

Diseño de un sistema de climatización de superficies radiantes acoplable a paredes para edificaciones existentes

Juan David Garcia Barona



Universidad del Valle
Escuela de Ingeniería Mecánica
Cali, Colombia
Noviembre de 2023

Diseño de un sistema de climatización de superficies radiantes acoplable a paredes para edificaciones existentes

Juan David Garcia Barona

Documento presentado como requisito para optar por el título de
Ingeniero Mecánico

Director:
MSc. Miguel Enrique Rosillo Peña

Universidad del Valle
Escuela de Ingeniería Mecánica
Cali, Colombia
Noviembre de 2023

A mi madre

Constanza Barona

y a mi tía

Gloria Cuartas

Agradecimientos

Quiero agradecer a mis padres, Enrique Garcia y Constanza Barona, quienes siempre creyeron en mí y brindaron todo su apoyo durante toda mi carrera universitaria. A mi novia, quien fue mi motor en el último y más difícil tramo de mi carrera. A toda mi familia y en especial a mi tía Gloria Cuartas, a quien quisiera que estuviera con nosotros.

También quiero agradecer a los profesores Miguel Rosillo y Carlos Herrera por la pasión que me inculcaron en el arte de las ciencias térmicas, por el mensaje de conciencia frente al cambio climático y por su buen humor con el que siempre alegraban las clases.

Por último quiero agradecer a mis compañeros, amigos, hermanos, por todo el apoyo que me brindaron durante el desarrollo de este proyecto y por todos los increíbles momentos que vivimos a lo largo de estos años.

Resumen

El estudio de los sistemas de climatización alternativos a los HVAC es un tema que se debe profundizar en Colombia. Uno de estos sistemas, son los de enfriamiento radiante, que pueden generar confort térmico a partir de la disminución de las temperaturas en las superficies de un recinto. El objetivo de este trabajo es determinar la prefactibilidad técnico económica de un sistema de climatización de superficies radiantes adosable a paredes. Se inició con un análisis en un sistema existente, en donde se determinó que el sistema de estanque radiante de la escuela de ingeniería mecánica de la universidad del valle no genera confort solo con las paredes en funcionamiento. Esto permitió identificar oportunidades de mejora las cuales se implementaron en el satisfactorio diseño de un nuevo sistema. Con el diseño propuesto se logra llevar las superficies de los paneles a una temperatura de 20,5 °C, lo que lleva a una TMR entre 24,8 y 25,4 °C en el escenario estudiado, que permite cumplir las condiciones de confort. Se utilizó una simulación computacional para corroborar los resultados analíticos. El error máximo obtenido fue del 2,8 %. Posteriormente se realizó un análisis económico en el cual se comparó el sistema diseñado con la alternativa convencional de aire acondicionado. Para el sistema de superficies radiantes se obtuvo un VPN de inversión de \$14'000.000 COP por debajo del VPN del sistema de aire acondicionado.

Palabras clave: Climatización, Enfriamiento radiante, Confort térmico, Temperatura media radiante TMR, Condensación.

Abstract

The study of alternative air conditioning systems to HVAC is a topic that should be deepened in Colombia. One of these systems are radiant cooling systems, which can generate thermal comfort from the reduction of temperatures on the surfaces of an enclosure. The objective of this work is to determine the technical and economic prefeasibility of a radiant cooling system that can be attached to walls. It began with an analysis of an existing system, where it was determined that the radiant pond system of the school of mechanical engineering of the Universidad del Valle does not generate thermal comfort only with the walls in operation. This allowed to identify opportunities for improvement which were implemented in the successful design of a new system. With the proposed design it is possible to bring the surfaces of the panels to a temperature of 20.5 °C, which leads to a TMR between 24.8 and 25.4 °C in the studied scenario, which allows meeting the comfort conditions. A computational simulation was used to corroborate the analytical results. The maximum error obtained was 2,8 %. Subsequently, an economic analysis was carried out in which the designed system was compared with the conventional air conditioning alternative. For the radiant cooling system, an investment NPV of \$14'000,000 COP below the NPV of the air conditioning system was obtained.

Keywords: Radiant Cooling, Air conditioning, Cooling, Thermal Comfort, Mean radiant temperature MRT, Condensation.

Contenido

Agradecimientos	IV
Resumen	V
Lista de figuras	IX
1. Introducción:	2
1.1. Marco Contextual	2
1.2. Planteamiento del problema	2
1.3. Estado del arte	3
1.4. Justificación	5
1.5. Objetivos:	6
1.5.1. Objetivo general	6
1.5.2. Objetivos específicos	6
2. Marco teórico	7
2.1. Conducción de calor en estado estacionario en paredes planas	7
2.2. Conducción de calor en capas cilíndricas	7
2.3. Convección interna forzada a través de tubos	7
2.4. Radiación	8
2.4.1. Factor de visión	9
2.4.2. Transferencia neta de calor por radiación entre dos superficies cualesquiera	10
2.4.3. Transferencia de calor desde el cuerpo humano	10
2.5. Acondicionamiento de aire	11
2.5.1. Humedad específica y reactiva del aire	11
2.5.2. Temperatura de punto de rocío	11
2.6. Confort Térmico	12
2.7. Diseño de sistemas térmicos	16
2.7.1. Diseño del ciclo de vida	16
2.7.2. Aspectos del diseño de sistemas térmicos	17
2.7.3. Creación y evaluación de conceptos	18
3. Metodología	19
4. Análisis del espacio de prueba	21
4.1. Localización	21
4.2. Descripción del espacio	22
4.3. Microclima	22

4.4. Toma de datos	24
4.5. Calculo de Confort Térmico	25
5. Propuesta de diseño	31
5.1. Temperatura de punto de rocío	31
5.2. Temperatura del serpentín	32
5.3. Temperatura del agua de operación	39
5.4. Simulación computacional	41
6. Análisis técnico-económico	45
6.1. Costo de los materiales	45
6.2. Equipos	46
6.3. Costos de fabricación	47
6.4. Costos de instalación	48
6.5. Costos de operación	49
7. Resultados y discusiones	51
7.1. Resultados analíticos y computacionales	51
7.2. Confort	51
7.3. Comparativa con equipo de aire acondicionado	55
8. Conclusiones	58
8.1. Trabajos futuros	58
Bibliografía	60
9. Anexos	62
9.1. Código en Matlab	63
9.2. Cargas térmicas	64
9.2.1. Techo y suelo	64
9.2.2. Paredes Sur y Este	65
9.2.3. Paredes Oeste y Norte	66

Lista de Figuras

1-1. Arbol del problema.	3
1-2. Arbol del objetivos.	6
2-1. Configuración geométrica para la determinación del factor de visión entre dos superficies. [1]	9
2-2. Valor medio del factor de ángulo entre la persona sentada y el rectángulo horizontal o vertical cuando la persona gira alrededor del eje vertical. [2]	9
2-3. Factores de visión para configuraciones geométricas seleccionadas. [1]	10
2-4. Mecanismos de pérdida de calor desde el cuerpo humano y magnitudes relativas para una persona en reposo. [3]	11
2-5. Enfriamiento a presión constante del aire húmedo y temperatura de punto de rocío en el diagrama T-s del agua. [3]	12
2-6. Interacción térmica del cuerpo humano y el medio ambiente. Adaptado de [2] . .	12
2-7. Escala de sensación térmica ASHRAE.	16
2-8. Índice de Fanger	16
2-9. Diagrama de flujo del diseño del ciclo de vida. Adaptado de [4]	17
3-1. Diagrama de flujo de la metodología	20
4-1. Universidad del Valle en el mapa de Cali	21
4-2. Esquema de los paneles que componen los muros radiantes	22
4-3. Condiciones de temperatura y humedad de la ciudad de Cali. [5]	23
4-4. Temperatura máxima promedio en el día [6]	23
4-5. Humedad relativa promedio en el día [6]	24
4-6. Rosa de los vientos de Cali [5]	24
4-7. Equipos de medición utilizados	25
4-8. Imágenes térmicas de techo y suelo.	26
4-9. Imágenes térmicas las superficies Norte.	26
4-10.Imágenes térmicas de las superficies Este y Sur.	27
4-11.Imágenes térmicas de las superficies Sur y Oeste.	27
4-12.Imágenes térmicas de las superficies Oeste.	27
4-13.Temperatura media radiante	28
4-14.Condiciones ambientales.	28
4-15.Condiciones de confort escenario 1	29
4-16.Condiciones de confort escenario 2	30
5-1. Vista general del panel	33
5-2. Vista frontal y corte lateral	33

5-3. Aspectos de los dos tamaños de panel.	34
5-4. Interconexión del panel dividido de 1,2 m	34
5-5. Esquema general	35
5-6. Esquema análisis de conducción parte 1	36
5-7. Esquema análisis de conducción parte 2	37
5-8. Enmallado panel de 2,4 m.	41
5-9. Enmallado panel de 1,2 m.	41
5-10.Distribución de temperatura en el panel de 2,4 m	42
5-11.Distribución de temperatura en la superficie de la lamina de aluminio del panel de 2,4 m	42
5-12.Distribución de temperatura en el panel de 1,2 m	43
5-13.Distribución de temperatura en la superficie de la lamina de aluminio del panel de 1,2 m	43
5-14.Distribución de temperatura en el panel de 1,2 m - parte 2	44
5-15.Distribución de temperatura en la superficie de la lamina de aluminio del panel de 1,2 m - parte 2	44
6-1. Lamina de aluminio nacional de 1,9 mm	45
6-2. Lamina de superboard nacional de 4 mm	46
6-3. Manguera nacional de polietileno de 16 mm	46
6-4. Chiller de importación	47
6-5. Bomba centrífuga nacional	47
7-1. Instalación del sistema diseñado para el escenario propuesto - vista frontal	52
7-2. Instalación del sistema diseñado para el escenario propuesto - vista posterior . .	52
7-3. Temperatura media radiante en el escenario analizado	53
7-4. Confort en el escenario	54
7-5. Temperatura media radiante de una persona ubicada cerca a una pared	54
7-6. Confort en el escenario con la TMR de 24,8°C	55
7-7. Costo instalación AA 1,5 TR	56
9-1. Código parte 1	63
9-2. Código parte 2	64
9-3. materiales de construcción del techo y suelo	65
9-4. materiales de construcción paredes Sur y Este	65
9-5. materiales de construcción paredes Norte y Oeste	66

Lista de Tablas

2-1. Valores típicos de eficiencia de aislamiento y permeabilidad para conjuntos de ropa occidentales. Adaptado de [2]	15
5-1. Propiedades del agua saturada a 15°C [1]	39
6-1. Costo de fabricación de los paneles de 1,2 m	48
6-2. Costo de fabricación de los paneles de 2,4 m	48
6-3. Costo total de instalación	49
6-4. Estructura de costos del proyecto(sistema radiante) durante 20 años de operación	50
7-1. Estructura de costos del proyecto(AA) durante 20 años de operación	57
7-2. Valor presente neto de inversión de ambos sistemas	57

Capítulo 1

Introducción:

1.1. Marco Contextual

El cambio climático es una realidad que se vive actualmente en el mundo. La demanda energética es cada vez mayor, aumentando así las emisiones de gases de efecto invernadero (GEI). Según [7], el sector de la energía es responsable del 76 % de las emisiones de GEI a nivel mundial. En el contexto local, el sector de energía en Colombia representa el 31 % de las emisiones de GEI, siendo este el segundo principal emisor en el país, seguido del sector ganadero y de agricultura que generan el 59 % de las emisiones totales [8].

Debido al aumento de las emisiones, hay un 50 % de probabilidades de que la temperatura de la Tierra en los próximos 5 años supere en 1,5°C la temperatura de la época preindustrial (1880) [9]. Lo cual fomenta la búsqueda de soluciones para refrigerar todo tipo de espacios y así tener un ambiente térmico agradable. Las soluciones que hay hasta el momento se basan en sistemas mecánicos que enfrían el aire. Estos sistemas consumen una gran cantidad de energía eléctrica durante su funcionamiento, lo que hace que aumente la producción de energía, que en su mayoría viene de la quema de combustibles fósiles. De esta manera seguirán aumentando las emisiones de GEI, lo que traerá nuevamente un aumento en la temperatura a nivel mundial. Realizar un aporte importante en la investigación e implementación de alternativas para la climatización de los espacios es una tarea a cumplir casi que de manera inmediata, ya que se pueden encontrar distintas formas para generar comodidad térmica que necesiten consumir una menor cantidad de energía que los sistemas que se usan hoy en día.

1.2. Planteamiento del problema

La obtención de confort térmico es fundamental para mejorar la calidad de vida de la humanidad. Existen diferentes formas para generar confort térmico en cualquier espacio, entre estas se encuentra la ventilación natural o los sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado (HVAC). En términos generales, los HVAC permiten aumentar la temperatura de un espacio interior cuando la temperatura ambiente es muy baja y disminuirla cuando la temperatura ambiente es muy alta.

En Colombia se goza de un clima tropical donde es difícil encontrar temperaturas bajo cero, por lo que no existe una gran necesidad de tener calefacción. Por el contrario, en gran parte del territorio nacional se presentan temperaturas muy altas, en donde el uso de sistemas de climatización para obtener confort térmico se vuelve casi una necesidad básica que se debe satisfacer. Además, es de vital importancia tener en cuenta aspectos como los sociales y económicos en

investigaciones futuras en este campo con el fin de garantizar que una mayor población pueda tener confort térmico en sus hogares.

Por otra parte, los sistemas de aire acondicionado convencionales (Splits, Fancoils, Aires acondicionados centrales) tienen un alto costo en cuanto inversión, instalación, operación y mantenimiento; lo que hace que estos sistemas sean de difícil acceso para la población de clase media y baja. Los sistemas de climatización de superficies radiantes (suelo, paredes, techo) pueden representar una potencial solución para generar confort térmico con un menor consumo energético [10], lo que se traduce en una reducción del costo de operación. Sin embargo, la instalación de estos equipos presenta algunos obstáculos como la invasividad que tiene su instalación. De aquí se resalta la necesidad de realizar investigaciones que contribuyan a responder la siguiente pregunta: ¿Cómo se puede implementar un sistema de climatización de superficies radiantes que sea económicamente viable y que además satisfaga el confort térmico?

En la figura 1-1 se muestra el arbol del problema construido para el proyecto.

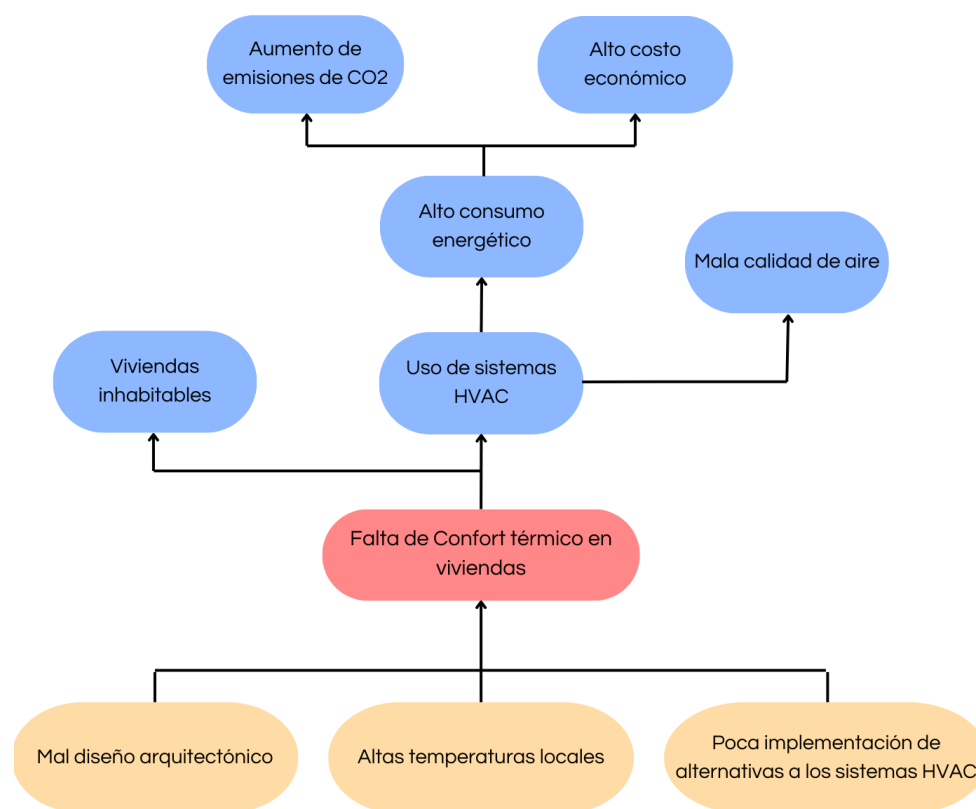


Figura 1-1: Arbol del problema.

1.3. Estado del arte

En diferentes países del mundo se han desarrollado estudios desde diferentes enfoques sobre la climatización con superficies radiantes. En general, estos son de una época reciente, siendo la segunda década del siglo XXI en la cual se han realizado la mayoría de los estudios y aplicaciones. En 1995 [11] realizó una evaluación preliminar donde resaltó que los sistemas de distribución hidrónica del enfriamiento radiante consumen solo el 5% de la electricidad que consumen los ventiladores que empujan el aire frío en los HVAC, transportando la misma cantidad de energía térmica. En la Universidad Técnica de Yildiz, Estambul, se implementó un

sistema de enfriamiento radiante de pared y techo y se comparó con un sistema Fan Coil en términos de confort térmico, donde se concluyó que con el sistema radiante se tiene una distribución de temperaturas más uniforme con una carga de refrigeración más baja que la utilizada por el fan coil [12]. Continuando con el mismo enfoque, por medio de pruebas de laboratorio se mostró que los sistemas radiantes deben extraer más calor de un espacio para obtener las mismas condiciones de temperatura que brinda un sistema HVAC [13].

Una alternativa que se estudió en 2021 como estrategia para enfrentar el calentamiento global fue la incorporación de un sistema radiante personalizado, este consiste en la ubicación de pequeños paneles radiantes verticales cerca al usuario. Esta configuración tuvo una eficiencia aceptable cuando la temperatura ambiente era de 28 °C, sin embargo, cuando la temperatura aumentó a 30 °C el rendimiento no fue bueno, lo que llevó a concluir que para que este tipo de sistema pueda funcionar, es necesario tener unas temperaturas de la superficie muy bajas y adicionalmente tener sistemas convectivos [14].

En cuanto a los territorios con climas húmedos, en Shangai se realizó un análisis utilizando modelos numéricos para un espacio con un sistema radiante híbrido que combina un panel radiante convencional con un convector de aire. El funcionamiento en conjunto del panel y el convector provee mejores resultados al aumentar la potencia de refrigeración, lo que puede significar una reducción en el consumo de energía y adicionalmente el convector ayuda a deshumidificar el aire, evitando la condensación en los paneles [15]. En Malasia se instaló un sistema de suelo radiante con un sistema de ventilación en un edificio para analizar el potencial ahorro energético y la relación costo-beneficio del sistema. Se encontró que el sistema radiante puede reducir un 34 % el consumo energético en comparación con un sistema de aire acondicionado convencional, pero la inversión inicial puede ser un 70 % mayor. No obstante, en un periodo aproximado de 2 años se recuperará la inversión, lo que puede llamar la atención para la implementación de estos sistemas en edificios ubicados en el trópico [16].

Un enfoque más técnico se le dio en [17], donde se propuso una estrategia pasiva colocando una capa de superficie hidrofóbica para evitar la condensación en los paneles de climatización radiante que es uno de los principales limitantes de estos sistemas. El resultado no fue lo suficientemente bueno, lo que llevó a los investigadores a dejar algunos planteamientos para que fueran profundizados en estudios futuros. Estudios más detallados sobre las características mecánicas y térmicas de superficies superhidrofóbicas o implementación de escudos de radiación fueron algunas de las recomendaciones para continuar las investigaciones.

Recientemente se empezaron a publicar estudios sobre el riesgo de condensación en las superficies de enfriamiento radiante. En 2022 se evaluó la colocación de membranas transparentes infrarrojas de doble pared sobre las superficies radiantes para que estas no estuvieran en contacto directo con el aire. La capacidad de refrigeración aumentó con las membranas infrarrojas en comparación con un sistema radiante convencional debido a la posibilidad de tener una temperatura del agua de operación 6 °C más baja y se tuvo una temperatura de la superficie en contacto con el aire por encima del punto de rocío, reduciendo significativamente el riesgo de condensación [18].

La forma de obtener confort térmico en Colombia, como en el resto del mundo, está dominada por la industria de los HVAC. Puede que la presión de las empresas que dominan este mercado sea la causa de que la mayoría de las aplicaciones en el campo estén dirigidas hacia la implementación u optimización de estos sistemas. Por otra parte, las investigaciones sobre refrigeración pasiva como la ventilación natural tienen un gran protagonismo en este ámbito. Las estrategias de ventilación natural pueden brindar un nivel de confort aceptable en edificios grandes como centros comerciales donde se tengan climas tropicales secos [19]. En 2013 se

realizó un estudio en un edificio industrial ubicado en la ciudad de Cali, donde los trabajadores tenían pésimas condiciones de confort debido a las ganancias térmicas internas provenientes principalmente del proceso de fundición de cobre, esto sumado a las temperaturas exteriores de más de 35 °C. Aquí los investigadores evaluaron diferentes combinaciones de estrategias de ventilación natural, enfriamiento mediante tubos enterrados, aislamiento térmico, reubicación de equipos y cambios del diseño arquitectónico; con lo cual se pudo bajar la temperatura de operación en el edificio hasta los 27°C [20]. Continuando por el mismo camino, se mostró que realizando pequeñas modificaciones al diseño arquitectónico original que sean de bajo costo, se puede mejorar el nivel de confort y salubridad en viviendas de interés social de Cali, donde en la mayor parte del día son inhabitables [21].

De acuerdo a la literatura revisada, en Colombia es aún muy escasa la investigación e implementación de la climatización radiante. En [22] presentado por el Politécnico de Milán y la Universidad Pontificia Bolivariana de Medellín en 2017, se mostró que una combinación de sistemas de climatización puede contrarrestar las cargas térmicas que se generan en un edificio grande por sus ocupantes y por las máquinas en uso. Los investigadores desarrollaron e instalaron un sistema de enfriamiento por techo radiante junto con un enfriador evaporativo indirecto en un edificio de $239m^2 \times 4m$ en el que en horas pico se encontraban presentes entre 50 y 80 trabajadores. El sistema radiante fue alimentado con agua enfriada proveniente de un chiller de absorción solar, lo que permitió reducir los costos totales de operación del chiller. El campo de la climatización radiante en el país tuvo otra investigación que fue publicada en el 2022 y realizada por el departamento de ingeniería mecánica de la Universidad del Norte de la ciudad de Barranquilla [23]. En este estudio se compararon los niveles de confort que brindan algunos sistemas de refrigeración convencionales con un sistema de enfriamiento de techo radiante híbrido con membranas transparentes a los infrarrojos en una escuela ubicada en Santa Lucia, al sur del departamento del Atlántico, donde las condiciones climáticas son cálidas y húmedas durante todo el año. La principal problemática planteada en [23] era la inevitable condensación en la superficie de las placas radiantes, por lo cual se acudieron a la colocación de una membrana transparente a los infrarrojos que permite disminuir la temperatura de operación del agua sin tener problemas de condensación en la superficie. Este mismo estudio destaca el potencial de estos sistemas para brindar confort en el trópico con un menor costo de instalación y de operación teniendo en cuenta que enfriar el aire (sistemas convencionales) puede tener mayores requisitos energéticos que enfriar el agua (sistemas radiantes).

1.4. Justificación

Las estrategias para enfrentar el cambio climático siempre serán un tema de interés en la investigación. En cuanto al sector energético, más específicamente en el sector de la climatización, es necesario explorar con mayor intensidad los diferentes tipos de sistemas de climatización que contribuyan con el ahorro energético y así ayudar a combatir el cambio climático. En Colombia es muy escasa la implementación de sistemas de climatización alternativos a los HVAC, por lo cual es necesario presentar análisis como el técnico-económico de la climatización radiante para que se conozcan los distintos beneficios que pueden traer estos sistemas. Además se deben tener en cuenta los posibles problemas que se deben enfrentar, como el riesgo de condensación en las superficies, esto sin afectar significativamente los demás aspectos que debe satisfacer el sistema. Este trabajo también pretende ser una herramienta para expandir el conocimiento en el ámbito local y de esta manera fomentar la utilización de sistemas radiantes para generar confort térmico en el territorio nacional.

1.5. Objetivos:

1.5.1. Objetivo general

Determinar la prefactibilidad técnico económica de un sistema de climatización de superficies radiantes adosable a paredes.

1.5.2. Objetivos específicos

- Evaluar experimentalmente el sistema de climatización de estanque radiante ubicado en la escuela de ingeniería mecánica de la universidad del valle con la configuración de sólo paredes para determinar si produce confort térmico.
- Diseñar un módulo tipo panel de enfriamiento radiante que sea interconectable con otros módulos y replicable a paredes.
- Determinar la posible viabilidad de fabricación y operación del sistema propuesto.

La Figura 1-2 muestra el arbol de los objetivos que se deben cumplir para dar solución al problema del proyecto.

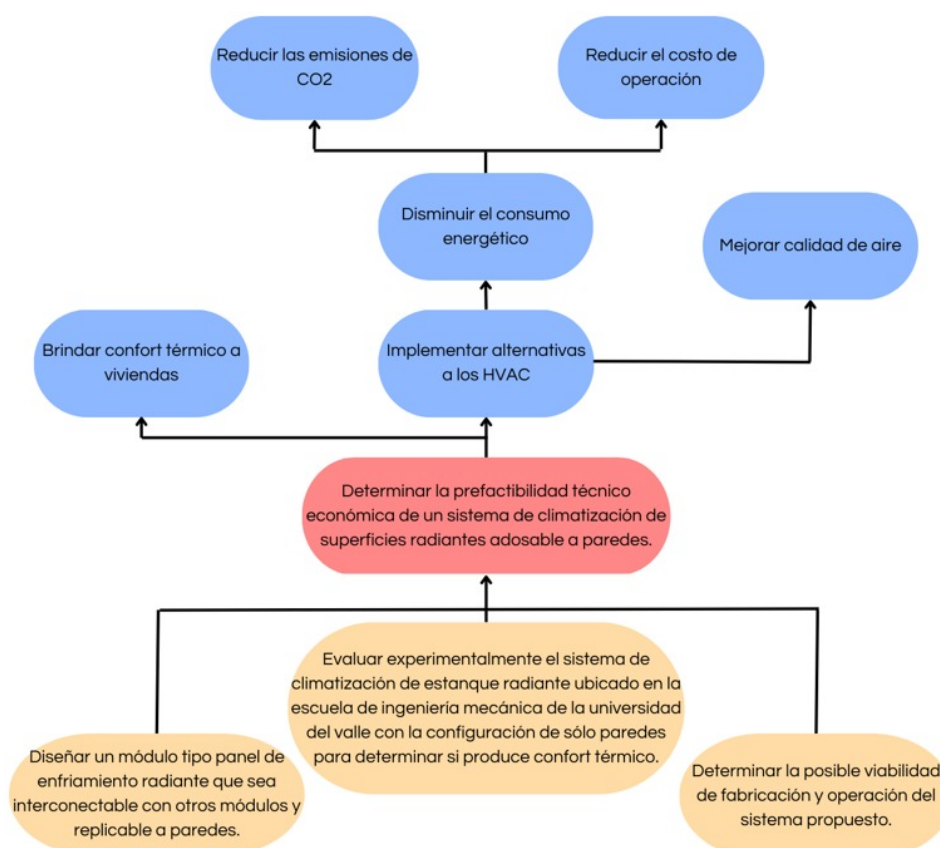


Figura 1-2: Arbol del objetivos.

Capítulo 2

Marco teórico

En este capítulo se ilustran de manera rápida y precisa los conceptos teóricos en los cuales se basa el proyecto. No obstante, se presentan las respectivas referencias donde se podrá profundizar sobre los temas abarcados.

2.1. Conducción de calor en estado estacionario en paredes planas

Es necesario contar con algunos conceptos principales de la conducción de calor y de la convección que se encuentran en [1]. La transferencia de calor por conducción tiene lugar únicamente en medios sólidos. Considerando una pared plana con un espesor L y una conductividad térmica k , con las temperaturas de las dos superficies de la pared constantes, la ley de Fourier de conducción de calor unidimensional en estado estacionario $\dot{Q}_{cond,pared}$ se expresa como:

$$\dot{Q}_{cond,pared} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2-1)$$

2.2. Conducción de calor en capas cilíndricas

La ley de Fourier de conducción del calor a través de una capa cilíndrica se puede expresar como:

$$\dot{Q}_{cond,cil} = \frac{T_2 - T_1}{R_{cil}} \quad (2-2)$$

Donde T_2 y T_1 son las temperaturas exterior e interior del cilindro y:

$$R_{cil} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk} \quad (2-3)$$

Siendo r_2 en radio exterior del cilindro. r_1 el radio interior del cilindro, L la longitud del cilindro y k la conductividad termica del material.

2.3. Convección interna forzada a través de tubos

En aplicaciones de enfriamiento y calentamiento, es común el uso de bombas para forzar un fluido a desplazarse por un tubo largo para realizar una transferencia de calor.

La velocidad del fluido que pasa por un tubo cambia desde la superficie hasta el centro del mismo, por lo tanto es conveniente trabajar con una velocidad promedio que permanece constante para el flujo incompresible y un área transversal constante.

El flujo en la tubería puede ser laminar o turbulento, laminar para velocidades bajas y turbulento al incrementar la velocidad. En la práctica, la mayor parte de los flujos son turbulentos, igual que en el caso de estudio de este trabajo.

Para el flujo en un tubo circular, el número de Reynolds se define como:

$$Re = \frac{V_{prom}D}{\nu} = \frac{\rho V_{prom}D}{\mu} = \frac{\rho D}{\mu} \left(\frac{\dot{m}}{\rho \pi D^2/4} \right) = \frac{4\dot{m}}{\mu \pi D} \quad (2-4)$$

Donde V_{prom} es la velocidad promedio del flujo, D es el diámetro del tubo, $\dot{m}$ el flujo másico y $\nu = \mu/\rho$ es la viscosidad cinemática del fluido.

Si se tiene un flujo de calor constante en la superficie del tubo, la razón de transferencia de calor $\dot{Q}$ se expresa como:

$$\dot{Q} = \dot{m}C_p(T_e - T_i) \quad (2-5)$$

donde T_i y T_e son las temperaturas medias del fluido en la entrada y la salida del tubo, y C_p es el calor específico del fluido.

Según ley de Newton del enfriamiento, la razón de la transferencia de calor desde o hacia un fluido con una temperatura superficial T_s constante que fluye en un tubo se puede expresar como:

$$\dot{Q} = hA_s(T_s - T_m) \quad (2-6)$$

donde h es el coeficiente de transferencia de calor por convección promedio, A_s es el área superficial para la transferencia de calor y T_m es la temperatura media del fluido.

Para el flujo turbulento completamente desarrollado en tubos lisos, se obtiene una relación para el número de Nusselt:

$$Nu = \frac{hD}{k} = 0,023Re^{0,8}Pr^n \quad (2-7)$$

Donde $n = 0,4$ para el calentamiento y $0,3$ para el enfriamiento del fluido que fluye por el tubo. Pr es el número de Prandtl dado por:

$$Pr = \frac{C_p}{k} \quad (2-8)$$

Donde k es la conductividad térmica.

2.4. Radiación

En el desarrollo del proyecto, se tendrán que tener en cuenta las temperaturas radiantes que están asociadas a las temperaturas de las superficies del recinto. Por tal motivo se deben tomar como herramienta los siguientes conceptos:

2.4.1. Factor de visión

La transferencia de calor por radiación entre superficies depende de la orientación de unas con respecto a las otras. El factor de visión toma en cuenta dicha orientación entre dos superficies y es una cantidad que depende únicamente de la geometría. El factor de visión también se conoce como factor de ángulo, factor de forma y factor de configuración.

Según [1], el factor de visión F_{i-j} de una superficie i a una superficie j se define como la cantidad o fracción de radiación que sale de la superficie i y choca con la superficie j . Considerando dos elementos diferenciales de dos superficies como se muestra en la figura 2-1, el factor de visión F_{12} es:

$$F_{12} = F_{A_1 \rightarrow A_2} = \frac{\dot{Q}_{A_1 \rightarrow A_2}}{\dot{Q}_{A_1}} = \frac{1}{A_1} \int_{A_2} \int_{A_1} \frac{\cos\theta_1 \cos\theta_2}{\pi r^2} dA_1 dA_2 \quad (2-9)$$

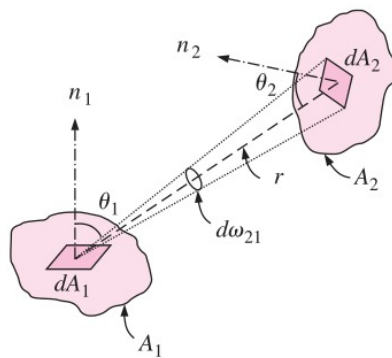
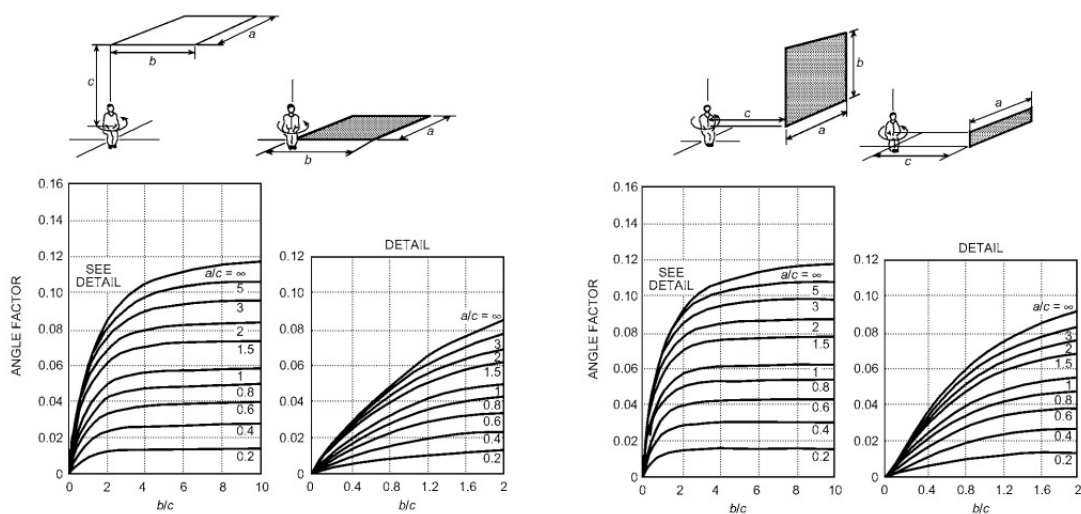


Figura 2-1: Configuración geométrica para la determinación del factor de visión entre dos superficies. [1]

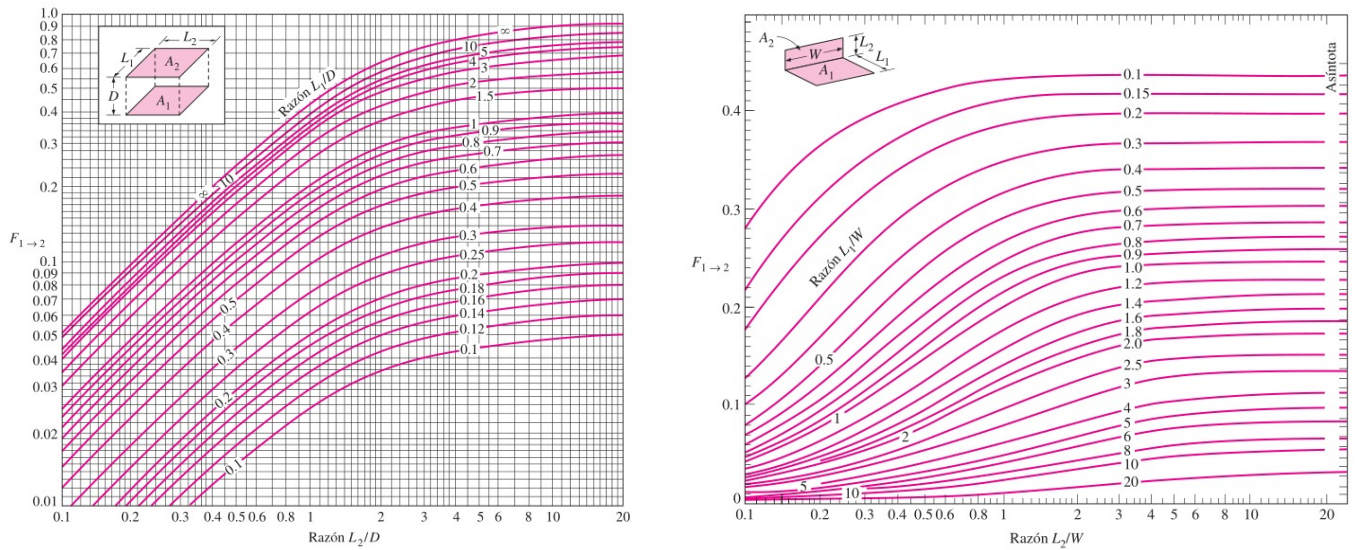
Sin embargo, para encontrar el factor de visión incluso de las superficies más sencillas, el procedimiento matemático para desarrollar las integrales es complejo. Las figuras 2-2 y 2-3 son útiles para estimar los factores de visión en superficies rectangulares.



(a) Rectángulo horizontal (en el techo o en el suelo)

(b) Rectángulo vertical (por encima o por debajo del centro de la persona)

Figura 2-2: Valor medio del factor de ángulo entre la persona sentada y el rectángulo horizontal o vertical cuando la persona gira alrededor del eje vertical. [2]



(a) Factor de visión entre dos rectángulos paralelos alineados de igual tamaño.

(b) Factor de visión entre dos rectángulos perpendiculares con una arista común.

Figura 2-3: Factores de visión para configuraciones geométricas seleccionadas. [1]

2.4.2. Transferencia neta de calor por radiación entre dos superficies cualesquiera

En un recinto de N superficies (6 para el caso de estudio) que se consideran difusas, grises y opacas de forma arbitraria que se mantienen a temperaturas uniformes, donde se consideran difusas, grises y opacas de forma arbitraria que se mantienen a temperaturas uniformes, la transferencia neta de calor $\dot{Q}$ desde una superficie i es la suma de las transferencias de calor de la superficie i hasta cada superficie del recinto. Esto se expresa:

$$\dot{Q}_i = \sum_{j=1}^N \dot{Q}_{i \rightarrow j} = \sum_{j=1}^N A_i F_{i \rightarrow j} (J_i - J_j) = \sum_{j=1}^N \frac{J_i - J_j}{R_{i \rightarrow j}} \quad (2-10)$$

Donde A_i es el área de cada superficie, J_i es la radiosidad de la superficie y $R_{i \rightarrow j}$ es la resistencia del espacio a la radiación.

2.4.3. Transferencia de calor desde el cuerpo humano

El calor metabólico generado en el cuerpo se disipa hacia el medio a través de la piel y los pulmones por convección y radiación como calor sensible y por evaporación como calor latente que representa la vaporización del agua (ver figura 2-4).

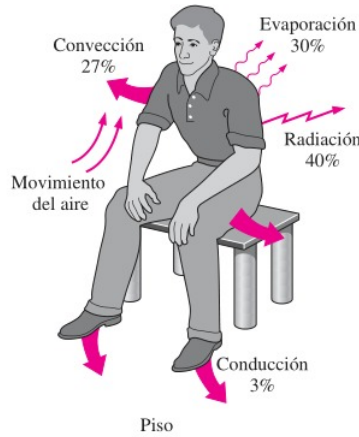


Figura 2-4: Mecanismos de pérdida de calor desde el cuerpo humano y magnitudes relativas para una persona en reposo. [3]

La pérdida total de calor del cuerpo humano se expresa como.

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{\text{cuerpo, total}} &= \dot{Q}_{\text{piel}} + \dot{Q}_{\text{pulmones}} \\
 &= (\dot{Q}_{\text{sensible}} + \dot{Q}_{\text{latente}})_{\text{piel}} + (\dot{Q}_{\text{sensible}} + \dot{Q}_{\text{latente}})_{\text{pulmones}} \quad (2-11) \\
 &= (\dot{Q}_{\text{convección}} + \dot{Q}_{\text{radiación}} + \dot{Q}_{\text{latente}})_{\text{piel}} + (\dot{Q}_{\text{convección}} + \dot{Q}_{\text{radiación}} + \dot{Q}_{\text{latente}})_{\text{pulmones}}
 \end{aligned}$$

2.5. Acondicionamiento de aire

El aire que respiramos es una mezcla de nitrógeno y oxígeno principalmente, además de pequeñas cantidades de otros gases. Según [3], el aire que contiene cierta cantidad de humedad se denomina aire atmosférico y el aire que no tiene humedad se le denomina aire seco. El aire atmosférico tiene una pequeña cantidad de vapor de agua, lo cual se debe tener en cuenta ya que influye en la comodidad humana y puede presentar condensación en los paneles de enfriamiento radiante.

2.5.1. Humedad específica y realtiva del aire

La cantidad de masa de vapor de agua presente en una unidad de masa de aire seco se conoce como humedad específica ω . Por otra parte, la relación que existe entre la cantidad de humedad que contiene el aire y la cantidad de humedad máxima que el aire puede contener a la misma temperatura se conoce como humedad relativa. Esta umedad relativa es indispensable para las condiciones de la comodidad humana y viene dada por:

$$\phi = \frac{\omega P}{(0,622 + \omega) P_g} \quad (2-12)$$

Donde P es la presión del aire atmosférico y $P_g = P_{\text{sat}} @ T$.

2.5.2. Temperatura de punto de rocío

Si la capacidad de humedad que puede contener el aire es igual al contenido de humedad presente, el aire estará saturado y su humedad relativa será del 100%. Lo que implica que una disminución de la temperatura en este punto tendrá como resultado la condensación de

una parte de la humedad, lo que se conoce como rocío. La temperatura a la cual comienza la condensación a una presión constante se conoce como la temperatura de rocío T_{dp} y se expresa:

$$T_{dp} = T_{sat} @ P_v \quad (2-13)$$

Al producirse un enfriamiento del aire a presión constante, la presión de vapor también es constante, razón por la cual el vapor presente en el aire se enfría hasta llegar a la línea de vapor saturado (ver figura 2-5).

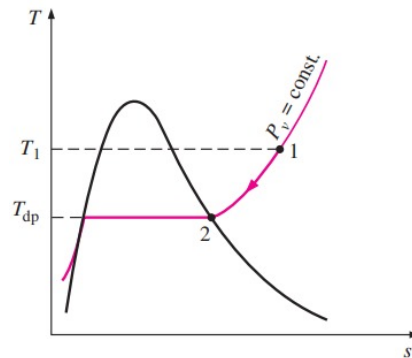


Figura 2-5: Enfriamiento a presión constante del aire húmedo y temperatura de punto de rocío en el diagrama T-s del agua. [3]

2.6. Confort Térmico

Según la Norma ISO 7730, el confort térmico se define como “ Esa condición de mente en la que se expresa la satisfacción con el ambiente térmico”. Esta condición se logra cuando la piel se encuentra en un cierto rango de temperatura y su humedad es baja, además de realizar el mínimo esfuerzo fisiológico posible. El confort térmico depende de factores internos como el metabolismo y externos como la vestimenta, temperatura, humedad relativa, velocidad del aire y temperatura radiante [2].

La figura 2-6 expresa los factores que afectan el confort debido a la interacción entre el cuerpo humano y el entorno térmico.

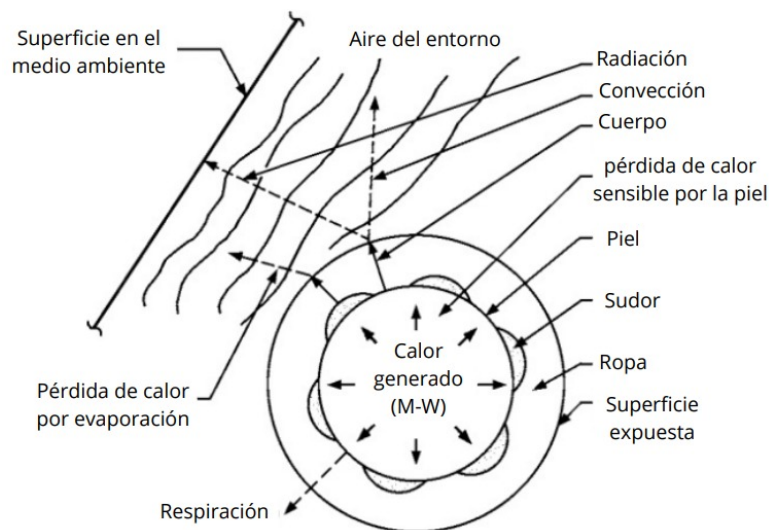


Figura 2-6: Interacción térmica del cuerpo humano y el medio ambiente. Adaptado de [2]

Para expresar el balance de energía entre el cuerpo humano y su entorno se tiene la siguiente ecuación:

$$M - W = q_{sk} + q_{res} + (SC + R + E_{sk}) + (C_{res} + E_{res}) + (s_{sk} + S_{cr}) \quad (2-14)$$

Donde:

M = tasa de producción de calor metabólico, W/m^2

W = tasa de trabajo mecánico realizado, W/m^2

Q_{sk} = tasa total de pérdida de calor por la piel, W/m^2

Q_{res} = tasa total de pérdida de calor a través de la respiración, W/m^2

C + R = pérdida de calor sensible de la piel, W/m^2

E_{sk} = tasa total de pérdida de calor por evaporación de la piel, W/m^2

C_{res} = tasa de pérdida de calor convectivo por respiración, W/m^2

E_{res} = tasa de pérdida de calor por evaporación debida a la respiración, W/m^2

S_{sk} = tasa de almacenamiento de calor en el compartimento cutáneo, W/m^2

S_{cr} = tasa de almacenamiento de calor en el compartimento del núcleo, W/m^2

Los parámetros ambientales a tener en cuenta son la temperatura del aire, la temperatura del bulbo húmedo, la temperatura del punto de rocío, la presión de vapor de agua, la presión atmosférica, la humedad relativa, la relación de humedad, la velocidad del aire y la temperatura radiante media. Esta última es la temperatura uniforme de un recinto imaginario en el cual la transferencia de calor por radiación del cuerpo humano es la transferencia de calor por radiación en el recinto no uniforme real y se calcula con la temperatura media de las superficies circundantes y cada una de sus posiciones con respecto a la persona. Suponiendo que las superficies estan construidas con materiales de alta emisividad, es posible tratarlas como cuerpos negros, por lo que se tiene la siguiente expresion para la temperatura media radiante:

$$\bar{T}_r^4 = T_1^4 F_{p-1} + T_2^4 F_{p-2} + ... T_N^4 F_{p-N} \quad (2-15)$$

Donde:

$\bar{T}_r$ = temperatura radiante media, K

T_N = temperatura superficial de la superficie N, K

F_{p-N} = factor de visión entre una persona y la superficie N

Si existen diferencias de temperatura relativamente pequeñas entre las superficies del recinto, la ecuación 2-15 puede simplificarse a una forma lineal:

$$\bar{T}_r = T_1 F_{p-1} + T_2 F_{p-2} + ... T_N F_{p-N} \quad (2-16)$$

La temperatura media radiante también se puede calcular con la temperatura radiante plana t_{pr} en las seis direcciones que rodean a la persona que describe la radiación térmica en una dirección, por lo cual su valor depende de la dirección y utilizando los factores de área proyectados de la persona en las mismas seis direcciones. Las ecuaciones 2-17 y 2-18 muestran las expresiones de la temperatura media radiante para una persona de pie y sentada respectivamente.

$$\begin{aligned} \bar{t}_r = & 0,08[t_{pr}(up) + t_{pr}(down)] + 0,23[t_{pr}(right) + t_{pr}(left)] \\ & + 0,35[t_{pr}(front) + t_{pr}(back)] + [2(0,08 + 0,23 + 0,35)] \end{aligned} \quad (2-17)$$

$$\begin{aligned} \bar{t}_r = & 0,18[t_{pr}(up) + t_{pr}(down)] + 0,22[t_{pr}(right) + t_{pt}(left)] \\ & + 0,30[t_{pr}(front) + t_{pt}(back)] + [2(0,18 + 0,22 + 0,30)] \end{aligned} \quad (2-18)$$

Con los conceptos definidos anteriormente, se puede introducir el desarrollo realizado por Povl Ole Fanger encontrado en [2]. Fanger supuso que todo el sudor generado se evapora y eliminó la eficiencia de la permeabilidad de la ropa, lo cual es válido para ropa de interior utilizada en ambientes interiores con un nivel bajo o moderado de actividad. La ecuación de Fanger entonces es:

$$\begin{aligned} M - W = & 1,196x10^{-9}f_{cl}[(t_{cl} + 460)^4 - (t_r + 460)^4] \\ & + f_{cl}h_c(t_{cl} - t_a) + 0,97[5,73 - 0,022(M - W) - 6,9p_a] \\ & + 0,42[(M - W) - 18,43] + 0,0173M(5,87 - 6,9p_a) + 0,00077M(93,2 - t_a) \end{aligned} \quad (2-19)$$

Donde:

$$\begin{aligned} t_{cl} = & 96,3 - 0,156(M - W) - R_{cl}(M - W) - 0,97[5,73 - 0,022(M - W) - 6,9p_a] \\ & - 0,42[(M - W) - 18,43] - 0,0173M(5,87 - 6,9p_a) - 0,00077M(93,2 - t_a) \end{aligned} \quad (2-20)$$

Las siguientes relaciones se utilizan para determinar los valores de h_c y f_{cl} :

$$h_c = \begin{cases} 0,361(t_{cl} - t_a)^{0,25} & 0,361(t_{cl} - t_a)^{0,25} > 0,151\sqrt{V} \\ 0,151\sqrt{V} & 0,361(t_{cl} - t_a)^{0,25} < 0,151\sqrt{V} \end{cases} \quad (2-21)$$

$$h_c = \begin{cases} 1,0 + 0,2I_{cl} & I_{cl} < 0,5clo \\ 1,05 + 0,1I_{cl} & I_{cl} > 0,5clo \end{cases} \quad (2-22)$$

Donde V es la velocidad del viento en m/s , h_c es coeficiente de transferencia de calor por convección, f_{cl} es el factor de área cubierta, cuyos valores se encuentran en la Tabla **2-1** para distintos tipos de vestuario, I_{cl} es el factor de aislamiento del vestuario, sus valores típicos se muestran en la Tabla **2-1**. R_{cl} es la resistencia térmica debido al vestuario y viene dada por:

$$R_{cl} = 0,155I_{cl} \quad (2-23)$$

Tabla 2-1: Valores típicos de eficiencia de aislamiento y permeabilidad para conjuntos de ropa occidentales. Adaptado de [2]

Descripción del conjunto	$I_{cl}(clo)$	f_{cl}
Pantalones cortos, camiseta de manga corta	0.36	1.10
Pantalones, camiseta de manga corta	0.57	1.15
Pantalones, camisa de manga corta	0.61	1.20
Igual que el anterior, más traje de chaqueta	0.96	1.23
Igual que el anterior, más chaleco y camiseta	1.14	1.32
Pantalones, camisa de manga larga, jersey	1.01	1.28
de manga larga, camiseta		
Igual que el anterior, más chaqueta de traje y pantalón interior largo	1.30	1.33
Pantalones de chándal, camiseta de chándal	0.74	1.19
Pijama de manga larga, pantalón de pijama	0.96	1.32
largo, bata corta de manga 3/4, zapatillas (sin calcetines)		
Falda por la rodilla, camisa de manga corta, medias, sandalias	0.54	1.26
Falda por la rodilla, camisa de manga larga, slip completo, medias	0.67	1.29
Falda hasta la rodilla, camisa de manga larga, media enagua, medias, jersey de manga larga	1.10	1.46

Los valores de M de generación típica de calor metabólico para diferentes actividades se encuentran tabuladas en [2] y pueden ser consultados cuando se requiera.

Con la vinculación de las variables metabólicas y ambientales, Fanger propuso el PMV (Predicted Mean Vote Index) que predice la respuesta media de un gran grupo de personas según la escala de sensación térmica ASHRAE(ver Figura 2-7). La expresión para el PMV está dada por:

$$\begin{aligned}
 PMV = & [0,303e^{(-0,036M)} + 0,028](M - W) - 3,96 \times 10^{-8} f_{cl} [(t_{cl} + 273)^4 \\
 & - (\bar{t}_r + 273)^4] - f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a) - 3,05 [5,73 - 0,007(M - W) - p_a] \\
 & - 0,42 [(M - W) - 58,15] - 0,0173M(5,87 - p_a) - 0,0014M(34 - t_a)
 \end{aligned} \quad (2-24)$$

Donde:

$$\begin{aligned}
 t_{cl} = & 35,7 - 0,028(M.W) - R_{cl} 39,6 \times 10^{-9} f_{cl} [(t_{cl} + 273)^4 \\
 & - (\bar{t}_r + 273)^4] + f_{cl} h_{cl} (t_{cl} - t_a)
 \end{aligned} \quad (2-25)$$

Estas son ecuaciones matemáticas que deben resolverse por iteración. Razón por la cual se opta por utilizar el software libre CBE Thermal Comfort Tool de [24] que permite calcular el PMV.

+ 3	Muy Caluroso
+ 2	Caluroso
+ 1	Ligeramente caluroso
0	Neutro
- 1	Ligeramente fresco
- 2	Fresco
- 3	Frio

Figura 2-7: Escala de sensación térmica ASHRAE.

Si el PMV se encuentra entre $-0,5$ y $+0,5$ se considera una condición de confortabilidad. Esto se puede ver gráficamente en la Figura 2-8.

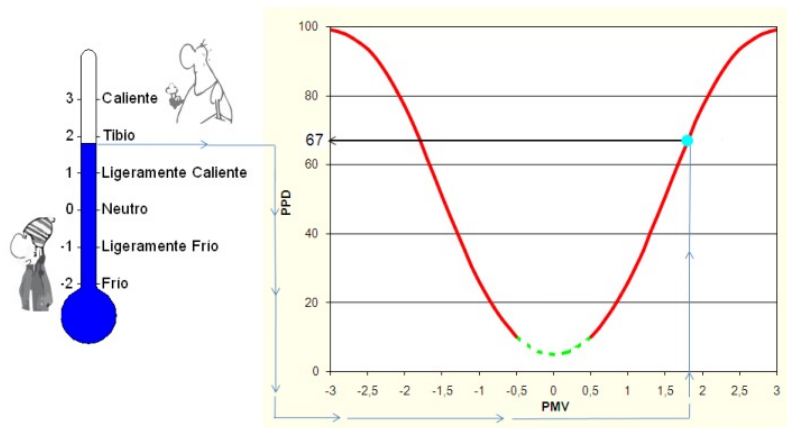


Figura 2-8: Índice de Fanger

Con el conocimiento del PMV es posible calcular el porcentaje de personas insatisfechas PPD como:

$$PPD = 100 - 95e^{[-(0,03353PMV^4 + 0,2179PMV^2)]} \quad (2-26)$$

El PPD predice el porcentaje de personas que encuentran cierta situación incómoda. Valores de hasta el 10 % de PPD reflejan una situación satisfactoria o confortable.

2.7. Diseño de sistemas térmicos

El diseño en ingeniería debe tener un pensamiento crítico y estructurado que le permita al equipo de diseño encontrar soluciones óptimas en los aspectos requeridos. Para esto es necesario analizar los conceptos descritos a continuación, y que se encuentran de una manera más profunda y detallada en [4].

2.7.1. Diseño del ciclo de vida

En general, se deben seguir cinco etapas en el proceso de diseño que se muestran en la Figura 2-9.

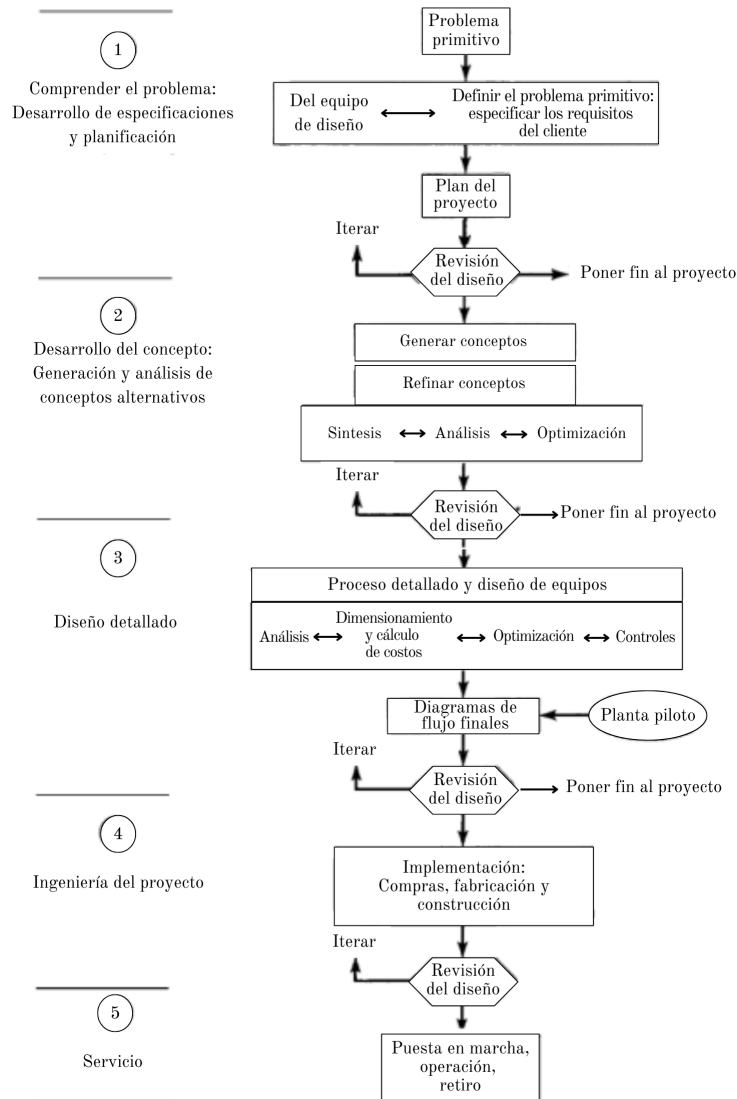


Figura 2-9: Diagrama de flujo del diseño del ciclo de vida. Adaptado de [4]

Los problemas del campo de la ingeniería comúnmente no se encuentran bien definidos o identificados, por lo que al iniciar el proceso de diseño se debe comprender cuál es el problema y determinar qué debe satisfacer el sistema y no cómo lo podría hacer. Este enfoque se conoce como despliegue de funciones de calidad, que consiste en:

1. Identificar a los clientes.
2. Determinar los requisitos de los clientes:
 - Clasificar los requisitos en necesidades y deseos.
 - Expresar los requisitos en términos medibles.

2.7.2. Aspectos del diseño de sistemas térmicos

Uno de los aspectos a considerar en el diseño de sistemas térmicos es el aspecto ambiental. Los aspectos ambientales deben tratarse como objetivos y no como limitaciones del diseño. Los impactos ambientales negativos se deben prever y eliminar a lo largo del ciclo de vida

con cambios en las estrategias tecnológicas del proceso y la selección de los materiales de su composición.

Aspectos de seguridad son de suma importancia en el diseño. El sistema en algún punto podrá presentar fallas, las cuales deben anticiparse para evitar un desastre mayor. Adicionalmente, el sistema debe ser fiable y mantenible, es decir, que tenga la posibilidad de repararse y mantenerse fácilmente y de manera económica. Por otra parte, los datos de rendimiento y costo de los equipos que serán utilizados deben registrarse detalladamente durante las diferentes fases del proceso de diseño junto con el costo final del producto, sumando la inversión, recursos y servicios.

2.7.3. Creación y evaluación de conceptos

Luego de completar los pasos anteriores, se procede a utilizar los conocimientos de ingeniería para encontrar soluciones alternativas al problema que permitan pasar de la fase del “qué hacer” a la fase del “cómo hacerlo”. En otras palabras, lo que se quiere es considerar específicamente cómo se puede resolver el problema, ya sea con adaptaciones o modificaciones de diseños existentes, o con propuestas de soluciones novedosas. Seguido de esto, viene la fase de refinación de conceptos, en donde se hace un análisis crítico y luego la síntesis de los conceptos y alternativas que pueden ser necesarios para el desarrollo del proceso de diseño. Por último, se llega a la fase de desarrollo del concepto, en donde las alternativas obtenidas en la fase anterior se analizan para escoger una, la cual será objeto del diseño detallado. Este análisis implica realizar los respectivos análisis térmicos, cálculos de costos, dimensionamiento de equipos y otras posibles cuestiones.

Capítulo 3

Metodología

Para el desarrollo del proyecto se requiere realizar una serie de actividades y tareas que permitan cumplir con cada uno de los objetivos específicos planteados anteriormente. Estas incluyen profundización acerca del confort térmico, realización de pruebas experimentales, diseño y análisis técnico económico. Para esto se han planificado las actividades de la siguiente manera:

- Revisión de la literatura.
 1. Estudio de los sistemas radiantes existentes.
 2. Identificar los problemas que presentan los sistemas de enfriamiento radiante estudiados en las referencias bibliográficas
 3. Profundización detallada sobre confort térmico.
- Verificar si el sistema de climatización de estanque radiante de la escuela de ingeniería mecánica de la Universidad del Valle cumple con los estándares de confort térmico con el funcionamiento únicamente de la media pared.
 1. Realizar pruebas experimentales utilizando la configuración de solo paredes en el sistema de climatización de estanque radiante de la universidad del valle.
 2. Determinar si el sistema produce confort térmico solo con las paredes.
 3. Identificar las características que se pueden mejorar para aplicarlas en el diseño.
- Diseñar un módulo tipo panel de enfriamiento radiante que sea interconectable con otros módulos y replicable a paredes.
 1. Calcular la capacidad de enfriamiento requerida.
 2. Definir la configuración geométrica.
 3. Determinar la temperatura del agua y el flujo másico de operación.
 4. Seleccionar los materiales para la composición del sistema.
 5. Presentar los planos de diseño.
- Determinar la posible viabilidad de fabricación y operación del sistema propuesto.
 1. Proponer una forma de fabricar los módulos.
 2. Seleccionar un Chiller disponible en el mercado.

3. Calcular el consumo energético del Chiller para la temperatura de operación del agua establecida.
4. Estimar el costo total de inversión e instalación del sistema.
5. Presentar el análisis técnico-económico final.

La figura 3-1 muestra el diagrama de flujo que describe la forma en que se desarrollará la metodología durante el proyecto.

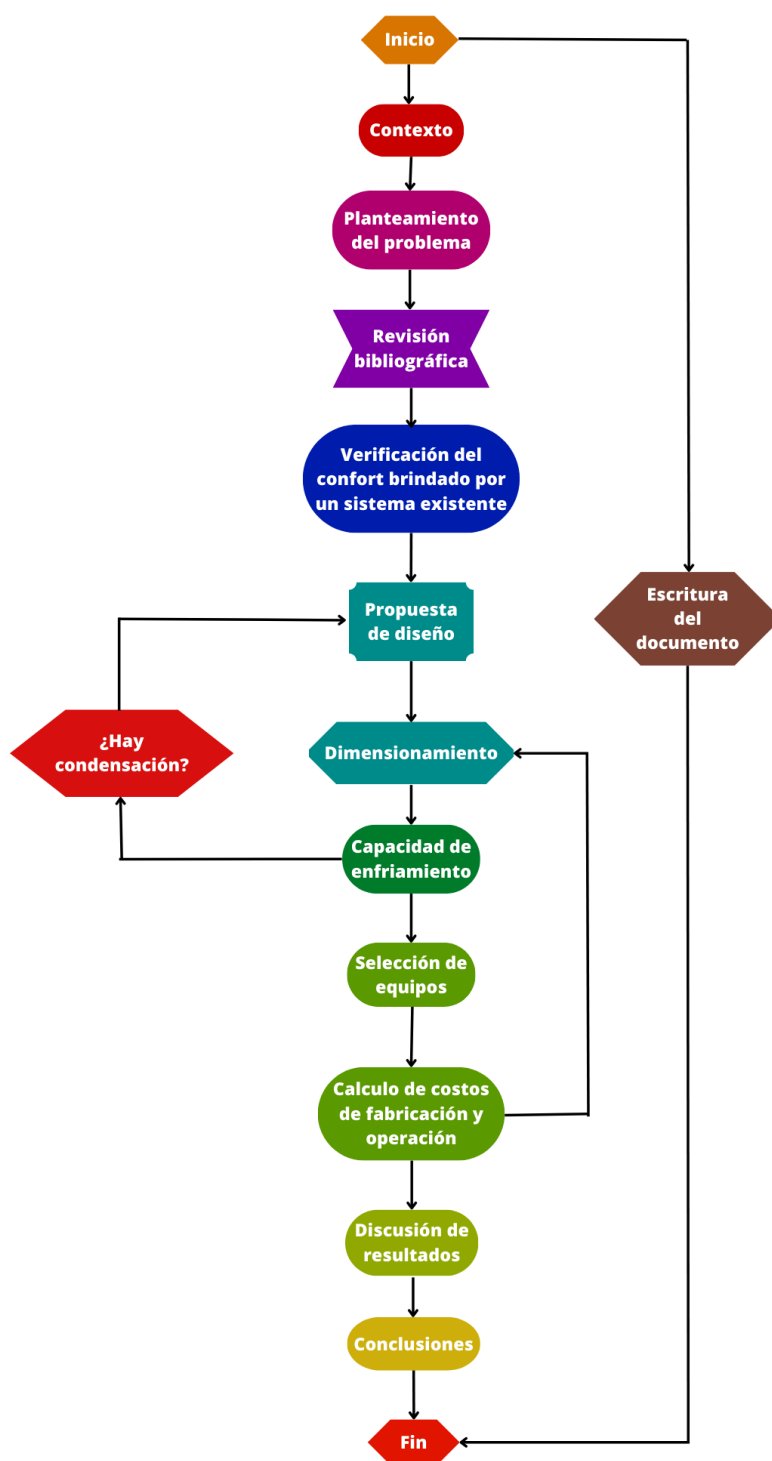


Figura 3-1: Diagrama de flujo de la metodología

Capítulo 4

Análisis del espacio de prueba

4.1. Localización

El espacio de prueba se encuentra en el grupo de investigación en Energética, ubicado en el espacio 2008 del segundo del edificio E33 de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad del Valle, la cual se ubica al suroccidente de la ciudad de Cali, Valle del Cauca, Colombia; cuya dirección es Calle 13 #100 – 00 Ciudadela Universitaria Melendez. En la figura 4-1 se muestra la ubicación geográfica de la Universidad del Valle en la ciudad de Cali.



Figura 4-1: Universidad del Valle en el mapa de Cali

4.2. Descripción del espacio

El lugar de pruebas es un espacio cerrado de 49 metros cuadrados (7x7) y 2,68 metros de altura. El espacio cuenta con un suelo radiante instalado en la totalidad de la superficie del piso, además de un sistema de muros radiantes, seis paneles de 122 x 244 centímetros, uno de 100 x 100 centímetros y uno de 122 x 144 centímetros, los cuales se ubican en la parte inferior de las paredes del recinto y se componen con 8 pasos de serpentines alimentados con agua helada proveniente de un Chiller ubicado en el primer piso del edificio E33. Estos serpentines están fijados a una placa de superbord de 4,5 milímetros de color negro. En la figura 4-2 se muestra un esquema más detallado de la forma que tienen los paneles. La pared Norte cuenta con dos puertas y un ventanal de 146 x 488 centímetros, la pared Este no tiene puertas ni ventanas, la pared Sur cuenta con dos puertas y un pequeño ventanal en la parte superior de 15 centímetros x 7 metros, la pared Oeste tiene dos puertas que dan acceso a un pequeño cuarto de control del estanque radiante

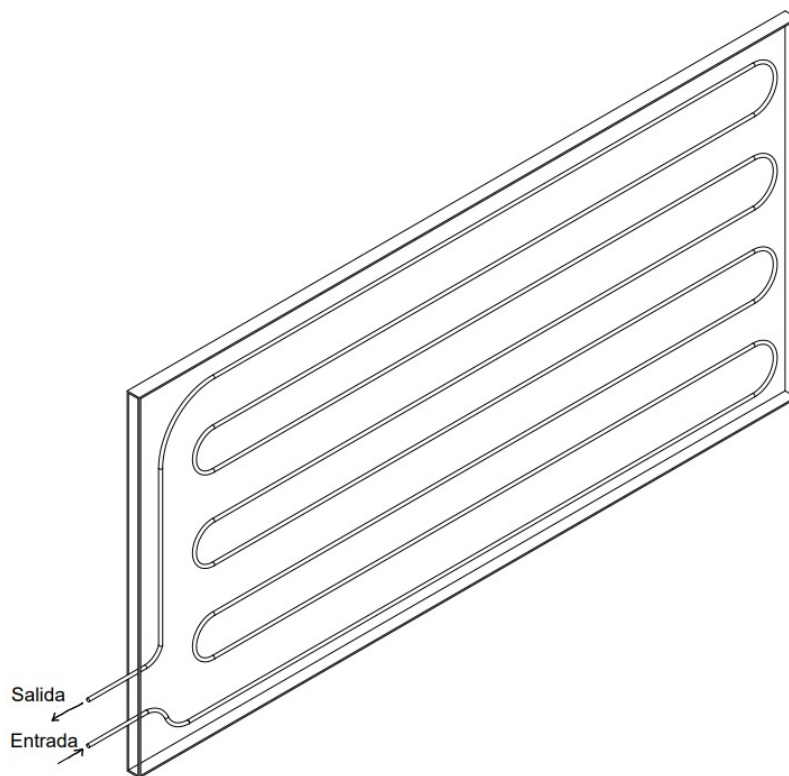
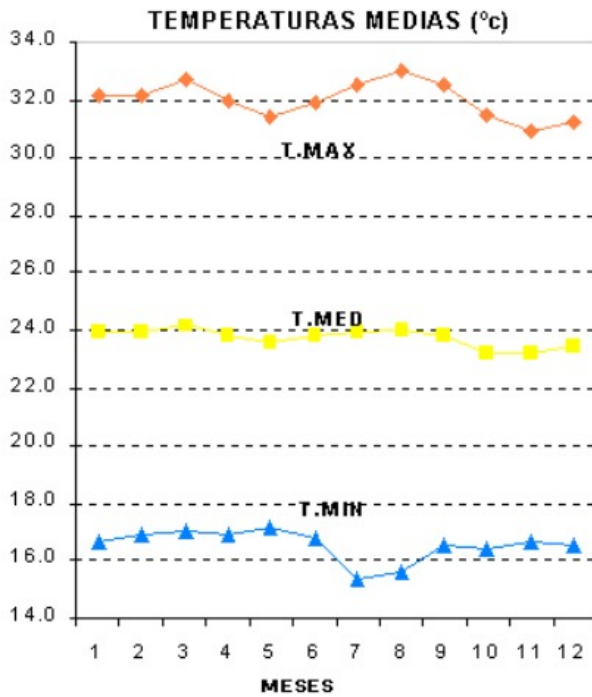


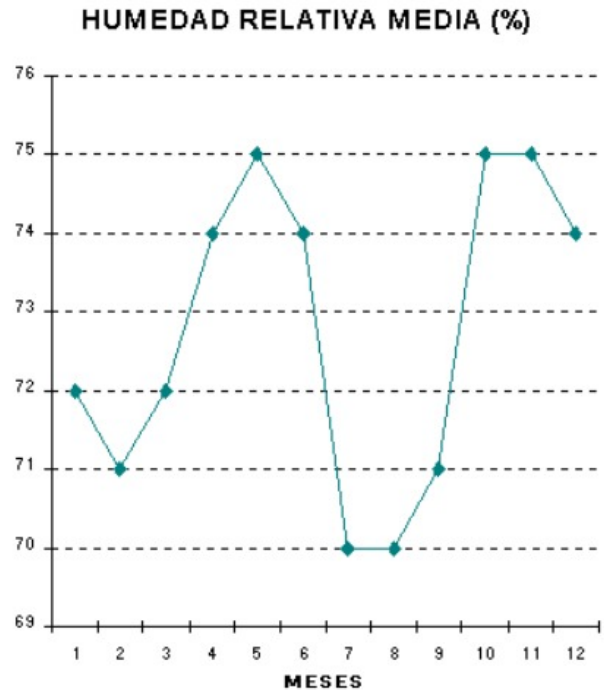
Figura 4-2: Esquema de los paneles que componen los muros radiantes

4.3. Microclima

Las condiciones ambientales y climáticas que afectan directamente a una zona específica se deben caracterizar para lograr un análisis completo y acertado. Las condiciones de temperatura y humedad relativa, así como la velocidad y dirección de las corrientes de viento para la ciudad de Cali se presentan a continuación. En las figuras 4-3a y 4-3b tomadas del IDEAM se observan los valores de temperatura promedio y humedad relativa a lo largo del año en la ciudad de Cali.



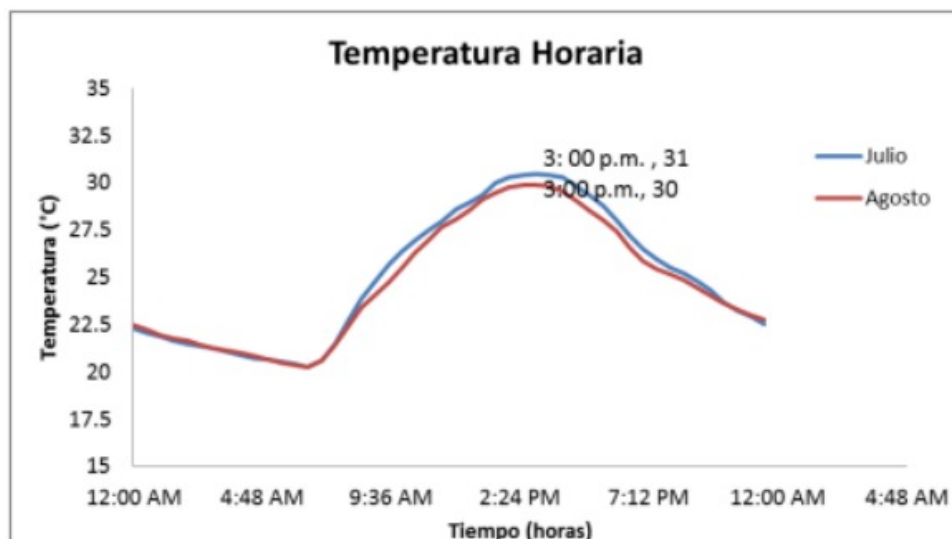
(a) Temperatura promedio.



(b) Humedad relativa promedio.

Figura 4-3: Condiciones de temperatura y humedad de la ciudad de Cali. [5]

De las figuras 4-3a y 4-3b podemos ver que Julio y Agosto son los meses más cálidos y secos del año, por lo cual nos centraremos en analizar las condiciones climatológicas de estos dos meses. En las figuras 4-4 y 4-5 se muestran los valores de temperatura promedio y humedad relativa a lo largo de un día representativo de Julio y uno de Agosto, alcanzando una temperatura máxima de 31°C y una humedad mínima de alrededor de 50 % en el mes de Julio.

**Figura 4-4:** Temperatura máxima promedio en el día [6]

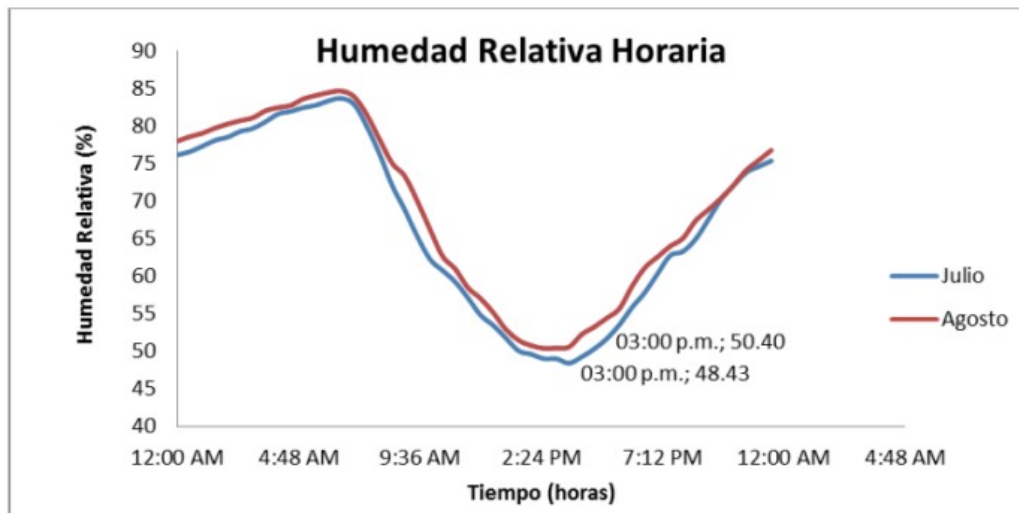


Figura 4-5: Humedad relativa promedio en el día [6]

En la figura 4-6 se muestra la rosa de los vientos de Cali que proporciona el IDEAM, donde se observa que las corrientes más fuertes provienen del oeste y noroeste. Sin embargo el espacio de análisis se encuentra rodeado de árboles y edificios que impiden una plena ventilación natural, por lo que los datos de la rosa de los vientos del IDEAM se contradicen con las mediciones realizadas en el espacio del edificio E33 que se analizó, donde se presentan corrientes con menor frecuencia y menor intensidad.

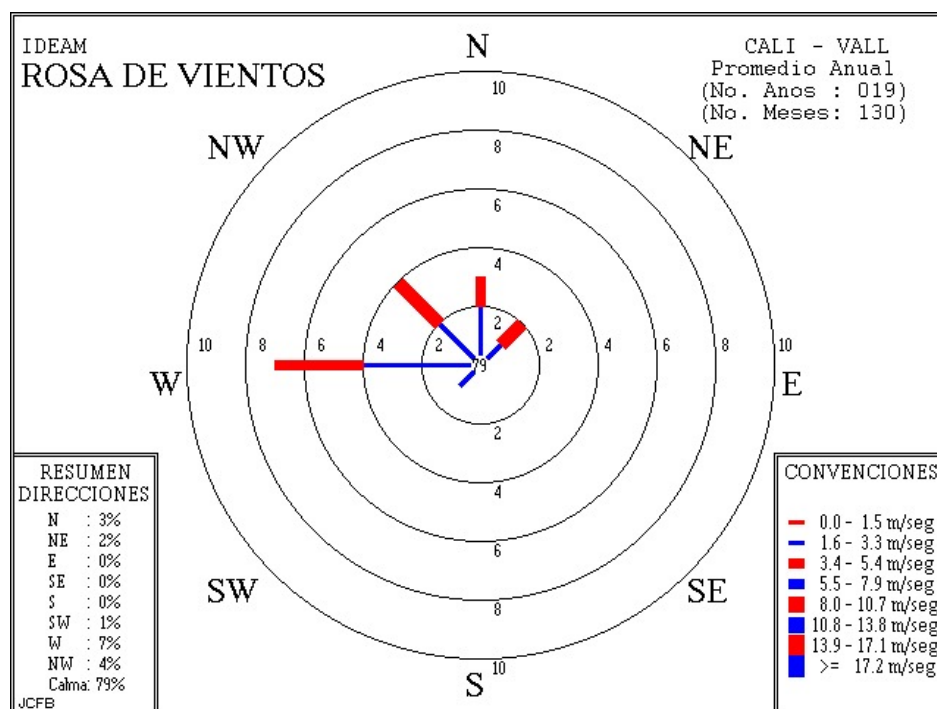


Figura 4-6: Rosa de los vientos de Cali [5]

4.4. Toma de datos

Para determinar si en el recinto hay o no confort térmico, es necesario conocer los datos de temperatura de bulbo seco, velocidad del aire, humedad relativa y temperatura media radiante

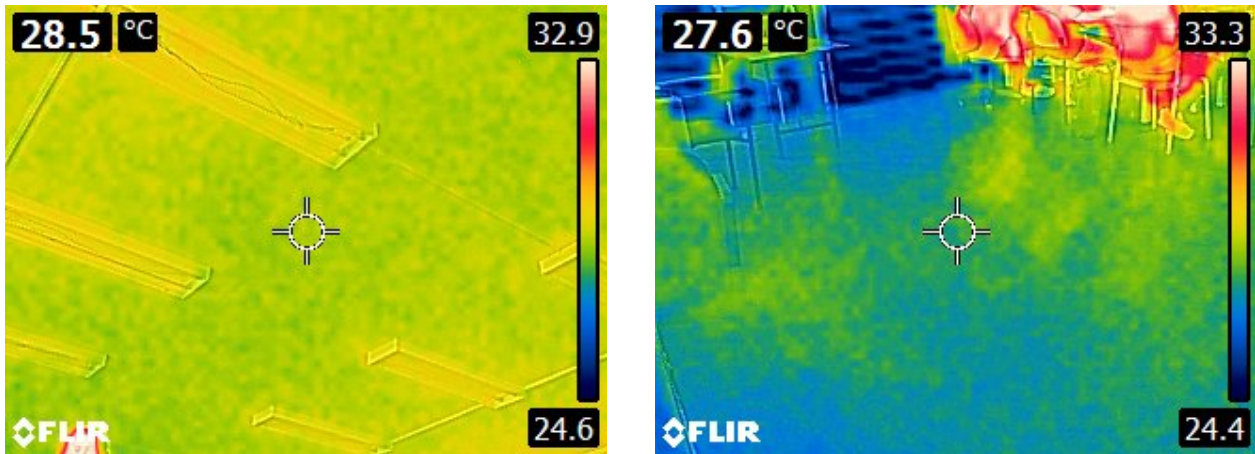
de dicho espacio. Para esto se tomaron medidas en el mes de Julio del 2023 entre las 11 am y las 4 pm, espacio temporal en el cual se presentan las temperaturas más altas y las humedades más bajas. Para la medición de la temperatura de bulbo seco y humedad relativa se utilizó el Medidor de calidad de aire TSI 7525 IAQ que se muestra en la figura 4-7a. Este se ubicó en el centro del recinto. Para la velocidad del aire se utilizó el Anemómetro Marca TSI: VELOCICALC 5725 que se muestra en la figura 4-7b. Este equipo también se ubicó en el centro del recinto para simular el flujo de aire que afectaría directamente a una persona dentro del recinto, donde el valor de la velocidad del aire fue 0,02 m/s, un valor demasiado pequeño. Finalmente, se tomaron las temperaturas de todas las superficies, suelo, paredes y techo utilizando la Cámara termográfica FLIR E4 que se muestra en la figura 4-7c. Para poder realizar el cálculo del confort con el muro radiante en funcionamiento se instalaron dos válvulas de bola en las tuberías de alimentación y descarga del sistema de suelo radiante para poder aislarlo y dejar en funcionamiento únicamente el muro.



Figura 4-7: Equipos de medición utilizados

4.5. Cálculo de Confort Térmico

Para el correcto cálculo del confort térmico del recinto, es necesario encontrar la temperatura media radiante (TMR) del mismo. Esto se lleva a cabo haciendo uso del software CBE 3D Mean Radiant Temperature Tool [24], para el cual se deben tener presentes las temperaturas de todas las superficies del recinto. Este software también permite tener en cuenta la presencia de ventanas en cualquier superficie. En las figuras 4-8a y 4-8b se pueden observar las imágenes del techo y suelo respectivamente captadas por la cámara termográfica, donde se toma una temperatura promedio de 28,1°C para el techo y 26°C para el suelo.

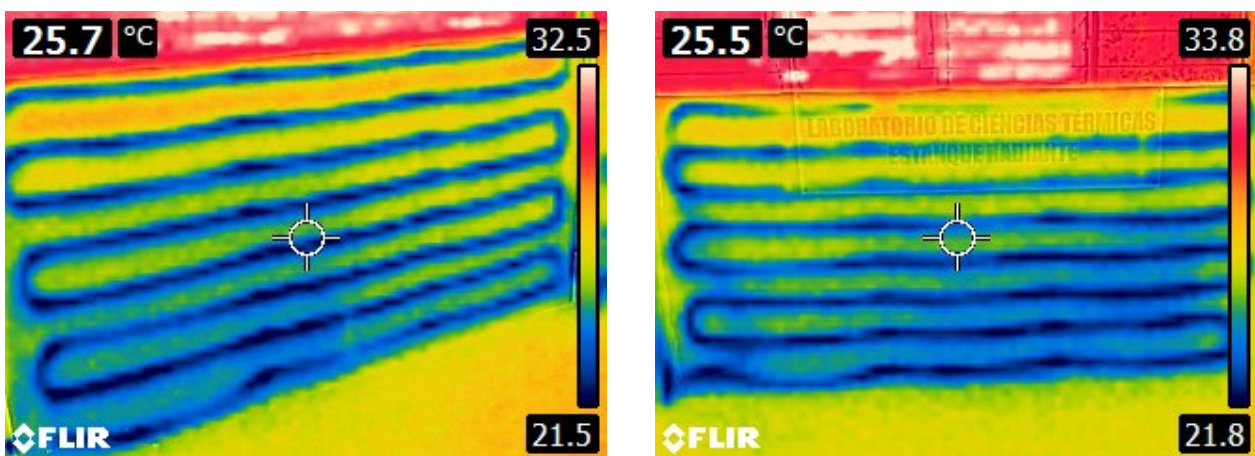


(a) Temperaturas del techo.

(b) Temperaturas del suelo.

Figura 4-8: Imágenes térmicas de techo y suelo.

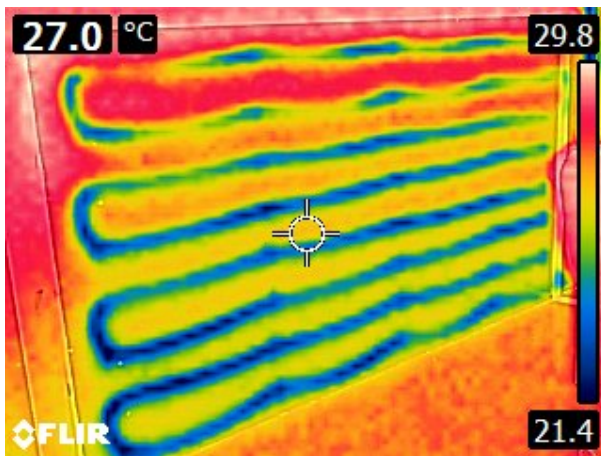
La pared Norte, tiene un ventanal que ocupa más de la mitad de su área total, dejando únicamente como superficie sólida los paneles de muro radiante, que tenían una temperatura promedio de 22°C. La pared Este está compuesta por paneles que ocupan el 45,2% de su área total, el 55% restante es pared sólida. Los paneles en esta pared tenían una temperatura promedio de 21,7°C y la parte superior de la pared tenía una temperatura de 25,9°C, por lo cual se trabaja con una temperatura promedio de toda la pared de 23,9°C. De manera similar se trabaja la pared Sur, donde se obtuvo una temperatura de 21,8°C en los paneles y 26,3°C en la parte superior, obteniendo así una temperatura promedio de 24°C. Finalmente, en la pared Oeste se tienen dos paneles y las flautas de alimentación del sistema que también influyen al estar a una temperatura muy baja, obteniendo una temperatura de 19°C en los paneles que representan el 34,37% del total del área de la superficie. En el porcentaje de área restante se obtuvo una temperatura promedio de 27°C, por lo que se trabaja con una temperatura promedio total de 24,2°C. En las figuras 4-9 a 4-12 se pueden apreciar las imágenes térmicas de los paneles y la parte superior de las paredes del recinto.



(a) Panel 1 Norte.

(b) Panel 2 Norte.

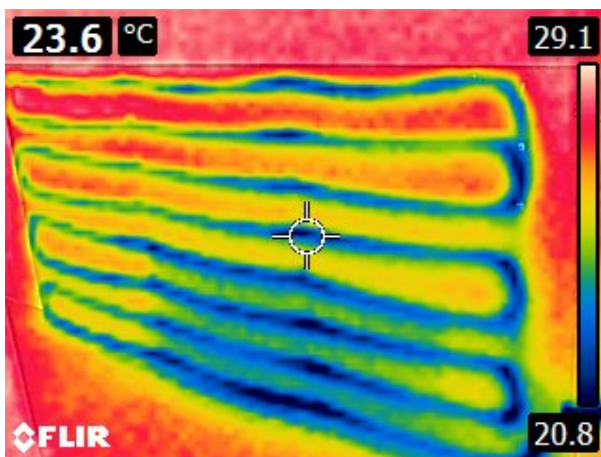
Figura 4-9: Imágenes térmicas las superficies Norte.



(a) Panel Este.



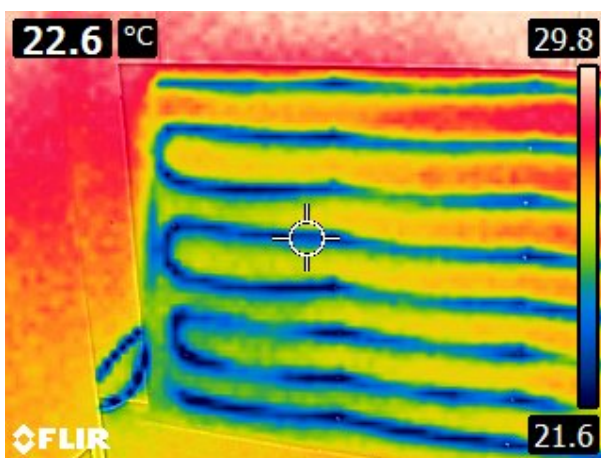
(b) Paredes Este y Sur.

Figura 4-10: Imágenes térmicas de las superficies Este y Sur.

(a) Panel Sur.



(b) Paredes Sur y Oeste.

Figura 4-11: Imágenes térmicas de las superficies Sur y Oeste.

(a) Panel Oeste.



(b) Flautas de alimentación y descarga.

Figura 4-12: Imágenes térmicas de las superficies Oeste.

Con los valores mencionados anteriormente, se obtienen los valores de TMR que se muestran en la figura 4-13.

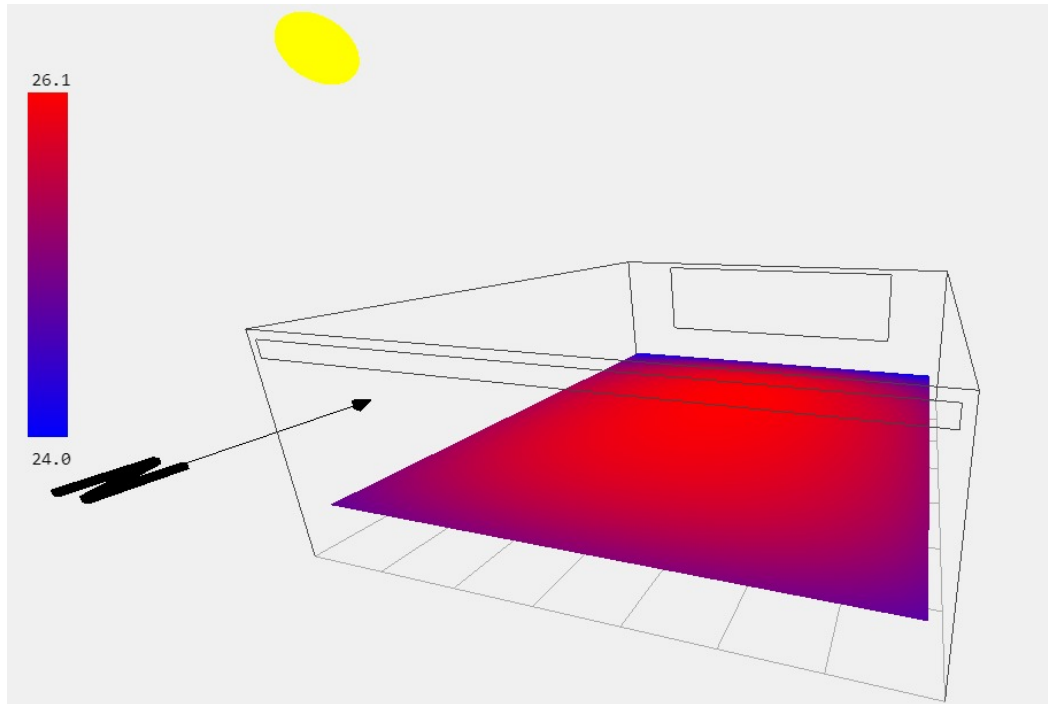


Figura 4-13: Temperatura media radiante

Para determinar las condiciones ambientales se tomaron datos de temperatura de bulbo seco y humedad relativa en intervalos de 30 minutos desde las 11 am hasta las 4 pm como se mencionó anteriormente. Estos valores se graficaron y se observan en las siguientes figuras:

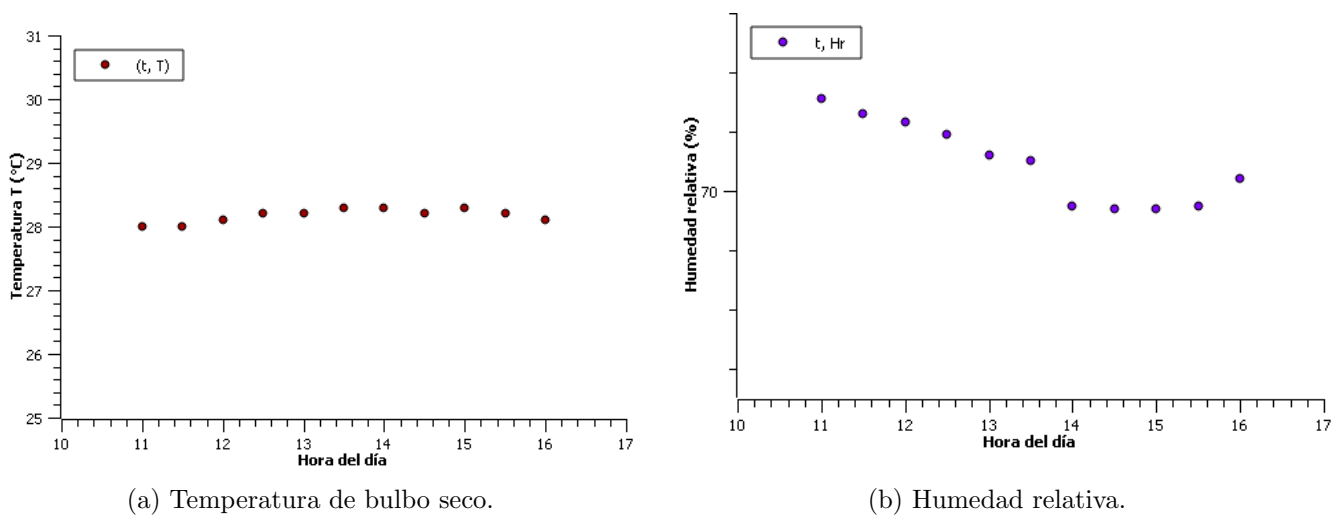


Figura 4-14: Condiciones ambientales.

En la figura 4-14a se observa una poca variación en la temperatura registrada, obteniendo un valor máximo de 28,3°C con el cual se trabajará al ser la temperatura crítica. Los valores de

humedad relativa registrados en la figura 4-14b varían un poco más con el paso del tiempo. La temperatura con que se trabajará es la registrada a las 3 pm, por ende se selecciona la humedad de ese mismo horario para realizar el análisis, la cual fue de 69,4 %.

Por último, los parámetros de aislamiento de la ropa se asumieron como una persona vistiendo pantalones y camisa manga corta; así mismo se asume un actividad física de una persona sentada escribiendo. De esta manera se ingresan los datos al software CBE Thermal Comfort Tool modificando la presión atmosférica a 89 kPa, siendo esta la presión de Cali y se obtienen los siguientes resultados:

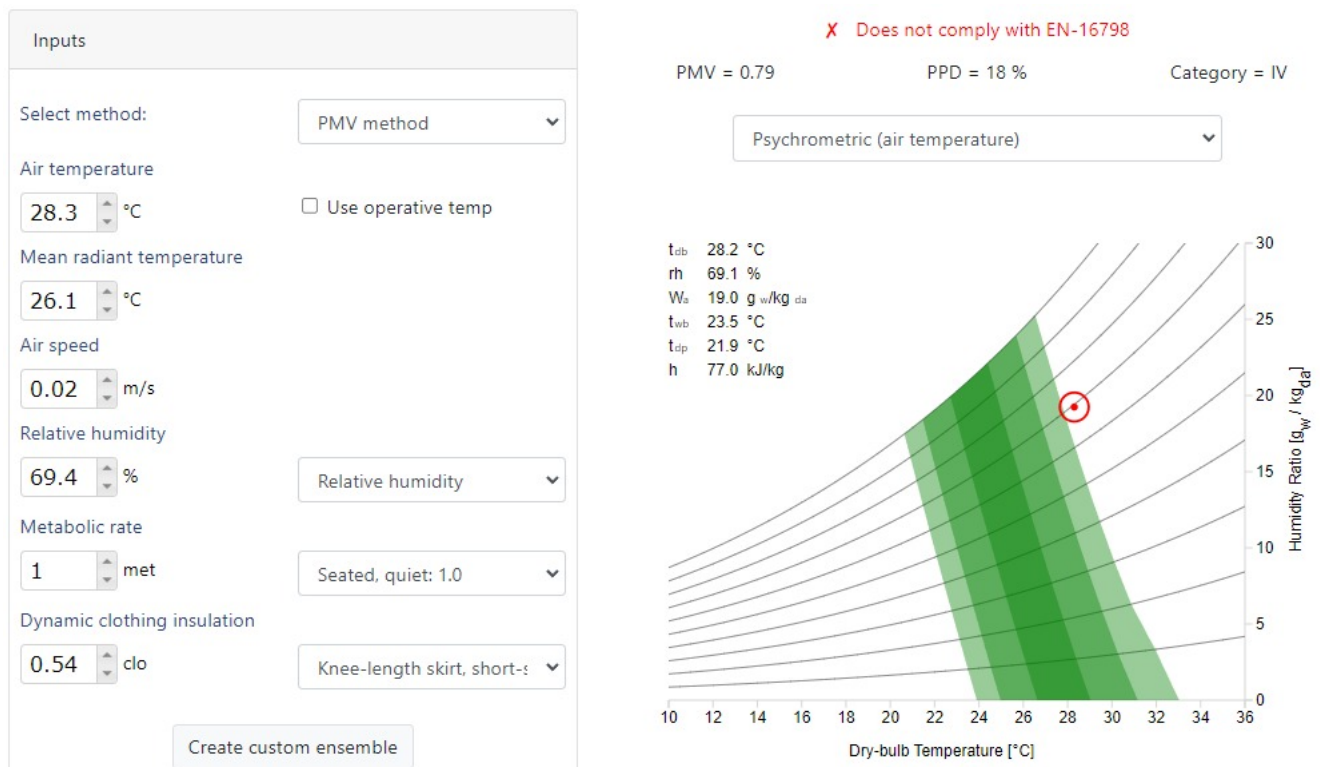


Figura 4-15: Condiciones de confort escenario 1

En la figura 4-15 se observa que no se cumplen las condiciones mínimas de confort térmico para una persona que esté ubicada en el centro del recinto y se vea afectada por la TMR más alta. Ahora bien, si se analiza a una persona que se ubique más cerca a cualquiera de las paredes, donde la TMR sea igual o menor a 25,59°C, a partir de este punto se cumplen las condiciones mínimas de confort térmico como se muestra en la figura 4-16, obteniendo un porcentaje de personas insatisfechas (PPD) de 15 %. Estos resultados motivan a continuar con el trabajo de implementación y mejora de los sistemas de enfriamiento radiante.

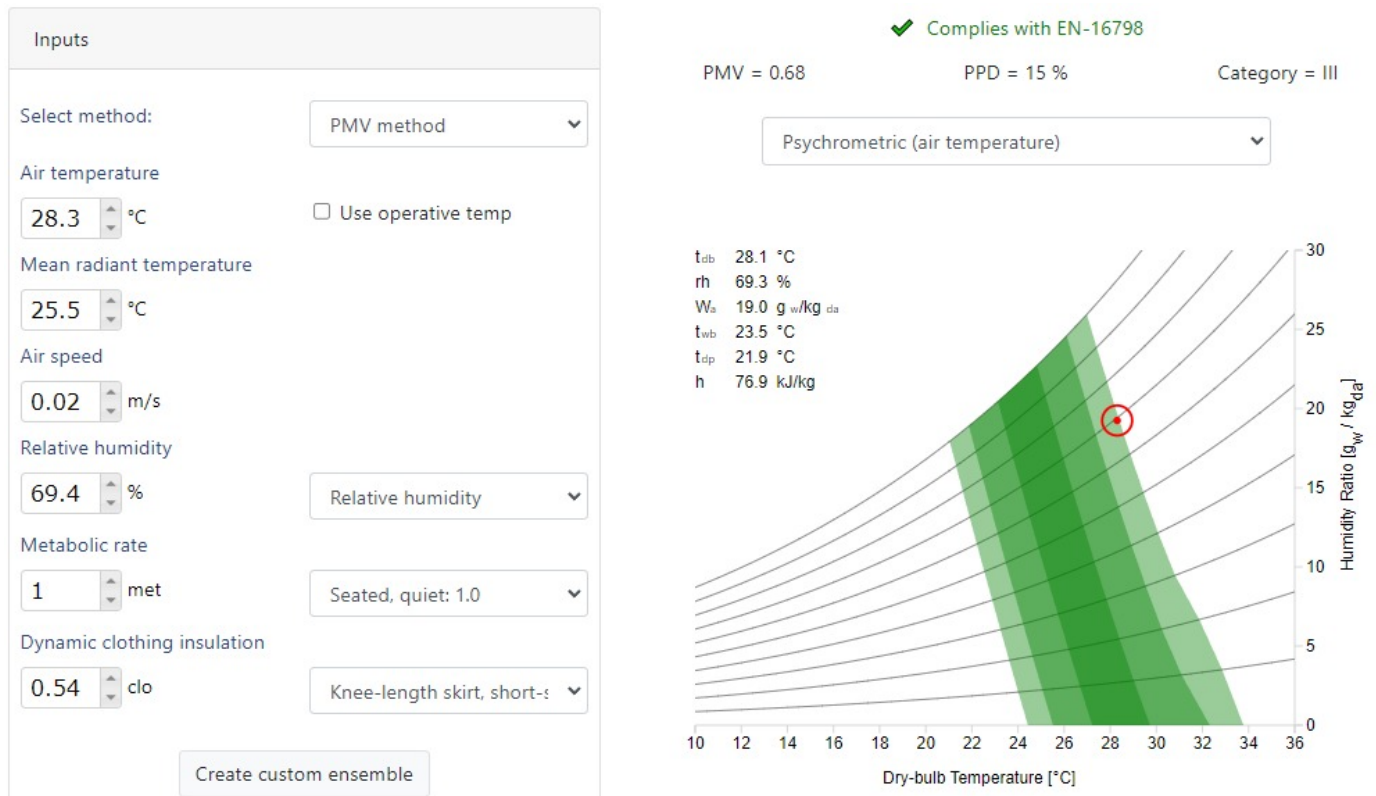


Figura 4-16: Condiciones de confort escenario 2

Capítulo 5

Propuesta de diseño

Para llevar a cabo un diseño satisfactorio de los paneles de enfriamiento radiante, cuyo objetivo es generar confort térmico, se deben tener en cuenta diferentes aspectos como la selección de los materiales adecuados, la determinación de la temperatura de operación, además de los costos de fabricación, instalación y operación del sistema. En primer lugar, se debe determinar la temperatura a la cual se desea que permanezca la superficie de los paneles. Como se ha mencionado a lo largo del documento, el parámetro que interviene este sistema para generar confort térmico es la TMR, y lo que se desea es que esta TMR sea la más baja posible, por ende se busca que la temperatura de los paneles sea baja. Sin embargo surge la pregunta ¿Qué tan baja?. Esta pregunta es fácil de responder debido a que se tiene un claro limitante, el Punto de rocío. La temperatura de punto de rocío es la mínima temperatura a la cual pueden permanecer los paneles, ya que si se encuentran por debajo habrá condensación en sus superficies y los paneles comenzarán a gotear, lo cual es indeseado.

5.1. Temperatura de punto de rocío

Para encontrar la temperatura de la superficie de los paneles, se debe determinar la temperatura de punto de rocío del espacio que de trabajo. Esta temperatura depende de las condiciones termo ambientales del momento, en este caso se está diseñando para las condiciones más calurosas de la ciudad de Cali, lo que nos lleva inmediatamente al mes de Agosto, que es el mes más seco y caluroso del año en esta ciudad. En el mes de Agosto se pueden presentar temperaturas hasta de 33 °C a la intemperie y según la Figura 4-5 la humedad relativa puede estar por debajo del 50 %. Sin embargo, en la gran mayoría del año la humedad relativa está por encima del 60 %, por esta razón se diseña a partir de una humedad relativa del 60 % y cuando la temperatura de bulbo seco a la intemperie es de 33 °C, comúnmente la temperatura al interior de un apartamento en cali oscila entre los 28 y 29 °C. Tomando como referencia la temperatura registrada en el capítulo 4, se toma una temperatura de bulbo seco de 28,3 °C.

Para determinar el punto de rocío se tienen principalmente tres caminos, determinar la temperatura de saturación del agua correspondiente a la presión de vapor, utilizar los software online que existen, o utilizar la fórmula de Magnus para poder automatizar el proceso de diseño. Utilizando las ecuaciones 5-1 y 5-2, ingresando los valores de 28,3 °C y 60 % de humedad relativa tenemos:

$$\gamma(T, RH) = \ln \left(\frac{RH}{100} \right) + \frac{b * T}{c + T} \quad (5-1)$$

$$\gamma = \ln \left(\frac{60}{100} \right) + \frac{18,678 * 28,3}{257,14 + 28,3} = 1,3410$$

$$Tdp = \frac{c * \gamma(T, RH)}{b - \gamma(T, RH)} \quad (5-2)$$

$$Tdp = \frac{257,14 * \gamma}{18,678 - \gamma} = 19,88^{\circ}\text{C}$$

Entonces se obtiene una temperatura de punto de rocío de 19,88 °C que será la temperatura a la cual deberán permanecer idealmente los paneles.

5.2. Temperatura del serpentín

Con esta condición que conocemos y que se debe cumplir, pasamos a proponer una configuración de los paneles y a seleccionar los materiales que pueden dar un óptimo rendimiento. En el capítulo 4 se vio que el sistema instalado en la universidad del valle en conclusión no generaba confort, esto debido a principalmente dos situaciones, primero, se vio que el espacio era muy abierto, es decir, las paredes estaban muy alejadas entre sí, y segundo, los paneles no se encontraban a una temperatura lo suficientemente baja para disminuir la TMR.

La razón por la cual esta temperatura no era baja es simple, el serpentín de agua fría solo tenía ocho (8) pasos separados 15 cm cada uno, lo cual no permite que se tenga una temperatura medianamente uniforme, además la superficie de los paneles es superboard, un material aislante, lo que hace que la temperatura baje solamente en los puntos por donde pasa el serpentín, como se aprecia en la Figura 4-9b.

Con estos problemas altamente identificados se propone un panel de aluminio de 1,9 mm de espesor, se elige el aluminio por que es un excelente conductor térmico, es liviano y no es tan costoso como otros materiales conductores, además, no se oxida. Este panel de aluminio tendrá en la parte posterior un serpentín de manguera de polietileno de 18,6mm de diametro exterior y un espesor de pared de 1,3mm con dieciseis (16) pasos el cual se “aplastará” para lograr un mayor contacto térmico, esto se hará con ayuda de dos placas de superboard de 4mm separadas 2cm entre ellas para que también actúen como aislante, esta separación elimina la necesidad de poner un material aislante adicional, lo que elevaría el costo. En las Figuras 5-1 y 5-2 se muestran con más detalle las configuraciones propuestas para el sistema.

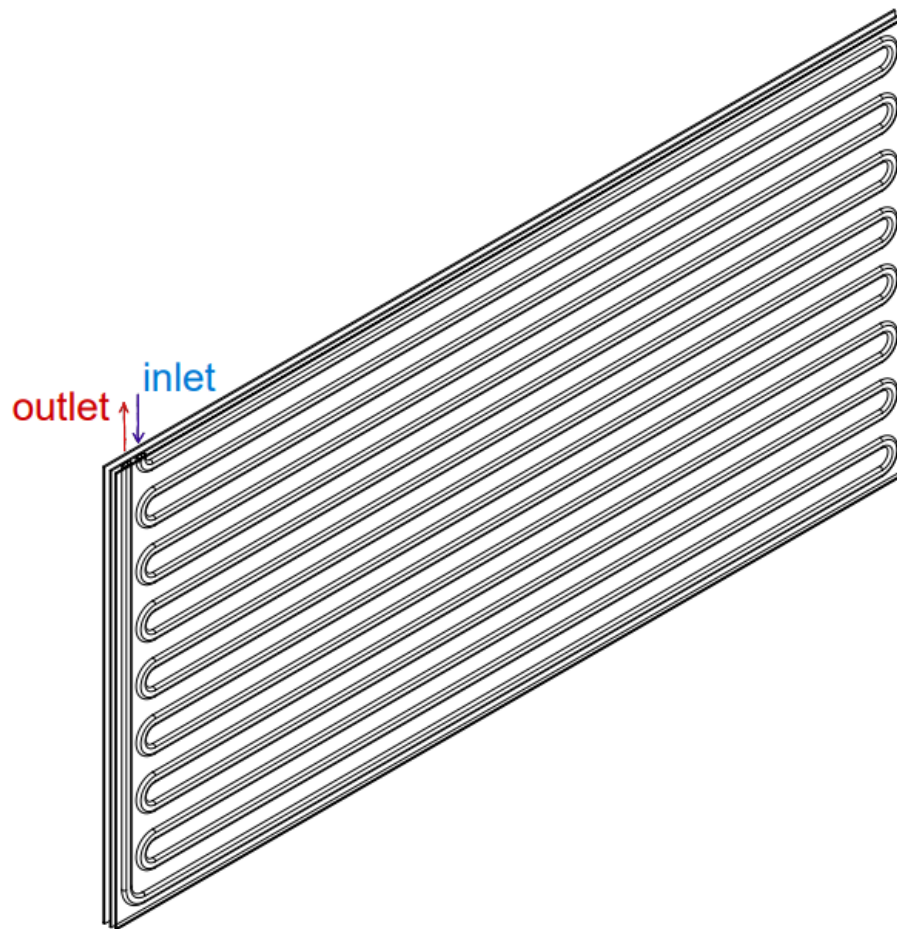


Figura 5-1: Vista general del panel

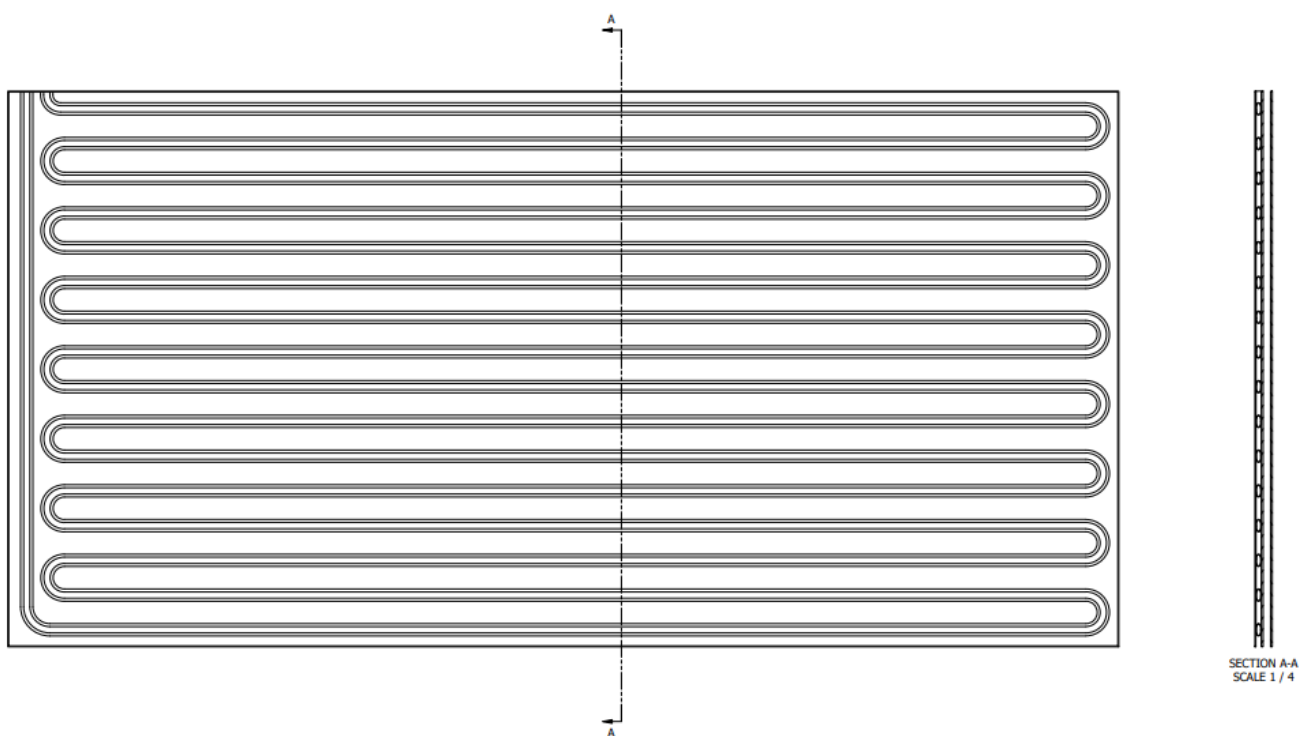


Figura 5-2: Vista frontal y corte lateral

En cuanto a las dimensiones de largo y ancho, se proponen de dos tipos, un panel completo de 1,2 m x 2,4 m que son medidas comerciales de las placas de aluminio y superboard, y un panel interconectable dividido en dos de 1,2 m x 1,2 m. Este panel dividido está pensado para resolver los problemas de instalación que se puedan presentar si solo se tienen paneles de 2,4 m. Las Figuras 5-3 y 5-4 muestran los aspectos de los dos tipos de paneles y cómo se interconecta el panel dividido.

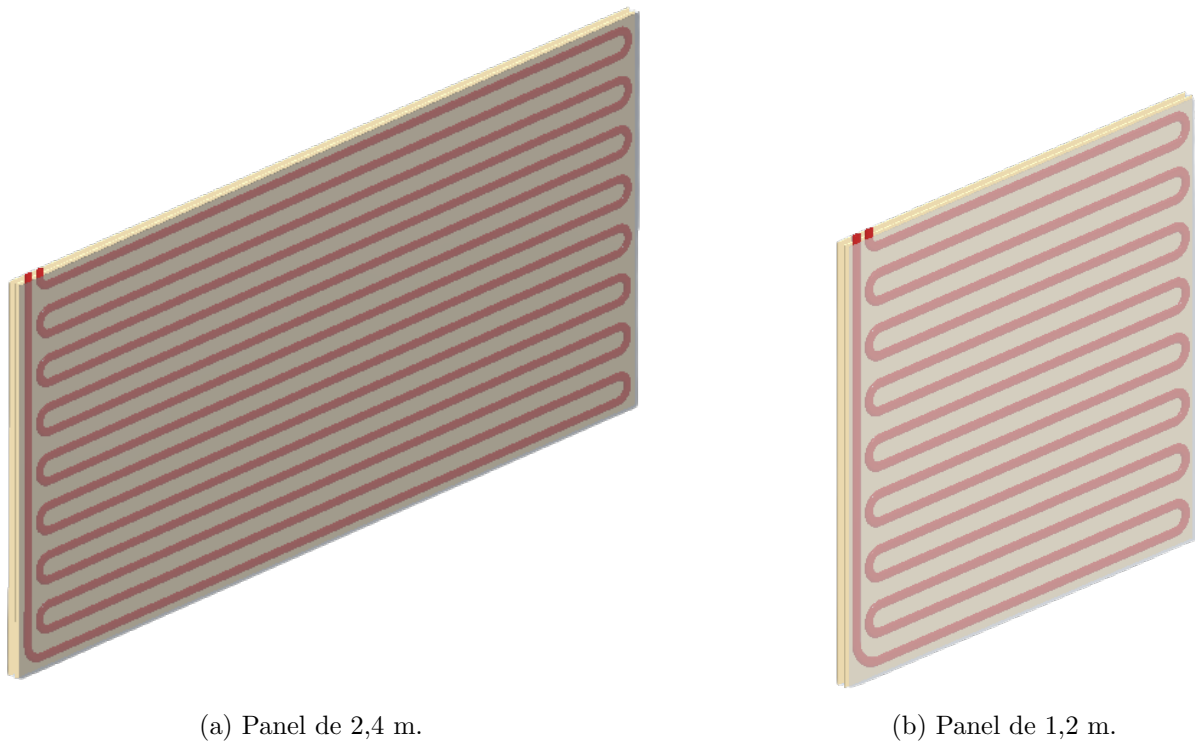


Figura 5-3: Aspectos de los dos tamaños de panel.

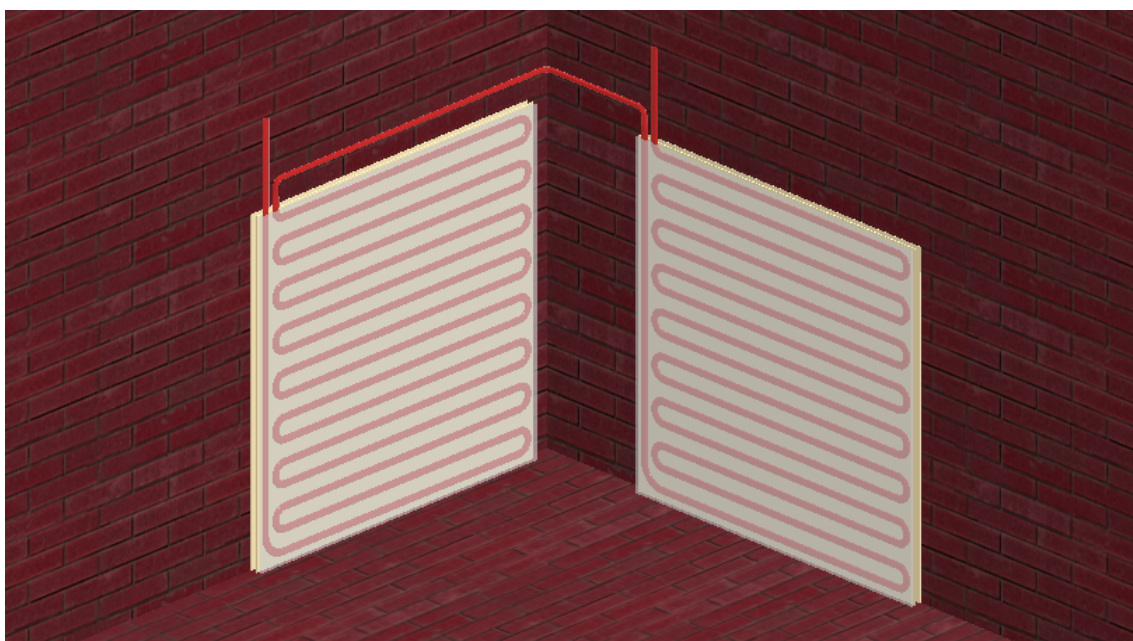


Figura 5-4: Interconexión del panel dividido de 1,2 m

El siguiente paso es determinar las condiciones de entrada del agua fría que va a pasar por el serpentín para lograr la temperatura deseada en la superficie de los paneles. De acuerdo a la configuración propuesta, se trabaja el panel bajo el fenómeno de transferencia de calor por conducción unidimensional hasta la superficie interna del serpentín, donde ocurre la transferencia de calor por convección. Al proponer “aplastar” la manguera de polietileno contra la lámina de aluminio, se tiene un contacto térmico de alrededor de $13,57\text{mm}$ a lo largo de toda la manguera. Un esquema detallado de la forma de abordar el problema se presenta en la Figura 5-5.

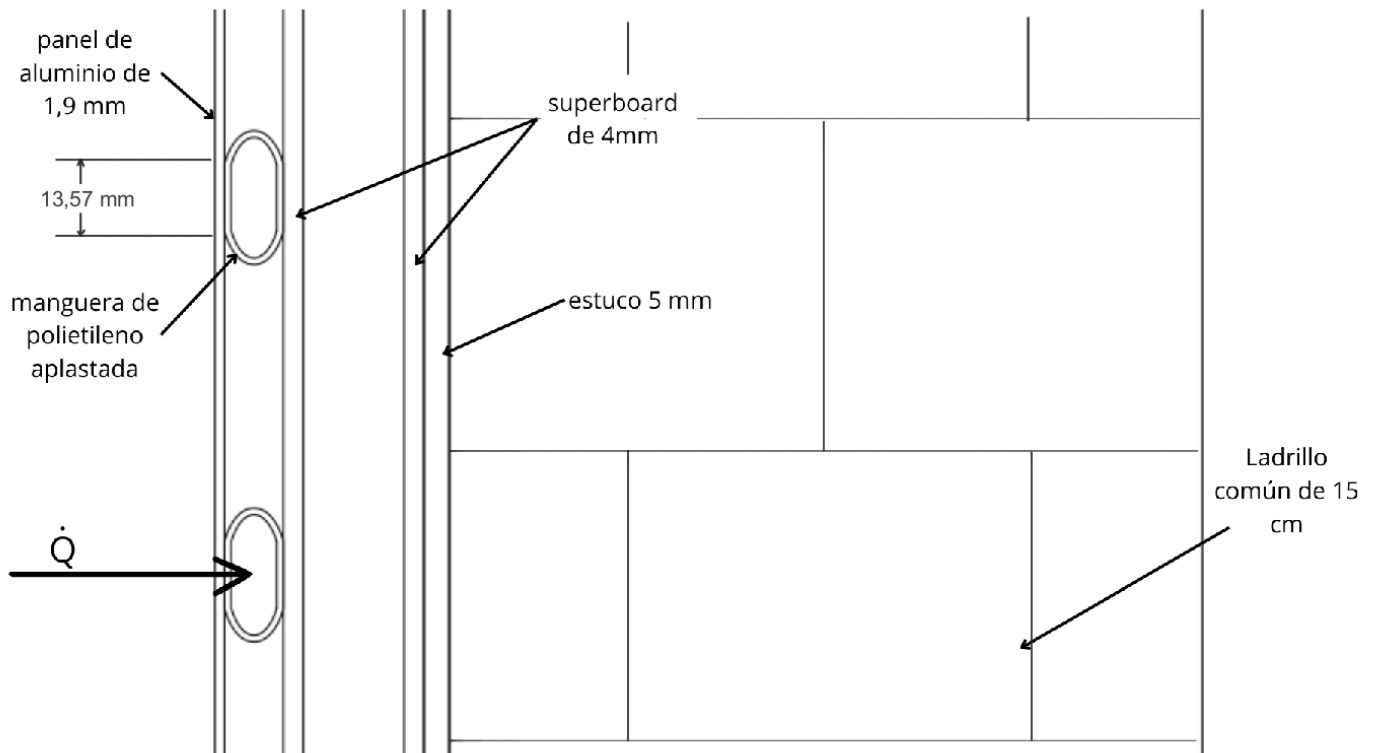


Figura 5-5: Esquema general

Este esquema se puede detallar aún más si separamos el análisis en dos partes. Por un lado analizamos la parte del panel donde se presenta el contacto térmico, y por otro lado analizamos la parte de panel en la cual no tiene contacto el serpentín con el aluminio. El primer análisis queda de la siguiente forma:

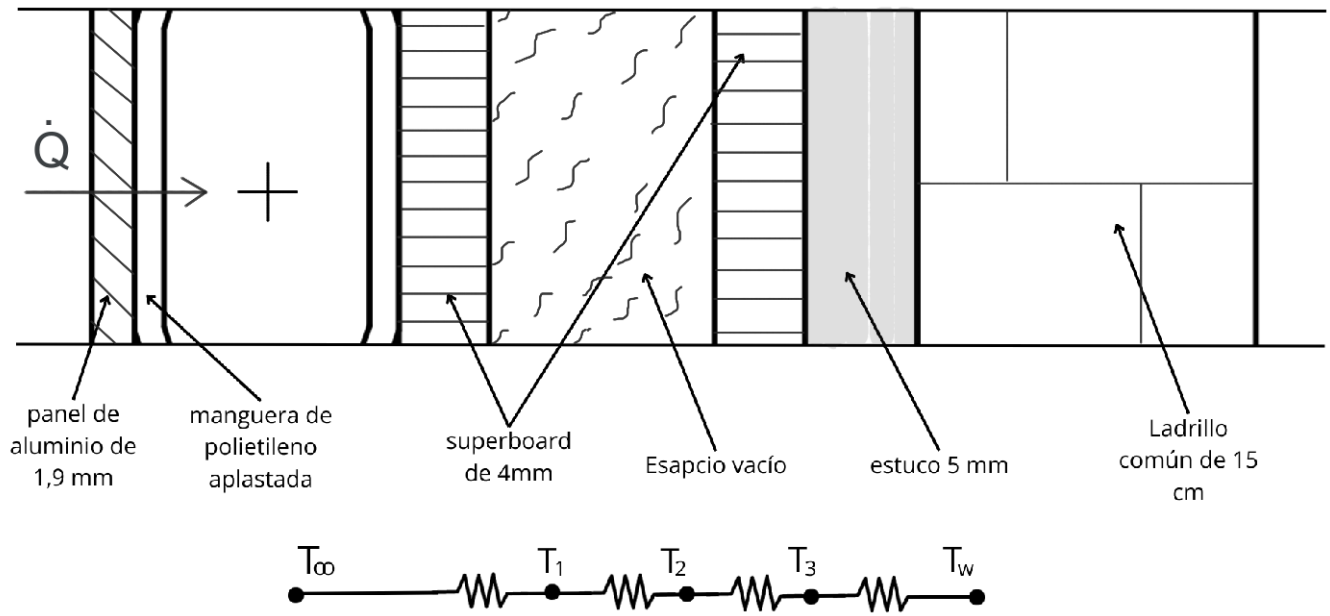


Figura 5-6: Esquema análisis de conducción parte 1

El objetivo es determinar la temperatura de la superficie interior de la manguera, para luego hacer el respectivo análisis de transferencia de calor por convección entre esta superficie y el agua fría. Para esto necesitamos saber cuánto calor absorbe la parte del panel donde hay contacto térmico y analizar las resistencias térmicas de los materiales. Entonces tenemos:

$$\dot{Q} = h_i A_{ct} (T_{\infty} - T_1) \quad (5-3)$$

Donde T_{∞} es la temperatura interior del espacio, en este caso $28,3^{\circ}\text{C}$, T_1 es la temperatura de la superficie del panel, que en esta sección es $19,88^{\circ}\text{C}$, h_i es el coeficiente combinado de transferencia de calor por convección y radiación se toma del Handbook Ashrae [2] para espacios internos en verano que es $8,29\text{W}/\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C}$ y A_{ct} es el área donde hay contacto térmico.

$$A_{ct} = 0,0136 * 35 = 0,49\text{m}^2 \quad (5-4)$$

Entonces obtenemos el calor absorbido por esta sección es de $34,16\text{W}$.

Posteriormente analizamos la transferencia de calor que se presenta por conducción de la siguiente manera:

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty} - T_3}{R_{total}} \quad (5-5)$$

Donde $\dot{Q}$ es el calor calculado anteriormente, T_3 es la temperatura de la superficie interior de la manguera y R_{total} es la suma de las resistencias térmicas correspondientes a cada material. La conductividad térmica del aluminio para acabados se toma como $k_{al} = 137\text{W}/\text{mC}$, la conductividad térmica del polietileno se toma como $k_{poli} = 0,35\text{W}/\text{mC}$. Con estos datos tenemos:

$$R_{total} = \frac{1}{h_i * A_{ct}} + \frac{L_{al}}{k_{al} * A_{ct}} + \frac{\ln(D_2/D_1)}{2\pi k_{poli} L_s} \quad (5-6)$$

Donde L_{al} es el espesor del aluminio. El último término corresponde a la resistencia térmica de una capa cilíndrica que en este caso es la manguera de polietileno. D_1 es el diámetro interno de la manguera, D_2 el diámetro externo y L_s es la longitud total de la manguera, que es de 35m. De aquí se obtiene una $R_{total} = 0,2559^\circ\text{C}/\text{W}$.

Luego, despejando T3 de la ecuación 5-5 obtenemos una temperatura de $19,8^\circ\text{C}$. Esta es la temperatura a la cual deberá estar la superficie interna de la manguera.

Antes de realizar el análisis de convección, debemos realizar el análisis de la parte del panel donde no hay contacto térmico. En esta sección del panel no se tendrá exactamente la misma temperatura que tiene la parte donde hay contacto térmico, sin embargo, al ser el aluminio un excelente conductor térmico y al solo tener un espaciado de 7,5 cm entre los ejes de cada paso de la manguera, la variación de temperatura será muy poca. Para contrarrestar los posibles cambios bruscos que se pueden dar en las condiciones ambientales, se trabaja con un 3% de margen sobre la temperatura promedio en toda la superficie del panel ($2,88 \text{ m}^2$), lo que equivale a $20,5^\circ\text{C}$. Sabemos que en un área de $0,49 \text{ m}^2$ tendremos una temperatura de $19,88^\circ\text{C}$ y el área restante es la correspondiente a la sección donde no hay contacto térmico $A_{nc} = 2,39 \text{ m}^2$. Por consiguiente, en esta porción de área habrá una temperatura promedio de $20,64^\circ\text{C}$ aproximadamente, la cual también absorberá calor. Para saber cuánto calor absorbe esta parte del panel tenemos:

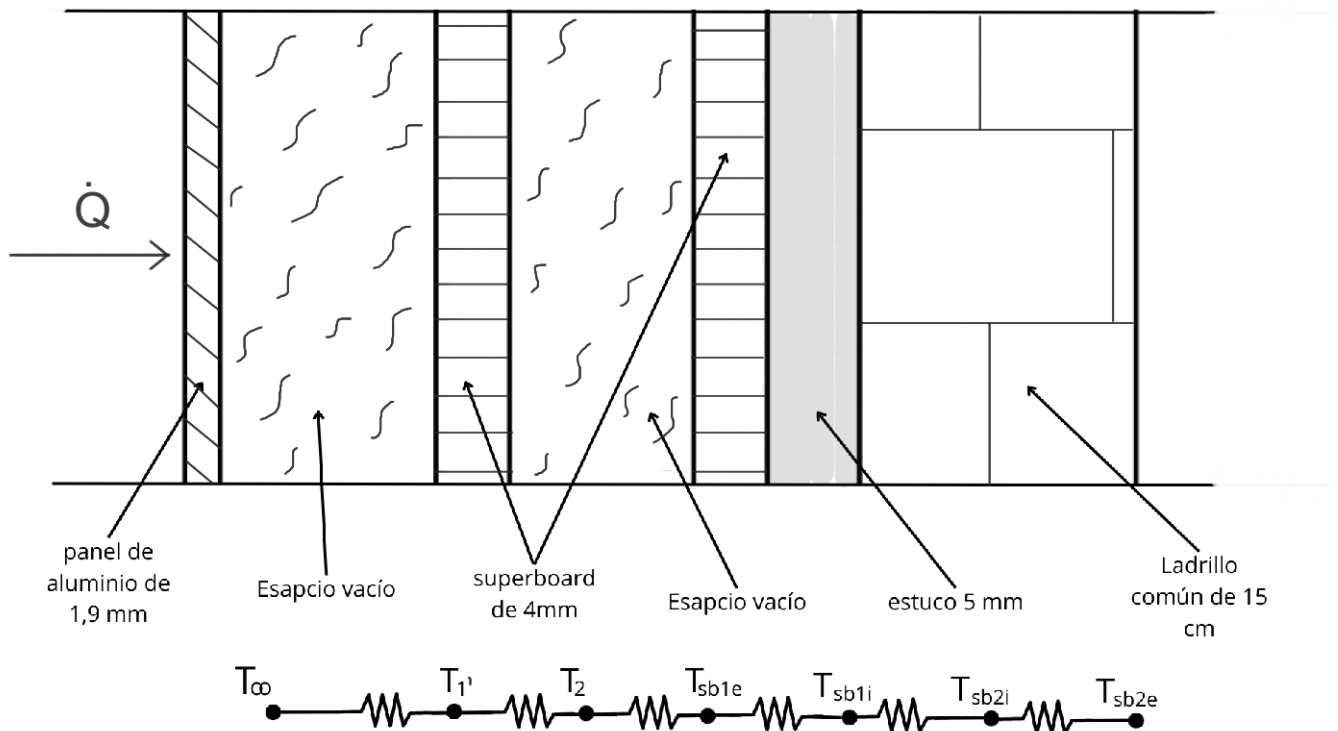


Figura 5-7: Esquema análisis de conducción parte 2

Donde T_1' es la temperatura exterior del panel en esta sección, T_2 es la temperatura de la

superficie interior del panel de aluminio, T_{sb1e} es la temperatura de la superficie exterior de la placa de superboard que se encarga de aplastar la manguera, T_{sb1i} es la temperatura de la superficie interior de esta misma placa, T_{sb2e} es la temperatura de la superficie interior de la segunda placa de superboard y T_{sb2e} es la temperatura de la superficie exterior de esta misma placa. Entonces el calor es:

$$\dot{Q} = h_i A_{nc} (T_{\infty} - T_1) \quad (5-7)$$

Se obtiene un calor de 151,7 W.

Adicionalmente, debemos verificar si por la parte posterior del panel no ingresa una cantidad significativa de calor. Para esto analizamos la transferencia de calor que ocurre de derecha a izquierda tomando como referencia las Figuras 5-6 y 5-7. Para el análisis de la Figura 5-6 tomamos el flujo de calor que existe entre el exterior de la pared de ladrillo y el la superficie interior del serpentín. De esta manera tenemos:

$$\dot{Q}_e = \frac{(T_{\infty 2} - T_3)}{R_{total2}} \quad (5-8)$$

Donde $T_{\infty 2}$ es la temperatura del exterior (33°C), $\dot{Q}_e$ es el calor que ingresa por este área y R_{total2} es la resistencia térmica de todo el recorrido.

$$R_{total2} = \frac{1}{A_{ct}} \left(\frac{1}{h_o} + \frac{L_L}{k_L} + \frac{L_e}{k_e} + 2 \frac{L_{sb}}{k_{sb}} + \frac{L_{air}}{k_{air}} + \frac{L_{poli}}{k_{poli}} \right) \quad (5-9)$$

Aquí $h_o = 22,7 \text{ W/m}^2\text{°C}$ es el coeficiente combinado de transferencia de calor para exteriores en verano de [2], L_L es el espesor del ladrillo, L_e es el espesor del estuco y $k_e = 0,18$ su conductividad, L_{sb} es el espesor del superboard y $k_{sb} = 0,25$ su conductividad, L_{air} es el espesor del colchon de aire y $k_{air} = 0,02476$ su conductividad, y $L_{poli} = 1,3 \text{ mm}$ es el espesor de la manguera de polietileno. Obtenemos entonces:

$$\begin{aligned} R_{total2} &= 1,1636 \text{ °C/W} \\ \dot{Q}_e &= 5,5 \text{ W} \end{aligned} \quad (5-10)$$

Con lo cual podemos encontrar la temperatura de la superficie exterior del ladrillo como:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_e &= h_o A_{ct} (T_{\infty} - T_L) \\ T_L &= 33 - \frac{\dot{Q}_e}{R_{total2}} \\ T_L &= 32,5 \text{ °C} \end{aligned} \quad (5-11)$$

Una vez encontrada esta temperatura podemos analizar la otra sección del panel, en la cual no hay contacto térmico. Analizando la Figura 5-7 tenemos:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{e2} &= h_o A_{nc} (T_{\infty 2} - T_L) \\ \dot{Q}_{e2} &= 27 \text{ W} \end{aligned} \quad (5-12)$$

Tambien:

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{e2} &= \frac{(T_{\infty 2} - T_{sb1e})}{R_{total3}} \\
 R_{total3} &= \frac{1}{A_{nc}} \left(\frac{1}{h_o} + \frac{L_L}{k_L} + \frac{L_e}{k_e} + 2 \frac{L_{sb}}{k_{sb}} + \frac{L_{air}}{k_{air}} \right) \\
 R_{total3} &= 1,1654 \text{ } ^\circ\text{C/W} \\
 T_{sb1e} &= 33 - \dot{Q}_{e2} R_{total3} \\
 T_{sb1e} &= 19,84 \text{ } ^\circ\text{C}
 \end{aligned} \tag{5-13}$$

Esta será la temperatura que tendrá la superficie exterior de la placa de superboard que se encarga de aplastar la manguera, que es baja, de lo cual podemos concluir y afirmar que la parte posterior del panel sí está aislada.

5.3. Temperatura del agua de operación

Una vez conocida la temperatura promedio a la cual debe estar la superficie interna del serpentín, debemos analizar el fenómeno de transferencia de calor por convección que ocurre entre esta superficie y el agua fría.

Se propone un flujo volumétrico $\dot{v} = 0,3\text{l/s}$, con el cual se obtiene una velocidad promedio de acuerdo al área transversal de la manguera seleccionada:

$$V_{prom} = \frac{\dot{v}}{A_t} = \frac{3 \times 10^{-4}}{2,01 \times 10^{-4}} = 1,5 \text{ m/s} \tag{5-14}$$

Posteriormente se toman las propiedades del agua@15°C de [1] como:

Tabla 5-1: Propiedades del agua saturada a 15°C [1]

Temperatura	Densidad	Calor específico	Conductividad térmica	Viscosidad dinámica	Número de Prandtl
T, °C	ρ , kg/m ³	Cp, J/kg.k	k, W/m.k	μ , kg/m.s	Pr
15	999,1	4186	0,589	$1,138 \times 10^{-3}$	8,09

Con lo cual podemos encontrar el número de Reynolds y el flujo masico.

$$\begin{aligned}
 \dot{m} &= \rho * \dot{v} \\
 &= 999,1 * 3 \times 10^{-4}
 \end{aligned} \tag{5-15}$$

$$\begin{aligned}
 \dot{m} &= 0,3 \text{ kg/s} \\
 Re &= \frac{\rho V_{prom} D}{\mu} \\
 &= \frac{999,1 * 1,5 * 0,016}{1,138 \times 10^{-3}} \\
 Re &= 20959
 \end{aligned} \tag{5-16}$$

Un $Re > 10000$ nos indica que estamos trabajando con flujo turbulento, lo cual es ideal si se desea tener una temperatura uniforme en toda la sección transversal de la tubería, en este caso,

el serpentín de manguera de polietileno. Continuando, se puede encontrar el número de Nusselt como:

$$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^n = 152 \quad (5-17)$$

Con el cual es posible determinar el coeficiente de convección como:

$$\begin{aligned} Nu &= \frac{hD}{k} \\ h &= \frac{Nu * k}{D} \\ h &= 5597 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (5-18)$$

Con estos datos disponibles, se realiza un análisis asumiendo un flujo de calor constante sobre la superficie externa de la tubería (eq 2-6). Ecuación de la que podemos despejar y encontrar el delta de temperatura entre la entrada y la salida de la tubería. Siendo $\dot{Q}$ el calor total absorbido por el panel.

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \dot{m}C_p(\Delta T) \\ \Delta T &= \frac{\dot{Q}}{\dot{m}C_p} \\ \Delta T &= 0,1484^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (5-19)$$

También podemos expresar el calor en la tubería como:

$$\dot{Q} = hA_s(T_s - T_m) \quad (5-20)$$

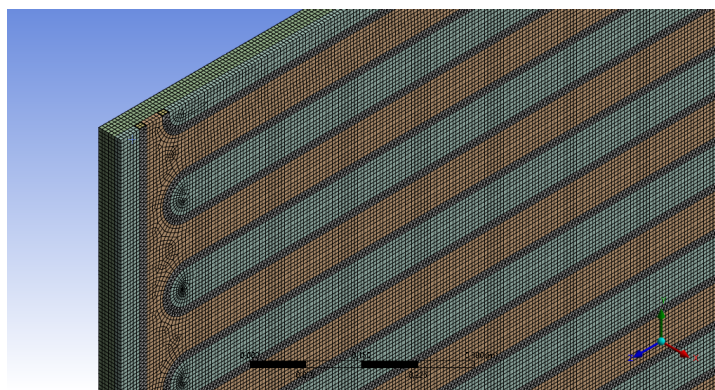
Donde A_s es el área en la cual ocurre la transferencia de calor, es decir, el área de toda la superficie interior de la tubería, T_s es la temperatura promedio de esta superficie que anteriormente se llamó T_3 y T_m es la temperatura del agua en el punto de la tubería que se desea analizar. Evaluando las condiciones del agua a la salida de la tubería, podemos despejar $T_m = T_e$ y con el delta de temperatura encontrado anteriormente, se determina la temperatura de entrada T_i como:

$$\begin{aligned} T_e &= T_3 - \frac{\dot{Q}/A_s}{h} \\ T_e &= 19,8 - \frac{\dot{Q}/A_s}{h} \\ T_e &= 19,78^\circ\text{C} \\ T_i &= T_3 - \Delta T \\ T_i &= 19,65^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (5-21)$$

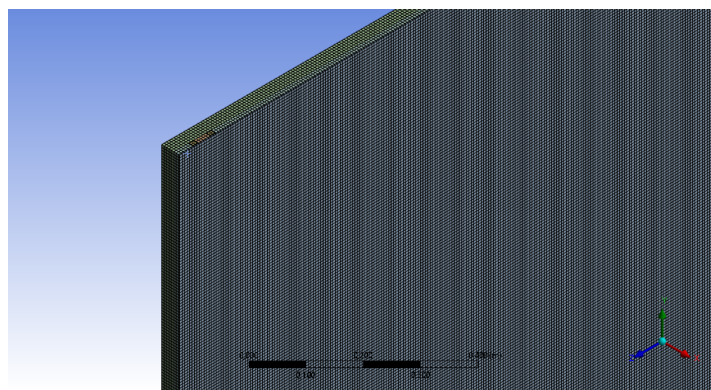
Esta deberá ser la temperatura a la cual ingresa el agua al serpentín que recorre el interior del panel de enfriamiento radiante. Es importante mencionar que no se tiene en cuenta una caída de presión considerable debido al que el material del cual está hecho el serpentín es plástico(polietileno) y según el diagrama de Moody de [1] los tubos de vidrio y plástico tienen una rugosidad de 0 mm.

5.4. Simulación computacional

En la literatura consultada no se tiene un claro lineamiento para el diseño de sistemas de enfriamiento radiante con la configuración que se eligió trabajar, lo que nos deja sin una referencia para verificar el resultado obtenido del diseño. Por tal motivo se realizó un estudio mediante la herramienta Fluent del apartado de dinámica computacional de fluidos CFD del software ANSYS. Esta simulación se hizo con el fin de comparar y validar los resultados analíticos. Para este análisis se diseñó una geometría acorde con la forma en la que se abordó el problema en la sección anterior, teniendo en cuenta el área total de contacto térmico del serpentín. Se modeló el panel completo de 2,4 m y el panel dividido de 1,2 m, se ingresaron los parámetros de flujo de calor en la lámina de aluminio (186 W), la temperatura y velocidad de entrada del agua (19,6°C y 1,5 m/s) y se ingresaron los materiales de cada sección con su respectiva conductividad térmica. Para el enmallado, se utilizó un tamaño de elemento de 0,006 m para el panel de 2,4m y 0,005 m para el panel de 1,2 m. En las Figuras 5-8 y 5-9 se pueden observar los enmallados que se realizaron.

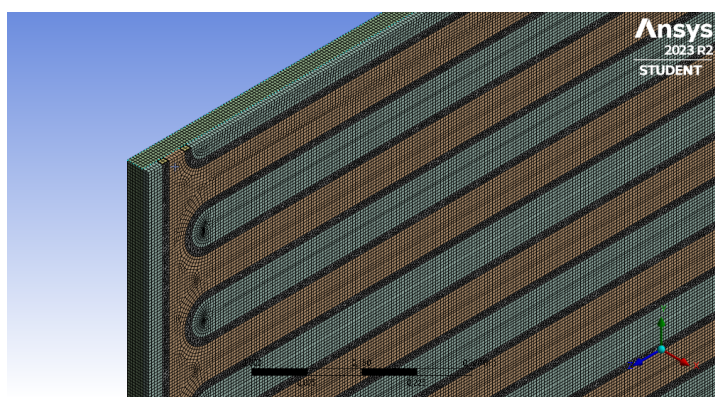


(a) Sección del serpentín.

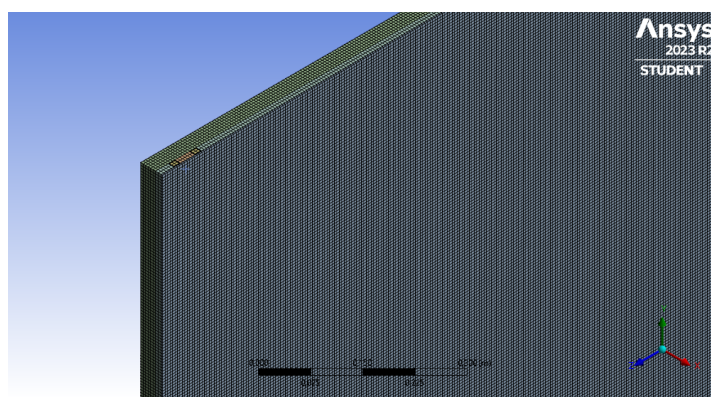


(b) Panel completo.

Figura 5-8: Enmallado panel de 2,4 m.



(a) Sección del serpentín.



(b) Panel completo.

Figura 5-9: Enmallado panel de 1,2 m.

Las Figuras 5-10 y 5-11 muestran la distribución de temperatura en todo el panel completo y en la superficie de aluminio respectivamente. Se obtuvo una temperatura de salida de 19,63°C y una temperatura promedio de la superficie exterior de la lámina de aluminio de 21,08 °C.

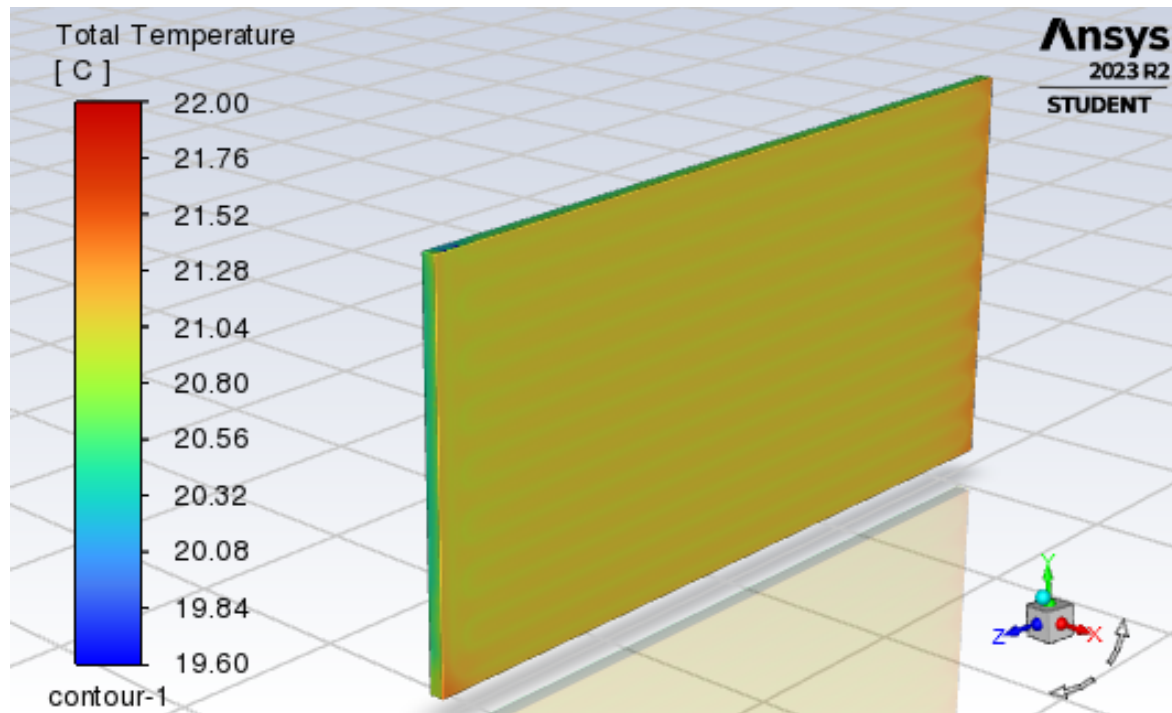


Figura 5-10: Distribución de temperatura en el panel de 2,4 m

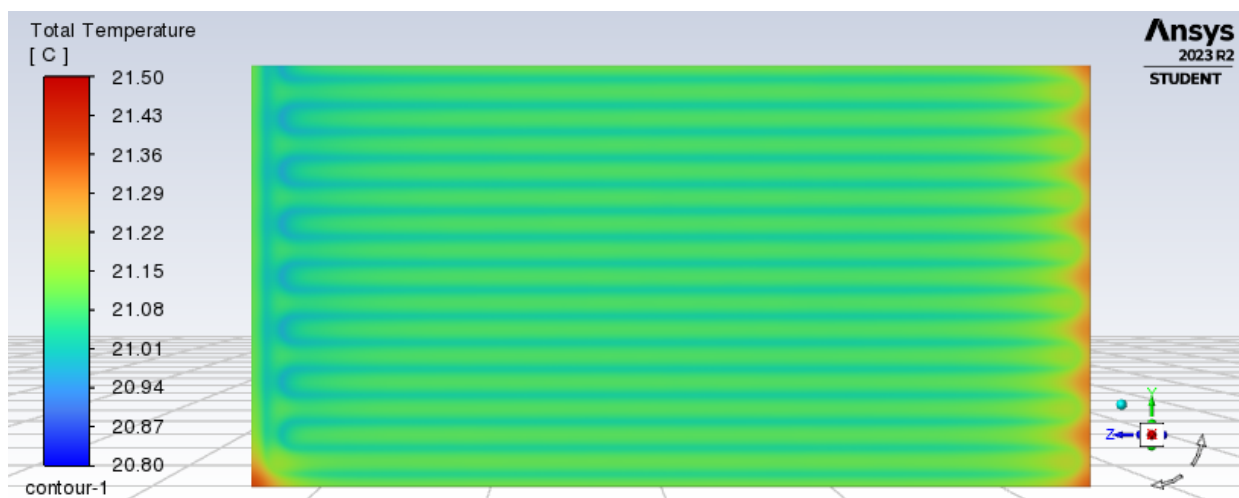


Figura 5-11: Distribución de temperatura en la superficie de la lamina de aluminio del panel de 2,4 m

Las Figuras 5-12 y 5-13 muestran la distribución de temperatura en todo el panel dividido y en la superficie de aluminio respectivamente. Se obtuvo una temperatura de salida de en el primer panel de 19,617 °C, una temperatura promedio de la superficie exterior de la lámina de aluminio de 21,09. y una velocidad de salida de 1,498 m/s.

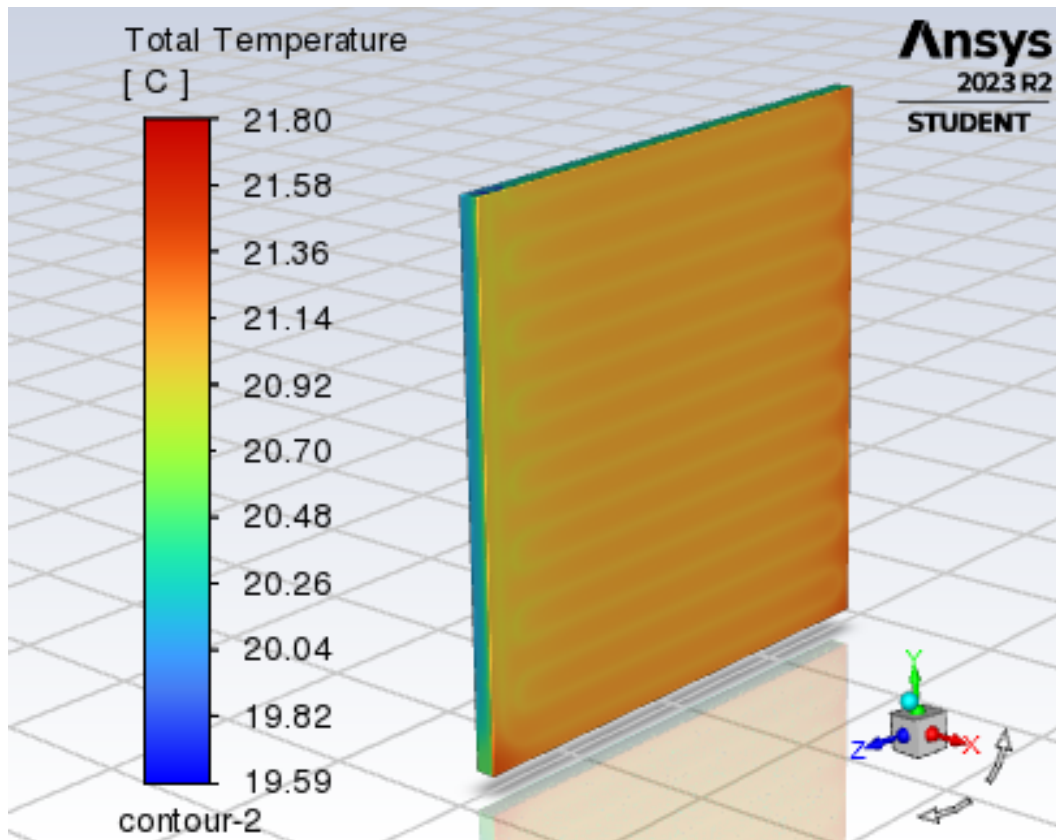


Figura 5-12: Distribución de temperatura en el panel de 1,2 m

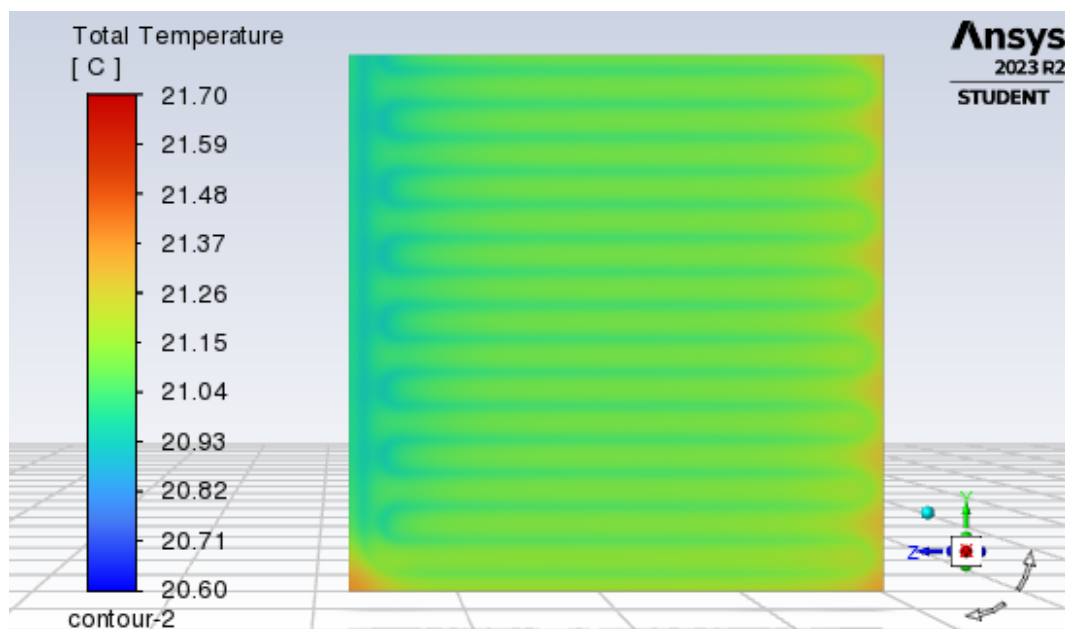


Figura 5-13: Distribución de temperatura en la superficie de la lamina de aluminio del panel de 1,2 m

Estos datos se ingresan nuevamente para conocer las condiciones del segundo panel dividido y se obtuvo una temperatura de salida de 19,634 °C y una temperatura promedio de la superficie exterior de la lámina de aluminio de 21,1 °C. En las Figuras 5-14 y 5-15 se pueden apreciar

estos resultados.

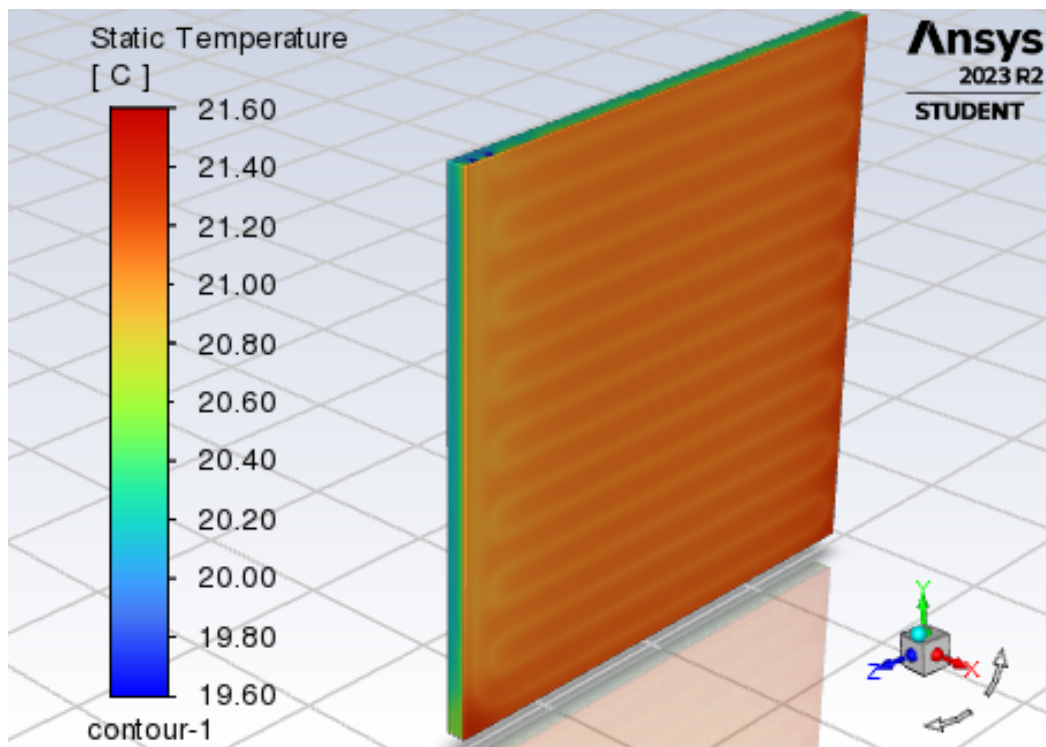


Figura 5-14: Distribución de temperatura en el panel de 1,2 m - parte 2

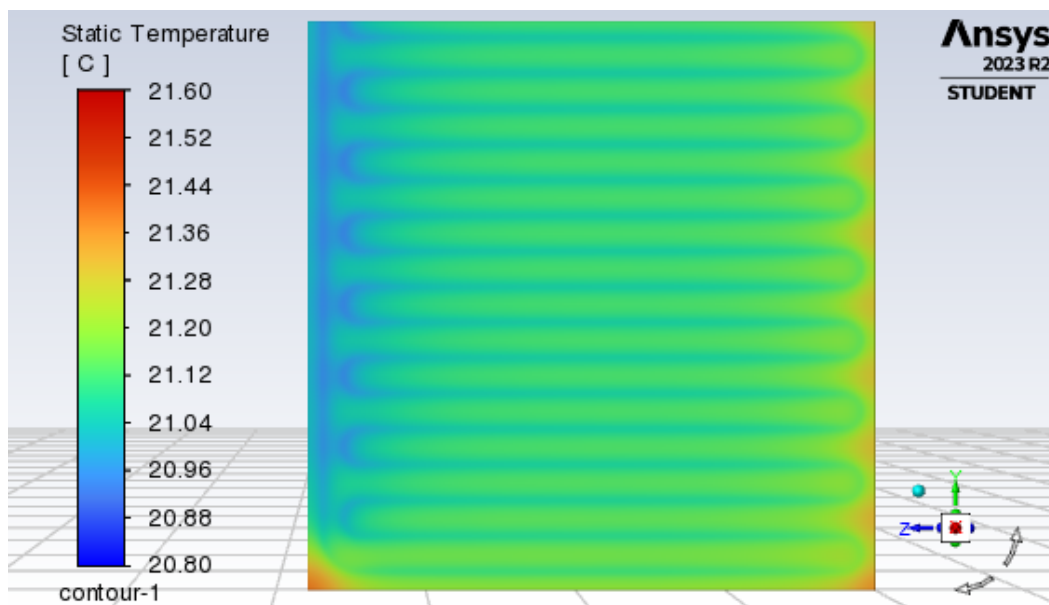


Figura 5-15: Distribución de temperatura en la superficie de la lamina de aluminio del panel de 1,2 m - parte 2

Capítulo 6

Análisis técnico-económico

En el capítulo anterior se definieron los parámetros físicos de operación, la configuración geométrica del diseño y los materiales seleccionados para la fabricación de los paneles radiantes. Ahora es el momento de realizar un análisis de factibilidad y viabilidad de la fabricación e instalación de este sistema completo de climatización en edificaciones existentes. Para traer este análisis a un escenario real, se propuso un espacio de 6 x 4 x 2,40 m, las medidas de este espacio son comunes por ejemplo en apartamentos o viviendas de interés social de la ciudad de cali, las cuales son potenciales para implementar este tipo de sistemas de climatización.

6.1. Costo de los materiales

Como se mencionó anteriormente, se seleccionaron láminas de aluminio de 1,9mm por las excelentes características que tiene y los beneficios que brinda, las cuales vienen en medidas comerciales de 1,22m x 2,44m y su precio es \$237.405 COP.

Lamina lisa 1.22 x 2.44

Referencia: A02030055

Codigo: A02030055



Solici



Atención: Item no habilitado para com
3232309007. Realiza una pre

Figura 6-1: Lamina de aluminio nacional de 1,9 mm

Las láminas de superboard que también vienen en medidas comerciales de 1,22m x 2,44m se cotizaron en Homecenter y tienen un precio de \$37.900 COP.

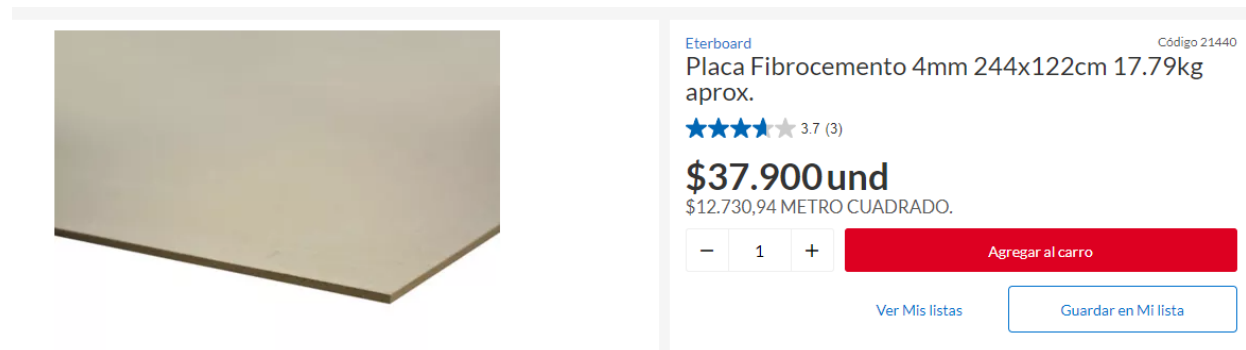


Figura 6-2: Lamina de superboard nacional de 4 mm

La manguera de polietileno de 16mm viene en rollos de 90m y su precio es de \$66.000 COP.



Figura 6-3: Manguera nacional de polietileno de 16 mm

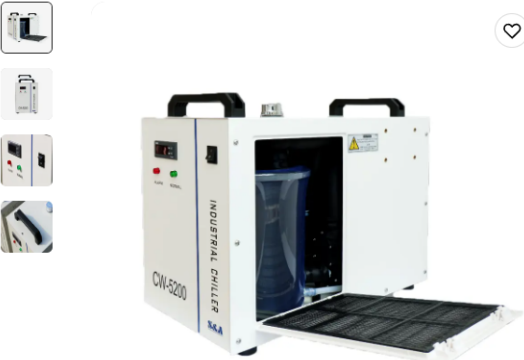
Se incluyen también costos extras para la soportería entre las dos láminas de superboard, tornillería y soportería de los paneles, entre otros.

6.2. Equipos

Para proporcionar el agua fría, se debe incluir un Chiller pequeño de 0,5 Toneladas de refrigeración aproximadamente. El mejor precio se encontró en China:

SPT High Precision Air Cooled Water Chiller 5200 Machine For 130w CO2 Laser Tube
No reviews yet · 1 buyer

Dongguan Spt Laser Technology Co., Ltd. · 5 yrs · CN



1 - 4 sets **>= 5 sets**
\$420.00 **\$370.00**

Variations
Total options: 3 Model Number; 1 Cooling Capability(k... [Set](#)

Model Number
CW-5200AG CW-5200DG CW-5200TG

Cooling Capability(kw)
1400w

[Send order request](#) [Contact supplier](#)

Membership benefits
Quick refunds on orders under US \$1,000 [Claim now](#)

Purchase details
Protection with Trade Assurance

Shipping
[Contact supplier](#) to negotiate shipping details
Enjoy On-time Dispatch Guarantee

Payments

Figura 6-4: Chiller de importación

Este equipo tiene una capacidad nominal de $5084 Btu/h$ y tiene un tanque de agua fría de 10 litros. Para el funcionamiento de los paneles, se necesitará un caudal mínimo de $126 l/min$, por lo cual se debe incluir una bomba. Esta se cotizó en Bombeo.co y según su curva característica, puede proporcionar un caudal de 33 GPM o $128 l/min$.

Bomba Aquastrong | Centrífuga | Hierro | 0.75 KW | 1.0 Hp | 11 Amp | S/D 1"X1" | 110 Vac | 30 MCA/ 22 GPM | ECM158

Código ECM158
Categorías Bombas, Bombas Centrífugas, Bombas de Agua

Marca : Aquastrong
Energía : Eléctrica Monofásica
Potencia (HP) : Hasta 2Hp
Presión (MCA) : 21-30 mca
Caudal (GPM) : 21-30 gpm
Material de Fabricación : Hierro
Líquido Fluido : Agua limpia

★★★★★

\$637.000COP(IVA incluido)




Figura 6-5: Bomba centrífuga nacional

6.3. Costos de fabricación

Una vez conocidos los costos de los materiales a utilizar, se elaboró un formulario de presupuesto para el estimar el costo de fabricación de los dos tipos de panel (1,2m y 2,4m). Este formulario se presenta en las Tablas 6-1 y 6-2.

Tabla 6-1: Costo de fabricación de los paneles de 1,2 m

ITEM	MATERIALES	REFERENCIA	UND	CANT	C/UNITARIO	C/TOTAL.
1	MANGUERA SERPENTIN	16mm	ML	18	734	13.212
2	ALUMINIO	1,9mm	UND	1	107.382	107.382
3	SUPERBOARD	4mm	UND	2	17.900	35.800
4	SOPORTES MANGUERA		ML	18	600	10.800
5	SOPORTES SUPERBOARD		UND	1	25.000	25.000
6	EXTRAS.			1	15.000	15.000
TOTAL COSTO MATERIALES						207.194
ITEM	MANO DE OBRA	REFERENCIA		HORAS	V/HH &PRES	TOTAL
1	CORTE DE LAMINAS	H/TR		0,4	16.500	5.775
2	CORTE Y PUESTA DE MANGUERA	H/TR		1,0	16.500	16.500
3	INSTALACION DE SOPORTES	H/TR		1,0	16.500	16.500
4	ENSAMBLE FINAL	H/TR		0,5	16.500	8.250
TOTAL COSTO MANO DE OBRA						47.025
TOTAL COSTO 1 PANEL 1,2 m						254.219
TOTAL COSTO + IVA						\$ 302.521

Tabla 6-2: Costo de fabricación de los paneles de 2,4 m

ITEM	MATERIALES	REFERENCIA	UND	CANT	C/UNITARIO	C/TOTAL.
1	MANGUERA SERPENTIN	16mm	ML	35	734	25.690
2	ALUMINIO	1,9mm	UND	1	214.764	214.764
3	SUPERBOARD	4mm	UND	2	35.800	71.600
4	SOPORTES MANGUERA		ML	35	600	21.000
5	SOPORTES SUPERBOARD		UND	1	30.000	30.000
6	EXTRAS.			1	20.000	20.000
TOTAL COSTO MATERIALES						383.054
ITEM	MANO DE OBRA	REFERENCIA		HORAS	V/HH &PRES	TOTAL
1	CORTE Y PUESTA DE MANGUERA	H/TR		1,0	16.500	16.500
2	INSTALACION DE SOPORTES	H/TR		1,5	16.500	24.750
3	ENSAMBLE FINAL	H/TR		1,5	16.500	24.750
TOTAL COSTO MANO DE OBRA						66.000
TOTAL COSTO 2,4 PANEL						449.054
TOTAL COSTO + IVA						\$ 534.374

6.4. Costos de instalación

Es necesario también incluir la instalación de dos flautas de distribución, una para suministro y otra para el retorno de agua, además de una caja para posicionarlas. Se debe tener en cuenta la manguera que se va a utilizar para conectar las flautas de distribución con cada uno de los paneles a instalar. Esta manguera debe tener soporte y aislamiento. Por último se va a necesitar un tramo de tubería en PVC entre la salida del chiller y las flautas de distribución.

Para conocer cuál es el costo total de instalar el sistema completo en el espacio propuesto, se elaboró otro formulario en donde se incluyen los costos de los equipos, materiales, mano de obra, costos de ingeniería y extras que se muestra en la Tabla 6-3. La cantidad de paneles radiantes que se utilizarían en el área de trabajo es de cinco de 2,4m y cuatro de 1,2m.

Tabla 6-3: Costo total de instalación

ITEM	EQUIPOS	REFERENCIA	UND	CANT	C/UNITARIO	C/TOTAL.
1	CHILLER		UND	1	1.702.423	1.702.423
2	IMPORTACION		UND	1	15 %	255.363
3	BOMBA CENTRIGUFA		UND	1	637.000	637.000
4	PANELES 2,4 M		UND	5	449.054	2.245.270
5	PANELES 1,2 M		UND	4	254.219	1.016.876
	TOTAL COSTO EQUIPOS					5.856.932
ITEM	MATERIALES	REFERENCIA	UND	CANT	C/UNITARIO	C/TOTAL.
1	REFRIGERANTE	R410	LBS	0,4	14.700	5.880
2	TUBERIA DE SUMINISTRO Y RETORNO		ML	15	2.000	30.000
3	FLAUTA DE DISTRIBUCION		ML	2	25.000	50.000
4	MANGUERA DE DE CONEXIÓN		ML	78	734	57.252
5	SOPORTES PARA TUBERIA Y MANGUERA		ML	78	1.000	78.000
6	AISLAMIENTO		ML	45	3.120	140.400
7	EXTRAS.			1	80.000	80.000
	TOTAL COSTO MATERIALES					441.532
ITEM	MANO DE OBRA	REFERENCIA	HORAS	VALOR	TOTAL	
1	MONTAJE EQUIPOS	H/TR	8	16.500	132.000	
2	MONTAJE TUBERIA Y MANGUERA	H/TR	8	16.500	132.000	
	TOTAL COSTO MANO DE OBRA				264.000	
	TOTAL COSTO OBRA				6.562.464	
ITEM	MARGENES	COSTO	%	MARGEN TOTAL		
	EQUIPOS	5.856.932	25 %	1.464.233		
	MATERIALES	441.532	25 %	110.383		
	MANO DE OBRA	264.000	25 %	66.000		
	TOTAL				1.640.616	
ITEM	OTROS				%	TOTAL
1	CONOCIMIENTO, DISEÑO				5 %	328.123
2	GASTOS INDIRECTOS				5 %	328.123
3	GASTO APLICADO A MANO DE OBRA				105 %	277.200
4	TRANSPORTE					50.000
TOTAL						9.186.527
IVA					19 %	1.745.440
GRAN TOTAL						10.931.967

6.5. Costos de operación

Para el consumo energético se supone que los sistemas trabajan ocho horas al día, durante seis días a la semana, lo que significa un tiempo de operación de 192 horas mensuales. Para el precio del kW se toma el valor de EMCALI para un estrato 4 de la ciudad de Cali que es \$851 cop. El consumo del sistema radiante sería el consumo del Chiller que es de 0,8 kW, más el consumo de la bomba que es de 0,75 kW, lo que daría un costo mensual de \$253.257 COP. El consumo de agua será muy poco, este solo sería significativo si se presentaran fugas en la red de tubería o mangueras, por tal motivo se desprecia.

Se consultó el costo bimestral de mantenimiento aproximado para un Chiller de 0,5 TR y es aproximadamente \$90.000 COP. La tabla 6-4 resume las inversiones anuales para el sistema en un periodo de 20 años, en las cuales se toma una inflación anual del 5 %, una depreciación del 8 % y se deja un valor de salvamento de los equipos de 5 % para el final de su vida útil.

Tabla 6-4: Estructura de costos del proyecto(sistema radiante) durante 20 años de operación

Periodo	0	1	2	3	4	5	12	13	20
Suministro e instalacion	\$ 10.931.000						\$ 19.714.429		
Depreciacion		\$ 874.480	\$ 874.480	\$ 874.480	\$ 874.480	\$ 874.480	\$ 874.480	\$ 874.480	\$ 874.480
Consumo de electricidad	\$ 3.039.000	\$ 3.190.950	\$ 3.286.679	\$ 3.385.279	\$ 3.486.837	\$ 3.591.442	\$ 4.417.021	\$ 4.549.532	\$ 5.595.350
Mantenimiento	\$ 540.000	\$ 556.200	\$ 572.886	\$ 590.073	\$ 607.775	\$ 626.008	\$ 769.911	\$ 793.008	\$ 975.300
Salvamento							-\$ 985.721		
TOTAL	\$ 14.510.000	\$ 4.621.630	\$ 4.734.045	\$ 4.849.831	\$ 4.969.092	\$ 5.091.930	\$ 24.790.120	\$ 6.217.020	\$ 7.445.130

Segun [4], la mejor forma de evaluar económicamente un proyecto es calcular el valor presente neto VPN, sin embargo, la instalación de estos sistemas no generan ingresos directos, por lo que no se puede hallar el VPN convencional. La ganancia que se tiene en este tipo de proyectos es el ahorro o la disminución de los costos a lo largo del tiempo de operación, el VPN para estas alternativas de inversión se calcula como:

$$VPN = I_i - \frac{I_{An}}{1 + id} \quad (6-1)$$

Donde I_i es la inversión inicial, I_{An} es la inversión total en el año n y id se toma como la depreciación anual.

Finalmente se obtiene un VPN de inversión de $-\$71,583,726$ COP.

Capítulo 7

Resultados y discusiones

En este capítulo se presentan las comparaciones entre los resultados obtenidos mediante la simulación computacional y los resultados obtenidos con el método analítico propuesto. Posteriormente se analizará de qué forma los paneles de enfriamiento radiante generan confort en el espacio propuesto. Finalmente se realizará la comparativa entre el sistema diseñado y el sistema convencional de aire acondicionado. Los planos de detalle de los dos tipos de panel se presentan en los Anexos al final del documento. Adicionalmente, se creó un pequeño código en Matlab que se encuentra en los anexos, con el cual se pueden variar los parámetros de temperatura de bulbo seco y humedad relativa para determinar las condiciones de operación en cualquier lugar diferente a la ciudad de Cali.

7.1. Resultados analíticos y computacionales

En el capítulo anterior se presentaron los dos métodos analíticos y de simulación para obtener los resultados del diseño. Por el método analítico propuesto, se asumió una temperatura promedio en la superficie del panel de $20,5^{\circ}\text{C}$, mientras que la simulación arrojó una temperatura promedio de $21,08^{\circ}\text{C}$, lo que representa un error relativo de $2,8\%$. Por otra parte, la temperatura a la salida de la tubería fue de $19,789^{\circ}\text{C}$ por el método analítico y $19,63^{\circ}\text{C}$ en la simulación, lo que significa un error relativo de $0,8\%$. Estos son los dos datos de mayor importancia, ya que la temperatura promedio de la superficie del panel es crítica porque se puede presentar condensación y la temperatura de salida es clave para determinar la temperatura a la cual debe ingresar el agua. El error más alto fue de $2,8\%$ el cual es bajo y da validez a los resultados obtenidos. Adicionalmente, en las Figuras 5-11, 5-13 y 5-15 se observa muy poca variación en la temperatura de la superficie de aluminio, esto se debe a la excelente conductividad térmica del material y al poco espaciado entre pasos del serpentín, lo que hace que tengamos una temperatura casi uniforme en toda la superficie el panel.

7.2. Confort

Un esquema ilustrativo del espacio que se va a analizar con el sistema de climatización por superficies radiantes instalado se muestra en las siguientes figuras:

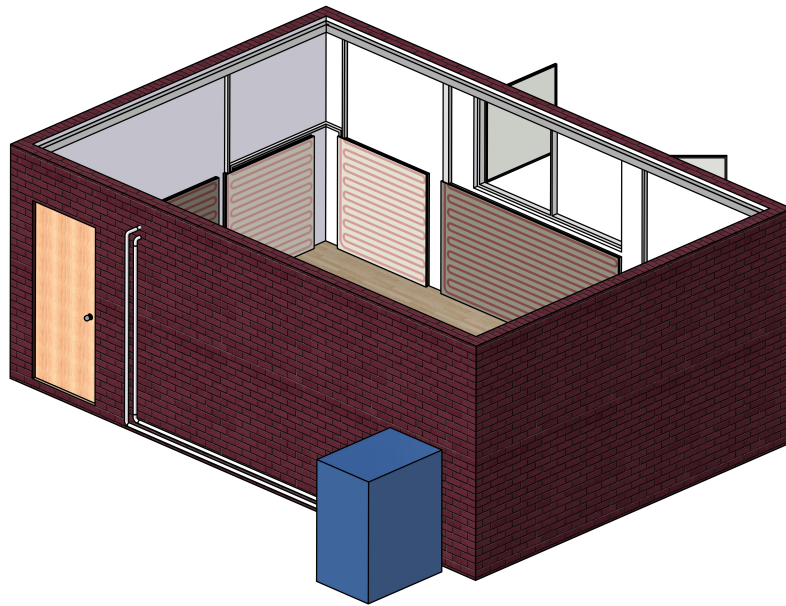


Figura 7-1: Instalación del sistema diseñado para el escenario propuesto - vista frontal

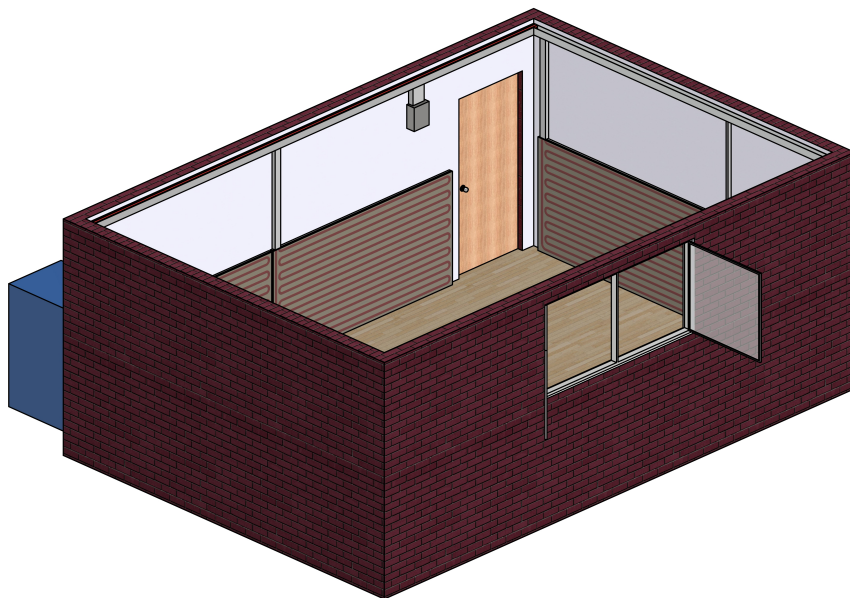


Figura 7-2: Instalación del sistema diseñado para el escenario propuesto - vista posterior

Como se mencionó anteriormente, el confort térmico depende de seis parámetros: temperatura de bulbo seco, humedad relativa, velocidad del aire, TMR, tasa metabólica y vestimenta. La temperatura de bulbo seco que se utilizó para todo el análisis del capítulo 5 fue de $28,3^{\circ}\text{C}$, este mismo valor será utilizado ya que se tomó como referencia en interiores de viviendas ubicadas en Cali. De igual manera, se utiliza una humedad relativa de 60% y una velocidad del

aire de 0,02 m/s. La tasa metabólica se asume como la de una persona sentada escribiendo y la vestimenta se asume de una persona con pantalones y camisa manga corta, que es una vestimenta típica de la ciudad. Por último, la TMR, que es el parámetro que se está abordando para generar confort, se calcula con ayuda del software libre CBE 3D Mean Radiant Temperature Tool [24]. En el cual debemos ingresar las temperaturas de todas las superficies del espacio, así como sus dimensiones. Tomando como referencia los datos obtenidos en la sección 4.5, se toma una temperatura promedio del techo de 27 °C y de 25 °C para el suelo. Para las temperaturas de las paredes, que es donde están ubicados los paneles radiantes, se debe tener en cuenta la temperatura de estos paneles, que es de 20,5 °C y la temperatura de las paredes. Se toma una temperatura de 29°C para las paredes Norte y Oeste, que son las paredes donde hay incidencia de la radiación solar. Las temperaturas de las paredes Este y Sur se toma como 26°C.

Entonces la temperatura promedio en la pared Norte es de 25°C, en la pared Este es 23,7°C, en la pared Sur es 23.4°C y en la pared Oeste es 24,9°C. Ingresando estos valores al software obtenemos:

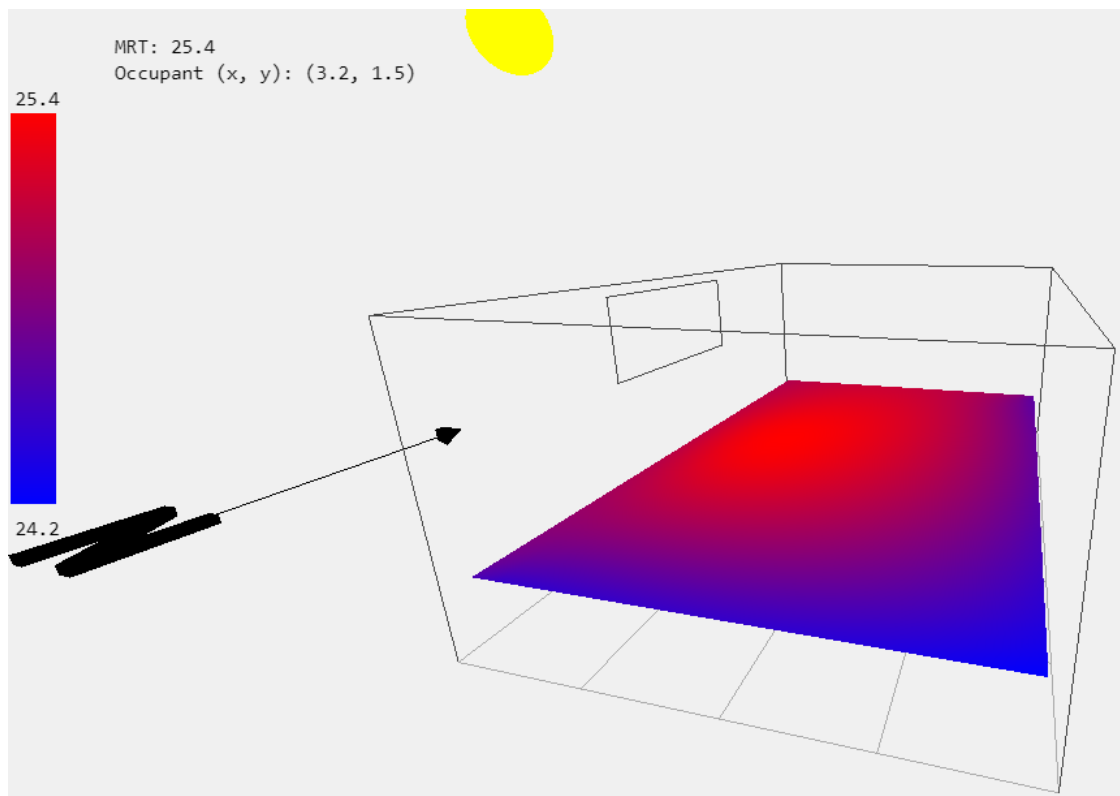


Figura 7-3: Temperatura media radiante en el escenario analizado

Con los seis parámetros definidos, procedemos a ingresarlos en el CBE Thermal Comfort Tool [24], utilizando la TMR máxima de 25,4°C.

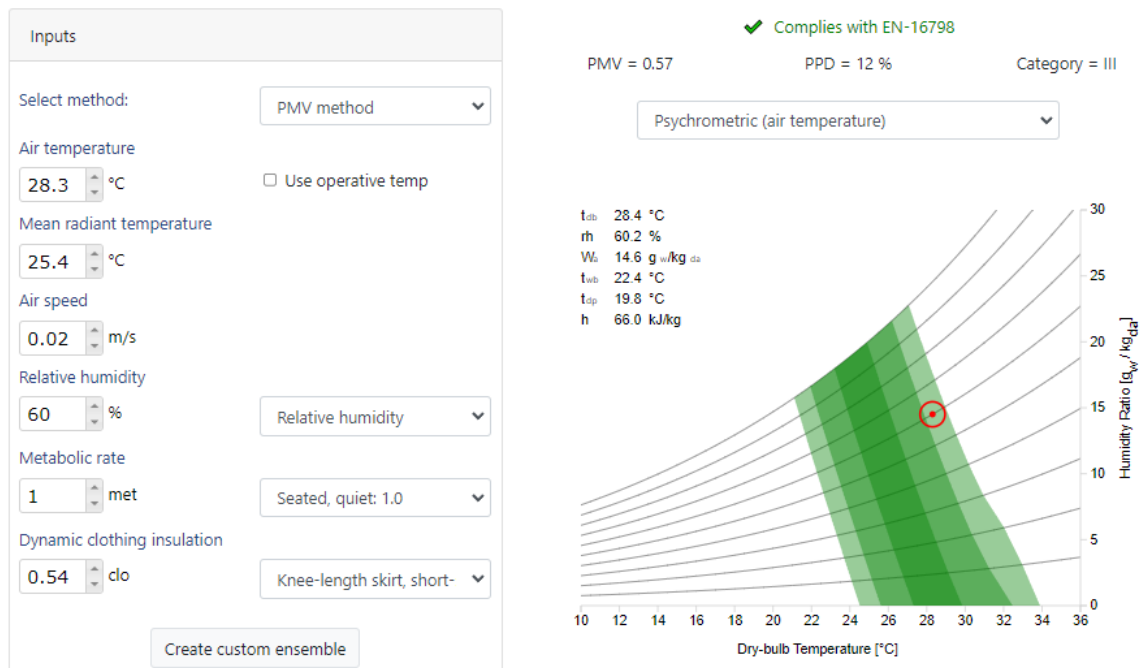


Figura 7-4: Confort en el escenario

En la Figura 7-7 se observa que se cumplen las condiciones de confort térmico para una persona que esté ubicada en el centro del recinto y se vea afectada por la TMR más alta. Con un porcentaje de personas insatisfechas (PPD) de 12 %.

Adicionalmente, si analizamos a una persona ubicada un poco más hacia el Sur-Este del espacio, tendremos una TMR de 24,8°C y el PPD será de 10 %, en conclusión, mejora el confort. En las Figuras 7-5 y 7-6 se muestran los resultados.

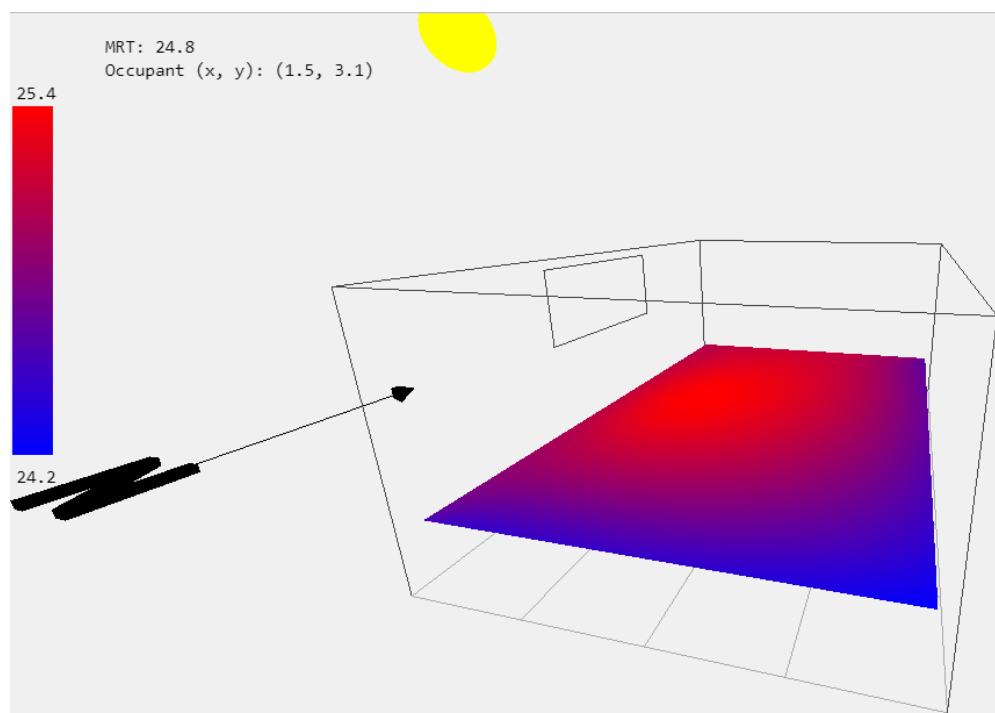


Figura 7-5: Temperatura media radiante de una persona ubicada cerca a una pared

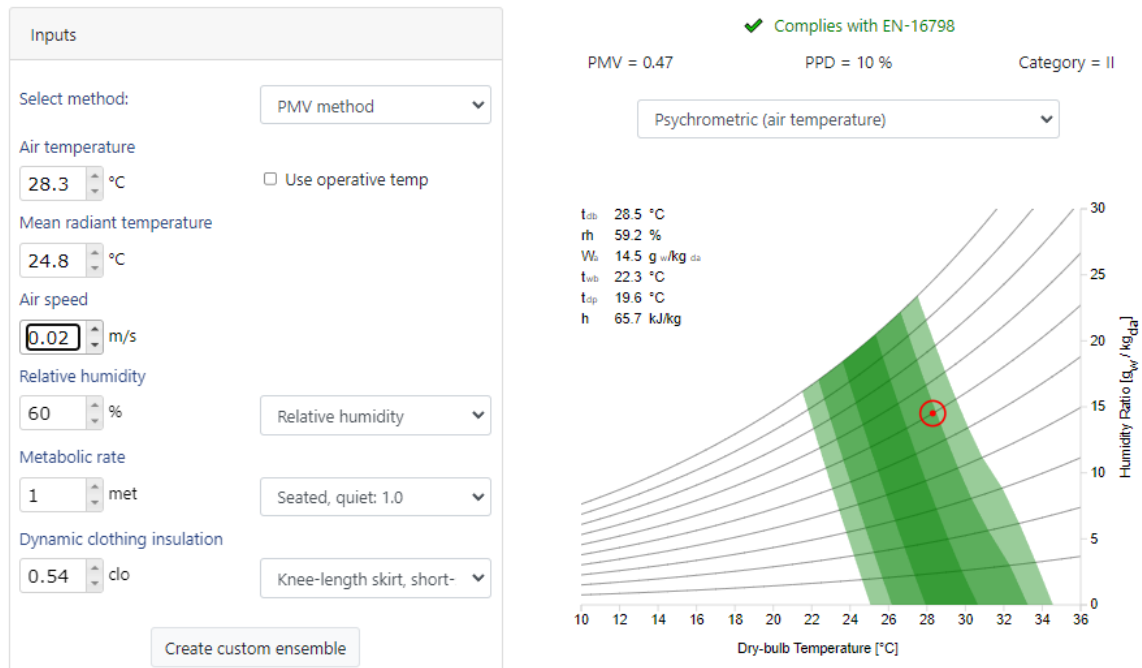


Figura 7-6: Confort en el escenario con la TMR de 24,8°C

7.3. Comparativa con equipo de aire acondicionado

Para realizar una comparación entre el sistema de climatización de superficies radiantes diseñado y su alternativa más comercial, es necesario plantear un escenario en el cual se ofrezcan las dos soluciones alternativas para climatizar el mismo espacio, que en este caso es el espacio propuesto a analizar de 6 x 4 x 2,4 m. En la sección anterior se analizó el confort generado por el sistema radiante, ahora es momento de analizar la alternativa de aire acondicionado, para esto se debe realizar un pequeño cálculo de carga térmica, en el cual se desea una temperatura interna de 21 °C y se supone que dos de los muros del espacio están expuestos a la radiación solar, las otras dos limitan con el interior de la edificación y tanto el techo como el suelo limitan con los pisos inferior y superior del edificio. Los muros expuestos a la temperatura interna del edificio (29°C) tienen un área de 24 m² y la carga térmica a través de estos sería de 381 W.

El techo y el suelo tiene un área de 48 m², y al ser un escenario de un edificio, están compuestos de los mismos materiales. La carga térmica es 1462 W.

Los muros expuestos a la radiación solar tienen un área de 22 m² y la carga térmica viene dada por la radiación solar incidente [25]. En estos muros la carga térmica es de 1297 W.

En el muro oeste se supone la presencia de una ventana de vidrio de 3 mm con un área de 2 m², por donde ingresa una carga proveniente de la radiación solar. Según [26] en uno de los días más cálidos del año en Cali, se tiene una radiación unitaria incidente de 58,95 W/m² y un coeficiente de ganancia de calor solar (SHGC) de 0,86 para el vidrio transparente de 3 mm. La carga térmica a través de la ventana es:

$$Q_{\text{ventana}} = SHGC * Radiacion\ unitaria * Area$$

$$Q_{\text{ventana}} = 101,4\ W \quad (7-1)$$

Los detalles de los cálculos de cargas térmica se encuentran en los Anexos al final del documento.

Las ganancias internas se dan por la ocupación de personas, iluminación y disipación de calor de los equipos que se encuentren en un espacio. Para este caso se toma una ocupación de cuatro personas (108 W c/u), un TV (190 W) con equipo de sonido (150 W), tres computadores (250 W c/u) y la iluminación se toma como 2 W/m². Obteniendo una carga térmica total de 4808 W = 16396 Btu/h, Por lo que se decide instalar un equipo con capacidad nominal de 1,5 TR = 18000 Btu/h. Para saber el costo de instalación de un equipo de estas características, se solicitó una cotización a Carvel S.A. por el suministro e instalación de un equipo Mini Split de 1,5 TR. En la siguiente figura se muestra un resumen de la oferta recibida y el costo total.

Nuestra propuesta la hemos desarrollado como detallamos a continuación:

Equipos y materiales

- Una (1) sistema completo minisplit eficiencia SEER 21 de 1.5 TR marca Carrier para R-410A.
- Un lote de 3 Lb de refrigerante ecológico R-410A para carga inicial de los Sistemas.
- Un lote de 12 Ml de tubería de cobre de 5/8" para línea de succión y 1/4" para línea de líquido, incluyendo su correspondiente soporteria y aislamiento.
- Una (1) base elaborada en ángulo de hierro para instalación de las Unidad Condensadora.
- Servicio técnico especializado y calificado para montaje, puesta en operación y ajuste, según norma ISO 9001-2008, trabajo en alturas y buenas prácticas de manejo de refrigerante, normas Sena, UTO del Ministerio del Medio Ambiente.
- Ingeniería, diseño, proyecto, planos y especificaciones.
- Gastos de administración, indirectos, supervisión de Obra y SISO.
- Transporte externo e interno de equipos al sitio final de operación.

Presupuesto: MC\$ 5.900.000 + IVA

Figura 7-7: Costo instalación AA 1,5 TR

Con el costo de instalación de los dos sistemas de climatización podemos evaluar y comparar las alternativas en cuestiones técnicas y económicas. En cuestiones de confort térmico, ambos sistemas cumplen su función, sin embargo, el AA tiene más posibilidades de adaptación a condiciones extremas de calor al poder modificar la temperatura del aire de suministro. Por otra parte, la calidad de aire en los sistemas de AA no es buena debido a la recirculación de aire que se debe dar para su funcionamiento, caso contrario al sistema radiante, que funciona a la perfección con las ventanas abiertas, lo que hace que haya constantes renovaciones de aire en el espacio.

Por último, la comparación económica se hace de acuerdo al consumo energético y a las inversiones anuales que se deben realizar para cada sistema. Para el consumo energético se supone del sistema de AA se suponen las mismas horas de operación que se tomaron para el sistema radiante. El equipo de AA tiene un consumo de 1.77 kW según el catálogo, lo que daría un costo mensual de \$289.203 COP. El costo de mantenimiento bimensual del equipo de AA se consultó con la empresa proveedora y es aproximadamente de \$300.000 COP. La Tabla 7-1 muestra los costos de inversión del sistema para 20 años de operación con las mismas condiciones de inflación, depreciación y salvamento del sistema radiante.

Tabla 7-1: Estructura de costos del proyecto(AA) durante 20 años de operación

Periodo	0	1	2	3	4	5	12	13	20
Suministro e instalacion	\$ 7.014.668						12248494,4		
Depreciacion		\$ 561.173	\$ 561.173	\$ 561.173	\$ 561.173	\$ 561.173	\$ 561.173	\$ 561.173	\$ 561.173
Consumo de electricidad	\$ 3.470.450	\$ 3.643.973	\$ 3.753.292	\$ 3.865.890	\$ 3.981.867	\$ 4.101.323	\$ 5.044.110	\$ 5.195.433	\$ 6.389.728
Mantenimiento	\$ 1.850.000	\$ 1.905.500	\$ 1.962.665	\$ 2.021.545	\$ 2.082.191	\$ 2.144.657	\$ 2.637.658	\$ 2.716.787	\$ 3.341.306
Salvamento							-\$ 612.425		
TOTAL	\$ 12.335.118	\$ 6.110.646	\$ 6.277.130	\$ 6.448.609	\$ 6.625.232	\$ 6.807.154	\$ 19.879.011	\$ 8.473.394	\$ 10.292.207

De aqui obtenemos un VPN de inversión de $-\$84,266,747$ COP.

En la siguiente tabla se muestran los VPN de inversión del sistema de superficies radiantes y su alternativa (AA).

Tabla 7-2: Valor presente neto de inversión de ambos sistemas

TIPO DE SISTEMA	VPN
Enfriamiento radiante	-\$ 71.583.726
Aire acondicionado	-\$ 84.266.747

La mejor alternativa es la que represente un menor costo de inversión, en este caso se observa que la mejor alternativa es el sistema de superficies radiantes, la cual tiene un VPN de inversión de casi 14 millones de pesos menos que el AA.

Otro análisis que podemos es hacer es sumar las inversiones totales al final de los 20 años de cada sistema. Para el sistema radiante se tiene una inversion total de \$151'415.632 COP y para el sistema de AA se tiene una inversión total de \$184'311.062 COP. Se observa que la inversión total del sistema de AA está 33 millones de pesos por encima de la inversión total del sistema radiante.

Capítulo 8

Conclusiones

- En términos generales, los paneles de enfriamiento radiante diseñados cumplen su función, generan Confort Térmico. Lograr llevar la temperatura de los paneles lo más cercano al punto de rocío fue fundamental para bajar la TMR y cumplir los parámetros de confort.
- La selección de materiales adecuados y el diseño geométrico es fundamental para tener un buen rendimiento en los sistemas de superficies radiantes. Estos dos parámetros son los que definen la temperatura a la que se debe suministrar el agua en la entrada de los paneles, si no son bien seleccionados los materiales y no hay un buen dimensionamiento, la temperatura de entrada deberá ser muy baja y aumentará el consumo de energía. Adicionalmente, un buen diseño geométrico permite que la totalidad de la superficie de los paneles permanezcan a una temperatura uniforme.
- La simulación computacional permitió de alguna manera tener más seguridad sobre los resultados obtenidos mediante el método analítico propuesto. Este era el único método inmediatamente disponible para comparar los resultados y comprobar su veracidad.
- La implementación de los sistemas de climatización de superficies radiantes puede ser una forma de combatir el problema del cambio climático en el planeta. Este tipo de sistemas tienen un consumo relativamente bajo de energía, lo que disminuye la necesidad de producir más, que a su vez se traduce en una disminución de las emisiones de GEI.
- Los costos de inversión de estos sistemas pueden ser altos en comparación a los sistemas alternativos. Esto puede ser un factor clave para que las personas lo adquieran, sin embargo, esta inversión se recuperará en poco tiempo. Además, si se implementan estos sistemas a gran escala (edificios completos) el costo de inversión será más bajo. Por otra parte, se debe dar a conocer más información al público sobre esta alternativa de climatización, ya que si los edificios nuevos se diseñan para implementar estos sistemas desde su construcción, la inversión bajaría aún más.

8.1. Trabajos futuros

- Buscar soluciones de ingeniería que permitan evitar la condensación en la superficies de los paneles para poder llevar su temperatura por debajo del punto de rocío y de esta manera mejorar las condiciones de confort.
- Elaborar un tipo de guía estructurada con las indicaciones pertinentes para el diseño de sistemas de climatización radiante, ya que en la literatura consultada, no existe.

-
- Evaluar este tipo de sistemas en diferentes tipos de edificaciones: edificios residenciales enteros, centros comerciales, oficinas, salones de clase, entre otros y a mayor escala. Esto con el fin de compararlos con los sistemas de AA y estudiar su factibilidad.
 - Mejorar el sistema de Estaque radiante existente de la Escuela de Ingeniería Mecánica de acuerdo a las recomendaciones de este documento. Esto puede servir para realizar laboratorios académicos y retomar actividades del grupo de investigación en Energética.

Bibliografía

- [1] Y. A. Cengel and A. J. Ghajar, *Transferencia de calor y masa*, vol. 53. McGraw-Hill Interamericana, 2007.
- [2] A. H. ASHRAE, “Fundamentals, ip edition ed,” *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA, USA*, 2009.
- [3] Y. A. Cengel and M. A. Boles, *Termodinámica (Séptima Edición)*. México: The McGraw-Hill, 2012.
- [4] A. Bejan, G. Tsatsaronis, and M. J. Moran, *Thermal design and optimization*. John Wiley & Sons, 1995.
- [5] IDEAM, “Cali.” <http://bart.ideam.gov.co/cliciu/cali/temperatura.htm>, 2023. Accedido: 2023-09-08.
- [6] J. C. Hernandez, “Comparativo termoconómico de las alternativas convencional y pasiva de climatización del edificio 340,” Universidad del Valle, 2017.
- [7] J. F. Vigna, Mengpin Ge, “Cuatro gráficos que explican las emisiones de gases de efecto invernadero por país y por sector.” <https://wrimexico.org/bloga/cuatro-gr%C3%A1ficos-que-explican-las-emisiones-de-gases-de-efecto-invernadero-por-pa%C3%ADs-y-por>, Sept. 2021. Accedido: 2022-12-12.
- [8] E. Espectador, “Agricultura y ganadería causan más del 50 % de las emisiones de GEI en Colombia,” *El Espectador*, May 2022.
- [9] OMM, “La organización meteorológica mundial cifra en un 50 % la probabilidad de que en los próximos cinco años la temperatura mundial supere transitoriamente en 1,5 °C los valores preindustriales.” <https://public.wmo.int/es/media/comunicados-de-prensa/la-organizaci%C3%B3n-meteorol%C3%B3gica-mundial-cifra-en-un-50-la-probabilidad-de>, May 2022. Accedido: 2022-12-12.
- [10] H. Lim and J.-W. Jeong, “Energy saving potential of thermoelectric radiant cooling panels with a dedicated outdoor air system,” *Energy and buildings*, vol. 169, pp. 353–365, 2018.
- [11] H. E. Feustel and C. Stetiu, “Hydronic radiant cooling—preliminary assessment,” *Energy and buildings*, vol. 22, no. 3, pp. 193–205, 1995.
- [12] A. Dogan, N. Kayaci, H. Demir, and M. K. Sevindir, “An experimental comparison of radiant wall and ceiling cooling system integrated with ground source heat pump and direct expansion fan coil system in a highly glazed office room,” *Energy and Buildings*, vol. 273, p. 112412, 2022.

- [13] J. Woolley, S. Schiavon, F. Bauman, and P. Raftery, "Side-by-side laboratory comparison of radiant and all-air cooling: How natural ventilation cooling and heat gain characteristics impact space heat extraction rates and daily thermal energy use," *Energy and Buildings*, vol. 200, pp. 68–85, 2019.
- [14] H. Teufl, M. Schuss, and A. Mahdavi, "Potential and challenges of a user-centric radiant cooling approach," *Energy and Buildings*, vol. 246, p. 111104, 2021.
- [15] M. K. Kim, J. Liu, and S.-J. Cao, "Energy analysis of a hybrid radiant cooling system under hot and humid climates: A case study at shanghai in china," *Building and Environment*, vol. 137, pp. 208–214, 2018.
- [16] Q. J. Kwong, S. J. Kho, J. Abdullah, and V. R. Raghavan, "Evaluation of energy conservation potential and complete cost-benefit analysis of the slab-integrated radiant cooling system: a malaysian case study," *Energy and Buildings*, vol. 138, pp. 165–174, 2017.
- [17] D. Xing, N. Li, C. Zhang, and P. Heiselberg, "A critical review of passive condensation prevention for radiant cooling," *Building and Environment*, vol. 205, p. 108230, 2021.
- [18] Y. Guo, H. Wu, K. Du, G. Huang, and X. Xu, "Experimental study on radiant cooling with double-skin infrared-transparent membranes," *Energy and Buildings*, vol. 278, p. 112654, 2023.
- [19] A. Arch, "Passive cooling for complex buildings in a humid tropical area-study case colombia," PLEA, 2006.
- [20] C. ALBA, A. ADARVE, and J. R. G. CHAVEZ, "Natural ventilation and ground cooling to improve thermal comfort conditions of workers in an industrial building," in PLEA, 2013.
- [21] W. Giraldo and C. A. Herrera, "Ventilación pasiva y confort térmico en vivienda de interés social en clima ecuatorial," *Ingeniería y desarrollo*, vol. 35, no. 1, pp. 77–101, 2017.
- [22] C. Fella, "Performance analysis of solar powered air conditioning system using absorption refrigeration cycle and high efficiency cooling technologies installed in colombia," 2017.
- [23] R. Albuja, B. Foliaco, A. Bula, and A. Gonzalez-Quiroga, "Potential of hybrid radiant cooling with infrared-transparent membranes to improve thermal comfort in hot and humid climate," *International Journal of Thermofluids*, vol. 16, p. 100214, 2022.
- [24] F. Tartarini, S. Schiavon, T. Cheung, and T. Hoyt, "Cbe thermal comfort tool: Online tool for thermal comfort calculations and visualizations," *SoftwareX*, vol. 12, p. 100563, 2020.
- [25] C. Herrera Cáceres and M. Rosillo Peña, "Confort y eficiencia energética en el diseño de edificaciones," *Universidad del Valle*, 2019.
- [26] D. A. Caicedo, "Evaluación del confort, calidad de aire y eficiencia de un estanque radiante por medio de una simulación computarizada," *Universidad del Valle*, 2023.

Capítulo 9

Anexos

9.1. Código en Matlab

```

clear;
clc;
b=18.678; % constante
c=257.14; % constante

T=28.3; %°C temperatura de bulbo seco / modificar
RH=60;% %Humedad relativa / modificar

gamma=log(RH/100)+((b*T)/(c+T))
x=(c*gamma)
y=(b-gamma)
Tdp=x/y % Formula de Magnus

% Calor absorbido por cada panel Q_p
hi=8.29 % coeficiente combinado para interiores en verano - Ashrae
Ap=1.2*2.4 %Area de cada panel
Q_p=hi*Ap*(T-20.5)

%Calor absorbido por la tuberia Q_ct
Ac=0.014 %m ancho del contacto térmico de cada paso
Ac_t=Ac*35 %m2 Area de contacto térmico en todo el panel
%Q_ct=Ac_t*Q_p/Ap %Calor que absorbe la tuberia
Q_ct=hi*Ac_t*(T-Tdp)

% Datos de la pared de aluminio
k_al=137; % Conductividad termica
k_poli=0.3; % Conductividad termica

% Datos de la tuberia(serpentín/manguera) de polietileno
Di=16; % mm Diametro interno de la manguera
De=18.7; % mm Diametro externo de la manguera

Ls=35; % M Longitud de la manguera
At=pi*(Di/1000)^2/4 % M2 Area transversal
As=pi*(Di/1000)*Ls %M2 Area de transferencia de calor

```

Figura 9-1: Código parte 1

```

R_pipe=(log(De/Di))/(2*pi*k_poli*Lv) % Resistencia termica de la tuberia
%DeltaT_pipe=Q*R_pipe % Perdida de temperatura en la tubería
%Ts=T_1-DeltaT_pipe
%Análisis de conducción
R_t=(1/(hi*Ac_t))+(0.002/(k_al*Ac_t))+R_pipe % Resistencia total desde
% el interior del espacio
% hasta la superficie interna
% de la manguera
T3=T-(Q_ct*R_t) % Temperatura de la superficie interna de la manguera

% Análisis de convección
% Datos del agua @15°C
p=999.1; %kg/m3 Densidad
miu=1.138e-3; % viscosidad dinamica
cp=4186; % J/kg.K calor especifico
k_water=0.589; % W/m.K Conductividad termica
Pr=8.09; % Numero de Prantl

Vpunto=0.3; % l/s Flujo volumétrico
m_punto=(Vpunto/1000)*p % kg/s Flujo masico
V_prom=(Vpunto/1000)/At % Velocidad promedio del flujo

Re=(p*V_prom*(Di/1000))/miu % Numero de Reynolds

Nu=0.023*(Re^0.8)*Pr^0.4 % Numero de Nusselt
%Tambien Nu=h*D/K
h=Nu/(Di/1000)*k_water % Coeficiente de conveccion

% Transferencia de calor por conveccion entre el agua y la tuberia
%Asumiendo flujo de calor constante en la superficie
%Q=m_punto*cp*(Te-Ti) %
%Q=h*As(Ts - Tm) Ts=Te
deltaTm=Q_p/(m_punto*cp)

qs=Q_p/As

Te=T3-(qs/h) % = Te, temperatura del fluido a la salida

Ti=T3-deltaTm % temperatura de entrada del fluido

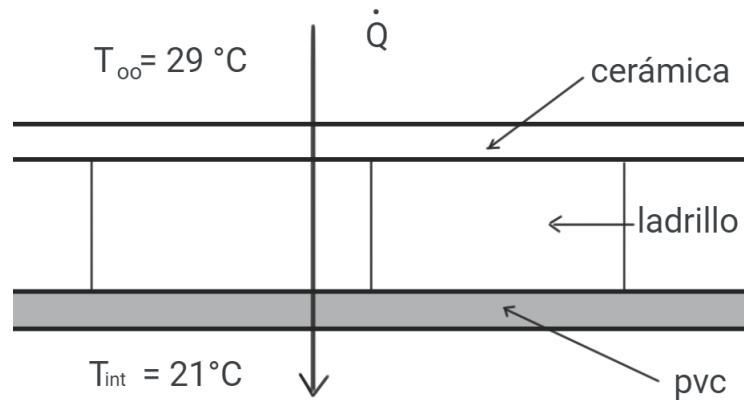
```

Figura 9-2: Código parte 2

9.2. Cargas térmicas

9.2.1. Techo y suelo

El techo está compuesto de losa de ladrillo de 15 cm y PVC de 2,5 mm; y el suelo es de cerámica de 6 mm.

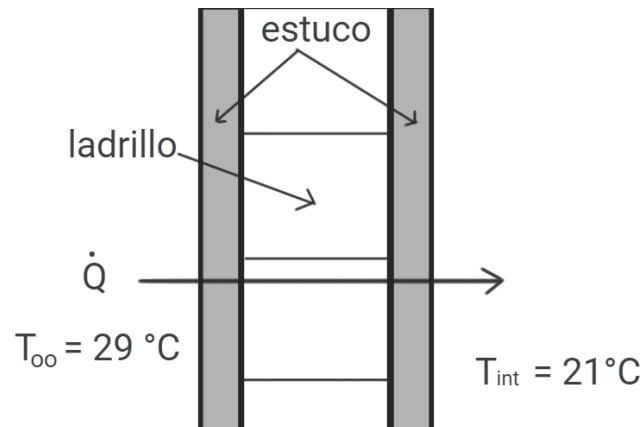
**Figura 9-3:** materiales de construcción del techo y suelo

$$R = \frac{1}{A} \left(\frac{2}{8,29} + \frac{0,006}{0,81} + \frac{0,15}{0,72} + \frac{0,0025}{0,15} \right)$$

$$Q = 2 * \frac{T_{\infty} - T_i}{R}$$

$$Q = 1461 \text{ W}$$
(9-1)

9.2.2. Paredes Sur y Este

**Figura 9-4:** materiales de construcción paredes Sur y Este

Sur

$$R = \frac{1}{A} \left(\frac{2}{8,29} + \frac{0,005 * 2}{0,18} + \frac{0,15}{0,72} \right)$$

$$Q = \frac{T_{\infty} - T_i}{R}$$

$$Q = 152,1 \text{ W}$$
(9-2)

Este

$$R = \frac{1}{A} \left(\frac{2}{8,29} + \frac{0,005 * 2}{0,18} + \frac{0,15}{0,72} \right)$$

$$Q = \frac{T_{\infty} - T_i}{R} \quad (9-3)$$

$$Q = 228,1 \text{ W}$$

9.2.3. Paredes Oeste y Norte

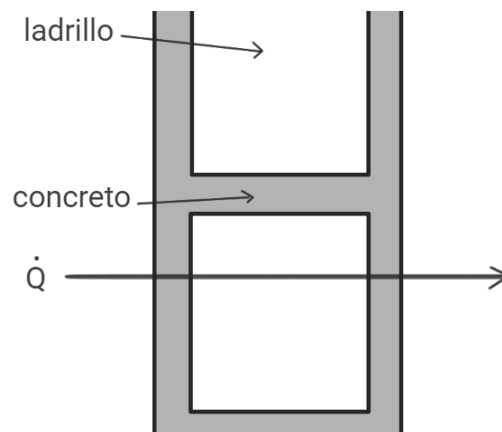
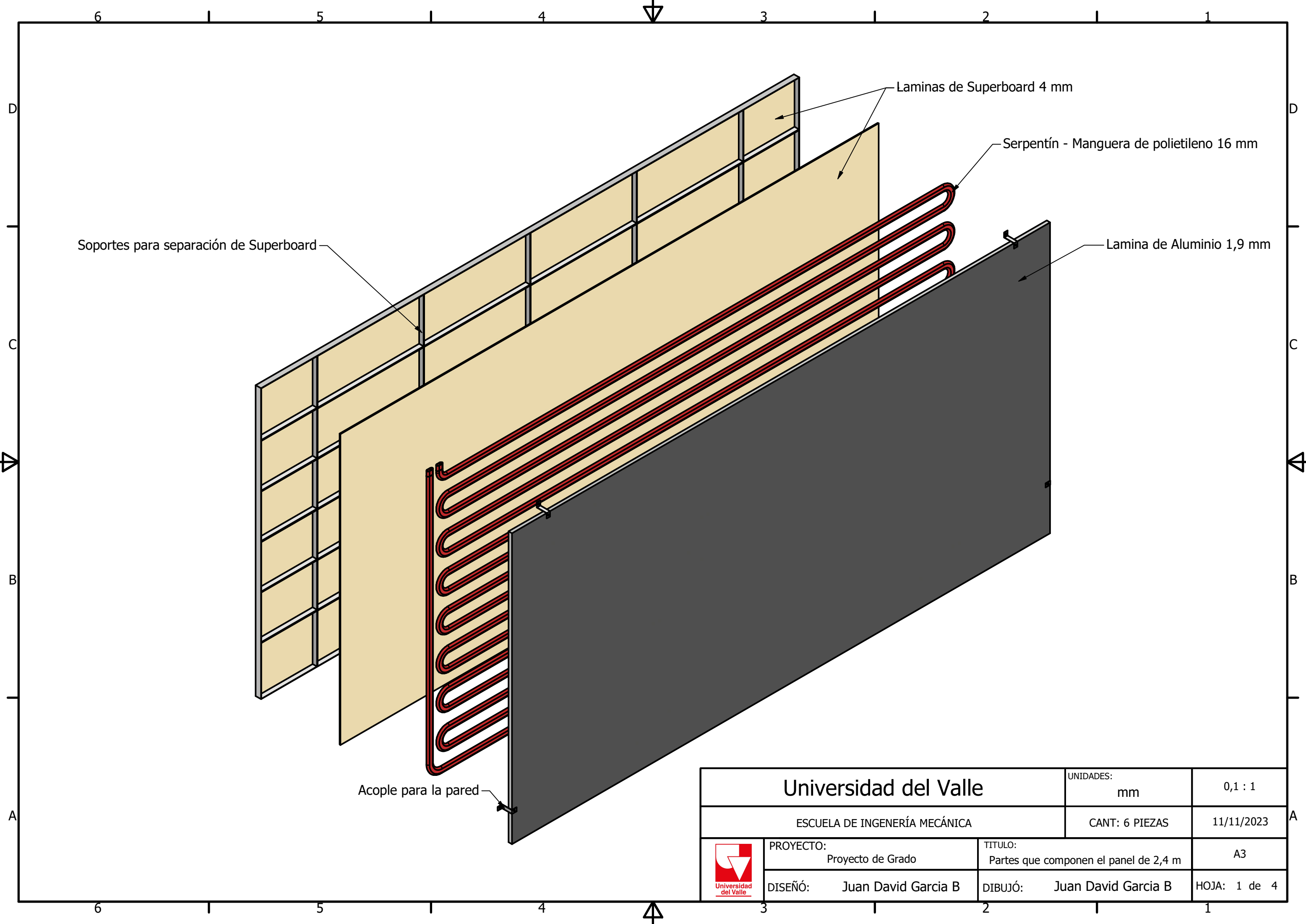


Figura 9-5: materiales de construcción paredes Norte y Oeste

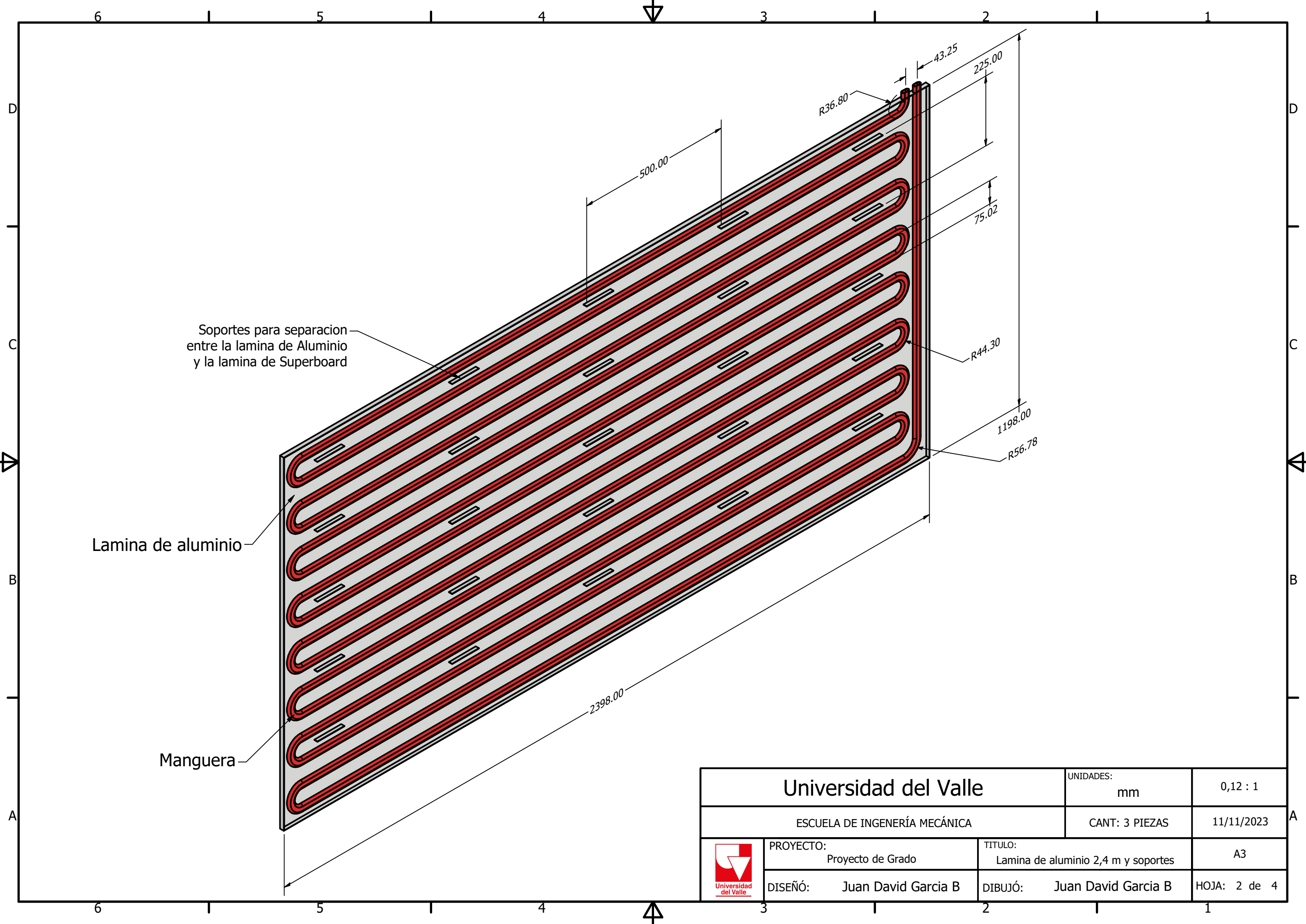
$$Q = Radiacion\ unitaria * Area$$

$$Q = 58,95 * 22$$

$$Q = 1297 \text{ W} \quad (9-4)$$



Universidad del Valle		UNIDADES: mm	0,1 : 1
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		CANT: 6 PIEZAS	11/11/2023
	PROYECTO: Proyecto de Grado	TITULO: Partes que componen el panel de 2,4 m	A3
	DISEÑÓ: Juan David Garcia B	DIBUJÓ: Juan David Garcia B	HOJA: 1 de 4

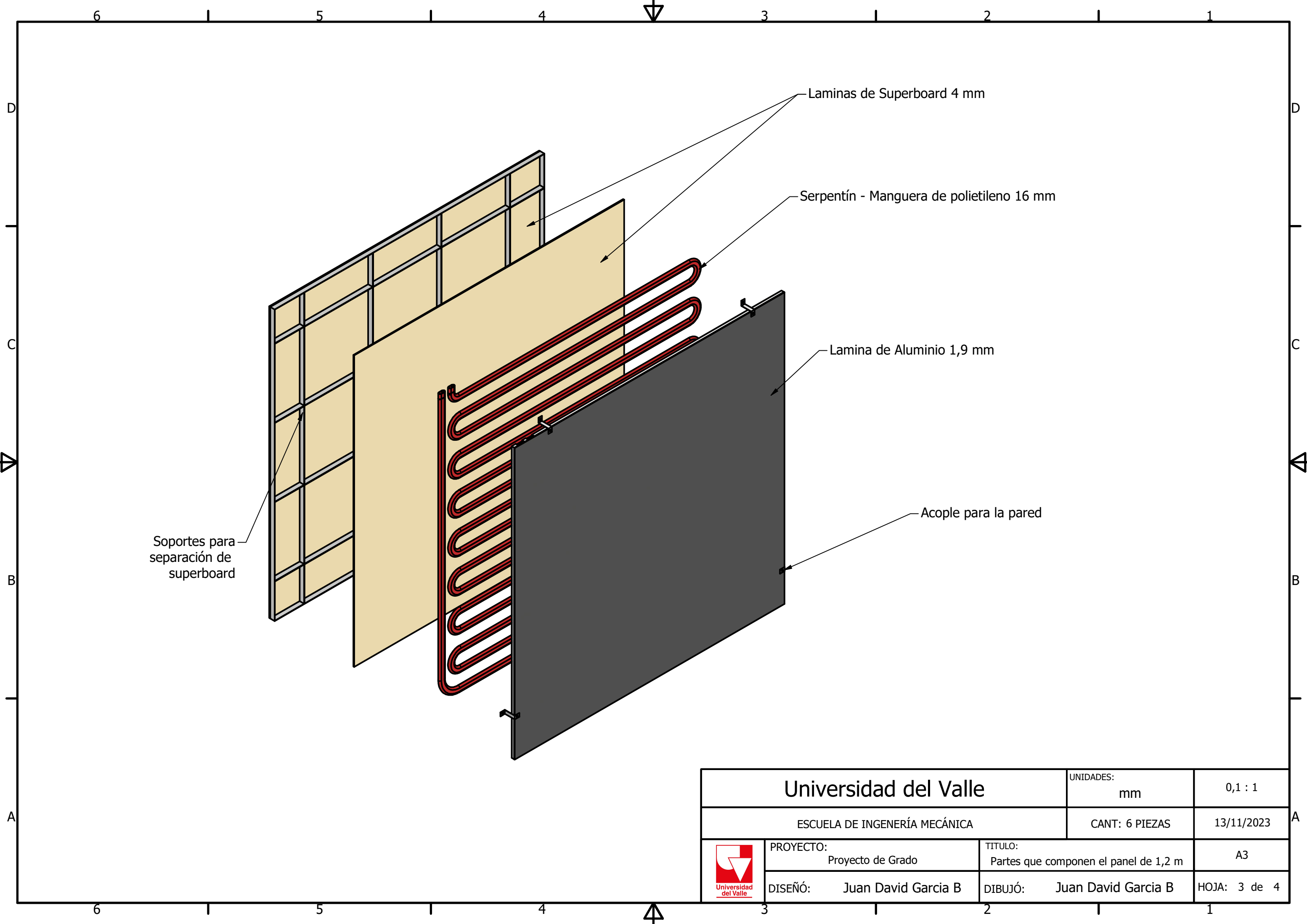


Soportes para separacion
entre la lamina de Aluminio
y la lamina de Superboard

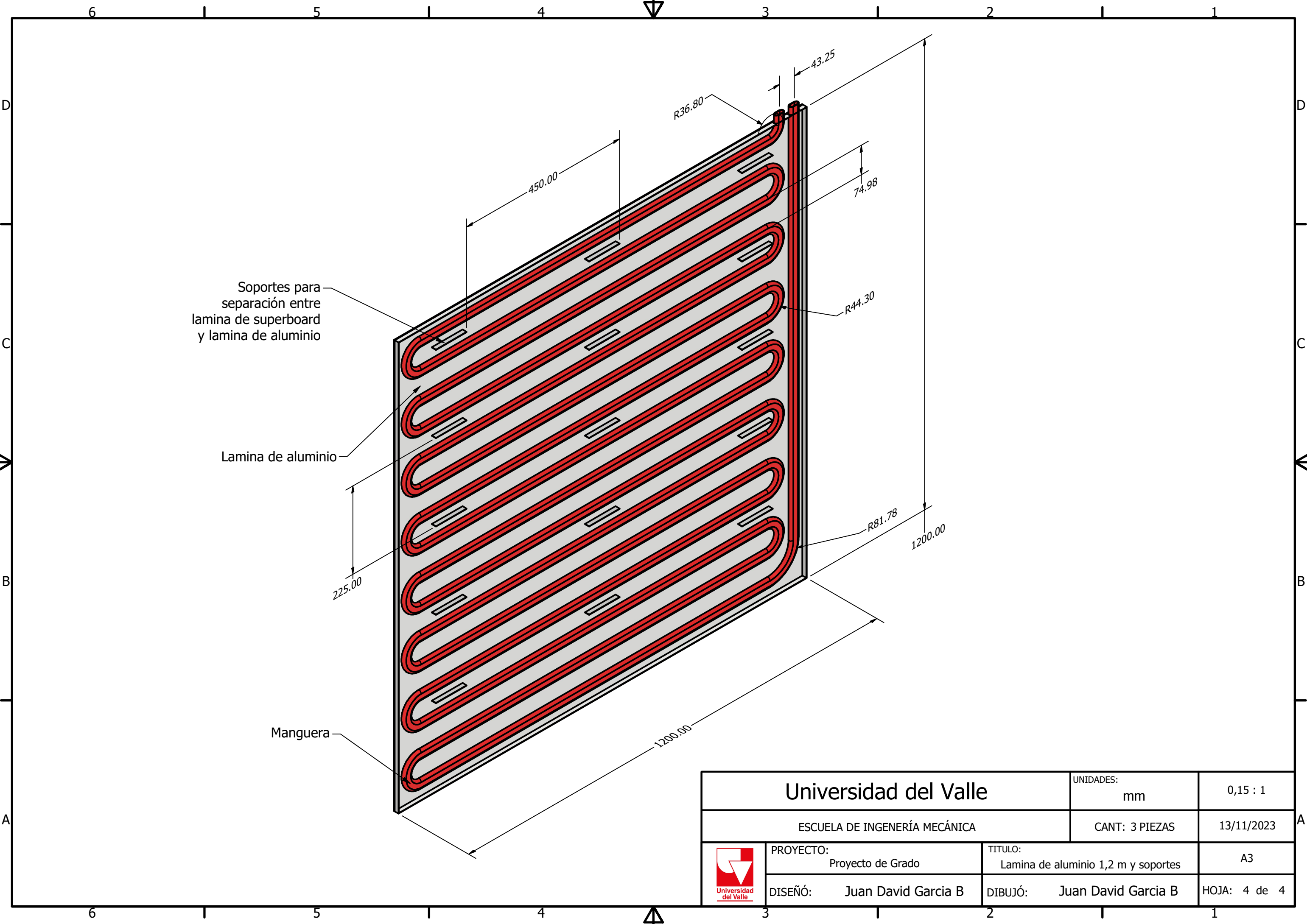
Lamina de aluminio

Manguera

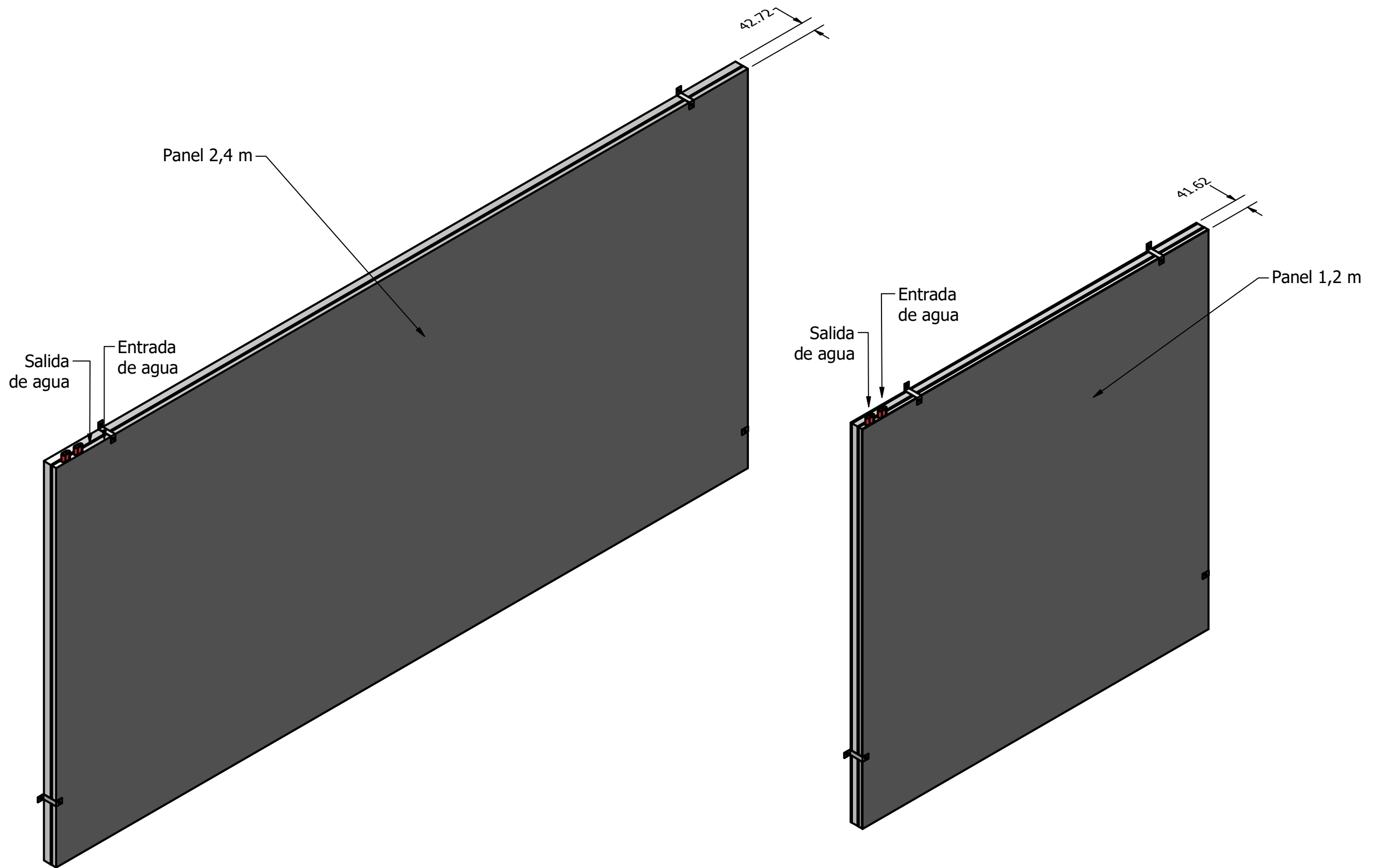
Universidad del Valle		UNIDADES: mm	0,12 : 1
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		CANT: 3 PIEZAS	11/11/2023
	PROYECTO: Proyecto de Grado	TITULO: Lamina de aluminio 2,4 m y soportes	A3
	DISEÑÓ: Juan David Garcia B	DIBUJÓ: Juan David Garcia B	HOJA: 2 de 4



Universidad del Valle		UNIDADES: mm	0,1 : 1
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		CANT: 6 PIEZAS	13/11/2023
	PROYECTO: Proyecto de Grado	TITULO: Partes que componen el panel de 1,2 m	A3
	DISEÑÓ: Juan David Garcia B	DIBUJÓ: Juan David Garcia B	HOJA: 3 de 4



Universidad del Valle		UNIDADES: mm	0,15 : 1
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		CANT: 3 PIEZAS	13/11/2023
	PROYECTO: Proyecto de Grado	TITULO: Lamina de aluminio 1,2 m y soportes	A3
	DISEÑÓ: Juan David Garcia B	DIBUJÓ: Juan David Garcia B	HOJA: 4 de 4



Unuversidad del Valle		UNIDADES: mm	0,10 : 1
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		CANT: 2 PIEZAS	4/11/2023
	PROYECTO: Proyecto de grado	TITULO: Ensamble final paneles	A3
	DISEÑÓ: Juan David Garcia B	DIBUJÓ: Juan David Garcia B	HOJA: 5 de 5