

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**  
**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la**  
**Producción**

Diseño de una cámara climática para estudios de confort térmico

**PROYECTO INTEGRADOR**

Previo la obtención del Título de:

**Ingeniero Mecánico**

Presentado por:

Gabriel Alejandro Guevara Martínez

Lenin Arturo Caicedo Zumba

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2019

# DEDICATORIA

A todas las personas que me  
brindaron su ayuda incondicional  
durante mis años en la universidad.

**Lenin Arturo Caicedo Zumba**

## **AGRADECIMIENTO**

A mi madre y familia que siempre estuvieron ahí cuando más los necesité, a mis profesores y compañeros que a futuro serán mis colegas los cuales me enseñaron a ser responsable y valorar lo que logré con tanto esfuerzo.

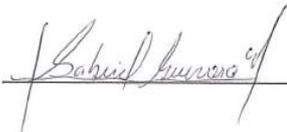
**Lenin Arturo Caicedo Zumba**

Agradezco a todos los profesores a lo largo de mi carrera quienes me enseñaron que el aprendizaje es constante y que comienza por voluntad propia. Al PhD Guillermo Soriano por siempre poder contar con su ayuda, a todas las personas que conforman el CERA y a mi familia que siempre estuvo animándome.

**Gabriel Alejandro Guevara Martínez**

## DECLARACIÓN EXPRESA

“Los derechos de titularidad y explotación, nos corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; Gabriel Alejandro Guevara Martínez y Lenin Arturo Caicedo Zumba damos nuestro consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual”



---

Gabriel Guevara Martínez



---

Lenin Caicedo Zumba

# EVALUADORES



**Guillermo Soriano, PhD**

PROFESOR TUTOR



---

**Ángel Ramírez, PhD**

PROFESOR COORDINADOR

## RESUMEN

Los estudios de confort térmico tienen como finalidad la reducción del consumo de energía eléctrica destinado a los sistemas de climatización de edificios que proporcionan las condiciones térmicas del ambiente donde un grupo de personas desempeña una actividad. Los principales factores ambientales que influyen en el rendimiento de las personas son: la temperatura de bulbo seco, la temperatura media radiante, la humedad relativa y la velocidad del viento. Adicionalmente se toma en cuenta la actividad de las personas (metabolismo) y la vestimenta que usualmente se utiliza. Este trabajo desarrolla el diseño térmico de una cámara climática, un espacio cerrado similar a una oficina o un salón de clases donde se controlan los factores externos que puedan afectar las condiciones ambientales que se quieren recrear. Primero para el control de temperatura de las paredes se propuso el uso de unas mantas o mallas eléctricas para controlar la temperatura de las superficies de las paredes, luego un equipo de climatización central para distribuir de forma uniforme el aire frío o caliente a través de los difusores ubicados en el techo y la humidificación es realizada mediante vapor caliente por electrodos. Se construyó un equipo de medición de temperatura, humedad y velocidad de viento de bajo costo que servirá para aplicar los métodos predictivos para determinar el índice de confort térmico en las personas con base a una normativa técnica pertinente. Con el aire de suministro a 15°C, se encontró que la temperatura media dentro de la cámara fue de 22°C mientras la pared radiante estaba operando a su máxima temperatura solicitada de 30°C. Las simulaciones del cuarto muestran que utilizando una velocidad del viento en la salida del difusor de 2 m/s se atenúa a medida que se acerca a las paredes llegando a los 0.2 m/s. La estación de sensores de monitoreo tuvo un precio menor a \$70 utilizando sensores que pudieran acercarse a las especificaciones recomendadas para estudios de campo.

**Palabras clave:** Confort térmico, tropical, cámara climática, pared radiante.

## **ABSTRACT**

*Thermal comfort studies aim is to how people respond to environment thermal conditions while they perform an activity. The main environmental factors that influence people's performance are the dry bulb temperature, the average radiant surface temperature, the relative humidity and the wind speed. Also taking account the activity of people (metabolism) and the cloth insulation. This work develops the thermal design of a climatic chamber, an enclosed space similar to an office or a classroom where external factors that can affect the environmental conditions that need to be recreate are controlled. First, the use of radiant heat electric mats was proposed to control the temperature of the wall surfaces, then a central air conditioning unit to distribute cold or hot air evenly through the diffusers located on the ceiling. An electrode humidifier was selected as hot steam mixes better in the air. A low-cost temperature, humidity and wind speed measurement equipment was built to record those parameters and then apply predictive methods to determine the thermal comfort index in people based on relevant technical regulations. The common supply air temperature is 15°C so the average temperature inside the chamber was found to be 22°C while the radiant wall was operating at its maximum at the requested temperature of 30°C. The simulation of the room shows that from a 2 m/s input velocity it attenuates as it approaches the walls reaching 0.2 m/s. The monitoring sensor station cost was less than \$70 using sensors that could approach the recommended specifications for field studies.*

**Key words:** *Thermal comfort, tropics, climatic chamber, Radiant wall.*

# INDICE GENERAL

RESUMEN .....	I
ABSTRACT .....	II
INDICE GENERAL .....	III
ABREVIATURAS .....	V
SIMBOLOGÍA.....	VI
ÍNDICE DE FIGURAS.....	VIII
ÍNDICE DE TABLAS.....	IX
CAPÍTULO 1.....	1
1. Introducción.....	1
1.1 Definición del Problema.....	1
1.2 Justificación del proyecto .....	1
1.3 Objetivos .....	2
1.3.1 Objetivo General.....	2
1.3.2 Objetivos Específicos.....	2
1.4 Marco teórico .....	2
1.4.1 Medición de confort térmico .....	4
1.4.2 Instrumentos de medición .....	9
1.4.3 Rangos de operación y precisión de instrumentos.....	11
CAPÍTULO 2.....	12
2. Metodología .....	12
2.1 Requerimientos de diseño .....	12
2.2 Alternativas de solución.....	13
2.2.1 Sistema de climatización .....	13
2.2.2 Pared radiante .....	13
2.2.3 Equipo de adquisición de datos .....	14
2.3 Selección de la mejor opción .....	14
2.3.1 Matriz de decisión.....	14
2.4 Diseño conceptual .....	18
2.5 Análisis térmico .....	19
2.5.1 Pared radiante .....	20
2.5.2 Sistema de climatización.....	24
2.5.3 Estación de sensores para monitoreo de confort térmico.....	31
CAPÍTULO 3.....	34
3. RESULTADOS Y ANÁLISIS .....	34

3.1	Resultados de cargas térmicas .....	34
3.2	Resultados de ductos de aire .....	35
3.3	Resultados de la pared radiante.....	36
3.4	Resultados de simulación .....	36
3.5	Construcción de la estación de monitoreo .....	39
3.6	Análisis de costo .....	40
3.6.1	Costo de equipos de climatización .....	40
3.6.2	Costo de calefacción en paredes .....	40
3.6.3	Costo de estación de monitoreo .....	41
CAPITULO 4.....		43
4.	CONCLUSIONES Y RECOMENEDACIONES .....	43
4.1	Conclusiones .....	43
4.2	Recomendaciones .....	44
BIBLIOGRAFÍA .....		45
APÉNDICES .....		47

## ABREVIATURAS

HVAC	Heating Ventilating Air Conditioning.
ISO	Organización internacional de normalización
EN	Normativa Europea
CBE	Centro para el entorno de la construcción
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
MRUM	Metabolic Research Unit Maastricht.
LOBSTER	Laboratorio para investigación de comportamiento, Satisfacción, Confort Térmico y Ambiental
PMV	Voto Medio estimado.
PPD	Porcentaje estimado de insatisfechos
RTD	Detector de temperatura resistivo

## SIMBOLOGÍA

$W$	Watt
$m$	Metro
$mm$	Milímetro
$Kg$	Kilogramo
$^{\circ}C$	Grados Celsius
$T$	Temperatura
$T_{rm}$	Temperatura media radiante
$T_g$	Temperatura de globo
$Clo$	Índice de indumento
$K$	Kelvin
$\rho$	Densidad
$m$	Masa
$\beta$	Coefficiente de expansión volumétrica
$\epsilon$	Emisividad
$\nu$	Viscosidad cinemática
$Pr$	Número de Prandtl
$Ra$	Número de Rayleigh
$Nu$	Número de Nusselt
$h_{conv}$	Coefficiente de convección
$h_{rad}$	Coefficiente de radiación
$V_a$	Velocidad del aire medida
$\alpha$	Difusividad térmica.
$\omega$	Humedad específica del aire
$Q_{sp}$	Carga de enfriamiento sensible
$Q_{lp}$	Carga de enfriamiento latente
$A_{cf}$	Área del piso por climatizar
$N_{oc}$	Número de ocupantes
$\dot{m}$	Flujo másico
$h_w$	Entalpia del agua líquida saturada
$\dot{W}$	Potencia

IAC	Coeficiente de atenuación interior de fenestración con parcialmente sombra cerrada
$F_{cl}$	Fracción de sombra cerrada
$IAC_{cl}$	Coeficiente de atenuación interior de configuración completamente cerrada
$Q_{fen}$	Carga de enfriamiento por fenestración
$A$	Área de fenestración
$CF_{fen}$	Factor de enfriamiento de superficie
$U$	Factor-U de calefacción de fenestración
$\Delta t$	Diferencia de temperatura de diseño para enfriamiento
PXI	Irradiancia exterior máxima,
SHGC	Coeficiente de ganancia de calor solar NFRC nominal o estimado de fenestración
$FF_s$	Factor de carga solar de fenestración

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Escala de siete puntos de sensación térmica .....	5
Figura 2.1 Diagrama del espacio designado para la cámara climática .....	18
Figura 2.2 Ubicación de paredes radiantes, recolección de datos .....	19
Figura 2.3 Proceso de diseño para la pared radiante .....	20
Figura 2.4 Configuración de una pared radiante .....	21
Figura 2.5 Esquema de resistencias del aire y radiación .....	22
Figura 2.6 Flujo de calor a través de la Gypsum en el espacio .....	23
Figura 2.7 Flujo de calor en toda la sección transversal de la pared.....	23
Figura 2.8 Proceso de diseño del espacio interior .....	24
Figura 2.9 Orientación de Ductos .....	30
Figura 2.10 Proceso de diseño el equipo de adquisición de datos.....	31
Figura 2.11 Carcasa de la estación de sensores de monitoreo .....	33
Figura 3.1 Ductos de suministro y retorno de la cámara.....	36
Figura 3.2 Temperatura en la probeta plano xy .....	37
Figura 3.3 Flujo de calor en la probeta plano xy .....	37
Figura 3.4 Rejilla Difusora vista 3D.....	38
Figura 3.5 Líneas de corriente en la cámara climática vista 3D .....	38
Figura 3.6 Temperatura y Velocidad vista plano yz .....	39
Figura 3.7 Configuración de los sensores con la tarjeta Arduino .....	40

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Taza metabólicas de varias actividades.....	6
Tabla 1.2 Aislamiento por ropa.....	7
Tabla 1.3 Temperaturas máximas y mínimas para espacios según la categoría del edificio.....	8
Tabla 2.1 Requerimientos solicitados por el laboratorio.....	12
Tabla 2.2 Matriz de selección del sistema de aire acondicionado.....	14
Tabla 2.3 Matriz de decisión del equipo humidificador.....	15
Tabla 2.4 Matriz de decisión para la pared radiante .....	16
Tabla 2.5 Matriz de decisión para el sensor de temperatura y humedad .....	17
Tabla 2.6 Matriz de decisión para la placa.....	17
Tabla 2.7 Detalle de los materiales de la pared .....	25
Tabla 2.8 Área de cada superficie .....	26
Tabla 2.9 Procesos realizados por el equipo de climatización .....	29
Tabla 2.10 Componentes electrónicos .....	32
Tabla 3.1 Cargas térmicas.....	34
Tabla 3.2 Dimensión y pérdida de los ductos .....	35
Tabla 3.3 Costo de los elementos del equipo de climatización .....	40
Tabla 3.4 Costo de los elementos de la pared radiante .....	41
Tabla 3.5 Costo de los elementos de la estación de monitoreo .....	41

# CAPÍTULO 1

## 1. INTRODUCCIÓN

### 1.1 Definición del Problema

Los estudios de confort térmico se utilizan encuestas estandarizadas obtener las respuestas de un grupo de personas ante estímulos puntuales como temperatura del aire, de paredes, humedad y corrientes de viento. Estos estudios en situaciones reales no presentan condiciones estables de los parámetros ambientales, así como fisiológicos y psicológicos. La condición térmica en espacios cerrados como aulas y oficinas debe considerarse cuidadosamente debido a la influencia negativa que tiene un entorno térmico insatisfactorio en el rendimiento de un trabajo o en el aprendizaje, principalmente cuando existe una alta densidad de ocupantes. Para resolver esta problemática e identificar las configuraciones ideales se propone el diseño de forma y diseño térmico de una cámara de climatización, a su vez la construcción de una estación de sensores de monitoreo.

### 1.2 Justificación del proyecto

Los estándares vigentes de condiciones térmicas ocupacionales fueron desarrollados mediante estudios que se han llevado a cabo en cámaras climáticas en países de Europa y Estados Unidos donde el clima de esos lugares es templado. Para descartar posibles malas interpretaciones, el estudio en una cámara climática brinda la oportunidad de descartar algunas variables consideradas como la causa del sesgo del modelo predictivo en edificios de HVAC centralizados reales.

Estos estudios de confort tienen el potencial de ahorro de energía en sistemas de enfriamiento y mejorar el diseño de futuros edificios, además de mejorar el rendimiento de los ocupantes, la productividad y el bienestar.

## **1.3 Objetivos**

### **1.3.1 Objetivo General**

Diseñar cámara climática y un equipo de adquisición de datos que sirva para realizar estudios de confort térmico mediante la aplicación de principios de ingeniería.

### **1.3.2 Objetivos Específicos**

1. Definir las variables relevantes para estudios de confort térmico.
2. Diseñar un sistema de HVAC (cálculo de carga, selección de equipos, planos de distribución del aire, listado de equipos, materiales y presupuesto).
3. Diseñar un sistema de control de temperatura de la pared (forma, simulación, lista de equipos y presupuesto).
4. Diseñar y construir un prototipo portátil de adquisición de datos para estudios de confort térmico.

## **1.4 Marco teórico**

El confort térmico es un término que generalmente se considera como un estado deseable o positivo de una persona, según ASHRAE, una condición mental que expresa satisfacción con el ambiente térmico. Es decir, el punto de equilibrio entre las sensación psíquicas y fisiológicas del ser humano en su entorno inmediato, considerando el confort térmico como un estado mental que se involucran variables objetivas y subjetivas entre el cuerpo humano y su contexto [1]. Existen otras normas que especifican criterios de diseño de ambientes interiores para lograr confort térmico en edificios como EN15251 o ISO 7730. Por su parte, B. Givoni define el confort térmico como “la ausencia de irritación o malestar térmico” [7].

Por lo general, se tienen en cuenta dos aspectos importantes en este tipo de estudios de confort térmico salud y ahorro de energía. En términos de ahorro de energía, la configuración correcta de la temperatura interior para las regiones frías

y calientes influye en el uso de energía en los edificios [2]. Cuando las personas se sienten incómodas con su entorno térmico, existe la posibilidad de que la salud esté en riesgo, así como el rendimiento en cualquier trabajo, oficinas o aulas.

Es importante enfocarse en la condición térmica en las aulas principalmente debido a la alta densidad de ocupantes en ellas y debido a las influencias negativas que un ambiente térmico insatisfactorio tiene en el aprendizaje y la concentración [4].

Una cámara climática es un laboratorio especial en el cual las variables físicas como temperatura, humedad y velocidad del aire pueden controlarse [2]. Las ventajas y desventajas de desarrollar estudios de confort térmico en laboratorios (espacios controlados) en lugar de espacios cotidianos son muy conocidas. Una de esas es el poder controlar los parámetros ambientales que se necesiten evaluar, así como también el mantener esas condiciones durante algunas horas, pero por otra parte un estudio de campo tiene la ventaja en el cual las personas responden a condiciones reales de un ambiente que no representa condiciones de confort térmico [3].

Un estudio realizado Yang, Y et al. (2015) en una cámara climática tuvo como objetivo evaluar la validez de aplicar el voto medio pronosticado (PMV) en un ambiente con aire acondicionado en la región de Chongqing, China el cual presenta un clima cálido y húmedo. El análisis del estudio muestra que el PMV sobreestima la sensación térmica media de los ocupantes en el ambiente cálido ( $PMV > 0$ ) con un sesgo medio de 0.296 de acuerdo con las escalas de sensación térmica ASHRAE [9].

En temas de control del ambiente, el estudio de Chen X. et al (2016), menciona que, en los sistemas centralizado de aire acondicionado de los edificios los ocupantes no tienen muchas oportunidades de intervenir en su configuración. El estudio explora el beneficio de utilizar la retroalimentación de confort térmico de los ocupantes en el diseño del modelo de control predictivo basado en un nuevo modelo de sensación térmica dinámica. Este modelo basado en se evaluó en experimentos dentro de un cámara [10]. Los resultados experimentales demostraron que, al utilizar directamente los votos reales de sensación térmica de

los ocupantes como retroalimentación en el control en tiempo real, el modelo de control predictivo desarrollado por los autores permite mantener el confort térmico con un consumo de energía mucho menor.

Existen varias cámaras climáticas desarrolladas en varios países enfocadas en distintos parámetros relacionados realizando ensayos para investigaciones de calidad del ambiente interior (IEQ), entre ellas está el Centro para el entorno de la construcción, *Center for the Built Environment (CBE)* de la universidad de California en Berkeley tiene una cámara con un diseño de oficina real para experimentos de confort térmico y reproducción del efecto de diferentes sistemas de distribución de aire. En Alemania, en el instituto de tecnología de Karlsruhe se encuentra el Laboratorio para investigación de comportamiento, Satisfacción, Confort Térmico y Ambiental, *Laboratory for Occupant Behavior, Satisfaction, Thermal comfort and Environmental Research (LOBSTER)*; esta instalación alberga dos habitaciones tipo oficina con ventanas reales al exterior y que ofrece diferentes oportunidades de adaptación para los ocupantes, para estudiar las acciones de comportamiento. Existe una instalación con una variedad de cámaras para investigar experimentalmente la energía humana y el metabolismo. Este parámetro es muy relevante cuando se aplica métodos de confort térmico basados en un balance de energía enfocados en el cuerpo humano; este laboratorio es llamado Unidad de investigación metabólica de Maastricht, *Metabolic Research Unit Maastricht (MRUM)* en la universidad de Maastricht ubicada en los países bajos. Estos laboratorios tienen como meta tener más información sobre las respuestas de las personas no solo bajo distintas condiciones climatológicas, sino que también en distintos aspectos como iluminación, ruido, calidad del aire y materiales de fabricación de edificios para así registrar las acciones y crear una base de datos útil para futuros estándares de ocupación humana.

#### **1.4.1 Medición de confort térmico**

El voto medio predictivo (PMV) es un índice que predice la sensación térmica media. Es calculado basándose en un balance de energía enfocándose en el intercambio de calor del cuerpo humano dentro de un ambiente con aire acondicionado en estado estacionario. Este índice presenta un rango que va desde -3 a +3 para cubrir los rangos de sensación

térmica. Debido a que existen grandes variaciones, fisiológica y psicológicamente, de persona a persona, es difícil satisfacer a todos en un mismo espacio por lo tanto las condiciones ambientales requeridas para la comodidad no son las mismas para todos [20].

Existe un rango de aceptabilidad recomendado del entorno el cual expresa que el 90% de los individuos deberían sentirse conformes con su entorno térmico. Porcentaje predictivo de insatisfacción (PPD) es un índice que establece una predicción cuantitativa del porcentaje de personas insatisfechas térmicamente determinadas a partir de PMV.



**Figura 1.1 Escala de siete puntos de sensación térmica**

Fuente: Estándar 55 ASHRAE

Los factores que influyen principalmente en el confort térmico son la temperatura del aire, temperatura radiante media, velocidad del aire, humedad, aislamiento por ropa y tasa metabólica. La actividad que realicen las personas influye de igual manera como lo haría el ambiente donde se encuentra, por eso a mayor actividad del individuo mayor será la producción de calor mediante actividades aeróbicas y anaeróbicas dentro del cuerpo, en unidades net ( $1 \text{ met} = 58.2 \text{ W/m}^2$ ). El valor siempre es positivo porque el cuerpo siempre produce calor; en la superficie del cuerpo para una persona que descansa puede fluir  $45 \text{ W/m}^2$  a diferencia de  $500 \text{ W/m}^2$  para una persona que corre. La siguiente tabla presenta varias actividades y sus respectivas tasas en unidades met y  $\text{w/m}^2$ .

**Tabla 1.1 Taza metabólicas de varias actividades**

Actividad	Unidad [Met]	[W/m2]
<b>Descansar</b>		
Dormir	0,7	40
Sentado, quieto	1	60
De pie, relajado	1,2	70
<b>Caminar</b>		
0.9 m/s	2	115
1.2 m/s	2,6	150
1.8 m/s	3,8	220
<b>Actividades de oficina</b>		
Leer sentado	1	55
Escribir	1	60
Tippear	1,1	65
Presentación, sentado	1,2	70
Presentación, de pie	1,4	80
Levantar paquetes	2,1	120
<b>Misceláneo</b>		
Cocinar	1,6 a 2	95 a 115
Limpieza de hogar	2 a 3,4	115 a 220
Bailar	2,4 a 4,4	140 a 225
Calistenia/ejercitarse	3 a 4	175 a 235

Fuente: Estándar 55 ASHRAE

El conjunto de ropa de una persona influye en la pérdida de calor y, en consecuencia, en el equilibrio térmico. Las capas de ropa evitan la pérdida de calor y pueden ayudar a mantener a una persona caliente o provocar un

sobrecalentamiento. La unidad utilizada Clo se usa para expresar el aislamiento térmico proporcionado por prendas y conjuntos de ropa; 1 clo = 0.155 m<sup>2</sup> · °C/W (0.88 ft<sup>2</sup> · h · °F/Btu).

**Tabla 1.2 Aislamiento por ropa.**

		Clo
Ropa interior	Calzoncillos tipo bóxer	0.10
	Calzoncillos normales	0.03
	Camisetas sin mangas	0.04
	Camiseta de mangas cortas	0.09
	Bragas y sujetador	0.03
Camisas y abrigos	Mangas cortas	0.15
	Ligeras, mangas largas	0.20
	Normal, mangas largas	0.25
	Blusa ligera, mangas largas	0.15
	Abrigo liviano	0.20
	Abrigo intermedio	0.28
	Abrigo pesado	0.35
Pantalones y faldas	Pantalón corto	0.06
	Pantalón ligero	0.20
	Pantalón normal	0.25
	Falda larga	0.20
Varios	Calcetines	0.02
	Calcetines gruesos, tobilleros	0.05
	Calcetines gruesos, largos	0.10
	Medias nylon	0.03
	Zapatos (suela fina)	0.02
	Zapatos (suela gruesa)	0.04

Fuente: Estándar 55 ASHRAE

En el estándar EN 15251 existen temperaturas de aire máximas para diferentes espacios y estaciones del año.

**Tabla 1.3 Temperaturas máximas y mínimas para espacios según la categoría del edificio.**

Tipo de espacio/edificio	Categoría	Temperatura operativa [°C]	
		Valores mínimos para calefacción (invierno) 1,0 clo	Valores mínimos para enfriamiento (verano) 0,5 clo
Oficina simple Sedentario- 1.2 met	I	21,0	25,5
	II	20,0	26,0
	III	19,0	27,0
Oficina amplia Sedentario – 1.2 met	I	21,0	25,5
	II	20,0	26,0
	III	19,0	27,0
Salón de clase Sedentario – 1.2 met	I	21,0	25,5
	II	20,0	26,0
	III	19,0	27,0

I = Personas frágiles, recién nacidos y ancianos; II = Ambientes nuevos; III = Ambientes existentes

Fuente: Estándar EN 15251 Anexo A

La temperatura media radiante puede provocar incomodidad térmica causada por condiciones locales específicas, como una diferencia vertical de temperatura del aire entre los pies y la cabeza por asimetría radiante de superficies o por contacto con un piso frío o caliente. Esta temperatura radiante se puede calcular a partir de los valores medidos de la temperatura de bulbo seco, la temperatura de globo y la velocidad relativa del aire [11] registradas y mediante la siguiente ecuación:

$$T_{rm} = T_g + 1,9\sqrt{V_a} \cdot (T_g - T_{bs}) \quad (1.1)$$

Donde:

$T_{rm}$  es la temperatura radiante media medida en [°C]

$T_g$  es la temperatura de globo medida [°C]

$V_a$  es la velocidad del aire medida [m/s]

$T_{bs}$  es la temperatura de termómetro seco medida [°C]

La tasa de ventilación dependerá del número de personas y las actividades que se realicen. La velocidad del viento influye mucho en la sensación de confort tanto así que una persona podría sentirse satisfecho a una temperatura de 30° con una velocidad de viento considerable, por ejemplo, estar frente a un ventilador en un día caluroso.

Además de una estimación de la sensación térmica también se realizan preguntas a las personas para conocer las reacciones reales que tienen con el ambiente que ocupan. Tanto la ASHRAE 55, ISO 10551 y CIBSE A: Environmental Design tienen cuestionarios estandarizados para confort térmico donde las se intenta averiguar el confort, aceptabilidad, preferencia y sensación térmica de los encuestados.

#### **1.4.2 Instrumentos de medición**

Termómetros

Termocupla: Este instrumento se utiliza para la medición de la temperatura cuyo funcionamiento consiste en la unión de dos metales distintos que producen una diferencia de potencial en el rango de los mil voltios en función de la temperatura de los extremos.

Detector de temperatura resistivo (RTD): Consiste en un tipo de elemento resistivo que es expuesto a la temperatura de medición. La temperatura es expresada como el cambio de la resistencia del elemento. Es capaz de una mayor precisión y puede mantener la estabilidad durante muchos años. [8]

Termistor: Un elemento semiconductor el cual su resistencia es muy sensible a los cambios de temperatura. Los termistores de coeficiente temperatura positiva aumentan su resistencia a la vez que la temperatura, mientras que los de coeficiente negativo sirven para mediciones de temperatura bajo el cero Celsius [8].

Higrómetro

Este instrumento se utiliza para medir la humedad presente en el ambiente. Las propiedades físicas del material utilizado cambian por el efecto de la humedad y este principio se utiliza en higrómetros para la medición.

#### Higrómetro resistivo

Este tipo de higrómetro tiene una película conductora que está formada por cloruro de litio y el carbono. La película conductora se coloca entre los electrodos metálicos. La resistencia de la película conductora varía con el cambio en el valor de la humedad presente en el aire circundante.

La humedad que absorbe el polímero conductor, sal o sustrato dependerá de la humedad relativa. Si la humedad relativa es alta, el componente absorberá más humedad y su resistencia disminuirá [6]. El tiempo de respuesta para la mayoría de los sensores resistivos varía de 10 a 30 s para un cambio de paso del 63%.

#### Anemómetros

Anemómetros térmicos: este tipo de instrumentos mide la velocidad basado en la relación de transferencia de calor convectivo de objetos calientes. Entre los instrumentos comunes están los anemómetros de hilo caliente y anemómetros de películas calientes. Los materiales del cual está hecho los filamentos bien pueden ser de platino, níquel o varias aleaciones. Hoy en día se usan aleaciones de platino con 20 de iridio, 10 de rodio y tungsteno el cual le brinda la resistencia mecánica, alta resistencia térmica y una alta temperatura de fusión, pero se oxida a los 350°C [5].

Anemómetros mecánicos: toma ventaja de las fuerzas y momentos que una corriente en movimiento aplica o inmersa en el objeto. Ejemplos de estos instrumentos son los del tipo copa, vena y de aspas. Un torque neto es generado por un flujo en planos normales al eje que sostiene las copas, como resultado de un alto arrastre en la parte cóncava comparado con la convexa. La velocidad se determina con la velocidad angular el radio promedio de las copas y un coeficiente empírico con valor de 0.3

### 1.4.3 Rangos de operación y precisión de instrumentos

Según la norma ISO 7726, Ergonomía de los ambientes térmicos. Instrumentos de medida de las magnitudes físicas, existen rangos recomendados de medición y precisión para registrar la temperatura, humedad y velocidad de viento acorde a un ambiente moderado para alcanzar condiciones de confort. Cuando el ambiente es demasiado heterogéneo, las cantidades físicas se medirán en varios lugares en o alrededor del sujeto y se tomarán en cuenta los resultados parciales obtenidos para determinar el valor medio de las cantidades a considerar al evaluar la comodidad o el estrés térmico.

**Tabla 1.4 Valores recomendados de medición y precisión para estudios de confort térmico.**

	<b>Rango</b>	<b>Precisión</b>
Temperatura de bulbo seco	$10^{\circ}C$ a $40^{\circ}C$	$\pm 0,3^{\circ}C$ a $\pm 0,5^{\circ}C$
Humedad relativa	$60^{\circ}C$ a $95^{\circ}C$	$\pm 5\%$
Temperatura de globo	$10^{\circ}C$ a $40^{\circ}C$	$\pm 0,3^{\circ}C$ a $\pm 0,5^{\circ}C$
Velocidad del aire	$0,05$ a $1$ m/s	$\pm 0,02$ a $\pm 0,05$ m/s

Fuente: Estándar ISO 7726

# CAPÍTULO 2

## 2. METODOLOGÍA

El diseño de la cámara climática debe ser capaz de proporcionarlas condiciones ambientales que un investigador necesite evaluar, entre los más comunes son la temperatura de bulbo seco, temperatura media radiante, humedad relativa y velocidad del aire.

Para cumplir la configuración propuesta en la cámara, es necesario:

- Un sistema de climatización que caliente y enfríe el ambiente buscando que esta sea homogénea en el volumen de la cámara evitando estratificación y un equipo humidificador.
- Control de temperatura superficial interna de las paredes de la envolvente de la cámara climática propuesta.
- Medición de condiciones físicas dentro de la cámara climática propuesta con base en normativa técnica pertinente.

### 2.1 Requerimientos de diseño

El diseño de la cámara climática comprende de las siguientes características mencionadas en la tabla 2.1.

**Tabla 2.1 Requerimientos solicitados por el laboratorio**

Espacio controlado	Concepto: Sala de estudio Dimensiones: $(5.5 \times 4.4 \times 2.5)m^3$ ; Ancho/Largo/Alto Ocupantes: 4 personas máximo.
Sistema de aire acondicionado	Velocidad del aire en el ambiente: 0.2 m/s Rango de temperatura: 20°C a 35°C
Humidificación	Rango de 50% a 90%
Pared radiante	Temperatura máxima de la superficie: 30°C

Equipo de adquisición de datos	Medición de parámetros físicos de confort térmico. Temperatura del aire: 10°C a 40°C Humedad relativa: 50% a 95% Temperatura de globo: 10°C a 40°C Velocidad del aire: 0.05 a 1 m/s
--------------------------------	---

Fuente: Elaboración propia.

## 2.2 Alternativas de solución

### 2.2.1 Sistema de climatización

Debido a que la zona por climatizar se aproxima al tamaño de una habitación y que el rango de temperatura no es difícil de lograr, la distribución del aire de suministro implica un factor importante en la homogenización de la temperatura en el ambiente.

Primera alternativa: Sistema de aire acondicionado central con equipo de humidificación instalado en el ducto de suministro de aire. Tanto el compresor del aire como el humidificador estarán conectados a controladores con sensor incorporado.

Segunda alternativa: Sistema de aire acondicionado central con equipo externo de humidificación. Tanto el compresor del aire como el humidificador estarán conectados a controladores con sensor incorporado.

### 2.2.2 Pared radiante

Se tomará en consideración la masa térmica de la pared el cual le da la capacidad de absorber y almacenar energía térmica para después liberarlo como calor radiante. Ya que se busca calentar la superficie interna de la pared, un material que absorba mucho calor perjudicaría el proceso; materiales comunes para construir paredes como concreto, piedra y ladrillo al ser materiales con alta densidad y calor específico no se tomarán en cuenta. En lugar de eso la pared se basará en la típica estructura de madera con aislantes y placas de yeso que se utiliza en los hogares de estados unidos. El sistema que calentará las paredes se decidirá entre un serpentín de agua caliente frente a un calentador eléctrico con control de temperatura.

Primera alternativa: Calefacción desde tubos PEX (Polietileno reticulado) por el que circula agua caliente procedente de un calentador eléctrico.

Segunda alternativa: Calefacción radiante mediante un arreglo de resistencias eléctricas flexibles acopladas a una malla.

### 2.2.3 Equipo de adquisición de datos

Primera alternativa: Configuración de equipos de medición de temperatura del aire, temperatura de globo, velocidad del aire y humedad típicos del mercado y conectarlos a un *datalogger* para no prescindir de la memoria interna de los equipos.

Segunda alternativa: Equipo desarrollado con sensores de bajo costo que miden los parámetros físicos como temperatura del aire, temperatura de globo, velocidad del aire y humedad instalados en una tarjeta Arduino. Los datos se visualizarán en la consola y serán almacenados en un archivo de .txt o .csv.

## 2.3 Selección de la mejor opción

### 2.3.1 Matriz de decisión

**Tabla 2.2 Matriz de selección del sistema de aire acondicionado**

	<b>Peso</b>	<b>Split pared</b>	<b>Tipo paquete</b>
Homogeneidad del aire frío	2	3	5
Renovación de aire	1	2	4
Capacidad para implementar cambios dentro del sistema	1.5	1	3
<b>Total</b>		<b>10</b>	<b>18</b>
Escala de valoración. Muy bajo 1, bajo 2, normal 3, alto 4 y muy alto 5			

Fuente: Elaboración propia.

La mejor opción en cuanto climatización del espacio asignado para ensayos de confort térmico es la alternativa 2, la instalación de un equipo de aire acondicionado central tipo paquete distribuyendo el aire de suministro por ductos rígidos y flexibles, se tomará en cuenta la renovación de aire de acuerdo con el número de personas y la actividad que se realizan en el espacio. La temperatura interior máxima que se planea alcanzar es de 35°C; con el uso una resistencia eléctrica para calentar el aire es suficiente considerando una opción fácil de implementar.

**Tabla 2.3 Matriz de decisión del equipo humidificador**

	Peso	Humidificador de vapor por electrodos.	Humidificador ultrasónico	Paneles Húmedos
No necesita aire caliente	2	5	2	3
Capacidad para usar agua de grifo	1	4	2	2
Poca necesidad de accesorios y equipos adicionales	1.5	4	4	3
Poco Mantenimiento	0.5	3	4	2
Total		21.5	14	13.5
Escala de valoración. Muy bajo 1, bajo 2, normal 3, alto 4 y muy alto 5				

Fuente: Elaboración propia.

El equipo de humidificación deberá ser exterior y generará vapor caliente a diferencia de los otros que el agua se evapora mediante impulsión de aire. Además, se planea controlarlo por un sensor de humedad localizado en el espacio de pruebas. Ya que los rangos de humedad relativa son a partir del 50% un deshumidificador portátil es suficiente para asegurar ese nivel mínimo de humedad.

La elección del sistema para simular un efecto radiante en la pared se la realizó mediante los siguientes criterios con una matriz de decisión.

**Tabla 2.4 Matriz de decisión para la pared radiante**

	<b>Peso</b>	<b>Calefacción por agua caliente</b>	<b>Calefacción eléctrica</b>
Pocos accesorios y equipos adicionales	2.5	2	4
Poco mantenimiento	2	1	3
Capacidad para controlar cada circuito (tramos)	3.5	4	4
<b>Total</b>		21	30
Escala de valoración. Muy bajo 1, bajo 2, normal 3, alto 4 y muy alto 5			

Fuente: Elaboración propia.

Los calentadores eléctricos son ideales para espacios pequeños por su fácil instalación y pocos elementos necesarios para su funcionamiento a diferencia de las tuberías con agua ya que necesitan un calentador, una bomba, llaves de paso y un tanque de expansión. El uso de calefacción por tuberías es la más recomendable en hogares porque el consumo a mayores áreas es menor comparado con las almohadillas eléctricas. Además, en hogares se recomienda prescindir del uso resistencia ya que si se perfora la pared con la intención de colgar cualquier decoración puede dañar el dispositivo. Por lo tanto, la opción de calefacción con resistencias eléctricas es la elegida debido las condiciones de operación en la cámara climática.

## Equipo de adquisición de datos

**Tabla 2.5 Matriz de decisión para el sensor de temperatura y humedad**

<b>Sensor de Temperatura y Humedad</b>				
	Precisión (0.4)	Rango de medición (0.4)	Tiempo de censado (0.2)	Total
<b>DTH11</b>	3	2	5	3
<b>DTH22</b>	5	4	2	4
Escala de valoración Muy Bajo 1, Bajo 2, Normal 3, Aceptable 4, Muy Aceptable 5.				

Fuente: Elaboración propia.

**Tabla 2.6 Matriz de decisión para la placa**

<b>Placa que se usara para el sistema de adquisición de datos</b>		
<b>Tipo de placa</b>	Arduino	Rapsberry Pi 3
<b>Procesador (0.4)</b>	5	4
<b>Capacidad de respuesta (0.3)</b>	5	3
<b>Rango de temperatura de trabajo (0.2)</b>	5	5
<b>Programabilidad (0.1)</b>	5	5
<b>Total</b>	<b>5</b>	<b>4</b>
Escala de valoración Muy Bajo 1, Bajo 2, Normal 3, Aceptable 4, Muy Aceptable 5.		

Fuente: Elaboración propia.

La opción escogida será la alternativa 2 la cual implica el desarrollo del equipo usando una placa Arduino. Esto se debe a que los componentes que se eligieron cuentan con las siguientes características, fácil programación, capacidad de respuesta y un rango de temperatura que no afectara el desempeño del equipo. Se seleccionó anemómetro de hilo caliente en lugar del anemómetro de aspas, esta elección se da por los rangos de velocidad que están entre 0.1 m/s a 0.2 m/s, donde el anemómetro de hilo es perfecto para trabajar a esas velocidades tan bajas.

Para los sensores de temperatura y humedad por la compatibilidad con la placa Arduino se eligió el sensor DTH22 en comparación con el sensor DTH11 que tiene una menor precisión. La selección del sensor de la temperatura de globo se trabajará con un sensor DS18B20 el solo se encargará de medir la temperatura con una precisión de  $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ .

## 2.4 Diseño conceptual

Se espera llevar a cabo estudios de confort térmico en un espacio de 5.5 m x 4.4m x 2.5m (Ancho/Largo/Alto). La figura 2.1 muestra el diagrama de los dos espacios climatizados y una sala previa. Las paredes de la zona climatizada estarán formadas por varios materiales comúnmente utilizados en paredes con marcos de madera como los son la lana mineral para garantizar que el entorno interno no se viera afectado por el entorno externo y planchas de yeso; este último es para el acabado exterior e interior. Adicionalmente se agregarán planchas de cemento reforzado con fibra de vidrio el cual tiene un núcleo de polietileno extruido utilizados comúnmente en aislamiento para sistemas de calefacción de superficies.

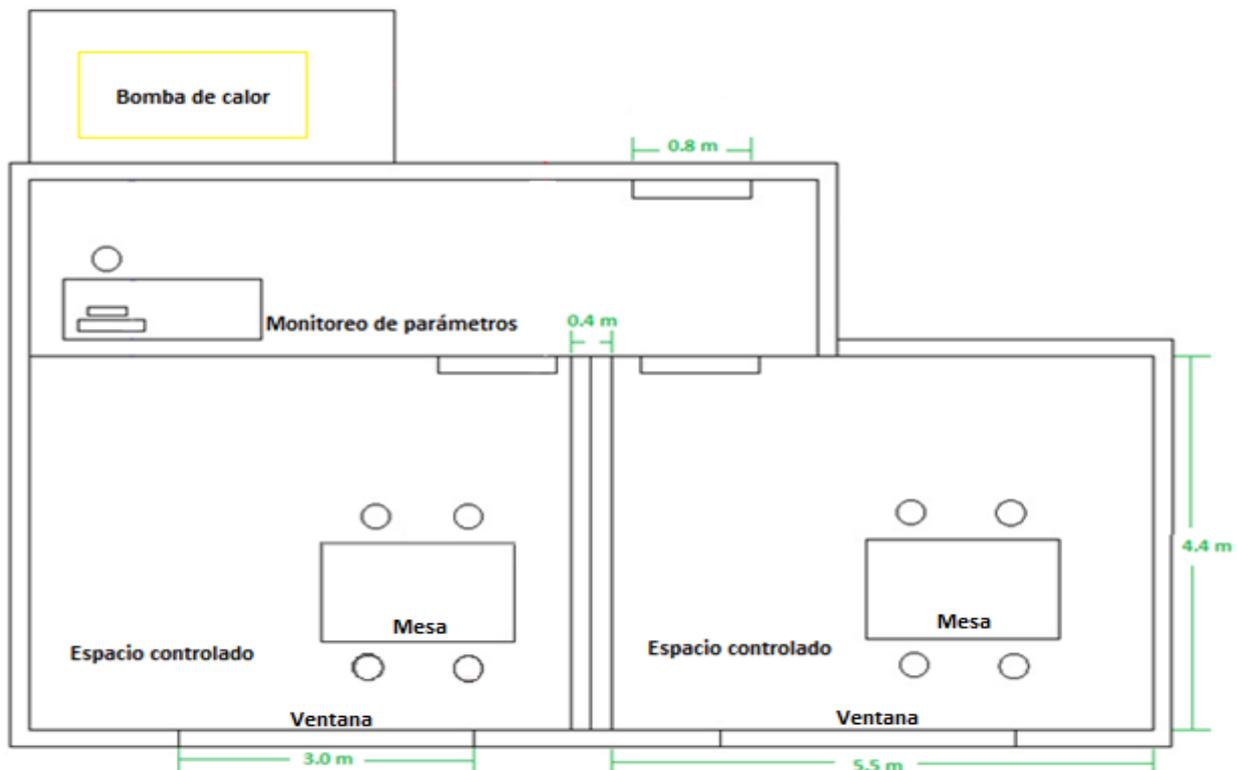


Figura 2.1 Diagrama del espacio diseñado para la cámara climática

Fuente: Elaboración propia.

El ambiente térmico uniforme se crea al ingresar el aire acondicionado en la habitación a través de difusores por del techo y sale por rejillas de retorno en la parte baja de una pared. La temperatura ambiente es ajustable en el rango de 20°C a 35°C y la humedad relativa de 50% a 90%. La cantidad de agua que se aporta se obtiene ajustando la potencia de entrada del humidificador de vapor mientras que el equipo de climatización se encarga de deshumidificar. La sala previa solo es usada por los evaluadores quienes prepararan los experimentos y explicaran los asuntos importantes con respecto al estudio. Por lo tanto, la temperatura y la humedad no se controlan ahí.

## 2.5 Análisis térmico

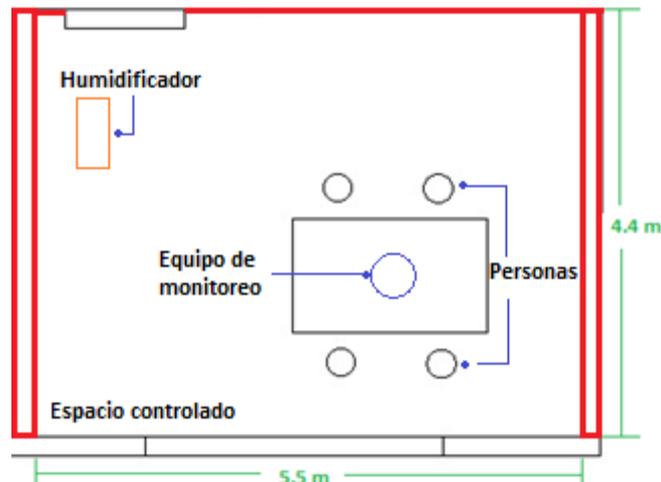
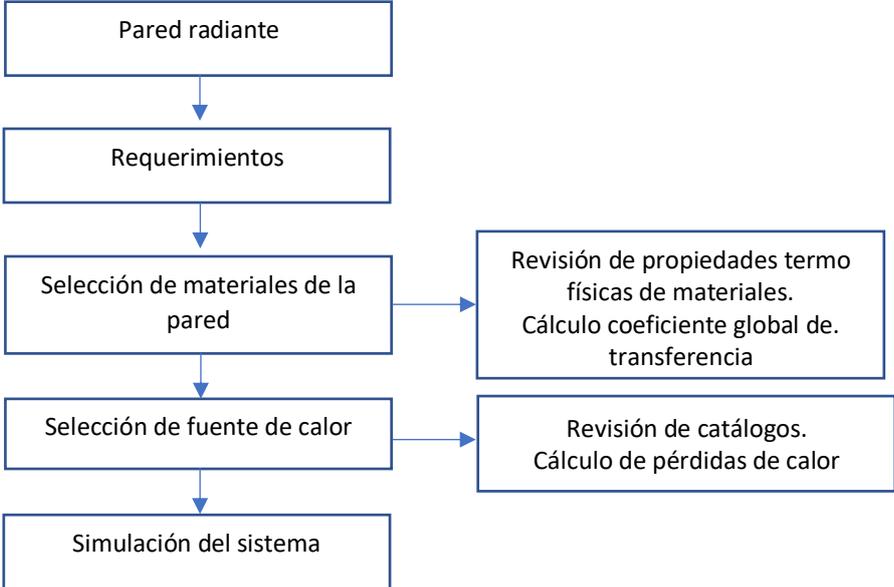


Figura 2.2 Ubicación de paredes radiantes, recolección de datos

Fuente: Elaboración propia.

Se utilizó el siguiente esquema para el proceso de diseño de la pared radiante

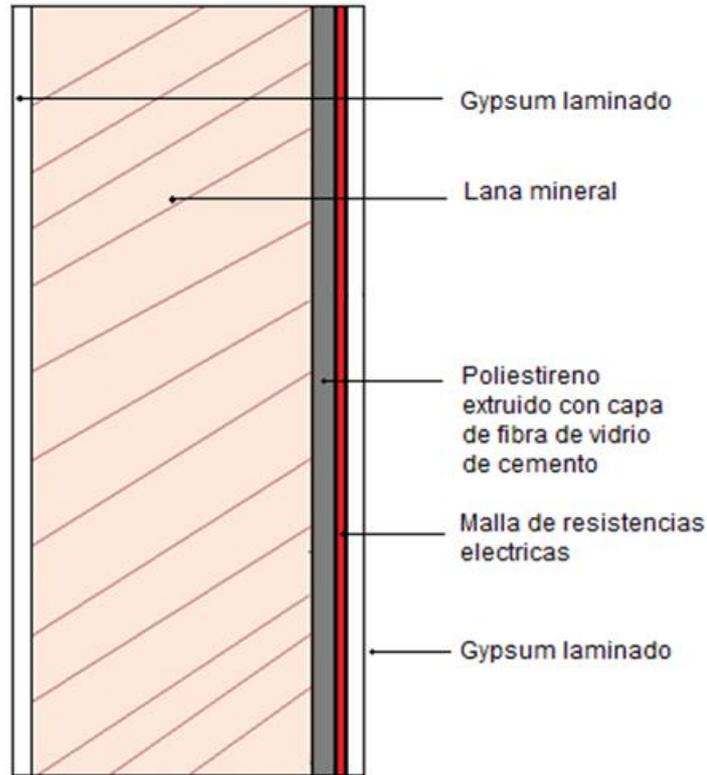


**Figura 2.3 Proceso de diseño para la pared radiante**

Fuente: Elaboración propia.

### 2.5.1 Pared radiante

La Figura 2.4 representa la configuración de la pared en donde se aplicaron las mallas resistencias eléctricas para producir un efecto de calor radiante en la pared. No es necesario cubrir toda el área debido a las recomendaciones de instalación.



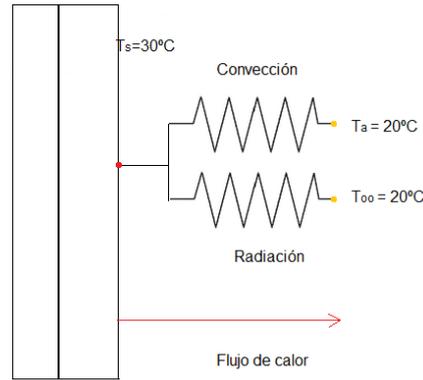
**Figura 2.4 Configuración de una pared radiante**

Fuente: Elaboración propia.

Los cálculos de flujos de calor por unidad de área a través de la pared hacia dentro y fuera del recinto aportado por la resistencia eléctrica se tomarán en cuenta. Teniendo las condiciones de temperatura del aire y de los alrededores a 20°C y que la pared debe alcanzar los 30°C la ecuación de transferencia se describe de la siguiente manera.

$$Q''_{in} = Q''_{out} \quad (2.1)$$

$$Q''_w = q''_{conv} + q''_{rad} = h_{conv} \cdot (T_s - T_a) + h_{rad}(T_s - T_\infty) \quad (2.1.1)$$



**Figura 2.5 Esquema de resistencias del aire y radiación**

Fuente: Elaboración propia.

Convección:

$$h_{conv} = \frac{Nu \cdot k}{L} \quad (2.2)$$

Donde

$h_{conv}$  es el coeficiente de transferencia por convección

$Nu$  es el número de Nusselt

$k$  es la conductividad térmica

$L$  es la altura de la pared

El número de Nusselt se calcula con la expresión para plano vertical y dependiendo del rango que se encuentre el número de Rayleigh.

$$Ra_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L^3}{\alpha \cdot \nu} \quad (2.3)$$

Donde

$Ra_L$  es el número de Rayleigh

$g$  es la gravedad

$T_s - T_\infty$  diferencia de temperatura de la pared y los alrededores

$L$  es la altura de la pared

$\nu$  es la viscosidad cinemática.

$\alpha$  es la difusividad térmica.

$\beta$  es el coeficiente de expansión térmica.

Radiación:

$$h_{rad} = 4 \cdot \epsilon \cdot \sigma \cdot \left( \frac{T_s + T_a}{2} \right)^3 \quad (2.4)$$

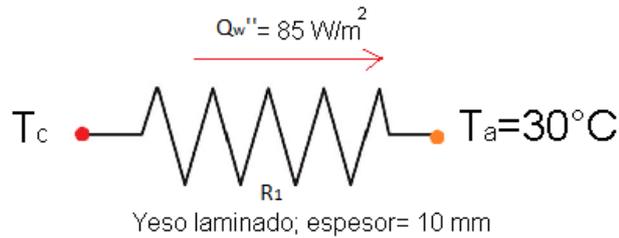
Donde:

$\epsilon$  es la emisividad del cuerpo.

$\sigma$  es la constante de Stefan Boltzmann.

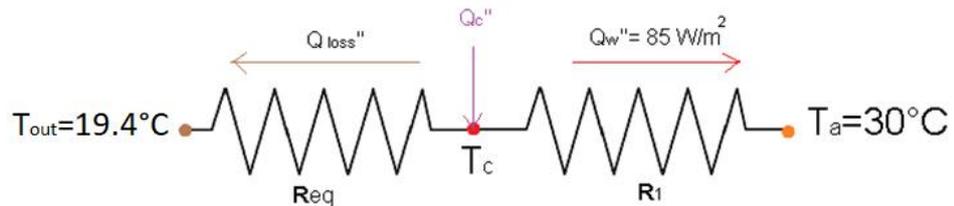
Comportamiento del flujo de calor a través de las paredes:

$$Q_w'' = \frac{T_c - T_s}{R_1} \quad (2.5)$$



**Figura 2.6 Flujo de calor a través de la Gypsum en el espacio**

Fuente: Elaboración propia.

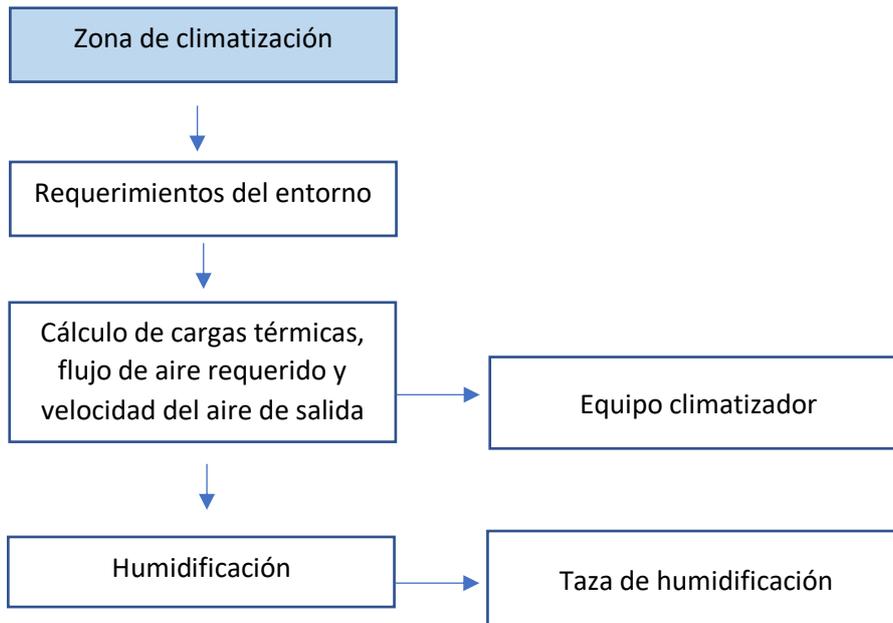


**Figura 2.7 Flujo de calor en toda la sección transversal de la pared**

Fuente: Elaboración propia.

## 2.5.2 Sistema de climatización

El esquema del proceso de diseño que se muestra a continuación se utilizó para determinar las capacidades necesarias para cumplir los requerimientos de la cámara.



**Figura 2.8 Proceso de diseño del espacio interior**

Fuente: Elaboración propia.

Las cargas a través de paredes debido a la diferencia de temperatura y la ganancia solar incidente en las superficies se calculan con la siguiente ecuación obtenida del ASHRAE Handbook fundamentals 2017.

$$Q_{opq} = A \cdot CF_{opq} \quad (2.6)$$

Tal que

$$CF_{op} = U(OF_t \cdot \Delta t + OF_b + OF_r \cdot DR) \quad (2.7)$$

Donde

$Q_{op}$  = Carga de enfriamiento para superficie opaca, [W].

$A$  = Área neta de superficie, [ $m^2$ ].

$CF_{op}$  = Factor de enfriamiento de superficie, [ $W/m^2$ ].

$U$  = Factor-U de construcción, [ $W/m^2 \cdot K$ ].

$\Delta t$  = Diferencia de temperatura de entre el interior y exterior, [K].

$OF_t, OF_b, OF_r$  = Factor de enfriamiento de superficies opacas

$DR$  = Diferencia diaria promedio de temperatura interior y exterior, [K].

Para realizar los cálculos de carga térmica de transmisión desde el exterior al interior será necesario conocer el espesor de cada material que se utilizará y la conductividad térmica de cada material.

**Tabla 2.7 Detalle de los materiales de la pared**

Materiales	Espesor mm	Conductividad térmica W/m · K	Resistencia térmica $m^2 \cdot K/W$	Coefficiente global U W/ $m^2 \cdot K$
Pared exterior				
Gypsum	10	0.16	0.0625	
Poliestireno extruido con capa de fibra de vidrio de cemento	20	0.036	0.55	
Lana mineral	50	0.032	1.56	
Gypsum	10	0.16	0.062	
Total	90		2.23	0.44
Techo				
Manto asfáltico	1.58	0.0588	0.026	
Plywood	15	0.12	0.125	
Aislante	25	0.020	1.25	
Gypsum	10	0.16	0.062	
Total	51.58		1.463	0.68

Fuente: Elaboración propia.

Las áreas de las superficies se describen de la siguiente manera

**Tabla 2.8 Área de cada superficie**

Superficie	Area m <sup>2</sup>
Piso/techo	24.2
Pared (Este/Oeste)	13.75
Pared (Norte/Sur)	11
Ventana (Sur)	2.7

Fuente: Elaboración propia.

Los valores de los factores de enfriamiento de superficies opacas y se pueden encontrar en las figuras A1y A2 en los apéndices.

### Cargas por ventanas

$$Q_{fen} = A \cdot CF_{fen} \quad (2.8)$$

Tal que

$$CF_{ven} = U(\Delta t - 0.46DR) + PXI \cdot SHGC \cdot IAC \cdot FF_s \quad (2.9)$$

Donde

$Q_{fen}$  = Carga de enfriamiento por fenestración, W

$A$  = Área de fenestración [m<sup>2</sup>]

$CF_{fen}$  = Factor de enfriamiento de superficie, [W/m<sup>2</sup>]

$U$  = Factor-U de calefacción de fenestración [W/m<sup>2</sup> · K]

$\Delta t$  = Diferencia de temperatura de diseño para enfriamiento, [K]

$PXI$  = irradiancia exterior máxima,

$SHGC$  = coeficiente de ganancia de calor solar NFRC nominal o estimado de fenestración

$IAC$  = coeficiente de atenuación de sombreado interior,

$FF_s$  = factor de carga solar de fenestración,

$$PXI = T_x \cdot E_t \quad (2.10)$$

Donde

PXI = pico de irradiancia exterior,  $[W/m^2]$

$E_t$  = pico total, irradiación difusa y directa  $[W/m^2]$

$T_x$  = transmisión del accesorio exterior

La ecuación para el coeficiente de irradiación solar pico en posición horizontal se puede observar en la figura A4

$$E_t = 1 \cdot 816.2 + 10.20La - 0.1806La^2 \quad (2.11)$$

Donde

La = latitud donde se ubica el recinto

$$E_t = 1 \cdot (816.2) + 10.20(2.20) - 0.1806(2.20)^2 = 837.76 W/m^2$$

El coeficiente  $T_x$  (ver Figura 3A) tuvo un valor de 1 ya que no coinciden con las otras opciones.

$$PXI = 1 \cdot 837.76 W/m^2 = 837.76 W/m^2$$

### **Factores de corrección**

El coeficiente de ganancia de calor solar (SHGC, ver Figura A5) se tomará considerando una ventana con un solo cristal translucido con marcos de aluminio, por lo tanto

$$SHGC = 0.78 \text{ y } U = 6.42 W/m^2$$

En el coeficiente de atenuación (IAC, ver Figura A6) se asumió  $F_{cl} = 1$  como peor escenario, y  $IAC_{cl} = 0.66$  para persianas blancas.

$$IAC = 1 + F_{cl}(IAC_{cl} - 1) \quad (2.12)$$

Donde

IAC = coeficiente de atenuación interior de fenestración con parcialmente sombra cerrada

$F_{cl}$  = fracción de sombra cerrada (0 a 1)

$IAC_{cl}$  = coeficiente de atenuación interior de configuración completamente cerrada

$$IAC = 1 + 1 \cdot (0.66 - 1) = 1.34$$

El coeficiente de carga solar de fenestración ( $FF_s$ , ver figura A7) se asumió para una familia única y orientada al sur con valor de 0.47

Así, el valor de enfriamiento de superficie será

$$\begin{aligned} CF_{ven} &= (6.42 \text{ W/m}^2 \cdot K)(12 \text{ K} - 0.46(12 \text{ K})) + 837.76 \text{ W/m}^2 \cdot 0.78 \cdot 1.34 \cdot 0.66 \\ &= 620 \text{ W/m}^2 \end{aligned}$$

$$Q_{fen} = 2.7 \text{ m}^2 \cdot 620 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} = 1674 \text{ W}$$

### Ganancias internas

Las ganancias debido a personas se pueden estimar con las siguientes ecuaciones

$$Q_{sp} = 136 + 2.2A_{cf} + 22N_{oc} \quad (2.13)$$

$$Q_{lp} = 20 + 0.22A_{cf} + 12N_{oc} \quad (2.14)$$

Donde

$Q_{sp}$  = Carga de enfriamiento sensible, [W]

$Q_{lp}$  = Carga de enfriamiento latente, [W]

$A_{cf}$  = Área del piso por climatizar, [ $\text{m}^2$ ]

$N_{oc}$  = Número de ocupantes

$$Q_{sp} = 136 + 2.2(24.2) + 22(4) = 277.24 \text{ W}$$

$$Q_{lp} = 20 + 0.22(24.2) + 12(4) = 73.32 \text{ W}$$

## Psicometría

Para poder lograr la humedad y temperatura requeridas con las más condiciones más adversas se calculará la energía y la cantidad de agua por añadir en el proceso.

**Tabla 2.9 Procesos realizados por el equipo de climatización**

	Operación	Condiciones
1	Enfriar y Deshumidificar	32°C a 75% → 20°C a 50%
2	Calentar y Humidificar	26°C a 75% → 35°C a 90%

Fuente: Elaboración propia.

### Enfriar y Deshumidificar

El aire de entrada es el mismo para el modo de enfriamiento.

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} \quad (2.15)$$

Donde

$\dot{m}_{a1}$  = Flujo másico de aire, [Kg/s]

### Flujo volumétrico

$$\dot{V} = \dot{m}_a \cdot v \quad (2.16)$$

### Balance de masa de agua

$$\dot{m}_{a1} \cdot \omega_1 = \dot{m}_{a2} \cdot \omega_2 + \dot{m}_w \quad (2.17)$$

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a(\omega_1 - \omega_2)$$

Donde

$\omega_1$  = Humedad específica del aire en el punto 1

$\omega_2$  = Humedad específica del aire en el punto 2

$\dot{m}_w$  = taza de agua condensada, [Kg/s]

Balance de energía

$$\dot{m}_{a1} \cdot h_1 = \dot{m}_{a2} \cdot h_2 + \dot{W}_{out} \quad (2.18)$$

$$\dot{W}_{out} = \dot{m}_{a1}(h_1 - h_2)$$

Donde

$h_1$ = Entalpia especifica en el punto 1, [KJ/Kg]

$h_2$ = Entalpia especifica en el punto 2, [KJ/Kg]

$h_3$ = Entalpia especifica en el punto 3, [KJ/Kg]

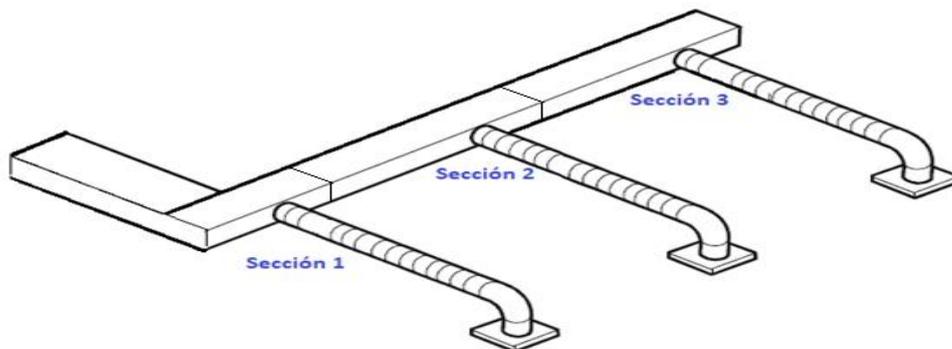
$h_w$ = Entalpia del agua líquida saturada, [KJ/Kg]

$\dot{W}_{out}$  = Carga refrigerante [W]

### Dimensionamiento de ductos.

Una vez calculado la cantidad de aire necesario para la zona controlada se hará un bosquejo de la distribución de los ductos de suministro y de retorno. Luego se calculará el tamaño de cada ducto en función del flujo remanente y la velocidad del recomendado del ducto.

El volumen de aire total máximo en la cámara es de 107 L/s, con el uso de un ductulador gratuito de GreenHeck se calculó las dimensiones para cada cambio de sección a lo largo del ducto tomando en consideración una velocidad del aire de suministro de 5 m/s y para el de retorno 4 m/s.

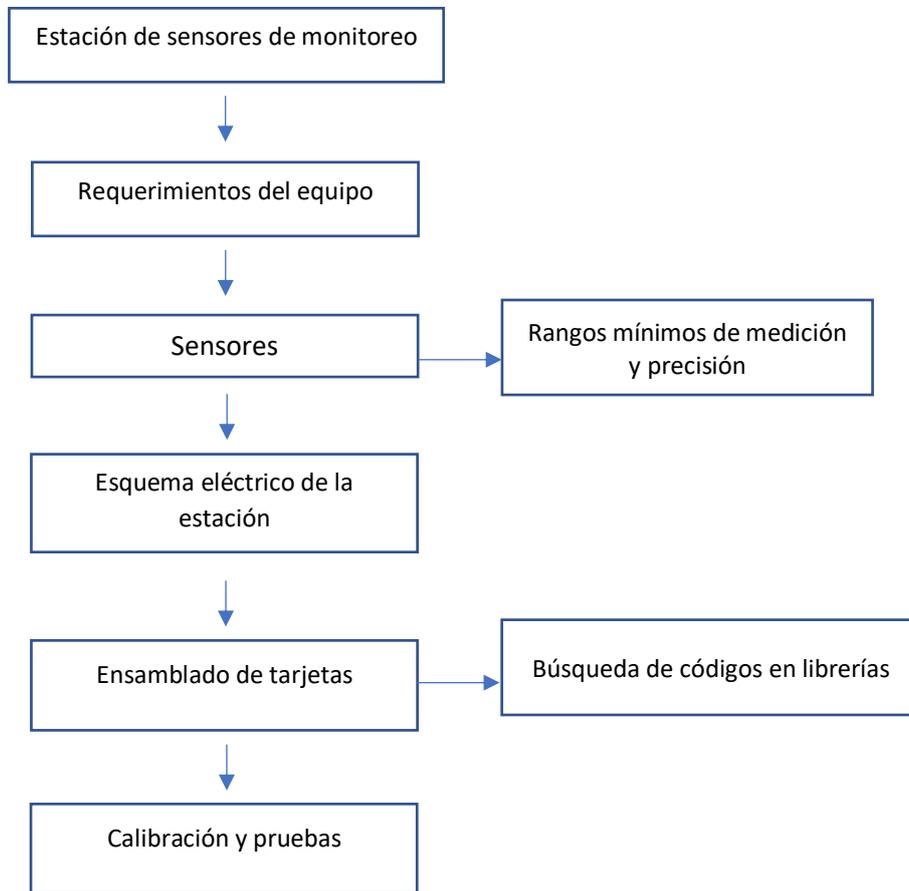


**Figura 2.9 Orientación de Ductos**

Fuente: Elaboración propia.

### 2.5.3 Estación de sensores para monitoreo de confort térmico

Esquema del proceso de elaboración de la estación de sensores



**Figura 2.10** Proceso de diseño el equipo de adquisición de datos

Fuente: Elaboración propia.

### 2.5.3.1 Componentes electrónicos empleados

En la siguiente tabla se mencionan las especificaciones técnicas de los componentes utilizados.

**Tabla 2.10 Componentes electrónicos**

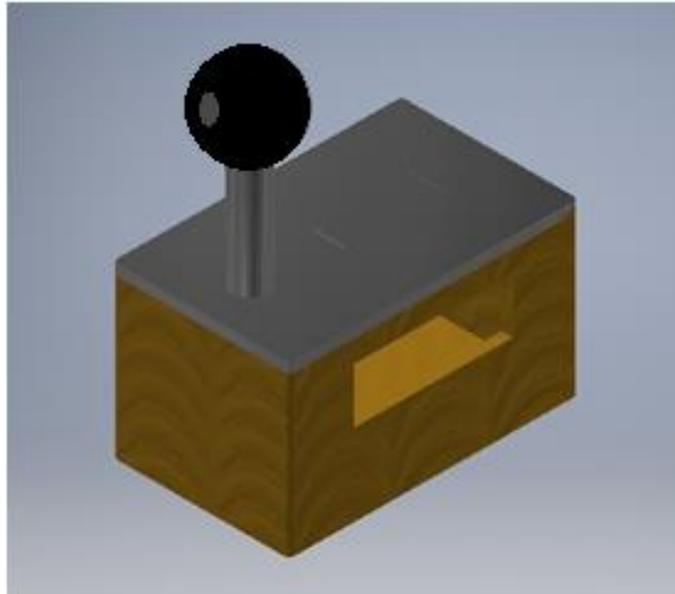
Componentes		Rangos
Microcontrolador	Arduino Uno R3	
Sensor de velocidad de viento	Wind sensor Rev. P	0.05 m/s a 0.5 m/s
Sensor de humedad relativa y temperatura	DHT 11	20 %a 90% RH y 0 C a 50 C
Sensor de temperatura	DS18B20	-55C a 125C
Módulo de tarjeta microSD		
Adaptador de voltaje		110V a 12VC; 1.5A
Pantalla LCD		

Fuente: Elaboración propia.

Se configuro los sensores utilizando las librerías gratuitas disponibles en Internet y con el código proporcionado por el fabricante del sensor de velocidad de viento y mismo que fue importado debido a la ausencia de estos tipos de sensores en el país. Para simular la temperatura de globo del entorno se utilizó un termistor (DS18B20) encerrado en una pelota de ping-pong de diámetro de 40 mm pintada de color negro mate. Esta implantación fue realizada por Richard de Dear (1987) para determinar su factibilidad en la medición de temperatura de globo concluyendo la desventaja de este frente velocidades de viento que disipen el calor en la pelota. Las mediciones que se almacenan en la tarjeta es un promedio de mediciones que se toma cada 3 segundos. Una vez montadas las piezas se realizaron pruebas de medición del prototipo con equipos comerciales más sofisticados para comparar la diferencia en las lecturas del prototipo.

### 2.5.3.2 Diseño de forma de la caja de la estación

Es requerido que la estación de monitoreo cuente con una cubierta para los dispositivos electrónicos, por eso se presentó un diseño simple pero funcional que cuente con la facilidad para la instalación de los sensores y del controlador.



**Figura 2.11 Carcasa de la estación de sensores de monitoreo**

Fuente: Elaboración propia.

# CAPÍTULO 3

## 3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

Se presentará los resultados de la potencia requerida para conseguir las condiciones esperadas dentro de la cámara climática y la distribución de ductos. También se mostrará la potencia necesaria para mantener la superficie de las paredes a 30°C así mismo una simulación de la temperatura del aire cuando está funcionando el sistema de calefacción junto con una vista transversal mostrando un perfil de temperaturas. La estación de sensores de monitoreo realizó varias pruebas mostrando un ejemplo de estratificación del aire dentro de un espacio climatizado.

### 3.1 Resultados de cargas térmicas

Como se puede observar en la tabla 3.1 la carga total resultante es de 5.5 KW (1.56 ton). Se necesitaría un equipo con capacidad de dos toneladas de refrigeración para que pueda funcionar sin sobrecargarse. De todas maneras, la capacidad de calefacción requerida es mayor (8 KW). Un equipo con 2.5 ton de capacidad se usará para la aplicación. La tasa de humidificación para el caso más desfavorable fue de 9.7 Litros/h

**Tabla 3.1 Cargas térmicas**

Cargas resultantes	
<b>Externas</b>	
Paredes	161.12 W
Techo	869 W
Ventana	1674 W
<b>Internas</b>	
Pared radiante	2210 W
Personas	350.5 W
Computadoras personales	184W
Iluminación	257.4 W (0.99W/ft)
Total, refrigeración	5.5 KW
Total, Calefacción	8.0 KW

Fuente: Elaboración propia.

### 3.2 Resultados de ductos de aire

Velocidad de ductos mínima recomendada para ductos principales es 5 m/s y para secundarios de 3.55 m/s.

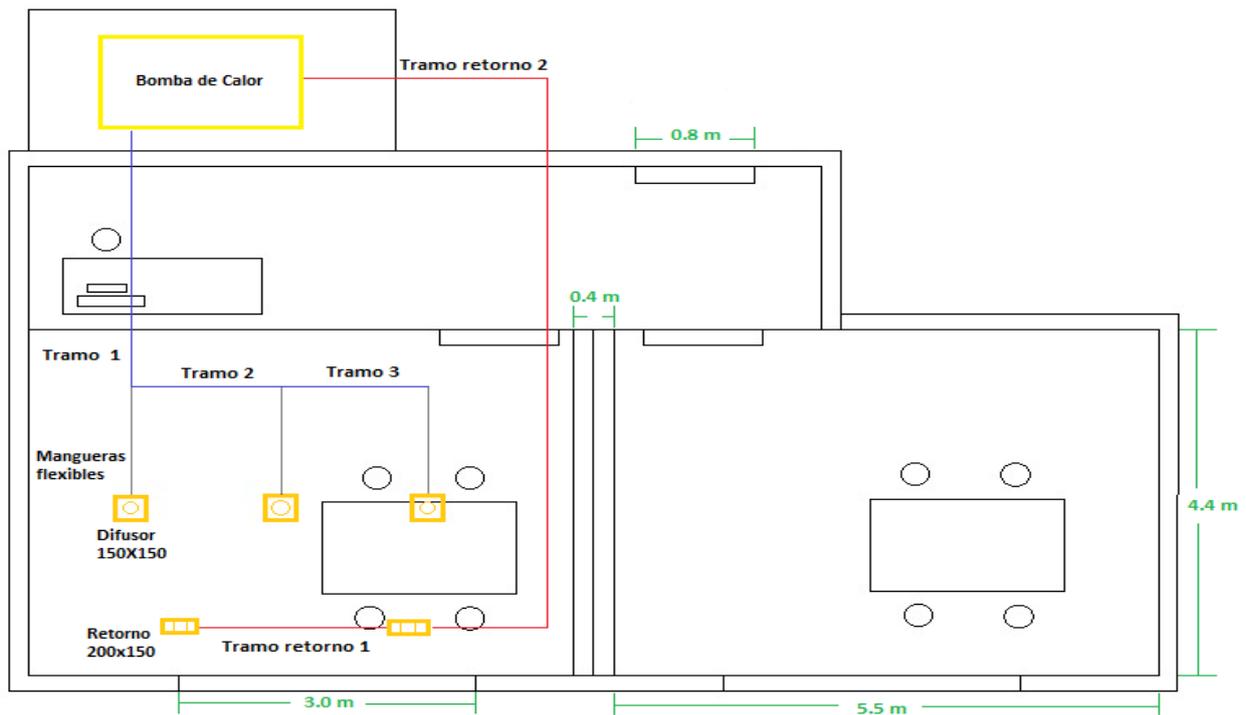
Cada zona necesita 107 L/s cuando se utilicen las paredes radiantes. El espacio contará con tres difusores en el techo. Por lo que 35 L/s pasa por cada difusor. La selección del difusor es a partir del flujo de aire requerido la cual es un difusor de placa cuadrada de 300 milímetros para velocidades de 4.5 m/s y caudal de 37 L/s mostrada en la Figura A11.

Las dimensiones resultantes de los ductos se muestran en la siguiente tabla.

**Tabla 3.2 Dimensión y pérdida de los ductos**

	Dimensiones de ductos [mm]	Longitud [m]	Perdidas [Pa/30m]
Tramo 1	160x160	7	44
Tramo 2	140x140	1.5	40
Tramo 3	100x100	1.5	57
Tramo retorno 1	120x120	1.5	52
Tramo retorno 2	140x260	8	20

Fuente: Elaboración propia.



**Figura 3.1 Ductos de suministro y retorno de la cámara**

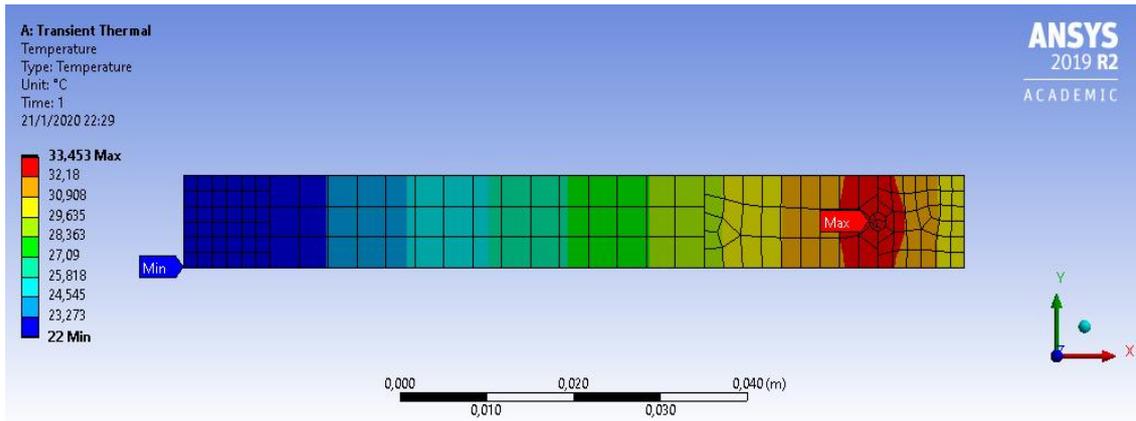
Fuente: Elaboración propia.

### 3.3 Resultados de la pared radiante

El flujo de calor resultante que debería tener el elemento calefactor es de  $90.4 \text{ W/m}^2$  para alcanzar los  $30^\circ\text{C}$  en la superficie interior, por lo tanto, las mallas convencionales que tienen un flujo de calor entre  $100 \text{ W/m}^2$  y  $200 \text{ W/m}^2$  son más que suficiente. El área por cubrir en las paredes es de  $28.6 \text{ m}^2$ .

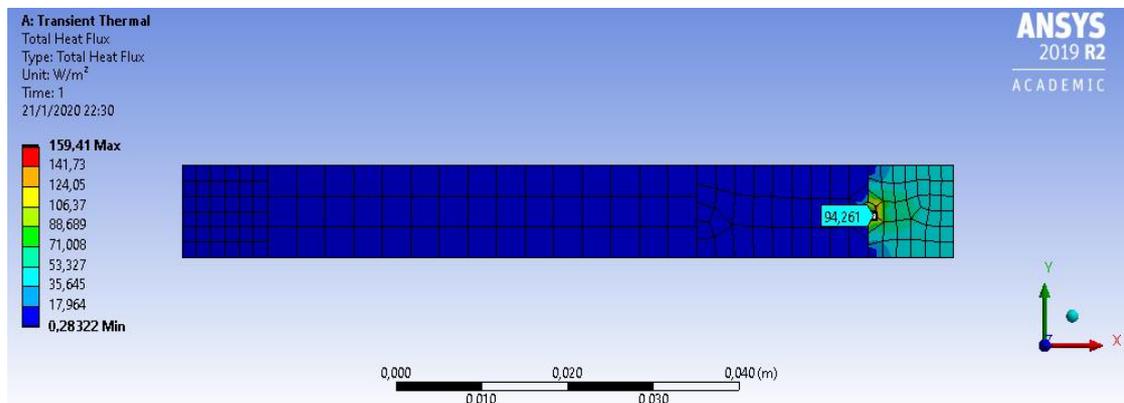
### 3.4 Resultados de simulación

Se observa que el alambre de nicromo en la Figura 3.2, al llegar una temperatura de  $34^\circ\text{C}$  aproximadamente, la temperatura de la pared externa alcanza los  $30^\circ\text{C}$ , en la Figura 3.3 se observa que el alambre de nicromo entrega a todo el conjunto un flujo de calor de  $92 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$ , donde el mayor flujo lo recibe la pared externa y el restante las demás paredes del conjunto.



**Figura 3.2 Temperatura en la probeta plano xy**

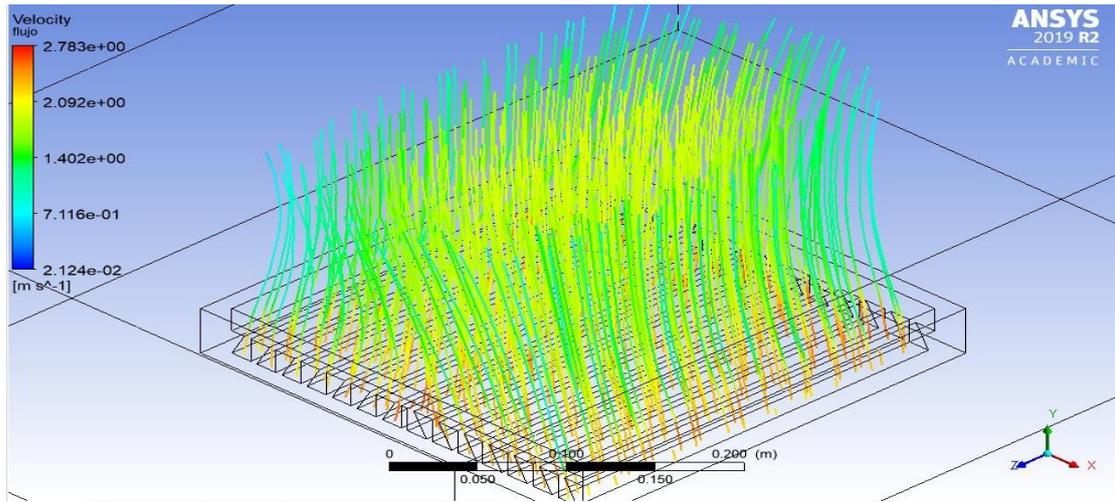
Fuente: Elaboración propia.



**Figura 3.3 Flujo de calor en la probeta plano xy**

Fuente: Elaboración propia.

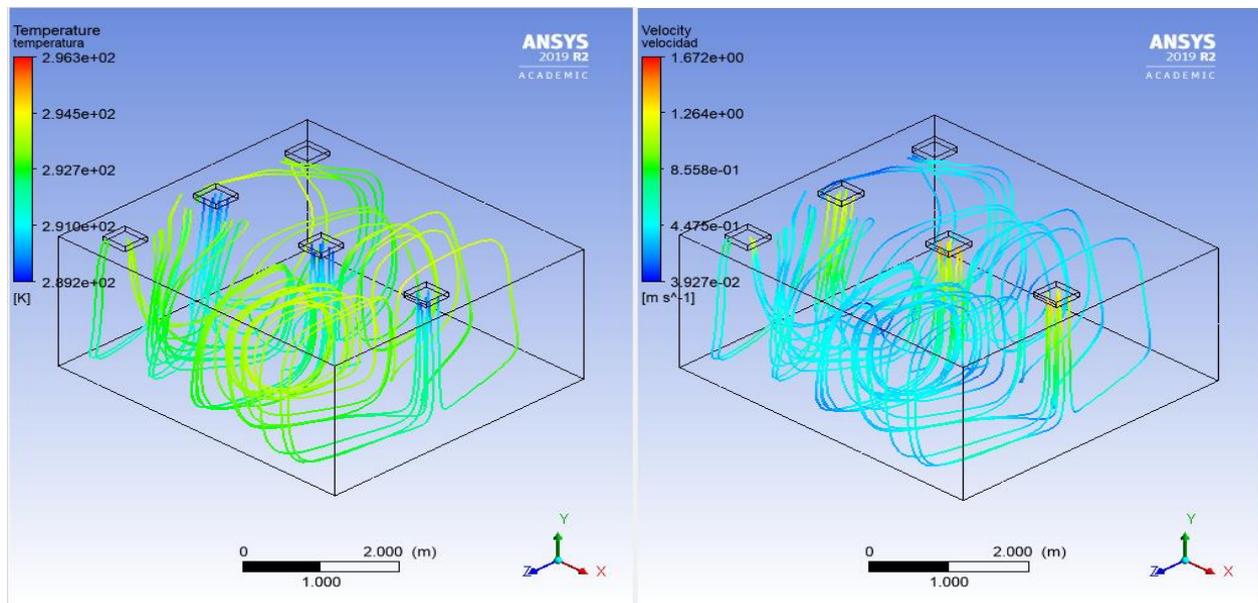
Se puede observar en Figura 3.4 que las líneas de velocidad de la rejilla difusora tienden a un comportamiento direccional variado y no converge al centro del volumen de control.



**Figura 3.4** Rejilla Difusora vista 3D

Fuente: Elaboración propia.

Al observar la Figura 3.5 el comportamiento de las líneas de temperatura y velocidad, barren toda la cámara climática cumpliendo el objetivo que es cubrir todos los espacios posibles para una temperatura y velocidad indicada.

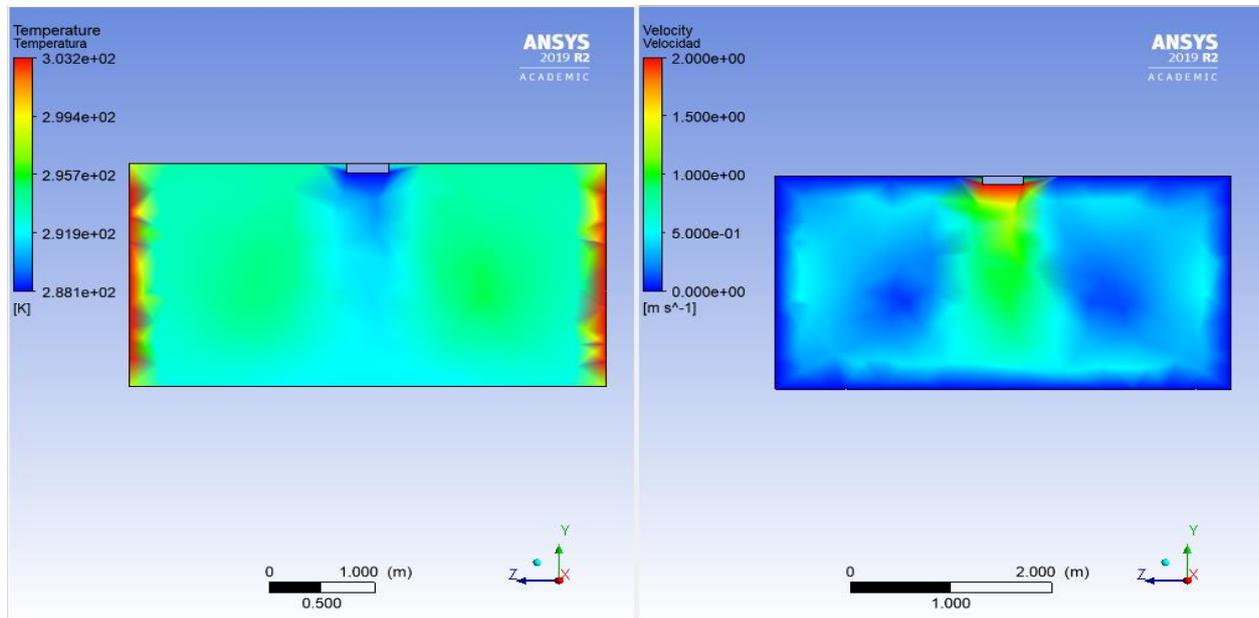


**Figura 3.5** Líneas de corriente en la cámara climática vista 3D

Fuente: Elaboración propia.

La Figura 3.6 nos muestra un comportamiento en la temperatura con máximo en las paredes y mínimos en la entrada del aire de los ductos de la cámara climática, en el caso

de la velocidad alrededor de las paredes y el suelo se tiene una velocidad que aproximadamente es 0.5 m/s.

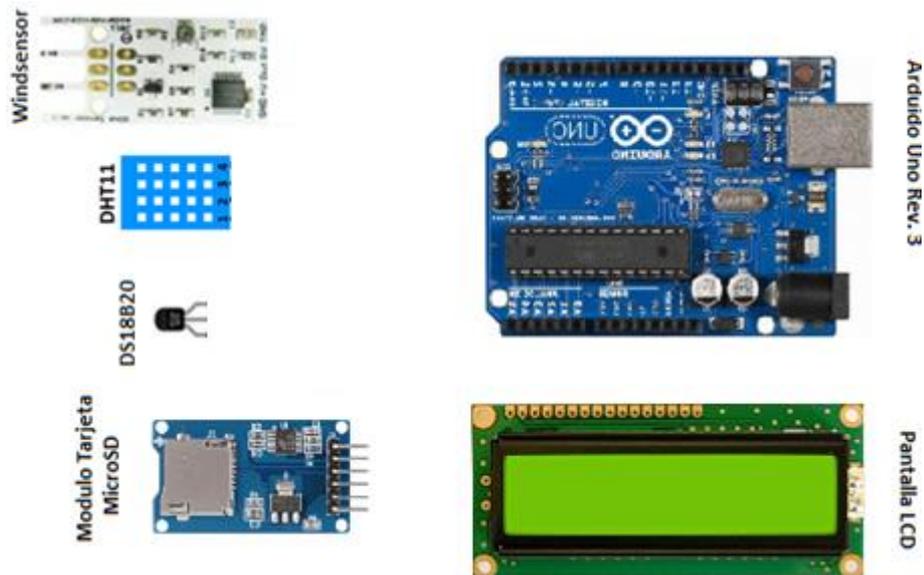


**Figura 3.6 Temperatura y Velocidad vista plano yz**

Fuente: Elaboración propia.

### 3.5 Construcción de la estación de monitoreo

Los sensores fueron conectados por medio de cables jumpers macho-macho como se puede apreciar en la Figura 3.7 para probar los códigos encontrados en las librerías de acceso gratuito. Se aclara que el prototipo trabaja con 12V ya que es el sensor de viento fue la tarjeta con mayor demanda entre los otros dos, por lo tanto, se utiliza la entrada *Jack* del Arduino para alimentar el sistema. Las mediciones realizadas de temperatura del aire, temperatura de globo, humedad relativa y velocidad de viento se podrán ver en la pantalla. Las conexiones entre los sensores y el Arduino se detallan apéndice B dedicado para el código utilizado para programar el Arduino.



**Figura 3.7 Configuración de los sensores con la tarjeta Arduino**

Fuente: Elaboración propia.

### 3.6 Análisis de costo

#### 3.6.1 Costo de equipos de climatización

**Tabla 3.3 Costo de los elementos del equipo de climatización**

Componentes	Cantidad	Precio unitario	Costo
Bomba de calor Carrier, 2.5 ton	2	\$ 1485	\$ 2970
Humidificador	2	\$ 850	\$1700
Planchas de acero galvanizado		\$ 6.85	
Difusores	6	\$4	\$24
Rejillas de retorno	4	\$3	\$12

Fuente: Elaboración propia.

#### 3.6.2 Costo de calefacción en paredes

La totalidad de artículos fue cotizada en la ciudad y solo la malla de calefacción radiante se debería importar, esto sumaría un porcentaje del costo real de la malla por metro cuadrado, la cotización fue realizada para la construcción de una pared de 5.5x2.5 como en nuestro caso necesitamos 2 paredes con esas medidas el

costo total se deberá duplicar. El costo por cubrir los  $28.6m^2$  de la pared es de \$4374 siendo el precio por malla \$162. Se empleó una malla de  $2m \times 0.5m$  para cubrir la pared utilizando 27 de estas mallas. Los proveedores nacionales para los elementos aislantes son SICON, EcuPoliuretanos y ACIMCO.

**Tabla 3.4 Costo de los elementos de la pared radiante**

Detalle	Unidad	Cantidad Venta	Cantidad Requerida	Cantidad Compra	Costo de unidad	Costo
Gypsum (espesor 10 mm)	$m^2$	2,9768	13,75	5	\$18,52	\$85,54
fibra de cemento (espesor 20 mm)	$m^2$	2,9768	13,75	5	\$37	\$170,90
lana de vidrio (espesor 50 mm)	$m^2$	0,72	13,75	19	\$11,14	\$212,74
						\$469,18

Fuente: Elaboración propia.

### 3.6.3 Costo de estación de monitoreo

Los tarjetas y sensores fueron obtenidas localmente a excepción del sensor de viento, en la siguiente tabla se detalla el costo de cada parte. Con un valor de \$68,5 se puede construir una estación de monitoreo de confort térmico considerándolo de bajo costo ya que los equipos en el mercado están alrededor de \$100, \$150 a \$250 sin contar con un anemómetro, los que si cuenta con él tienen un valor de \$1300 (Testo) [17] a \$1600 (Delta Ohm) [16] siendo el mejor y más caro de todos (QuesTemp° 36) [18] el cual puede llegar a valer \$3000.

**Tabla 3.5 Costo de los elementos de la estación de monitoreo**

Componentes	Costo
Arduino Uno R3	\$12,30
Sensor de velocidad de viento Wind Rev P	\$25,7 + \$10 importación

Sensor de humedad relativa y temperatura DHT11	\$ 4,14
Sensor de temperatura DS18B20	\$ 1,15
Módulo de tarjeta microSD	\$ 2,50
Adaptador AC/DC 12V.1.5 A	\$ 5
Protoboard	\$ 2,40
Cables jumpers	\$ 1,70
Pantalla LCD	\$ 3,50

Fuente: Elaboración propia.

# CAPITULO 4

## 4. CONCLUSIONES Y RECOMENEDACIONES

Se tuvo como objetivo el diseño de una cámara climática con el fin de entender las respuestas a varios ambientes térmicos con un grupo de personas que son inherentes de un clima tropical, ya que las recomendaciones de diseño para ambientes interiores en edificios fueron desarrolladas en distintas condiciones.

En esta cámara también se puede explorar la aplicación de ventilación natural y según los resultados adaptar medidas que puedan llevar a reducir el consumo de energía usada para climatizar los espacios interiores de los edificios. La tendencia de estos últimos cincuenta años ha sido buscar formas de calentar y enfriar edificios a un menor costo y también con menos daños al medio ambiente.

Pensamos que con la continuación en el desarrollo de la cámara climática en cuanto a su sistema de control podremos generar conocimiento de nuestro entorno al igual que las otras lo hacen en el extranjero.

### 4.1 Conclusiones

- Los esfuerzos por crear las condiciones de operación más exigentes fueron presentados mostrando qué para el espacio propuesto, existe el equipo de climatización necesario para lograrlo. La selección de la conformación de las paredes fue satisfactoria al comprobar que se cumplía con el objetivo de mantener la temperatura solicitada en la superficie interior además mantenía una pérdida del 5% por el otro extremo.
- De acuerdo con los resultados obtenidos de temperatura y la velocidad del aire dentro de la cámara climática, muestran el comportamiento uniforme deseado, de tal forma que la temperatura se mantenga a un nivel que no se produzca estratificación, la velocidad alrededor de las paredes es constante y tiende a 0,5 m/s esto se puede respaldar gracias a la simulación realizada en ANSYS.

- Para tener la temperatura superficial requerida en las paredes se necesita que la temperatura de las mallas sea mayor, con una diferencia de 3°C a 4°C. Si la pared debe irradiar una temperatura de 30 °C, las mallas estarán a 33 °C o 34 °C aproximadamente. En el caso del flujo de calor que emite las mallas para alcanzar la temperatura de la pared radiante, la mayor parte de este flujo de calor lo absorbe el elemento de la pared que debe alcanzar los 30°C el cual se aproxima a los  $85 \text{ W/m}^2$  y la parte restante a los demás elementos que forman la pared, este flujo de calor se estima en unos  $7 \text{ W/m}^2$  como una pérdida, esto nos indica que las mallas deberá emitir un flujo de calor  $92 \text{ W/m}^2$  para cumplir el parámetro de temperatura requerido.
- El prototipo de la estación de sensores de monitoreo el cual mide cuatro de las seis variables involucradas en los estudios de confort térmico, no cumple con los rangos de precisión de humedad y velocidad de viento. En el caso de la humedad un sensor que lo cumpla esa precisión elevaría el precio del prototipo mientras que el sensor o la tarjeta de velocidad de viento utilizado es el único que funciona mediante un filamento caliente. A pesar no deja de ser equipo con una gran referencia para medir el ambiente térmico en interiores.

#### **4.2 Recomendaciones**

- Considerar hacer los cambios de condiciones en el interior mediante el equipo de climatización y deshumidificación a diferencia del actual que se propuso abrir ventanas para que se establezca el ambiente a las condiciones exteriores.
- Considerar la ubicación de los ductos de salida del aire deben estar ubicados en el techo, esto ayuda a tener condiciones cuasi constantes en temperatura y la velocidad percibida en las paredes.
- Considerar el uso de tuberías con paso de agua caliente el cuál no fue escogido ya que se quiso mantener lo más simple posible el sistema de calefacción.

# BIBLIOGRAFÍA

[1] ASHRAE, ANSI/ASHRAE Standard 55-2017, Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, 2017.

[2] Nicol, Fergus & Humphreys, Michael & S., Roaf. (2012). Adaptive thermal comfort: Principles and practice. Adaptive Thermal Comfort: Principles and Practice. 1-175. 10.4324/9780203123010.

[3] F. Bauman, E. Arens. (1988) The development of a controlled environmental chamber for the physical and subject assessment of human comfort in office environment.

[4] Wong, Nyuk Hien & Khoo, Shan. (2003). Thermal comfort in classrooms in the tropics. Energy and Buildings

[5] Stavros Tavoularis, Measurement in fluid mechanics Cambridge 2005

[6] Choosing a Humidity Sensor: A Review of Three Technologies by Denes K. Roveti, Jul 1, 2001 <https://www.fierceelectronics.com/components/choosing-a-humidity-sensor-a-review-three-technologies>

[7] Givoni B., (1969), Man, Climate and Architecture, London, Ed. Elsevier Architectural Science Series.

[8] Yang, Y., Li, B., Liu, H., Tan, M., & Yao, R. (2015). A study of adaptive thermal comfort in a well-controlled climate chamber. Applied Thermal Engineering, 76, 283-291. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.11.004>

[9] Chen, X., Wang, Q., & Srebric, J. (2016). Occupant feedback-based model predictive control for thermal comfort and energy optimization: A chamber experimental evaluation. Applied Energy, 164, 341-351. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.11.065>

[10] EN 15251:2008 Parámetros del ambiente interior a considerar para el diseño y la evaluación de la eficiencia energética de edificios incluyendo la calidad del aire interior, condiciones térmicas, iluminación y ruido.

[11] 2012 ASHRAE Handbook Fundamentals, Chapter 9.

[K de OSB plywood] Yapici, F., Gündüz, G., & Özçifç, A. (2010). THE EFFECTS OF SOME PRODUCTION FACTORS ON THERMAL CONDUCTIVITY OF ORIENTED STRAND BOARD. Technology, 13, 65-70.

[12] de Dear, Richard. (1987). Ping-pong globe thermometers for mean radiant temperature. H & Eng., 60. 10-12.

[13] Guía práctica de ventilación Woods, Editorial Blume Barcelona, 1987, Pag 29-95.

[14] Catalogo General SEDOCA, Pag 16-22.

[15] Gelys Guanipa, Diseño de conductos de aire, Universidad nacional experimental Francisco de Miranda extraído de

<https://termoaplicadaunefm.files.wordpress.com/2009/02/disec3b1o-de-conductos-de-aire.pdf>

[16] Delta ohm, WBGT Meter Handset, extraído de

[http://info.scientificgear.com/shop/product/hd32-2-wbgt-meter-handset-733?order=list\\_price+desc&category=40](http://info.scientificgear.com/shop/product/hd32-2-wbgt-meter-handset-733?order=list_price+desc&category=40), 23/01/20

[17] Testo 480, High-end VAC measuring instrument, extraído de

<https://www.testo.com/en-UK/testo-480/p/0563-4800>, ultimo acceso 23/01/20

[18] Keison, Questemp 36

[https://keison.co.uk/tsi\\_quest\\_QUESTEMP323436.shtml?gclid=Cj0KCQiApaXxBRDNA RIIsAGFdaB8pXT640xQpCLYAB1wI2PKSPTdqWZJIBDH5S3RMb7tGtnWIC5lqSzQaAk9zEALw\\_wcB](https://keison.co.uk/tsi_quest_QUESTEMP323436.shtml?gclid=Cj0KCQiApaXxBRDNA RIIsAGFdaB8pXT640xQpCLYAB1wI2PKSPTdqWZJIBDH5S3RMb7tGtnWIC5lqSzQaAk9zEALw_wcB)

[19] 25HBC5 Confort™ 15 Heat Pump, Catalogo Carrier extraído de

[https://resource.carrierenterprise.com/is/content/Watscocom/carrier\\_25hbc524a003\\_article\\_1391689338697\\_en\\_ss?\\_ga=2.209674194.1756333319.1579836614-1060725073.1579836614](https://resource.carrierenterprise.com/is/content/Watscocom/carrier_25hbc524a003_article_1391689338697_en_ss?_ga=2.209674194.1756333319.1579836614-1060725073.1579836614), ultimo acceso 23/01/20.

[20] Parson, K. (2002). 4. In Human Thermal Environments. The Effects of Hot, Moderate, and Cold Environments on Human Health, Comfort, and Performance (3rd ed., Vol. 1, pp. 83–85). Boca raton, Florida: Taylor & Francis Group.

# APÉNDICES

## Apéndice A

Surface Type	$OF_t$	$OF_{b, K}$	$OF_r$
Ceiling or wall adjacent to vented attic	0.62	$14.3\alpha_{roof} - 4.5$	-0.19
Ceiling/roof assembly	1	$38.3\alpha_{roof} - 7.0$	-0.36
Wall (wood frame) or door with solar exposure	1	8.2	-0.36
Wall (wood frame) or door (shaded)	1	0	-0.36
Floor over ambient	1	0	-0.06
Floor over crawlspace	0.33	0	-0.28
Slab floor (see Slab Floor section)			

$\alpha_{roof}$  = roof solar absorptance

Figura A1. Coeficientes de factor de enfriamiento en superficies opacas [ASHRAE Handbook Fundamentals]

Material	Color			
	White	Light	Medium	Dark
Asphalt shingles	0.75	0.75	0.85	0.92
Tile	0.30	0.40	0.80	0.80
Metal	0.35	0.50	0.70	0.90
Elastomeric coating	0.30			

Source: Summarized from Parker et al. (2000).

Figura A2. Absortancia solar en techos opacas [ASHRAE Handbook Fundamentals]

Attachment	$T_x$
None	1.0
Exterior insect screen	0.64
Shade screen	Manufacturer shading coefficient (SC) value, typically 0.4 to 0.6

Figura A3. Transmisión de accesorio exterior opacas [ASHRAE Handbook Fundamentals]

Horizontal surfaces

$$E_t = 816.2 + 10.20L - 0.1806L^2$$

$$E_d = \min(E_t, 170)$$

$$E_D = E_t - E_d$$

Vertical surfaces

$$\phi = \left| \frac{\psi}{180} \right| \text{ (normalized exposure, } 0 - 1)$$

$$E_t = 423.5 + 1240\phi - 5143\phi^3 + 3191\phi^4 + 35.25\phi L + 0.1427\phi L^2 - 12.89L - 0.6172L^2 + [0.7802L^2/(\phi + 1)]$$

$$E_d = \min\left(356.3 - 37.73\phi^2 + 0.3022\phi L - \frac{115.94\sqrt{L}}{\phi + 1}\right)$$

$$E_D = E_t - E_d$$

where

$E_t, E_d, E_D$  = peak hourly total, diffuse, and direct irradiance, W/m<sup>2</sup>

$L$  = site latitude, °N

$\psi$  = exposure (surface azimuth), ° from south (-180 to +180)

Figura A4. Ecuaciones de irradiancia pico opacas [ASHRAE Handbook Fundamentals]

Glazing Type	Glazing Layers	ID <sup>b</sup>	Property <sup>c,d</sup>	Center of Glazing	Fram <sup>e</sup>											
					Operable					Fixed						
					Aluminum	Aluminum with Thermal Break	Reinforced Vinyl/Aluminum Clad Wood	Wood/Vinyl	Insulated Fiberglass/Vinyl	Aluminum	Aluminum with Thermal Break	Reinforced Vinyl/Aluminum Clad Wood	Wood/Vinyl	Insulated Fiberglass/Vinyl		
Clear	1	1a	U	5.91	7.24	6.12	5.14	5.05	4.61	6.42	6.07	5.55	5.55	5.35		
					SHGC	0.86	0.75	0.75	0.64	0.64	0.64	0.78	0.78	0.75	0.75	0.75
						2.73	4.62	3.42	3.00	2.87	5.83	3.61	3.22	2.86	2.84	2.72
Low-e, low-solar	2	25a	U	1.70	3.83	2.68	2.33	2.21	1.89	2.75	2.36	2.03	2.01	1.90		
					SHGC	0.41	0.37	0.37	0.31	0.31	0.31	0.38	0.38	0.36	0.36	0.36
						3.02	3.22	2.07	1.76	1.71	1.45	2.13	1.76	1.44	1.40	1.33
Low-e, high-solar	3	40c	U	1.42	3.54	2.36	2.02	1.97	1.70	2.47	2.10	1.77	1.73	1.66		
					SHGC	0.62	0.55	0.55	0.46	0.46	0.46	0.56	0.56	0.54	0.54	0.54
						1.99	4.05	2.89	2.52	2.39	2.07	2.99	2.60	2.26	2.24	2.13
Heat-absorbing	1	1c	U	5.91	7.24	6.12	5.14	5.05	4.61	6.42	6.07	5.55	5.55	5.35		
					SHGC	0.73	0.64	0.64	0.54	0.54	0.54	0.66	0.66	0.64	0.64	0.64
						2.73	4.62	3.42	3.00	2.87	2.53	3.61	3.22	2.86	2.84	2.72
Reflective	2	5p	U	0.62	0.55	0.55	0.46	0.46	0.46	0.56	0.56	0.54	0.54	0.54		
					SHGC	0.34	0.31	0.31	0.26	0.26	0.26	0.31	0.31	0.30	0.30	0.30
						1.76	3.80	2.60	2.25	2.19	1.91	2.76	2.39	2.05	2.01	1.93
Heat-absorbing	3	29c	U	5.91	7.24	6.12	5.14	5.05	4.61	6.42	6.07	5.55	5.55	5.35		
					SHGC	0.31	0.28	0.28	0.24	0.24	0.24	0.29	0.29	0.27	0.27	0.27
						2.73	4.62	3.42	3.00	2.87	2.53	3.61	3.22	2.86	2.84	2.72
Reflective	3	29c	U	1.76	3.80	2.60	2.25	2.19	1.91	2.76	2.39	2.05	2.01	1.93		
					SHGC	0.34	0.31	0.31	0.26	0.26	0.26	0.31	0.31	0.30	0.30	0.30

Figura A5. Características típicas de fenestraciones opacas [ASHRAE Handbook Fundamentals]

Glazing Layers	Glazing Type (ID <sup>+</sup> )	Drapes			Roller Shades			Blinds	
		Open-Weave		Closed-Weave	Opaque		Translucent	Medium	White
		Light	Dark	Light	Dark	White	Light		
1	Clear (1a)	0.64	0.71	0.45	0.64	0.34	0.44	0.74	0.66
	Heat absorbing (1c)	0.68	0.72	0.50	0.67	0.40	0.49	0.76	0.69
2	Clear (5a)	0.72	0.81	0.57	0.76	0.48	0.55	0.82	0.74
	Low-e high-solar (17c)	0.76	0.86	0.64	0.82	0.57	0.62	0.86	0.79
	Low-e low-solar (25a)	0.79	0.88	0.68	0.85	0.60	0.66	0.88	0.82
	Heat absorbing (5c)	0.73	0.82	0.59	0.77	0.51	0.58	0.83	0.76

Figura A6. Coeficientes de atenuación de interiores opacas [ASHRAE Handbook Fundamentals]

Exposure	Single Family Detached	Multifamily
North	0.44	0.27
Northeast	0.21	0.43
East	0.31	0.56
Southeast	0.37	0.54
South	0.47	0.53
Southwest	0.58	0.61
West	0.56	0.65
Northwest	0.46	0.57
Horizontal	0.58	0.73

Figura A7. Factor de carga solar en fenestraciones FFs opacas [ASHRAE Handbook Fundamentals]

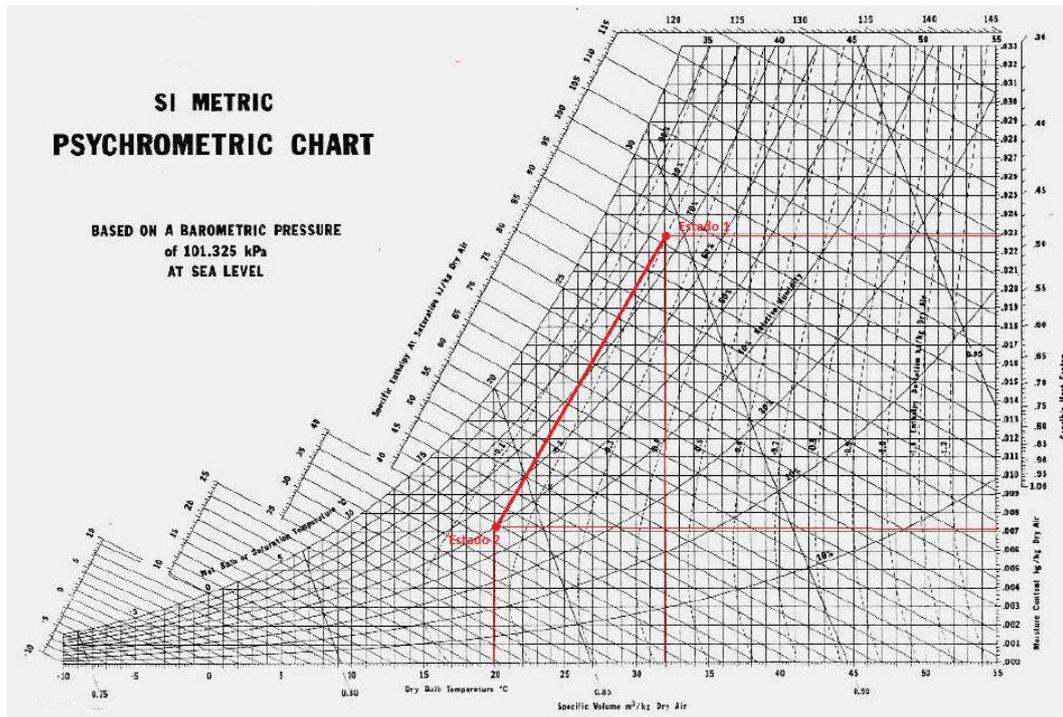


Figura A8. Carta psicrométrica, proceso de enfriamiento y deshumidificación

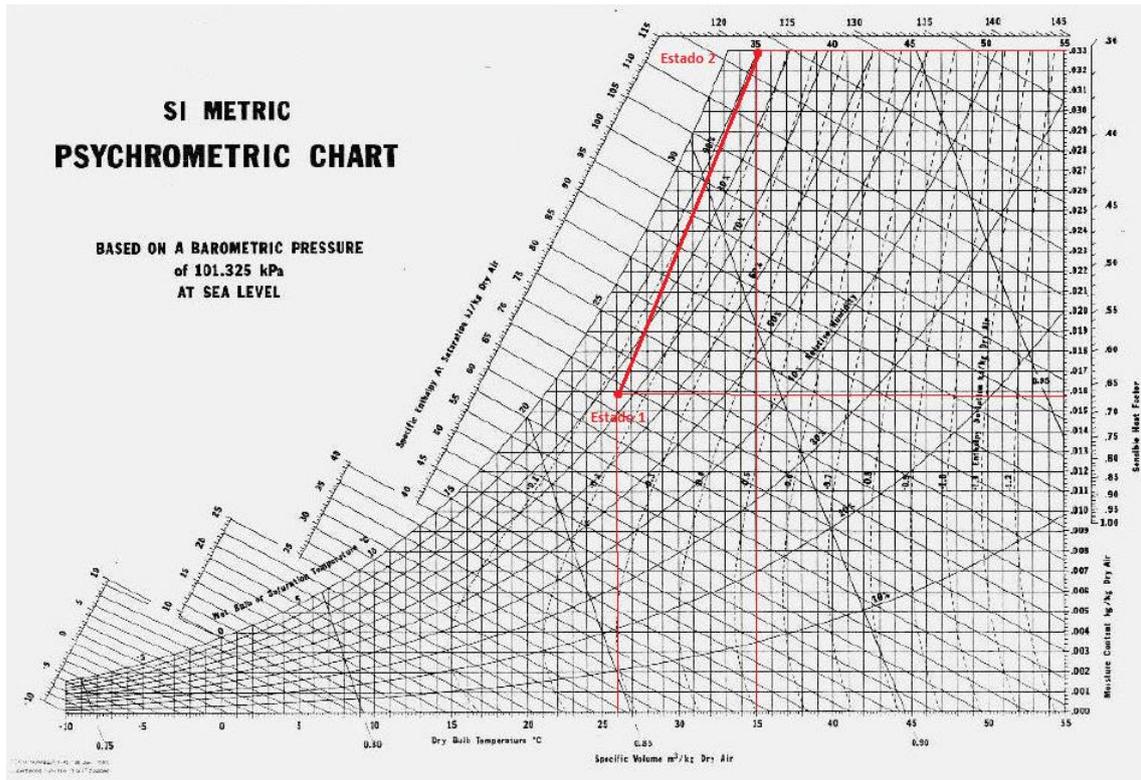


Figura A9. Carta psicrométrica, proceso de calefacción y humidificación

Agua saturada. Tabla de temperaturas

Temp., $T$ °C	Pres. sat., $P_{sat}$ kPa	Volumen específico, $m^3/kg$		Energía interna, $kJ/kg$			Entalpía, $kJ/kg$			Entropía, $kJ/kg \cdot K$		
		Líqu. sat., $v_f$	Vapor sat., $v_g$	Líqu. sat., $u_f$	Evap., $u_{fg}$	Vapor sat., $u_g$	Líqu. sat., $h_f$	Evap., $h_{fg}$	Vapor sat., $h_g$	Líqu. sat., $s_f$	Evap., $s_{fg}$	Vapor sat., $s_g$
0.01	0.6117	0.001000	206.00	0.000	2374.9	2374.9	0.001	2500.9	2500.9	0.0000	9.1556	9.1556
5	0.8725	0.001000	147.03	21.019	2360.8	2381.8	21.020	2489.1	2510.1	0.0763	8.9487	9.0249
10	1.2281	0.001000	106.32	42.020	2346.6	2388.7	42.022	2477.2	2519.2	0.1511	8.7488	8.8999
15	1.7057	0.001001	77.885	62.980	2332.5	2395.5	62.982	2465.4	2528.3	0.2245	8.5559	8.7803
20	2.3392	0.001002	57.762	83.913	2318.4	2402.3	83.915	2453.5	2537.4	0.2965	8.3696	8.6661
25	3.1698	0.001003	43.340	104.83	2304.3	2409.1	104.83	2441.7	2546.5	0.3672	8.1895	8.5567
30	4.2469	0.001004	32.879	125.73	2290.2	2415.9	125.74	2429.8	2555.6	0.4368	8.0152	8.4520
35	5.6291	0.001006	25.205	146.63	2276.0	2422.7	146.64	2417.9	2564.6	0.5051	7.8466	8.3517
40	7.3851	0.001008	19.515	167.53	2261.9	2429.4	167.53	2406.0	2573.5	0.5724	7.6832	8.2556
45	9.5953	0.001010	15.251	188.43	2247.7	2436.1	188.44	2394.0	2582.4	0.6386	7.5247	8.1633

Figura A10. Propiedades termo físicas del agua saturada [Termodinámica Cengel 7ed.]

## Square Plaque Diffuser – 300 mm x 300 mm Face Size

Listed Size	Neck Velocity (m/s)	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	6.0	7.0	8.0
	Velocity Pressure (Pa)	2	4	5	8	10	12	15	22	30	40
100 mm	Total Pressure (Pa)	4	7	9	13	17	21	26	38	52	68
	L/s	16	21	25	29	33	37	41	49	58	66
	NC	-	-	-	-	-	16	19	25	30	35
	Throw (m)	0.4-0.6-1.2	0.5-0.7-1.5	0.6-0.9-1.7	0.7-1.0-1.9	0.8-1.2-2.0	0.9-1.3-2.1	1.0-1.5-2.2	1.2-1.7-2.4	1.4-1.9-2.6	1.6-2.0-2.8
125 mm	Total Pressure (Pa)	7	11	14	20	26	33	41	60	81	106
	L/s	26	32	39	45	51	58	64	77	90	103
	NC	-	-	-	-	17	21	24	30	35	39
	Throw (m)	0.6-0.8-1.7	0.7-1.0-2.0	0.8-1.2-2.1	1.0-1.4-2.3	1.1-1.7-2.5	1.2-1.9-2.6	1.4-2.0-2.8	1.7-2.1-3.0	1.9-2.3-3.3	2.0-2.5-3.5

**Figura A11 Difusores de placa cuadrada**

## Technical data

SPECIFICATION	EL 005	EL 010	EL 020	EL 030	EL 050	EL 075	EL 100	EL 150	EL 200
Capacity: lbs/hr	1-5	2-10	4-20	6-30	10-50	15-75	20-100	30-150	40-200
Capacity: kg/hr	1-2	1-5	2-9	3-14	5-23	7-34	9-46	14-68	18-91
Input kW max	1.9	3.7	7.5	11.2	18.7	28.1	37.4	56.1	74.8
Voltage	110-120	208-600	208-600	208-600	208-600	208-600	208-600	208-600	208-600
Phase	1	1	1 and 3	3	3	3	3	3	3
No. of Cylinders	1	1	1	1	1	1	1	2	2
 Built-on Blower Pack	yes	no	no						

**Figura A12 Humidificador de Vapor de Electrodo serie-EL, Condair**

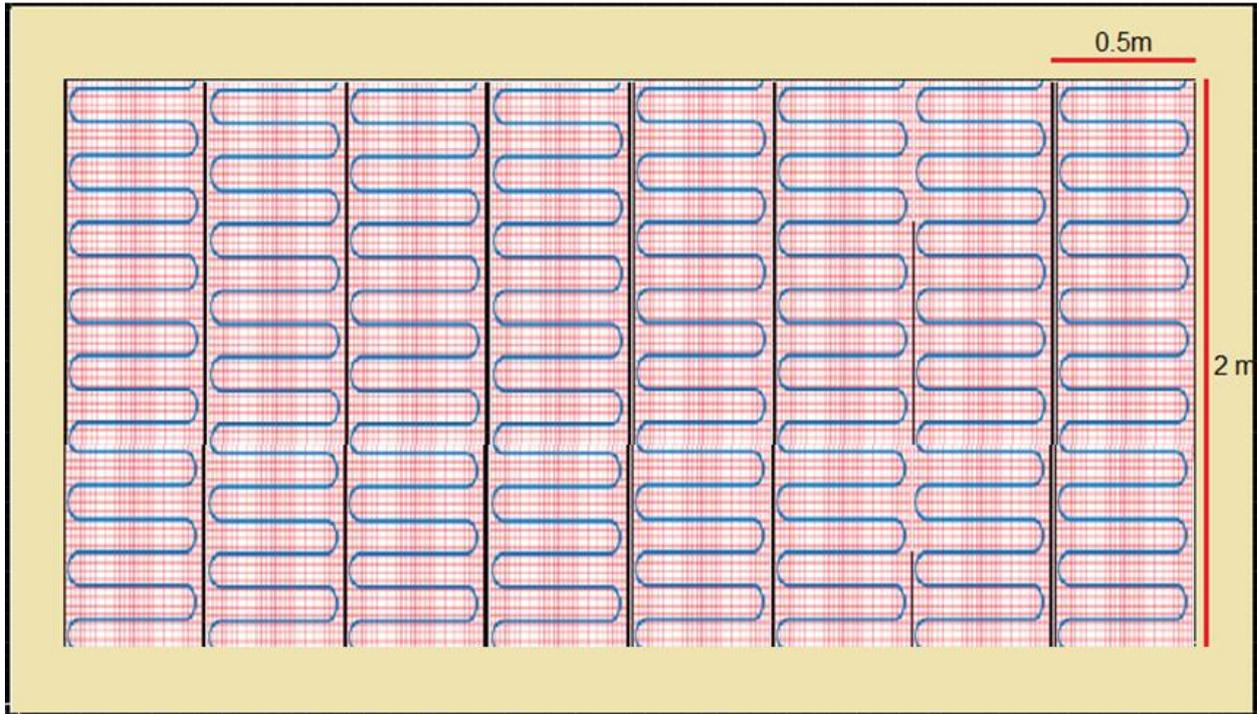


Figura A13 Instalación de mallas con resistencias eléctricas en una pared [elaboración propia]

## Apéndice B

		<b>PROFORMA</b> <b>PFV2300032 - 200121</b>			
Matriz: Av. Orellana y Coruña. Edificio Albra. Local 101... Telefono: 023826200* Quito. Sucursal: Av. Felipe Pezo Local 24 y 25 Telefono: 0990394559 * Guayaquil. <a href="http://www.sigmansa.com">www.sigmansa.com</a>					
CLIENTE: <b>Gabriel Guevara M</b>		FECHA DE EMISIÓN: 21/01/2020			
RUC : CORREO: DIRECCIÓN: TELÉFONO / FAX :					
<b>SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO</b>					
ITEM	CANT.	U	DESCRIPCION	P. OFERTA	VALOR TOTAL
1	1	Unid.	Condensadora 27.000 BTU/H HEAT PUMP INVERTER R410A 208-230/1/60Hz MODELO: 38QUS027D53-1 MARCA CARRIER	\$ 989,01	\$ 989,01
2	1	Unid.	12KBTU Evaporadora HEAT PUMP INVERTER R410A 220-240/1/60Hz MARCA CARRIER	\$ 179,05	\$ 179,05
3	1	Unid.	9KBTU Evaporadora HEAT PUMP INVERTER R410A 220-240/1/60Hz MARCA CARRIER	\$ 158,60	\$ 158,60
				SUBTOTAL:	\$ 1.326,66
<b>NO SE INCLUYE TRABAJOS DE OBRA CIVIL</b>				IVA 12 %	\$ 159,20
<b>NO SE INCLUYE INSTALACIONES ELECTRICAS</b>				TOTAL:	<b>\$ 1.485,86</b>

Figura B1 Proforma de los componentes de la bomba de calor.

## Código de programación de las tarjetas

**/\* Conexiones del Arduino:**

**--SD**

**5V -- 5V**

**D9 -- CS**

**D11 -- MOSI**

**D12 -- SCK**

**D13 -- MISO**

**GND -- GND**

**--DHT**

**5V -- VCC**

**D2 -- DATA**

**GND -- GND**

**-- LM35**

**5V -- VCC**

**A3 -- DATA**

**GND -- GND**

**-- WIND SS**

**12V -- 12V**

**GND -- GND**

**A0 -- OUT**

**A2 -- TMP**

**-- LCD**

**D3 -- RS**

**D4 -- Enable**

**D5 -- D4**

```

D6 -- D5

D7 -- D6

D8 -- D7

*/

#include <SD.h>

#include <DHT.h>

#include <OneWire.h>

#include <DallasTemperature.h>

#include <LiquidCrystal.h>

LiquidCrystal lcd(3, 4, 5, 6, 7, 8);

File myFile;

#define ONE_WIRE_BUS 4

#define DHTPIN 2

#define DHTTYPE DHT11

OneWire oneWire(ONE_WIRE_BUS);

DallasTemperature sensors(&oneWire);

const int OutPin = A0;

const int TempPin = A2; // temp sensor analog pin hooked up to Wind P sensor "TMP" pin

DHT dht(DHTPIN, DHTTYPE);

void setup() {

Serial.begin(9600);

lcd.begin(16, 2);

lcd.setCursor(0, 0);

lcd.print("Bienvenido");

delay(1000);

```

```

lcd.clear();

sensors.begin();

Serial.print("Iniciando SD ...");

if (!SD.begin(4)) {

Serial.println("No se pudo inicializar");

return;

}

Serial.println("inicializacion exitosa");

dht.begin();

}

void loop() {

lcd.clear();

int windADunits = analogRead(OutPin);

float windMPH = pow((((float)windADunits - 264.0) / 85.6814), 3.36814);

int tempRawAD = analogRead(TempPin);

float tempC = (((float)tempRawAD * 5.0) / 1024.0) - 0.400) / .0195;

float windmPS = windMPH / 2.237;

float h = dht.readHumidity();

float t = dht.readTemperature();

if (isnan(h) || isnan(t)) {

Serial.println("Error obteniendo los datos del sensor DHT11");

}

float hic = dht.computeHeatIndex(t, h, false);

sensors.requestTemperatures();

myFile = SD.open("datalog.txt", FILE_WRITE); //abrimos el archivo

if (myFile) {

Serial.print("Escribiendo SD: ");

```

```

myFile.print("Humedad: ");
myFile.print(h);
myFile.print(" %t");
myFile.print("Temperatura: ");
myFile.print(t);
myFile.print(" *C ");
myFile.print("Índice de calor: ");
myFile.print(hic);
myFile.print(" *C ");
myFile.print("TemperaturaDallas: ");
myFile.print(sensors.getTempCByIndex(0));
myFile.print(" *C ");
myFile.print("Velocidad del aire: ");
myFile.print(windmPS);
myFile.print(" m/s\t");
myFile.print("TemperaturaAero: ");
myFile.print(tempC);
myFile.println(" *C ");
myFile.close();
} else {
    Serial.println("Error al abrir el archivo");
}
delay(100);
lcd.setCursor(0, 0);
lcd.print("T=   H=");
lcd.setCursor(0, 1);
lcd.print("V=   A=");
lcd.setCursor(2, 0);

```

```

lcd.print(t);

lcd.setCursor(10, 0);

lcd.print(h);

lcd.setCursor(2, 1);

lcd.print(windmPS);

lcd.setCursor(10, 1);

lcd.print(tempC);

delay(5000);

}

```

## Apéndices C

### Cálculos

Flujos de calor en las paredes.

$$Ra_L = \frac{9.81 \text{ m/s}^2 \cdot \frac{1}{298 \text{ K}} (10\text{K}) \cdot 8 \text{ m}^3}{22.5 \times 10^{-6} \cdot 15.89 \times 10^{-6}} = 1.43 \times 10^{10}$$

Para Rayleigh mayores a  $1 \times 10^9$  se usa la siguiente ecuación de Nusselt

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

Donde

Pr es el número de Prandtl del aire a temperatura de película

$$Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 \cdot (7.19 \times 10^9)^{1/6}}{\left[ 1 + \left( \frac{0.492}{0.707} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 = 282.34$$

Entonces el coeficiente de convección resultante es

$$h_{conv} = \frac{229.42 \cdot 26.3 \times 10^{-3}}{2.5 \text{ m}} = 2.97 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Considerando la pared con una emisividad del yeso de 0.9

$$h_{rad} = 4 \cdot 0.9 \cdot 5.67 \times 10^{-8} \cdot \left( \frac{303 + 298}{2} \right)^3 = 5.53 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Regresando a la ecuación 2.1.1 de flujo de calor

$$Q''_w = 2.97 \cdot (30 - 20) + 5.53 \cdot (30 - 20) = 85 \text{ W/m}^2$$

La temperatura exterior del elemento calefactor eléctrico se puede determinar utilizando el flujo de calor encontrado.

$$T_c = Q''_w \cdot R_1 + T_s$$

$$T_c = 85 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \cdot 0.0625 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} + 30^\circ\text{C} = 35.31^\circ\text{C}$$

Asumiendo una temperatura exterior muy baja de  $19.4^\circ\text{C}$  y una resistencia equivalente obtenida de la información de la Tabla 2.7 ( $R_{eq} = 2.230 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$ ), calcularemos la pérdida de calor a través de la pared.

$$Q''_w = \frac{T_c - T_{out}}{R_{eq}}$$

$$Q''_{loss} = \frac{(35.31 - 19.4)^\circ\text{C}}{2.23 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}} = 5.41 \text{ W/m}^2$$

Por lo tanto, el flujo de calor por metro cuadrado que debería proporcionar el dispositivo es la suma del flujo hacia dentro y fuera del entorno.

$$Q''_{total} = 5.41 + 85 = 90.41 \text{ W/m}^2$$

### **Cargas Térmicas.**

Solo dos paredes y el techo están expuestas al exterior por lo tanto utilizando la ecuación 2.5 la carga a través de las paredes y techo son:

#### **Paredes**

$$\begin{aligned} CF_{opw} &= (0.44 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K})(1 \cdot (32^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}) + 8.2 \text{ K} + (-0.36) \cdot (32^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C})) \\ &= 6.51 \text{ W/m}^2 \end{aligned}$$

$$Q_{opr} = (24,2) m^2 \cdot 35.91 \frac{W}{m^2} = 869 W$$

### Techo

$$OF_b = 38.3\alpha_{roof} - 7 = 38.3(0.92) - 7 = 28.23 K$$

$$CF_{opr} = (0.68 W/m^2 \cdot K)(1 \cdot (32^\circ C - 20^\circ C) + 28.23 K + (-0.36) \cdot (32^\circ C - 20^\circ C)) \\ = 35.91 W/m^2$$

$$Q_{opw} = (13.75 + 11) m^2 \cdot 6.51 \frac{W}{m^2} = 161.12 W$$

### Psicometría.

A partir de la carta psicométrica (Figura A8) se obtienen las propiedades en cada punto. La entalpia del agua líquida saturada se obtiene de la Figura A10 en el apéndice.

$$h_1 = 91 KJ/Kg$$

$$h_2 = 46 KJ/Kg$$

$$h_w = 58.8 KJ/Kg$$

$$v = 0.88 m^3/kg$$

$$\omega_1 = 0.0228$$

$$\omega_2 = 0.0072$$

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a(0.0228 - 0.0072)$$

Se utiliza la carga de refrigeración para el caso donde la pared radiante está en operación.

$$\dot{m}_a(91 - 46) = \dot{W}_{out}$$

$$\dot{m}_a(45 KJ/kg) = 5,522 KW$$

$$\dot{m}_a = 0,122 kg/s$$

$$\dot{V}_a = 0,122 \cdot 0.88 = 0,10 m^3/s = 107 l/s$$

## Calentar y Humidificar

Bajo condiciones normales del ambiente exterior (26°C y 75%RH), se abrirá la ventana de la cámara y se espera que el ambiente interior se estabilice a las condiciones externas. Luego se calentará el aire y humidificará hasta el llevarlo a la condición 2 (35°C y 90%RH). De la carta psicométrica tenemos

$$h_1 = 53 \text{ Kj/Kg}$$

$$h_2 = 119 \text{ Kj/Kg}$$

$$\omega_1 = 0.0105$$

$$\omega_2 = 0.033$$

$$W_{in} = \dot{m}_a(h_2 - h_1)$$

$$W_{in} = 0.122 \cdot (119 - 53) = 8.09 \text{ KW}$$

Agua añadida en el proceso.

$$\dot{m}_a \cdot \omega_4 + \dot{m}_w = \dot{m}_a \cdot \omega_5$$

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a(\omega_5 - \omega_4) = 0.122(0.033 - 0.0105) = 0.0027 \text{ Kg/s}$$

$$\dot{V}_a = \frac{0,0027 \text{ kg/s}}{997 \text{ kg/m}^3} = 2.7 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s} = 9.74 \text{ litros/h}$$