



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**Diseño de un banco de
pruebas para una bomba de
calor geotérmica de 3 a 10
TRF en modo de
refrigeración**

TESIS

Que para obtener el título de
Ingeniero mecánico

P R E S E N T A

José Luis Gómez Arizmendi

DIRECTOR DE TESIS

M.I. Eduardo Pérez González



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2023

Dedico el presente trabajo a todas las personas que me aportaron algún recurso que fuera construyendo lo que hoy finalmente puede entregarse. A todos y cada uno, muchas gracias. Sin su ayuda no podría haber sido realizada esta tesis.

Particularmente quiero agradecer a mis padres y a mis hermanos, a toda mi familia que fueron el soporte no sólo para que culminara mis estudios universitarios, sino mi educación completa, tanto académica como personal.

Gracias por dirigirme hacia la persona que soy hoy, esto es para ustedes.

Del ***Km. 30.***

Integrantes del grupo IIDEA:

Antonio, un amigo.

Armando y José Luis, guías.

Eduardo, un maestro.

Integrantes de Velomóvil: Gracias por su amistad y su apoyo, mis más gratas memorias universitarias yacen junto a ustedes.

Rosa, gracias por tu ayuda siempre.

Debemos saber, sabremos.

- *David Hilbert*

Contenido

1	La bomba de calor	12
1.1	Definición	12
1.2	Cambio climático	15
1.3	Necesidad de migrar a otras energías	15
1.4	Energía geotérmica y la bomba de calor	16
1.4.1	Sistemas principales de la bomba de calor geotérmica	16
1.5	Eficiencia	19
2	El banco de pruebas	21
2.1	Características del sistema a probar	21
2.1.1	Localidad de instalación de las bombas de calor	21
3	Propuesta de diseño	22
3.1	Selección de calorímetro	23
3.2	Pruebas a realizar	25
3.2.1.1	Método de entalpía del aire interno	25
3.2.1.2	Método de entalpía del líquido	26
3.3	Conceptos para el diseño	27
3.3.1	Primera ley de la termodinámica	27
3.3.2	Segunda ley de la termodinámica	27
3.3.3	Ley de Fourier	28
3.3.4	Conducción de calor	29
3.3.5	Transferencia de calor por conductividad térmica	29
3.3.6	Transferencia de calor por convección térmica	30
3.3.7	Condiciones de confort	30
3.3.8	Procesos psicrométricos	32
3.3.8.1	Refrigeración con una sola recámara	34
3.3.9	Condiciones climáticas	35
3.4	Diseño de la infraestructura del banco de pruebas	36
3.5	Potencias seleccionadas para la bomba de calor	38
3.6	Cálculo de las pérdidas y ganancias de calor	39
3.6.1	Cálculo de las resistencias térmicas	39
3.6.2	Verano	44

3.6.2.1	Carga debida a las pérdidas a través de las paredes del contenedor	45
3.6.2.2	Carga debida a los motores eléctricos	46
3.6.2.3	Carga debida a la infiltración de aire	46
3.6.2.4	Carga debida a la iluminación	47
3.6.2.5	Carga térmica total	47
3.6.3	Invierno	48
3.6.3.1	Carga debida a las pérdidas $Q_{per - I}$ a través de las paredes del contenedor	48
3.6.3.2	Carga debida a la infiltración de aire	49
3.6.3.3	Carga térmica total	49
3.6.4	Sistema de distribución de aire	50
3.6.5	Sistema de control de humedad	51
3.6.5.1	Selección de humidificador y deshumidificador	5
3.6.6	Sistema de iluminación	6
3.6.7	Sistema de rechazo de calor	7
3.6.8	Sistema de suministro de calor	8
3.7	Energía ganada por efectos solares	1
3.8	Sistema de suministro de agua acondicionada	6
3.9	Recubrimiento del aislante térmico	9
3.9.1	Análisis de transferencia de calor	9
3.10	Propuesta para recopilación de datos	10
3.10.1	Tiempos y tolerancias de medición	11
3.10.2	Propuesta de sensor de temperatura	11
3.10.3	Propuesta de sensor para datos de humedad	12
3.10.4	Propuesta de sensor para presión para el flujo de aire y flujo volumétrico	14
3.10.4.1	Diseño de los ductos	15
3.10.5	Propuesta de sensor para medición de flujos no volátiles	17
3.10.6	Propuesta de sensor para medición de amperaje para equipos eléctricos	17
4	Diagramas y dibujos	19
4.1	Diagramas CAD	19

4.1.1	Banco de pruebas ensamblado	19
4.1.2	Ductos	23
4.2	Planos	28
5	Conclusiones	1
6	APÉNDICES	4
1	Datos registrados con los sensores instalados en el BP	5
1.1.1	Prueba de Entalpía del aire interno	5
1.1.2	Método de entalpía del líquido	5
1.2	Datos necesarios por prueba	5
1.2.1	Método de Entalpía del aire interno	5
1.2.2	Método de entalpía del líquido	5
1.3	Método de cálculo de datos a partir de los datos recopilados por los sensores en el BP	6
1.3.1	Entalpía del aire	6
1.3.1.1	Entalpía de entrada y de salida	6
1.3.1.2	Densidad de la mezcla de aire con vapor de agua	6
1.4	Hoja de toma de datos	7
1	Requerimiento de eficiencia energética en la ley mexicana	1
2	Cálculo de la REEE	1
1	Guía práctica de uso del banco de pruebas	1
1.1	Verano	1
1.2	Invierno	2
2	Bibliografía	3

Índice de figuras

Figura 1 Diagrama de la bomba de calor en modo de refrigeración, figura 13.22 (a) (Pita, 2002).....	13
Figura 2 Diagrama de la bomba de calor en modo de calefacción, figura 13.22 (a) (Pita, 2002).....	14
Figura 3 Diagrama de arreglo de lazo vertical, tomado de la empresa <i>Kocher's – water pumps & tanks Inc</i>	17
Figura 4 Diagrama de arreglo de lazo horizontal, tomado de la empresa <i>Tetco</i> ...	18
Figura 5 Diagrama de arreglo de lazo de resorte, tomado de la empresa <i>Kocher's – water pumps & tanks Inc</i>	18
Figura 6 Diagrama de arreglo de lazo de estanque, tomado de la empresa <i>Kocher's – water pumps & tanks Inc</i>	19
Figura 7 Vista de la planta geotérmica Domo de San Pedro.....	22
Figura 8 Calorímetro calibrado (ASHRAE, 2012).....	23
Figura 9 Calorímetro de ambiente balanceado (ASHRAE, 2012).....	24
Figura 10 Diagrama de la conducción de calor, figura 2.1 “Steady-state heat conduction experiment.” (Çengel & Boles, 2014).....	29
Figura 11 Carta de comodidad de la ASHRAE, Figura VIII-2 (Goribar, 1999).....	31
Figura 12 Diagrama de bloques para refrigeración, utilizando dos recámaras.....	33
Figura 13 Diagrama de bloques para refrigeración, utilizando una recámara.....	34
Figura 14 Contenedor estándar de 20 pies de la empresa <i>Western Container</i>	37
Figura 15 Diagrama del contenedor para el BP.....	40
Figura 16 Diagrama del contenedor para el BP con las ventanas de succión para las BBCC.....	41
Figura 17 Diagrama de las resistencias térmicas.....	42
Figura 18 Ventilador Mxckn-001 seleccionado para la circulación del aire en el BP.....	50
Figura 19 Carta psicrométrica con estados psicrométricos marcados.....	4
Figura 20 Humidificador seleccionado para la inyección de humedad en el BP.....	6
Figura 21 Foco propuesto para el sistema de iluminación.....	7
Figura 22 Mini-Split para el rechazo de calor.....	8
Figura 23 Tabla de información astronómica aproximada para el día 21 de cada mes (ASHRAE,2017).....	1
Figura 24 Ángulos solares para superficies verticales y horizontales (ASHRAE, 2017).....	2
Figura 25 Chiller XC-10 WCI Recirculador y Enfriador de Agua 32.564 [Kw].....	8
Figura 26 Trabajador instalando la película de plástico, tomada de la compañía MSC.....	9
Figura 27 Rollo de lámina de polietileno marca Frost King, modelo P1025.....	10
Figura 28 Sensor de temperatura PT100 RTD.....	12
Figura 29 Sensor SHT20 para medición de temperatura y humedad.....	13
Figura 30 Sensor Fluke 922.....	14

Figura 31 Medidas para la construcción del ducto para la BC, tomada del estándar DIN EN 12599	16
Figura 32 Medidor de flujo para el agua	17
Figura 33 Transductor de corriente ACUAMP ACTR200-42L-S.....	18
Figura 34 Vista isométrica, elaboración propia.....	19
Figura 35 Vista trasera, elaboración propia.....	20
Figura 36 Vista superior, elaboración propia	21
Figura 37 Vista frontal, elaboración propia	22
Figura 38 Vista lateral izquierda, elaboración propia.....	22
Figura 39 Vista lateral derecha, elaboración propia	23
Figura 40 Ducto de 3TR, vista isométrica, elaboración propia	23
Figura 41 Ducto de 3TR, vista frontal, elaboración propia	24
Figura 42 Ducto de 3TR, vista lateral, elaboración propia.....	25
Figura 43 Ducto de 10TR, vista isométrica, elaboración propia	26
Figura 44 Ducto de 10TR, vista frontal, elaboración propia	27
Figura 45 Ducto de 10TR, vista lateral, elaboración propia.....	28

Índice de tablas

Tabla 1 Temperaturas máximas permisibles dentro del BP, fragmentos tomados de las tablas 5 y 3 del estándar ASHRAE ISO 13265 - I.....	35
Tabla 2 Temperaturas máximas y mínimas en Tepic, Nayarit	36
Tabla 3 propiedades térmicas de la pared del contenedor.....	37
Tabla 4 medidas de la recámara de prueba del contenedor	38
Tabla 5 Medidas de las ventanas de succión para las BBCC	41
Tabla 6 Ganancia de calor debida al equipo misceláneo	46
Tabla 7 Valores de humedad absoluta recopilados.....	51
Tabla 8 Valores de humedad absoluta en verano	52
Tabla 9 Valores de humedad absoluta en invierno	5
Tabla 10 Tasas para los dispositivos de humedad.....	5
Tabla 11 Propiedades del chiller	7
Tabla 12 Criterio de término de toma de datos, tolerancias entre una medición y la anterior, Table 10 “Variations allowed in capacity test readings, ASHRAE 13256 - I	11
Tabla 13 Características técnicas del sensor PT100	12
Tabla 14 Características técnicas del sensor SHT20.....	13
Tabla 15 Características técnicas del dispositivo Fluke 922	14
Tabla 16 Resultados para los diámetros equivalentes	15
Tabla 17 Características técnicas del sensor de flujo	17
Tabla 18 Características técnicas del sensor ACTR200-42L-S.....	18
Tabla 19 Nivel mínimo de Relación de eficiencia energética (REE) en acondicionadores de aire de tipo central, tomado de la NOM-011-ENER-2006.....	1

Glosario

- BC – Bomba de calor
- BP – Banco de pruebas
- TR – Toneladas de refrigeración

Introducción

Actualmente la humanidad está pasando por una época llena de retos que toman una nueva perspectiva. Su enfoque ahora no es el de crear nuevas tecnologías sin limitación alguna, el desarrollo actual va dirigido a la resolución de problemas que se está enfrentando. La crisis climática, la crisis energética, la crisis sanitaria que al momento de escribir este trabajo se estaba viviendo, todo nuestro esfuerzo se ejerció en la solución de estos problemas, ya que de ello depende la supervivencia de la humanidad, como sociedad y como especie.

La crisis energética y climática están íntimamente relacionadas. A lo largo de la historia de la humanidad, se han utilizado muchas fuentes de combustible para la generación energética, llegando a la era del petróleo y sus derivados. El uso del petróleo le otorgó un salto tecnológico impresionante, pero no todo fue bueno, los efectos secundarios fueron un nivel de CO₂ en la tierra en una cantidad de tiempo nunca antes vista. El experto en geofísica y cambio climático del *Imperial College* en Londres, Martin Siegart, declaró en una entrevista a *BBC Mundo* que *“hace 55 millones de años, las concentraciones de CO₂ alcanzaron más de 1,000 partes por millón”*. Tales niveles son similares a los que se tienen hoy en día (2022), no obstante, la diferencia recae entre el tiempo que le tomó a la tierra en generar esas concentraciones; antes de la humanidad le tomó al ambiente aproximadamente 20 mil años llegar a esos valores, en la actualidad llegaremos a esos niveles tan sólo en 80 años con el ritmo actual de desarrollo.

Pero no es posible simplemente detener todas las plantas generadoras de electricidad en el mundo, que son grandes consumidoras de combustibles fósiles, ya que eso implicaría que detengamos los engranajes fundamentales de nuestra sociedad, desde encender una luz en nuestra casa hasta alimentar una supercomputadora. Se pueden atacar ambos problemas con una sola solución, la **energía renovable**.

La energía renovable se define como *“la energía que se obtiene de fuentes naturales virtualmente inagotables ya sea por la inmensa cantidad de energía que contienen o por ser capaces de regenerarse por medios naturales”*.¹

Existen muchas clases de energías renovables, y México tiene potencial de aprovechar gran parte de éstas. Este trabajo gira en torno a la energía geotérmica y en la forma de aprovecharla utilizando bombas de calor geotérmicas, así como en la manera en la que se demuestra que dichos dispositivos cuentan con los requisitos de eficiencia requeridos.

Como consumidores, antes de comprar cualquier producto en el mercado, se sugiere comparar con otros para ver cuál es el que cubre las necesidades de

¹ Spiegeler, C., & Cifuentes, J. I. (s.f.). Definición e información de energías renovables. Guatemala: Escuela de estudios de Posgrado USAC.

manera eficaz y que tenga también una alta eficiencia. Cada producto entonces debe tener su funcionamiento garantizado y también debe tener registrada la eficiencia con la que lo lleva a cabo, y la forma para obtener estos valores necesarios es realizando pruebas continuas.

Para ejemplificar el punto anterior, se toma un bolígrafo desechable se debe garantizar que funcione por una cantidad anunciada de distancia de escritura, se tiene que probar justamente esa cantidad de distancia. Según datos de *Bic*[®], su modelo *Bic cristal médium* tiene la suficiente tinta para escribir una línea de 3 kilómetros de longitud, no es eficiente que un empleado realice largas jornadas dibujando líneas en una hoja de papel para demostrar esto. Por ello se diseña un banco de pruebas, para que una máquina pueda simular toda esa actividad de manera más eficiente en un ambiente controlado, garantizando que el bolígrafo funcionará los 3 kilómetros mencionados, no importando el ambiente donde sea utilizado.

Se puede diseñar un banco de pruebas para evaluar cualquier desarrollo tecnológico, en este caso el presente trabajo tiene por objetivo proponer un diseño de un banco de pruebas para garantizar el funcionamiento de una bomba de calor geotérmica diseñada en el grupo IIDEA, para que los consumidores puedan comparar las bombas de calor existentes en el mercado y de la misma forma se percaten de la eficacia, eficiencia y ventajas en general de un producto orgullosamente Hecho en México.

Objetivos

El objetivo principal de este trabajo es proporcionar el diseño de un banco de pruebas para las bombas de calor desarrolladas en el grupo IIDEA, que permita determinar la eficiencia del sistema.

Tal diseño estará compuesto por una infraestructura y un método de pruebas para la obtención de los valores que clasifiquen la eficiencia energética de la bomba de calor.

Objetivos específicos

1. Realizar el diseño de un banco de pruebas que pueda probar la eficiencia (Coeficiente de desempeño <COP por sus siglas en inglés> y la relación de eficiencia energética estacional <SEER por sus siglas en inglés>) de las bombas de calor geotérmicas producidas en el grupo IIDEA.
2. El banco de pruebas tendrá la capacidad de probar bombas de calor de hasta una potencia de 10 toneladas de refrigeración.
3. El banco de pruebas será diseñado para proporcionar las condiciones necesarias que requieran las bombas de calor, en modo de refrigeración, para funcionar por el tiempo suficiente que permita obtener una serie de valores claves en su desempeño para su precisa clasificación de eficiencia en términos energéticos.
4. Proporcionar la propuesta de infraestructura para que en trabajos futuros se pueda hacer un análisis integral del sistema desde la perspectiva funcional y su beneficio directo en la gestión de la calidad de la fabricación de las mismas.

1 La bomba de calor

1.1 Definición

Las bombas de calor son dispositivos muy versátiles en el mundo del acondicionamiento del aire. Pueden regular las condiciones térmicas de un espacio, ya sea que se quiera refrigerar o que se quiera implementar calefacción, esto con la misma serie de elementos que conforman la bomba de calor, no hay necesidad de utilizar algo más.

Una bomba de calor se define como: “Una máquina termodinámica formada por un circuito frigorífico clásico del que se aprovecha la energía calorífica cedida por el condensador (aire caliente o agua caliente que sale del condensador) y no la que se absorbe en el evaporador (fuente fría) del aire ambiente o del agua de un pozo o de un río”².

Los elementos principales de la bomba de calor son:

1. Compresor
2. Intercambiadores de calor
3. Válvula reversible
4. Válvula de expansión térmica

Su funcionamiento se basa principalmente en dos elementos:

- La válvula reversible (de cuatro vías)
- El refrigerante

La válvula reversible, o de cuatro vías, nos permite cambiar la dirección del flujo dentro de nuestra BC, permitiendo así alternar entre el modo de refrigeración o de calefacción.

Un refrigerante se puede definir como: “*cualquier sustancia capaz de absorber calor de otra*”³. En otras palabras, un refrigerante es una sustancia que tiene temperatura de ebullición muy baja, el CO₂ tiene un punto de ebullición de -43 [°C]⁴, por tal razón son capaces de absorber calor y poder desplazarlo por medio de un sistema térmico.

² Martínez, F. J., & Velasco Gómez, E. (2005). Bombas de calor y energía renovables en edificios. España: Thomson.

³ Goríbar, E. H. (1999). Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración. Ciudad de México, Ciudad de México, México: Limusa.

⁴ Íbidem

El funcionamiento del ciclo de la BC se resume al concepto de que la BC por medio de trabajo aplicado puede obtener energía térmica y desplazarla al lugar deseado, ya sea para enfriar o para calentar.

Dentro de la bomba de calor existe un **evaporador** y un **condensador**, estos son los intercambiadores de calor antes mencionados, pero no se le puede asignar una tarea específica a cada uno, ya que, como se había mencionado previamente, la bomba de calor puede acondicionar la casa en invierno creando un ambiente cálido, así como en verano generar un ambiente más fresco. Los intercambiadores cambian sus tareas, ambos trabajando con el mismo principio de intercambio térmico.

Esto se observa en la Figura 1 y en la Figura 2, ya que cambiando entre el modo de calefacción y refrigeración cambia el nombre que se le da al intercambiador de calor, así como el flujo del fluido de trabajo.

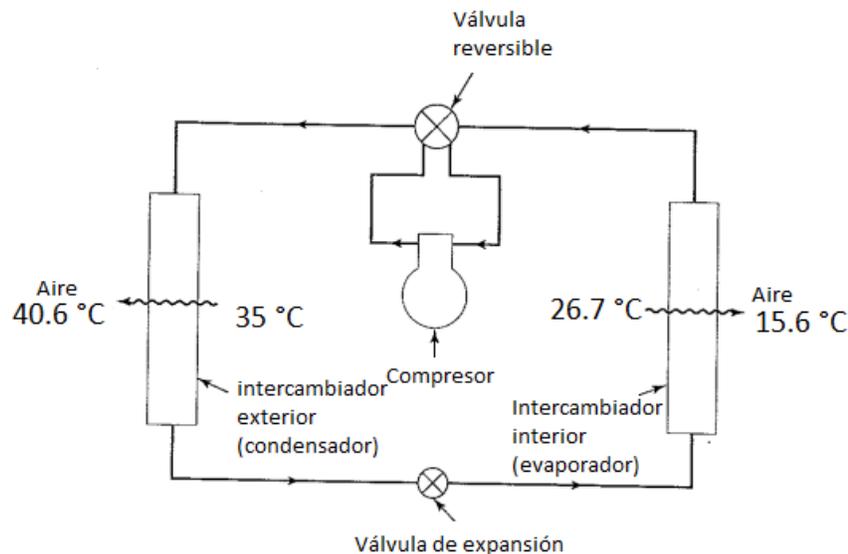


Figura 1 Diagrama de la bomba de calor en modo de refrigeración, figura 13.22 (a) (Pita, 2002)

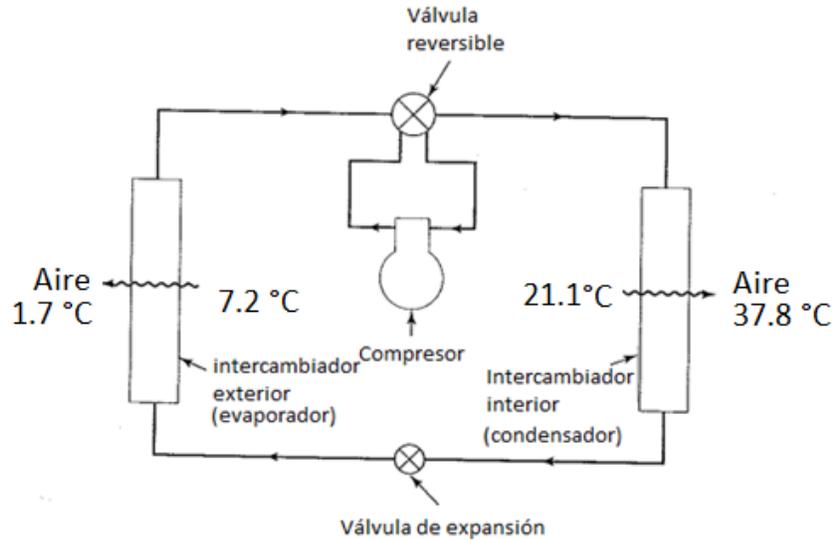


Figura 2 Diagrama de la bomba de calor en modo de calefacción, figura 13.22 (a) (Pita, 2002)

El principio de función de una bomba de calor se puede comparar a una bomba de agua cotidiana, como las que se encuentran en las mayorías de hogares. La bomba de agua mueve agua de un punto a otro de interés; de manera paralela la bomba de calor mueve calor de un punto a otro de interés. Estas cantidades de calor dependen del fin requerido. Por ejemplo, si se requiere refrigerar un espacio, se tendrá que mover calor de este espacio hacia otro espacio, en caso contrario si queremos calentarlo, tendremos que mover calor hacia este espacio. Estas cantidades de calor son las llamadas **cargas térmicas**.

Se le llama acondicionar a la acción de calentar o refrigerar un lugar, se utiliza ese término para generalizar. La carga térmica requerida para acondicionar un lugar depende de muchos factores:

- Volumen del espacio
- Elementos que se encuentren dentro de éste:
- Electrodomésticos, muros, ventanas, techos, etc.
- Personas que se encuentran dentro de éste
- Orientación geográfica del lugar.
- Datos climáticos del lugar
- Entre otros

Estos elementos van variando dependiendo de la actividad principal que se lleve a cabo en el espacio a acondicionar.

Normalmente se analiza el caso completo y se obtiene el valor de la carga térmica para seleccionar el equipo de acondicionamiento a partir de éste, sin embargo, nosotros ya tenemos el valor de la carga térmica y tenemos que validar que espacios puede acondicionar.

1.2 Cambio climático

A lo largo de la historia del planeta Tierra han existido cambios naturales en el clima, dependiendo de su posición con respecto al sol, hasta la actividad volcánica que se haya presentado con anterioridad. Como se menciona anteriormente, estos procesos naturales tienen una duración de miles de años, mientras que, al llegar la humanidad, los procesos se han reducido tan sólo a años.

Según la Organización de las Naciones Unidas “el cambio climático se refiere a los cambios a largo plazo de las temperaturas y los patrones climáticos”. Las actividades humanas como la quema de combustibles fósiles se han convertido en factores determinantes para la explicación de este fenómeno.

Al quemar estos combustibles, se generan gases que al elevarse a la atmósfera producen una capa alrededor del planeta, esta capa actúa como si se tratase de un invernadero, impidiendo que el calor pueda desplazarse al exterior, sólo permitiendo su entrada al planeta, lo que fomenta el cambio climático.

1.3 Necesidad de migrar a otras energías

Ante la problemática mencionada, se entiende que el uso de combustibles fósiles es uno de los principales factores que fomentan dicho problema. Entonces, ¿qué puede hacer la sociedad para mitigar estos efectos?

Si se realiza un análisis meramente lógico, poniendo sobre la mesa el hecho de que la obtención de combustibles fósiles no es renovable y su uso para la producción de energía desarrolla compuestos dañinos al medio ambiente, se puede concluir que se necesita una fuente para generar energía que sea renovable y que en el proceso de generación de energía no desarrolle compuestos que sean dañinos al medio ambiente. La fuente de energía que tiene estas características es la **energía renovable**.

Según la SENER, la energía renovable se define como “energía que, administrada en forma adecuada, puede explotarse ilimitadamente ya que su cantidad disponible no disminuye a medida en que ésta se aprovecha. Incluye: hidroenergía, geoenergía, energía eólica y solar y biomasa”.

Aparte de que sea un fuerte recurso para combatir el cambio climático, las energías renovables tienen cierta ventaja frente a los combustibles fósiles; según información

del Laboratorio Nacional de Energía Renovable de EUA (NREL por sus siglas en inglés), se estima que la energía renovable emite generalmente alrededor de 50 gramos o menos de dióxido de carbono por kWh a lo largo de su vida útil. Al otro lado de la moneda, el carbón emite alrededor de 1000 gramos y el gas natural alrededor de 475 gramos.

1.4 Energía geotérmica y la bomba de calor

Según (Glassley, 2010), en los inicios del planeta, existió una multitud de objetos (polvo, partículas del tamaño de arena y material de la ya existente nébula solar) que colisionaron y se agruparon, realizando la formación de planetas. Los materiales se componían de varios minerales, principalmente silicatos similares a los que forman las rocas en la tierra, así como también metales como el hierro y otras substancias como agua e hidrocarburos simples. Los materiales al chocar entre sí transformaban la energía cinética contenida en sus cuerpos, a energía calorífica en parte, lo que concluyó en el calentamiento de la temperatura del incipiente planeta. De la misma manera, mientras que el nuevo planeta aumentaba en tamaño, la presión en su interior se incrementaba, comprimiendo los minerales de silicato y demás materiales que lo componían, contribuyendo así a un aumento en la energía interna del planeta que hoy aprovechamos.

Una bomba de calor puede aprovechar también la energía geotérmica, a esta clase de bombas de calor se les define como **bombas de calor geotérmicas**.

Según el artículo “*Geothermal heat Pumps*” de la oficina de eficiencia energética y energía renovable (EERE por sus siglas en inglés), una bomba de calor geotérmica es una bomba de calor que utiliza la tierra como sumidero de calor en el verano y como fuente de calor en el invierno.

1.4.1 Sistemas principales de la bomba de calor geotérmica

La bomba de calor geotérmica se compone de tres sistemas principales:

- Sistema de conexión a la tierra

Es la serie de tuberías conectadas y enterradas en la tierra dentro de los alrededores del edificio o la construcción que será condicionada. Los sistemas existentes de tuberías, también llamados *loops*, pueden tener las siguientes configuraciones:

- Lazo vertical

Recomendado en espacios limitados o terrenos rocosos. Se utiliza un taladro para perforar hasta 9 metros de profundidad. Según la compañía *Kocher's – water pumps & tanks Inc.*, en un arreglo vertical se requieren alrededor de 90 a 180 metros de tubería por tonelada de refrigeración.

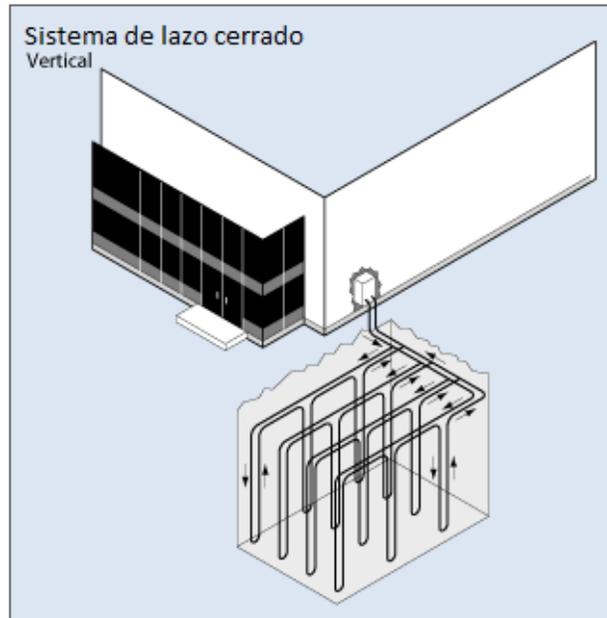


Figura 3 Diagrama de arreglo de *lazo* vertical, tomado de la empresa *Kocher's – water pumps & tanks Inc*

- Lazo horizontal

Es una de las configuraciones más económicas. En ésta se realiza una excavación de 1.5 a 1.8 metros para enterrar las tuberías. Se necesitan alrededor de 120 a 180 metros de tubería por tonelada de refrigeración.

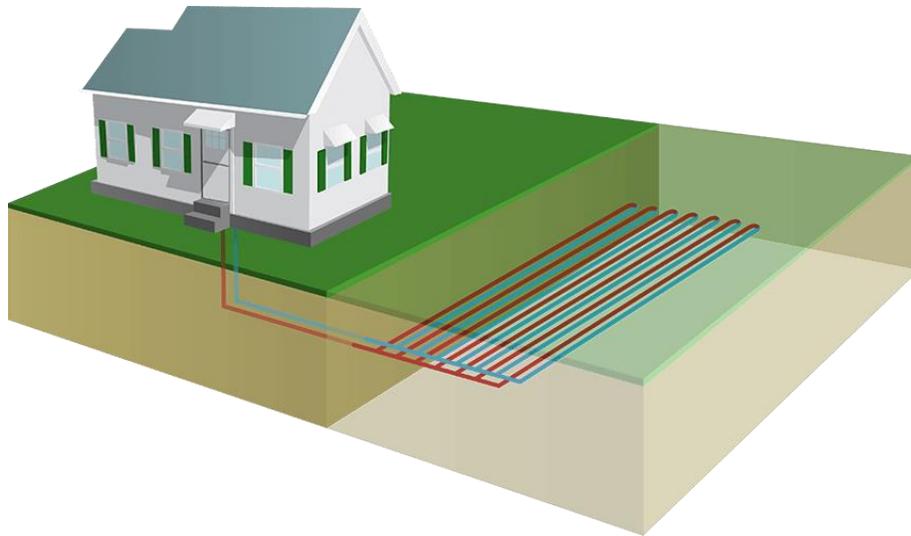


Figura 4 Diagrama de arreglo de lazo horizontal, tomado de la empresa *Tetco*

- Lazo de resorte

A diferencia de la configuración horizontal, en la configuración de resorte se utilizan tuberías en forma de resorte que se van traslapando dentro de la tierra. La configuración de resorte usa aproximadamente de uno a dos tercios menor que la tradicional horizontal.

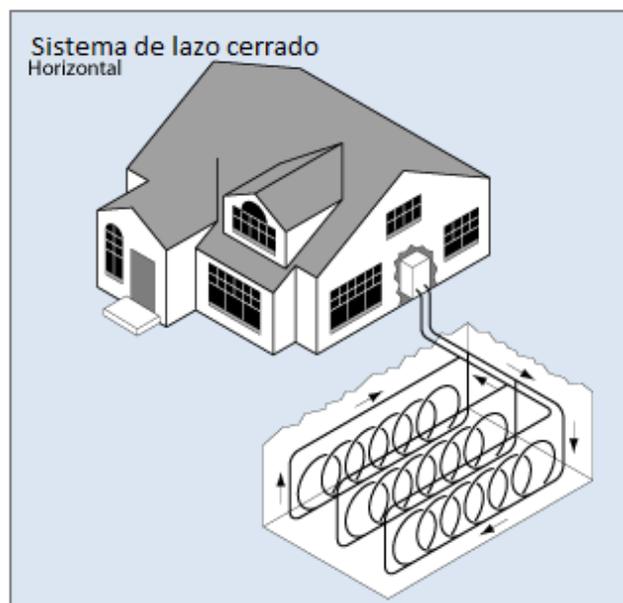


Figura 5 Diagrama de arreglo de lazo de resorte, tomado de la empresa *Kocher's – water pumps & tanks Inc*

- Lazo de estanque

Si en el sitio de instalación existe un cuerpo de agua de mínimo 2025 [m^2], ya sea un estanque o un pequeño lago, se recomienda utilizar esta configuración.

La tubería ahora pasa a través del cuerpo de agua, conectada en círculos a mínimo 2.5 metros de profundidad para prevenir el congelamiento.

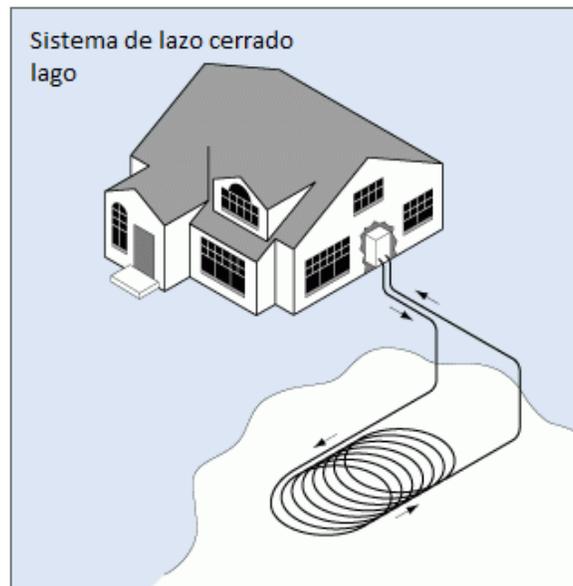


Figura 6 Diagrama de arreglo de lazo de estanque, tomado de la empresa Kocher's – water pumps & tanks Inc

- Sistema de bomba de calor
- Sistema de distribución de calor

Compuesto por ductos y tubería convencional, con el trabajo de distribuir el calor de la forma deseada hacia el lugar a acondicionar.

1.5 Eficiencia

La enciclopedia de la universidad de Calgary, Canadá, describe la eficiencia como: *“Una comparación entre la energía de salida y la de entrada en un sistema dado, definido por el porcentaje del cociente de la energía de salida y la energía de entrada, representada por la siguiente ecuación:*

$$Eficiencia = \frac{Energía_{salida}}{Energía_{entrada}}$$

Para medir la eficiencia de una bomba de calor se utiliza el concepto de **coeficiente de desempeño** (COP por sus siglas en inglés). El COP se define como el cociente de la cantidad de energía calorífica producida en la bomba de calor y la cantidad de energía eléctrica que utiliza el compresor dentro de la bomba de calor.

$$\eta_{bomba\ de\ calor} = \frac{W_{de\ calor\ producidos}}{W_{consumidos\ por\ el\ compresor}} = COP$$

No obstante, la bomba de calor es un dispositivo que interactúa con el medio ambiente en el que se encuentra, en este caso el aire que toma del exterior. Este aire puede variar su temperatura dependiendo de las características climáticas del lugar donde sea instalada la bomba de calor.

Estableciendo un ejemplo, un COP de 4 indica que se obtienen 4 veces más energía térmica de la energía eléctrica utilizada, esto específicamente para las condiciones climáticas en donde la bomba de calor realizó el trabajo. Si se cambia de lugar la bomba de calor y cambian las condiciones climáticas, el COP cambiará también.

Para estandarizar más el valor de la eficiencia de una bomba de calor, se utiliza el valor de la **relación estacional de eficiencia energética** (SEER por sus siglas en inglés). Según el estándar *AHRI Standard 210/240-2008*, el SEER se define como “la relación determinada entre el total de la capacidad total de refrigeración durante periodos normales de operación [sin exceder los 12 meses] y el total de la energía eléctrica consumida durante el mismo periodo.”

La diferencia entre el COP y el SEER radica en los períodos por los que se toman los datos para realizar los cálculos; con el SEER se puede obtener un promedio estacional de la eficiencia, indicando también la localidad en la que se probó.

2 El banco de pruebas

Un banco de pruebas es un conjunto de equipos que generan un ambiente controlado con la finalidad de verificar la construcción y el propósito de un equipo.

El término surge cuando se empiezan a probar dispositivos electrónicos, donde el ingeniero se tendría que sentar en una mesa de laboratorio con todos los equipos para medición y manipulación del sistema a probar.

2.1 Características del sistema a probar

En este trabajo se está probando un sistema con dos configuraciones distintas: una bomba de calor geotérmica de 3 y de 10 TRF. En su funcionamiento real, estos dispositivos necesitan los siguientes elementos para funcionar de manera correcta:

- Elemento que actúe como sumidero de calor.
- Aire con las características psicrométricas de la localidad donde se instalará el equipo.

2.1.1 Localidad de instalación de las bombas de calor

Debido a las relaciones laborales que ha desarrollado el Grupo IIDEA con el Grupo Dragón, grupo de empresas que se desarrolla en el sector energético utilizando energías renovables, éste le permitió utilizar sus instalaciones en la planta geotérmica Domo de San Pedro, localizada en San Pedro Lagunillas, Nayarit, México.



Figura 7 Vista de la planta geotérmica Domo de San Pedro

3 Propuesta de diseño

Para los lineamientos de diseño del BP, se basó en el estándar **ISO ASHRAE 13265 – I**.

El propósito de este estándar es, según el estándar mismo: “*Establecer métodos de prueba de desempeño y criterios de clasificación para las bombas de calor hechas en fábricas residenciales, comerciales e industriales, abarcando las que funcionan con accionamiento eléctrico o compresión mecánica, en la configuración agua – aire y salmuera - aire*”⁵

⁵ (ASHRAE, 2012)

3.1 Selección de calorímetro

Un **calorímetro** es: “un dispositivo al cual se añade calor o del cual se extrae calor desde el sistema en reacción a modo de mantener la temperatura constante.”⁶

En el estándar ASHRAE 13265 – I se mencionan dos tipos de habitaciones: la de calorímetro calibrado y la de calorímetro balanceado con el ambiente, como se presentan en la Figura 8 y la Figura 9.

A diferencia del calorímetro calibrado, el de ambiente balanceado cuenta con un espacio de aire a una temperatura controlada que lo rodea. La temperatura controlada se mantiene a la misma temperatura que la recámara interior para que la única pérdida de calor en la recámara interior sea a través de la pared de partición (la que divide ambas recámaras).

La ventaja de este diseño es que otorga una medida más confiable de la refrigeración sensible ya que se aumenta el aislamiento con el exterior.

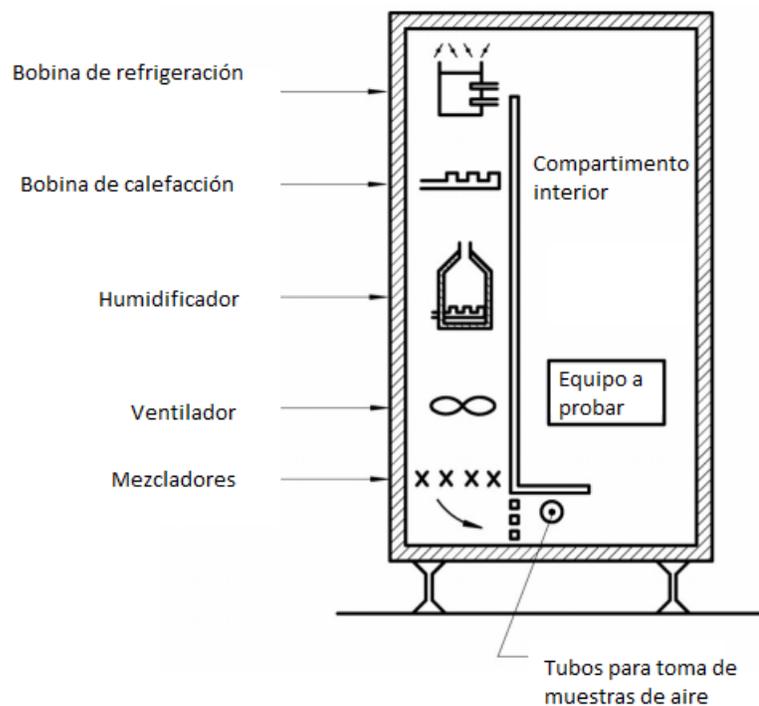


Figura 8 Calorímetro calibrado (ASHRAE, 2012)

⁶ Himmelblau, D. M. (1997). *Principios básicos y cálculos en ingeniería química*. Ciudad de México: Prentice-Hall Hispanoamericana.

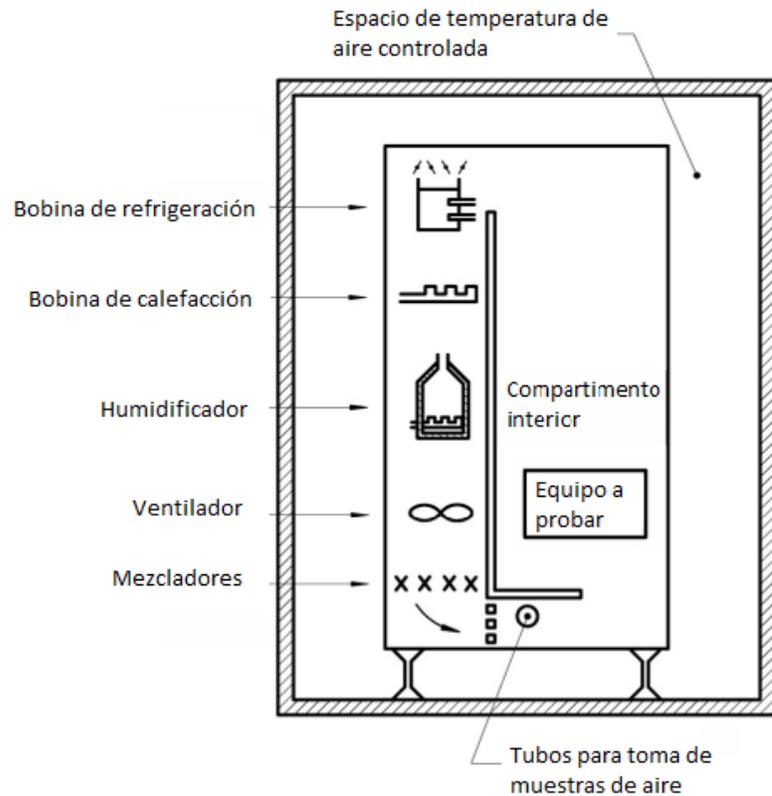


Figura 9 Calorímetro de ambiente balanceado (ASHRAE, 2012)

Se escoge el diseño de **calorímetro calibrado** debido a la facilidad que tendrá para la construcción, así como su menor precio y sus mediciones confiables debido a la instalación en donde se colocará el calorímetro.

Si bien se mencionaba anteriormente que el calorímetro balanceado con el ambiente tiene resultados más confiables que el calibrado, esto se debe a las alteraciones por las condiciones exteriores. Esto se resuelve colocando el calorímetro calibrado en una instalación controlada, en la cual no hay mucha variación de las condiciones climáticas. Por lo tanto, los resultados obtenidos son tan confiables como los que se obtendrían con el calorímetro balanceado con el ambiente.

3.2 Pruebas a realizar

Se define la BC fabricada en el grupo IIDEA como una **bomba de calor de lazo subterráneo en el ciclo de refrigeración**, por lo tanto, se deberán llevar a cabo las siguientes pruebas según la normativa del estándar ASHRAE 37:

- Método de entalpía del aire interno (*Indoor air enthalpy test method*).
- Método de entalpía del líquido (*liquid enthalpy test method*).

3.2.1.1 Método de entalpía del aire interno

En esta prueba la capacidad de acondicionamiento de espacio se determina de las mediciones de temperatura de bulbo seco y húmedo de entrada y salida, así como el flujo de aire asociado.

Los cálculos realizados en este método son:

$$q_{tci} = \frac{Q_{mi}(h_{a1} - h_{a2})}{v'_n(1 + W_{i2})}$$
$$q_{sci} = \frac{Q_{mi}c_{pa}(t_{a1} - t_{a2})}{v'_n(1 + W_{i2})}$$

Donde

$$c_{pa} = 1006 + 1860W_n$$

Y

$$q_{lci} = 2.47 * 10^6 \frac{Q_{mi}(W_{i1} - W_{i2})}{v'_n(1 + W_{i2})}$$

$$q_{lci} = q_{tci} - q_{sci}$$

Siendo las variables las siguientes:

- q_{tci} = la capacidad total de refrigeración de la BC en [W].
- q_{sci} = la capacidad sensible de refrigeración de la BC en [W].
- q_{lci} = la capacidad latente de refrigeración de la BC en [W].
- Q_{mi} = el flujo de aire de la parte interna, en [m^3/s].
- h_a = el subíndice 1 se refiere a la entalpía del aire húmedo entrando al interior, el subíndice 2 se refiere a la entalpía del aire saliendo del lado interior en [$J/kg_{aire\ seco}$].
- v'_n = el volumen específico del aire en la boquilla de la mezcla de vapor de aire-agua en [m^3/kg].
- W_{ik} = La relación de humedad, cuenta con los subíndices 1 y 2 representados por la letra k , donde 1 indica la humedad relativa del aire entrando al intercambiador interior y 2 es la humedad relativa del aire saliendo del intercambiador interior en [$kg/kg_{aire\ seco}$].
- t_{an} = Temperatura de bulbo seco, cuenta con los subíndices 1 y 2 representados por la letra n , donde 1 indica la temperatura entrando al intercambiador interior y 2 es la temperatura a la que sale del mismo intercambiador interior en [$^{\circ}C$].

3.2.1.2 Método de entalpía del líquido

En esta prueba se determinará la capacidad total de refrigeración a partir de las mediciones de los cambios de temperatura del líquido y su flujo asociado.

Los cálculos realizados en este método son:

$$q_{tco} = W_f c_{p_f} (t_{f4} - t_{f3}) - E_t$$

Siendo las variables las siguientes:

- q_{tco} = La capacidad total de refrigeración, en [W]
- q_{tho} = La capacidad total de calefacción, del lado exterior en W

- W_f = El flujo másico del líquido, en [kg/s]
- c_{p_f} = Calor específico del líquido en [J/kg*K]
- t_{l3} = Temperatura del agua entrando al equipo en [°C]
- t_{l4} = Temperatura del agua saliendo del equipo en [°C]
- E_t = Potencia consumida total en [W]

3.3 Conceptos para el diseño

3.3.1 Primera ley de la termodinámica

La primera ley de la termodinámica, también llamada “*Principio de conservación de la energía*” (Cengel & Boiles, 2014), establece que *la energía no se puede crear ni destruir durante un proceso; sólo puede cambiar de forma*. Todos los procesos de conversión energética siguen esta ley. Vivimos en un constante intercambio energético.

3.3.2 Segunda ley de la termodinámica

La segunda ley de la termodinámica se puede sintetizar en los conceptos de **calidad y dirección**.

Se define mejor con un ejemplo: una taza de café que se deja al ambiente. La taza de café está recién preparada y tiene una alta temperatura, es natural que se realice la suposición de que el aire del ambiente enfriará nuestra taza de café, llegando a un equilibrio térmico basado en la ley cero de la termodinámica.

La primera ley nos dice que la energía térmica que contenía la taza de café pasa por una transformación y se adjudica al aire que está envolviendo la taza, pero entonces se podría suponer que el aire también podría cederle energía a la taza. Por conocimiento empírico y observación se sabe que, si el aire tiene una temperatura menor a la de la taza de café, éste primero no puede cederle la energía, y estas observaciones culminaron en la segunda ley de la termodinámica, que nos indica la dirección en la que puede fluir la energía, en este caso fluye del objeto que tenga mayor energía térmica al que tiene una menor energía térmica, lo que se mencionaba anteriormente sintetizado como **dirección de la energía**.

La parte de la **calidad** hace referencia a la energía que se pierde, desde el punto de vista que no se dirige al sistema deseado, en cada transformación energética.

3.3.3 Ley de Fourier

La ley de Fourier nos indica que la tasa de transferencia de calor, por conducción, a través de un material es proporcional al gradiente negativo de la temperatura y del área (perpendicular al gradiente) de la superficie por la que el calor fluye. La forma diferencial de la ecuación que define la ley es:

$$\vec{q} = -k_t \nabla T = -k_t \left(\frac{\partial T}{\partial x} \hat{I} + \frac{\partial T}{\partial y} \hat{J} + \frac{\partial T}{\partial z} \hat{Z} \right)$$

Donde:

- k_t es la conductividad térmica [$\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$]
- q es el flujo de calor entre unidad de área [$\frac{W}{m^2}$]
- T es la temperatura en [$^\circ C$]

La ecuación anterior define la tasa de calor en las direcciones y, x y z. Si se quiere establecer un flujo unidimensional la ecuación resulta de la siguiente manera:

$$q = -k_t \frac{dT}{dx}$$

Luego de resolver la ecuación, considerando un estado permanente y que no existe generación de calor, el manual de prácticas del laboratorio de transferencia de calor muestra la siguiente expresión:

$$Q = \left(k \frac{A}{L} \right) (T_1 - T_2) = \frac{(T_1 - T_2)}{R_t}$$

Donde:

- R_t es la resistencia térmica $[\frac{^{\circ}C}{W}]$ ($R_t = L / (A \cdot k)$, L es la distancia que existe entre el objeto que esté separando físicamente los espacios de diferente temperatura T1 y T2 en metros, A es el área transversal en metros cuadrados)

3.3.4 Conducción de calor

Al existir una diferencia de temperatura, siguiendo la segunda ley de la termodinámica, se genera un flujo de energía térmica donde el medio es un objeto, dicho objeto tiene sus propiedades térmicas físicas que determinan la cantidad de energía térmica que lo atraviesa, como se ejemplifica en la Figura 10.

El fenómeno de conducción de calor es descrito por la Ley de Fourier, como se mencionó anteriormente.

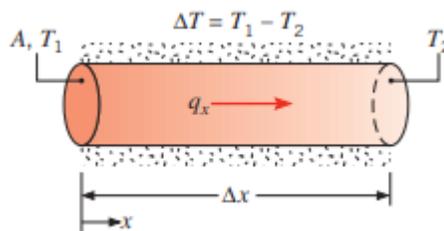


Figura 10 Diagrama de la conducción de calor, figura 2.1 “Steady-state heat conduction experiment.” (Çengel & Boles, 2014)

3.3.5 Transferencia de calor por conductividad térmica

La conducción térmica es “*la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de sus interacciones* (Çengel & Boles, 2014)”.

Cada material presenta un desempeño diferente respecto a la tasa de difusión de calor transferido. Para medir ese desempeño se utiliza el **coeficiente de conductividad térmica**, definido por la Ley de Fourier como:

$$k = -\frac{q}{\partial T/\partial x}$$

3.3.6 Transferencia de calor por convección térmica

Es “*el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacente que está en movimiento, y tiene que ver con los efectos combinados de conducción y movimiento del fluido*” (Çengel & Boles, 2014).

Existen dos tipos de transferencia de calor por convección térmica:

- Convección forzada: Si el movimiento del fluido es debido a algún agente externo, por ejemplo: un ventilador, una corriente de aire, etc.
- Convección Libre o natural: Ocurre cuando el movimiento del fluido es debido a la diferencia de densidad que presenta un fluido que varía su temperatura.

La tasa de transferencia de calor por convección es descrita por la Ley de enfriamiento de Newton:

$$Q_{conv} = hA(T_s - T_f)[W]$$

Donde:

- h es el coeficiente de transferencia de calor por convección (calculado principalmente de forma experimental) en $[\frac{W}{m^2\Delta T}]$.
- A es el área de contacto donde se lleva el proceso de transferencia de calor en sí en metros cuadrados.
- T_s y T_f son la temperatura de la superficie y del fluido, respectivamente.

3.3.7 Condiciones de confort

El confort, en términos de aire acondicionado, son las propiedades psicrométricas en las que una persona presenta sensación de bienestar físico.

Los cuatro factores primordiales para condiciones de confort son:

- Temperatura del aire
- Humedad del aire
- Movimiento del aire
- Pureza del aire

Dependiendo de la localidad en que una persona viva e incluso de sus condiciones físicas es la condición climática donde siente bienestar. En la Figura 11 se muestra una gráfica que recopila datos estadísticos sobre las preferencias de las personas.

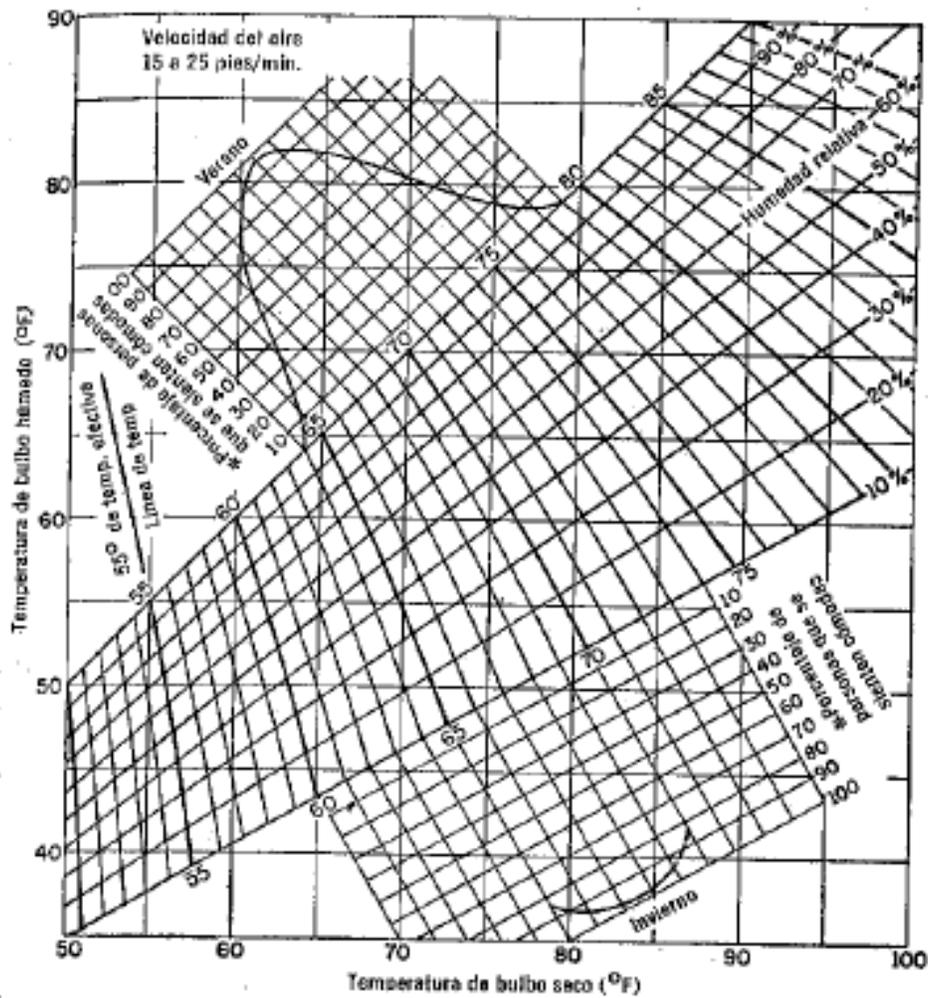


Figura 11 Carta de comodidad de la ASHRAE, Figura VIII-2 (Goribar, 1999)

Como se mencionaba anteriormente, dependiendo de la estación del año y los factores de los que depende la condición de confort, se puede llegar a un porcentaje estadístico de la población que indica experimentar una sensación de bienestar.

3.3.8 Procesos psicrométricos

En el modo de refrigeración se observa que la BC está introduciendo un flujo con una temperatura menor a la de la recámara interior, enfriando la habitación.

La BC inyecta fluido con una temperatura mayor a un intercambiador de calor, donde en el otro extremo la temperatura del flujo proporcionado por el agua geotérmica es menor, haciendo que el fluido proveniente de la BC se enfríe. Al pasar este fluido con baja temperatura, se logra absorber calor del aire que viene de un ventilador, para inyectar ese aire frío a la recámara. De manera simultánea, la recámara exterior está introduciendo calor por medio de la difusión de la pared.

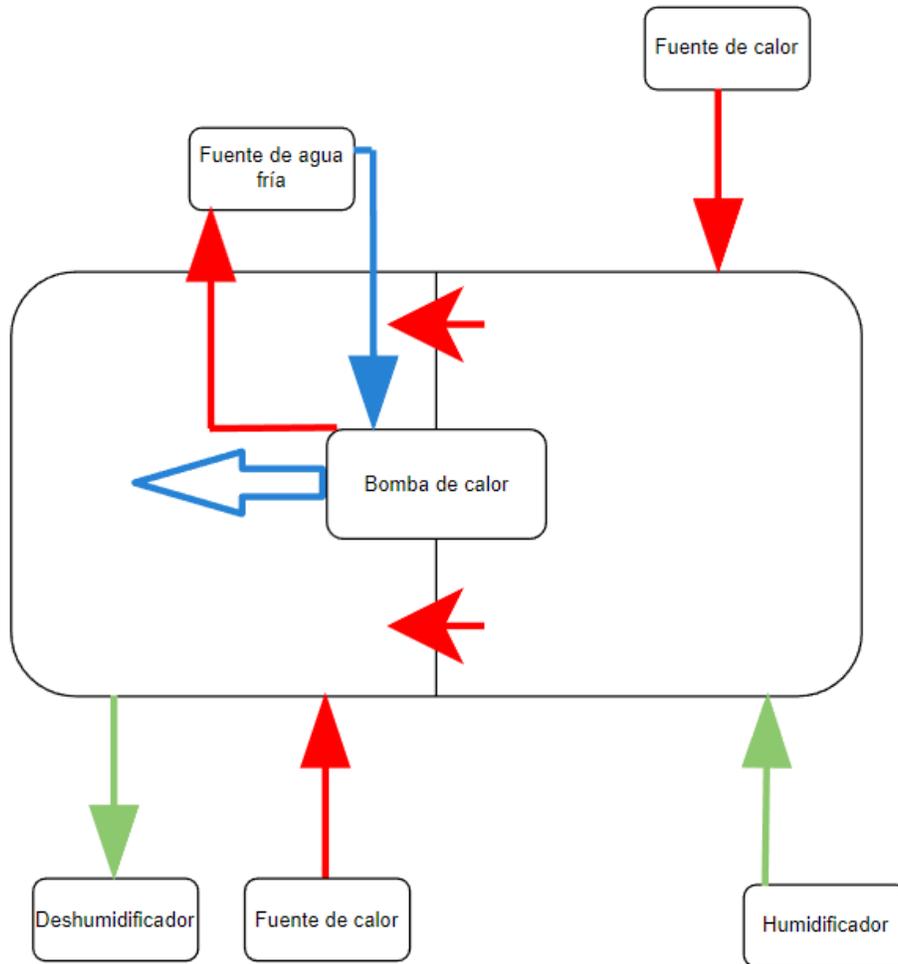


Figura 12 Diagrama de bloques para refrigeración, utilizando dos recámaras⁷

Observando la Figura 12, se observa que la fuente de agua geotérmica, ya sea que esté actuando como sumidero o como fuente de calor, está realizando la función de la recámara exterior. El único trabajo que realiza la recámara exterior es el de suministrar una cierta carga térmica por conducción que pasa a través de la pared que divide ambas habitaciones.

Por lo tanto, se realizan dos nuevos diagramas de bloques, realizando el diseño de una sola recámara.

⁷ En los diagramas existe un código de color: el **azul** indica un fluido con temperatura menor a la del ambiente, el **rojo** indica un fluido con temperatura mayor a la del ambiente, y el **verde** indica un flujo en la humedad del ambiente.

3.3.8.1 Refrigeración con una sola recámara

Como se observa en la Figura 13, se sustituye la recámara exterior, incluyendo la carga térmica que proporcionaba a través de una fuente de calor. Se inyecta el aire caliente a la habitación para simular las condiciones climáticas deseadas. El humidificador se encarga de equilibrar las condiciones mientras duren las pruebas. Este flujo está removiendo humedad en el ambiente controlado, por lo tanto, se utiliza un humidificador para mantener estable las condiciones psicrométricas durante la prueba.

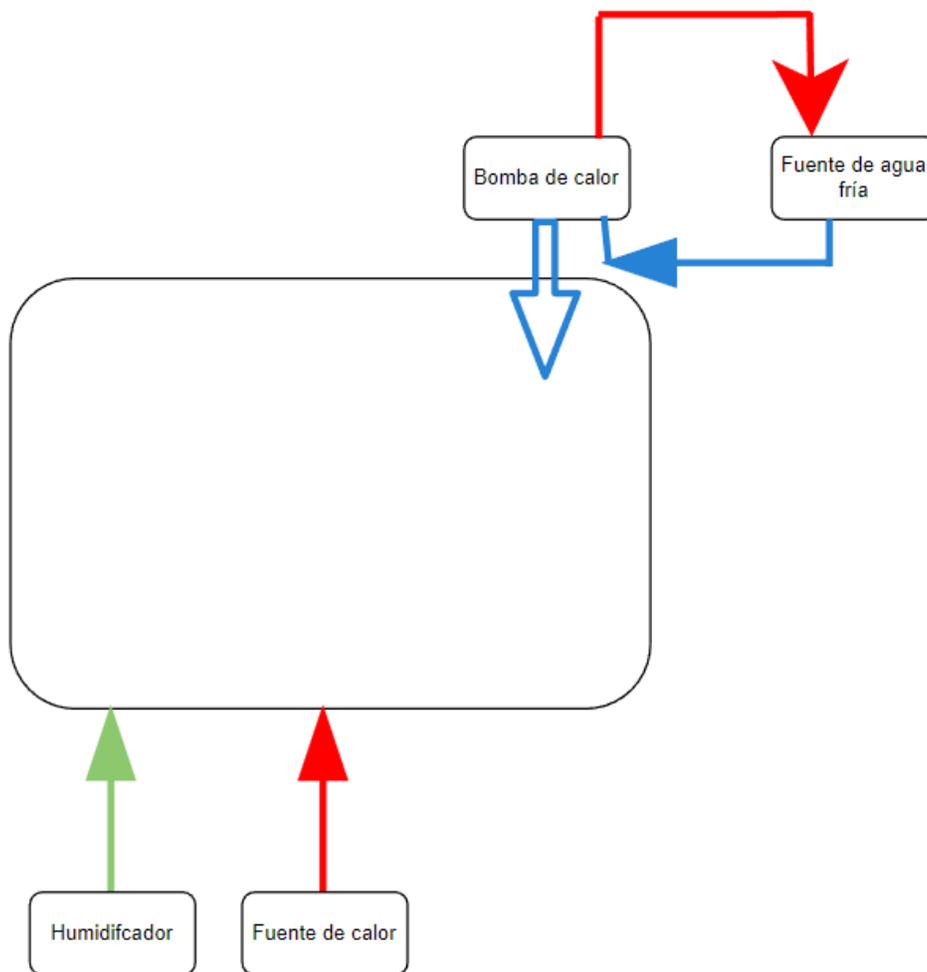


Figura 13 Diagrama de bloques para refrigeración, utilizando una recámara

La ventaja de este diseño son varias: en primer lugar, no se tiene que compartir el espacio entre las dos recámaras, contamos con una sola con un espacio mayor, que nos facilitará la prueba de la potencia de la BC sometida a prueba. De la misma

manera se ahorra en equipo, ya que no se utilizan tantos como en el diagrama de dos recámaras.

El estándar ASHRAE 13265 – I, nos indica las temperaturas máximas y mínimas a las que se puede mantener dentro del BP, esta información se recopila en la Tabla 1.

Tabla 1 Temperaturas máximas permisibles dentro del BP, fragmentos tomados de las tablas 5 y 3 del estándar ASHRAE ISO 13265 - I

	Temperatura máxima	Temperatura mínima
Aire entrando al interior		
- Bulbo seco [°C]	32	21
- Bulbo húmedo [°C]	23	15

se busca llegar en el interior del BP a la **temperatura de 25 °C** con **una humedad relativa del 50%**, considerada la condición de confort climática.

3.3.9 Condiciones climáticas

Como se mencionó anteriormente, las bombas de calor producidas por grupo IIDEA se instalarán en la planta geotérmica Domo de San Pedro. La planta se encuentra en la localidad de San Pedro Lagunillas y el punto geográfico más cercano donde se tiene información meteorológica dentro de la base de información climática de ASHRAE es en el Aeropuerto Internacional de Tepic, Nayarit, a 31 kilómetros de San Pedro Lagunillas.

La información de la base de datos climática se encuentra en el Apéndice X de este trabajo.

Se cuenta con la siguiente información climática de temperaturas máximas y mínimas:

Tabla 2 Temperaturas máximas y mínimas en Tepic, Nayarit⁸

Verano	Invierno
35.4	10
°C	°C

3.4 Diseño de la infraestructura del banco de pruebas

Se consideraron diversos puntos fundamentales sobre las características que debe tener el BP para cumplir su función:

- Que sea un espacio en el cual todos los equipos entren y que el espacio otorgue movilidad para modificaciones de los equipos internos o toma de datos si llegara a ser necesario.
- Que sea un espacio de fácil acceso, de materiales resistentes tanto al desgaste como a las condiciones climáticas.
- Que tenga una movilidad relativamente fácil (hablando del banco de pruebas completo).

Por las razones anteriores, se considera que un **contenedor marítimo** cumple con los puntos anteriores acertadamente. En promedio, los contenedores tienen un volumen interno de $70 m^3$, que aquí en México llega a ser el espacio promedio de un departamento pequeño. Gracias a sus paredes de lámina de acero, su resistencia a la corrosividad, su puerta que sirve de entrada y su amplio tamaño, se convierte en el espacio ideal para realizar el banco de pruebas.

Aislamiento térmico

Se aislará el contenedor con **lana mineral de 1.5 pulgadas**, y las paredes son de lámina de acero. La lana mineral tiene un coeficiente de conducción de: $k = 0.035 \frac{W}{m \cdot K}$. Se tiene un arreglo por pared de dos capas, la primera de lana mineral de 2 pulgadas y la segunda de una lámina de acero, la pared del contenedor en sí. Las propiedades del arreglo térmico de las paredes del contenedor se resumen en la Tabla 3.

⁸ Información tomada de la base de datos climática de ASHRAE, el 10 de mayo del año 2022.

Tabla 3 propiedades térmicas de la pared del contenedor

	Espesor [m]	K^9 [W/m*K]
Lámina	0.0002	45.3
Aislante	0.0381	0.035



Figura 14 Contenedor estándar de 20 pies de la empresa *Western Container*

Las medidas de la recámara de pruebas se definen en la Tabla 4.

⁹ Íbidem

Tabla 4 medidas de la recámara de prueba del contenedor

		Espesor [m]
Largo	5.832 m	0.002
Ancho	2.1558 m	0.002
Alto	2.1059 m	0.002

3.5 Potencias seleccionadas para la bomba de calor

El banco de pruebas debe ser capaz de obtener mediciones para bombas de calor con potencias de 3 y 10 TR (10.5 y 35 kW) respectivamente, la razón de la elección de estas dos potencias se divide en el propósito que se le quiere dar a las bombas de calor.

Para el primer caso, la BC de 3 TR, se busca un uso doméstico. Según datos de la Encuesta Nacional de Vivienda 2020 del INEGI, en promedio, la mayoría de las viviendas en México tienen un área de entre 91 a 160 [m^2], lo que nos da un promedio de 125.5 [m^2]. Partiendo de una regla empírica para el dimensionamiento de la potencia a utilizar según el área que se quiere climatizar, por cada 28 [m^2] se requiere 1 TR (para uso doméstico), lo que otorga un alcance de 84 [m^2] para la BC de 3 TR, esto es un 67% del área promedio de la vivienda en México, lo cual se traduce en que podría climatizar más de la mitad de la vivienda. La BC está pensada para climatizar una habitación, por tal razón se escoge la potencia de 3 TR.

Para el caso de 10 TR, se seleccionó esa potencia con el propósito de ser utilizada en aplicaciones industriales, ya sea para implementarse en bodegas de mayor tamaño y necesidades que las que tendría una infraestructura de uso doméstico. Aunado a esto, su mayor potencia y su fácil escalamiento a potencias mayores deseadas son las razones por las que se selecciona la potencia de 10 TR

3.6 Cálculo de las pérdidas y ganancias de calor

La BC estará suministrando o extrayendo calor del espacio deseado según la condición que se quiera alcanzar. En condiciones normales de operación, habría muchos factores que afectarían el funcionamiento de la BC: equipo electrónico, personas en el espacio, el calor suministrado por el sol, entre muchas más. Esas cargas térmicas contrarrestan la carga que proporciona la BC y se llega a un equilibrio, llegando a las condiciones de climatización requeridas.

El BP es un ambiente controlado, un calorímetro como se mencionó anteriormente, por lo tanto, se requiere de un sistema de dispositivos que contrarresten la carga térmica suministrada o extraída por la BC para lograr una condición de equilibrio.

Los equipos que componen un sistema de reacondicionamiento son:

- Mini-Split
- Calentador
- Humidificador
- Deshumidificador
- Ventilador

El sistema de reacondicionamiento debe tener la potencia necesaria para cubrir las pérdidas o ganancias no deseadas de calor dentro del BP.

3.6.1 Cálculo de las resistencias térmicas

Se calculan las áreas internas del contenedor, que se observan mejor en la Figura 9. Se tienen 3 áreas:

$$\text{Área } a = \text{ancho} * \text{alto} = 2.1558 * 2.1059 = 4.5398 \text{ m}^2$$

$$\text{Área } b = \text{largo} * \text{alto} = 5.832 * 2.1059 = 12.2816 \text{ m}^2$$

$$\text{Área } c = \text{ancho} * \text{largo} = 2.1558 * 5.832 = 12.5724 \text{ m}^2$$

Se observa que las BC, tanto la de 3TRF como la de 10TRF, producidas en el grupo IIDEA requieren de una ventana para la succión del aire acondicionado producido por el BP, por lo tanto, las áreas cambian debido al área de succión que tiene cada BC. Esta configuración se aprecia en la Figura 16.

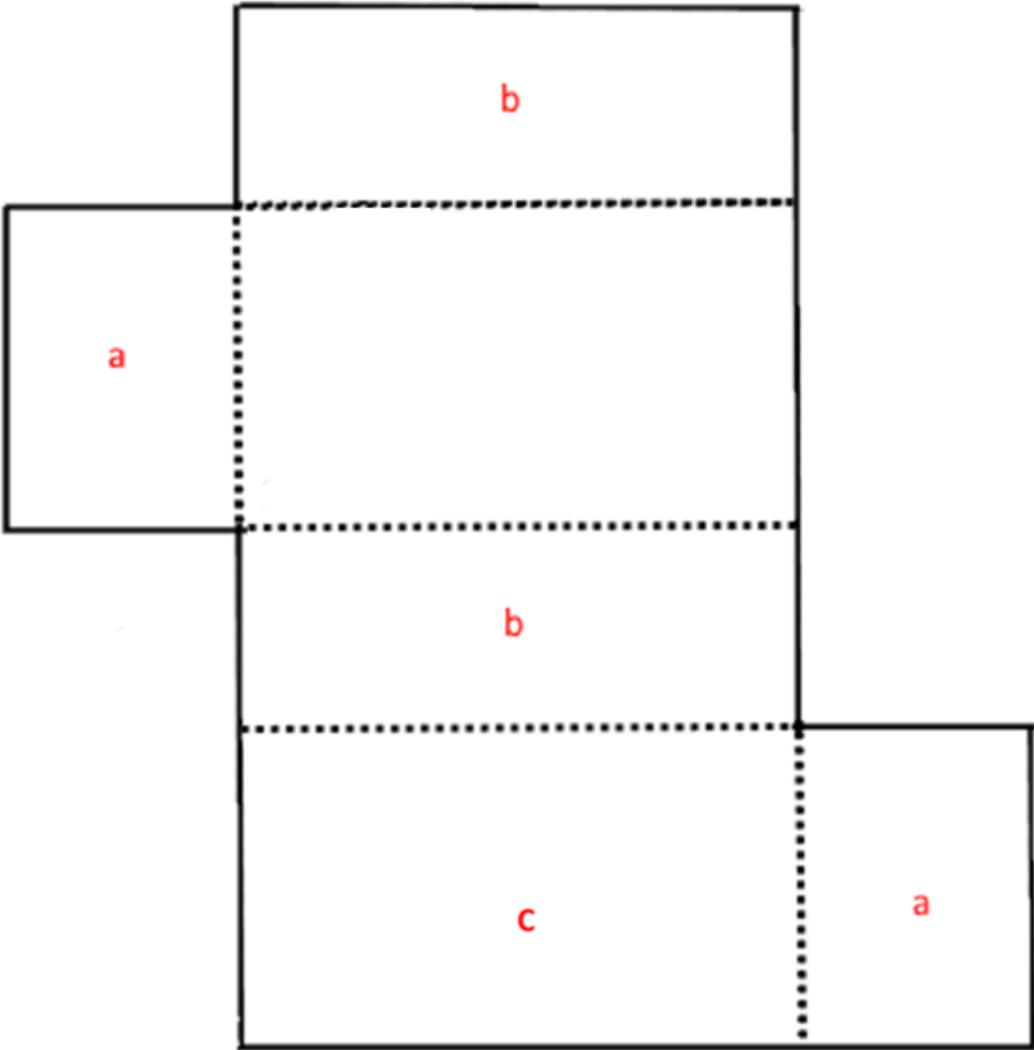


Figura 15 Diagrama del contenedor para el BP

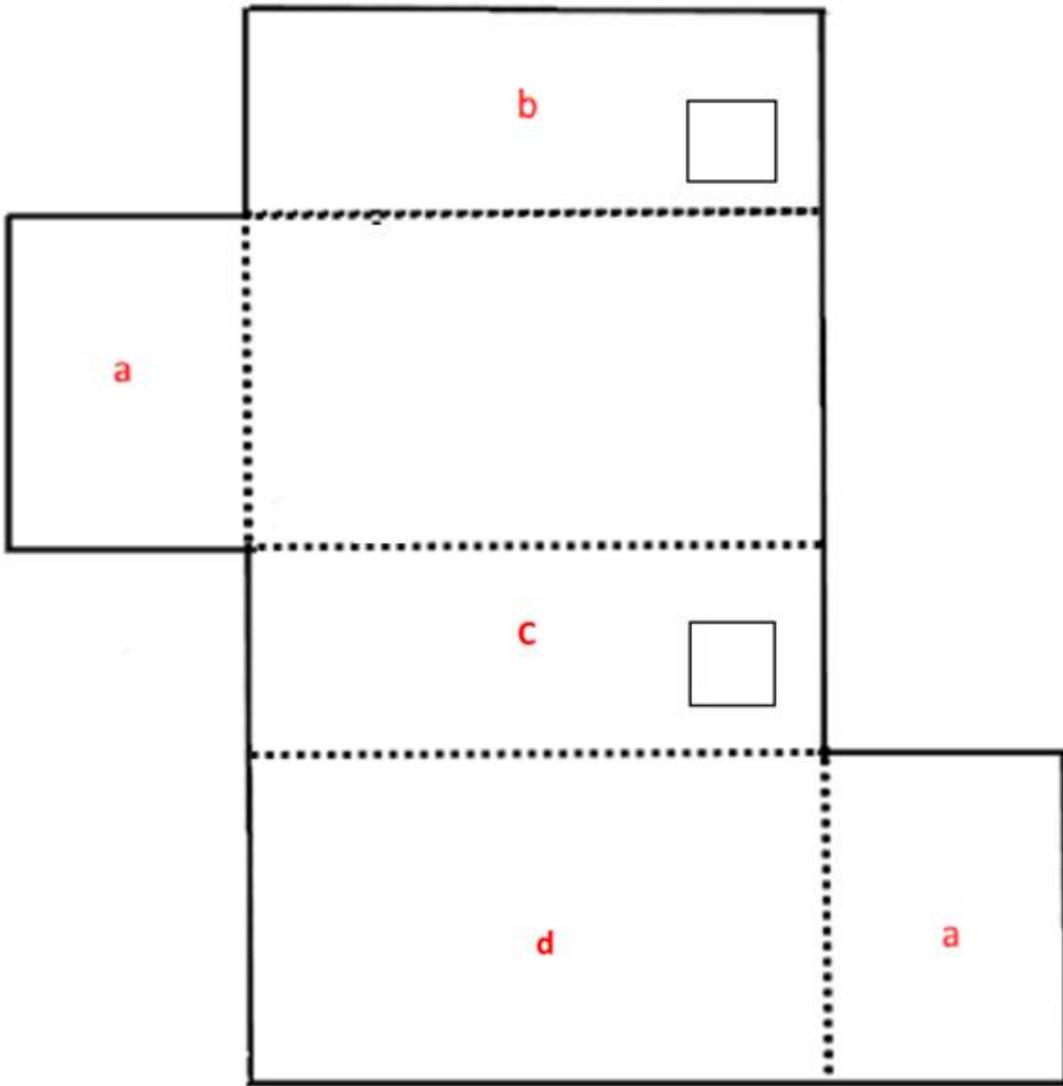


Figura 16 Diagrama del contenedor para el BP con las ventanas de succión para las BBCC

Las medidas de estas ventanas de succión son las siguientes:

Tabla 5 Medidas de las ventanas de succión para las BBCC

<i>Ventana en pared b</i> [m ²]	<i>Ventana en pared c</i> [m ²]
1	0.275

Por lo anterior, ahora se cuenta con 4 áreas diferentes, representadas en la Figura 16, cuyas áreas son:

$$\text{Área } a = \text{ancho} * \text{alto} = 2.1558 * 2.1059 = 4.5399 \text{ m}^2$$

$$\text{Área } b = \text{largo} * \text{alto} = (5.832 * 2.1059) - \text{ventana en pared } b = 11.2816 \text{ m}^2$$

$$\text{Área } c = \text{largo} * \text{alto} = (5.832 * 2.1059) - \text{ventana en pared } c = 12.0066 \text{ m}^2$$

$$\text{Área } d = \text{ancho} * \text{largo} = 2.1558 * 5.832 = 12.5726 \text{ m}^2$$

En la Figura 10, se observa mejor el arreglo de resistencias térmicas para las paredes del contenedor del BP. Se resumen como:

- **R1 y R4** se consideran como “transmisión de calor por convección entre la superficie y el aire” (Goríbar, 1999).
- **R2 y R3** se consideran como “Transmisión de calor por conducción” (Goríbar, 1999)

Para R1 y R4, se utilizan los siguientes valores:

$$h_{ext} = 6.0 \left[\frac{BTU}{h - ft^2 - ^\circ F} \right] = 34.1 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$

$$h_{int} = 1.65 \left[\frac{BTU}{h - ft^2 - ^\circ F} \right] = 9.4 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$

Donde h_{ext} es el coeficiente convectivo para exteriores y h_{int} es el coeficiente convectivo para interiores.¹⁰

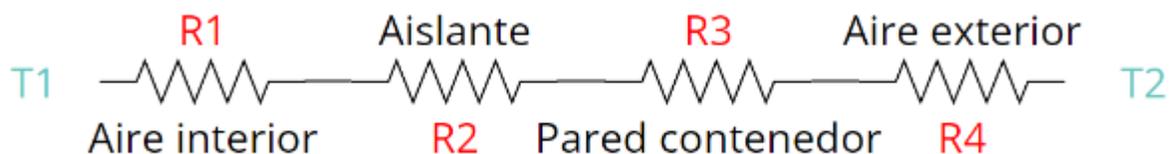


Figura 17 Diagrama de las resistencias térmicas

¹⁰ Goríbar, E. H. (1999). *Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración*. Ciudad de México, Ciudad de México, México: Limusa.

Paredes tipo A

$$R_{1-PA} = \frac{1}{h_{int} * \text{área}_A} = 0.0235 \left[\frac{K}{W} \right]$$

$$R_{2-PA} = \frac{\text{espesor}_{\text{término}}}{k_{\text{aislante}} * \text{área}_A} = 0.24 \left[\frac{K}{W} \right]$$

$$R_{3-PA} = \frac{\text{espesor}_{\text{acero}}}{k_{\text{acero}} * \text{área}_A} = 9.7249 * 10^{-6} \left[\frac{K}{W} \right]$$

$$R_{4-PA} = \frac{1}{h_{ext} * \text{área}_A} = 0.0065 \left[\frac{K}{W} \right]$$

Paredes tipo B

$$R_{1-PB} = \frac{1}{h_{int} * \text{área}_B} = 0.0095 \left[\frac{K}{W} \right]$$

$$R_{2-PB} = \frac{\text{espesor}_{\text{término}}}{k_{\text{aislante}} * \text{área}_B} = 0.0965 \left[\frac{K}{W} \right]$$

$$R_{3-PB} = \frac{\text{espesor}_{\text{acero}}}{k_{\text{acero}} * \text{área}_B} = 3.9135 * 10^{-6} \left[\frac{K}{W} \right]$$

$$R_{4-PB} = \frac{1}{h_{ext} * \text{área}_B} = 0.0026 \left[\frac{K}{W} \right]$$

Paredes tipo C

$$R_{1-PC} = \frac{1}{h_{int} * \text{área}_C} = 0.0089 \left[\frac{K}{W} \right]$$

$$R_{2-PC} = \frac{\text{espesor}_{\text{término}}}{k_{\text{aislante}} * \text{área}_C} = 0.0907 \left[\frac{K}{W} \right]$$

$$R_{3-PC} = \frac{\text{espesor}_{\text{acero}}}{k_{\text{acero}} * \text{área}_C} = 3.6772 * 10^{-6} \left[\frac{K}{W} \right]$$

$$R_{4-PC} = \frac{1}{h_{ext} * \text{área}_C} = 0.0023 \left[\frac{K}{W} \right]$$

Pared tipo D

$$R_{1-PD} = \frac{1}{h_{int} * \text{área}_D} = 0.0085 \left[\frac{K}{W} \right]$$
$$R_{2-PD} = \frac{\text{espesor}_{\text{término}}}{k_{\text{aislante}} * \text{área}_D} = 0.0866 \left[\frac{K}{W} \right]$$
$$R_{3-PD} = \frac{\text{espesor}_{\text{acero}}}{k_{\text{acero}} * \text{área}_D} = 3.5116 * 10^{-6} \left[\frac{K}{W} \right]$$
$$R_{4-PD} = \frac{1}{h_{ext} * \text{área}_D} = 0.0023 \left[\frac{K}{W} \right]$$

Resistencias térmicas agrupadas

$$R_{total-A} = R_{1-PA} + R_{2-PA} + R_{3-PA} + R_{4-PA} = 0.2698 \left[\frac{K}{W} \right]$$

$$R_{total-B} = R_{1-PB} + R_{2-PB} + R_{3-PB} + R_{4-PB} = 0.1086 \left[\frac{K}{W} \right]$$

$$R_{total-C} = R_{1-PC} + R_{2-PC} + R_{3-PC} + R_{4-PC} = 0.102 \left[\frac{K}{W} \right]$$

$$R_{total-D} = R_{1-PD} + R_{2-PD} + R_{3-PD} + R_{4-PD} = 0.0974 \left[\frac{K}{W} \right]$$

3.6.2 Verano

A pesar de que las BBCC probadas en el BP diseñado serán sólo en el modo de refrigeración, el acondicionamiento interior del BP es afectado por las temperaturas del exterior. Para el dimensionamiento del sistema de reacondicionamiento, se deben calcular las cargas térmicas máximas dentro del BP, tanto para el invierno como para el verano, que son las estaciones en las que se presentan las temperaturas mayores y menores.

Las dos bombas no serán probadas al mismo tiempo, cuando se esté probando la BC de 3TR se abrirá la ventana en la pared **c** y viceversa, por lo tanto, dependiendo de la bomba que se esté probando, se obtendrá una pérdida de calor diferente, se dejará en función de la pérdida mayor para el diseño del BP, que en este caso es realizando la prueba de 3TR debido al tamaño menor de su ventana de succión, que resulta entonces en un área mayor de conducción de calor.

3.6.2.1 Carga debida a las pérdidas a través de las paredes del contenedor

PAREDES TIPO A

$$Q_{per-V-A} = \left| \frac{T_{ext-V} - T_{int-V}}{R_{total-A}} \right| = \left| \frac{35.4 - 25 \text{ [}^\circ\text{C]}}{0.2698 \left[\frac{K}{W} \right]} \right| = 38.5522 [W]$$

PAREDES TIPO B

$$Q_{per-V-B} = \left| \frac{T_{ext-V} - T_{int-V}}{R_{total-B}} \right| = 95.802 [W]$$

PAREDES TIPO C

$$Q_{per-V-C} = \left| \frac{T_{ext-V} - T_{int-V}}{R_{total-C}} \right| = 101.959 [W]$$

PAREDES TIPO D

$$Q_{per-V-D} = \left| \frac{T_{ext-V} - T_{int-V}}{R_{total-D}} \right| = 106.7651 [W]$$

Por lo tanto, la ganancia de calor debida a la transferencia de calor en las paredes del BP es la siguiente:

$$Q_{tot-p-v} = (Q_{per-V-A}) + (Q_{per-V-B}) + (Q_{per-V-C}) + (Q_{per-V-D}) = 343.0779 [W]$$

3.6.2.2 Carga debida a los motores eléctricos

Se utiliza la Tabla 6 para obtener el calor suministrado por los motores eléctricos. En este caso se utilizan motores que van en el rango de **1/2 a 3 HP**.

Tabla 6 Ganancia de calor debida al equipo misceláneo¹¹

Dispositivo	Calor disipado durante el funcionamiento [Btu/h]	Calor disipado durante el funcionamiento [kW]
<i>Motor de 1/8 a 1/2 HP</i>	4250	1.25
<i>Motor de 1/2 a 3 HP</i>	3700	1.08
<i>Motor de 3 a 20 HP</i>	2950	0.86

Dentro del BP deberá existir la recirculación, por lo tanto, existirá un sistema de ventiladores que esté constantemente recirculando el aire dentro del BP. Se establece utilizar una configuración de dos ventiladores instalados de manera paralela con direcciones contrarias para lograr lo anterior. Esta configuración resulta en un total de dos motores que están en el rango de 1/2 a 3 caballos de fuerza, por lo anterior, la carga térmica obtenida es:

$$Q_{\text{motores eléctricos}} = 2 * 1.08[\text{kW}] = 2.16[\text{kW}]$$

3.6.2.3 Carga debida a la infiltración de aire

Al abrir y cerrar puertas de una instalación existen corrientes de aire no deseado que se introducen al espacio climatizado del BP, modificando las condiciones dentro de éste; lo mismo sucede con las aperturas de ventanas. Se debe tomar en cuenta también la modificación térmica que realizan estas infiltraciones.

Dentro del método del volumen descrito por Goribar¹² se utiliza un factor de infiltración para puertas y ventanas, en este caso la descripción del banco de pruebas para la tabla VIII-5 del libro “refrigeración y aire acondicionado” (Goribar, 1999) es: “Ventanas y puertas exteriores sin sello especial, con ventanas o puertas exteriores en dos lados”. Siendo el Factor:

¹¹ Toma parcial de la tabla IX-8 (Goribar, 1999)

¹² (Goribar, 1999)

$$f_{\text{infiltración}} = 0.027$$

Contando con el volumen del interior del BP, para obtener la carga por infiltración de aire basta con multiplicar el factor convertido a unidades del sistema internacional por dicho volumen:

$$f_{I-SI} = 279.4701 * 10^{-6}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{infiltración}} &= f_{\text{infiltración}} * V = 279.4701 * 10^{-6} * 24.2364[m^3] * (35.4 - 25) \\ &= 76.9542 * 10^{-3}[kW] \end{aligned}$$

$$Q_{\text{infiltración}} = 76.9542[W]$$

3.6.2.4 Carga debida a la iluminación

Para la iluminación dentro del BP, se busca una fuente de alta luminiscencia pero que a su vez no irradie mucho calor, esto para no alterar las condiciones deseadas. Por la anterior razón, se opta por utilizar luces led de 60 [W].

El BP tiene una longitud aproximada de 6 metros, por lo tanto, se divide en 3 secciones de aproximadamente 2 metros cada una, resultando 3 focos para la iluminación, que nos dan:

$$Q_{\text{iluminación}} = 3 * 60 [W] = 180 [W]$$

3.6.2.5 Carga térmica total

Se deben sumar todas las cargas térmicas calculadas anteriormente para obtener la carga térmica total, lo que resulta en:

$$\begin{aligned} Q_{TtV} &= Q_{\text{tot-p-v}} + Q_{\text{t-inf-v}} + Q_{\text{motores eléctricos}} + Q_{\text{iluminación}} \\ &= 343.0779 + 76.9542 + 2160 + 180 [W] = 2850.0321[W] \end{aligned}$$

Donde:

- Q_{TtV} es la carga térmica total en verano.

- $Q_{tot-p-v}$ es el calor total ganado debido a la transferencia de calor en las paredes del BP en verano.
- $Q_{t-inf-v}$ es el calor total ganado por infiltración en verano.
- $Q_{iluminación}$ es el calor ganado por la iluminación.

Se observa que algunas cargas tienen signo negativo, esto se explica posteriormente definiendo el propósito en sí que tienen los sistemas de reacondicionamiento.

Este fenómeno se observa particularmente en la configuración de refrigeración de la BC.

3.6.3 Invierno

En el caso del invierno se realizan los cálculos de las mismas cargas, la diferencia radica en la temperatura exterior en la que se encuentra el BP, es una temperatura mayor. La carga debida a los motores eléctricos y la debida a la iluminación se mantiene tanto en verano como en invierno, por lo tanto, se omite su cálculo, pero sí se tomarán en cuenta al momento de calcular la carga térmica total.

3.6.3.1 Carga debida a las pérdidas Q_{per-I} a través de las paredes del contenedor

PAREDES TIPO A

$$Q_{per-I-A} = \left| \frac{T_{ext-I} - T_{int-I}}{R_{total-A}} \right| = \left| \frac{28 - 10 \text{ [}^\circ\text{C]}}{0.2698 \left[\frac{K}{W} \right]} \right| = 55.6042 [W]$$

PAREDES TIPO B

$$Q_{per-I-B} = \left| \frac{T_{ext-I} - T_{int-I}}{R_{total-B}} \right| = \left| \frac{28 - 10 \text{ [}^\circ\text{C]}}{0.1086 \left[\frac{K}{W} \right]} \right| = 138.1759 [W]$$

PAREDES TIPO C

$$Q_{per-I-C} = \left| \frac{T_{ext-I} - T_{int-I}}{R_{total-C}} \right| = \left| \frac{28 - 10 \text{ [}^\circ\text{C]}}{0.102 \left[\frac{K}{W} \right]} \right| = 147.056 \text{ [W]}$$

PAREDES TIPO D

$$Q_{per-V-D} = \left| \frac{T_{ext-I} - T_{int-I}}{R_{total-D}} \right| = \left| \frac{28 - 10 \text{ [}^\circ\text{C]}}{0.0974 \left[\frac{K}{W} \right]} \right| = 153.9881 \text{ [W]}$$

Por lo tanto, la ganancia de calor debida a la transferencia de calor en las paredes del BP Q_{tot-p} es la siguiente:

$$Q_{tot-p-I} = (Q_{per-I-A}) + (Q_{per-I-B}) + (Q_{per-I-C}) + (Q_{per-I-D}) = 494.8238 \text{ [W]}$$

3.6.3.2 Carga debida a la infiltración de aire

$$\begin{aligned} Q_{infiltración} &= f_{infiltración} * V = 279.4701 * 10^{-6} * 24.2364 \text{ [m}^3\text{]} * (28 - 10) \\ &= 110.9917 * 10^{-3} \text{ [kW]} \end{aligned}$$

3.6.3.3 Carga térmica total

Se deben sumar todas las cargas térmicas calculadas anteriormente para obtener la carga térmica total, lo que resulta en:

$$\begin{aligned} Q_{TtI} &= Q_{tot-p-I} + Q_{t-inf-I} - Q_{motores\ eléctricos} - Q_{iluminación} \\ &= 2813.27615 + 110.9917 - 2160 - 180 \text{ [W]} = -1734.1845 \text{ [W]} \end{aligned}$$

Donde:

- Q_{TtI} es la carga térmica total en invierno.

3.6.4 Sistema de distribución de aire

Siguiendo la normativa ASHRAE standard 16-1983, dentro del BP la circulación del aire debe ser **al menos del doble de la que tiene el ventilador del evaporador de la BC**, así como deberá tener la potencia para crear **mínimo un cambio de aire por minuto en la habitación**.

Con base en los trabajos realizados por Luis Fernando Carmona, miembro de grupo IIDEA, publicados en el informe técnico del desarrollo de proyecto de la BC de IIDEA, se calculó que el evaporador tendrá un flujo másico de $0.617 \left[\frac{Kg}{s} \right]$, considerando un valor de $1.2 \left[\frac{Kg}{m^3} \right]$ para la densidad del aire, se obtiene el flujo volumétrico de aire.

$$\dot{V}_{aire} = \frac{\dot{m}_{aire}}{\rho_{aire}} = \frac{0.617 \left[\frac{Kg}{s} \right]}{1.22 \left[\frac{Kg}{m^3} \right]} = 0.5057 \left[\frac{m^3}{s} \right] = 30.3442 \left[\frac{m^3}{min} \right]$$

Por lo tanto, el suministro de aire deberá ser de la siguiente forma.

$$\dot{V}_{aire\ suministrado} = 2 * \dot{V}_{aire\ evaporador} = 60.69 \left[\frac{m^3}{min} \right]$$

Viendo las ofertas comerciales, se escoge un ventilador con un volumen de aire suministrado de $139.31888 \left[\frac{m^3}{min} \right]$, modelo que se observa en la Figura 18



Figura 18 Ventilador Mxckn-001 seleccionado para la circulación del aire en el BP

3.6.5 Sistema de control de humedad

Tanto en la configuración de calefacción como en la de refrigeración, existe un cambio en la humedad tanto relativa como absoluta del ambiente. Para contrarrestar estos efectos en las condiciones de humedad, se tienen que seleccionar los equipos con la capacidad suficiente, a partir de las necesidades psicrométricas diseñadas.

En la Figura 19 se observan tres puntos marcados con los colores rojo, verde y azul. El color **azul** indica las propiedades psicrométricas del ambiente en la temporada de invierno, el color **rojo** indica las propiedades psicrométricas del ambiente en la temporada de verano, finalmente, el color **verde** indica las propiedades psicrométricas deseadas al interior del BP.

Partiendo de la temperatura de bulbo seco y las humedades relativas en cada punto de la carta psicrométrica, se obtiene el valor de la humedad absoluta para cada punto, resumido en la tabla:

Tabla 7 Valores de humedad absoluta recopilados

Punto psicrométrico	Humedad relativa [%]	Humedad específica [kg agua/ kg aire seco]
Verano (exterior)	60	0.0218
Invierno (exterior)	65	0.0052
Propiedades deseadas (interior)	50	0.01

Para obtener entonces la cantidad de vapor de agua que se debe remover, se utiliza el método propuesto en el manual “Manual de cálculo de cargas de humidificación” (Nortec, 2010).

A partir del manual “*Humidification Load Calculation*”, tomado de la tabla: “Table 3: Water content of air at 100% RH” (Nortec, 2010), se obtiene la cantidad de vapor de agua que puede contener el ambiente con una humedad relativa del 100 [%]. Para la temperatura deseada al interior y la temperatura exterior se obtienen los siguientes valores:

Tabla 8 Valores de humedad absoluta en verano

Humedad absoluta exterior [kg vapor de agua /m³]	Humedad absoluta interior [kg vapor de agua /m³]
0.0395	0.0272

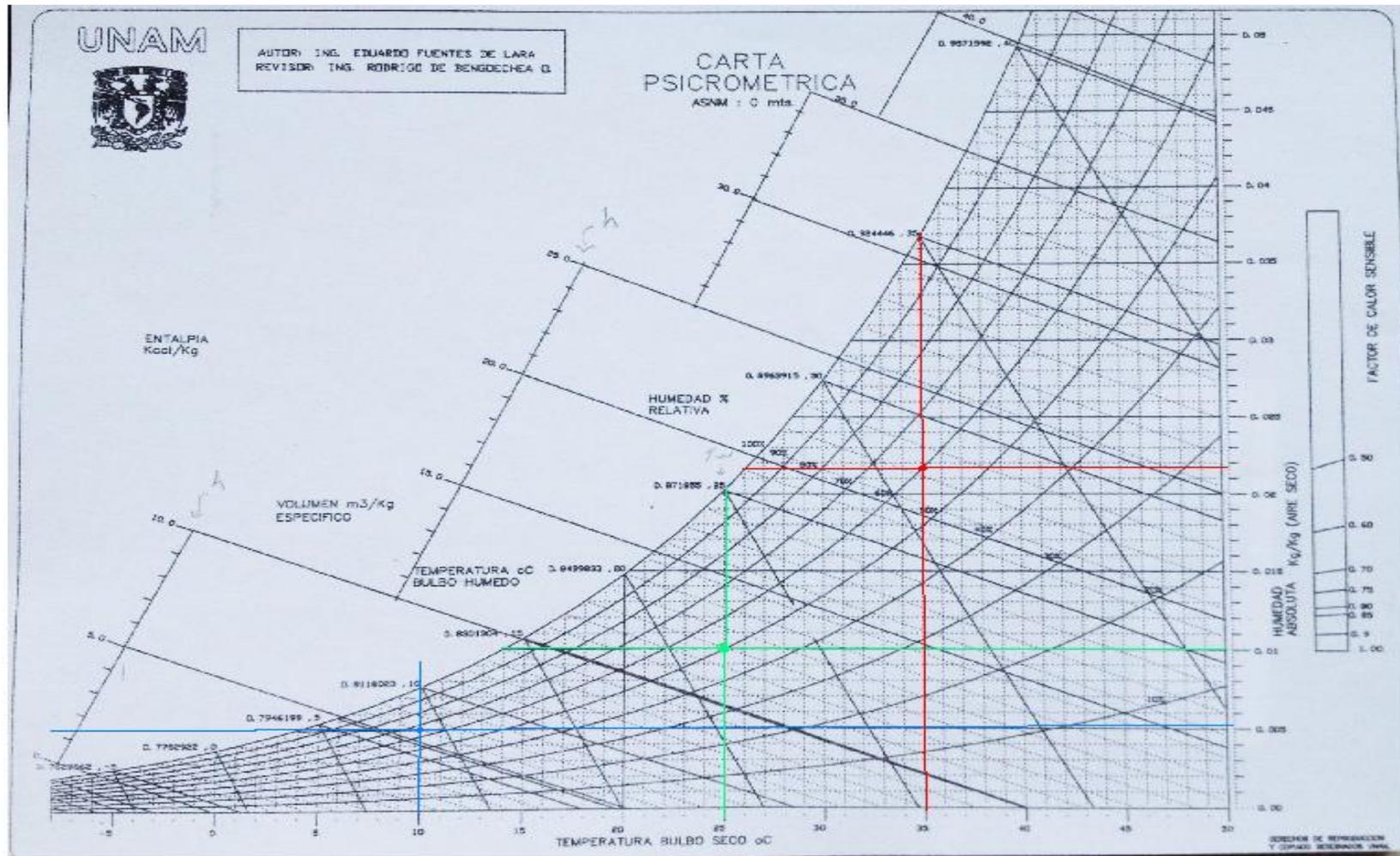


Figura 19 Carta psicrométrica con estados psicrométricos marcados

Se multiplica la humedad relativa por la humedad absoluta para obtener las cantidades de agua que se tienen en los ambientes y se hace una diferencia para saber la dimensión que debe tener el deshumidificador:

$$\psi_{interior_v} = \phi_{interior} * \kappa_{interior} = 0.5 * 0.0272[kg_{vapor}/m^3] = 0.0136[kg_{vapor}]$$

$$\psi_{exterior_v} = \phi_{exterior} * \kappa_{exterior} = 0.6 * 0.0395[kg_{vapor}/m^3] = 0.0237[kg_{vapor}]$$

Siendo ψ la cantidad de vapor que se tiene a partir de la humedad relativa del ambiente y κ la humedad absoluta del ambiente. Contando con los contenidos de vapor exterior e interior, la diferencia entre estos dos es la cantidad de vapor que se debe añadir al ambiente:

$$\psi_{añadir_v} = \psi_{exterior_v} - \psi_{interior} = 0.0101 [kg_{vapor}]$$

Finalmente, a partir del volumen dentro del BP, y designando que se hará un cambio de aire cada hora, se obtiene la tasa de remoción de humedad:

$$\begin{aligned} \pi &= V_{BP} * \alpha * \psi_{añadir_v} = 26.4762[m^3] * 1 \left[\frac{cambio}{hora} \right] * 0.0101 [kg_{vapor}] \\ &= 0.2674 [kg_{vapor}/hora] \end{aligned}$$

Donde:

- π es la cantidad de vapor que debe removerse por hora.
- V_{BP} es el volumen dentro del BP.
- α es la cantidad de cambios de aire que se hacen por hora, en este caso 1.

Realizando los mismos cálculos para el invierno, se obtienen los siguientes valores:

Tabla 9 Valores de humedad absoluta en invierno

Humedad absoluta exterior [kg vapor de agua / m ³]	Humedad absoluta interior [kg vapor de agua / m ³]
0.00943	0.0272

$$\psi_{interior_i} = \phi_{interior} * \kappa_{interior_i} = 0.5 * 0.0272 [kg_{vapor}/m^3] = 0.0136[kg_{vapor}]$$

$$\psi_{exterior_v} = \phi_{exterior} * \kappa_{exterior_i} = 0.65 * 0.00943 [kg_{vapor}/m^3] = 0.0061kg_{vapor}]$$

$$\psi_{añadir_i} = \psi_{interior} - \psi_{exterior_i} = 0.0075 [kg_{vapor}]$$

$$\begin{aligned} \pi &= V_{BP} * \alpha * \psi_{añadir_i} = 26.4762[m^3] * 1 \left[\frac{cambio}{hora} \right] * 0.0075 [kg_{vapor}] \\ &= 0.1978 [kg_{vapor}/hora] \end{aligned}$$

3.6.5.1 Selección de humidificador y deshumidificador

La siguiente tabla recopila las tasas de humidificación y deshumidificación necesarias:

Tabla 10 Tasas para los dispositivos de humedad

Tasa de inyección de humedad en invierno [kg de vapor/hora]	Tasa de inyección de humedad en verano [kg de vapor/hora]
0.0807	0.3267

Viendo las ofertas comerciales, se escoge un humidificador con una capacidad de 3 litros de agua como se observa en la Figura 20.



Figura 20 Humidificador seleccionado para la inyección de humedad en el BP

3.6.6 Sistema de iluminación

Para el sistema de iluminación se propone utilizar tres focos de luz *led* como el que se observa en la Figura 21. Se selecciona un foco con tecnología *led* debido a su bajo consumo energético y calor irradiado, así como su gran capacidad de iluminación y fácil instalación.



Figura 21 Foco propuesto para el sistema de iluminación

3.6.7 Sistema de rechazo de calor

Se utilizará un sistema Mini-Split para el rechazo de calor, con una potencia mínima de 4.7 [kW] o 1.34 [TRF].

Viendo las opciones comerciales, se escoge el modelo Minisplit Inverter 220v Frio Calor 1.5 toneladas, como se observa en la Figura 22.



Figura 22 Mini-Split para el rechazo de calor

3.6.8 Sistema de suministro de calor

Utilizando el mismo equipo Mini-Split del sistema de rechazo de calor, ahora se utiliza su modo de calefacción, aprovechando esa configuración de frío-calor.

3.7 Energía ganada por efectos solares

Para la realización del cálculo de la energía ganada por efectos del sol, se utilizó el método descrito en el Manual de ASHRAE 2017.

A partir de la información en el apéndice A, se obtiene la latitud a la que se encuentra nuestra locación, siendo:

$$Lat = 21.419^\circ$$

La Figura 23 nos da el valor de delta, que es el ángulo de declinación de la tierra, de la cual se deriva la siguiente expresión (ASHRAE, 2017):

$$\beta_{max} = 90^\circ - |L - \delta|$$

Table 2 Approximate Astronomical Data for 21st Day of Each Month

Month	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
Day of year	21	52	80	111	141	172	202	233	264	294	325	355
E_o , W/m ²	1410	1397	1378	1354	1334	1323	1324	1336	1357	1380	1400	1411
Equation of time (ET), min	-10.6	-14.0	-7.9	1.2	3.7	-1.3	-6.4	-3.6	6.9	15.5	13.8	2.2
Declination δ , degrees	-20.1	-11.2	-0.4	11.6	20.1	23.4	20.4	11.8	-0.2	-11.8	-20.4	-23.4

Figura 23 Tabla de información astronómica aproximada para el día 21 de cada mes (ASHRAE,2017)

Siendo beta el ángulo que se observa en la Figura 24; su valor máximo es cuando se encuentra justo por encima del punto geográfico, dicho valor se alcanza generalmente al medio día, por lo tanto, para obtener la carga solar máxima necesitamos encontrar un conjunto de valores que disminuyan al mínimo el valor de 90°.

Según la información de la Figura 23 la se selecciona **noviembre**, ya que es la que propicia la diferencia más pequeña para generar el mayor ángulo beta, y la que mayor Flujo radiante extraterrestre genera (cantidad de energía solar que recibe la tierra en general dependiendo de la distancia espacial a la que se encuentre del sol).

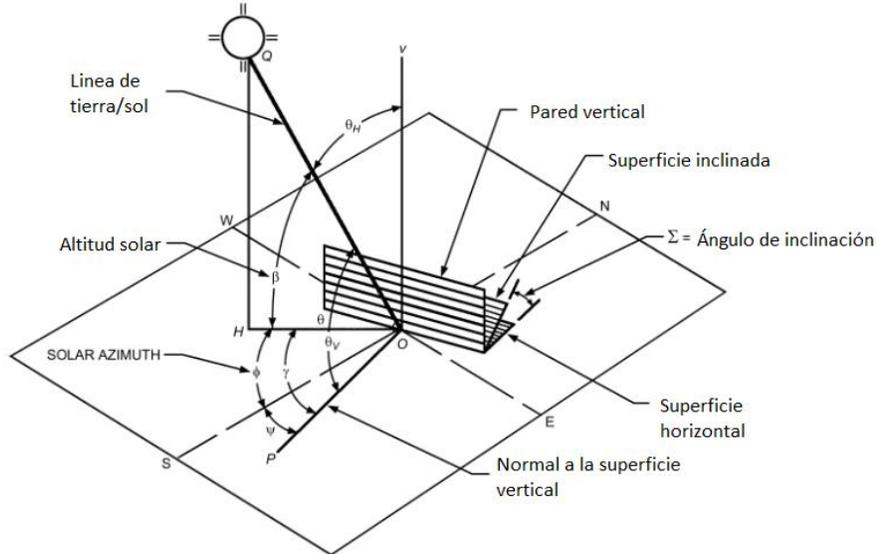


Figura 24 Ángulos solares para superficies verticales y horizontales (ASHRAE, 2017)

El valor de beta máxima resulta:

$$\beta_{max} = 90^\circ - |21.419 - 20.4| = 88.981^\circ \approx 89^\circ$$

Después, se calcula el valor de la masa de aire, que es el valor teórico del cociente del peso de la atmósfera en un camino imaginario de la tierra al sol sobre la misma masa si el sol se encontrara directamente sobre la tierra. Una aproximación para el valor de la masa de aire (ASHRAE,2017) es la siguiente:

$$m = \frac{1}{[\text{sen}(\beta) + 0.50572(6.07995 + \beta)^{-1.6364}]}$$

$$= \frac{1}{[\text{sen}(89^\circ) + 0.50572(6.07995 + 89^\circ)^{-1.6364}]} = 1.975$$

Posteriormente, se calcula la cantidad de radiación solar en cielo despejado. Este valor se define por sus componentes de haz (directo) y difuso. Según el manual de ASHRAE 2017, el componente directo representa la parte de la radiación solar emanando directamente del disco solar, mientras que el componente difuso representa la radiación emanada por el resto del cielo. Dichos componentes se calculan con las siguientes expresiones:

$$E_b = E_0 * \exp [-\tau_b m^{ab}]$$

$$E_d = E_0 * \exp [-\tau_d m^{ad}]$$

Donde:

- E_b representa la radiación de haz normal (medido perpendicularmente a los rayos del sol)
- E_d representa la radiación difusa horizontal (medido sobre una superficie horizontal)
- E_0 Es la radiación extraterrestre normal
- m es la masa de aire

Los valores de τ_b y τ_d son valores descritos en el manual de ASHRAE 2017 como “valores de profundidad pseudo-óptica calculados experimentalmente a partir de la localidad”, tales valores vienen en el anexo de los datos climáticos.

Los valores de ab y ad son exponentes relacionados a los valores de τ_b y τ_d , obtenidos de manera empírica con las siguientes expresiones, también propuestas en el manual de ASHRAE 2017:

$$ab = 1.454 - 0.406\tau_b - 0.268\tau_d + 0.021\tau_b\tau_d$$

$$ad = 0.507 + 0.205\tau_b - 0.08\tau_d - 0.19\tau_b\tau_d$$

Para los datos de la localidad, se tienen los siguientes valores para τ_b y τ_d :

$$\tau_b = 0.431$$

$$\tau_d = 2.286$$

Resultando entonces los valores de ab y ad :

$$ab = 1.454 - 0.406 * 0.431 - 0.268 * 2.286 + 0.021(0.431 * 2.286) = 0.687$$

$$ad = 0.507 + 0.205 * 0.431 - 0.08 * 2.286 - 0.19(0.431 * 2.286) = 0.225$$

Para finalmente obtener los valores de radiación solar de cielo despejado:

$$E_b = 1400 \left[\frac{W}{m^2} \right] * \exp[-0.431 * 1.975^{0.687}] = 703.585 \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

$$E_d = 1400 \left[\frac{W}{m^2} \right] * \exp[-2.286 * 1.975^{0.225}] = 97.449 \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

Ya que se cuenta con estos valores, la siguiente etapa es el cálculo de la incidencia de radiación solar de cielo despejado en una superficie receptora.

El manual de ASHRAE 2017 describe la radiación total de cielo despejado alcanzando una superficie como la suma de tres componentes distintos: El componente de haz $E_{t,b}$ (originada por el disco solar), el componente difuso $E_{t,d}$ (originado por el domo solar) y el componente de reflexión del suelo $E_{t,r}$ (originado por el suelo que se encuentra frente a la superficie receptora). Quedando descrita por la siguiente expresión:

$$E_t = E_{t,b} + E_{t,d} + E_{t,r}$$

El componente de haz $E_{t,b}$ se describe con la siguiente expresión según el manual de ASHRAE 2017:

$$E_{t,b} = E_b \cos(\theta)$$

Donde θ es el ángulo de incidencia, descrito en la Figura 24 **Error! Reference source not found.**, siendo $\theta = 90 - \beta$ cuando se manejan superficies horizontales.

Por lo tanto:

$$E_{t,b} = 703.585 \left[\frac{W}{m^2} \right] * \cos(90^\circ - 88.981^\circ) = 703.474 \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

El componente difuso se calcula a partir de la siguiente expresión, indicada en el manual de ASHRAE 2017:

$$E_{t,d} = E_d Y$$

Donde Y es un valor experimental calculado de la siguiente manera:

$$Y = \max (0.45, 0.55 + 0.437 \cos(\theta) + 0.313 \cos^2(\theta))$$

El operador “max” se trata de un operador lógico que selecciona el valor más grande positivamente en un rango.

Por lo tanto:

$$Y = \max (0.45, 0.55 + 0.437 \cos(1.019^\circ) + 0.313 \cos^2(1.019^\circ)) = \max(0.45, 1.3) = 1.3$$

Resultando entonces:

$$E_{t,d} = 97.449 \left[\frac{W}{m^2} \right] * 1.3 = 126.667 \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

El último de los componentes es el componente de reflexión por el suelo, este es para todas las orientaciones, y se calcula de la siguiente forma según el manual de ASHRAE 2017:

$$\begin{aligned} E_{t,r} &= (E_b \operatorname{sen}(\beta) + E_d) \rho_g * \left(\frac{1 + \cos(\beta)}{2} \right) \\ &= \left(703.585 \left[\frac{W}{m^2} \right] + \operatorname{sen}(88.981^\circ) \right) * 0.7 * \left(\frac{1 + \cos(88.981^\circ)}{2} \right) \\ &= 285.308 \left[\frac{W}{m^2} \right] \end{aligned}$$

Donde el valor de ρ_g es un valor de reflectancia del suelo, siendo de 0.7 el valor máximo, tomado de la tabla 5 “Reflectancia de superficies en suelo” del manual de ASHRAE 2017.

Finalmente, contando con los tres términos, se puede calcular la radiación total de cielo despejado alcanzando una superficie:

$$E_t = 703.474 + 126.667 + 285.308 \left[\frac{W}{m^2} \right] = 1115.449 \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

Si se multiplica este valor por las paredes que componen el BP y lo sumamos, obtenemos que la carga máxima total recibida debido al sol en el BP es de **19088.141 [W]**, es una carga considerable, por lo que se recomienda ampliamente hacer las pruebas **durante la noche**, para evitar tener que contrarrestar esta carga.

3.8 Sistema de suministro de agua acondicionada

La bomba de calor requiere de un suministro de agua fría, que sería el agua luego de pasar por el intercambiador de calor subterráneo, el BP debe contar con un sistema que le otorgue dicho suministro.

Para su funcionamiento óptimo la BC de 10 TR producida en grupo IIDEA necesita un flujo de agua con las siguientes características:

- Flujo de **1.516 [kg/s]**
- Temperatura de **13.54[°C]**

La BC también estará en pruebas por aproximadamente una hora, por lo tanto, manteniendo el flujo descrito anteriormente, se necesitan **5458 [L]** de agua.

Considerando la temperatura ambiente local de diseño en verano y la temperatura requerida para el flujo de agua de alimentación hacia la bomba de calor, se obtiene la diferencia de temperaturas, siendo de **21.86 [°C]**. A partir de estos datos se calcula la potencia requerida para el equipo de agua fría.

$$Q_{chiller} = m * Cp_{agua} * \Delta T = 1.516 \left[\frac{kg}{s} \right] * 4.186 \left[\frac{kJ}{kg} * K \right] * 13.54[K] = 85.9245 [kW]$$

Por la razón anterior, se escogió un Chiller XC-10 WCI Recirculador y Enfriador de Agua de **32.564 [kW]** como el que se muestra en la Figura 25, sus características se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 11 Propiedades del chiller

Modelo	Capacidad de refrigeración (Kcal/h)	Potencia del compresor (kW)	Refrigerante	Max caudal de agua fría (L/min).
XC-08WCI	60000	20.4	R22	315

Presión máx.(m)	La tasa de agua de condensación (L/min).	Depósito de agua capa(L)	Peso(kg)
26	≥ 100	380	650



Figura 25 Chiller XC-10 WCI Recirculador y Enfriador de Agua 32.564 [Kw]

3.9 Recubrimiento del aislante térmico

El desempeño del aislante se ve afectado si la humedad en el ambiente comienza a condensarse, ocasionando que éste se moje. Al ser un espacio reducido y la temperatura exterior puede variar, la situación puede presentarse.

En la industria de construcción es una situación bastante común, para resolverlo cubren el aislante con una película de un polímero que evita la condensación directa en el aislante, como se observa en la Figura 26:



Figura 26 Trabajador instalando la película de plástico, tomada de la compañía MSC

Por las razones anteriores, se cubrirán las paredes previamente aisladas del BP con una película de polietileno, como la presentada en la Figura 27.

El procedimiento para instalarlo es bastante simple, únicamente se tienen que cubrir las paredes con la lámina de polietileno. Para fijarla, se utilizarán capas del polietileno y se irán fijando al aislante con cinta metálica.

3.9.1 Análisis de transferencia de calor

Se planea utilizar una película de polietileno de la marca *Frost King*. El modelo P1025 tiene un espesor de 0.07 [mm]. Los cálculos para la resistencia térmica resultan:



Figura 27 Rollo de lámina de polietileno marca Frost King, modelo P1025

Se toma como ejemplo la pared de tipo b, con un área de $12.2816 [m^2]$, suponiendo que la ventila se encuentra cerrada en ese momento. Por lo tanto, el área del polietileno sería la misma.

El polietileno tiene un coeficiente conductivo de $0.5 [\frac{W}{m} * K]$, su resistencia térmica resulta:

$$R_{polietileno} = \frac{espesor_{polietileno}}{k_{polietileno} * \text{área}_B} = 11.3992 * 10^{-6} [\frac{K}{W}]$$

Al ser una capa muy delgada la que se está aplicando, su valor como resistencia térmica es muy bajo. Incluso considerando todas las paredes, la resistencia térmica sigue siendo un valor que no afecta el desempeño del aislante, por lo anterior, se desprecia la capa de polietileno para el cálculo de la transferencia de calor en el BP.

3.10 Propuesta para recopilación de datos

A continuación, se describirá el proceso en el que se propone recopilar los datos técnicos de importancia para la obtención de los valores que califican el desempeño de la bomba de calor, por medio de distintos sensores.

3.10.1 Tiempos y tolerancias de medición

La información recopilada deberá ser tomada por una duración total de 30 minutos, en intervalos de 5 minutos hasta que las tolerancias entre una medición y la medición anterior sean alcanzadas, descritas en la siguiente tabla:

Tabla 12 Criterio de término de toma de datos, tolerancias entre una medición y la anterior, Table 10 “Variations allowed in capacity test readings, ASHRAE 13256 - I

Mediciones	Variaciones máximas para lecturas individuales	Variaciones máximas para valores del promedio de los resultados obtenidos en las pruebas
Temperatura del aire de entrada		
- Bulbo seco	±1.0 [°C]	±0.3 [°C]
- Bulbo húmedo	±0.5 [°C]	±0.2 [°C]
Flujo volumétrico de aire	±10%	±5%
Voltaje	±2%	±1%
Temperatura de entrada del líquido	±0.5 [°C]	±0.2%
Flujo volumétrico del líquido	±2%	±1%
Resistencia externa al flujo de aire [Pa]	±10%	±5%

3.10.2 Propuesta de sensor de temperatura

Para la recopilación de los valores de la temperatura se propone utilizar un sensor de tipo “Detector de temperatura por resistencia” (RTD por sus siglas en inglés). Como se observa en la siguiente figura:



Figura 28 Sensor de temperatura PT100 RTD

El sensor PT100 mide la temperatura del medio a través de una resistencia de platino en función de la temperatura.

Sus características se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 13 Características técnicas del sensor PT100

Rango	Exactitud	Suministro de energía
-200 a 600 [°C]	0.5 %(FS)	12 – 24 [VDC]

3.10.3 Propuesta de sensor para datos de humedad

Para la recopilación de los valores de la humedad se propone utilizar un sensor de tipo capacitivo, como el que se observa en la siguiente figura:



Figura 29 Sensor SHT20 para medición de temperatura y humedad

Sus características técnicas se exponen en la siguiente tabla:

Tabla 14 Características técnicas del sensor SHT20

Rango de humedad	Rango de temperatura	Precisión de humedad	Precisión de temperatura	Suministro de energía
0 a 100 % [HR]	-40 a 125 [°C]	± 0.3 [°C]	± 3% [HR]	3.2 [UW]

3.10.4 Propuesta de sensor para presión para el flujo de aire y flujo volumétrico

Para la recopilación de datos para el flujo volumétrico del aire, así como de la presión que lleva el caudal, se propone utilizar el sensor Fluke 922, como se observa en la siguiente imagen:



Figura 30 Sensor Fluke 922

El dispositivo puede medir tanto la presión del aire, como su velocidad, su caudal y su temperatura. Sus características técnicas se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 15 Características técnicas del dispositivo Fluke 922

	Rango	Resolución	Precisión
Presión del aire	±4000 [Pa]	1 [Pa]	±1 % + 1 Pa
Velocidad del aire	1 a 80 [m/s]	0.001 m/s	±2.5 % de lectura a 2000 p/min (10.00 m/s)
Caudal de aire	0 a 99,999 [m ³ /hr]	1 [m ³ /hr]	Varía en función de la velocidad y del tamaño del conducto
Temperatura	0 a 59 [°C]	±1% + 2 [°C]	0.1 °C

3.10.4.1 Diseño de los ductos

Para el diseño de los ductos, se utilizan las recomendaciones descritas en el estándar de DIN EN 12599 titulado “*Ventilation for buildings - Test procedures and measurement methods to hand over air conditioning and ventilation systems*”.

En la Figura 31 se observan las medidas requeridas para el diseño de los ductos, siendo “De” abreviatura para diámetro equivalente. Para obtener el diámetro equivalente primero se calcula el área transversal del ducto y después se obtiene el diámetro por medio de una analogía entre la fórmula para calcular el área de un círculo:

$$A_{\text{círculo}} = \pi * r^2 [m^2]$$

$$D = 2 * \sqrt{\frac{A_{\text{círculo}}}{\pi}} [m]$$

$$A_{\text{rectángulo}} = a * b [m^2]$$

$$D_e = 2 * \sqrt{\frac{A_{\text{rectángulo}}}{\pi}} [m]$$

Se obtienen los siguientes resultados, recopilados en la Tabla 16

Tabla 16 Resultados para los diámetros equivalentes

Capacidad	Altura de rendija [m]	Ancho de rendija [m]	Diámetro equivalente [m]
3 TRF	0.187	0.125	0.1725
10 TRF	0.351	0.21	0.3064

El estándar previamente mencionado indica que debe existir al menos una longitud de 6 veces el diámetro equivalente para la toma de datos dentro de un ducto, por lo tanto,

se dejan establecidos las medidas para los ductos conectadas a las BC en la siguiente tabla:

Capacidad	Altura de rendija [m]	Ancho de rendija [m]	Largo [m]
3 TRF	0.187	0.125	1.5
10 TRF	0.351	0.21	2

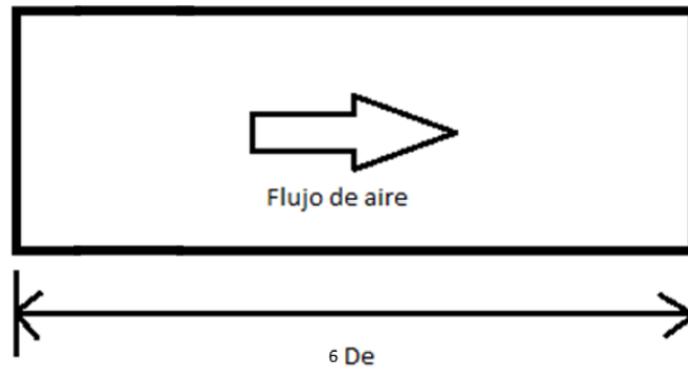


Figura 31 Medidas para la construcción del ducto para la BC, tomada del estándar DIN EN 12599

3.10.5 Propuesta de sensor para medición de flujos no volátiles

Para la medición del caudal de flujos no volátiles, en este caso el agua, se propone utilizar un caudalímetro como el que se observa en la siguiente figura:



Figura 32 Medidor de flujo para el agua

Sus características técnicas se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 17 Características técnicas del sensor de flujo

Rango	Exactitud	Presión máxima
10 a 100 [l/min]	± 1%	6 [bar]

3.10.6 Propuesta de sensor para medición de amperaje para equipos eléctricos

Para la medición del amperaje se propone utilizar un transductor de corriente AC de núcleo dividido, como se observa en la siguiente figura:



Figura 33 Transductor de corriente ACUAMP ACTR200-42L-S

Sus características técnicas se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 18 Características técnicas del sensor ACTR200-42L-S

Potencia consumida	Exactitud	Rango
24 [VDC] nominal	1.0% FS	2 a 200 [A]

4 Diagramas y dibujos

4.1 Diagramas CAD

4.1.1 Banco de pruebas ensamblado

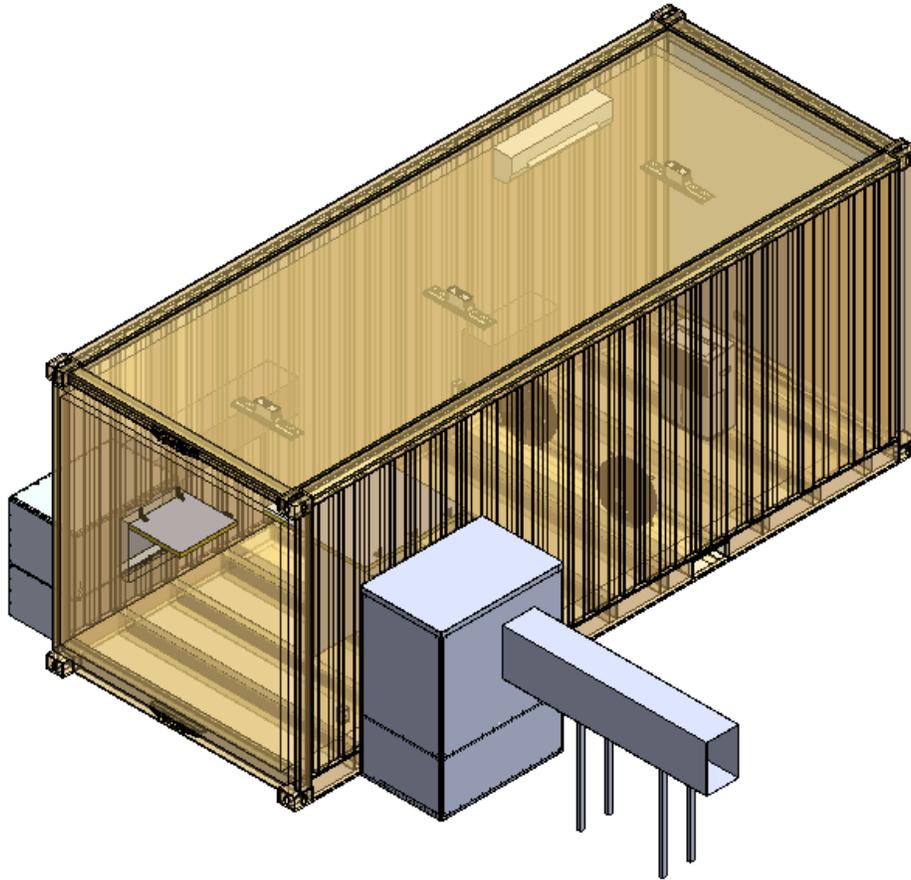


Figura 34 Vista isométrica, elaboración propia

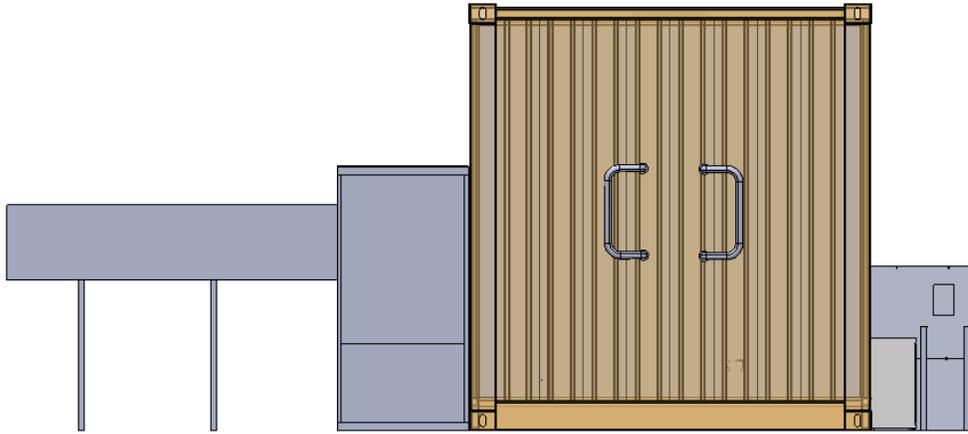


Figura 35 Vista trasera, elaboración propia

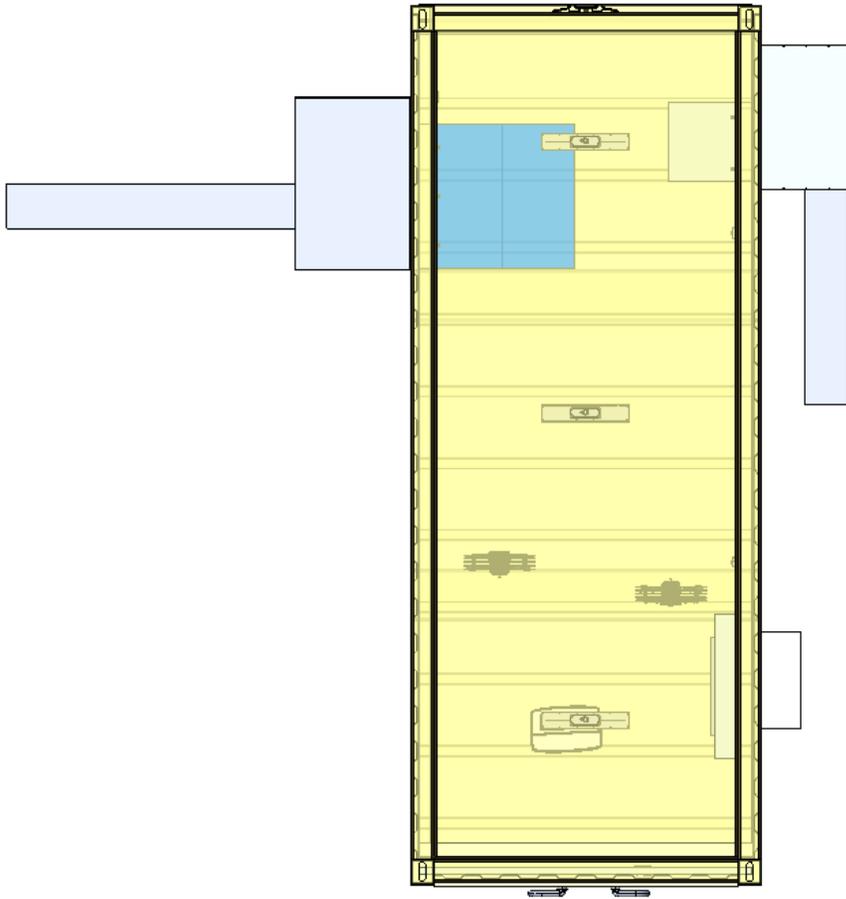


Figura 36 Vista superior, elaboración propia

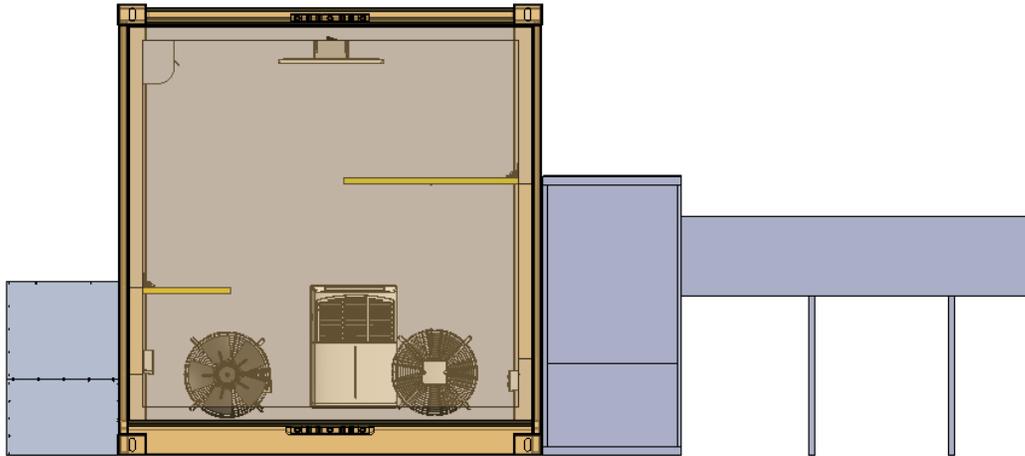


Figura 37 Vista frontal, elaboración propia

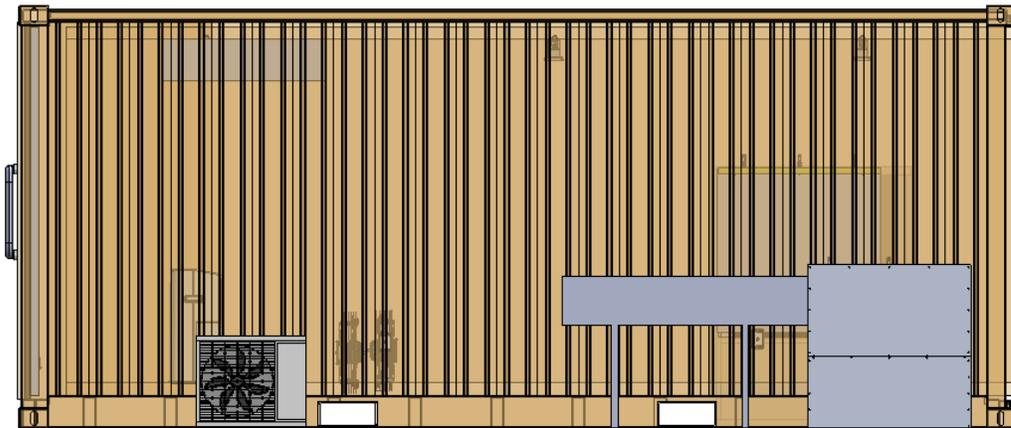


Figura 38 Vista lateral izquierda, elaboración propia

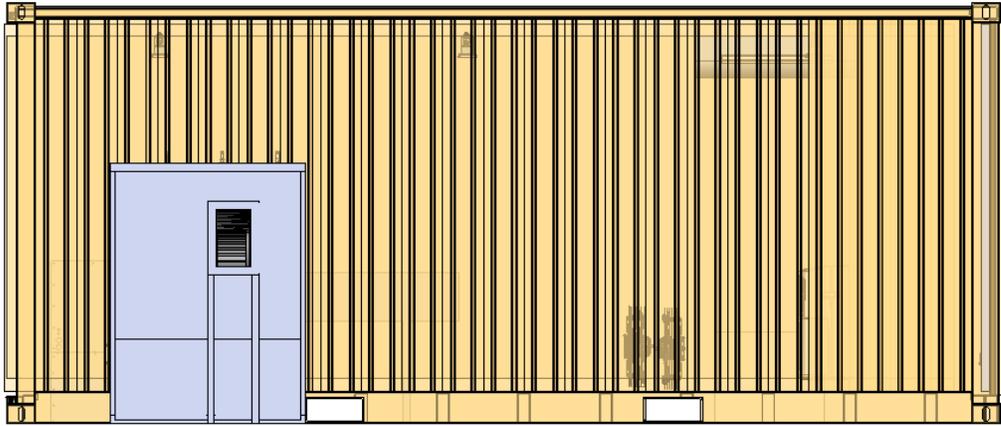


Figura 39 Vista lateral derecha, elaboración propia

4.1.2 Ductos

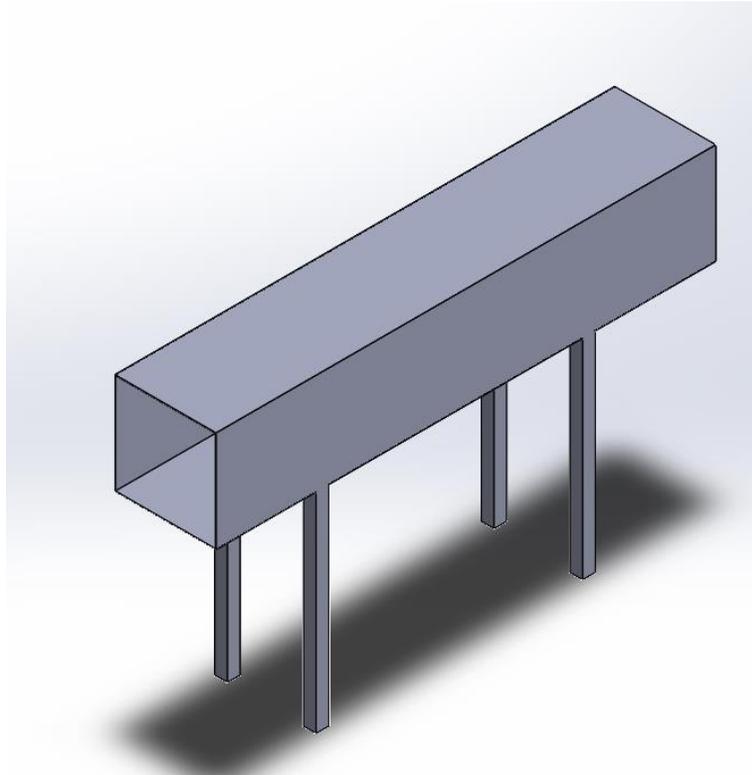


Figura 40 Ducto de 3TR, vista isométrica, elaboración propia

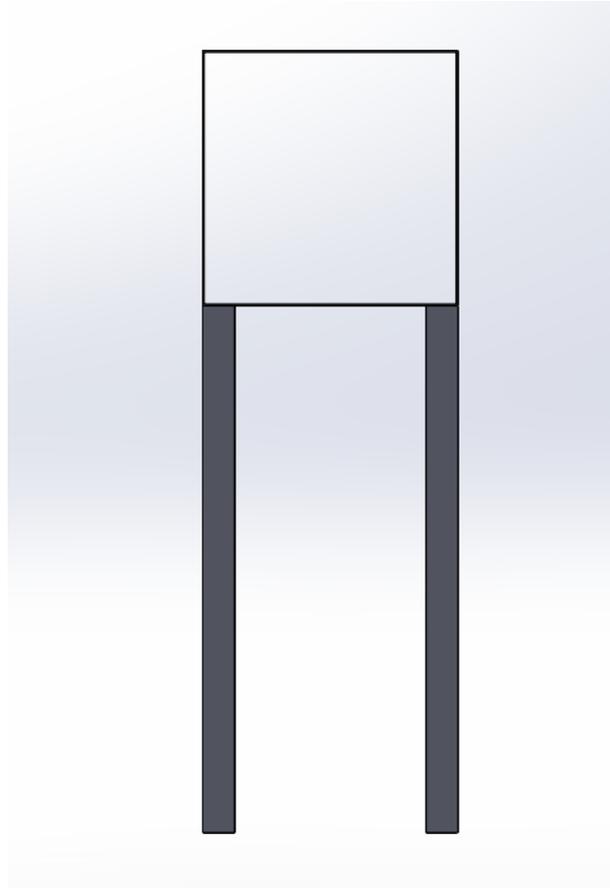


Figura 41 Ducto de 3TR, vista frontal, elaboración propia

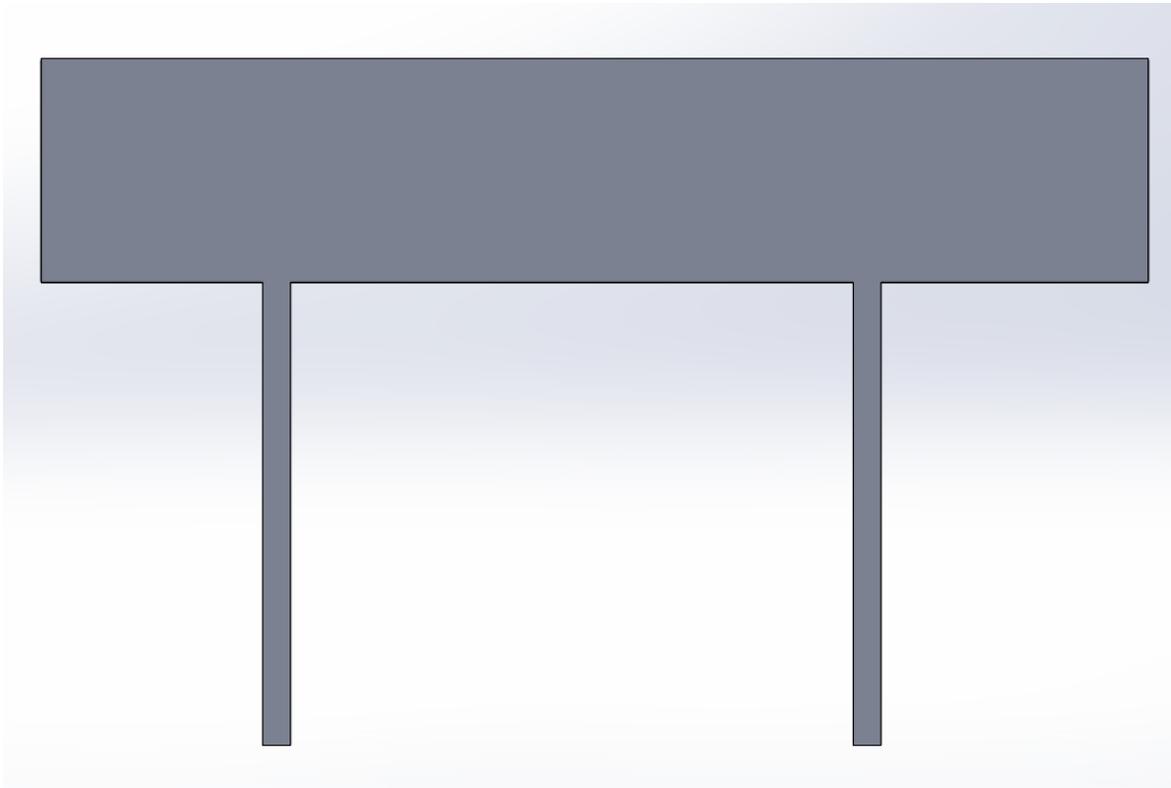


Figura 42 Ducto de 3TR, vista lateral, elaboración propia

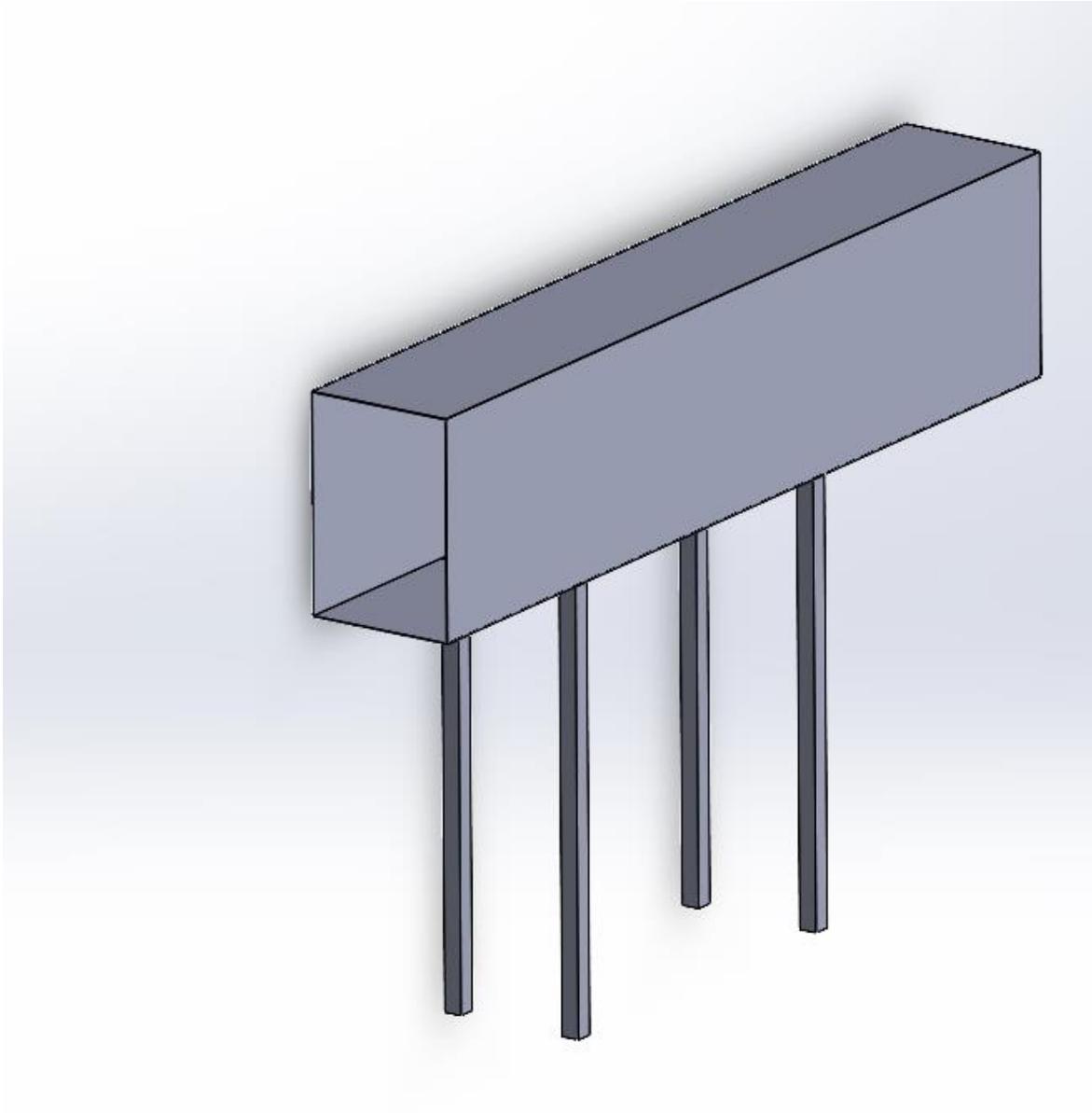


Figura 43 Ducto de 10TR, vista isométrica, elaboración propia

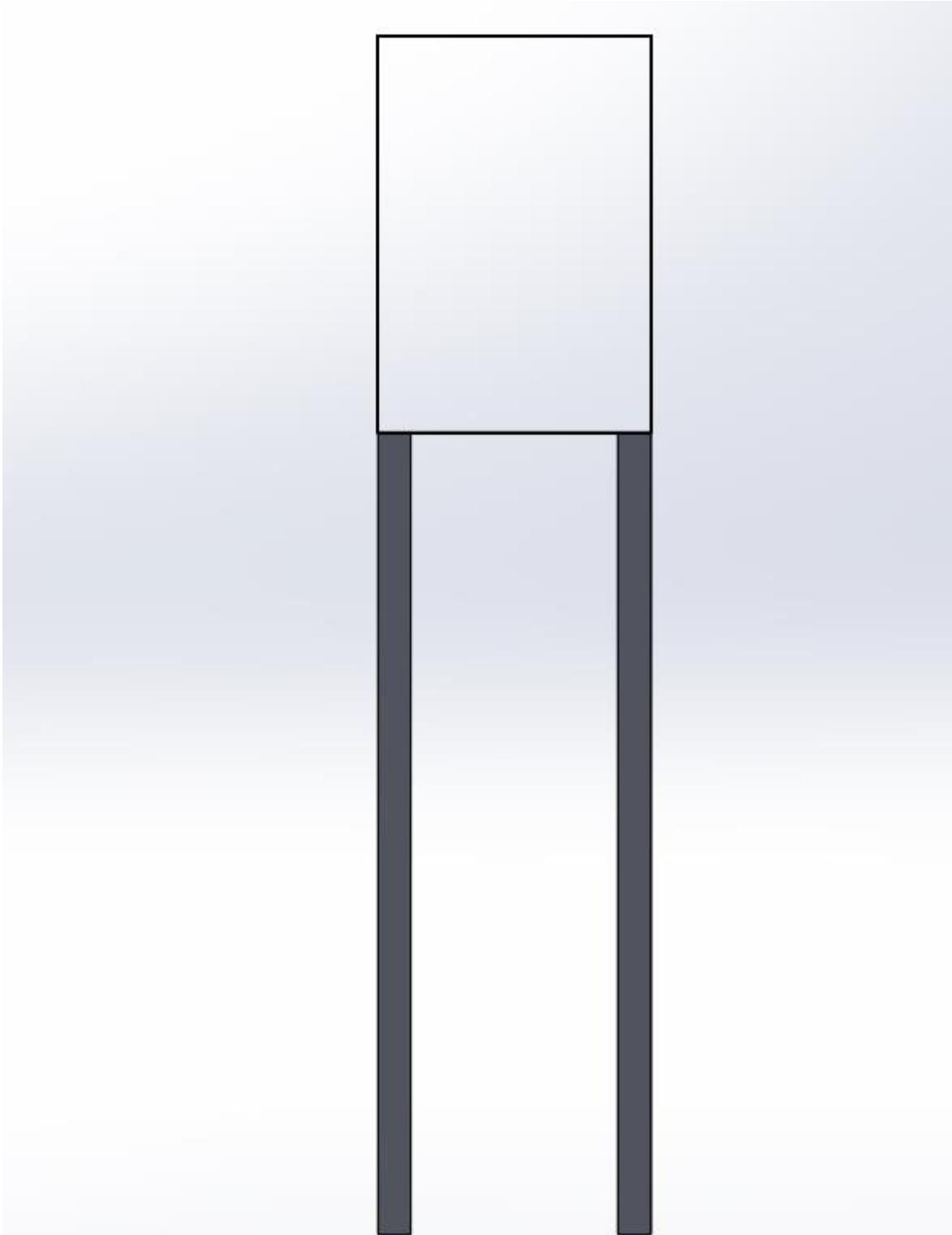
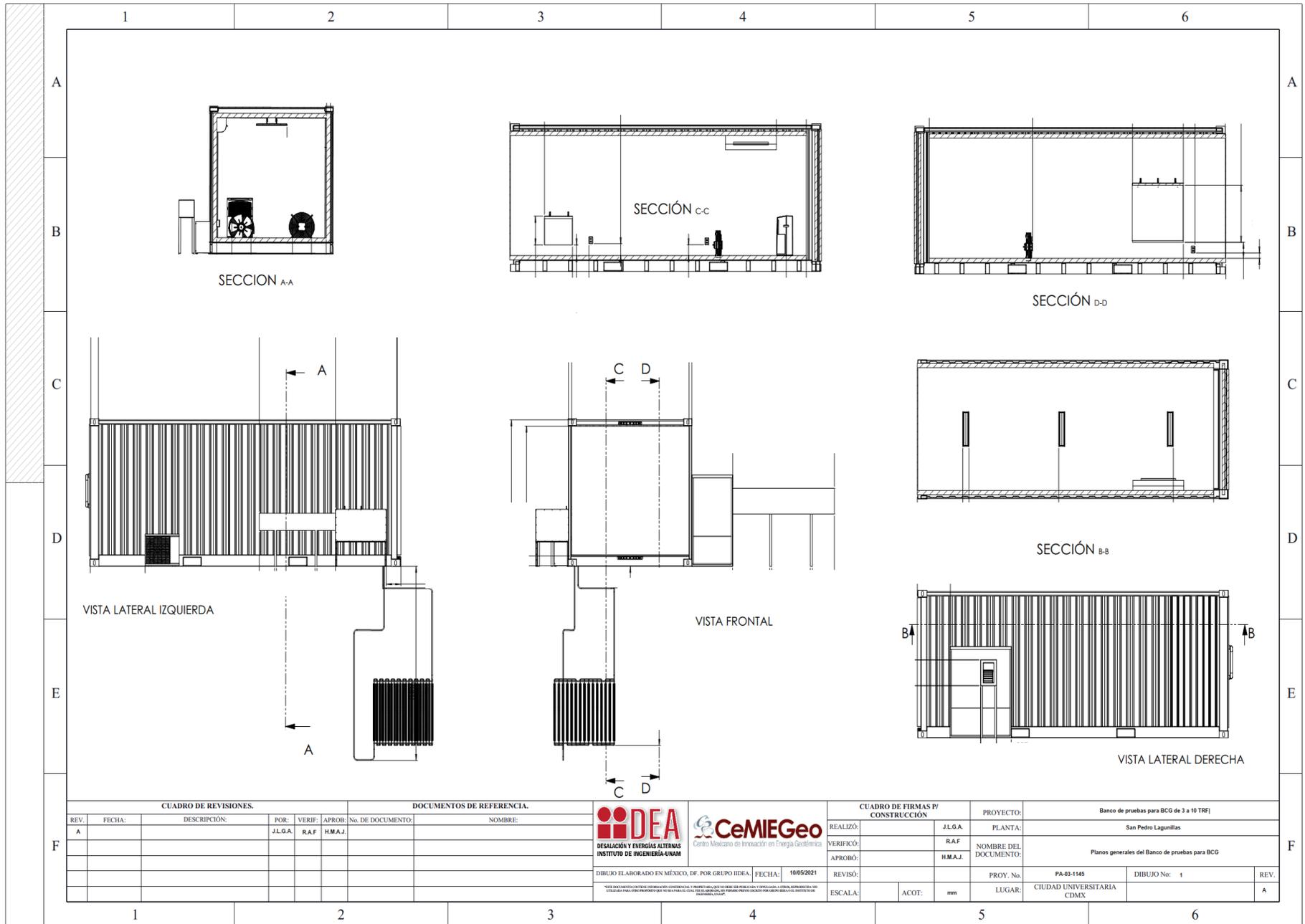


Figura 44 Ducto de 10TR, vista frontal, elaboración propia



Figura 45 Ducto de 10TR, vista lateral, elaboración propia

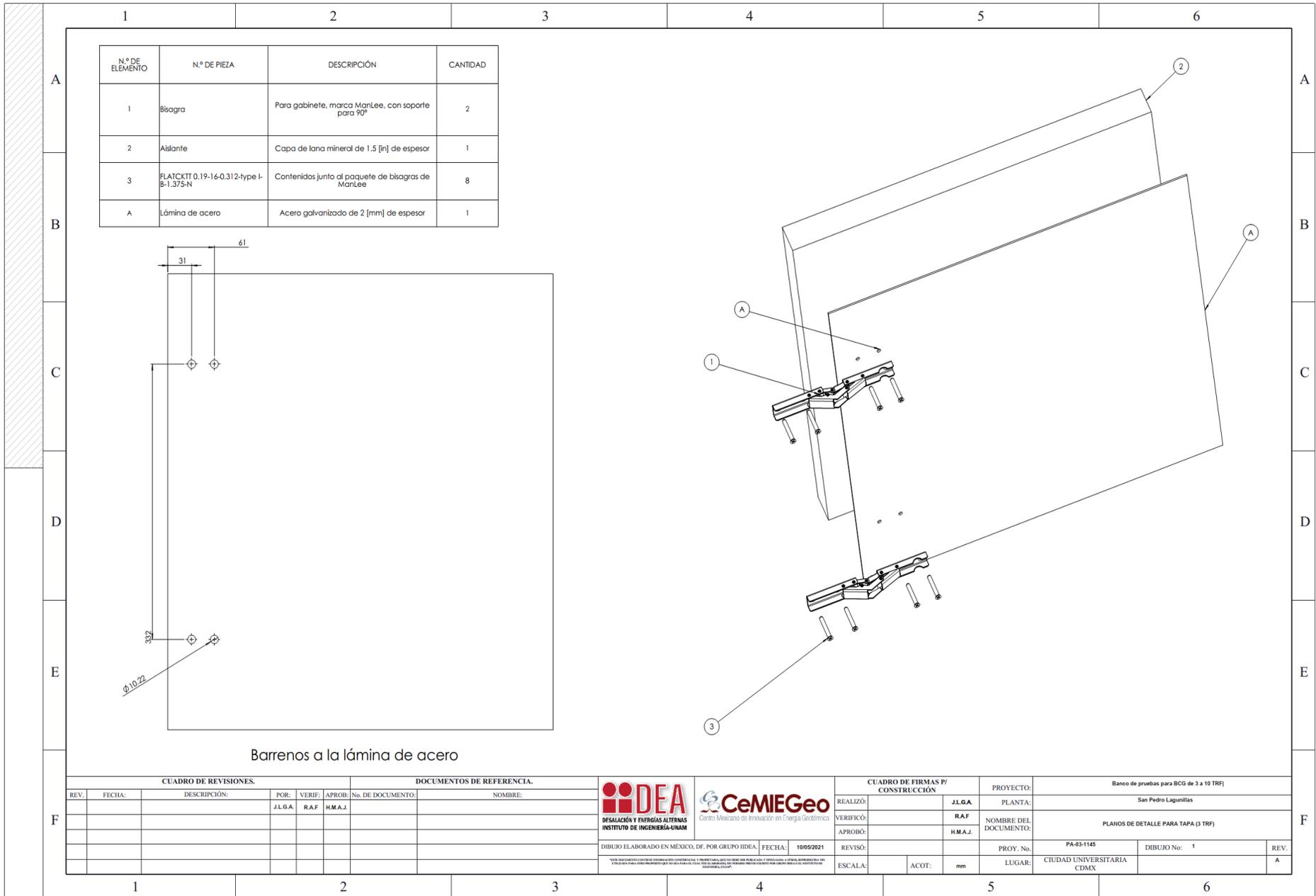
4.2 Planos

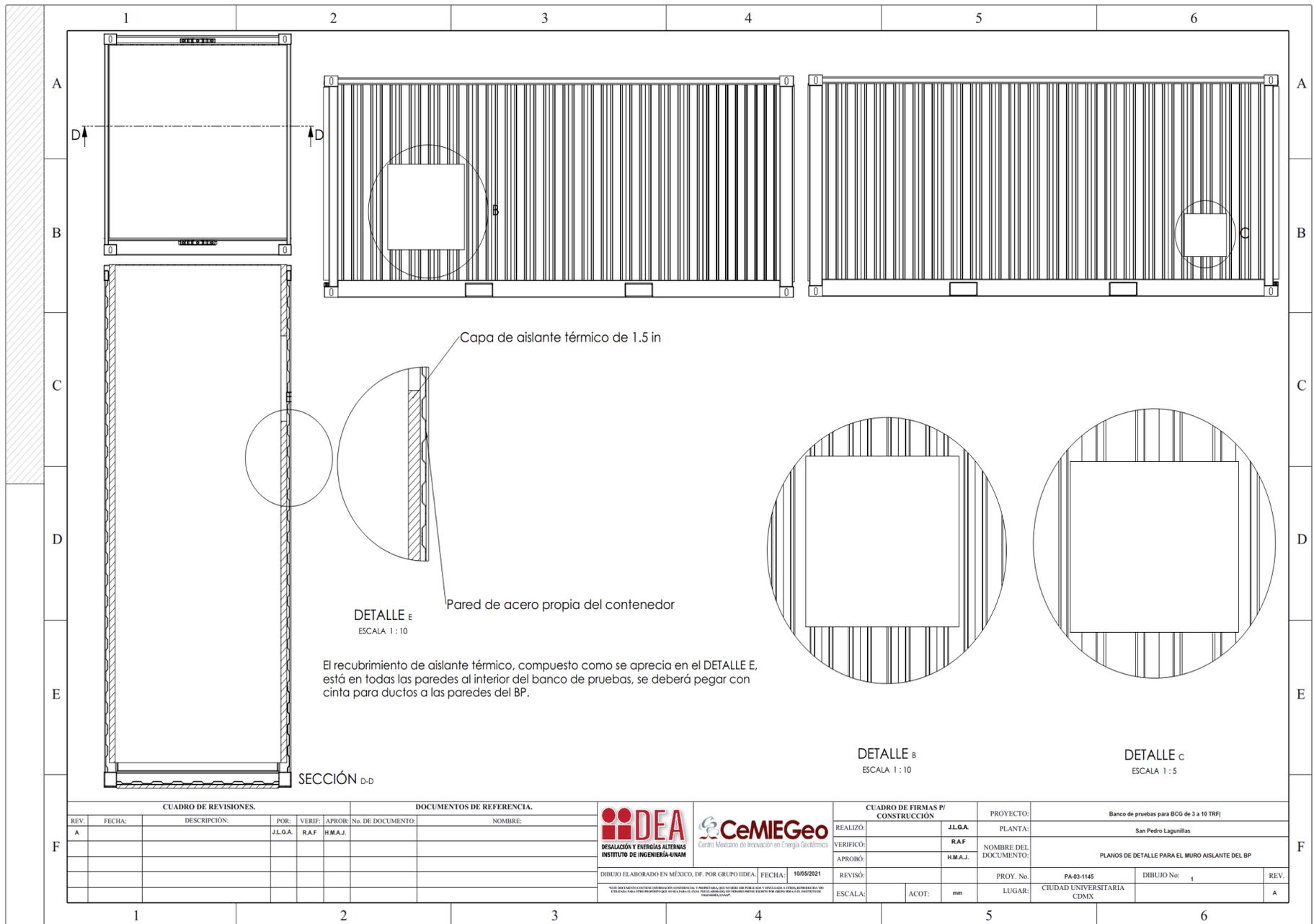


CUADRO DE REVISIONES.					DOCUMENTOS DE REFERENCIA.					CUADRO DE FIRMAS P/ CONSTRUCCIÓN		PROYECTO:									
REV.	FECHA:	DESCRIPCIÓN:	POR:	VERIF:	APROB:	No. DE DOCUMENTO:	NOMBRE:	REALIZÓ:	VERIFICÓ:	APROBÓ:	REVISÓ:	ESCALA:	ACOT:	J.L.G.A.	PLANTA:	Banco de pruebas para BCG de 3 a 10 TRF)					
A			J.L.G.A.	RA.F	H.M.A.J.									RA.F		San Pedro Lagunillas					
														H.M.A.J.		Planos generales del Banco de pruebas para BCG					
																PROY. No.	PA-03-1145	DIBUJO No:	1	REV.	A
																LUGAR:	CIUDAD UNIVERSITARIA CDMX				



DIBUJO ELABORADO EN MÉXICO, D.F. POR GRUPO IDEA, FECHA: 10/05/2021



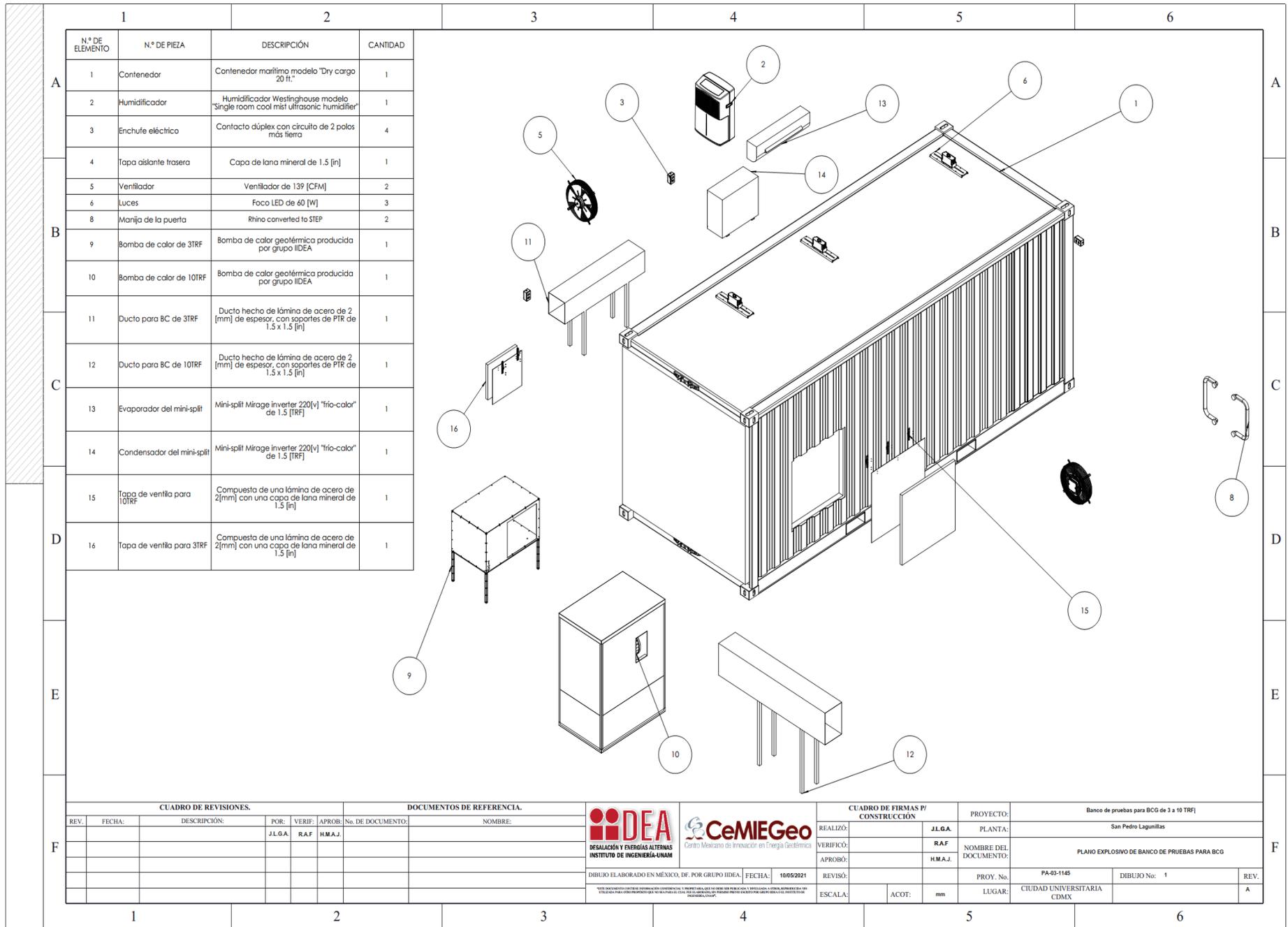


CUADRO DE REVISIONES.				DOCUMENTOS DE REFERENCIA.				CUADRO DE FIRMAS P/ CONSTRUCCIÓN		PROYECTO:	
REV.	FECHA:	DESCRIPCIÓN:	POR:	VERIF:	APROB:	No. DE DOCUMENTO:	NOMBRE:	REALIZÓ:	J.L.G.A.	PLANTA:	Banco de pruebas para BCG de 3 a 10 TRFJ
A			J.L.G.A.	RAF	H.M.A.J.			VERIFICÓ:	RAF	NOMBRE DEL DOCUMENTO:	San Pedro Lagunillas
								APROBÓ:	H.M.A.J.		PLANOS DE DETALLE PARA EL MURO AISLANTE DEL BP
								REVISÓ:		PROY. No.:	PA-03-1145
								ESCALA:	ACOT:	LUGAR:	CIUDAD UNIVERSITARIA CDMX
											DIBUJO No: 1
											REV. A



DIBUJO ELABORADO EN MÉXICO, DF., POR GRUPO IDEEA. FECHA: 10/05/2021

ESTE DIBUJO CONTIENE INFORMACIÓN CONFIDENCIAL Y PROPRIETARIA, NO DEBE SER PUBLICADA, REPRODUCIDA, NI UTILIZADA PARA CUALQUIER FIN SIN EL CONSENTIMIENTO POR ESCRITO DEL INSTITUTO DE INGENIERÍA-UNAM.



5 Conclusiones

Con la propuesta del banco de pruebas se busca lograr obtener las características técnicas que permitan clasificar las bombas de calor geotérmicas producidas por el grupo IIDEA, según los apartados de la Norma Oficial Mexicana. A partir de los procedimientos descritos en este trabajo, se logran obtener tales valores característicos que definirán el desempeño y la validez para comercialización de las bombas de calor geotérmicas producidas por el grupo IIDEA.

Para la realización de este proyecto se necesitaron los conocimientos técnicos principalmente de la rama de la termodinámica. Siendo la disciplina que contiene otras vertientes de estudio que también fueron necesarias: el estudio de la transferencia de calor y el estudio de la refrigeración y el aire acondicionado.

Haciendo un recuento de los conceptos utilizados, el objetivo de esta base teórica era comprender la forma en la que la energía térmica se comportaba y poder manipularla para generar un ambiente en el que se controlaran muchas variables psicrométricas, con la finalidad de mantener trabajando el ciclo de las bombas de calor el tiempo suficiente para analizar la manera en la que trabaja con el fluido deseado y obtener parámetros que indiquen su eficiencia.

Como es mencionado en el presente trabajo, la obtención de los parámetros que indican la eficiencia de un equipo, en este caso de la bomba de calor, es fundamental para compararlo con los equipos ya existentes en el mercado. La ventaja de las bombas de calor producidas en grupo IIDEA es que aprovechan el gran potencial geotérmico que tiene México, incrementando su eficiencia y abaratando los costos energéticos que termina pagando el usuario (costos de importación de piezas, pagos a instituciones extranjeras, entre otros). Entonces los bajos costos energéticos sumado a la alta eficiencia energética, con datos demostrados bajo el uso del banco de pruebas, la bomba de calor resulta un dispositivo atractivo para el consumidor, ahí la importancia de la prueba de desempeño que tiene como objetivo el presente trabajo.

Para el diseño del banco de pruebas se tuvo que acudir a normas extranjeras, particularmente las de ASHRAE, ya que estas normas sí abarcan específicamente la descripción del equipo de bomba de calor con su configuración geotérmica. Dentro de México sí hay una serie de Normas Oficiales Mexicanas, pero no para la configuración requerida. El uso de las NOM se restringió únicamente a obtener los requisitos mínimos de eficiencia energética para poder comercializar un producto.

Sobre el diseño del banco de pruebas en general, al contar con un espacio establecido (contenedor marítimo), sin mucha posibilidad de modificación en cuestión a su volumen, la planeación del espacio se tuvo que realizar desde el inicio del diseño.

Se considera que en el método de diseño y de pruebas se utilizaron los métodos que tuvieran la menor dificultad y que el costo total del banco de pruebas fuera el más bajo sin sacrificar la calidad de los valores que se planean obtener con el equipo diseñado.

Un ejemplo que define lo anterior escrito sería el caso de la energía ganada por la carga solar, un camino habría sido comprar equipos de reacondicionamiento más robustos para contrarrestar la energía ganada por el sol, pero la solución escogida fue realizar las pruebas en la noche, cuando ya se haya metido el sol.

Finalmente se obtuvo una configuración en la que se pudieran probar las bombas de diferente capacidad producidas en grupo IIDEA. Dicho diseño es independiente de la capacidad que se quiera probar, pero limitado al rango que se estableció en los objetivos, de hasta 10 toneladas de refrigeración.

Los puntos para destacar del diseño de banco de pruebas presentado se definen en los siguientes términos:

- Traslado:
 - Si bien el banco de pruebas físicamente no es portátil, su transporte no resulta complicado, ya que, al tratarse de un contenedor marítimo, puede transportarse a través del país por medio de las carreteras.
 - Del mismo modo, los equipos que componen al banco de pruebas en su interior (equipo de reacondicionamiento) puede ser reemplazado para cubrir con necesidades distintas a las establecidas en este diseño sin que modifique el desempeño del banco de pruebas en sí, esto abre la posibilidad de probar diferentes equipos que desarrolle en un futuro el grupo IIDEA o cualquier otro equipo externo al grupo.

- Adaptabilidad:
 - o Según datos de la SENER¹³, en México existen los siguientes tipos de clima:

Tabla 19 Tipos de clima en la República Mexicana

Clima	Rango medio de temperatura [°C]
Cálido – seco	24 a 28
Cálido – seco extremoso	43 a 48 y -6 a 2
Cálido - húmedo	18 a 26
Cálido - semihúmedo	8 a 12
Semifrío - húmedo	18 a 26
Semifrío	10 a 18
Semifrío – seco	13 a 24
Templado – húmedo	7 a 25
Templado	10 a 26
Templado - seco	13 a 17

Por lo tanto, el diseño presentado se adapta de forma excelente a la mayoría de los climas

- Modularidad:
 - o Debido a la forma física del banco de pruebas, se pueden apilar lateralmente más de un modelo para cumplir con requisitos más demandantes, principalmente una necesidad mayor de aire acondicionado.

Con miras a futuro, con el diseño del banco de pruebas, el grupo IIDEA tiene noción de los rangos de equipos que pueden probar, así como de los métodos a utilizar para la realización de dichas pruebas, por lo tanto, se termina un eslabón fundamental en la cadena de producción de futuras bombas de calor geotérmicas.

Por todo lo anterior descrito, el diseño de este banco de pruebas es capaz de obtener los parámetros de eficiencia energética (COP y SEER), para bombas de calor de hasta una potencia de 10 toneladas de refrigeración, en modo de refrigeración con precisión y con una facilidad de instalación.

¹³ (de Buen & Morales, 2020)

6 APÉNDICES

Apéndice A

Información climática obtenida de base de datos climática de ASHRAE 2017

10/05/22, 12:54 PM

about:blank

2017 ASHRAE Handbook - Fundamentals (SI)																
TEPIC INTL, MEXICO (WMO: 765560)																
Lat:21.419N	Long:104.843W	Elev:921	StdP: 90.74	Time zone:-7.00	Period:92-14	WBAN:99999										
Annual Heating and Humidification Design Conditions																
Coldest Month	Heating DB		Humidification DP/MCDB and HR						Coldest month WS/MCDB				MCWS/PCWD to 99.6% DB			
	99.6%	99%	99.6%			99%			0.4%		1%					
	DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	WS	MCDB	WS	MCDB	MCWS	PCWD				
1	3.9	5.8	1.0	4.5	12.2	2.9	5.2	13.7	7.6	23.1	6.5	23.7	0.1	200		
Annual Cooling, Dehumidification, and Enthalpy Design Conditions																
Hottest Month	Hottest Month DB Range	Cooling DB/MCWB						Evaporation WB/MCDB						MCWS/PCWD to 0.4% DB		
		0.4%		1%		2%		0.4%		1%		2%				
		DB	MCWB	DB	MCWB	DB	MCWB	WB	MCDB	WB	MCDB	WB	MCDB	MCWS	PCWD	
6	12.1	33.1	20.4	32.2	20.6	31.8	20.7	25.5	29.5	24.9	28.9	24.2	28.2	3.9	0	
Dehumidification DP/MCDB and HR																
0.4%						1%						2%				Extreme Max WB
DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	Enth	MCDB	Enth	MCDB	Enth	MCDB		
24.5	21.8	28.1	23.8	20.9	27.4	23.2	20.1	26.5	84.6	29.6	81.8	29.0	79.1	28.0	29.5	
Extreme Annual Design Conditions																
Extreme Annual WS			Extreme Annual Temperature				n-Year Return Period Values of Extreme Temperature									
			Mean		Standard deviation		n=5 years		n=10 years		n=20 years		n=50 years			
1%	2.5%	5%	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max
6.9	5.9	5.2	DB	10	35.4	1.9	0.9	-0.6	36.0	-1.8	36.5	-2.8	37.0	-4.2	37.6	
			WB	2.9	28.1	1.6	0.9	-1.0	28.8	-1.9	29.3	-2.9	29.9	-4.1	30.5	
Monthly Climatic Design Conditions																
		Annual	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec		
Temperatures, Degree-Days and Degree-Hours	DBAvg	21.3	16.9	17.4	18.4	20.4	22.3	24.8	24.6	24.8	24.6	23.6	20.2	17.5		
	DBStd	3.47	2.06	1.76	1.76	1.66	1.68	1.28	1.07	1.00	1.08	1.67	2.05	2.04		
	HDD10.0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
	HDD18.3	159	53	34	22	3	0	0	0	0	0	0	7	40		
	CDD10.0	4126	214	208	259	311	380	443	453	459	439	422	306	232		
	CDD18.3	1244	9	9	22	64	122	193	194	201	189	164	63	14		
	CDH23.3	12852	487	659	1057	1572	1900	1483	1183	1183	1020	1077	753	479		
CDH26.7	4501	91	177	383	725	912	583	370	358	288	319	204	91			
Wind	WSAvg	1.9	1.8	1.9	2.1	2.3	2.3	2.1	1.7	1.7	1.7	1.6	1.7	1.6		
Precipitation	PrecAvg	1087	28	14	3	2	6	157	298	263	216	70	14	17		
	PrecMax	1406	223	110	23	39	85	339	465	365	364	143	67	93		
	PrecMin	308	0	0	0	0	0	37	99	146	112	0	0	0		
	PrecStd	151	45	25	6	6	16	72	79	55	60	44	19	25		
Monthly Design Dry Bulb and Mean Coincident Wet Bulb Temperatures	0.4%	DB	30.1	31.2	32.8	33.9	34.2	33.7	32.5	32.1	32.0	32.0	31.2	30.0		
		MCWB	17.6	18.3	19.2	19.1	19.6	23.1	23.6	23.8	23.4	22.1	20.0	18.9		
	2%	DB	28.9	30.0	31.1	32.9	33.1	32.2	31.0	30.9	30.5	30.9	30.1	28.9		
		MCWB	17.1	17.9	18.4	19.1	19.9	22.7	23.6	23.8	23.2	22.0	19.5	18.2		
	5%	DB	27.8	28.9	30.1	32.0	32.2	31.2	30.0	30.0	29.7	29.9	29.1	27.9		
		MCWB	17.0	17.7	18.1	18.8	20.1	22.9	23.3	23.6	23.3	22.0	19.3	17.7		
	10%	DB	26.4	27.8	29.0	30.9	31.3	30.1	29.0	28.9	28.3	28.8	27.9	26.5		
		MCWB	16.9	17.5	17.9	19.1	20.3	22.7	23.2	23.4	23.2	22.2	19.5	17.7		

about:blank

1/2

Apéndice B

1 Datos registrados con los sensores instalados en el BP

1.1.1 Prueba de Entalpía del aire interno

- Temperatura de entrada a la BC
- Temperatura de salida de la BC
- Humedad relativa de entrada a la BC
- Humedad relativa de salida de la BC
- Flujo de aire en la BC
- Presión a la salida del aire de la BC

1.1.2 Método de entalpía del líquido

- Flujo másico del líquido.
- Temperatura del agua entrando al intercambiador.
- Temperatura del agua saliendo del intercambiador.
- Potencia consumida por el ventilador.
- Potencia consumida por el compresor.

1.2 Datos necesarios por prueba

1.2.1 Método de Entalpía del aire interno

- Entalpía del aire a la entrada de la BC
- Entalpía del aire a la salida de la BC
- Densidad del aire a la salida de la BC

1.2.2 Método de entalpía del líquido

Para esta prueba la mayoría de los datos se obtienen a través de los sensores instalados en el BP, únicamente se requiere el calor específico del agua, se establece de la siguiente forma:

$$C_{pf} = 4186.8 \left[\frac{kJ}{kg * K} \right]$$

1.3 Método de cálculo de datos a partir de los datos recopilados por los sensores en el BP

1.3.1 Entalpía del aire

1.3.1.1 Entalpía de entrada y de salida

Utilizando una aproximación¹⁴ para el cálculo de las entalpías de la mezcla de aire seco con vapor de agua, aceptable en el rango de temperatura de -10 a 50 [°C]:

$$h_g \cong 2500.9 + 1.82T [kJ / kg]$$

Donde:

- h_g es el valor de la entalpía de la mezcla de aire con vapor de agua.
- T es la temperatura medida del aire, ya sea de entrada o de salida, en [°C].

1.3.1.2 Densidad de la mezcla de aire con vapor de agua

Siguiendo la metodología expuesta en la clase *ATM 205 "Introduction to atmospheric sciences"*, se obtiene la descripción de la relación entre la densidad, la presión y la temperatura del flujo de aire con vapor de agua:

$$\rho = \frac{p}{R_d * T_v} \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

Donde:

- p es la presión del flujo, en [Pa]
- ρ es la densidad del flujo.
- R_d es la constante universal para los gases ideales, en $\left[\frac{J}{kg * K} \right]$.
- T_v es una temperatura virtual descrita en el curso, obtenida de la siguiente forma:

¹⁴ (Çengel & Boles, 2014)

- $T_v = T * (1 + 0.61 * r)[K]$
- Donde:
 - T es la temperatura del flujo, en [K].
 - r es la relación de mezclado de vapor de agua.

1.4 Hoja de toma de datos

Se diseñó la siguiente hoja de toma de datos para registrar los valores medidos:

 DESALACIÓN Y ENERGÍAS ALTERNAS INSTITUTO DE INGENIERÍA-UNAM	MODELO DE BOMBA GEOTÉRMICA _____ POTENCIA DE LA BOMBA GEOTÉRMICA _____ LOCALIZACIÓN _____					DOCUMENTO No. _____
						HORA DE INICIO DE PRUEBA _____
Revisión	No	FECHA	POR	REVISÓ	APROBÓ	DESCRIPCIÓN:

Entalpía de aire interno										
No. de toma	Hora	Flujo de aire	Tolerancia	T entrada [°C]	Tolerancia	T salida [°C]	Tolerancia	HR entrada [%]	HR salida [%]	P salida [Pa]
1										
2										
3										
4										
5										
6										

Entalpía del líquido											
No. de toma	Hora	Flujo másico [kg/s]	Tolerancia	T entrada [°C]	Tolerancia	T salida [°C]	Tolerancia	V compresor[V]	Tolerancia	V ventilador [V]	Tolerancia
1											
2											
3											
4											
5											
6											

APÉNDICE C

1 Requerimiento de eficiencia energética en la ley mexicana

Según la “NORMA OFICIAL MEXICANA NOM-011-ENER-2006”, el nivel mínimo de eficiencia energética (REE) que debe tener un equipo de aire de tipo central se enuncia en la siguiente tabla:

Tabla 20 Nivel mínimo de Relación de eficiencia energética (REE) en acondicionadores de aire de tipo central, tomado de la NOM-011-ENER-2006

Capacidad de enfriamiento		Relación de eficiencias energéticas	
Watts	BTU/h	W_t/W_e	BTU/Wh
$\leq 19,050$	$3413 < x \leq 65,001$	2.72	9.3

2 Cálculo de la REEE

Según el libro “*Humidification and ventilation management in textile industry*” (Purushothama, 2009), se puede obtener el REEE a partir del COP, multiplicando por un factor, como se observa en la siguiente ecuación:

$$REEE = COP * (1055/3600)$$

Apéndice D

1 Guía práctica de uso del banco de pruebas

1.1 Verano

1. Colocar la BC que se vaya a probar en su lugar, acomodar tanto la rendija proveniente del BP, como el ducto a la salida de la BC.
2. Revisar que los dispositivos estén en su lugar y conectados a la corriente de manera correcta, probar el funcionamiento de todos.
3. Encender el mini-split en modo de refrigeración, esperar a que se alcance la temperatura y los requisitos descritos previamente en el presente trabajo.
4. Encender el *chiller* recirculador a la par que se encendieron los equipos de acondicionamiento al interior del BP, esperar a que el tinaco se llene y tener lista el agua.

5. Una vez cumplido los dos pasos anteriores, encender la bomba de calor y realizar la toma de datos, utilizar el formato que viene en el apéndice 1.

1.2 Invierno

1. Realizar los primeros dos pasos para el uso del BP en verano.
2. Encender el mini-split en modo de calefacción, esperar a que se alcance la temperatura y los requisitos descritos previamente en el presente trabajo.
3. Encender el *chiller* recirculador a la par que se encendieron los equipos de acondicionamiento al interior del BP, esperar a que el tinaco se llene y tener lista el agua.
4. Repetir el paso 5 del apartado de uso del BP en verano.

2 Bibliografía

- American Society of Heating, R. a.-C. (1999). *method of testing for rating room air conditioners and packaged terminal air conditioners*. Atlanta: ASHRAE.
- American Society of Heating, R. a.-C. (2009). *Methods of Testing for Rating Electrically Driven Unitary Air-Conditioning and Heat Pump Equipment*. Atlanta: ASHRAE.
- ASHRAE. (2012). *Water-source heat pumps testing and rating for performance. Part I: Water-to-air and brine-to-air heat pumps*. Atlanta: AHRI, ASHRAE.
- ASHRAE. (2017). *2017 ASHRAE Handbook fundamentals*. W. Stephen Comstock.
- Bergman, t. L., & Lavine, A. S. (2017). *Fundamentals of heat and mass transfer*. Kansas: Wiley.
- Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2014). *Termodinámica*. México: McGraw Hill.
- Condoret, J. S. (2007). Teaching transport phenomena around a cup of coffee. *Ecole Nationale Supérieure d'Ingenieurs en Arts Chimiques et Technologiques mag*, 7.
- de Buen, O., & Morales, N. (2020). Clasificación de climas y su aplicación a la norma para envolvente de viviendas: notas de discusión. *Cuadernos de la CONUEE*, 21.
- Flemming, J. E., & Dunn, W. E. (julio de 1993). Design of the psychrometric calorimeter chamber of a room air conditioner test facility. Illinois, Estados Unidos de América: Universidad de Illinois.
- Goríbar, E. H. (1999). *Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración*. Ciudad de México, Ciudad de México, México: Limusa.
- Himmelblau, D. M. (1997). *Principios básicos y cálculos en ingeniería química*. Ciudad de México: Prentice-Hall Hispanoamericana.
- Nortec. (2010). *Humidification load calculation manual*. Walter Meier.
- Pis'mennyi, E., Polupan, G., Carvajal-Mariscal, I., Sánchez-Silva, F., & Pioro, I. (2016). *Handbook for transversely finned tube heat exchanger design*. Londres: Elsevier.
- Pita, E. G. (2002). *Air conditioning principles and systems, an energy approach*. New York: Prentice Hall.
- Purushothama, B. (2009). *Humidification and ventilation management*. Cambridgeshire: Woodhead Publishing India (P) Ltd.