1.5$ m (Figura 19a).

Figura 19

Estudio de la altura de la abertura exterior: (a) velocidad entrada/salida, (b) flujo de masa, (c) velocidad zonas de interés, (d) temperatura en zonas de interés.



El cambio de velocidad del aire en la abertura de entrada entre las posiciones extremas fue

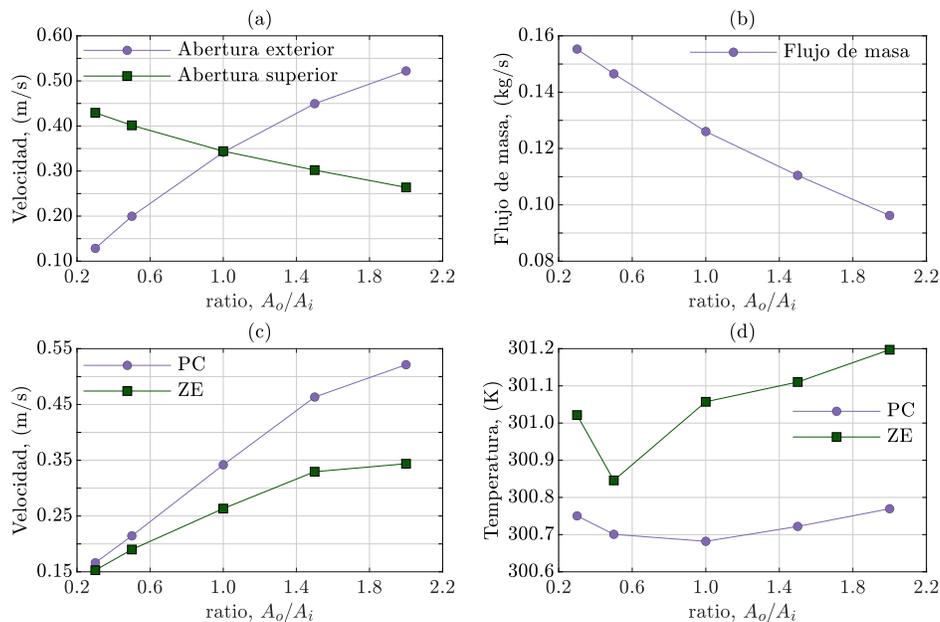
del 12.17%. El flujo de masa siguió la tendencia de la velocidad de salida (Figura 19b) presentando un cambio del 12.10% entre las posiciones extremas. La velocidad en PC y ZE presentó un máximo en la posición central (Figura 19c). Para PC, hubo un cambio de 134.25% en la velocidad registrada entre la posición más baja y la posición central. La velocidad en ZE tuvo un cambio del 131.78% entre la posición más baja y la posición central. En lo que respecta a la temperaturas (Figura 19d), se observó que tanto para PC como para ZE el mínimo de temperatura concuerda con la posición central de abertura exterior.

3.6.5. Estudio de ratio de aberturas. Se estudió la influencia del ratio (A_o/A_i) en la velocidad del aire inducido por la chimenea solar, manteniendo constantes la longitud de captador, la inclinación de chimenea y la posición vertical de la abertura externa. El comportamiento de las variables monitoreadas se presenta en la Figura 20. Se observó que la velocidad del aire en la abertura exterior aumentó con el ratio mientras que la velocidad del aire en la abertura superior disminuyó al aumentar el ratio (Figura 20a). Un ratio menor que la unidad ($A_r < 1.0$) indica que el área de abertura exterior es mayor que el área de abertura superior, por tanto, la velocidad del aire es mayor en la salida para que se cumpla el principio de continuidad. Un ratio mayor que la unidad ($A_r > 1.0$) indica que el área de abertura exterior es menor que el área de abertura superior, por lo cual, la velocidad del aire es mayor en la entrada para que se cumpla el principio de continuidad. El flujo de masa, monitoreado en la salida del dominio, presentó un comportamiento que concuerda con la tendencia de la velocidad del aire en la abertura superior (Figura 20b), mostrándose decreciente a medida que se aumentó el ratio. La velocidad en PC y ZE, tuvo un comportamiento

creciente a medida que aumentó el ratio (Figura 20c), aunque la tasa de cambio disminuyó después de $A_r = 1.4$. La temperatura presentó un comportamiento decreciente hasta $A_r = 0.5$ y creciente después de este valor tanto para PC como ZE (Figura 20d).

Figura 20

Estudio del ratio de aberturas. (a) velocidad entrada/salida, (b) flujo de masa, (c) velocidad zonas de interés, (d) temperatura en zonas de interés.



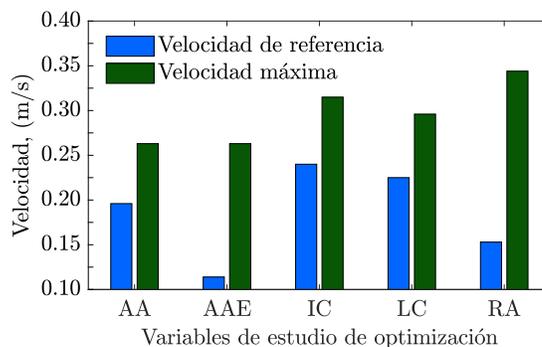
3.6.6. Análisis de simulaciones CFD. Para evaluar la influencia de cada variable geométrica en la velocidad del aire en ZE, se calculó el incremento porcentual de la velocidad máxima registrada con respecto a la velocidad de referencia, que para cada parámetro fue la velocidad del aire registrada en la configuración inicial; así pues, la velocidad de referencia para el estudio de longitud del captador fue la velocidad registrada en ZE para $L=1\text{m}$, la velocidad de referencia para el estudio de inclinación de chimenea fue la velocidad registrada en ZE para $\beta = 20^\circ$, etc. Los re-

sultados de incremento máximo de velocidad en la zona de estudio se muestran en la Tabla 34. La comparación entre la velocidad de referencia y la velocidad máxima registrada en ZE de acuerdo a las variables geométricas estudiadas se muestra en la Figura 21. De la Figura 21, es claro que el parámetro geométrico que provocó un mayor incremento en la velocidad del aire en ZE fue la altura de la abertura exterior (AAE), seguido del ratio de aberturas (RA), la longitud del captador (LC), la inclinación de chimenea (IC) y la el área de aberturas (AA).

Tabla 34
Incremento porcentual de la velocidad del aire en ZE.

Parámetro	Referencia (m/s)	Velocidad máxima (m/s)	Incremento (%)
AA	0.196	0.263	34.180
LC	0.225	0.296	31.560
IC	0.240	0.315	31.250
AAE	0.114	0.263	130.701
RA	0.153	0.344	124.840

Figura 21
Comparación entre la velocidad de referencia y la velocidad máxima registrada en ZE de acuerdo a las variables geométricas estudiadas.



3.6.7. Selección de la configuración geométrica óptima. De acuerdo a los resultados presentados anteriormente, se determinó que la mejor configuración geométrica del conjunto re-

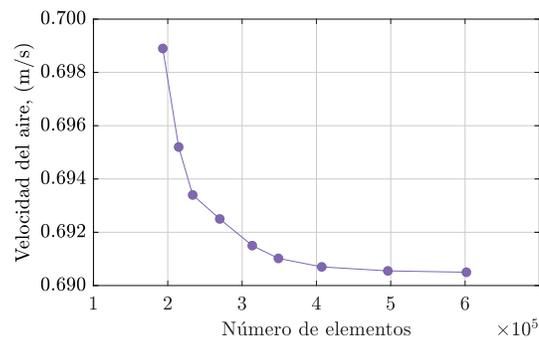
cinto y chimenea solar, se obtuvo cuando la altura de la abertura exterior (AAE) fue igual a la altura del centro geométrico de ZE y cuando el ratio de aberturas fue igual a 2.0, es decir, el área de abertura superior igual al doble de la abertura exterior. La inclinación de chimenea, fue óptima para $\beta = 55^\circ$. En cuanto a la longitud de captador, se estableció que debe ser tan grande como sea posible constructivamente, sin que se comprometa el diseño estructural y sin que haya una repercusión significativa en los costos.

3.6.8. Modelo final de comprobación a escala real. Según las condiciones de diseño óptimo mostradas en el Capítulo 3.6.7, se creó un modelo final de comprobación a escala real con un recinto cúbico de $3\text{m} \times 3\text{m} \times 3\text{m}$. Con respecto a la chimenea solar, se fijó el área de la abertura superior en $1.50\text{m} \times 0.45\text{m}$ (0.675 m^2), y el área de la abertura exterior en $1.061\text{m} \times 0.318\text{m}$ (0.3375 m^2). La altura con respecto al piso de la abertura exterior se fijó en 1.5m (distancia desde el nivel del piso hasta el centroide). La longitud del captador se estableció en 4m y tanto el área de abertura media y abertura superior se fijaron en $1.50\text{m} \times 0.45\text{m}$. La inclinación de chimenea se mantuvo en $\beta = 55^\circ$. Para dicha geometría, se realizó el estudio de independencia numérica de malla como se muestra en la Figura 22. Las condiciones de simulación se resumen en la Tabla 35 y los indicadores de calidad de la malla se muestran en la Tabla 36.

Se estudió la velocidad del aire en ZE para el día promedio de cada mes, tomando como referencia las 12:00 horas (hora local estándar). Los resultados se pueden ver en la Tabla 37.

Figura 22

Test de independencia numérica de malla del modelo final a escala real



Se observó que, para la configuración geométrica establecida, la velocidad del aire en la abertura exterior fue muy similar a la velocidad del aire en ZE. Esto se debe a que el aire que ingresa al recinto mantiene un perfil de velocidad, cuya sección transversal es muy similar a la abertura exterior, incluso hasta después del centro geométrico del recinto, lo cual se puede visualizar en el gráfico de líneas de corriente del dominio computacional (Figura 23). Los resultados sugieren que con la configuración geométrica adecuada, y en particular con la ubicación de la abertura exterior y el ratio de aberturas, es posible dirigir el flujo de aire hacia las zonas del recinto en donde se requiere una mayor velocidad del aire.

3.7. Validación experimental del modelo CFD

Se construyó un recinto cúbico de $2\text{m} \times 2\text{m} \times 2\text{m}$ con un prototipo de chimenea solar, con la misma geometría de recinto descrita en el Capítulo 3.1, una inclinación de $\beta = 45^\circ$, y una longitud de captador de $L=1.85\text{m}$. El área de abertura exterior y abertura superior se fijó en $0.3\text{m} \times 1.00\text{m}$. La abertura exterior se ubicó en la posición central de la pared Norte. Se instaló un sistema de

Tabla 35

Software, hardware y parámetros utilizados en las simulaciones CFD del modelo final de comprobación

Procedimiento		Características
Fluido	Aire	Ver Tabla 31
Tipo de simulación	Estado estable	3D
Hardware	Procesador	Intel (R) Core(TM) i-58250U, 1.8GHz
	Memoria RAM	8 GB
	Sistema operativo	Windows 10, 64 bits
Software	Geometría	Design Modeler-DM V19 (ANSYS Inc)
	Malla	Ansys Meshing-AM V19 (ANSYS Inc)
	Simulación CFD	FLUENT V19 (ANSYS Inc)
Malla	Dominio computacional	Ver Capítulo 3.5.3
	Tipo de malla	Estructurada
	Número de elementos	601857
	Indicadores de calidad	Ver Tabla 36
Condiciones de frontera	Entrada	Presión = 0, $T = T_a$, condición de no retorno
	Salida	Presión = 0, condición de no retorno
	Paredes	Condición de no deslizamiento
	Intensidad turbulenta	1%
Modelos	Energía	Ver Capítulo 1.8.2
	Viscosidad	k- epsilon, ver Capítulo 1.8.4
	Radiación	Discretos Ordinates, ver Capítulo 1.8.6
Solver	Acople presión-velocidad	SIMPLE
	Discretización	Upwind de 2 orden
	Factores de relajación	Ver Tabla 32
	Criterio de convergencia	1×10^{-4}
	Tiempo de simulación promedio	53 minutos
Posproceso	Patrones de flujo, contornos	CFD-Post (ANSYS Inc)
	Gráficos	MATLAB (®)

Tabla 36

Indicadores de calidad de la malla del modelo final de comprobación

Método	Calidad elemento (máximo – mínimo)	Calidad ortogonal (máximo – mínimo)	Oblicuidad (máximo – mínimo)	Tiempo mallaado (segundos)
Multizone	0.99–0.92	1.00–0.96	0.17–0.00	65

Tabla 37

Resultados CFD de variables monitoreadas para el día promedio de cada mes.

Mes	v_{inlet} (m/s)	v_{outlet} (m/s)	$v-ZE$ (m/s)	T-ZE (K)	\dot{m} (kg/s)
Enero	0.69	0.37	0.69	300.79	0.30
Febrero	0.61	0.33	0.58	300.94	0.25
Marzo	0.53	0.32	0.53	300.98	0.24
Abril	0.53	0.31	0.52	300.99	0.23
Mayo	0.51	0.28	0.50	301.24	0.21
Junio	0.48	0.27	0.48	301.30	0.21
Julio	0.50	0.28	0.49	301.39	0.20
Agosto	0.52	0.30	0.51	301.07	0.21
Septiembre	0.55	0.32	0.55	300.98	0.24
Octubre	0.59	0.33	0.59	300.95	0.25
Noviembre	0.67	0.35	0.67	300.79	0.27
Diciembre	0.68	0.35	0.68	300.86	0.29

Nota: v_{inlet} = velocidad del aire en la abertura exterior, v_{outlet} = velocidad del aire en la abertura superior.

adquisición de datos para registrar tres variables de interés: irradiancia solar, temperatura y velocidad del aire. En el recinto se midió la temperatura y velocidad del aire; en el exterior se midió la temperatura ambiente y velocidad del viento exterior; en lo que respecta a la chimenea solar, se midió la temperatura en el acristalamiento, el aire, el captador, la velocidad del aire inducido por la chimenea y la irradiancia solar incidente. Los detalles de la construcción del módulo de pruebas y el sistema de adquisición de datos se exponen en el Apéndice E. Los resultados de velocidad del aire calculada en la abertura exterior mediante el modelo CFD y medida experimentalmente se muestran en la Tabla 38. La Figura 24 presenta la comparación de los datos experimentales obtenidos a través del módulo de pruebas con los resultados de CFD.

Los resultados de la Figura 24 muestran que el modelo CFD es adecuado para representar el fenómeno de convección natural que genera el flujo de aire a través del recinto y de la chimenea

Figura 23

Grafico de líneas de corriente en el dominio computacional para el 21 de Febrero

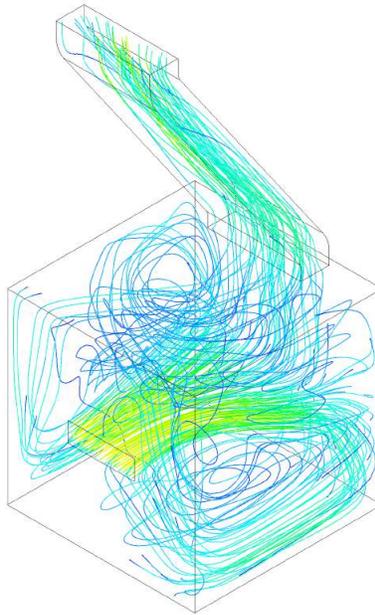


Tabla 38

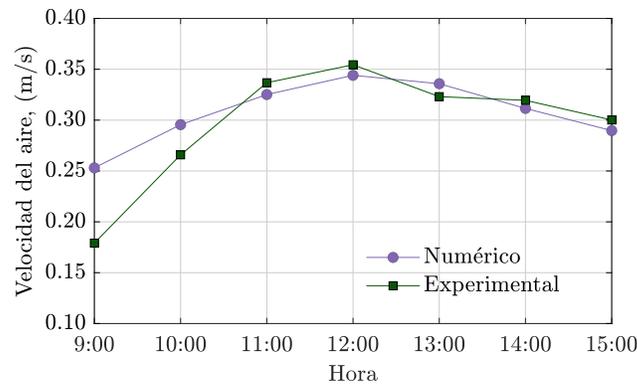
Valores de velocidad del aire calculados con el modelo CFD y medidos experimentalmente

Hora	Velocidad del aire (m/s) (Numérico)	Velocidad del aire (m/s) (Experimental)	error (%)
9:00	0.2531	0.1791	29.237
10:00	0.2955	0.2759	6.633
11:00	0.3251	0.3368	3.599
12:00	0.3441	0.3544	2.993
13:00	0.3358	0.3231	3.782
14:00	0.3115	0.3195	2.568
15:00	0.2997	0.3092	3.169

solar. Si bien se observó una discrepancia importante en el periodo de 9:00h - 10:00h, se observan tendencias más cercanas a los datos experimentales en el periodo de 10:00h - 15:00h.

Figura 24

Comparación entre los datos experimentales y los resultados del modelo CFD



3.8. Evaluación de confort térmico

Para evaluar el confort térmico, fue seleccionado el *método adaptativo* de la Norma AISI/ASHRAE-55, descrito en el Capítulo 1.4.13, debido a que es el método recomendado para recintos ventilados naturalmente (ASHRAE, 2017). La temperatura ambiente y la humedad relativa se obtuvieron de la información recopilada en el Capítulo 3.2. La velocidad y temperatura del aire en ZE se obtuvieron de las simulaciones del modelo final de comprobación para cada mes, en el periodo comprendido de las 9:00h a las 15:00h. Se verificó que la temperatura del aire exterior media predominante no fue inferior a 10°C ni superior a 33.5°C. Se asumió que los usuarios en el recinto son libres de adaptar su vestimenta en un rango al menos tan amplio como 0.5 a 1.0 *clo*. Se asumió que los usuarios tienen tasas metabólicas que varían desde 1.0 a 1.3 *met*. La temperatura operativa fue calculada según la Ecuación (5). Los cálculos de confort térmico se hicieron con la herramienta web ASHRAE Thermal Comfort Tool (<https://comfort.cbe.berkeley.edu/>), desarrollada por (Tartarini et al., 2020). Para cada mes, se comprobó que las condiciones de velocidad, tem-

peratura y humedad del aire en ZE cumplieran con el criterio de confort térmico de la Norma AISI/ASHRAE-55. Además, se indicaron los límites de aceptabilidad y la sensación térmica asociada según tres escalas: *confortable*, *cálido* y *muy cálido*. Los resultados de la evaluación del confort térmico para el primer y segundo semestre del año se muestran en las Tablas 39 y 40, respectivamente.

Tabla 39

Evaluación del confort térmico para el primer semestre del año

Hora	T_{amb} (°C)	v_a (m/s)	RH (%)	T_o (°C)	Cumple ASHRAE-55	Sensación	Aceptabilidad
Enero							
9:00	23.42	0.54	52.00	24.72	Sí	Comfortable	90%
10:00	25.18	0.59	54.00	26.69	Sí	Comfortable	90%
11:00	25.25	0.62	59.00	27.00	Sí	Comfortable	90%
12:00	25.31	0.63	64.00	27.23	Sí	Comfortable	90%
13:00	25.38	0.62	67.50	27.39	Sí	Comfortable	90%
14:00	25.09	0.60	70.00	27.23	Sí	Comfortable	90%
15:00	24.79	0.56	70.00	27.14	Sí	Comfortable	90%
Febrero							
9:00	22.81	0.53	58.00	24.27	Sí	Comfortable	90%
10:00	24.07	0.57	62.00	25.78	Sí	Comfortable	90%
11:00	25.53	0.6	68.00	27.24	Sí	Comfortable	90%
12:00	27.01	0.61	75.00	28.75	Sí	Cálido	80%
13:00	28.46	0.60	78.00	30.22	No	Muy cálido	–
14:00	28.11	0.58	79.50	30.14	No	Muy cálido	–
15:00	27.77	0.53	79.50	29.98	No	Muy cálido	–
Marzo							
9:00	22.15	0.49	64.00	23.64	Sí	Comfortable	90%
10:00	23.23	0.54	70.00	24.94	Sí	Comfortable	90%
11:00	23.82	0.57	76.00	25.73	Sí	Comfortable	90%
12:00	24.42	0.58	82.00	26.41	Sí	Comfortable	90%
13:00	25.02	0.57	83.00	27.05	Sí	Comfortable	90%
14:00	24.32	0.54	83.00	26.58	Sí	Comfortable	90%
15:00	23.61	0.49	83.00	26.08	Sí	Comfortable	90%
Abril							
9:00	23.05	0.45	71.00	24.65	Sí	Comfortable	90%
10:00	24.48	0.50	74.00	26.25	Sí	Comfortable	90%
11:00	25.74	0.52	78.00	27.62	Sí	Comfortable	90%
12:00	25.95	0.53	85.00	27.96	Sí	Comfortable	90%
13:00	26.57	0.52	88.00	28.66	Sí	Cálido	80%
14:00	27.42	0.49	89.00	29.58	Sí	Cálido	80%
15:00	26.58	0.43	89.00	29.06	Sí	Cálido	80%
Mayo							
9:00	22.38	0.44	73.00	24.84	Sí	Comfortable	90%
10:00	23.12	0.44	76.50	26.37	Sí	Comfortable	90%
11:00	23.56	0.52	80.00	27.82	Sí	Cálido	80%
12:00	24.01	0.52	86.00	28.14	Sí	Cálido	80%
13:00	24.45	0.51	89.00	28.75	Sí	Cálido	80%
14:00	23.94	0.48	91.00	29.70	No	Muy cálido	–
15:00	23.44	0.43	92.50	29.21	No	Muy cálido	–
Junio							
9:00	23.30	0.40	65.00	24.48	Sí	Comfortable	90%
10:00	24.50	0.45	66.00	27.67	Sí	Comfortable	90%
11:00	25.35	0.47	67.50	28.26	Sí	Cálido	80%
12:00	26.20	0.48	75.00	28.95	Sí	Cálido	80%
13:00	27.05	0.46	81.00	30.34	No	Muy cálido	–
14:00	26.39	0.46	85.00	30.21	No	Muy cálido	–
15:00	25.73	0.39	88.00	29.79	No	Muy cálido	–

Tabla 40

Evaluación del confort térmico para el segundo semestre del año

Hora	T_{amb} (°C)	v_a (m/s)	RH (%)	T_o (°C)	Cumple ASHRAE-55	Sensación	Aceptabilidad
Julio							
9:00	23.55	0.43	56.00	23.95	Sí	Comfortable	90%
10:00	24.81	0.47	56.00	26.41	Sí	Comfortable	90%
11:00	25.12	0.50	57.00	27.92	Sí	Comfortable	90%
12:00	25.43	0.51	64.00	28.82	Sí	Cálido	80%
13:00	25.73	0.49	73.00	30.45	No	Muy cálido	–
14:00	25.19	0.48	78.00	30.21	No	Muy cálido	–
15:00	24.64	0.41	83.00	29.69	No	Muy cálido	–
Agosto							
9:00	23.08	0.45	51.00	24.80	Sí	Comfortable	90%
10:00	24.46	0.44	52.00	26.33	Sí	Comfortable	90%
11:00	25.81	0.52	54.00	27.74	Sí	Comfortable	90%
12:00	27.15	0.53	61.00	28.00	Sí	Comfortable	90%
13:00	28.5	0.52	68.00	28.67	Sí	Comfortable	90%
14:00	27.8	0.49	75.00	29.67	Sí	Cálido	80%
15:00	27.11	0.43	79.00	29.11	Sí	Cálido	80%
Septiembre							
9:00	25.53	0.50	45.00	26.73	Sí	Comfortable	90%
10:00	28.01	0.54	45.00	29.34	Sí	Cálido	80%
11:00	29.24	0.57	49.00	30.76	No	Muy cálido	–
12:00	30.47	0.58	58.00	32.07	No	Muy cálido	–
13:00	31.70	0.57	67.00	33.34	No	Muy cálido	–
14:00	30.91	0.54	73.00	32.83	No	Muy cálido	–
15:00	30.12	0.49	76.00	32.27	No	Muy cálido	–
Octubre							
9:00	24.91	0.52	54.00	26.05	Sí	Comfortable	90%
10:00	27.14	0.57	55.00	28.47	Sí	Comfortable	90%
11:00	28.25	0.60	57.00	29.81	Sí	Comfortable	90%
12:00	29.37	0.61	63.00	31.00	Sí	Cálido	80%
13:00	30.49	0.60	69.00	32.18	No	Muy cálido	–
14:00	29.32	0.58	74.00	31.33	No	Muy cálido	–
15:00	28.16	0.53	77.00	30.40	No	Muy cálido	–
Noviembre							
9:00	22.83	0.55	62.00	24.27	Sí	Comfortable	90%
10:00	23.84	0.59	63.00	25.53	Sí	Comfortable	90%
11:00	24.23	0.62	68.00	26.04	Sí	Comfortable	90%
12:00	24.63	0.63	73.00	26.55	Sí	Comfortable	90%
13:00	25.03	0.62	77.00	27.00	Sí	Comfortable	90%
14:00	24.4	0.59	80.00	26.64	Sí	Comfortable	90%
15:00	23.77	0.55	82.00	26.18	Sí	Comfortable	90%
Diciembre							
9:00	24.09	0.56	58.00	25.39	Sí	Comfortable	90%
10:00	26.38	0.60	59.00	27.76	Sí	Comfortable	90%
11:00	27.64	0.63	59.00	29.22	Sí	Comfortable	90%
12:00	28.9	0.63	68.00	30.57	Sí	Cálido	80%
13:00	30.16	0.62	73.00	31.78	Sí	Cálido	80%
14:00	29.66	0.59	77.50	31.63	Sí	Cálido	80%
15:00	29.17	0.54	79.00	31.29	Sí	Cálido	80%

4. Conclusiones, recomendaciones y trabajos futuros

4.1. Conclusiones

Se planteó y desarrolló una metodología para determinar la capacidad de confort de la chimenea solar en recintos ubicados en Bucaramanga. Los resultados obtenidos mostraron que la metodología propuesta fue efectiva para determinar la capacidad de confort térmico de la chimenea solar.

Se evidenció que una chimenea solar de 4 metros de longitud, con un área de abertura superior de $1.50\text{m} \times 0.45\text{m}$, puede generar velocidades de 0.69 m/s en la zona adyacente al centro geométrico de un recinto cúbico de 27m^3 y por tanto, proporcionar confort térmico según los términos definidos en el modelo adaptativo de la Norma AISI/ASHRAE-55, desde las 9:00h hasta las 15:00h, durante los meses de Enero, Marzo, Abril, Agosto, Noviembre y Diciembre. Durante los demás meses, la chimenea solar puede proporcionar confort térmico de forma parcial durante horas o rangos de horas específicas.

Por otro lado, mediante el modelo matemático desarrollado en el Capítulo 3.4, se comprobó que la chimenea solar pudo generar cambios de aire por hora (ACH) mayores a 43, con lo cual se cumplió el requerimiento mínimo de 4 ACH recomendado por ASHRAE para residencias y habitaciones convencionales.

Los resultados del modelo CFD mostraron que los parámetros geométricos de mayor in-

fluencia en la velocidad del aire fueron la altura de la abertura exterior, el ratio de aberturas, la inclinación de chimenea y la longitud del captador. Se evidenció, además, que independientemente del área de aberturas y de la longitud del captador, la velocidad del aire en la chimenea solar fue máxima para una inclinación de 55° , en la latitud de estudio.

Se evidenció que, en todas las simulaciones CFD del modelo final de comprobación, la diferencia entre la velocidad del aire en la entrada del recinto y la velocidad del aire en ZE, fue menor al 5%, siempre que la altura de la abertura exterior correspondiera con la altura del centro geométrico del recinto. Lo anterior sugiere que es posible usar el modelo teórico desarrollado para evaluar el nivel de confort, sin recurrir a la Dinámica de Fluidos Computacional, ya que la velocidad del aire en la abertura exterior, la cual puede ser calculada rápidamente con el modelo teórico, es un buen predictor de la velocidad del aire en ZE, y por lo tanto del confort térmico.

De acuerdo con el análisis de costos, incorporar una chimenea solar en el proyecto de construcción de una vivienda de interés social rural en Colombia, representa un aumento no mayor 6.5% en el costo total del proyecto, e incluso menor para varias unidades de VIS, lo cual hace que esta alternativa de ventilación natural sea económicamente viable y al alcance de comunidades de bajos ingresos.

4.2. Trabajos futuros

En el presente trabajo de investigación se desarrolló una metodología para determinar la capacidad de confort de la chimenea solar acoplada a un recinto cúbico ubicado en Bucaramanga. Si bien se cumplieron los objetivos específicos planteados, aún queda mucho trabajo por hacer y varias líneas de investigación por explorar, razón por la cual se hacen las siguientes recomendaciones que a juicio del autor podrían tener un impacto positivo en trabajos futuros.

En primer lugar, el confort térmico, desde el punto de vista del *método adaptativo*, depende de tres parámetros ambientales: la temperatura del aire exterior media predominante, la temperatura operativa y la velocidad del aire. La configuración de chimenea solar estudiada en la presente investigación sólo tiene influencia sobre la velocidad del aire, por lo que se recomienda estudiar la posibilidad de usar sistemas combinados de chimenea solar e intercambiadores de calor tierra-aire (AEHEs), para tener influencia sobre dos variables: la velocidad del aire y la temperatura del aire que ingresa al recinto. Se recomienda estudiar los trabajos de Li et al. (2014) y Li et al. (2021).

Debido a limitaciones de tiempo en el desarrollo del proyecto, no fue posible probar otro tipo de geometrías para el recinto, por lo que se recomienda estudiar el efecto de geometrías complejas, con divisiones interiores. Así mismo, se recomienda escalar el estudio a recintos de mayor volumen, con cargas internas comparables o superiores a las cargas solares, como bodegas, almacenes de grandes superficies y aulas escolares.

Se recomienda estudiar los patrones de flujo en el recinto para distintas geometrías, y encontrar correlaciones empíricas entre variables globales (como la velocidad del aire de entrada/salida, el ACH) y variables locales en zonas específicas del recinto (como la velocidad del aire en el centro del recinto u otra zona de interés).

Por otro lado, un limitante de la presente investigación fue obtener una superficie con recubrimiento selectivo para el captador solar. Se evidenció que no hay una oferta satisfactoria de este producto a nivel nacional, por lo que se recomienda impulsar la línea de investigación relacionada con recubrimientos selectivos para aplicaciones solares.

Finalmente, se recomienda estudiar la posibilidad de usar chimeneas solares como alternativa de calefacción en ciudades de clima frío en Colombia, en donde la temperatura ambiente promedio sea inferior a 15°C.

Referencias Bibliográficas

- Abdeen, A., Serageldin, A., Ibrahim, M., El-Zafarany, A., Ookawara, S., y Murata, R. (2019). Solar chimney optimization for enhancing thermal comfort in egypt: An experimental and numerical study. *Solar Energy*, 180:524–536.
- AENOR (2001). *UNE-EN ISO 9488: energía solar : vocabulario : (ISO 9488:1999)*. AENOR.
- Al-Kayiem, H., K.v., S., y Gilani, S.-H. (2014). Mathematical analysis of the influence of the chimney height and collector area on the performance of a roof top solar chimney. *Energy and Buildings*, 68(PARTA):305–311. cited By 52.
- Amori, K. E. y Mohammed, S. W. (2012). Experimental and numerical studies of solar chimney for natural ventilation in iraq. *Energy and Buildings*, 47:450–457.
- Andersen, T. (1995). Theoretical considerations on natural ventilation by thermal buoyancy. *ASHRAE Transactions*, 101(2):1–15.
- ANSYS, I. (2017). *ANSYS Fluent Theory Guide*. 275 Technology Drive Canonsburg.
- ASHRAE (2013). *2013 ASHRAE Handbook heating, ventilating, and air-conditioning applications*. ASHRAE, SI edition.
- ASHRAE (2017). *ANSI/ASHRAE Standard 55-2017: Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*. Recuperado de:

<https://www.ashrae.org/technical-resources/bookstore/standard-55-thermal-environmental-conditions-for-human-occupancy>.

ASHRAE (2019). Supplemental files for load calculation applications manual, second edition (i-p and si editions). Recuperado de: <https://www.ashrae.org/technical-resources/bookstore/supplemental-files/supplemental-files-for-load-calculation-application-manual-2nd-ed>.

ASHRAE (2019). *ANSI/ASHRAE Standard 62.1: Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality*. Recuperado de: <https://www.ashrae.org/technical-resources/bookstore/standards-62-1-62-2>.

ASHRAE-Spain-Chapter (2019). Boom mundial en el uso del aire acondicionado. Recuperado de: <https://spain-ashrae.org/boom-mundial-en-el-uso-del-aire-acondicionado/>.

Bansal, N. K., Mathur, R., y Bhandari, M. S. (1993). Solar chimney for enhanced stack ventilation. *Building and Environment*, 28(3):373–377.

Bassiouny, R. y Korah, N. S. (2009). Effect of solar chimney inclination angle on space flow pattern and ventilation rate. *Energy and Buildings*, 41(2):190–196.

Bassiouny, R. y Koura, N. S. (2008). An analytical and numerical study of solar chimney use for room natural ventilation. *Energy and Buildings*, 40(5):865–873.

Baxevanou, C. y Fidaros, D. (2017). Numerical study of solar chimney operation in a two story building. *Procedia Environmental Sciences*, 38:68–76.

- Berglund, L. (1995). Comfort criteria: Humidity and standards. *Proceedings of Pan Pacific Symposium on Building and Urban Environmental Conditioning in Asia*, 2:369–382.
- Berglund, L. y Cunningham, D. (1986). Parameters of human discomfort in warm environments. 92(2):732–746.
- Bergman, T., Lavine, A., Incropera, F., y DeWitt, D. (2011). *Introduction to Heat Transfer*. Wiley.
- Buonomo, B., Manca, O., Nardini, S., y Tartaglione, G. (2014). Numerical simulation of convective-radiative heat transfer in a solar chimney. *ASME 2014 12th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis, ESDA 2014*, 2.
- Busch, J. (1992). A tale of two populations: thermal comfort in air-conditioned and naturally ventilated offices in thailand. *Energy and Buildings*, 18(3):235–249.
- Causon, P., Mingham, P., y Qian, L. (2011). *Introductory Finite Volume Methods for PDEs*. Bookboon.
- Çengel, Y. (1998). *Heat Transfer: A Practical Approach*. Schaum's outline series in mechanical engineering. WBC McGraw-Hill.
- Chromagen (2019). Catálogo Chromagen. Recuperado de: https://chromagen.es/chromagen/wp-content/uploads/2021/05/WEBcatalogo_ABRIL2021_CHROMAGEN.pdf.
- Close, D. (1962). *Flat-Plate Solar Absorbers: The Production and Testing of a Selective Surface for Copper Absorber Plates*. Commonwealth Scientific and Industrial Research Organization.

- Cohen, L. (1995). *Quality Function Deployment: How to Make QFD Work for You*. Engineering process improvement series. Addison-Wesley.
- de Dear, R., Leow, K., y Foo, S. (1991). Thermal comfort in the humid tropics: field experiments in air conditioned and naturally ventilated buildings in singapore. *International Journal of Biometeorology*, 34(4):259–265.
- Dhahri, M. y Aouinet, H. (2020). Cfd investigation of temperature distribution, air flow pattern and thermal comfort in natural ventilation of building using solar chimney. *World Journal of Engineering*, 17(1):78–86. cited By 2.
- DNP-Colombia (2019). *Construcción de vivienda de interés social rural*. Recuperado de: <https://proyectostipo.dnp.gov.co/images/pdf/viviendainterresrural/PTviviendarural.pdf>.
- Duffie, J. A. y Beckman, W. A. (1991). *Solar engineering of thermal processes*. Wiley New York.
- Edwards, D., Gier, J., Nelson, K., y Roddick, R. (1962). Spectral and directional thermal radiation characteristics of selective sufaces for solar collectors. *Solar Energy*, 6(1):1–8.
- Fanger, P. (1970). *Thermal Comfort: Analysis and Applications in Environmental Engineering*. Danish Technical Press.
- Fiduagraria (2019). Vivienda rural más digna. Recuperado de: <https://www.fiduagraria.gov.co/vivienda-rural-mas-digna.html>.

Florensa, R. y Roura, H. (2001). *Arquitectura y energía natural*. Edicions UPC.

Gagge, A. P. (1937). A new physiological variable associated with sensible and insensible perspiration. *American Journal of Physiology-Legacy Content*, 120(2):277–287.

Giraldo, W. (2017). Diagnóstico y mejoramiento del comportamiento térmico y la ventilación en viviendas de interés social en cali con medios pasivos. *Ingeniería y desarrollo. Universidad del Norte*, 35:77 – 101.

Gueymard, C. y Thevenard, D. (2009). Monthly average clear-sky broadband irradiance database for worldwide solar heat gain and building cooling load calculations. *Solar Energy*, 83(11):1998–2018.

Gwosdow, A., Stevens, J., Berglund, L., y Stolwijk, J. (1986). Skin friction and fabric sensations in neutral and warm environments. *Textile Research Journal*, 56(9):574–580.

Hajizadeh, R., Farhang, D., Golbabaee, F., Jafari, S., y Karajizadeh, M. (2017). Offering a model for estimating black globe temperature according to meteorological measurements. *Meteorological Applications*, 24(2):303–307.

Harats, Y. y Kearney, D. (1993). Advances in parabolic trough technology in the segs plants. *SPIE milestone series*, 54:299–303.

Harlow, F. y Welch, J. E. (1965). Numerical calculation of time-dependent viscous incompressible flow of fluid with free surface. *Physics of Fluids*, 8:2182–2189.

Hay, J. y Davies, J. (1980). *Calculation of the Solar Radiation Incident on an Inclined Surface*.

Proceedings of the 1st Canadian Solar Radiation Data Workshop, Toronto, Canada.

Hensel, H. (1973). Temperature reception and thermal comfort. *Archives des sciences physiologiques*, 27(4):359-370.

Hensel, H. (1981). *Thermoreception and temperature regulation*. Academic Press London ; New York.

Hottel, H. y Woertz, B. (1942). Performance of flat-plate solar-heat collectors. 64(96).

Hunter, C. (1999). *Estimating Wet Bulb Globe Temperature Using Standard Meteorological Measurements*. 2nd Conference on Environmental Applications, Long Beach, CA (US).

Hussain, S. y Oosthuizen, P. (2012). Numerical investigations of buoyancy-driven natural ventilation in a simple atrium building and its effect on the thermal comfort conditions. *Applied Thermal Engineering*, 40:358-372.

IDEAM (2019a). Atlas climatológico de Colombia. Recuperado de: http://atlas.ideam.gov.co/basefiles/santander_graf.pdf.

IDEAM (2019b). Atlas de radiación solar, ultravioleta y ozono de Colombia. Recuperado de: <http://atlas.ideam.gov.co/visorAtlasRadiacion.html>.

Imran, A. A., Jalil, J. M., y Ahmed, S. T. (2015). Induced flow for ventilation and cooling by a solar chimney. *Renewable Energy*, 78:236-244.

Iqbal, M. (1983). *An introduction to solar radiation*. Toronto: Academic Press.

Kalantar, V. (2009). Numerical simulation of cooling performance of wind tower (baud-geer) in hot and arid region. *Renewable Energy*, 34(1):246–254.

Klein, S. (1977). Calculation of monthly average insolation on tilted surfaces. *Solar Energy*, 19(4):325–329.

Kleinstreuer, C. (1997). *Engineering Fluid Dynamics: An Interdisciplinary Systems Approach*. Cambridge University Press.

León, J. (2013). *Parámetros de diseño de la Chimenea Solar*. Universidad Politécnica de Cataluña.

Li, H., Yu, Y., Niu, F., Shafik, M., y Chen, B. (2014). Performance of a coupled cooling system with earth-to-air heat exchanger and solar chimney. *Renewable Energy*, 62:468–477.

Li, Y., Long, T., Bai, X., Wang, L., Li, W., Liu, S., Lu, J., Cheng, Y., Ye, K., y Huang, S. (2021). An experimental investigation on the passive ventilation and cooling performance of an integrated solar chimney and earth air heat exchanger. *Renewable Energy*, 175:486–500. cited By 0.

Liesen, R. y Pedersen, C. (1997). An evaluation of inside surface heat balance models for cooling load calculations.

Liu, B. y Jordan, R. (1961). Daily insolation on surfaces tilted towards equator. *ASHRAE J.; (United States)*, 10.

- Liu, B. y Jordan, R. (1963). The long-term average performance of flat-plate solar-energy collectors: With design data for the u.s., its outlying possessions and canada. *Solar Energy*, 7(2):53–74.
- Mar, H. Y., Peterson, R., y Zimmer, P. B. (1976). Low cost coatings for flat plate solar collectors. *Thin Solid Films*, 39:95–103.
- Mathur, J., Mathur, S., y Anupma (2006). Summer-performance of inclined roof solar chimney for natural ventilation. *Energy and Buildings*, 38(10):1156–1163.
- Mazumder, S. (2016). *Numerical Methods for Partial Differential Equations: Finite Difference and Finite Volume Methods*. Elsevier Science.
- McAdams, W. H. (1954). *Heat transmission*. New York: McGraw-Hill.
- McClellan, T. M. y Pedersen, C. (1997). Investigation of outside heat balance models for use in a heat balance cooling load calculation procedure.
- Minambiente (2019). Capa de ozono y cambio climático. Recuperado de: <https://www.minambiente.gov.co/index.php/asuntos-ambientales-sectorial-y-urbana/unidad-tecnica-ozono-y-protocolo-de-montreal/capa-de-ozono-y-cambio-climatico>.
- NASA (2019). Power data Access Viewer. Recuperado de: <https://power.larc.nasa.gov/data-access-viewer/>.
- Neumann, A., Witzke, A., Jones, S. A., y Schmitt, G. (2002). Representative terrestrial solar brightness profiles. *Journal of Solar Energy Engineering*, 124(2):198–204.

- Ong, K. y Chow, C. (2003). Performance of a solar chimney. *Solar Energy*, 74(1):1 – 17.
- Orozco, J. y Guerrero, G. (2019). Evaluación del desempeño térmico de un prototipo con chimenea solar e intercambiador tierra-aire. *Revista Colombiana de tecnologías de avanzada*, pages 50 – 55.
- Page, J. (1964). The estimation of monthly ea values of daily total short wave radiation on vertical and inclined surfaces from sunshine records for latitudes 40°n -40°s. *Proceedings of the UN Conference of New Sources of Energy*, 598:378–390.
- Palyvos, J. (2008). A survey of wind convection coefficient correlations for building envelope energy systems modeling. *Applied Thermal Engineering*, 28(8):801–808.
- Patankar, S. (1980). *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. Electro Skills Series. Hemisphere Publishing Corporation.
- Pedersen, C., Fisher, D., y Liesen, R. (1997). Development of a heat balance procedure for calculating cooling loads.
- Perez, R., Seals, R., Ineichen, P., Stewart, R., y Menicucci, D. (1987). A new simplified version of the perez diffuse irradiance model for tilted surfaces. *Solar Energy*, 39(3):221–231.
- Prieto, N. (2019). *Estudio de la separación de fases del gas natural a alta presión usando Dinámica de fluidos computacional (CFD)*. Universidad Industrial de Santander.

- Punyasompun, S., Hirunlabh, J., Khedari, J., y Zeghmati, B. (2009). Investigation on the application of solar chimney for multi-storey buildings. *Renewable Energy*, 34(12):2545–2561.
- Reindl, D., Beckman, W., y Duffie, J. (1990). Evaluation of hourly tilted surface radiation models. 45(1).
- Saifi, N., Settou, N., Dokkar, B., Negrou, B., y Chennouf, N. (2012). Experimental study and simulation of airflow in solar chimneys. *Energy Procedia*, 18:1289–1298.
- Saleem, A. A., Bady, M., Ookawara, S., y Abdel-Rahman, A. K. (2016). Achieving standard natural ventilation rate of dwellings in a hot-arid climate using solar chimney. *Energy and Buildings*, 133:360–370.
- Salehi, A., Fayaz, R., Bozorgi, M., Asadi, S., Costanzo, V., Imani, N., y Nocera, F. (2019). Investigation of thermal comfort efficacy of solar chimneys under different climates and operation time periods. *Energy and Buildings*, 205.
- Serageldin, A., Abdelrahman, A., y Ookawara, S. (2018). Parametric study and optimization of a solar chimney passive ventilation system coupled with an earth-to-air heat exchanger. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 30:263–278.
- Serra, R. (1999). *Arquitectura y climas*. Gustavo Gili, SA.
- Sivaram, P., Harish, S., M., P., y A., A. (2018). Performance analysis of solar chimney using mathematical and experimental approaches. *International Journal of Energy Research*, 42(7):2373–2385.

- Spencer, J. W. (1971). Fourier series representation of the position of the sun. *Search*, 2(5):172+.
- Spitler, J. (2010). *Load Calculation Applications Manual*. American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers.
- Spitler, J. D., Fisher, D. E., y Pedersen, C. O. (1997). *The radiant time series cooling load calculation procedure*. United States.
- Storino, G. (2015). *Diseño y construcción de prototipo de chimenea solar para vivienda de interés social en el Valle del Cauca*. Universidad de Los Andes.
- Swinbank, W. C. (1963). Long-wave radiation from clear skies. *Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society*, 89(381):339–348.
- Tabor, H. (1961). Solar collectors, selective surfaces, and heat engines. *Proceedings of the National Academy of Sciences*, 47(8):1271–1278.
- Tartarini, F., Schiavon, S., Cheung, T., y Hoyt, T. (2020). Cbe thermal comfort tool: Online tool for thermal comfort calculations and visualizations. *SoftwareX*, 12:100563.
- The Joint Research Centre [JRC] (2019). Photovoltaic Geographical Information System (PVGIS). Recuperado de: <https://ec.europa.eu/jrc/en/pvgis>.
- The World Bank (2019). Global Solar Atlas. Recuperado de: <https://globalsolaratlas.info/map>.

Thekaekara, M. (1976). Solar radiation measurement: Techniques and instrumentation. *Solar Energy*, 18(4):309–325.

Versteeg, H. y Malalasekera, W. (2007). *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*. Pearson Education Limited.

Weather-Spark (2020). Clima promedio en Bucaramanga, Colombia. Recuperado de: <https://es.weatherspark.com/y/24381/Clima-promedio-en-Bucaramanga-Colombia-durante-todo-el-a%C3%B1o>.

Apéndices

Apéndice A. Terminología de radiación

Declinación solar (δ). Ángulo que forma la línea recta que une la Tierra con el Sol y el plano del Ecuador (positivo hacia el norte). La declinación solar es cero en las fechas de los equinoccios, y varía entre $+23.45^\circ$ (22 de junio) y -23.45° (22 de diciembre).

Azimut solar (γ_s). Ángulo que forma con el sur (en el hemisferio norte) o con el norte (en el hemisferio sur), la proyección sobre el plano horizontal de la línea recta que une la posición del Sol con el punto de observación, medido en sentido horario en el hemisferio norte y en sentido contrario en el hemisferio sur, utilizando las proyecciones sobre el plano horizontal del punto de observación. El azimut solar es negativo durante la mañana (dirección Este), 0° ó 180° al mediodía (dependiendo de los valores relativos de la declinación solar y de la latitud local), y positivo después del mediodía (dirección Oeste), en todo el globo terráqueo.

Cénit. Punto situado verticalmente encima del observador.

Ángulo cénit solar (θ_z). Ángulo que forma la línea recta que une la Tierra con el Sol y la vertical.

Ángulo de altura solar (h). Ángulo complementario del ángulo de cénit solar.

$$h = 90^\circ - \theta_z$$

Ángulo horario solar (ω). Ángulo que forma la proyección del Sol sobre el plano ecuatorial en un momento dado y la proyección del Sol sobre el mismo plano en el mediodía solar. El ángulo horario cambia aproximadamente 360° cada 24 horas (alrededor de 15° por hora). Este ángulo es negativo en las horas de la mañana y positivo en las horas posteriores al mediodía, esto es:

$$\omega = 15 \times (ST - 12)$$

En donde ST es la hora solar en horas.

Mediodía solar. Hora local en la que el Sol pasa por el meridiano del punto de observación.

Hora solar (ST). Hora del día determinada por el movimiento angular aparente del Sol a través del cielo, tomando como punto de referencia el mediodía solar (12 : 00).

Radiación ultravioleta. Radiación electromagnética de longitud de onda más corta que la luz visible (inferior a 380 nm aproximadamente) y más larga que los rayos X.

Radiación infrarroja. Radiación electromagnética cuya longitud de onda está comprendida entre

780 *nm* y aproximadamente 1 *mm*.

Radiación solar directa. Radiación solar incidente sobre un plano dado, procedente de un pequeño ángulo sólido centrado en el disco solar. En general la radiación solar directa se mide con instrumentos que tienen un ángulo de abertura de hasta 6°. Por ello, en la radiación medida se incluye una parte de la radiación dispersada alrededor del disco solar, ya que el disco solar cubre un ángulo de abertura de 0.5°.

Radiación circunsolar. Radiación dispersada por la atmósfera, de manera que parece provenir de la región del cielo adyacente al Sol. Es la causante de la aureola solar.

Radiación solar hemisférica. Radiación solar incidente en una superficie plana dada, recibida desde un ángulo sólido de 2π sr (del hemisferio situado por encima de la superficie). La radiación solar hemisférica se compone de la radiación solar directa y de la radiación solar difusa (radiación solar dispersada en la atmósfera o reflejada por el suelo).

Radiación solar global. Radiación solar hemisférica recibida en un plano horizontal.

Radiación solar difusa. Radiación solar hemisférica menos la radiación solar directa. En la tecnología de la energía solar, la radiación difusa incluye la radiación solar dispersada en la atmósfera, así como la radiación solar reflejada por el suelo, dependiendo de la inclinación de la superficie

receptora.

Radiación solar extraterrestre. Radiación solar recibida en los límites de la atmósfera terrestre.

Constante solar (I_0). Irradiancia solar extraterrestre, incidente en un plano perpendicular a la dirección de esta radiación, cuando la tierra está a una distancia media del Sol (149.5×10^6 km). El valor medido de la constante solar es de 1367 W/m^2 .

Irradiancia solar directa (G_b). Cociente entre el flujo radiante recibido en una superficie plana dada, procedente de un pequeño ángulo sólido centrado en el disco solar, y el área de dicha superficie. Si el plano es perpendicular al eje del ángulo sólido, la irradiancia solar recibida se llama directa normal. La irradiancia solar directa se expresa en watos por metro cuadrado (W/m^2) en unidades del Sistema Internacional.

Irradiancia solar hemisférica (G). Cociente entre el flujo radiante recibido en una superficie plana dada, procedente de un ángulo sólido de 2π sr, y el área de dicha superficie. La irradiancia solar hemisférica se expresa en watos por metro cuadrado (W/m^2) en unidades del Sistema Internacional.

Irradiancia solar global. Irradiancia solar hemisférica sobre un plano horizontal. La irradiancia solar global se expresa en watos por metro cuadrado (W/m^2) en unidades del Sistema Internacio-

nal.

Irradiancia solar difusa (G_d). Irradiancia de la radiación solar difusa sobre una superficie receptora plana. La irradiancia solar difusa se expresa en vatios por metro cuadrado (W/m^2) en unidades del Sistema Internacional.

Irradiación (H). Energía incidente por unidad de superficie sobre un plano dado, obtenida por integración de la irradiancia durante un intervalo de tiempo dado, normalmente una hora o un día. La irradiación se expresa en megajulios por metro cuadrado (MJ/m^2), para el intervalo de tiempo especificado.

Radiómetro. Instrumento que se utiliza para medir la radiación. Dependiendo del diseño del instrumento, su lectura de salida puede estar dada en unidades de irradiancia o de irradiación.

Pirradiómetro. Radiómetro diseñado para medir la radiación total recibida en una superficie plana procedente de un ángulo sólido de 2π sr.

Piranómetro. Radiómetro diseñado para medir la irradiancia solar sobre una superficie receptora plana.

Solarímetro. Tipo específico de piranómetro basado en el principio de la termopila de Moll-

Gorzynski.

Pirheliómetro. Radiómetro que utiliza un colimador para medir la irradiancia solar directa bajo incidencia normal.

Reflectancia (ρ). Relación entre el flujo energético reflejado por una superficie y la radiación incidente.

Albedo. Relación entre la radiación solar (energía luminosa o radiante) reflejada por una superficie y la radiación incidente sobre ella.

Captador solar térmico. Dispositivo diseñado para absorber la radiación solar y transmitir la energía térmica así producida a un fluido portador que circula por su interior.

Apéndice B. Correlaciones usadas en los balances de energía de la chimenea solar

U_t , es el coeficiente global de pérdidas de calor del acristalamiento con el ambiente por los efectos combinados de convección al viento, radiación al cielo. Este coeficiente puede ser calculado como se muestra en la Ecuación (37), según la metodología de cálculo de (Duffie y Beckman, 1991):

$$U_t = h_{wind} + h_{rs} \quad (37)$$

Desde la década de 1930 se han reportado muchas correlaciones empíricas para calcular el coeficiente de convección debido al viento h_{wind} . En el trabajo de (Palyvos, 2008), fueron catalogadas unas 91 correlaciones en cuatro categorías diferentes, que pueden resumirse en la Tabla 41, de las cuales la mayoría se derivan de datos obtenidos a nivel de laboratorio o mediciones en campo.

Tabla 41

Tipos de correlaciones para estimar el coeficiente de convección debido al viento

Tipo	Forma	Número de correlaciones
Ecuación lineal	$h_{wind} = a + bv_{wind}$	38
Ley de potencias	$h_{wind} = a + bv_{wind}^n$	18
Ecuación de capa límite	$Nu = aRe^b Pr^c + d$	20
Explícita	$h_{wind} = av_{wind}^b L^c$	15

Nota: (a , b , c , d , n), son constantes que dependen del estudio en el cual fue desarrollada la correlación. Tomada del *Review* de (Palyvos, 2008).

Debido a la gran diversidad de expresiones disponibles, el diseñador debe asegurarse de conocer las condiciones bajo las cuales se han generado, antes de usar cualquiera de ellas. Para el alcance de la presente investigación, se buscó una estimación rápida de tipo *ecuación lineal* que pudiera ser fácilmente acoplada con los modelos de transferencia de calor. En los trabajos de

investigación relacionados con chimeneas solares, varios autores usaron correlaciones promedio de tipo *ecuación lineal* para estimar h_{wind} (Ong y Chow, 2003), (Mathur et al., 2006), (Bassiouny y Koura, 2008), (Hussain y Oosthuizen, 2012), (Saleem et al., 2016), (Sivaram et al., 2018), (Abdeen et al., 2019). (ASHRAE, 2013), propone usar la Ecuación (38), la cual está basada en los trabajos de (McAdams, 1954), y por lo tanto, esta correlación fue seleccionada para la estimación del coeficiente de convección debido al viento.

$$h_{wind} = 5.62 + 3.9v_{wind} \quad (38)$$

El coeficiente de transferencia de calor radiativo desde el acristalamiento al cielo puede obtenerse según la Ecuación 39:

$$h_{rs} = \frac{\sigma \varepsilon_g (T_g + T_{sky})(T_g^2 + T_{sky}^2)(T_g - T_{sky})}{(T_g - T_a)} \quad (39)$$

En donde la temperatura de cielo puede ser evaluada según Swinbank (1963), (Mathur et al., 2006), (Bassiouny y Koura, 2008) y (Saleem et al., 2016) como $T_{sky} = 0.0552Ta^{1.5}$.

El coeficiente de transferencia de calor por radiación entre el acristalamiento y el captador puede calcularse según la Ecuación (40):

$$h_{rwg} = \frac{\sigma(T_g^2 + T_w^2)(T_g + T_w)}{(1/\varepsilon_g + 1/\varepsilon_w - 1)} \quad (40)$$

El coeficiente de transferencia de calor por convección interior para el acristalamiento y el captador está dado por:

$$h_g = \frac{Nu_g K_f}{L_g} \quad ; \quad h_w = \frac{Nu_w K_f}{L_w} \quad (41)$$

En donde K_f es la conductividad térmica del aire evaluada a la temperatura de película. La temperatura de película puede calcularse según la Ecuación 42.

$$T_{film_g} = \frac{T_g + T_f}{2} \quad ; \quad T_{film_w} = \frac{T_w + T_f}{2} \quad (42)$$

El número de Rayleigh está dado por:

$$Ra_g = \frac{g\beta^*(T_g - T_f)L_g^3}{\nu^2} \quad ; \quad Ra_w = \frac{g\beta^*(T_w - T_f)L_w^3}{\nu^2} \quad (43)$$

En donde β^* y ν son el coeficiente de expansión volumétrica y la viscosidad cinemática, respectivamente, evaluados a la temperatura de película. Los números de Nusselt fueron calculados según las correlaciones sugeridas por (Bergman et al., 2011):

Si $Ra < 10^9$, entonces el flujo es laminar y la expresión para calcular Nu es:

$$Nu = 0.68 + \frac{0.67Ra^{1/4}}{[1 + (0.429/Pr)^{9/16}]^{4/9}} \quad (44)$$

Si $Ra > 10^9$, entonces el flujo es turbulento y la expresión para calcular Nu es:

$$Nu = \left[0.825 + \frac{0.387Ra^{1/6}}{(1 + (0.492/Pr)^{9/16})^{8/27}} \right]^2 \quad (45)$$

U_b , es el coeficiente global de pérdidas de calor del captador con el ambiente, se obtuvo resolviendo la analogía de resistencias térmicas de la Figura 3, desde T_w hasta T_a y fue tomado como:

$$U_b = \frac{1}{(\Delta_{ins}/k_{ins} + \Delta_c/k_c + 1/h_{wind})} \quad (46)$$

Para el cálculo de las propiedades del aire, se usaron las correlaciones mostradas en la Tabla 42, las cuales fueron obtenidas por regresión lineal usando las tablas de propiedades reportadas por (Çengel, 1998).

Tabla 42

Correlaciones usadas para calcular las propiedades del aire en los procesos de transferencia de calor por convección entre el acristalamiento y el aire, y entre el captador y el aire

Descripción	Acristalamiento y aire	Captador y aire
Temperatura de película	$T_{film_g} = (T_g + T_f)/2$	$T_{film_w} = (T_w + T_f)/2$
Coeficiente de expansión volumétrica	$\beta_g^* = \frac{1}{T_{film_g}}$	$\beta_w^* = \frac{1}{T_{film_w}}$
Viscosidad cinemática del aire	$\nu_g = 9.77 \times 10^{-8} T_{film_g} + 1.31 \times 10^{-5}$	$\nu_w = 9.77 \times 10^{-8} T_{film_w} + 1.31 \times 10^{-5}$
Densidad del aire	$\rho_g = -0.0041 T_{film_g} + 1.2866$	$\rho_w = -0.0041 T_{film_w} + 1.2866$
Conductividad térmica del aire	$k_g = 7.293 \times 10^{-5} T_{film_g} + 0.0237$	$k_w = 7.293 \times 10^{-5} T_{film_w} + 0.0237$
Calor específico del aire	$C_{p_g} = 0.008 T_{film_g} + 1006.80$	$C_{p_w} = 0.008 T_{film_w} + 1006.80$
Número de Prandtl	$Pr_g = -0.0002593 T_{film_g} + 0.7358$	$Pr_w = -0.0002593 T_{film_w} + 0.7358$

Nota: $T = [^{\circ}C]$, $\beta^* = [1/^{\circ}C]$, $\nu = [m^2/s]$, $\rho = [kg/m^3]$, $k = [W/m^2 \cdot K]$, $C_p = [J/kg]$.

Fuente: El autor.

Apéndice C. Modelo de cielo claro ASHRAE

Para calcular la irradiancia solar incidente tanto en el captador de la chimenea solar como en las paredes del recinto, fue seleccionado el modelo de cielo claro (clear-sky model) desarrollado por Gueymard y Thevenard (2009). Con las consideraciones pertinentes, este modelo calcula el máximo teórico de irradiancia solar, para cualquier posición geográfica sobre la tierra entre -60 y 60 grados de latitud, según la fecha y la hora. La posición de rotación de la tierra con respecto al Sol se puede caracterizar con la hora solar aparente AST (Apparent Solar Time), la cual es diferente de la hora local estándar LST (Local Standard Time) por las siguientes razones:

- En los países con horario de verano, la LST se retrasa al menos una hora en el cambio de estación.
- La LST se determina para el meridiano estándar en cada zona horaria.
- La velocidad orbital de la Tierra varía ligeramente a lo largo del año y la diferencia resultante en la posición de rotación viene dada por la Ecuación del Tiempo (ET). La ET, en minutos, se puede calcular para el día del año n como sigue:

$$ET = 2.2918[0.0075 + 0.1868 \cos(\Gamma) - 3.2077 \sin(\Gamma) - 1.4615 \cos(2\Gamma)] \quad (47)$$

En donde

$$\Gamma = 360^\circ \frac{(n-1)}{365} \quad (48)$$

La AST (en horas) se puede relacionar con la ET (en minutos), el meridiano estándar local LSM

(en grados) y la longitud local LON (en grados) como sigue:

$$AST = LST + ET/60 + (LSM - LON)/15 \quad (49)$$

Conociendo la AST, se puede calcular el ángulo horario solar como sigue:

$$\omega = 15(AST - 12) \quad (50)$$

Por otra parte, el eje del polo terrestre no es ortogonal al plano que describe la órbita de la Tierra alrededor del Sol y además varía a lo largo del año. La variación en el ángulo de declinación se puede calcular para el día n como sigue:

$$\delta = 23.45 \sin \left[360^\circ \frac{(n + 284)}{365} \right] \quad (51)$$

El ángulo de altura solar (h) está relacionado con la latitud del sitio de estudio (L), la declinación (δ) para el día n y con el ángulo horario solar (ω) como sigue:

$$\sin(h) = \cos(L) \cos(\delta) \cos(\omega) + \sin(L) \sin(\delta) \quad (52)$$

El ángulo de azimut solar (γ_s), medido desde el sur, está dado por:

$$\cos(\gamma_s) = \frac{\sin(\delta) \cos(L) - \cos(\delta) \sin(L) \cos(\omega)}{\cos(h)} \quad (53)$$

El ángulo de azimut de pared (ψ) se define como el ángulo entre la línea norte-sur y la proyección sobre el plano horizontal de la normal a la superficie. ψ es positivo para superficies orientadas al oeste del sur y negativo para superficies orientadas al este del sur. Para superficies orientadas hacia el sur, como es el caso del captador de la chimenea solar y de la pared sur del recinto, $\psi = 0^\circ$. La diferencia entre el azimut solar y el azimut de pared se denomina γ y viene dada por:

$$\gamma = \gamma_s - \psi \quad (54)$$

Finalmente, el ángulo de incidencia solar (θ), que es el ángulo que forman los rayos del Sol y la normal a la superficie de estudio, está dado por:

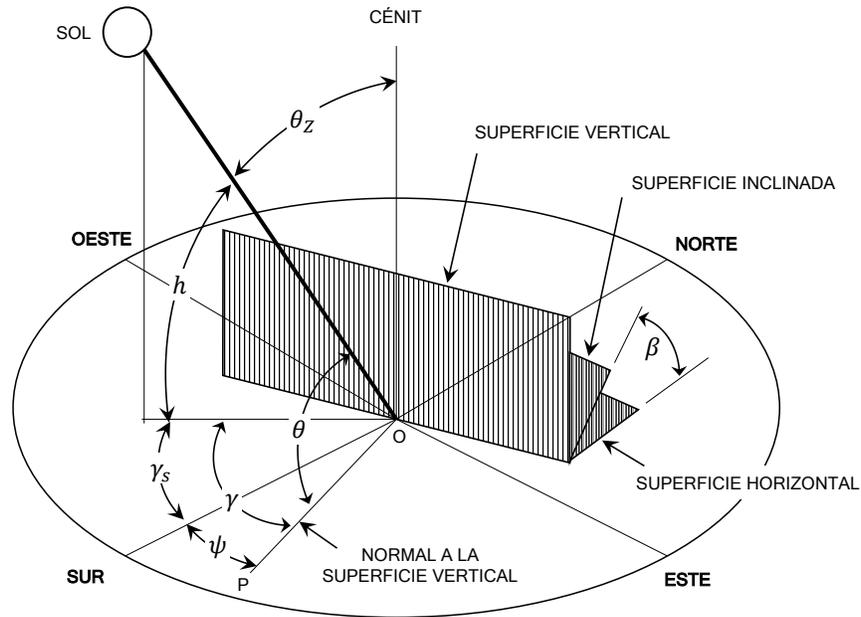
$$\cos(\theta) = \cos(h) \cos(\gamma) \sin(\beta) + \sin(h) \cos(\beta) \quad (55)$$

En donde β es el ángulo de inclinación de la superficie con respecto al plano horizontal. La Figura 25 muestra los ángulos que intervienen en el cálculo del ángulo de incidencia θ . Una vez que se ha calculado la geometría solar, el siguiente paso es calcular la irradiancia solar extraterrestre (G_0) para el día del año n como sigue:

$$G_0 = I_0 \left\{ 1 + 0.033 \cos \left[360^\circ \frac{(n-3)}{365} \right] \right\} \quad (56)$$

La atmósfera terrestre atenúa la irradiancia solar extraterrestre, por tanto se define el parámetro

Figura 25
Ángulos de geometría solar



masa de aire relativa m_r , el cual depende del ángulo de altitud solar (h):

$$m_r = 1 / [\sin(h) + 0.50572(6.07995 + h)^{-1.6364}] \quad (57)$$

La profundidad óptica de haz (τ_b) y la profundidad óptica difusa (τ_d) se determinan para un lugar específico y un mes de interés según los datos de diseño climático de ASHRAE (ASHRAE, 2013).

Con estos valores, se procede a calcular los exponentes de masa de aire ab y ad :

$$ab = 1.454 - 0.406\tau_b - 0.268\tau_d + 0.021\tau_b\tau_d \quad (58)$$

$$ad = 0.507 + 0.205\tau_b - 0.080\tau_d - 0.190\tau_b\tau_d \quad (59)$$

Una vez calculados los exponentes de profundidad óptica y la masa relativa de aire, es posible calcular la irradiancia normal incidente en un plano horizontal como sigue:

$$G_{b0} = G_0 e^{\tau_b m_r^{ab}} \quad (60)$$

La irradiancia difusa horizontal se calcula como sigue:

$$G_{d0} = G_0 e^{\tau_d m_r^{ad}} \quad (61)$$

Para la superficie inclinada, la irradiancia solar directa se calcula así:

$$G_b = G_{b0} \cos(\theta) \quad (62)$$

Para superficies inclinadas, la irradiancia solar difusa se calcula de dos maneras, dependiendo de la inclinación. Para superficies verticales, se calcula como sigue:

$$G_d = Y \cdot G_{d0} \quad (63)$$

$$Y = 0.45 \quad \text{para } \cos(\theta) \leq -0.2 \quad (64)$$

$$Y = 0.55 + 0.437 \cos(\theta) + 0.313 \cos^2(\theta) \quad \text{para } \cos(\theta) > -0.2$$

Para superficies no verticales, la irradiancia solar difusa se calcula como sigue:

$$\begin{aligned} G_d &= G_{d0} [Y \sin(\beta) + \cos(\beta)] && \text{si } \beta \leq 90^\circ \\ G_d &= G_{d0} \sin(\beta) && \text{si } \beta > 90^\circ \end{aligned} \quad (65)$$

La irradiancia solar reflejada está dada por:

$$G_r = [G_{b0} \sin(\beta) + G_{d0}] \cdot \rho_g \left[\frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right] \quad (66)$$

Finalmente, la irradiancia solar total incidente en la superficie inclinada está dada por:

$$G = G_b + G_d + G_r \quad (67)$$

Apéndice D. Código MATLAB del modelo matemático desarrollado

```

1 %% PROGRAMA PRINCIPAL
2 close all; clear; clc
3
4 L=7.119;           % Latitud local
5 LSM=74;           % Meridiano estandar que define la hora de Colombia
6 LON=73.116;       % Longitud local
7 LST=1:24;         % Vector que representa las 24 horas
8 HORA=12;          % Hora la cual se desea conocer las cargas termicas
9 n=31;             % Numero de dia
10 Taub=0.462;       % Parametro de modelo de cielo claro, radiacion directa
11 Taud=2.275;       % Parametro de modelo de cielo claro, radiacion difusa
12
13 h_0=13.3961;     % Coeficiente de transferencia de calor para paredes
14 A=9;             % Area de pared
15 U=0.44;          % Coeficiente global de transferencia de calor
16 rho_W=0.16;      % Reflectividad del medio ambiente para paredes
17 rho_R=0;         % Reflectividad del medio ambiente para el techo
18
19 alpha=0.71;      %
20 factor_wall=0;
21 factor_roof=4;
22 k_conv_wall=0.54;
23 k_rad_wall=0.46;
24 k_conv_roof=0.4;
25 k_rad_roof=0.6;
26
27 T_amb=[19.09      18.98      18.88      18.78      ...
28          19.3      19.81      20.32      21.7      23.08...
29          24.46      25.81      27.15      28.5      ...
30          27.8      27.11      26.41      25.69      24.97...
31          24.25      23.26      22.27      21.27      20.85      20.43];
32
33 T_room=T_amb(HORA):0.0001:35;
34 T_room_K=T_room+273;
35 CTSFS_W=[9.14 45.11 28.14 10.97 4.14 1.56 ...
36          0.59 0.22 0.08 0.03 0.01 0.0 ...
37          0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0];
38 CTSFS_R=[60.830 38.130 1.02 0.02 0 0 ...
39          0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0];
40 RTS=[31 17 11 8 6 4 4 3 3 2 2 2 1 1 1 1 ...
41       1 1 1 0 0 0 0 0 0];
42
43 [irradiancia]=RAD(L, LSM, LON, HORA, n, Taub, Taud, rho_W)
44 Ta=T_amb(HORA)+273; % Temperatura ambiente
45 facing_dir=180; % Orientacion del captador
46 tilt=55; % Inclinacion de chimenea
47 L_g=4.00; % Longitud de la cubierta de vidrio
48 L_w=4.00; % Longitud de la placa absorbente
49 ancho_abertura=1.0; % Ancho de abertura media
50 alto_abertura=0.3; % Alto de abertura media
51 A_g=L_g*ancho_abertura; % Area del vidrio
52 A_w=L_w*ancho_abertura; % Area del captador
53 Tsky=0.0552*Ta^1.5; % Temperatura de cielo
54 e_g=0.9; % Emisividad e vidrio
55 e_w=0.05; % Emisividad absorbente
56 alpha_g=0.03; % Absortividad vidrio
57 alpha_w=0.95; % Absortividad superficie absorbente
58 transmi=0.91; % Transmisividad del vidrio
59 S1=alpha_g*irradiancia; % Radiacion absorbida

```

```

58 S2=transmi*alpha_w*irradiancia; % Radiacion absorbida
59 V=2.20; % Velocidad del viento
60 sigma=5.67e-8; % Constante de Stefan-Boltzmann
61 gamma=0.74; % Coeficiente de aproximacion de temperatura medio
62 h_c=5.91; % Coeficiente de transferencia de calor
63 L_s=L*sind(tilt); % Altura efectiva (vertical) de la chimenea
64 g=9.81; % Aceleracion de la gravedad
65 C_d=0.57; % Coeficiente de descarga (sugerido por Andersson, ASHRAE)
66 A_i=ancho_abertura*alto_abertura; % Area de la abertura exterior
67 A_o=ancho_abertura*alto_abertura; % Area de la abertura media
68 A_r=A_o/A_i; % ratio (R)
69 k_ins=0.037; % Conductividad termica del aislante
70 thickness_ins=0.05; % Espesor de la capa de aislante
71 T_g=Ta+1; % Temperatura de vidrio (supuesta)
72 T_w=Ta+50; % Temperatura de captador (supuesta)
73 T_f=(T_g+T_w)/2; % Temperatura de aire (supuesta)
74 iter=0; % Contador
75 for i=1:length(T_room)
76 [ET, DELTA, E_0, solar_time, hr, BETA, gammaR, incidence_angle,...
77 m, E_tb, E_td, E_tr, incident_solar, T_sa, Q, q_N, q_E,...
78 q_S, q_W, GANANCIA_NORTE, CL_CONV_N, CL_RAD_N,...
79 COOLING_NORTE(i), GANANCIA_ESTE, CL_CONV_E,...
80 CL_RAD_E, COOLING_ESTE(i), GANANCIA_SUR,...
81 CL_CONV_S, CL_RAD_S, COOLING_SUR(i), GANANCIA_OESTE,...
82 CL_CONV_W, CL_RAD_W, COOLING_OESTE(i)]=CL(L, LSM, LON,...
83 LST, HORA, n, Taub, Taud, h_0, A, U, T_room(i), rho_W,...
84 alpha, factor_wall, k_conv_wall, k_rad_wall, T_amb, CTSFS_W, RTS);
85
86 [incident_solar_roof, T_sa_roof, Q_roof, GANANCIA_ROOF,...
87 CL_CONV_ROOF, CL_RAD_ROOF, COOLING_ROOF(i)]...
88 =CL_ROOF(L, LSM, LON, LST, HORA, n, Taub, Taud,...
89 h_0, A, U, T_room(i), rho_R, alpha, factor_roof,...
90 k_conv_roof, k_rad_roof, T_amb, CTSFS_R, RTS);
91
92 COOLING_LOAD(i)=COOLING_NORTE(i)+COOLING_ESTE(i)...
93 +COOLING_SUR(i)+COOLING_OESTE(i)+COOLING_ROOF(i);
94 for j=1:200
95 [T_film_g, T_film_g_C, rho_f, k_f, c_f, B, Pr_g, delta_g, Ra_g,...
96 Nu_g, T_film_w, T_film_w_C, rho_f1, k_f1, c_f1, v_f1,...
97 B1, Pr_w, delta_w, Ra_w, Nu_w]=...
98 Propiedades(T_g, T_w, T_f, L_g, L_w);
99 h_wind=5.62+3.9*V;
100
101 h_rs=sigma*e_g*(T_g+Tsky)*(T_g^2+Tsky^2)*(T_g-Tsky)/(T_g-Ta);
102 h_g=Nu_g*k_f/L_g;
103
104 h_rwg=sigma*(T_g^2+T_w^2)*(T_g+T_w)/(1/e_g+1/(e_w)-1);
105 U_t=h_wind+h_rs+h_c;
106
107 h_w=Nu_w*k_f1/L_w;
108
109 U_b=k_ins/thickness_ins;
110
111 m=C_d*rho_f1*A_o*sqrt( 2*g*L_w*sind(tilt)*...
(T_f-T_room_K(i))/((1+A_r^2)*T_room_K(i)));
a_11=(h_g*A_g+h_rwg*A_w+U_t*A_g);
a_12=-h_g*A_g;
a_13=-h_rwg*A_w;
a_21=h_g*A_g;

```

```

112     a_22=-(h_g*A_g+h_w*A_w+m*c_f1/gamma);
113     a_23=h_w*A_w;

114     a_31=-h_rwg*A_w;

115     a_32=-h_w*A_w;

116     a_33=(h_w*A_w+h_rwg*A_w+U_b*A_w);
117     MATRIX=[a_11, a_12, a_13; a_21, a_22, a_23; a_31, a_32, a_33];
118     b_1=(S1*A_g+U_t*A_g*Ta);
119     b_2=-(m*c_f1/gamma)*(T_room_K(i));

120     b_3=S2*A_w+U_b*A_w*(T_room_K(i));

121     b=[b_1;b_2;b_3];
122     SOLUCION=MATRIX\b;
123     T_g_new=SOLUCION(1); T_f_new=SOLUCION(2); T_w_new=SOLUCION(3);
124     error1=abs(T_g-T_g_new); error2=abs(T_f-T_f_new);
125     error3=abs(T_w-T_w_new);
126     T_g=T_g_new; T_f=T_f_new; T_w=T_w_new;
127 end
128 T_vidrio=T_g; T_aire=T_f; T_abs=T_w;
129 v_exit=m/(rho_f1*A_o);
130 m1=m*60;
131 CALOR_room(i)=m*c_f1*(T_room_K(i)-Ta);
132 error(i)=abs(COOLING_LOAD(i)-CALOR_room(i));
133 if error(i)<0.01
134     break
135 end
136 iter=iter+1;
137 end
138 ITERACIONES=iter;
139 v_exit=m/(rho_f1*A_o);
140
141 V=v_exit
142 flujo_masico=m;
143 T_vidrio=T_g; T_aire=T_f; T_abs=T_w;
144 T_ROOM= T_room(ITERACIONES)
145 ACH=3600*v_exit*A_o/8;
146 m1=m*60;
147 ERROR=error(end)
148 CL=COOLING_LOAD(end);
149 A_MATRIX=[irradiancia, V, flujo_masico, T_vidrio,...
150     T_aire, T_abs, T_ROOM, ACH, CL];
151
152 %% FIN DEL PROGRAMA

```

```

1  %% FUNCION PARA CALCULAR IRRADIANCIA SOLAR
2  % de cielo claro
3
4  function [irradiancia]=RAD(L, LSM, LON, HORA, n, Taub, Taud, rho_W)
5
6  tilt=55;           % (Degress) (paredes verticales = 90, techo =0)
7  ab=1.454-0.406*Taub-0.268*Taud+0.021*Taub*Taud; % Coeficientes ASHRAE. (Ver ASHRAE Handbook)
8
9
10 ad=0.507+0.205*Taub-0.080*Taud-0.190*Taub*Taud; % Coeficientes ASHRAE. (Ver ASHRAE Handbook)
11
12
13 E_sc=1367;         % (W/~2) Constante solar
14 GAMA=360*((n-1)/(365)); % Factor
15
16 ET=2.2918*(0.0075+0.1868*cos(GAMA)-3.2077*sin(GAMA)...
17     -1.4615*cos(2*GAMA)-4.089*sin(2*GAMA)); % (min) Ecuacion del tiempo.
18 DELTA=23.45*sind(360*(n+284)/365); % (DEG) Declinacion solar
19 dtr=0.017453293; % Factor de conversion de grados a radianes.
20 DELTAR=DELTA*dtr; % Declinacion solar en radianes.
21 E_0=E_sc*(1+0.033*cosd((360*(n-3))/(365))); % (W/m^2) Radiacion solar extraterrestre.
22 Lr=L*dtr; % Latitud en radianes.
23 tiltR = tilt * dtr; % Inclination de la superficie captadora en
24     radianes
25 facing_dir=180;
26 solar_time=HORA+(ET/60)+(LSM-LON)/15; % Holar solar aparente
27 hr=((solar_time-12)*15)*dtr;
28 sinBETA=cos(Lr)*cos(DELTAR)*cos(hr)+sin(Lr)*sin(DELTAR); % Seno del angulo de altitud
29     solar.
30 BETAR=asin(sinBETA); % Angulo de altitud solar en radianes.
31 BETA=BETAR*180/pi; % Angulo de altitud solar en Degress.
32 if BETAR<=0
33     irradiancia=0; % Si BETAR<0, entonces haga que la radiacion
34     incidente=0.
35     cosPhi=NaN; % Si BETAR<0, entonces haga que cosPhi=NaN.
36     m=NaN; % Si BETAR<0, entonces haga m(i)=NaN.
37     E_b=NaN; % Si BETAR<0, entonces haga E_b(i)=NaN.
38     E_d=NaN; % Si BETAR<0, entonces haga E_d(i)=NaN.
39     gammaR=NaN; % Si BETAR<0, entonces haga gammaR(i)=NaN.
40     cosTheta=NaN; % Si BETAR<0, entonces haga cosTheta(i)=NaN.
41     PhiR=NaN; % Si BETAR<0, entonces haga PhiR(i)=NaN.
42     E_tb=NaN; % Si BETAR<0, entonces haga E_tb(i)=NaN.
43     incidence_angle=NaN; % Si BETAR<0, entonces haga incidence_angle(i)=NaN.
44     Y=NaN; % Si BETAR<0, entonces haga Y(i)=NaN.
45     E_td=NaN; % Si BETAR<0, entonces haga E_td(i)=NaN.
46     E_tr=NaN; % Si BETAR<0, entonces haga E_tr(i)=NaN.
47 else
48     surface_azimuth = facing_dir- 180; % Azimuth de pared en
49     degrees
50     surf_azR = surface_azimuth*dtr; % Azimuth de pared en
51     radianes
52     cosPhi = (sinBETA* sin(Lr)- sin(DELTAR)) / (cos(BETAR) * cos(Lr));
53     PhiR = acos(cosPhi)* (hr/abs(hr));
54     gammaR = PhiR - surf_azR;
55     cosTheta = (cos(BETAR) .* cos(gammaR) * sin(tiltR)) + (sin(BETAR) * cos(tiltR));
56     incidence_angle = acos(cosTheta); % Angulo de incidencia en radianes
57     m=1/(sin(BETAR)+0.50572*((6.07995+BETA).^(-1.6364))); % Masa relativa de aire.
58     %factor11(i)=(-Taub*m(i)^(ab))
59     E_b=E_0*exp(-Taub*m^(ab)); % (W/m^2) Irradiancia normal directa.
60     E_d=E_0*exp(-Taud*m^(ad)); % (W/m^2) Irradiancia difusa.
61

```

```
55 % RADIACION DIRECTA
56
57 if cosTheta>0
58     E_tb=E_b*cosTheta; % (W/m^2) Radiacion solar directa incidente en la
        superficie
59     else
60     E_tb=0;
61     end
62     % PARAMETRO Y PARA RADIACION DIFUSA
63
64     if cos(incidence_angle)>-0.2
65     Y=0.55+0.437*cosTheta+0.313*(cosTheta)^2;
66     else
67     Y=0.45;
68     end
69 % RADIACION DIFUSA
70
71 if tilt<=90
72     E_td=E_d*(Y*sind(tilt)+cosd(tilt)); % (W/m^2) Radiacion solar difusa segun
        condicion
73     else
74     if tilt>90
75     E_td=E_d*Y*sind(tilt); % (W/m^2) Radiacion solar difusa segun condicion
76     end
77     end
78
79     % RADIACION REFLEJADA POR LOS ALREDEDORES
80
81     E_tr=(E_b*sin(BETAR)+E_d)*rho_W*((1-cosd(tilt))/2); % (W/m^2) Radiacion solar reflejada
        .
82
83     % RADIACION TOTAL INCIDENTE EN LA PARED
84
85     irradiancia=E_tb+E_td+E_tr; % (W/m^2) Radiacion solar total incidente en la
        pared
86
87 end
88 end
89 %FIN
```

```

1 %% FUNCION PARA CALCULAR LAS PROPIEDADES DEL AIRE
2
3 function[T_film_g, T_film_g_C, rho_f, k_f, c_f, B, Pr_g, delta_g, Ra_g,...
4         Nu_g, T_film_w, T_film_w_C, rho_f1, k_f1, c_f1, v_f1,...
5         B1, Pr_w, delta_w, Ra_w, Nu_w]= Propiedades (T_g, T_w, T_f, L_g, L_w
6         )
7 g=9.81;          % (m/seg^2) Aceleracion de la gravedad
8
9 T_film_g=(T_g+T_f)/2;          % Temperatura filmica entre el
10      vidrio y el aire
11 T_film_g_C=T_film_g-273;      % (C) Temperatura en grados
12      centigrados
13 rho_f=-0.0041*T_film_g_C+1.2866; % (kg/m^3) Densidad del aire
14 k_f=7.293e-5*T_film_g_C+0.0237; % (W/m^2*K) Conductividad termica del aire
15 c_f=0.008*T_film_g_C+1006.8;    % (J/kg) Calor especifico del aire
16 v_f=9.771e-8*T_film_g_C+1.31e-5; % Viscosidad cinematica
17 B=1/T_film_g_C;                % Coeficiente de expansion
18      volumetrica
19 Pr_g=-0.0002593*T_film_g_C+0.7358; % Prandtl
20 delta_g=abs(T_f-T_g);          % Diferencia de temperaturas
21 Ra_g=(g*B*delta_g*L_g^3)/v_f^2; % Numero de Raileigh
22
23 if Ra_g<1e9
24     Nu_g=0.68+((0.67*Ra_g^(1/4))/(1+ (0.492/Pr_g)^(9/16)))^(4/9));
25 else
26     Nu_g=(0.825+ (0.387*Ra_g^(1/6)/(1+(0.429/Pr_g)^(9/16)))^(8/27)))^2;
27 end
28
29 T_film_w=(T_w+T_f)/2;          % (K) Temperatura filmica
30 T_film_w_C=T_film_w-273;      % (C) Temperatura filmica en grados
31      centigrados
32 rho_f1=-0.0041*T_film_w_C+1.2866; % (kg/m^3) Densidad del aire
33 k_f1=7.293e-5*T_film_w_C+0.0237; % (W/m^2*K) Conductividad termica del aire
34 c_f1=0.008*T_film_w_C+1006.8;    % (J/kg) Calor especifico del aire
35 v_f1=9.771e-8*T_film_w_C+1.31e-5; % Viscosidad cinematica
36 B1=1/T_film_w_C;              % Coeficiente de expansion
37      volumetrica
38 Pr_w=-0.0002593*T_film_w_C+0.7358; % Numero de Prandtl
39 delta_w=abs(T_w-T_f);          % Diferencia de temperaturas
40 Ra_w=(g*B*delta_w*L_w^3)/v_f1^2; % Numero de Raileigh
41
42 if Ra_w<1e9
43     Nu_w=0.68+((0.67*Ra_w^(1/4))/(1+ (0.492/Pr_w)^(9/16)))^(4/9));
44 else
45     Nu_w=(0.825+ (0.387*Ra_w^(1/6)/(1+(0.429/Pr_w)^(9/16)))^(8/27)))^2;
46 end
47 end
48 %% FIN

```

```

1  %% FUNCION PARA CALCULAR CARGAS TERMICAS EN PAREDES VERTICALES
2
3  function[ET, DELTA, E_0, solar_time, hr, BETA, gammaR, incidence_angle, m, E_tb, E_td, E_tr,
4      ...
5      incident_solar, T_sa,Q, q_N, q_E, q_S, q_W, GANANCIA_NORTE, CL_CONV_N, CL_RAD_N
6      ,...
7      COOLING_NORTE, GANANCIA_ESTE, CL_CONV_E, CL_RAD_E, COOLING_ESTE, GANANCIA_SUR,
8      CL_CONV_S, CL_RAD_S, COOLING_SUR, GANANCIA_OESTE, CL_CONV_W, CL_RAD_W,
9      COOLING_OESTE]...
10 =CL(L, LSM, LON, LST, HORA, n, Taub, Taud, h_0, A, U, T_room, rho_W, alpha,...
11 factor_wall, k_conv_wall,k_rad_wall,T_amb, CTSFS_W, RTS)
12
13 tilt=90; % (Degress) (paredes verticales = 90, techo =0)
14 ab=1.454-0.406*Taub-0.268*Taud+0.021*Taub*Taud; %
15 Coeficientes de la norma.
16 ad=0.507+0.205*Taub-0.080*Taud-0.190*Taub*Taud; %
17 Coeficientes de la norma.
18
19 E_sc=1367; % (W/^2) Extraterrestrial solar
20 constant
21
22 GAMA=360*((n-1)/(365)); % Factor
23 ET=2.2918*(0.0075+0.1868*cos(GAMA)-3.2077*sin(GAMA)-1.4615*cos(2*GAMA)-4.089*sin(2*GAMA)); %
24 (min) Equation of time.
25 DELTA=23.45*sind(360*(n+284)/365);
26 dtr=0.017453293; % Factor de conversion de grados a radianes.
27 DELTAR=DELTA*dtr; % Declinacion en radianes.
28 E_0=E_sc*(1+0.033*cosd((360*(n-3))/(365))); % (W/m^2) Radiacion solar
29 extraterrestre.
30 Lr=L*dtr; % Latitud en radianes.
31 tiltR = tilt * dtr; % Inclination de la superficie captadora en radianes
32 facing_dir=0:90:270;
33
34 for j=1:length(LST)
35 for i=1:length(facing_dir)
36 solar_time(j)=LST(j)+(ET/60)+(LSM-LON)/15;
37 hr(j)=((solar_time(j)-12)*15)*dtr;
38 sinBETA(j)=cos(Lr)*cos(DELTAR)*cos(hr(j))+sin(Lr)*sin(DELTAR); % Seno del angulo de
39 altitud solar.
40 BETAR(j)=asin(sinBETA(j)); % Angulo de altitud solar en radianes.
41 BETA(j)=BETAR(j)*180/pi; % Angulo de altitud solar en
42 Degress.
43 %
44 if BETAR(j)<=0
45 incident_solar(j,i)=0; % Si BETAR<0, entonces haga que la radiacion
46 incidente=0.
47 cosPhi(j)=NaN; % Si BETAR<0, entonces haga que
48 cosPhi=NaN.
49 m(j)=NaN; % Si BETAR<0, entonces haga m(i)=NaN
50
51 E_b(j)=NaN; % Si BETAR<0, entonces haga E_b(i)=
52 NaN.
53 E_d(j)=NaN; % Si BETAR<0, entonces haga E_d(i)=
54 NaN.
55 gammaR(j,i)=NaN; % Si BETAR<0, entonces haga gammaR(i)=NaN.
56 cosTheta(j,i)=NaN; % Si BETAR<0, entonces haga cosTheta(i)=NaN.
57 PhiR(j)=NaN; % Si BETAR<0, entonces haga PhiR(i)=
58 NaN.
59 E_tb(j,i)=NaN; % Si BETAR<0, entonces haga E_tb(i)=
60 NaN.
61 incidence_angle(j,i)=NaN; % Si BETAR<0, entonces haga incidence_angle(i)=NaN.

```

```

44     Y(j,i)=NaN;                                     % Si BETAR<0, entonces haga Y(i)=NaN
45     E_td(j,i)=NaN;                                 % Si BETAR<0, entonces haga E_td(i)=
        NaN.
46     E_tr(j)=NaN;                                   % Si BETAR<0, entonces haga E_tr(i)=
        NaN.
47 else
48     surface_azimuth(i) = facing_dir(i)- 180;      % Azimuth de pared en degrees
49     surf_azR(i) = surface_azimuth(i) * dtr;       % Azimuth de pared en radianes
50     cosPhi(j) = (sinBETA(j)* sin(Lr)- sin(DELTA(j))) / (cos(BETA(j)) * cos(Lr));
51     PhiR(j,i) = acos(cosPhi(j))* (hr(j)/abs(hr(j)));
52     gammaR(j,i) = PhiR(j,i) - surf_azR(i);
53     cosTheta(j,i) = (cos(BETA(j)) .* cos(gammaR(j,i)) * sin(tiltR)) + (sin(BETA(j)) * cos(
        tiltR));
54     incidence_angle(j,i) = acos(cosTheta(j,i));
        % Angulo de incidencia en radianes
55     m(j)=1/(sin(BETA(j))+0.50572*((6.07995+BETA(j)).^(-1.6364))); % Masa relativa de
        aire.
56     %factor11(i)=(-Taub*m(i)^(ab))
57     E_b(j)=E_0*exp(-Taub*m(j)^(ab));              % (W/m^2) Irradiancia
        normal directa.
58     E_d(j)=E_0*exp(-Taud*m(j)^(ad));              % (W/m^2) Irradiancia difusa.
59
60     % RADIACION DIRECTA
61
62     if cosTheta(j,i)>0
63         E_tb(j,i)=E_b(j)*cosTheta(j,i); % (Btu/h*ft^2) Radiacion solar directa
64     else
65         E_tb(j,i)=0;
66     end
67     % PARAMETRO Y PARA RADIACION DIFUSA
68
69     if cos(incidence_angle(j,i))>-0.2
70         Y(j,i)=0.55+0.437*cosTheta(j,i)+0.313*(cosTheta(j,i))^2;
71     else
72         Y(j,i)=0.45;
73     end
74     % RADIACION DIFUSA
75
76     if tilt<=90
77         E_td(j,i)=E_d(j)*(Y(j,i)*sind(tilt)+cosd(tilt)); % (W/m^2) Radiacion solar
        difusa segun condicion
78     else
79         if tilt>90
80             E_td(j,i)=E_d(j)*Y(j,i)*sind(tilt); % (W/m^2) Radiacion
        solar difusa segun condicion
81         end
82     end
83
84     % RADIACION REFLEJADA POR LOS ALREDEDORES
85
86     E_tr(j)=(E_b(j)*sin(BETA(j))+E_d(j))*rho_W*((1-cosd(tilt))/2); % (W/m^2) Radiacion
        solar reflejada.
87
88     % RADIACION TOTAL INCIDENTE EN LA PARED
89
90     incident_solar(j,i)=E_tb(j,i)+E_td(j,i)+E_tr(j); % (W/m^2) Radiacion solar
        total incidente en la pared
91 end
92 end
93 end

```

```

94
95 for j=1:length(LST)
96 for i=1:length(facing_dir)
97   T_sa(j,i)=T_amb(j)+(alpha*incident_solar(j,i)/h_0)-factor_wall/h_0;    % (C) Temperatura Sol
    -air
98   Q(j,i)=A*U*(T_sa(j,i)-T_room);
99 end
100 end
101
102 INDEX=0:23;
103 q_N=Q(:,1);   q_E=Q(:,2);   q_S=Q(:,3);   q_W=Q(:,4);
104
105 ##### PARED NORTE #####
106 suma_N=0;
107 for i=1:length(INDEX)
108   if i<=HORA
109     suma_N(i)=CTSFS_W(i)*q_N(HORA-INDEX(i))/100;
110   else
111     suma_N(i)=CTSFS_W(i)*q_N(24+HORA-INDEX(i))/100;
112   end
113   GANANCIA_NORTE=sum(suma_N);
114 end
115
116 CL_CONV_N=GANANCIA_NORTE*k_conv_wall;
117
118 suma_N1=0;
119 for i=1:length(INDEX)
120   if i<=HORA
121     suma_N1(i)=RTS(i)*k_rad_wall*q_N(HORA-INDEX(i))/100;
122   else
123     suma_N1(i)=RTS(i)*k_rad_wall*q_N(24+HORA-INDEX(i))/100;
124   end
125   CL_RAD_N=sum(suma_N1);
126 end
127
128 COOLING_NORTE=CL_CONV_N+CL_RAD_N;
129
130 ##### PARED ESTE #####
131 suma_E=0;
132 for i=1:length(INDEX)
133   if i<=HORA
134     suma_E(i)=CTSFS_W(i)*q_E(HORA-INDEX(i))/100;
135   else
136     suma_E(i)=CTSFS_W(i)*q_E(24+HORA-INDEX(i))/100;
137   end
138   GANANCIA_ESTE=sum(suma_E);
139 end
140
141 CL_CONV_E=GANANCIA_ESTE*k_conv_wall;
142
143 suma_E1=0;
144 for i=1:length(INDEX)
145   if i<=HORA
146     suma_E1(i)=RTS(i)*k_rad_wall*q_E(HORA-INDEX(i))/100;
147   else
148     suma_E1(i)=RTS(i)*k_rad_wall*q_E(24+HORA-INDEX(i))/100;
149   end
150   CL_RAD_E=sum(suma_N1);
151 end
152
153 COOLING_ESTE=CL_CONV_E+CL_RAD_E;
154

```

```

155 %##### PARED SUR #####
156
157 suma_S=0;
158 for i=1:length(INDEX)
159     if i<=HORA
160         suma_S(i)=CTSFS_W(i)*q_S(HORA-INDEX(i))/100;
161     else
162         suma_S(i)=CTSFS_W(i)*q_S(24+HORA-INDEX(i))/100;
163     end
164     GANANCIA_SUR=sum(suma_S);
165 end
166
167 CL_CONV_S=GANANCIA_SUR*k_conv_wall;
168
169 suma_S1=0;
170 for i=1:length(INDEX)
171     if i<=HORA
172         suma_S1(i)=RTS(i)*k_rad_wall*q_S(HORA-INDEX(i))/100;
173     else
174         suma_S1(i)=RTS(i)*k_rad_wall*q_S(24+HORA-INDEX(i))/100;
175     end
176     CL_RAD_S=sum(suma_S1);
177 end
178
179 COOLING_SUR=CL_CONV_S+CL_RAD_S;
180
181 %##### PARED OESTE #####
182
183 suma_W=0;
184 for i=1:length(INDEX)
185     if i<=HORA
186         suma_W(i)=CTSFS_W(i)*q_W(HORA-INDEX(i))/100;
187     else
188         suma_W(i)=CTSFS_W(i)*q_W(24+HORA-INDEX(i))/100;
189     end
190     GANANCIA_OESTE=sum(suma_W);
191 end
192
193 CL_CONV_W=GANANCIA_OESTE*k_conv_wall;
194
195 suma_W1=0;
196 for i=1:length(INDEX)
197     if i<=HORA
198         suma_W1(i)=RTS(i)*k_rad_wall*q_W(HORA-INDEX(i))/100;
199     else
200         suma_W1(i)=RTS(i)*k_rad_wall*q_W(24+HORA-INDEX(i))/100;
201     end
202     CL_RAD_W=sum(suma_W1);
203 end
204
205 COOLING_OESTE=CL_CONV_W+CL_RAD_W;
206
207 end
208
209 %% FIN

```

```

1 %% FUNCION PARA CALCULAR CARGAS TERMICAS EN EL TECHO
2
3 function[incident_solar_roof, T_sa_roof, Q_roof, GANANCIA_ROOF, CL_CONV_ROOF, CL_RAD_ROOF,
4         COOLING_ROOF]=CL_ROOF(L, LSM, LON, LST, HORA, n, Taub, Taud,...
5         h_0, A, U, T_room, rho_R, alpha, factor_roof, k_conv_roof, k_rad_roof,
6         T_amb, CTSFS_R, RTS)
7
8 tilt=0; % (Degress) (paredes verticales = 90, techo =0)
9 ab=1.454-0.406*Taub-0.268*Taud+0.021*Taub*Taud; % Coeficientes de la norma.
10 ad=0.507+0.205*Taub-0.080*Taud-0.190*Taub*Taud; % Coeficientes de la norma.
11
12 E_sc=1367; % (W/~2) Extraterrestrial solar
13 constant
14
15 GAMA=360*((n-1)/(365)); % Factor
16 ET=2.2918*(0.0075+0.1868*cos(GAMA)-3.2077*sin(GAMA)-1.4615*cos(2*GAMA)-4.089*sin(2*GAMA)); %
17 (min) Equation of time.
18 DELTA=23.45*sind(360*(n+284)/365);
19 dtr=0.017453293; % Factor de conversion de grados a radianes.
20 DELTAR=DELTA*dtr; % Declinacion en radianes.
21 E_0=E_sc*(1+0.033*cosd((360*(n-3))/(365))); % (W/~2) Radiacion solar extraterrestre.
22 Lr=L*dtr; % Latitud en radianes.
23 tiltR = tilt * dtr; % Inclination de la superficie captadora en
24 radianes
25 facing_dir=0;
26
27 for j=1:length(LST)
28 solar_time(j)=LST(j)+(ET/60)+(LSM-LON)/15; % Apparent Solar
29 hr(j)=((solar_time(j)-12)*15)*dtr;
30 sinBETA(j)=cos(Lr)*cos(DELTAR)*cos(hr(j))+sin(Lr)*sin(DELTAR); % Seno del angulo de
31 altitud solar.
32 BETAR(j)=asin(sinBETA(j)); % Angulo de altitud solar en radianes.
33 BETA(j)=BETAR(j)*180/pi; % Angulo de altitud solar en Degress.
34 %
35 if BETAR(j)<=0
36 incident_solar_roof(j)=0; % Si BETAR<0, entonces haga que la radiaciOn
37 incidente=0.
38 cosPhi(j)=NaN; % Si BETAR<0, entonces haga que
39 cosPhi=NaN.
40 m(j)=NaN; % Si BETAR<0, entonces haga m(i)=NaN
41 .
42 E_b(j)=NaN; % Si BETAR<0, entonces haga E_b(i)=
43 NaN.
44 E_d(j)=NaN; % Si BETAR<0, entonces haga E_d(i)=
45 NaN.
46 gammaR(j)=NaN; % Si BETAR<0, entonces haga gammaR(i)
47 )=NaN.
48 cosTheta(j)=NaN; % Si BETAR<0, entonces haga cosTheta(i)=NaN.
49 PhiR(j)=NaN; % Si BETAR<0, entonces haga PhiR(i)=
50 NaN.
51 E_tb(j)=NaN; % Si BETAR<0, entonces haga E_tb(i)=
52 NaN.
53 incidence_angle(j)=NaN; % Si BETAR<0, entonces haga incidence_angle(
54 i)=NaN.
55 Y(j)=NaN; % Si BETAR<0, entonces haga Y(i)=NaN
56 .
57 E_td(j)=NaN; % Si BETAR<0, entonces haga E_td(i)=
58 NaN.
59 E_tr(j)=NaN; % Si BETAR<0, entonces haga E_tr(i)=
60 NaN.

```

```

44 else
45
46     surface_azimuth = facing_dir - 180;           % Azimuth de pared en degrees
47     surf_azR = surface_azimuth * dtr;           % Azimuth de pared en radianes
48     cosPhi(j) = (sinBETA(j)* sin(Lr) - sin(DELTA(j)) / (cos(BETA(j)) * cos(Lr)));
49     PhiR(j) = acos(cosPhi(j)) * (hr(j)/abs(hr(j)));
50     gammaR(j) = PhiR(j) - surf_azR;
51     cosTheta(j) = (cos(BETA(j)) .* cos(gammaR(j)) * sin(tiltR)) + (sin(BETA(j)) * cos(
        tiltR));
52     incidence_angle(j) = acos(cosTheta(j));
        % Angulo de incidencia en radianes
53     m(j)=1/(sin(BETA(j))+0.50572*((6.07995+BETA(j)).^(-1.6364)));           % Masa relativa de
        aire.
54     %factor1(i)=(-Taub*m(i)^(ab))
55     E_b(j)=E_0*exp(-Taub*m(j)^(ab));           % (W/m^2) Irradiancia
        normal directa.
56     E_d(j)=E_0*exp(-Taud*m(j)^(ad));           % (W/m^2) Irradiancia difusa.
57
58     % RADIACION DIRECTA
59
60     if cosTheta(j)>0
61         E_tb(j)=E_b(j)*cosTheta(j);           % (W/^2) Radiacion solar directa incidente en
            la superficie
62     else
63         E_tb(j)=0;
64     end
65     % PARAMETRO Y PARA RADIACION DIFUSA
66
67     if cos(incidence_angle(j))>-0.2
68         Y(j)=0.55+0.437*cosTheta(j)+0.313*(cosTheta(j))^2;
69     else
70         Y(j)=0.45;
71     end
72     % RADIACION DIFUSA
73
74     if tilt<=90
75         E_td(j)=E_d(j)*(Y(j)*sind(tilt)+cosd(tilt));           % (W/^2) Radiacion solar difusa
            segun condicion
76     else
77         if tilt>90
78             E_td(j)=E_d(j)*Y(j)*sind(tilt);           % (W/^2) Radiacion
                solar difusa segun condicion
79         end
80     end
81
82     % RADIACION REFLEJADA POR LOS ALREDEDORES
83
84     E_tr(j)=(E_b(j)*sin(BETA(j))+E_d(j))*rho_R*((1-cosd(tilt))/2); % (W/^2) Radiacion
        solar reflejada.
85
86     % RADIACION TOTAL INCIDENTE EN LA PARED
87
88     incident_solar_roof(j)=E_tb(j)+E_td(j)+E_tr(j);           % (W/^2) Radiacion solar
        total incidente en la pared
89 end
90 end
91
92
93 for j=1:length(LST)
94     T_sa_roof(j)=T_amb(j)+(alpha*incident_solar_roof(j)/h_0)-factor_roof/h_0;           % (C)
        Temperatura Sol-air

```

```
95 end
96
97 for j=1:length(LST)
98     Q_roof(j)=A*U*(T_sa_roof(j)-T_room);
99 end
100
101 INDEX=0:23;
102 suma_roof=0;
103 for i=1:length(INDEX)
104     if i<=HORA
105         suma_roof(i)=CTSFS_R(i)*Q_roof(HORA-INDEX(i))/100;
106     else
107         suma_roof(i)=CTSFS_R(i)*Q_roof(24+HORA-INDEX(i))/100;
108     end
109     GANANCIA_ROOF=sum(suma_roof);
110 end
111
112 CL_CONV_ROOF=GANANCIA_ROOF*k_conv_roof;
113
114
115 suma_roof1=0;
116 for i=1:length(INDEX)
117     if i<=HORA
118         suma_roof1(i)=RTS(i)*k_rad_roof*Q_roof(HORA-INDEX(i))/100;
119     else
120         suma_roof1(i)=RTS(i)*k_rad_roof*Q_roof(24+HORA-INDEX(i))/100;
121     end
122     CL_RAD_ROOF=sum(suma_roof1);
123 end
124
125 COOLING_ROOF=CL_CONV_ROOF+CL_RAD_ROOF;
126 end
127
128 %% FIN
```

Apéndice E. Módulo de pruebas y sistema de adquisición de datos

Para validar el modelo CFD se construyó un prototipo experimental para recrear el recinto cúbico de $3\text{m} \times 3\text{m} \times 3\text{m}$. Sin embargo, con el fin de disminuir costos de inversión y costo computacional, se construyó un prototipo a escala 2:3, por lo que las dimensiones de construcción del recinto se definieron en $2\text{m} \times 2\text{m} \times 2\text{m}$. La parte superior del recinto, se equipó con la chimenea solar a una inclinación de $\beta = 45^\circ$.

Geometría. Las dimensiones del prototipo experimental se muestran en la Figura 26. La longitud de la chimenea se definió en base a la longitud del captador, manteniendo un espaciamiento de 0.30 m entre el acristalamiento y el captador. Para la abertura exterior, la abertura media y la abertura superior, se estableció un área de $1.0\text{m} \times 0.3\text{m}$. Se anexaron dos semicodos para facilitar el acople recinto-chimenea y para permitir que la salida del aire sea verticalmente hacia arriba, evitando un posible efecto de contraviento. Para soportar la chimenea, se anexó una estructura metálica anclada al techo del recinto.

Localización geográfica. El módulo de pruebas se ubicó en (6.5078°N , 73.2209°O), en la zona rural del municipio de El Socorro, Departamento de Santander, Colombia. El recinto se construyó en una azotea abierta libre de sombras, con la abertura externa orientada hacia el norte geográfico. La Figura 27 muestra la azotea mencionada.

Figura 26
Geometría y dimensiones del prototipo experimental (unidades en metros)

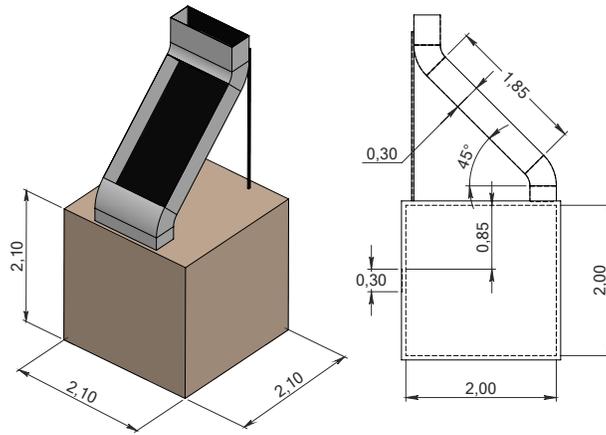


Figura 27
Azotea usada para la construcción del módulo de pruebas



Materiales constructivos del recinto. Los materiales utilizados en la construcción del recinto se listan en la Tabla 43.

Tabla 43
Materiales usados en la construcción del recinto

Ítem	Componente	Material	Referencia / NP
1	Paredes	Ladrillo rojo	H-10
2	Techo	Concreto	NA
3	Soporte	Acero galvanizado	2" × 1.5 mm
4	Stucco	Cemento, arena negra y amarilla	NA

Materiales constructivos de la chimenea solar. Uno de los componentes más importantes en el funcionamiento de la chimenea solar es el captador. Dicho componente, además de absorber el flujo de radiación solar, debe tener un comportamiento selectivo, es decir, sus propiedades ópticas de reflectancia, absorptancia, transmitancia y emitancia dependen de la longitud de onda. Esto hace que el captador tenga baja emitancia en la gama de onda larga y alta absorptancia en la gama de onda corta. Para cumplir la condición de selectividad, se usó el captador de un colector solar de placa plana marca Chromagen (Chromagen, 2019). La Figura 28 muestra el colector solar adquirido para el presente proyecto. Del colector se extrajo el captador el cual es una lámina de aluminio con un recubrimiento de alta absorptancia adherida a la placa base mediante pulverización catódica (Sputtering). Del mismo modo, se extrajo el vidrio protector del colector solar con el fin de ser usado como acristalamiento para la chimenea solar. La lista de materiales usados en la construcción de la chimenea solar se mencionó en el Capítulo 3.3, específicamente en la Tabla 18.

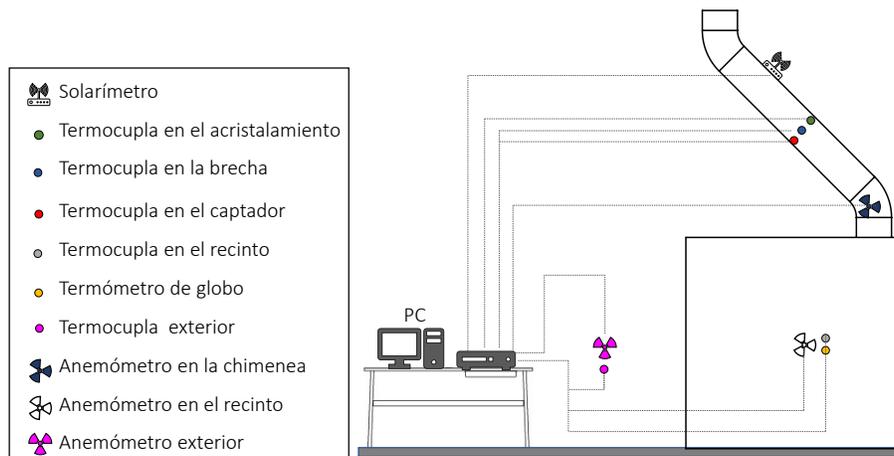
Figura 28

Colector solar de placa plana marca Chromagen



Sistema de adquisición de datos. El sistema de adquisición de datos implementado, mide y registra tres variables de interés: irradiancia solar, temperatura y velocidad del aire. La ubicación de cada sensor depende del impacto de la variable medida en términos de confort. Así pues, en el interior del recinto debe medirse temperatura y velocidad del aire; en el exterior del módulo de pruebas debe medirse temperatura ambiente y velocidad del viento exterior; en la chimenea debe medirse la temperatura del acristalamiento, la temperatura del aire en la brecha, la temperatura en el captador, la velocidad del aire inducido por la chimenea y la irradiancia solar incidente en el captador. La Figura 29 muestra el esquema del sistema de adquisición de datos.

Figura 29
Sistema de adquisición de datos



Solarímetro. Para el sistema de adquisición de datos se usó el solarímetro *TES-1333 Solar Power Meter*. Las especificaciones técnicas y el modelo de solarímetro se muestran en la Tabla 44 y la Figura 30, respectivamente.

Tabla 44

Especificaciones del solarímetro TES-1333 Solar Power Meter

Ítem	Parámetro	Especificaciones
1	Rango	2000 W/m ² - 634 Btu/h ft ²
2	Resolución	1 W/m ² - 1 Btu/h ft ²
3	Respuesta espectral	400 - 1100 nm
4	Precisión	±5%
5	Precisión angular	Coseno corregido ≤ 5% para ángulos ≤ 60°
6	Frecuencia de muestreo	Aproximadamente 0.4 segundos
7	Vida de batería	100 horas
8	Peso	Aproximadamente 165 g
9	Dimensiones	111 × 64 × 34 mm

Figura 30

Solarímetro TES-1333 Solar Power Meter



Sensor de temperatura. Para el sistema de adquisición de datos se usó el sensor de temperatura DS18B20, el cual tiene un rango de funcionamiento de -55°C a $+125^{\circ}\text{C}$. El DS18B20 se comunica a través de un bus que sólo requiere de una línea de datos y una línea de tierra para comunicarse con un microprocesador central. Además, permite que varios DS18B20 funcionen por el mismo bus de datos por lo que un único microprocesador puede controlar tantas unidades como se requiera. Su diseño simple y resistente a condiciones de humedad extrema lo hacen ideal

para aplicaciones de HVAC, sistemas de monitoreo de temperatura dentro de edificios, equipos o maquinaria y sistemas de control y monitoreo de procesos. Las especificaciones técnicas y el modelo del sensor de temperatura son mostrados en la Tabla 45 y la Figura 31 , respectivamente.

Tabla 45

Especificaciones del sensor de temperatura DS18B20

Ítem	Parámetro	Especificaciones
1	Rango	-55°C a +125°C
2	Resolución	9 - 12 bits
3	Precisión	≤ 5°C de -10°C a +85°C
4	Frecuencia de muestreo	Aproximadamente 750 ms

Figura 31

Sensor de temperatura DS18B20



Anemómetro. Para medir y registrar la velocidad del viento, se usó el anemómetro JL-FS2 de tres copas. Este sensor tiene una salida analógica que es proporcional a la velocidad del viento. Puede ser fácilmente acoplado con sensores de temperatura como el DS18B20, y/o con sensores de humedad como el DHT11. Las especificaciones técnicas y el modelo del anemómetro son mostrados en la Tabla 46 y la Figura 32, respectivamente.

Tabla 46

Especificaciones del anemómetro JL-FS2

Ítem	Parámetro	Especificaciones
1	Material	Aleación de aluminio
2	Modo de señal de salida	0 – 5V
3	Voltaje de alimentación	9 – 24 DC
4	Inicio de velocidad de viento	0.2 – 0.4 m/s
5	Resolución	0.1 m/s
6	Rango efectivo de medición	0 – 30 m/s
7	Error del sistema	±3 %

Figura 32

Anemómetro JL-FS2 de tres copas

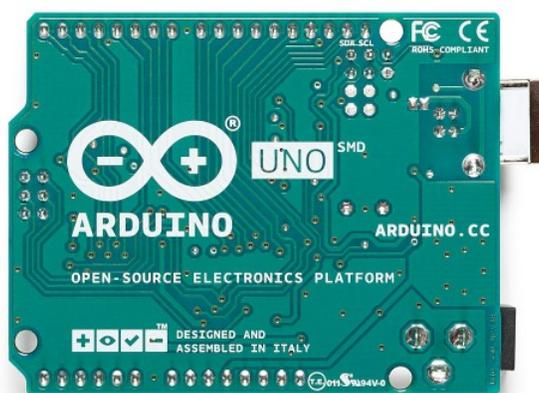
Microprocesador ARDUINO UNO. Arduino es una plataforma electrónica de código abierto, la cual está basada en hardware y software libre. La tarjeta ARDUINO UNO es una placa basada en microcontroladores ATMEL. Para el sistema de adquisición de datos se usó este microprocesador debido a que los sensores de temperatura DS18B20 y los anemómetros JL-FS2 son compatibles y fácilmente programables con el lenguaje Arduino. Las especificaciones técnicas y el modelo de la placa Arduino UNO son mostrados en la Tabla 47 y la Figura 33, respectivamente.

Tabla 47

Especificaciones de la placa Arduino UNO

Ítem	Parámetro	Especificaciones
1	Microcontrolador	ATmega328P
2	Voltaje de operación	5V
3	Voltaje de entrada recomendado	7 – 12 V
4	Voltaje de entrada límite	6 – 20 V
5	Pines digitales	14 (de los cuales 6 son salidas PWM)
6	Pines PWM	6
7	Corriente DC por pin	50 mA
8	Corriente DC para el pin de 3.3V	50 mA
9	Memoria Flash	32 KB (ATmega328P)
10	Longitud	68.6 mm
11	Ancho	53.4 mm
12	Peso	25 g

Figura 33

Tarjeta Arduino UNO

Módulo de pruebas. El ensamble final del prototipo de recinto con chimenea solar se presenta en la Figura 34.

Gráficos de variables mediadas con el SAD. Las pruebas de validación se realizaron entre el 13 de Febrero y el 23 de Febrero de 2021, con registro de datos de 9:00AM a 3:00 PM. El con-

Figura 34
Ensamble y armado del módulo de pruebas



junto de datos registrados mediante el sistema de adquisición de datos, así como los códigos utilizados (código de arduino para programar tarjeta ARDUINO UNO, y código Python para establecer comunicación serial entre ARDUINO y computador) se pueden descargar libremente en el siguiente enlace: <https://drive.google.com/file/d/1d06oK37gI56CHnDeXdqGYyhR7uT-1d0F/view?usp=sharing>. La Figura 35 presenta la comparación entre la velocidad del aire en la chimenea y la velocidad del aire en el recinto, obtenida experimentalmente para las condiciones descritas en el Capítulo 3.7. La Figura 36 presenta el efecto potenciador de la chimenea solar al graficar la velocidad del aire en el recinto con una chimenea solar acoplada y sin chimenea solar (sólo ventilación cruzada).

Apéndice F. Inversión económica

El presupuesto de inversión económica para la implementación de chimeneas solares como una estrategia de confort, se proyectó para un recinto de 27 m^3 . En la Tabla 48 se muestra el presupuesto mencionado, el cual omite costos de transporte, almacenamiento y mano de obra porque

Figura 35
Prueba del 21 de Febrero de 2021. Velocidad del aire e irradiancia solar

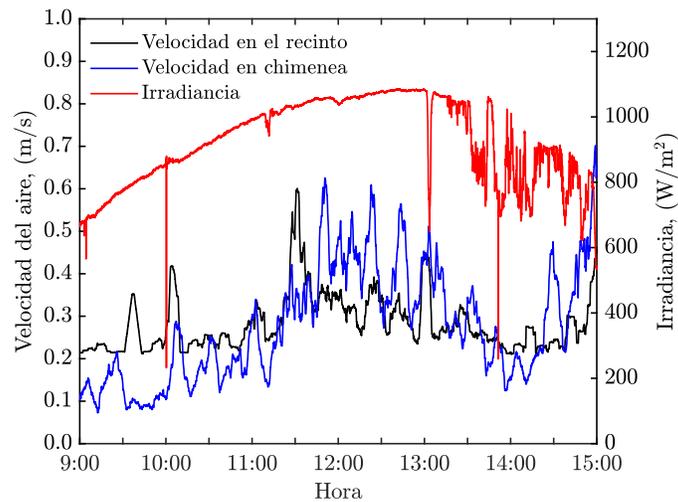
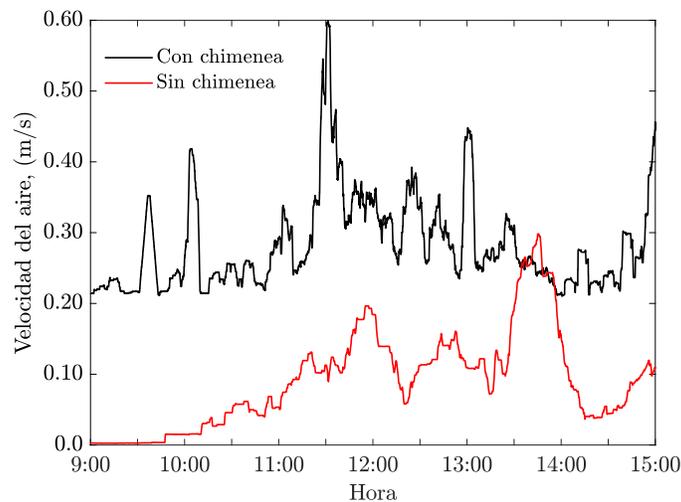


Figura 36
Efecto de la chimenea solar en la velocidad del aire del recinto



se espera que la chimenea solar se proyecte junto con el recinto, y no posterior a este. Como referencia se comparó el costo de la chimenea solar con el costo del proyecto de construcción de una vivienda de interés social rural en Colombia DNP-Colombia (2019). Una unidad de vivienda de interés social rural tiene un costo de 9812.16 USD (35'270,804.00 COP), por lo cual, adicionar el costo de la chimenea solar (634 USD) supondría un incremento del 6.46% en el presupuesto total del proyecto.

Tabla 48

Presupuesto de chimenea solar para proporcionar ventilación natural a un recinto de 27 m³

Ítem	Cantidad	Descripción	Valor unitario (USD)	Valor total (USD)
1	6	1m ² galvanizada calibre 20	11.13	66.77
2	1	Estructura de soporte	20.00	20.00
3	4	1m ² aluminio 1mm	83.46	333.83
4	2	Recubrimiento selectivo	47.97	95.94
5	4	1m ² vidrio templado	16.69	66.77
6	4	1m ² aislante térmico de poliuretano	5.56	22.26
7	1	Tornillería	27.82	27.82
			TOTAL	633.38

Nota: Colombia, 3595 COP/1 USD - Junio de 2021.