



UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

EVALUACIÓN DEL USO DE BOMBAS DE CALOR GEOTÉRMICAS EN INVERNADEROS

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

NICOLÁS GABRIEL HURTADO ARROYO

PROFESOR GUÍA:
ÁLVARO VALENCIA MUSALEM

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
DIEGO MORATA CESPEDES
RODRIGO MARIPANGUI GONZÁLEZ

SANTIAGO DE CHILE
2017

RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR
AL TÍTULO DE: Ingeniero Civil Mecánico
POR: Nicolás Gabriel Hurtado Arroyo
FECHA: 29/03/2017
PROFESOR GUÍA: Álvaro Valencia Musalem

EVALUACIÓN DEL USO DE BOMBAS DE CALOR GEOTÉRMICAS EN INVERNADEROS

El Centro de Estudio y Trabajo (CET) Valle Verde, ubicado cerca de Puerto Aysén, posee unos invernaderos que abarcan un área aproximada de 1.000 m², donde se cultivan diversas hortalizas y flores. Debido a las condiciones climáticas de la zona, es necesario entregar calor por una fuente externa para mantener los cultivos durante todo el año.

Para aportar este calor, se estudia el uso de bombas de calor geotérmicas las cuales, al usar el subsuelo como foco frío, logran altas eficiencias que pueden compensar su elevado costo inicial, debido a que este medio presenta temperaturas casi constantes a lo largo del año cercanas a los 10° C en la zona.

Esto motiva a diseñar el circuito del colector horizontal que va a tierra, con tal de encontrar una disposición que use adecuadamente este medio.

Como objetivo se tiene determinar la factibilidad técnico-económica de este sistema para cultivos de lechuga y de tomate, mientras que como objetivos específicos determinar la necesidad térmica del invernadero, estimar el largo de las tuberías del colector, modelar este circuito a fin de diseñarlo y costear los equipos necesarios para que el sistema funcione.

El trabajo inicia con los cálculos de balance de energía del invernadero a lo largo del año en base fórmulas para cada fuente o pérdida de calor en el sistema. Con la información del calor necesario que debe inyectarse, se estima el largo de la tubería enterrada en base a datos del subsuelo, y se modela en 2D con un software multifísico la transferencia de calor de forma de ver el comportamiento del subsuelo. Posteriormente se modela en 3D la disposición real de las tuberías, probando distintos modelos, así como medios, para los cultivos.

Ya con las capacidades del sistema calculadas, se dimensionan los equipos necesarios, y se modela su funcionamiento dentro del invernadero. Por último, se encuentran los costos que conllevan la instalación y uso del sistema, para así finalmente determinar su viabilidad.

Para realizar el estudio, se utilizan datos del sector, como temperatura, radiación ambiente e información del subsuelo, entregados por el Centro de Excelencia en Geotermia de Los Andes (CEGA). Junto a esto, se utiliza como software multifísico el programa *ANSYS*, facilitado por el Departamento de Ingeniería Mecánica (DIMEC).

Finalmente se obtiene que los sistemas son factibles técnicamente para ambos cultivos, pero el tomate no logra sustentarse a lo largo del tiempo económicamente. Junto a esto, debido a la alta inversión inicial, el sistema para un cultivo de lechuga requiere de una subvención que ayude a cubrir este costo, para ser económicamente atractivo.

Dedicatoria

*Este trabajo está dedicado a todos aquellos perseverantes,
que siguen sus sueños en búsqueda del conocimiento, con la
esperanza de hacer este, un mejor mundo para todos.*

Agradecimientos

Con esta memoria, se llega al fin de años de formación universitaria, abriéndome paso a mundo nuevo de conocimientos por adquirir. Muchos fueron los que me acompañaron durante mi vida, aportándome de diversas maneras, permitiéndome adquirir una visión propia del mundo, así como diversas metas. En especial debo agradecer:

A mis padres Macarena y Ricardo, por la fe y apoyo incondicional depositada en mi persona, que sin duda alguna en el trayecto de mi vida han demostrado su amor, llevándome a ser quien soy actualmente. Por su constante preocupación por entregarme siempre, todo lo que he necesitado, dándome las herramientas fundamentales hoy en día para la búsqueda de información.

A mi hermano Camilo quien es el único que, con pocas palabras, logra entender a la perfección de que estoy hablando, sirviendo como un alivio cómico a toda situación que lo ameritara.

A los miembros de la comisión, que ayudaron directamente a la realización de esta memoria, y que depositaron su confianza en mí, para realizar este estudio: Álvaro Valencia cuyas enseñanzas en termodinámica han sido base en mi formación académica, dándose siempre el tiempo para direccionar para mejor, el trabajo de esta memoria; Diego Morata, por entregar toda información a su alcance, introduciéndome a la geotermia y Rodrigo Maripangui, por ser una valiosa guía en el proyecto, buscando que este fuera lo más completo posible.

Al Centro de Excelencia en Geotermia de Los Andes (CEGA), por presentarme el proyecto, brindándome datos y conocimientos sin los cuales, este no se podría haber realizado, así como un apoyo que se sintió durante todo el período en que se trabajó en la memoria, y al Programa FONDAP CONICYT #15090013, quien financia sus investigaciones.

Por último, pero no menos importante, a todos mis compañeros y compañeras que estuvieron junto a mí, durante mi formación, mostrando que la vida universitaria no se limita solamente a los estudios, sino que conlleva un gran número de convivencias que me permitieron enriquecerme como persona.

Tabla de contenido

1	Introducción.....	1
1.1	Objetivo General	2
1.2	Objetivos Específicos.....	2
1.3	Alcances	2
2	Metodología.....	3
3	Antecedentes.....	5
3.1	CET Valle Verde.....	5
3.2	Clima de la zona.....	6
3.3	Invernadero.....	7
3.4	Cultivos	9
3.5	Balance energético en invernaderos.....	10
3.5.1	Radiación neta.....	11
3.5.1.1	Radiación solar.....	11
3.5.1.2	Radiación térmica.....	12
3.5.2	Calor por conducción-convección	13
3.5.3	Calor sensible y latente por la renovación del aire interior	14
3.5.4	Conducción a través del suelo	15
3.5.5	Calor latente consumido en la evapotranspiración	15
3.6	Bombas de calor	16
3.7	Fuente geotérmica	18
3.8	Bomba de calor geotérmica.....	21
3.8.1	Extracción de calor	23
3.8.1.1	Intercambio de calor.....	23
3.8.1.2	Pérdida de carga	25
3.8.2	Inyección de calor	26
3.8.3	Costos de operación y mantención	27
3.9	Bombas de calor en invernaderos.....	27
3.10	Bombas geotérmicas en Chile	30
4	Resultados.....	31
4.1	Demanda térmica del invernadero.....	31
4.2	Dimensionamiento analítico del colector enterrado.....	37
4.3	Modelación del intercambiador de calor	42
4.3.1	Modelación 2D	42

4.3.2	Modelación 3D	45
4.3.2.1	Separación entre tubos	45
4.3.2.2	Largo del colector	49
4.4	Equipos secundarios.....	54
4.5	Calefacción en el invernadero	55
4.6	Evaluación económica.....	60
4.6.1	Ingresos	60
4.6.2	Inversión inicial	60
4.6.2.1	Materiales	60
4.6.2.2	Equipos.....	61
4.6.2.3	Mano de obra.....	62
4.6.3	Costos de operación	63
4.7	Balance final.....	66
5	Discusión	68
5.1	Resultados obtenidos.....	68
5.2	Relevancia del estudio.....	73
5.3	Futuras investigaciones	73
6	Conclusiones.....	76
7	Bibliografía.....	77

1 Introducción

La energía geotérmica es la energía almacenada en forma de calor por debajo de la superficie sólida de la Tierra, la cual engloba el calor almacenado en rocas, suelos y aguas subterráneas, cualquiera que sea su temperatura, profundidad y procedencia [1].

Los usos directos de la energía geotérmica se pueden separar en dos grupos, circulación simple de agua caliente y sistemas de bombas de calor. Hoy en día, cerca del 70% de la capacidad instalada de usos directos corresponde a esta última [2].

El sistema funciona como una bomba de calor convencional, con la particularidad de tener el circuito exterior bajo tierra. Esto se hace debido a la gran inercia térmica que posee el subsuelo, puesto que este, a profundidades cercanas a los 10 m presenta una temperatura casi constante de 10° C a lo largo del año, dependiendo de la latitud del lugar, dándoles un alto rendimiento.

Estos sistemas pueden ser utilizados para la climatización de diversos procesos, como lo son para el confort de las personas, invernaderos, secado de productos, etc.

El Centro de Estudio y Trabajo (CET) Valle Verde, ubicado cerca de Puerto Aysén, es una unidad penal que busca la recuperación de las personas que cumplen condenas de privación de libertad, a través del desarrollo de tareas en diversos rubros. Una de las áreas de trabajo del recinto son los invernaderos en los cuales se cultivan hortalizas y flores, zona la cual es de interés climatizar.

Debido a que la zona donde se encuentran ubicados los invernaderos, es fría, la producción no es óptima, por lo que resulta necesario calentar con medios externos el invernadero para mantener una temperatura adecuada para los cultivos. Es en este punto donde las bombas juegan un papel fundamental, como un medio eficiente de calefacción.

En este sentido resulta motivante su estudio y posterior aplicación, puesto que son capaces de suministrar energía con una menor generación de CO₂, gas de suma relevancia en los problemas por el efecto invernadero que está afectando al mundo en la actualidad.

1.1 Objetivo General

El objetivo general es determinar la viabilidad técnico-económica de implementar un sistema de climatización a través de una bomba de calor geotermal para un invernadero del CET.

1.2 Objetivos Específicos

Los objetivos específicos son:

- Determinar la necesidad térmica del invernadero
- Estimar analíticamente el largo del intercambiador en el subsuelo
- Modelar y diseñar el intercambiador de calor
- Modelar la calefacción dentro del invernadero
- Costear equipos, materias primas, consumo e instalación

1.3 Alcances

El proyecto corresponde al cálculo y diseño de un colector horizontal lineal enterrado, para una bomba de calor geotérmica de un invernadero ubicado cerca de Puerto Aysén. La demanda térmica de este se calcula a partir de ecuaciones, para intervalos de tiempo de 1 hora a lo largo del año.

El dimensionamiento del colector enterrado se realiza inicialmente como un cálculo analítico que permite entregar un valor estimado del largo de la tubería. La modelación posterior, permite entregar el diseño y tamaño de distintas configuraciones para los dos cultivos.

Esta calefacción se efectúa mediante ventiloconvectores, los cuales entregaran calor al interior, dando óptimas condiciones de cultivo, evaluado para dos vegetales distintos. El funcionamiento de estos equipos es comprobado con una modelación dentro del invernadero. Por otro lado, no se considera refrigeración del cultivo.

Ya diseñado y dimensionado todo el sistema, se entrega un balance económico que da cuenta de la factibilidad de implementación del sistema, permitiendo elegir el modelo más económico, comparándolo con otros modelos y fuentes energéticas.

2 Metodología

Para el desarrollo de la memoria, en primer lugar, se revisa la bibliografía pertinente al proyecto, de modo de manejar la información necesaria, facilitando el trabajo.

Los datos necesarios para los cálculos, ya sea del invernadero como del subsuelo, son entregados por el Centro de Excelencia en Geotermia de Los Andes (CEGA). Ellos han realizado estudios cercanos al lugar, con muestras de datos tomadas cada 1 hora a lo largo del año. De este modo, se dispone de información más exacta, permitiendo hacer un buen cálculo del sistema. Ellos mantienen contacto constante con los encargados del CET, siendo este el enlace del estudiante con el lugar, permitiendo obtener las necesidades del lugar que falten a lo largo de la memoria sin mayores dificultades.

Con estos datos del clima y la radiación solar, se comienza por realizar el cálculo de la demanda térmica del invernadero. Para esto se hace un balance energético, en base a todas las fuentes y pérdidas de calor, por medio de ecuaciones expresadas en el documento. Los datos son evaluados hora a hora en una tabla en Excel, de forma de tener la necesidad real a lo largo del año. De esta manera, se obtiene la potencia máxima necesaria en el invernadero, así como otros datos de interés.

Este balance es hecho para dos cultivos diferentes, a modo de generar una comparación constante para distintas demandas energéticas.

Con los datos de demanda, se dimensiona la potencia térmica de la bomba de calor geotérmica, a modo tal de no sobredimensionar el equipo y suplir un porcentaje x de la energía a lo largo del año.

Ya habiéndose establecido la capacidad necesaria, se procede a realizar cálculos de transferencia de calor en el subsuelo. Se toman en cuenta los valores de temperatura, conductividad y difusividad térmica del subsuelo facilitados por el CEGA. Esto permite hacer una estimación analítica del largo del circuito enterrado para cada cultivo, calculando un modelo radial de la tubería en el subsuelo. Cambiando las propiedades térmicas del terreno, se desarrolla el mismo estudio, considerando al hormigón esta vez como medio de conducción, de forma de evaluar la ventaja de su uso.

Esta estimación se efectúa tomando en consideración el material y diámetro de la tubería, así como la mezcla de agua – anticongelante que circula por estos. De esta manera, se busca que la disposición no sobreexplota el medio en el que se encuentra, tomando como base el caso de mayor demanda del sistema.

Se compara el largo total de las tuberías, así como la pérdida de carga para un circuito en serie y varios en paralelo, fijando la configuración a usar para cada cultivo.

Una modelación de la ubicación y separación de los tubos en 2D, considerando tuberías infinitas, permite tener una primera aproximación de la disposición final de los tubos para un colector en serie como en paralelo, así como el tamaño del circuito.

Posterior a esto, usando el mismo software multifísico (*ANSYS*), se modela el sistema de cañerías en el subsuelo en 3D, revisando los cálculos hechos anteriormente. La simulación es por Dinámica de Fluidos Computacional o *Computational Fluid Dynamics (CFD)*, que evalúa la térmica del sistema. Este sistema permite comprobar nuevamente, distintas temperaturas de tierra en base diferentes profundidades para los colectores horizontales, donde se busca evitar el congelamiento de esta. Con las interpolaciones y correcciones correspondientes en todos los sistemas, se llega a un resultado confiable para distintos modelos.

Todos estos cálculos son hechos para ambos cultivos, así como para la tierra y el hormigón como fuente geotérmica.

Se evalúan los equipos del diseño, a fin de tener un dimensionamiento del sistema. Se realiza una modelación de la inyección de calor al invernadero, tomando en cuenta el uso de ventiloconvectores.

Los equipos requeridos serán cotizados, así como sus costos de operación e instalación, tomando en consideración el precio del hormigón. De esta manera, se dispone de los datos para realizar finalmente la evaluación económica de proyecto, estimando la producción y venta de los vegetales.

Finalmente, se tiene el balance económico de la implementación del sistema, así como la disposición del colector, los equipos necesarios y todos sus cálculos pertinentes, comparando los resultados con el caso inicial, es decir, los invernaderos sin calefacción. Se compara el uso del colector horizontal versus uno vertical, utilizando un dimensionamiento y costo de este último, obtenido de datos comerciales en base a la demanda del invernadero, aproximando la solución con un diseño de colector ya hecho.

La metodología se ve resumida en el diagrama de bloque se la Figura 2.1.

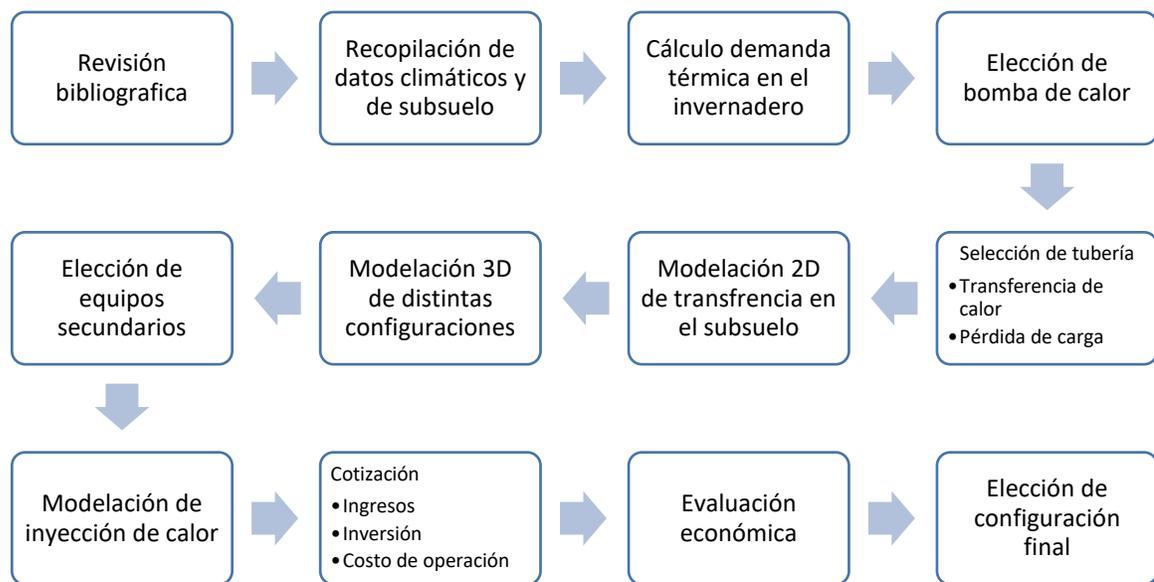


Figura 2.1 Diagrama de bloques de la metodología.

3 Antecedentes

3.1 CET Valle Verde

El CET Valle Verde se encuentra ubicado en el km 10 del camino que une Puerto Aysén con Coyhaique. Fue creado en 1999 con el objetivo de apoyar a la recuperación de sus reos reintegrándolos a la sociedad, a través del trabajo en diversos rubros, los cuales no solo se limitan al interior del recinto. Es a través de esto, que buscan desarrollar habilidades y aptitudes cognitivas, psicosociales, relacionales y laborales que les faciliten el proceso de su regreso a la sociedad.

El recinto penitencial posee diversas áreas de trabajo, como lo son el cultivo en los invernaderos, la construcción de bloques y panderetas de hormigón, la elaboración de mueblería, productos agrícolas, etc. Las labores fuera del CET se relacionan principalmente en tareas de construcción en obras menores y carpintería.¹

Los invernaderos que poseen se utilizan para la producción de diversas hortalizas, como lechugas, acelgas, cilantro, perejil y betarraga, así como también para el cultivo de flores. Estos abarcan un área total aproximada de 1.000 m², cuyo mapa de la zona se puede ver en la Figura 3.1 y Figura 3.2.

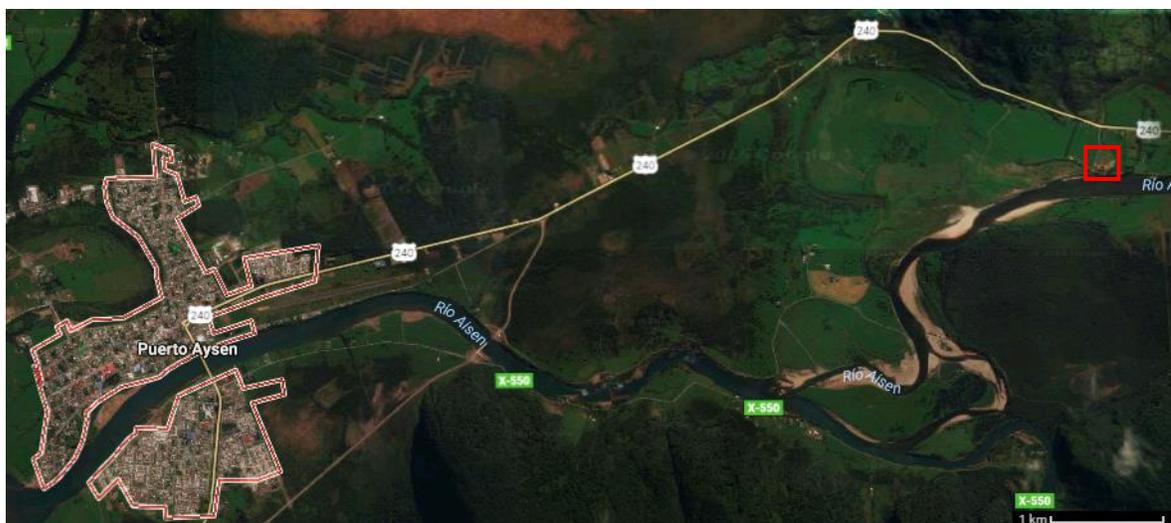


Figura 3.1 Ubicación del CET (recuadro rojo) con respecto a Puerto Aysén (a la izquierda).²

¹ Fuente: http://www.dpp.cl/sala_prensa/noticias_detalle/6301/el-cet-valle-verde-es-un-ejemplo-de-que-las-segundas-oportunidades-son-possibles

² Fuente: <https://www.google.cl/maps>

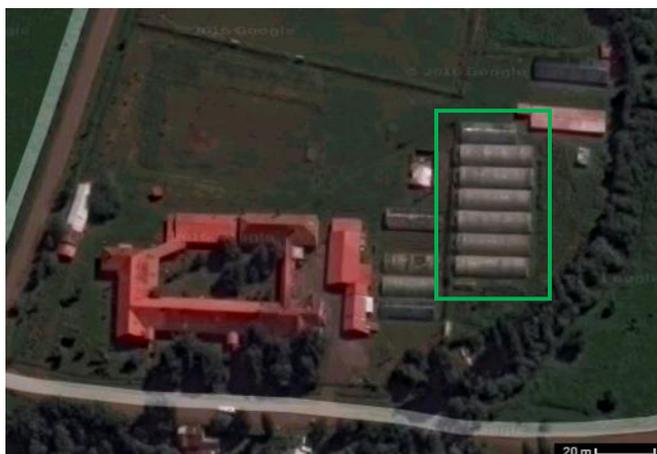


Figura 3.2 Vista ampliada del CET con los invernaderos (recuadro verde).²

3.2 Clima de la zona

La Región de Aysén se caracteriza por poseer un clima frío oceánico (clasificación climática de Köppen Cfc), de bajas temperaturas, con abundantes precipitaciones, fuertes vientos y humedad alta.

Estas condiciones climáticas provocan que la temperatura ambiente máxima del sector sea de $30,7^{\circ}\text{C}$, mínima de $-6,7^{\circ}\text{C}$ y con un promedio anual de $8,8^{\circ}\text{C}$. La evolución de la temperatura ambiente y la irradiancia solar total a lo largo del año pueden ser vistas en la Figura 3.3 y en la Figura 3.4. Estos parámetros, así como los de velocidad del viento, humedad relativa y temperatura de superficie, fueron obtenidos de la estación climática El Claro en Coyhaique (a 65 km de Puerto Aysén), cada hora desde el 24 de enero del 2015 hasta el 24 de enero del 2016 (período en que se midió el recurso en Coyhaique), perteneciente a la Red Agrometeorológica del Instituto de Investigaciones Agropecuarias (INIA), del Ministerio de Agricultura.³ Se utilizan los datos de esta estación, pues es la más cercana a Puerto Aysén con datos detallados cada una hora.

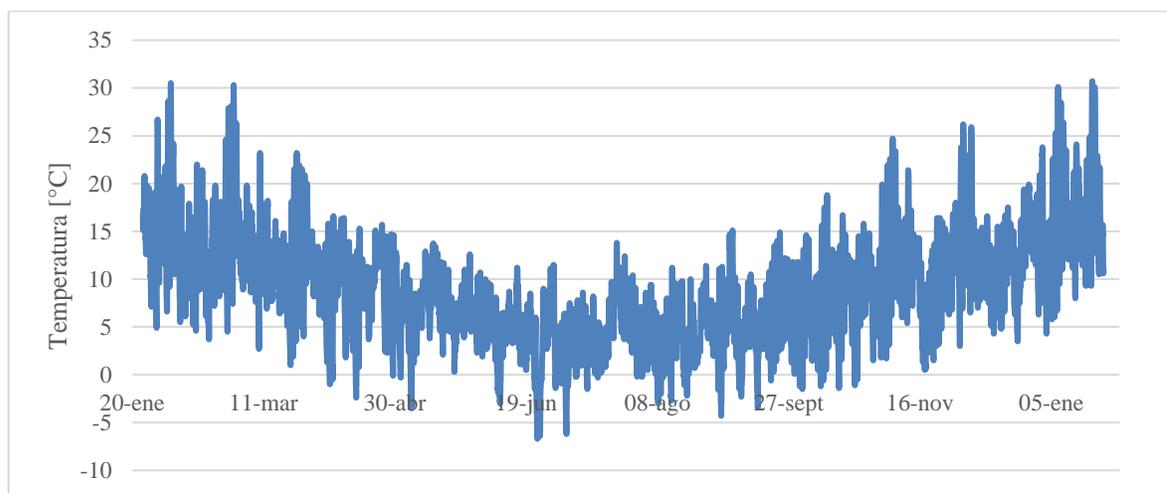


Figura 3.3 Temperatura ambiente de la zona durante 2015 – 2016.³

³ Fuente: <http://agromet.inia.cl/estaciones.php>

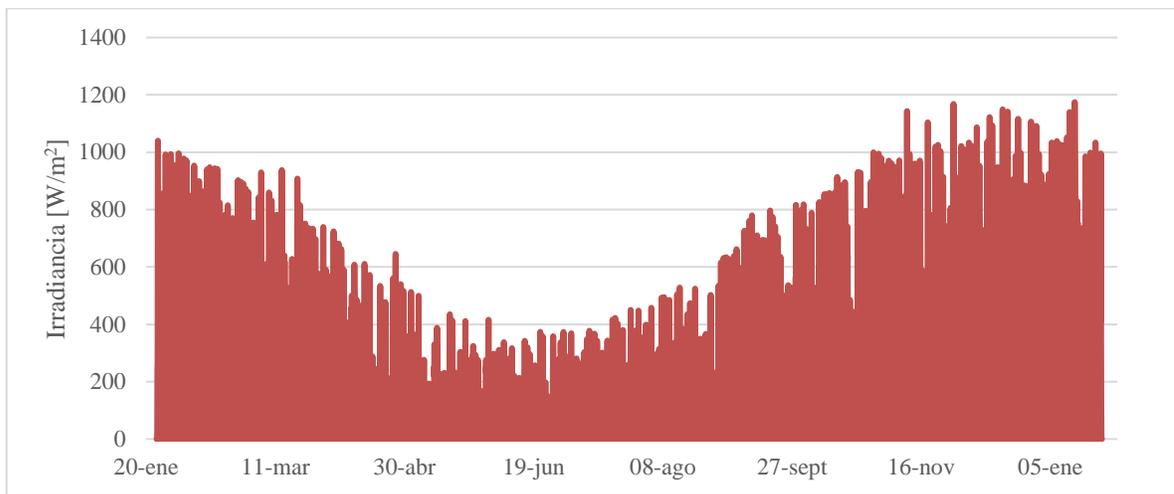


Figura 3.4 Irradiancia solar total durante 2015 – 2016.³

Un resumen de las temperaturas promedio mensuales medidas en la estación puede verse en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1 Temperatura mensual y anual promedio.³

Mes	Temperatura promedio [°C]
Enero	15,9
Febrero	14,3
Marzo	11,8
Abril	8,7
Mayo	6,7
Junio	4,2
Julio	3,9
Agosto	3,8
Septiembre	5,6
Octubre	7,7
Noviembre	10,9
Diciembre	12,4
ANUAL	8,8

Dichos valores no deben variar mayormente si se comparan con los de Puerto Aysén, que a pesar de poseer mayor nivel de precipitaciones, presenta una temperatura promedio similar a lo largo del año, incluso un poco más cálida en los meses más fríos [3].

3.3 Invernadero

Un invernadero es una estructura cerrada destinada a la horticultura, con la capacidad de generar condiciones de temperatura y humedad ideales para el cultivo de plantas. Son de diversas formas y tamaños, y poseen generalmente una cubierta exterior translúcida que permite el ingreso de radiación solar al recinto, vital para el desarrollo de cualquier vegetal, que a su vez aumenta la temperatura del lugar debido a su aislación.

Las cubiertas de los invernaderos son de vidrio o de materiales plásticos. De estos últimos pueden ser películas o films: polietileno (PE), cloruro de polivinilo (PVC), etileno vinilo de acetato (EVA); o ser en placas: policarbonato (PC), polimetacrilato, poliéster, etc. Junto a esto, se pueden clasificar en base a su forma como tipo venlo, capilla, parral, túnel, entre otros.

Los invernaderos del CET Valle Verde, posee una cubierta de PC de 4 mm de espesor, material cuyas propiedades termodinámicas pertinentes al estudio se ven en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2 Propiedades del policarbonato

Coefficiente de conductividad térmica [W/(m·K)]	0,19
Coefficiente de absortividad solar	0,08
Coefficiente de transmisividad solar	0,77
Coefficiente de emisividad térmica	0,93
Coefficiente de transmisividad térmica	0,03

Fuente: [4].

En cuanto a sus dimensiones, poseen un largo de 24,2 m, un ancho de 6,2 m y un alto de 3 m, que pueden ser mejor apreciados en la Figura 3.5.

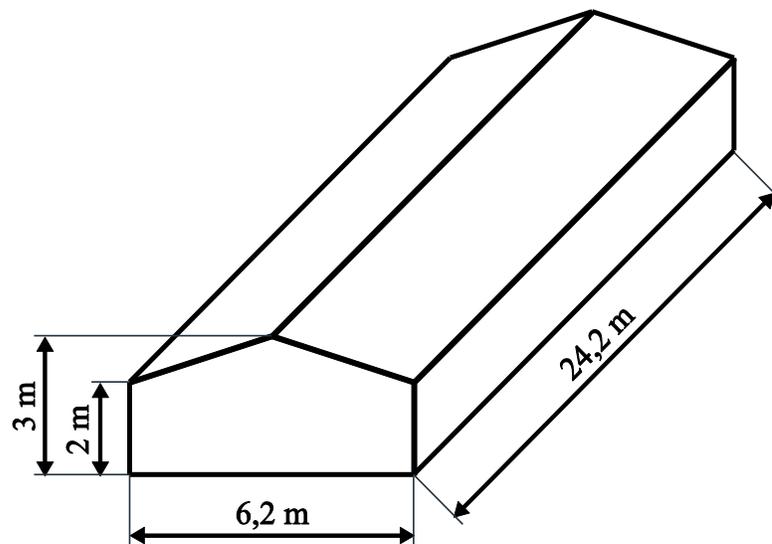


Figura 3.5 Dimensiones de los invernaderos a estudiar. Elaboración propia.

Dependiendo de la zona, las plantas cultivadas, la cobertura del invernadero y el nivel de control ambiental, hacen que la energía necesaria para calentar 1 m² de superficie de invernadero, vaya desde 500 a 2.700 MJ/(m²·año) [5].

3.4 Cultivos

El conocimiento del cultivo es esencial para saber la temperatura y humedad que se debe tener dentro del invernadero para un óptimo desarrollo de las plantas. Como se menciona anteriormente, actualmente el CET cosecha lechugas, acelgas, cilantro, perejil y betarraga. Dado que la lechuga es la de mayor compra entre estas, se toma como referente para el estudio. A su vez, también se analiza el cultivo de tomate, dado su alto consumo en el país (ver Figura 3.6).



Figura 3.6 Cultivos de lechuga (izquierda) y tomate (derecha).⁴

Los cultivos poseen varias etapas durante su período de vida (germinación, crecimiento y maduración), las cuales poseen requerimientos distintos para su desarrollo ideal. De estas, la de mayor duración es la fase de crecimiento, por lo que los datos considerados corresponden a este período.

Gran parte de las hortalizas y frutas requieren de una diferencia de temperatura entre el día y la noche, debido a que procesos diferentes ocurren durante estos períodos, caracterizándose la fotosíntesis durante el día y el transporte de azúcares durante la noche. Junto a esto, se requiere de un adecuado régimen higrométrico para optimizar estos procesos.

Las propiedades climáticas para el desarrollo de la lechuga y el tomate en la etapa de crecimiento pueden ser vistos en la Tabla 3.3.

Tabla 3.3 Condiciones de cultivo para la lechuga y el tomate.

<i>Cultivo</i>	Temperatura día [°C]	Temperatura noche [°C]	Temperatura mínima [°C]	Temperatura máxima [°C]	Humedad relativa [%]
<i>Lechuga</i>	18	8	0	30	80
<i>Tomate</i>	26	16	0	30	80

Fuente: [6], [7].

Junto a la temperatura, también es necesario conocer el rendimiento de estos en el terreno y su período de cultivo. En un rango óptimo, se pueden cultivar entre 12 a 16 cabezas de lechuga por metro cuadrado, e incluso 18 si trata de una variedad de tamaño pequeño. En cuanto a su período de cosecha, va entre los 35 a los 60 días después del trasplante [6].

⁴ Fuente: <http://www.semilleriasanalfonso.cl/>

El tomate, por su parte, debería presentar un rendimiento que supere las 60 ton/ha, idealmente mayor a 80 ton/ha, en el caso de cultivo al aire libre. Un rendimiento normal en invernadero es de 100 ton/ha, y uno bueno supera las 120 ton/ha. Estos poseen un período de cosecha de entre 3 a 4 meses [7].

3.5 Balance energético en invernaderos

La demanda energética de un invernadero depende de la relación entre las condiciones climáticas exteriores y las necesidades ambientales de los cultivos dentro del invernadero. El control climático mejora el confort de las plantas y ayuda a conseguir los objetivos productivos del invernadero. Resolver el balance de energía permite conocer la potencia de calefacción o refrigeración necesarios para estar en óptimas condiciones.

Los principales datos que caracterizan una zona son: la intensidad máxima de radiación solar, la temperatura y humedad, y la dirección y velocidad media del viento. Una correcta aislación del invernadero, permite un óptimo uso de la energía.

El balance de energía en el invernadero es analizado en base a lo estipulado en el informe “Ahorro y eficiencia energética en invernaderos” [4]. Considerando esto se tiene la Ecuación (3.1), que se ve graficada en la Figura 3.7.

$$\dot{R}_n + \dot{Q}_{cal} = \dot{Q}_{cc} + \dot{Q}_{ren} + \dot{Q}_{evap} + \dot{Q}_{suelo} \quad (3.1)$$

Donde:

\dot{R}_n : Radiación neta [W]

\dot{Q}_{cal} : Energía calorífica que es necesaria aportar o eliminar del invernadero [W]

\dot{Q}_{cc} : Calor por conducción-convección con el ambiente [W]

\dot{Q}_{ren} : Calor sensible y latente por la renovación del aire interior [W]

\dot{Q}_{sue} : Conducción a través del suelo [W]

\dot{Q}_{evp} : Calor latente consumido en la evapotranspiración de las plantas y el suelo [W]

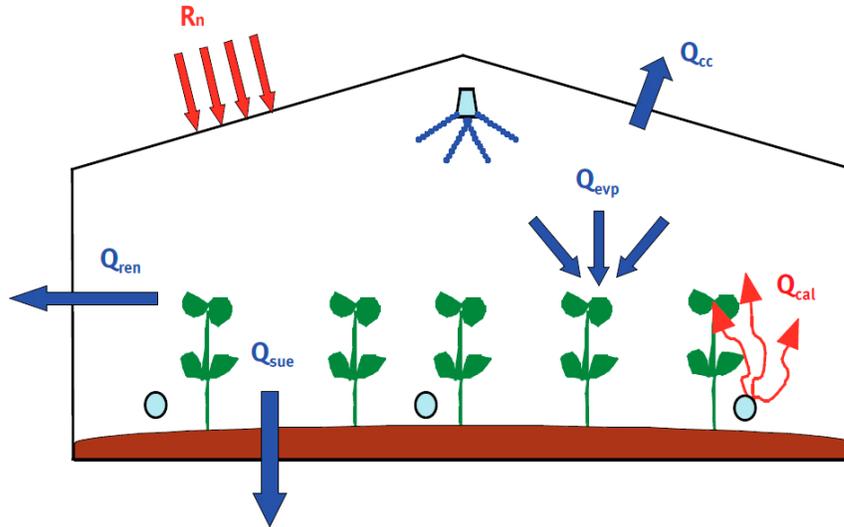


Figura 3.7 Balance energético en un invernadero. Ref. [4].

3.5.1 Radiación neta

La radiación neta del invernadero se puede separar en dos casos particulares: radiación solar y la emisividad o absorptividad del invernadero y el ambiente (radiación térmica).

$$\dot{R}_n = \dot{R}_{Sol} + \dot{R}_{ter} \quad (3.2)$$

\dot{R}_{Sol} : Radiación solar [W]

\dot{R}_{ter} : Radiación térmica [W]

3.5.1.1 Radiación solar

La radiación solar es el conjunto de radiaciones electromagnéticas emitidas por el Sol. Estas vienen en distintas longitudes de onda, de las cuales, las que llegan en mayor cantidad a la superficie terrestre se encuentran en el rango de lo conocido como espectro visible (con longitudes de onda entre 390 a 750 nm).

En este sentido, la energía recibida en el invernadero corresponde a la suma de la radiación absorbida por las paredes del invernadero, el suelo y los cultivos, como se ve en la Ecuación (3.3) y en la Figura 3.8.

$$\dot{R}_{Sol} = S_s [G_G \cdot (\alpha_{Sol} + \tau_{Sol} \cdot \alpha_s)] \quad (3.3)$$

Donde:

S_s : Superficie del suelo del invernadero [m²]

G_G : Irradiancia solar global [W/m²]

α_{Sol} : Coeficiente de absorptividad de la cubierta para la radiación solar

τ_{sol} : Coeficiente de transmisividad de la cubierta para la radiación solar

α_s : Coeficiente de absorptividad de las plantas y el suelo para la radiación solar

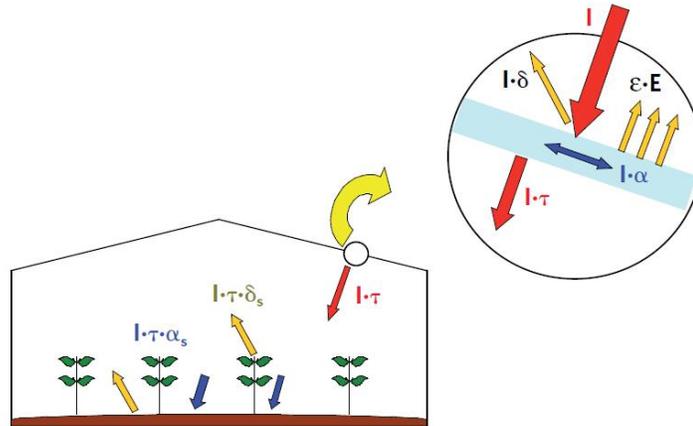


Figura 3.8 Balance radiación solar. Ref. [4].

Este último término es calculado de la siguiente manera.

$$\alpha_s = \alpha_{pla} \cdot f_p + (1 - \rho_{sue})(1 - f_{pla}) \quad (3.4)$$

α_{pla} : Coeficiente de absorptividad de la planta para la radiación solar

f_{pla} : Fracción del suelo cubierto por las plantas

ρ_{sue} : Albedo del suelo para la radiación solar

Para los casos de estudio, se tiene que α_{pla} es 0,81, f_{pla} 0,4 y ρ_{sue} un 5% [4].

3.5.1.2 Radiación térmica

Por su parte, puesto que tanto el invernadero como el ambiente poseen una temperatura mayor al cero absoluto, emiten radiación electromagnética. Esta longitud de onda depende la temperatura y el material, pero se considera que su mayor parte se encuentra entre 2.500 a 40.000 nm. Estas siguen la ley de Stefan-Boltzmann visto en la Ecuación (3.5).

$$\dot{R}_{ter} = S_c \cdot \sigma \cdot \tau_{ter} \cdot \varepsilon_{ter} (T_{ext}^4 - T_c^4) \quad (3.5)$$

Con:

S_c : Superficie de la cubierta [m^2]

σ : Constante de Stefan-Boltzmann ($5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$)

τ_{ter} : Coeficiente de transmisividad de la cubierta para la radiación térmica

ε_{ter} : Constante de emisividad de la cubierta para la radiación térmica

T_{ext} : Temperatura absoluta del exterior del invernadero (ambiente) [K]

T_c : Temperatura absoluta de la cubierta [K]

3.5.2 Calor por conducción-convección

Debido a la diferencia de temperatura existente entre el interior del invernadero y el ambiente, existe una transferencia de calor. Este valor es expresado como sigue:

$$\dot{Q}_{cc} = S_c \cdot U_{cc} \cdot (T_{int} - T_{ext}) \quad (3.6)$$

U_{cc} : Coeficiente global de conducción-convección [W/(m²·K)]

T_{int} : Temperatura al interior del invernadero [K]

A su vez, este coeficiente global es calculado como:

$$U_{cc} = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \frac{e_c}{\lambda_c} + \frac{1}{h_{ext}}} \quad (3.7)$$

Donde:

h_{int} : Coeficiente de convección del interior del invernadero [W/(m²·K)]

e_c : Espesor de la cubierta [m]

λ_c : Conductividad térmica del material de cobertura [W/(m·K)]

h_{ext} : Coeficiente de convección superficial del exterior del invernadero [W/(m²·K)]

Los coeficientes de convección a su vez pueden ser aproximados en base a las siguientes formulas [4]:

$$h_{int} = 1,95 \cdot (T_c - T_{int})^{0,3} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \text{ para } (T_c - T_{int}) \leq 11,1^\circ C$$
$$h_{int} = 7,2 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \text{ para } (T_c - T_{int}) > 11,1^\circ C \quad (3.8)$$

Por otro lado, el coeficiente de convección exterior depende de la velocidad del viento. Dado que el invernadero a estudiar está hecho de placas sólidas, se considera a este como un invernadero de plástico, por lo que [4]:

$$h_{ext} = 7,2 + 3,84 \cdot v_{viento} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad (3.9)$$

v_{viento} : Velocidad del viento [m/s]

3.5.3 Calor sensible y latente por la renovación del aire interior

La entrada de aire al invernadero procedente del exterior supone una pérdida o ganancia de energía dependiendo de las diferencias de temperatura y humedad entre el aire interior y el ambiente. Esto se ve expresado en la Ecuación (3.10) [4].

$$\dot{Q}_{ren} = V_{inv} \cdot \frac{R_{aire}}{3600} \cdot \rho_{aire} [c_{pa}(T_{int} - T_{ext}) + \lambda_o(x_{int} - x_{ext}) + c_{pv}(x_{int} \cdot T_{int} - x_{ext} \cdot T_{ext})] \quad (3.10)$$

Siendo:

V_{inv} : Volumen del invernadero [m³]

R_{aire} : Tasa de renovación de aire [hr⁻¹]

ρ_{aire} : Densidad del aire [kg/m³]

c_{pa} : Calor específico del aire [J/(kg·K)]

λ_o : Calor latente de vaporización [J/kg]

x_{int} : Humedad absoluta interior [kg/kg]

x_{ext} : Humedad absoluta exterior [kg/kg]

c_{pv} : Calor específico del vapor recalentado (a 0° C es 1.875,7 J/(kg·K))

La renovación de aire en los invernaderos se realiza debido a que las plantas generan más O₂ en la fotosíntesis, que CO₂ durante su respiración, por lo que, al estar en un lugar aislado, se produce un exceso de O₂ sin suficiente CO₂ para la fotosíntesis. Pero junto a esto, existe una renovación de aire propia en los invernaderos debido a infiltraciones en su construcción, cuyo valor se aproxima a 0,75 renovaciones/hr. Debido a que las ventilaciones de los invernaderos se cierran usualmente durante la noche, para no dejar escapar el aire temperado, se considera que en este período la renovación R_{aire} es producto únicamente de las infiltraciones. Por otro lado, durante el día (cuando se tienen las ventilaciones abiertas), se considera una renovación de aire por hora en el invernadero, sumado a las infiltraciones, es decir 1,75 renovaciones/hr.

Por su parte el calor latente de vaporización se calcula como [4]:

$$\lambda_o = 2502535,259 - 2385,76424 \cdot T_{int} [^{\circ}C] \quad (3.11)$$

Mientras que la humedad absoluta de una masa de aire húmedo es:

$$x = 0,6219 \cdot HR \cdot \frac{e_s}{P_{amb} - HR \cdot e_s} \quad (3.12)$$

HR : Humedad relativa

e_s : Presión de saturación de vapor [hPa]

P_{amb} : Presión ambiental [hPa]

Ya que el invernadero no es un sistema hermético, se considera que este posee una presión interior igual a la atmosférica, que es función de la altitud. Dado que el sector a estudiar se encuentra casi a nivel del mar (8 m.s.n.m.), se asume la presión atmosférica como 1.013,25 [hPa]. Por otro lado, la presión de saturación de vapor depende de la temperatura T (en grados Celsius), calculándose como:

$$e_s = 6,1078 \cdot \exp\left(\frac{17,269 \cdot T[^\circ C]}{T[^\circ C] + 237,3}\right) \quad (3.13)$$

3.5.4 Conducción a través del suelo

Al igual que con la conducción-convección con el ambiente, el invernadero presenta una transferencia de calor con el subsuelo debido a sus diferentes temperaturas, lo que es calculado con la Ecuación (3.14)

$$\dot{Q}_{sue} = \lambda_s \cdot S_s \cdot \frac{T_{int} - T_{sub}}{z} \quad (3.14)$$

Donde:

λ_s : Coeficiente de conductividad térmica del subsuelo [W/(m·K)]

T_{sub} : Temperatura del subsuelo [K]

z : Profundidad a la que se mide la diferencia de temperatura [m]

3.5.5 Calor latente consumido en la evapotranspiración

La evapotranspiración corresponde a la pérdida de humedad, ya sea por la evaporación directa de una superficie, o por la pérdida de agua por la transpiración vegetal. A pesar de ser dos mecanismos diferentes que ocurren de manera independiente, ocurren por lo general de manera simultánea y dificultando un análisis por separado, por lo que la evaporación y transpiración se engloban en este concepto más amplio, cuyo calor perdido en el proceso viene dada por la Ecuación (3.15).

$$\dot{Q}_{evp} = \lambda_o \cdot ET_c \cdot S_s \quad (3.15)$$

Por su parte, la evapotranspiración del cultivo ET_c [mm/hr], viene dado por [8]:

$$ET_c = k_c \cdot ET_o \quad (3.16)$$

k_c : Coeficiente de cultivo

ET_o : Evapotranspiración potencial dentro del invernadero [mm/hr]

El coeficiente de cultivo es una relación entre la evaporación y transpiración de un cultivo de referencia y el cultivo estudiado. Dado que las características del cultivo varían durante el período de crecimiento, el k_c también varía, aumentando a medida que la planta crece, además de ser propios para cada planta. De este modo la media de los coeficientes de cultivo para la lechuga y el tomate son 1,00 y 1,15 respectivamente [8].

La evapotranspiración potencial, corresponde a un valor para un cultivo hipotético, cuyas características son conocidas y que corresponden a un cultivo de pasto de altura uniforme, que no se ve sometido a un déficit hídrico y en óptimas condiciones de crecimiento. Esta es calculada en base a la ecuación FAO Penman-Monteith como [8]:

$$ET_o = \frac{0,408 \cdot \Delta \left(\dot{R}_n \left[\frac{MJ}{m^2 \cdot hr} \right] - \dot{Q}_{sue} \left[\frac{MJ}{m^2 \cdot hr} \right] \right) + \frac{37,5 \cdot \gamma}{T[^\circ C]} \cdot v_{int} \cdot DPV}{\Delta + \gamma(1 + 0,34 \cdot v_{int})} \quad (3.17)$$

Donde:

Δ : Pendiente de la curva de presión de vapor [kPa/°C]

γ : Constante psicrométrica [kPa/°C]

v_{int} : Velocidad del aire en el invernadero [m/s]

DPV : Déficit de presión de vapor en el interior del invernadero [kPa]

$$\Delta = 409,8 \cdot \frac{e_{si}}{(T + 237,3)^2} \quad (3.18)$$

e_{si} : Presión de saturación de vapor del interior del invernadero [kPa]

$$\gamma = c_{pa} \cdot \frac{P_{amb}}{0,6219 \cdot \lambda_o} \quad (3.19)$$

$$DPV = e_{si} - e_{ai} \quad (3.20)$$

e_{ai} : Presión de vapor absoluta del interior del invernadero [kPa]

3.6 Bombas de calor

La bomba de calor transfiere energía térmica desde una región de menor temperatura hasta otra de mayor temperatura, gracias a un trabajo aportado desde el exterior. Por el sistema circula un fluido que al pasar por el foco frío se evapora (1-2), extrayendo calor del medio alrededor del circuito. Posterior a eso, pasa por un compresor, subiéndole la presión y temperatura (2-3), para luego atravesar el foco caliente liberando calor, condensando de esta manera el fluido (3-4). Finalmente pasa por una válvula que le disminuye la presión y temperatura (4-1), completando el ciclo (ver Figura 3.9).

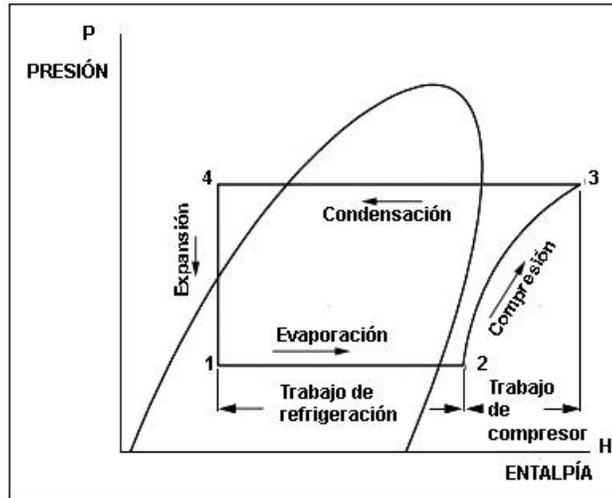


Figura 3.9 Diagrama de Mollier de una bomba de calor.⁵

La bomba de calor puede realizar un intercambio de calor directo con los medios a los que les extrae y entrega calor (usualmente para sistemas pequeños), así como tener intercambiadores de calor para traspasar la energía a otro circuito que transporte el calor de los medios (Ver Figura 3.10).

Las bombas de calor se pueden clasificar según el medio de origen y de destino de la energía como: aire – aire, aire – agua, agua – aire, agua – agua, tierra – aire y tierra – agua, siendo estas últimas dos las correspondientes a las geotérmicas.

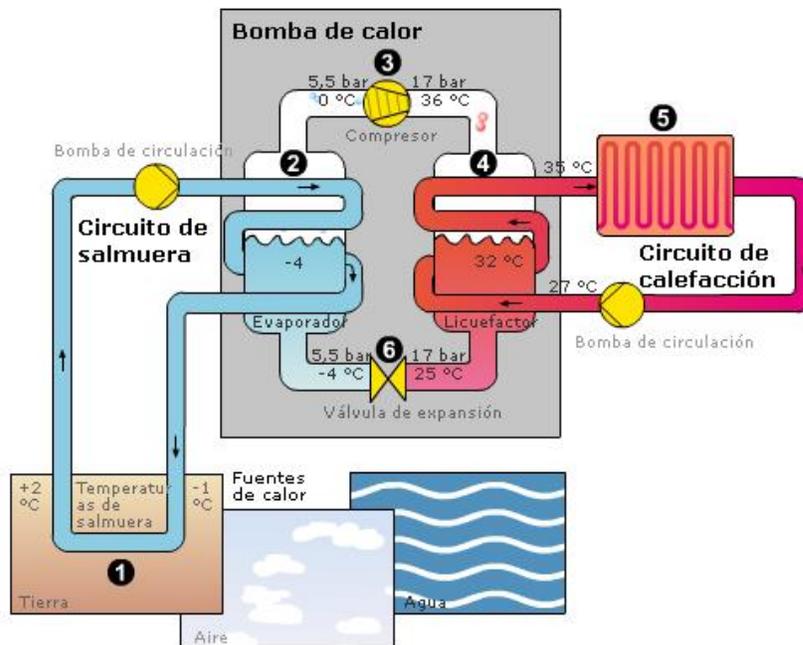


Figura 3.10 Esquema de bomba de calor.⁶

⁵ Fuente: <http://www.sapiensman.com/>

⁶ Fuente: <http://www.dimplex.de/es.html>

A diferencia de una máquina frigorífica, la cual busca enfriar y mantener frío el espacio frío, la bomba busca aportar calor y mantener caliente el espacio caliente. Ambas máquinas funcionan con las mismas etapas, refrigerantes y elementos, por lo que es posible hacer una bomba de calor reversible añadiendo una válvula inversora de cuatro vías, las cuales invierten el sentido de circulación del fluido frigorífico, permitiendo entregar calor al exterior y extraer del interior.

Una de las características más atractivas de las bombas de calor en general es que transportan más energía de la que necesitan para operar. Debido a esto, poseen un rendimiento mayor a uno, el cual es calculado en base al calentamiento o enfriamiento proporcionado, y la electricidad consumida por el equipo. A este coeficiente se le llama Coeficiente de Operatividad o *Coefficient Of Performance* (COP):

$$COP = \frac{\dot{Q}}{\dot{W}} \quad (3.21)$$

Donde:

\dot{Q} : Calor entregado por la bomba [W]

\dot{W} : Trabajo consumido por la bomba [W]

3.7 Fuente geotérmica

El uso directo de la energía geotérmica no debe confundirse con los sistemas de generación eléctrica con estas fuentes. En esta última se requieren fuentes de calor de alta temperatura (sobre los 90° C), que usualmente están alimentados por la actividad magmática de la zona. Este calor es extraído mediante la circulación del fluido geotermal (principalmente agua), el cual puede pasar por una turbina o usarse para calentar el fluido que pase por esta, dependiendo de la composición y temperatura que tenga el fluido geotermal.

El uso directo por otro lado, no genera energía eléctrica, en cambio utiliza la energía térmica que se extrae para diversos procesos. Como se menciona anteriormente, a su vez a los usos directos se pueden separar en el uso directo de agua caliente y en bombas de calor. En el primer caso, se requiere de una fuente de calor (sobre los 30° C), el cual es usado para variadas aplicaciones, como climatización, termas, secado de productos, descongelación e invernaderos. En cambio, las bombas de calor aprovechan la inercia térmica del subsuelo y su temperatura constante a lo largo del año para obtener una alta eficiencia del sistema, no requiriéndose una fuente caliente, pudiéndose instalar en cualquier lugar.

Esta inercia térmica es debido al calor específico y conductividad térmica del suelo. Esto genera que los efectos de la radiación solar, temperatura ambiente, precipitaciones, entre otros, decaigan rápidamente con la profundidad, aminorando la variación de temperatura, lo que se ve representado en la Figura 3.11

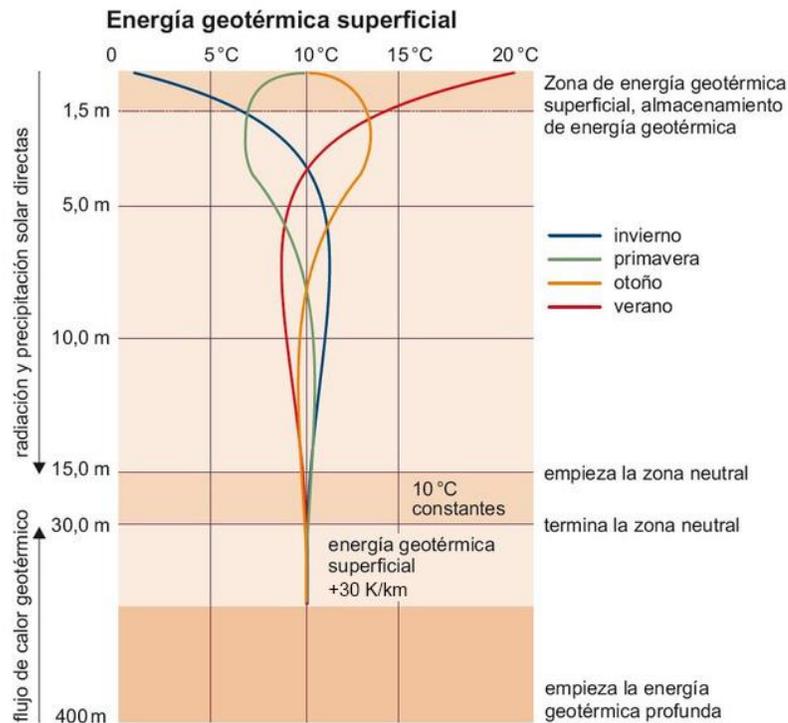


Figura 3.11 Distribución típica de temperatura en base a la profundidad y época del año.⁷

Si se desciende lo suficiente, se llega a un punto en donde la temperatura del subsuelo aumenta un valor promedio de 30 K/km. Este gradiente geotérmico es producto de las altas temperaturas existentes en el núcleo de la Tierra. Sin embargo, este gradiente no es un valor constante, y en realidad depende más de las condiciones geológicas locales, como la composición química, existencia de material radiactivo, movimientos convectivos, etc.

La temperatura para profundidades relativamente bajas, se puede calcular en función de la profundidad y la época del año, según lo estipulado en la Ecuación (3.22) [9].

$$T(z, t) = T_m - A_s \cdot \exp\left(-z \sqrt{\frac{\pi}{365 \cdot \alpha}}\right) \cdot \cos\left[\frac{2\pi}{365} \left(t - t_o - \frac{z}{2} \sqrt{\frac{365}{\pi \cdot \alpha}}\right)\right] \quad (3.22)$$

Donde:

z : Profundidad [m]

t : Día del año [día]

T_m : Temperatura media anual del suelo [°C]

A_s : Oscilación de temperatura [°C]

⁷ Fuente: <http://www.solarpraxis.de/>

α : Difusividad térmica del suelo [$\text{m}^2/\text{día}$]

t_o : Desfase [día]

El suelo posee diversos mecanismos de transferencia de calor (principalmente conducción y en segundo lugar convección), cuyas propiedades dependen principalmente del contenido de agua, así como la densidad del suelo, y por lo tanto también por los componentes mineralógicos y las propiedades químicas del agua en los poros de las rocas. Congelación y descongelación también pueden transferir un calor significativo, pero estos procesos deben ser evitados ya que cambia las propiedades del terreno, aumentando la conductividad al congelarse, pero disminuyendo la capacidad térmica.

Pero los sistemas geotérmicos también hacen uso de hormigón como medio al cual intercambiar calor. Esto es debido a que el hormigón posee una mejor conductividad térmica que el suelo generalmente y una buena capacidad calórica, resultando en un medio ideal para el intercambio de calor en colectores cerrados. Esto resulta ventajoso en edificaciones, puesto que este material ya es utilizado por razones estructurales, por lo que no requieren una instalación adicional, a diferencia del caso de estudio, donde el hormigón sería un agregado [10].

Los datos de las propiedades térmicas del terreno en el CET fueron facilitados por el CEGA, los cuales pueden ser vistos en Tabla 3.4.

Tabla 3.4 Propiedades térmicas de las fuentes geotérmicas.

	Conductividad [W/(m·K)]	Capacidad calórica [MJ/(m ³ ·K)]	Difusividad [mm ² /s]
<i>Suelo</i>	0,674	2,970	0,227
<i>Hormigón</i>	1,400	1,841	0,761

Fuente: Ref. [10].

Junto a esto, se dispone de la temperatura del subsuelo a 1,45 m de profundidad durante el mismo período de tiempo que los datos de la estación climática, también entregados por el CEGA, los cuales se ven graficados en la Figura 3.12.

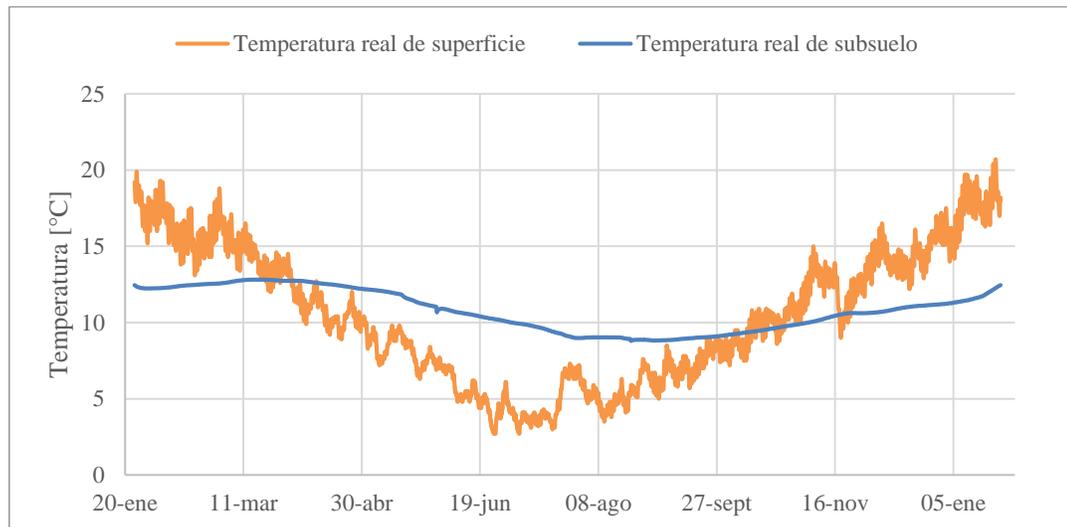


Figura 3.12 Temperatura del suelo durante 2015 – 2016.

3.8 Bomba de calor geotérmica

Las bombas de calor geotérmicas tienen el mayor uso de energía y potencia instalada a lo largo del mundo, igual a un 55,15% y 70,9% del uso directo de la energía geotérmica. La capacidad instalada es de 50,258 MW_t y uso de energía de 326,848 TJ/año, ubicándose en 48 países en el año 2015 [2].

Como se menciona anteriormente, las bombas de calor geotérmicas extraen el calor de la tierra. Estas poseen un COP entre 3 – 5, en cambio las bombas con aire como recurso entre 2,3 – 3,5. Por otro lado, los calefactores eléctricos presentan un COP igual a 1 y los hornos a gas natural entre 0,78 – 0,97 [11]. Sin embargo, a pesar de tener un rendimiento mayor que los otros sistemas, posee costos iniciales substancialmente mayores, los cuales radican principalmente por todo lo relacionado a la instalación del circuito a tierra y los equipos, además de no poseer un mercado muy desarrollado, especialmente en los colectores cerrados.

Los sistemas de bombas de calor geotérmicas están compuestos por tres partes principales: la bomba de calor, conexión a tierra (o agua) y el sistema de distribución de calor interno. En el primero, el refrigerante que circula por la bomba depende de las características y requerimientos del sistema, usándose por ejemplo R-410A (que reemplaza al R22).

Existen diversas configuraciones para realizar la conexión a tierra, separándose principalmente en colectores abiertos o cerrados. De los circuitos cerrados, las configuraciones más comunes son los colectores verticales y los horizontales. El primero consiste en un arreglo de tubos en U que se disponen verticalmente, requiriéndose la perforación de un pozo (entre 30 a 200 m). El colector horizontal por otro lado, es enterrado en una zanja de poca profundidad (entre 1,6 a 2 m), siendo más económico que el colector vertical, pero requiriendo una mayor área (variando entre un 30 a un 150% de la superficie a climatizar dependiendo de la necesidad). En estos circula usualmente una mezcla de agua con anticongelante, el que puede ser glicol, propilenglicol o metanol. Una tabla con los valores termodinámicos pertinentes de mezclas agua – glicol puede ser visto en el Anexo A.

Por otro lado, los colectores abiertos consisten en sistemas de extracción y reinyección del agua subterránea, permitiendo rendimientos superiores (ver Figura 3.13).

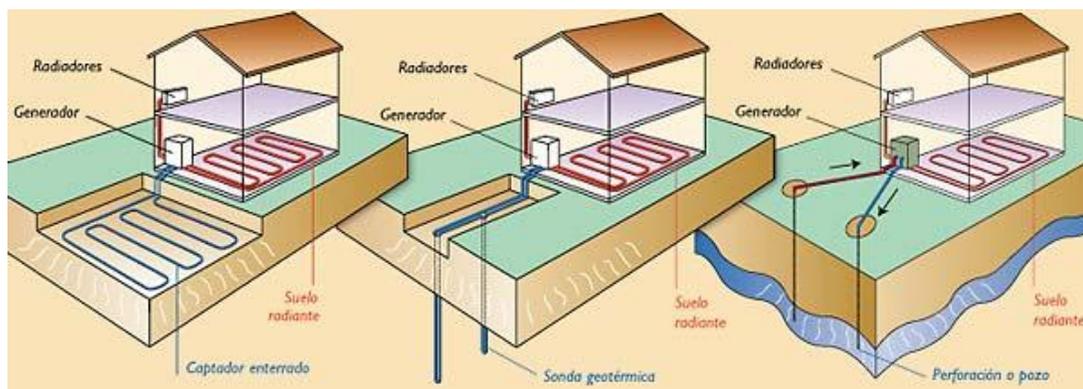


Figura 3.13 Tipos de colectores. De izquierda a derecha, colector horizontal, vertical y abierto.⁸

⁸ Fuente: <http://www.davofrio.com/>

Los sistemas verticales poseen una gran inversión inicial donde, por ejemplo, para un sistema de entre 6 a 14 kW instalados en Nápoles y Milán, con una conductividad térmica del subsuelo igual a $2,5 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ y una capacidad calórica igual a $2,5 \text{ MJ}/(\text{m}^3\cdot\text{K})$, costaron alrededor de €26.500, es decir, cerca de 18,5 millones de pesos, de los cuales €4.000 se invirtieron en 4.800 m de tubería, €3.500 de costos de instalación, y €19.000 en la bomba de calor. La gran ventaja de este sistema es su alto COP, de alrededor de 4,6, lo que reduce considerablemente el consumo en lo que dura el proyecto [12].

A su vez, estos colectores tienen diferentes configuraciones. Por ejemplo, los colectores horizontales pueden dividirse en tres configuraciones principales:

- Colectores en serie: Son los más básicos y comunes, por el cual el fluido circula por una única tubería, lo que permite tener una trayectoria de fluido perfectamente definida, teniendo una purga sencilla. Sin embargo, estas requieren de un diámetro mayor para los tubos debido a la pérdida de carga que se produce, lo que limita su longitud.
- Colectores en paralelo: Se tienen filas de tuberías en paralelo conectadas a una entrada y salida común, lo que disminuye las pérdidas de carga, lo que a su vez permite disminuir el diámetro de los tubos, así como la cantidad de fluido de intercambio. La desventaja que presentan estos sistemas, es que resulta más complicado eliminar el aire dentro del circuito, además de generar problemas para equilibrar el fluido en los distintos bucles.
- Colectores slinky: El fluido pasa por una tubería que es enrollada con forma de espiral en el subsuelo, disminuyendo su espacio de implementación.

Los dos primeros corresponden a colectores lineales, y son los que se centra el estudio (Ver Figura 3.14).

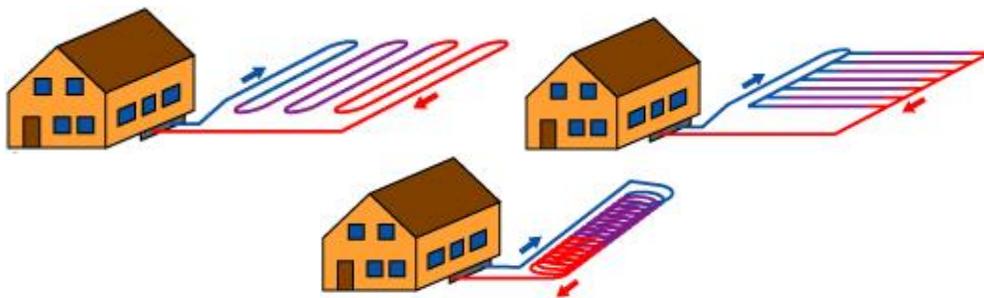


Figura 3.14 Colectores horizontales. Colector en serie (izquierda), colector en paralelo (derecha), colector slinky (abajo).⁹

Los costos de excavación y el largo de la tubería son factores cruciales en el diseño de estos sistemas. La distancia normal entre las tuberías lineales es de 30 cm para sistemas pequeños y de operación intermitente. Pero esta distancia puede aumentar en el diseño del sistema en otros casos, de forma de disminuir los efectos de la interferencia térmica entre las tuberías [13].

⁹ Fuente: <http://www.s-climate-s.com.ua/>

La distancia entre centros presenta un comportamiento hiperbólico, indicando que a pequeñas distancias los efectos negativos serán mayores en el fluido, teniendo a su vez una distancia crítica, en la cual los efectos en la temperatura en el fluido no varían notablemente, sin importar el aumento de la separación. Para un terreno con una conductividad de $1,64 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ y difusividad de $9,53\cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$, se tiene que esta distancia es cercana a los $0,7 \text{ m}$, si se tiene un consumo continuo de 50 h [14].

Por otro lado, la difusividad del suelo también posee un valor crítico igual $9\cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, donde valores mayores no generaran una variación de temperatura apreciable a la salida del flujo.

3.8.1 Extracción de calor

Para el diseño del intercambiador enterrado el primer parámetro que debe considerarse, es la bomba a utilizarse. Esta determina el calor intercambiado con el suelo, el caudal circulante por el circuito, además de fijar el COP del sistema en base a sus curvas características.

Junto a esto, se toma en cuenta la dimensión y material de las tuberías. Estas suelen ser de polietileno de alta densidad (HDPE), polietileno reticulado (PEX) o polibutileno (PB), siendo los dos primeros los más utilizados. El PEX es más flexible y soporta mayores temperaturas que el HDPE, pero suele ser más costoso, ambos con una conductividad térmica de $0,41 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$. Por su parte, el PB tiene una conductividad de $0,38 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$.

Como parámetro de diseño, el diámetro máximo que deben tener las tuberías es tal que permita la existencia de un flujo turbulento dentro de este, maximizando la transferencia de calor. En base a esto se tiene que:

$$Re = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot \nu \cdot \phi_{int}} > 4.000 \quad (3.23)$$

Donde:

Re : Número de Reynolds

Q : Caudal [m^3/s]

ν : Viscosidad cinemática [m^2/s]

ϕ_{int} : Diámetro interior de la tubería [m]

3.8.1.1 Intercambio de calor

El cálculo del largo del intercambiador se hace considerando que el intercambiador en el suelo se comporta como una fuente o receptor de calor con un espesor pequeño y longitud infinita, por lo que sólo hay flujo de calor en el sentido radial. Dado que el fluido varía su temperatura a medida que avanza en la tubería, pero el subsuelo mantiene una temperatura constante por todo su recorrido, se tiene que el flujo de calor \dot{Q}_{sub} esta dado por:

$$\dot{Q}_{sub} = U_{sub} \cdot A_{tub} \cdot \Delta T_{ln} \quad (3.24)$$

Con:

U_{sub} : Coeficiente global de intercambio térmico del subsuelo [W/(m²·K)]

A_{tub} : Área interior de la tubería [m²], siendo $A_{tub} = \pi \cdot \phi_{int} \cdot L_{tub}$

L_{tub} : Largo de la tubería [m]

ΔT_{ln} : Diferencia de temperatura media logarítmica [K], igual a:

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_f - \Delta T_i}{\ln\left(\frac{\Delta T_f}{\Delta T_i}\right)} \quad (3.25)$$

ΔT_f : Delta de temperatura final [K], siendo $\Delta T_f = T_{sub} - T_{in,f}$

ΔT_i : Delta de temperatura inicial [K], siendo $\Delta T_i = T_{sub} - T_{out,f}$

$T_{in,f}$: Temperatura de entrada a la bomba del flujo frío [K]

$T_{out,f}$: Temperatura de salida a la bomba del flujo frío [K]

El coeficiente global depende de la convección del fluido, la conducción de la tubería y la conducción del subsuelo, lo que se ve expresado en la Ecuación (3.26).

$$U_{sub} = \left[\frac{1}{h_{flu}} + \frac{\phi_{int}}{2} \left(\frac{\ln(\phi_{ext}/\phi_{int})}{\lambda_{tub}} + \frac{\ln(\phi_{sub}/\phi_{ext})}{\lambda_{sub}} \right) \right]^{-1} \quad (3.26)$$

Siendo:

h_{flu} : Coeficiente de convección del fluido dentro de la tubería [W/(m²·K)]

ϕ_{ext} : Diámetro exterior de la tubería [m]

λ_{tub} : Coeficiente de conductividad de la tubería [W/(m·K)]

ϕ_{sub} : Diámetro de referencia del subsuelo [m]

Este diámetro de referencia corresponde a una distancia en donde la temperatura de la tierra no se ve mayormente afectada por la presencia del intercambiador. Por otro lado, la convección del fluido viene dado por el número de Nusselt Nu , el que para un flujo turbulento en un tubo circular es obtenido por la ecuación de Dittus-Boelter [15]:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n \quad (3.27)$$

$$Nu = \frac{h_{flu} \cdot \Phi_{int}}{\lambda_{flu}} \quad (3.28)$$

Donde $n = 0,3$ si el flujo se enfría, $n = 0,4$ si el flujo se calienta, y λ_{flu} el coeficiente de conductividad del fluido circulante [W/(m·K)].

La diferencia de temperatura del fluido a la entrada y salida de la bomba, es igual a la transferencia de calor en el subsuelo, es decir:

$$\dot{Q}_{sub} = \dot{m}_{flu} \cdot c_{p\ flu} \cdot (T_{in,f} - T_{out,f}) \quad (3.29)$$

\dot{m}_{flu} : Flujo másico del fluido [kg/s]

$c_{p\ flu}$: Calor específico del fluido [J/(kg·K)]

Mientras que el calor transferido en el subsuelo, a su vez depende del calor requerido en el invernadero \dot{Q}_{cal} :

$$\dot{Q}_{sub} = \dot{Q}_{cal} \cdot \frac{COP - 1}{COP} \quad (3.30)$$

3.8.1.2 Pérdida de carga

Como se menciona anteriormente, un parámetro que limita el largo de tubería, así como su diámetro mínimo, es la pérdida de carga en esta, debido a que un aumento en esta implica mayores equipos para su funcionamiento, pudiendo superar la carga máxima que soportan las tuberías. Estas se calculan en base a la ecuación de Darcy-Weisbach [16]:

$$h_{L\ mayor} = f \cdot \frac{L_{tub}}{\Phi_{int}} \cdot \frac{v_{flu}^2}{2g} \quad (3.31)$$

Siendo:

$h_{L\ mayor}$: La pérdida de carga mayor [m.c.a.]

f : Factor de fricción

v_{flu} : Velocidad del fluido [m/s]

g : Aceleración de la gravedad (9,8 m/s²)

El factor de fricción se calcula de una aproximación de la fórmula de Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1,8 \cdot \log \left[\left(\frac{\varepsilon/\phi_{int}}{3,7} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right] \quad (3.32)$$

ε : Rugosidad de la tubería ($\varepsilon = 10 \mu\text{m}$ para el HDPE)

Por otro lado, la pérdida de carga menor $h_{L\ menor}$ viene dada por:

$$h_{L\ menor} = K_L \cdot \frac{v_{flu}^2}{2g} = f \cdot \frac{L_{eq}}{\phi_{int}} \cdot \frac{v_{flu}^2}{2g} \quad (3.33)$$

K_L : Coeficiente de pérdida ($K_L \approx 1,1$ para un codo de 90°)

L_{eq} : Longitud equivalente [m]

3.8.2 Inyección de calor

La inyección del calor al espacio interno, puede ser realizada por una losa radiante, un radiador o por un ventiloconvector (también llamado fan coil). En el primero, se dispone de un circuito que va en el suelo o las paredes, por donde pasa el fluido térmico, transmitiendo el calor de manera uniforme en el ambiente por medio de la conducción, convección natural y radiación. El segundo sigue el mismo principio de funcionamiento, pero en vez de abarcar toda la pared o suelo, se concentra en un aparato, inyectando calor mediante convección natural y radiación. En el último, el fluido térmico pasa por un radiador, donde intercambia calor con un flujo de aire impulsado por un ventilador, siendo el principal mecanismo de transmisión la convección forzada. Este último incluye un gasto extra en energía que se suministra al ventilador, pero posee una instalación más sencilla que la losa radiante y una mejor inyección de calor que un radiador.

Para poder mover el fluido caliente desde la bomba de calor hasta el sistema de inyección de calor, se requiere de bombas hidráulicas que venzan las pérdidas de carga producto del paso por las tuberías y los equipos. Lo mismo se requiere para mover el fluido por el colector.

Con motivo de evitar que el sistema este constantemente encendiéndose y apagándose para mantener la temperatura deseada, se emplean estanques que funcionan como amortiguadores térmicos. Estos depósitos de inercia almacenan la energía, guardando el fluido caliente, permitiendo una continuidad en el suministro, sin la necesidad de encender el compresor de la bomba de calor. Estos depósitos pueden ser estanques que simplemente acumulan agua en un sistema aislado, o pueden tener un serpentín interior con el que realizan un intercambio térmico con otro fluido (principalmente utilizado para Agua Caliente Sanitaria o ACS). El tamaño habitual para la mayoría suele ser entre 20 a 30 L/kW.¹⁰

¹⁰ Fuente: <http://www.gruponovaenergia.com/>

3.8.3 Costos de operación y mantención

El costo principal que posee un sistema como este, es el consumo eléctrico. La tarifa de suministro eléctrico hacia los clientes finales es fijada cada 4 años por el Ministerio de Economía, según el Decreto N° 276 de 2004. La tarifa final cobrada por la distribuidora eléctrica depende de si el suministro es de alta o baja tensión, la potencia requerida por el cliente y los costos del cableado. En este decreto, se incluyen las diversas modalidades de tarifas reguladas a las que pueden optar los clientes, que van desde la BT1 hasta la BT4, para el suministro de baja tensión.

Actualmente, el CET opera con la tarifa BT1, la cual corresponde al sector residencial. Esta se encuentra limitada a una potencia máxima de 10 kW, y posee cargos fijos, por arriendo, por energía base y por energía adicional. Este último se aplica entre los meses de abril a septiembre, cuando el consumo exceda los 430 kWh al mes, a la energía que exceda el límite de invierno. Este límite es igual al promedio de consumo mensual entre octubre a marzo, incrementado en un 20%, teniendo como valor mínimo 350 kWh.¹¹

La empresa distribuidora del sector corresponde a Edelayson, perteneciente al grupo Grupo Saesa, cuyas tarifas de suministro eléctrico de diciembre del 2016 se encuentra en el Anexo B.

Por otro lado, la mantención del sistema se limita principalmente a las bombas y los equipos de inyección de calor, debido a que el colector es básicamente una tubería enterrada que requiere poca o nula mantención una vez enterrada. El compresor es el equipo más crítico, con una vida útil de 20 años aproximadamente.¹²

También se puede considerar en la mantención el sistema de ablandamiento de agua, de poseer una en la instalación, dado que las sales presentes en el agua pueden dañar los equipos.

3.9 Bombas de calor en invernaderos

El uso de sistemas de bombas de calor geotérmicas no es algo nuevo, y hay varias aplicaciones en el mundo. La capacidad instalada actual es de 1.972 MW_t y 29,038 TJ/año de uso de energía, con un total de 31 países reportando calefacción de invernaderos por fuente geotérmica, siendo los países líderes en el uso de energía: Turquía, Rusia, Hungría, China y Países Bajos [2].

En Estados Unidos por ejemplo habían, al menos 44 invernaderos usando energía geotérmica, dando una capacidad instalada de 93 MW_t y un consumo energético anual de 724 TJ/año en el 2006, cubriendo un área de 45 ha, estando en el país desde finales de los 70 [17].

¹¹ Fuente: <http://www.sec.cl/>

¹² Fuente: <http://www.geotics.net>

Pero debido a sus costos asociados, solo bajo situaciones de bajo costo de instalación y/o relativamente alto costo de gas natural, un invernadero podría ser económicamente calefaccionado con un colector cerrado. Para un colector vertical, no sería económicamente justificable su uso a menos que los costos de instalación sean tan bajos como USD 13/m a USD 16,4/m y el precio del gas natural exceda los USD 0,26/m³. En cambio, un circuito abierto resulta ser más económicamente factible, con un precio de gas sobre USD 0,21/m³, pero queda sujeto a tener un suministro suficiente de agua subterránea [18]. Debido a esto, dependiendo del porcentaje de la demanda térmica del invernadero que pueda suministrar la bomba, el costo de instalación y el precio del gas natural, se puede determinar si es factible la implementación del sistema, como se ve en la Figura 3.15 y en la Figura 3.16.

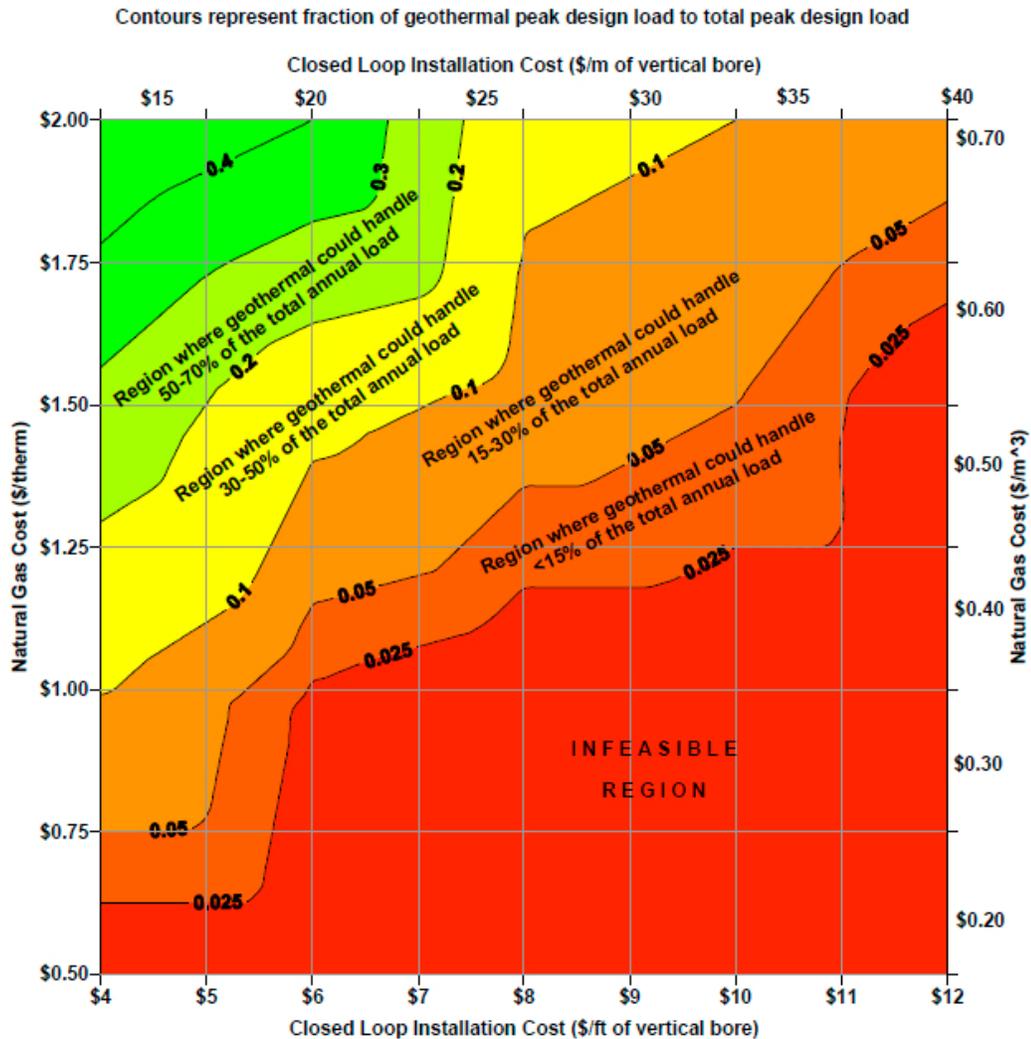


Figura 3.15 Factibilidad económica en base al costo de instalación y gas natural para un circuito cerrado. Ref. [18].

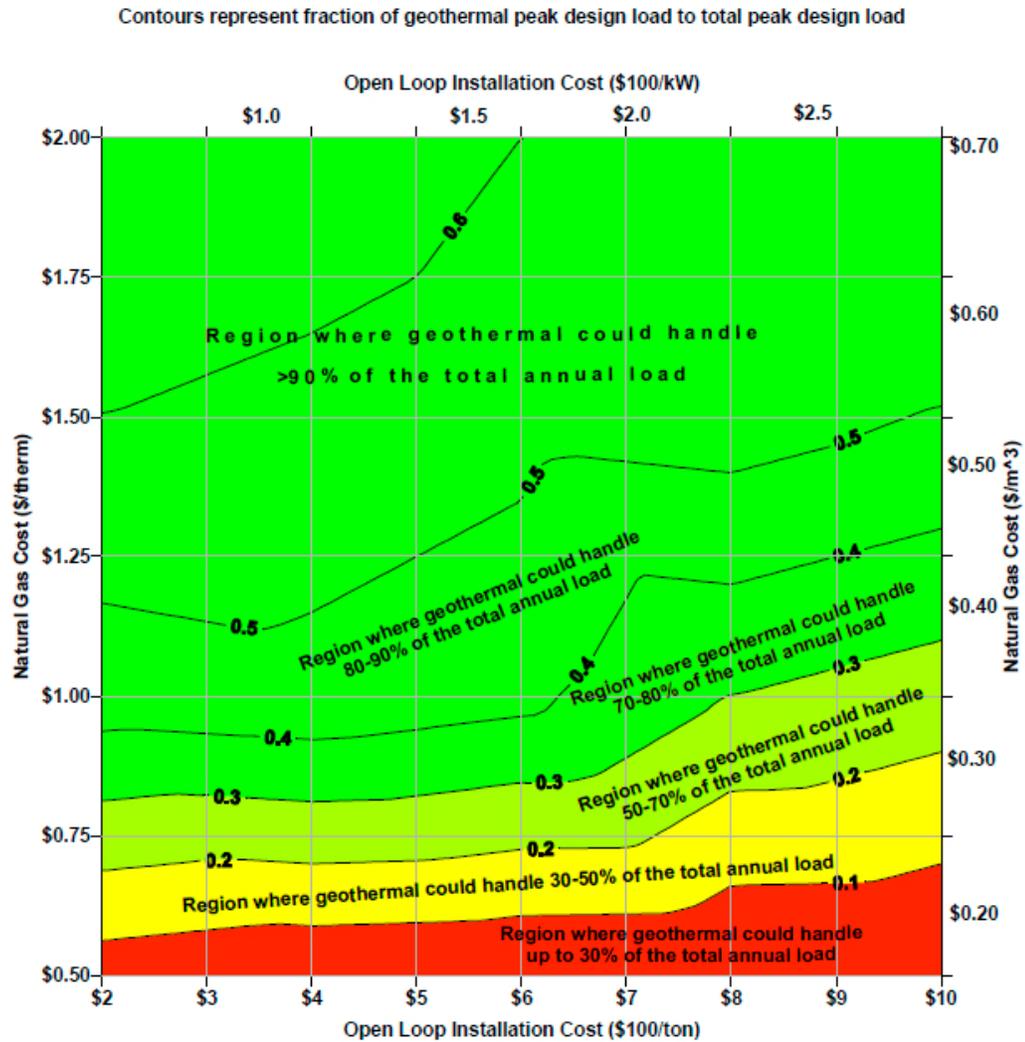


Figura 3.16 Factibilidad económica en base al costo de instalación y gas natural para un circuito abierto. Ref. [18].

Un ejemplo de aplicación, es el invernadero en Azerbaiyán Oriental, Irán, el cual posee una potencia de 70 kW, con un colector slinky, con un largo de tubería total de 8.686 m. Este tuvo un costo total de USD 22.727,2, es decir unos \$15 millones, ocupando un área de 2.500 m². El consumo eléctrico es de 30.500 kWh/año, permitiendo un ahorro de USD 970,45 anuales [19].

Una bomba geotérmica de 7,2 kW combinada con 120 m de tubería de un colector vertical fue instalada para suministrar la energía térmica de unos 48 m² de invernadero, en Italia. La bomba de calor convierte 1.620 kWh_e en 6.480 kWh_t durante los meses de invierno, electricidad que es completamente suministrada por paneles fotovoltaicos, provocando un ahorro económico de un 40%, comparado con sistemas tradicionales de calefacción [5].

3.10 Bombas geotérmicas en Chile

Chile no está fuera del uso de bombas de calor en invernaderos, habiéndose instalado la primera en la comuna de Lampa el año 2013, y tuvo un costo total de cerca de \$69,5 millones, cofinanciado por la Fundación para la Innovación Agraria (FIA) del Ministerio de Agricultura y con recursos del Fondo de Innovación para la Competitividad del Gobierno Regional Metropolitano, sirviendo como un sistema piloto para la producción hortícola bajo invernadero. El sistema funciona bombeando agua de un pozo ingresando a la bomba a unos 15° C y devolviéndose a unos 8° C.¹³

Otro caso similar, también en Lampa, posee una potencia total de 15 kW, utilizando un colector abierto, teniendo como fuente un pozo de agua aledaño, hecho el año 2013, con un costo de \$17.000.000.¹⁴

El proyecto actual, del que se hace el estudio, posee el financiamiento para su futura implementación del Ministerio de Energía, por medio del Fondo de Acceso a la Energía (FAE) 2016, luego que la propuesta del CEGA, “Invernadero geotérmico para la reinserción social en Aysén”, consiguiera el 4° lugar de las 18 iniciativas ganadoras del “Tercer Concurso para el Cofinanciamiento de Proyectos Energéticos a pequeña escala con Energías Renovables en sectores rurales, aislados y/o vulnerables”.¹⁵

Actualmente no existe normativa que regule el uso de la geotermia de baja entalpía en Chile. Pero apeándose a la ley, entendiéndose que el sistema, al igual que la generación de energía hacen provecho de la energía geotérmica, su uso queda regulado por la Ley sobre Concesiones de Energía Geotérmica (Ley N° 19.657). Esta legislación está enfocada a los sistemas de alta entalpía, por lo que resulta poco adecuada para el caso.

Debido a esto, resulta necesario ver los estudios en base a normativas extranjeras. En estas se destaca el análisis de agua en sistemas abiertos, tuberías de acero con espesor no menor a 6 mm, así como la correcta compactación de la zanja de forma tal de no dañar la tubería, entre otras [20].

¹³ Fuente: <http://www.emol.com/noticias/economia/2013/09/17/620353/crean-primer-invernadero-climatizado-con-energia-geotermica-para-mejorar-cultivos.html>

¹⁴ Fuente: <http://www.enativa.cl/>

¹⁵ Fuente: http://www.minenergia.cl/archivos_bajar/2016/09/rex72.pdf

4 Resultados

4.1 Demanda térmica del invernadero

En base a las dimensiones del invernadero tenemos una superficie del suelo igual a 150 m^2 , una superficie de la cubierta de $285,5 \text{ m}^2$ y un volumen total de $375,1 \text{ m}^3$.

Dado que las temperaturas que debe tener el invernadero para un óptimo cultivo van desde los 8° C , hasta los 26° C , considerando la lechuga y el tomate, se evidencia la necesidad de calefacción en el recinto. Debido a que es una zona fría, las temperaturas promedio de 6 meses son más bajas que la ideal para la lechuga durante la noche, y los 12 para el tomate. Esto puede verse mejor en la Figura 4.1.

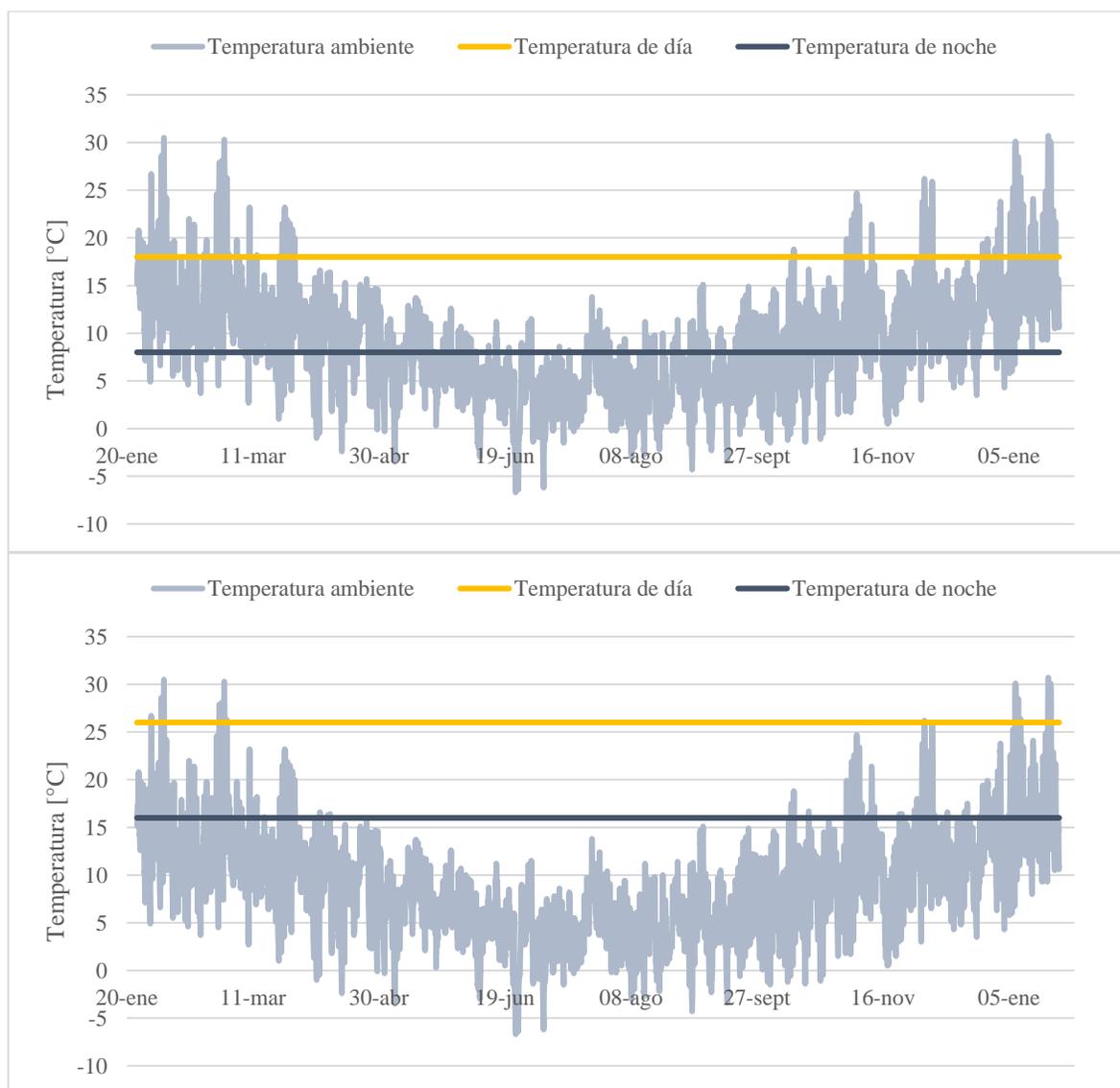


Figura 4.1 Temperaturas óptimas día y noche de los cultivos. Lechuga (arriba) y tomate (abajo).

Se logra apreciar que la lechuga es capaz de mantenerse de buena manera durante los meses cálidos, pero requiere de calefacción constante durante los meses fríos. Por otro lado, las temperaturas del tomate son superiores la mayor parte del año, implicando un mayor consumo en calefacción.

Junto a esto, dado que las temperaturas que superan el óptimo de los cultivos son puntuales, y cercanas a los 30° C (máxima para ambos vegetales), no se requiere de un sistema de refrigeración, disminuyendo el exceso de temperatura aumentando la ventilación en el invernadero. Esto implica que la bomba no requerirá de una válvula inversora, y por lo tanto solo funcionará para calefacción.

La radiación neta se calcula en base a la Ecuación (3.2), aplicando los datos en la Tabla 3.2 para la cubierta de PC de 4 mm de espesor. De igual manera, se calcula la conducción-convección con el ambiente, renovación de aire, conducción con el suelo y la evapotranspiración, aplicando las Ecuaciones (3.6), (3.10), (3.14), (3.15) respectivamente. En base a esto, se obtienen los siguientes balances energéticos para los cultivos:

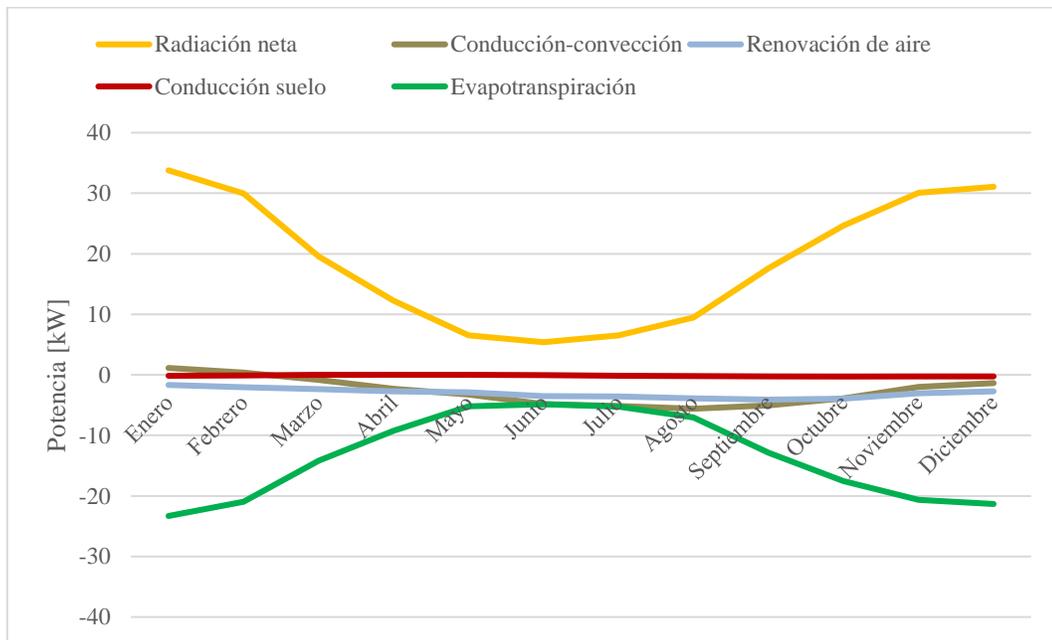


Figura 4.2 Balance energético promedio en el invernadero para la lechuga.

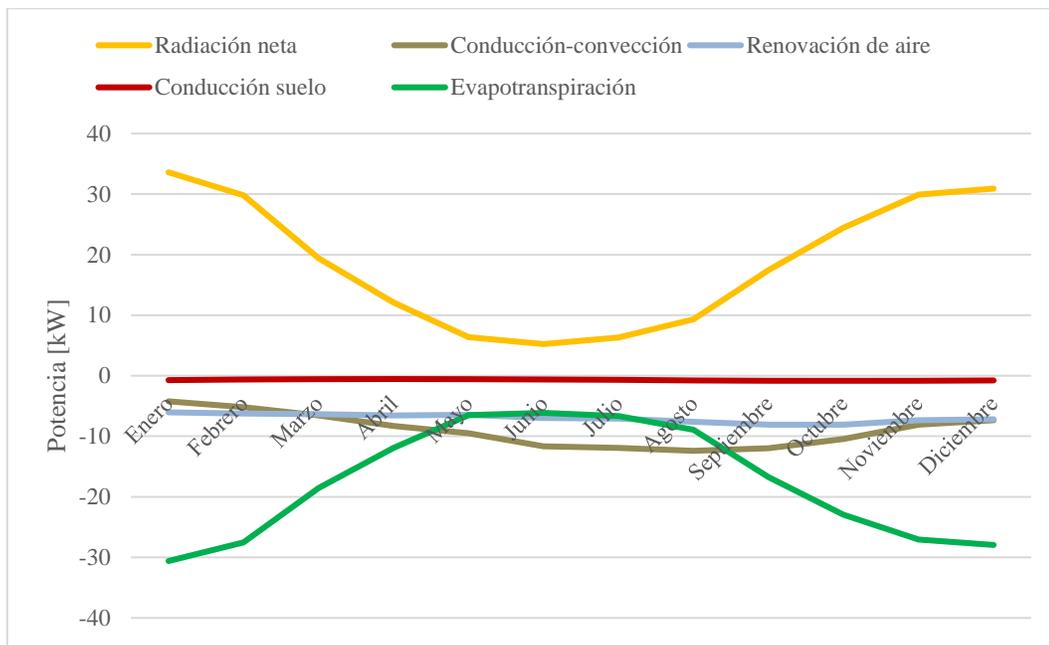


Figura 4.3 Balance energético promedio en el invernadero para el tomate.

Como es de esperarse, la radiación neta disminuye en los meses fríos debido al aumento en la nubosidad, así como el cambio en la inclinación solar, resultando en valores similares para la lechuga y el tomate. La conducción con el suelo no varía mayormente debido a que la temperatura del subsuelo tampoco lo hace. La renovación de aire posee un cambio promedio mínimo puesto que, si bien disminuye la temperatura en invierno, se ve compensado por el aumento en la humedad relativa. Esta disminución de temperatura genera un aumento en la pérdida por conducción-convección con el ambiente. El único valor que disminuye la pérdida durante la época invernal es la evapotranspiración del cultivo, ya que, al disminuir la irradiación, existe una menor pérdida de agua. Se nota también que las pérdidas para el tomate son mayores que para la lechuga, puesto que este último requiere de menores temperaturas.

La evapotranspiración es claramente la mayor fuente de pérdidas en el sistema, mientras que la radiación la mayor fuente de calor, cuyas relaciones pueden ser vistas en los siguientes gráficos:

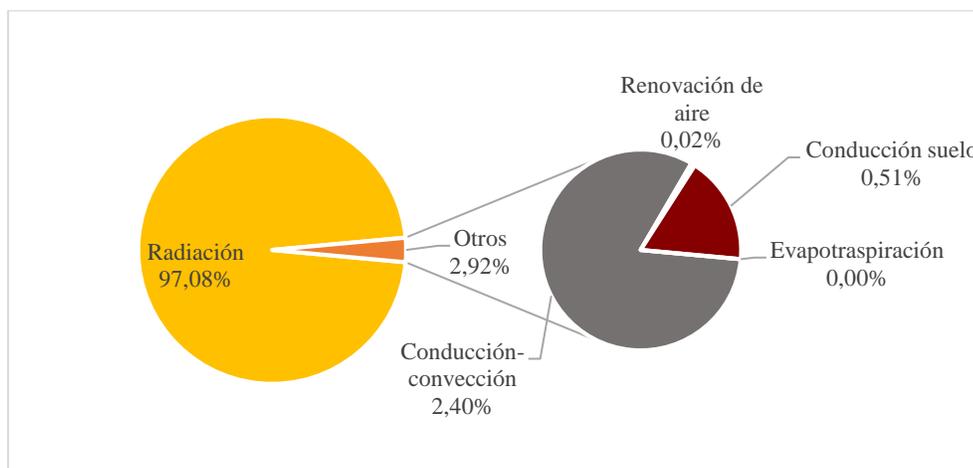


Figura 4.4 Porcentajes de aportes energéticos anual para la lechuga.

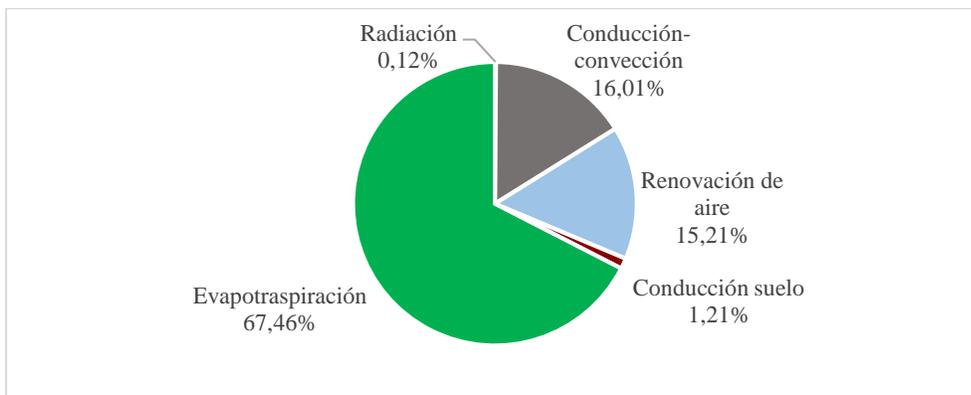


Figura 4.5 Porcentajes de pérdidas energéticas anual para la lechuga.

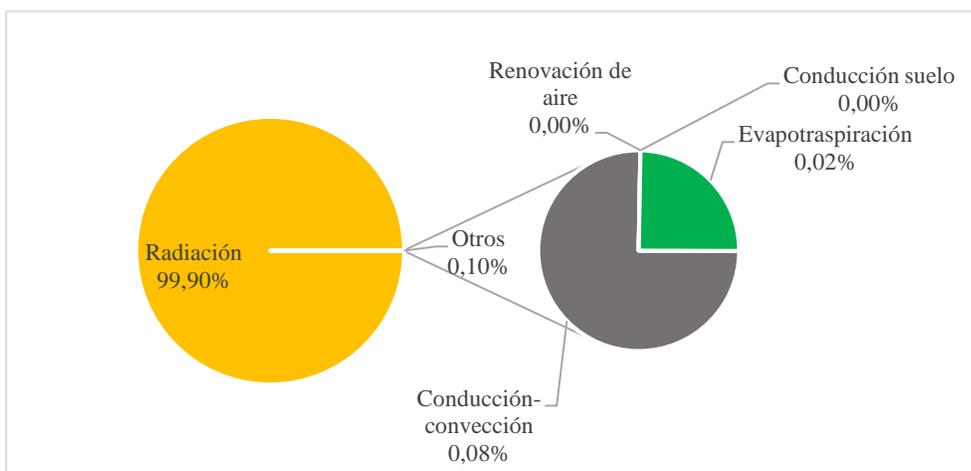


Figura 4.6 Porcentajes de aportes energéticos anual para el tomate.

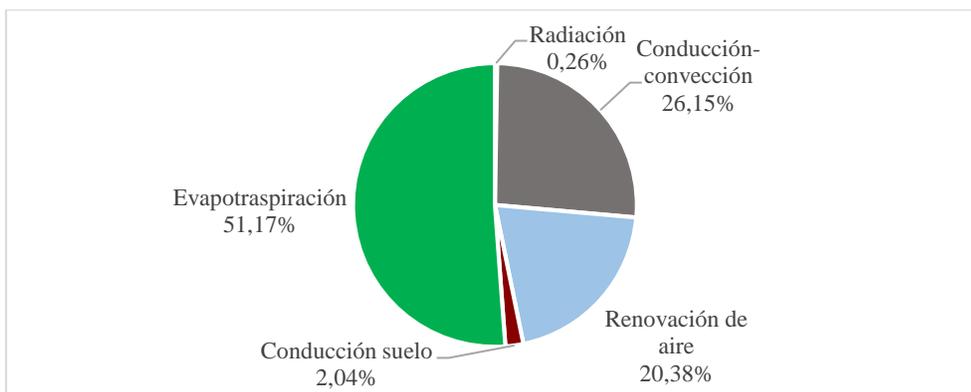


Figura 4.7 Porcentajes de pérdidas energéticas anual para el tomate.

Cabe señalar que la radiación neta también es una fuente de pérdidas, debido a la radiación térmica del invernadero con el ambiente. También se nota que, para ambos casos, la segunda y tercera fuente de mayor pérdida corresponde a la conducción-convección y la renovación de aire, respectivamente. También se aprecia que el aporte energético anual que realizan los demás medios, es insignificante en comparación a la radiación.

Como el sistema se utiliza únicamente para calefacción, el excedente de energía en el invernadero se considera nulo al momento de calcular el calor requerido en el invernadero \dot{Q}_{cal} , y tomando en cuenta como día cuando hay una irradiancia mayor a 10 W/m^2 , se obtienen en la Tabla 4.1 y en la Tabla 4.2, los valores mensuales más relevantes, así como se pueden ver graficada la potencia a lo largo del año en el Anexo C y el Anexo D.

Tabla 4.1 Valores mensuales de demanda energética para la lechuga.

Mes	Demanda energética mensual [kWh]			Demanda promedio [kW]			Demanda máxima [kW]	
	Día	Noche	Total	Día	Noche	Total	Día	Noche
Enero	550,7	187,8	738,5	5,56	1,71	3,53	14,70	5,50
Febrero	617,9	358,1	976,0	6,37	1,96	3,49	18,16	5,51
Marzo	986,5	647,0	1.633,5	6,53	2,38	3,86	19,49	6,93
Abril	1.385,2	1.188,5	2.573,8	7,29	3,23	4,61	21,72	9,13
Mayo	2.110,6	1.582,7	3.693,2	9,06	3,45	5,34	24,66	9,93
Junio	2.832,9	2.860,0	5.692,9	12,32	5,93	8,00	27,01	14,70
Julio	2.865,3	2.883,9	5.749,2	11,89	5,98	7,95	27,70	12,74
Agosto	2.894,1	2.678,2	5.572,3	10,92	6,10	7,92	24,90	11,31
Septiembre	2.382,4	2.213,2	4.595,7	10,98	6,08	7,91	26,92	11,88
Octubre	1.955,5	1.742,3	3.697,8	10,05	4,85	6,66	24,12	11,44
Noviembre	1.254,4	852,0	2.106,4	8,53	3,12	5,02	21,10	7,48
Diciembre	1.195,4	504,9	1.700,3	7,81	2,66	4,96	18,25	5,45
ANUAL	21.030,9	17.698,6	38.729,5	9,44	4,47	6,26	27,70	14,70

Tabla 4.2 Valores mensuales de demanda energética para el tomate.

Mes	Demanda energética mensual [kWh]			Demanda promedio [kW]			Demanda máxima [kW]	
	Día	Noche	Total	Día	Noche	Total	Día	Noche
Enero	4.310,3	2.241,7	6.552,0	12,53	7,81	10,38	28,98	15,14
Febrero	4.213,5	2.654,1	6.867,6	13,55	9,06	11,37	33,49	14,95
Marzo	5.784,0	3.629,9	9.413,9	15,59	9,84	12,72	34,02	16,57
Abril	6.232,2	4.682,8	10.915,0	20,10	11,42	15,16	35,95	18,37
Mayo	6.633,5	5.755,7	12.389,1	24,39	12,19	16,65	38,06	19,07
Junio	6.951,7	7.533,8	14.485,6	29,21	15,63	20,12	40,50	25,06
Julio	7.410,3	7.480,3	14.890,6	28,28	15,52	20,01	41,99	22,40
Agosto	8.340,4	6.818,7	15.159,1	27,35	15,53	20,38	39,47	21,82
Septiembre	8.789,9	5.745,8	14.535,7	24,69	15,79	20,19	42,72	22,06
Octubre	8.392,1	4.892,0	13.284,1	23,31	13,63	17,63	38,77	22,28
Noviembre	6.386,2	3.364,7	9.750,9	16,25	11,60	14,28	36,15	17,85
Diciembre	6.710,0	2.718,8	9.428,8	15,75	10,00	13,51	34,37	15,66
ANUAL	80.154,2	57.518,2	137.672,4	20,04	12,79	16,20	42,72	25,06

En base a estos datos, se puede notar que la demanda energética es mayor durante el día, debido a que se opera con una mayor temperatura de invernadero. También se ve que el consumo total del sistema para un cultivo de tomates, es más de 3 veces la demanda de la lechuga, siendo 137.672,4 kWh/año (495.6 GJ/año) para el tomate y 38.729,5 kWh/año (139,4 GJ/año) la lechuga, además de tener una potencia máxima necesaria menor de 2 veces la potencia máxima para la lechuga. Esto se debe a que, si bien se requieren de equipos más grandes para cumplir la demanda, la mayor diferencia se da por el tiempo en que estos deben estar en operación.

Junto a esto, se ve que la mayor demanda ocurre durante los meses más fríos, como se aprecia en la Figura 4.8 y la Figura 4.9. Por otro lado, se generan picos de consumo durante el día, debido a que ocurre un cambio abrupto en el modelo al pasar de las condiciones de noche a día, implicando que el sistema compensa el frío de las mañanas.

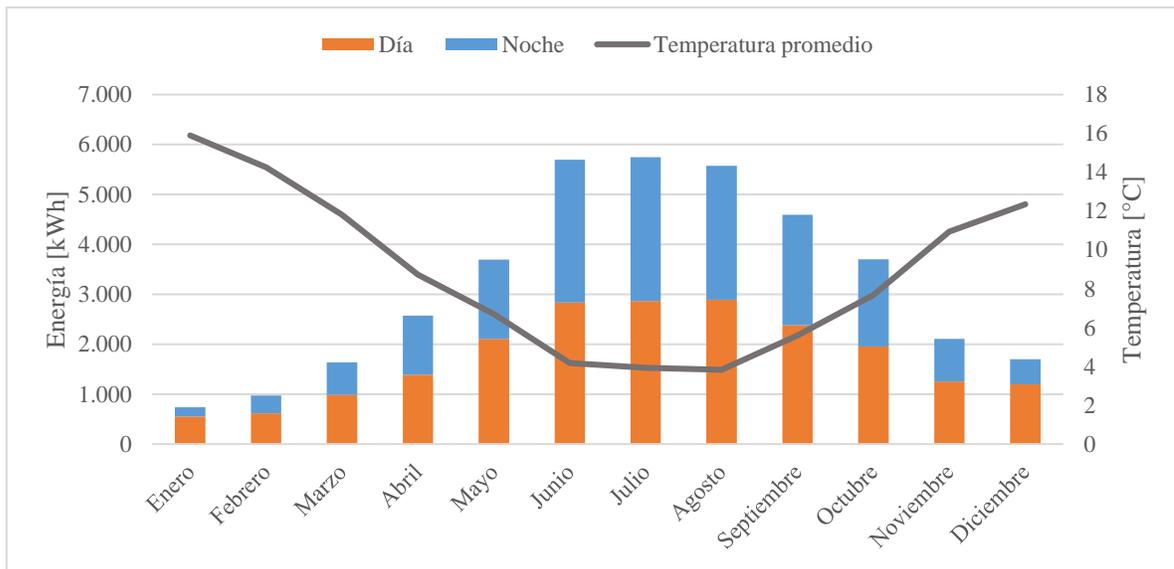


Figura 4.8 Demanda energética mensual para la lechuga.

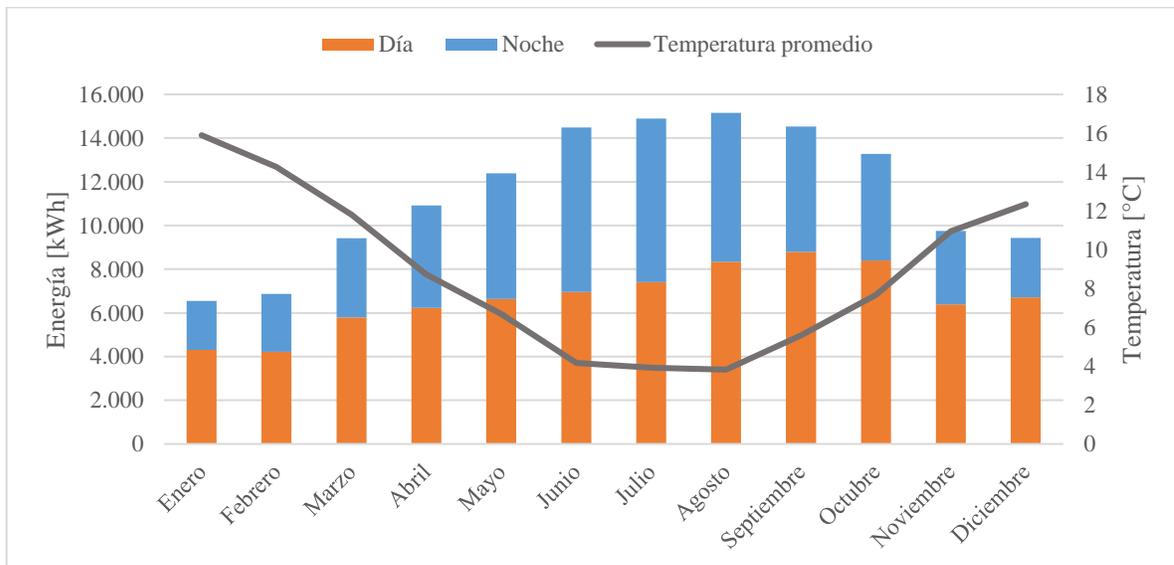


Figura 4.9 Demanda energética mensual para el tomate.

4.2 Dimensionamiento analítico del colector enterrado

Como primer objeto de análisis, se toma en consideración la Ecuación (3.22), en la cual se consideran valores que permitan calzar mejor el resultado con los valores reales. Para su cálculo, se toma la profundidad a la que se hicieron las mediciones, es decir 1,45 m. Se considera el día del año t igual a 1 para el 24 de enero del 2015 (día que comienzan las mediciones), y así para adelante, por lo que el desfase t_0 resulta en 172 días. La temperatura promedio anual en ese punto es de $10,82^\circ\text{C}$, mientras que la oscilación de temperatura es de $5,25^\circ\text{C}$. La difusividad por su parte se saca de los datos en la Tabla 3.4. Con estos datos, se obtiene el siguiente resultado:

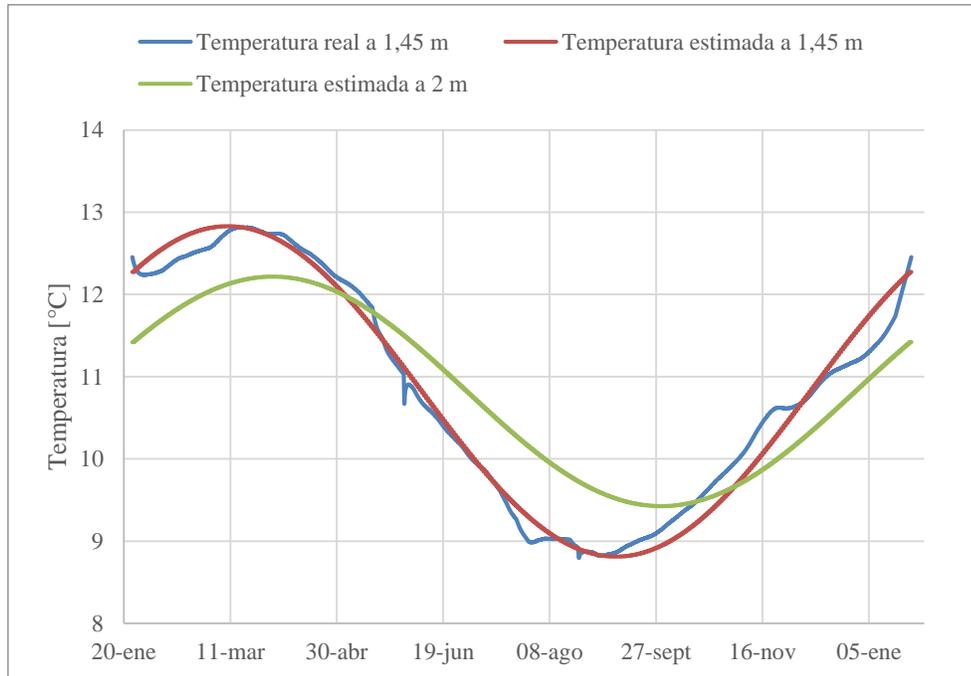


Figura 4.10 Temperatura del subsuelo a 1,45 m de profundidad real vs estimada.

Se puede notar que el modelo logra aproximarse bien a los datos reales, mostrando que la temperatura del subsuelo sigue aproximadamente una ecuación sinusoidal. También se aprecia que a una mayor profundidad (en este caso 2 m), la amplitud de la senoide disminuye (menor varianza de temperatura), y que ocurre un desfase de esta. A su vez, esta misma ecuación se utiliza para determinar la temperatura en la superficie (profundidad de 0 m), lo que se ve en el siguiente gráfico:

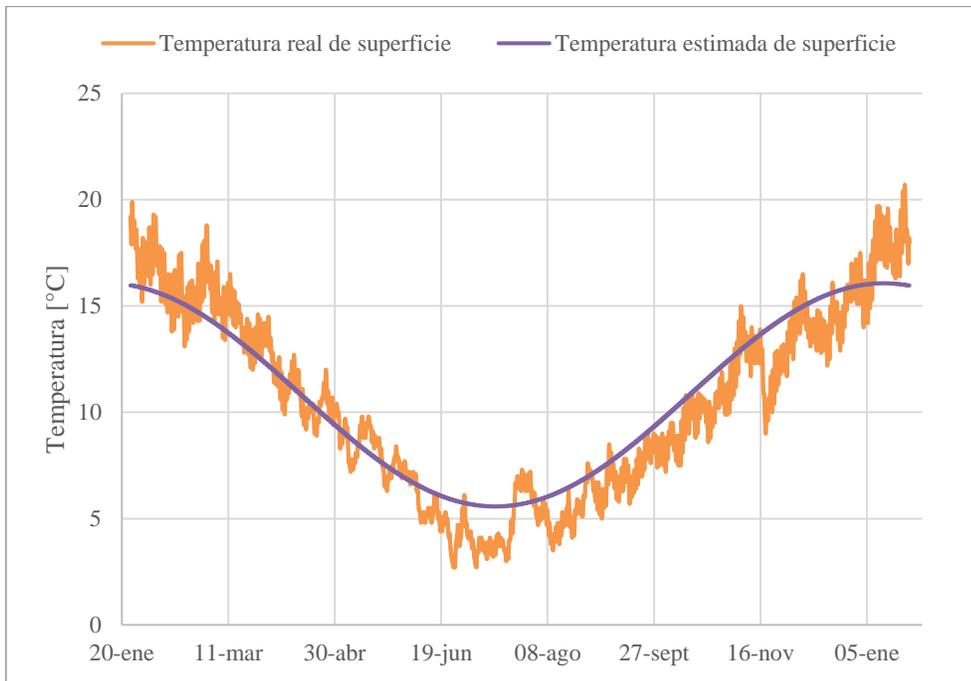


Figura 4.11 Temperatura de la superficie real vs la estimada.

El gráfico muestra que la temperatura estimada logra acercarse a la media de la temperatura medida en la superficie. Cambiando el valor de la difusividad del subsuelo por el del hormigón, permite estimar la temperatura del medio, si este fuera reemplazado en su totalidad por este material, como se ve en la Figura 4.12.

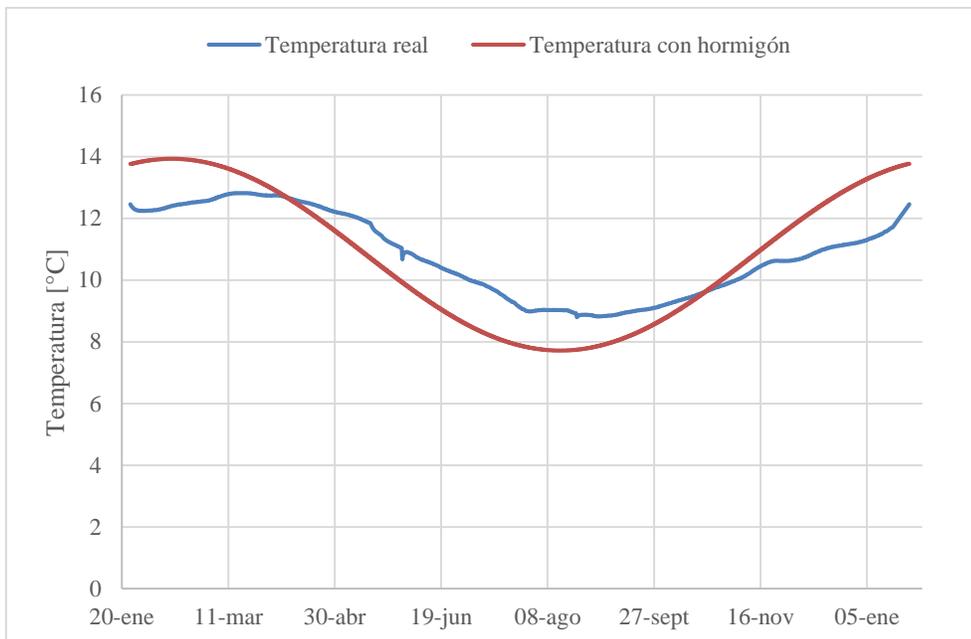


Figura 4.12 Temperatura estimada del hormigón a 1,45 m de profundidad.

Dado que es una senoide, la temperatura máxima y mínima se da cuando el coseno se maximiza y minimiza, es decir, cuando es igual a 1 y -1, lo que da:

$$T_{\min}(z) = T_m - A_s \cdot \exp\left(-z \sqrt{\frac{\pi}{365 \cdot \alpha}}\right) = 7,71^\circ C$$

$$T_{\max}(z) = T_m + A_s \cdot \exp\left(-z \sqrt{\frac{\pi}{365 \cdot \alpha}}\right) = 13,93^\circ C$$

Puesto que los sistemas geotérmicos se diseñan para el peor caso de operación (cuando hay más demanda), se toma la temperatura mínima como la temperatura del subsuelo, siendo igual a 8,81° C en las condiciones actuales según los datos.

Como se menciona en los antecedentes, para poder diseñar el sistema, se debe tener en consideración la bomba que se use. Para que esta pueda suplir toda la energía necesaria en el sistema, sin la necesidad de sistemas externos de calefacción, esta debe tener una potencia igual o mayor a la demanda máxima que se posea, es decir 27,7 kW para la lechuga y 42,72 kW para el tomate, como se ve en la Tabla 4.1 y en la Tabla 4.2.

Sin embargo, esto provocaría que el sistema quedase innecesariamente sobredimensionado, puesto que los peak de demanda son puntuales, lo que queda visto en la diferencia existente con el valor de la demanda promedio. Puesto que los vegetales poseen cierta resistencia a las variaciones de temperatura, existe un grado de libertad al momento de bajarles su temperatura óptima. Debido a esto, se buscan equipos de menor capacidad que la demanda máxima, pero que sean capaces de suministrar la mayor parte de esta.

De esta manera, se selecciona una bomba de 16,7 kW térmicos para la lechuga, y de 33,1 kW para el tomate. Estas son capaces de cubrir el 86% y 94% de la demanda del año. El porcentaje restante es suministrado luego de los peaks, cuando el consumo sea menor a la potencia de la bomba. Las características pertinentes de las bombas pueden ser vistas en la Tabla 4.3, donde el COP es considerando una salida de la bomba a 0° C en el circuito frío, y 50° C a la salida del circuito caliente, mientras que sus especificaciones técnicas están en el Anexo E y el Anexo F.

Tabla 4.3 Especificaciones de las bombas de calor marca Dimplex.

Modelo	SI 17TE	SIH 40TE
Potencia [kW _t]	16,7	33,1
COP	3,2	3,1
Caudal circuito tierra [m ³ /h]	3,8	11,0
Caída de presión circuito tierra [kPa]	9,0	11,9
Caudal circuito distribución [m ³ /h]	1,5	3,2
Caída de presión circuito distribución [kPa]	4,0	1,1

Dadas las condiciones de trabajo, se considera que el fluido en el circuito a tierra, sale de la bomba y entra al colector a 0° C, el cual está compuesto por una mezcla de agua con 10% de glicol para evitar la solidificación del agua a esta temperatura (ver Anexo A). En base a esto, junto con los caudales expresados en la Tabla 4.3, y despejando la ecuación (3.23) se tiene que los diámetros interior de tubería máximos son 137 y 396 mm para la lechuga y el tomate respectivamente, mientras que por otro lado, con la ecuación (3.29) se obtiene que la temperatura de salida del colector y de entrada a la bomba corresponden a 2,6° C para la lechuga y 1,8° C para el tomate.

Cabe mencionar que dado que se considera que las propiedades del fluido no varían con la temperatura (dado que se trabaja en un rango pequeño de esta), el diámetro interior máximo es proporcional al caudal, mientras que la variación de temperatura es inversamente proporcional a este.

Si bien el resultado anterior entrega el diámetro máximo, este está en realidad sujeto a las tuberías comerciales, las cuales poseen medidas establecidas, por lo que el diseño se debe basar en estas. A su vez, el sistema al conectarse en paralelo, puede ser modelado como n sistemas en serie, donde n es el número de filas en paralelo que posee el sistema. Esto implica que el caudal total se ve dividido en n partes iguales, que el diámetro interior máximo es n veces más pequeño que el calculado anteriormente, y que el largo total de la tubería, es igual a n veces el largo de los circuitos por separado.

Para determinar el largo total de la tubería por medio de la Ecuación (3.24), se debe tener un valor de diámetro de referencia del subsuelo al cual la temperatura sea conocida. Dada las condiciones de uso y de ambiente, se toma un diámetro igual a 1,2 m con una temperatura igual a la mínima del subsuelo. Los valores para distintos diámetros y número de circuitos en paralelo, para la lechuga, considerando una tubería de HDPE, pueden ser apreciados en la siguiente tabla.

Tabla 4.4 Largo total de tuberías (en metros), en función del número de circuitos en paralelo para la lechuga.

Diámetro exterior [mm]	Diámetro interior [mm]	1	2	4	6
20	16	1.638,0	1.640,2	1.644,0	1.647,4
25	21	1.527,5	1.530,2	1.535,0	1.539,2
32	28	1.413,4	1.416,8	1.422,8	1.428,1
40	32	1.386,1	1.389,9	1.396,5	1.402,5
50	44	1.248,4	1.253,3	1.261,9	1.269,5
63	55	1.165,5	1.171,4	1.181,6	1.190,9

Se ve que el aumento del número de circuitos en paralelo, no aumenta mayormente el largo de las tuberías, siendo el caso más corto el sistema en serie (1 circuito en paralelo). Además, a mayor diámetro de tubería, el largo del circuito es menor, lo que tienta a considerar implementar un sistema en serie, de diámetro exterior 63 mm.

Pero otro aspecto importante es la pérdida de carga que tiene el sistema. Los sistemas en serie poseen un largo de tubería individual mayor, así como mayores velocidades de flujo, ya que el caudal no se separa, por lo que poseen las mayores pérdidas de carga, las que se ven en la siguiente tabla.

Tabla 4.5 Pérdida de carga (en m.c.a.), en función del número de circuitos en paralelo para la lechuga.

Diámetro exterior [mm]	Diámetro interior [mm]	1	2	4	6
20	16	3.477,86	501,61	74,42	24,69
25	21	865,93	127,00	19,11	6,39
32	28	200,70	29,86	4,56	1,54
40	32	103,87	15,55	2,39	0,81
50	44	20,51	3,11	0,48	0,17
63	55	6,42	0,98	0,15	0,05

Queda claro que aumentar el número de circuitos en paralelo disminuye drásticamente la pérdida de carga, así como aumentar el diámetro de tubería. Pero al aumentar el número de circuitos, se está repartiendo el caudal en más partes, por lo que el diámetro máximo disminuye con tal de conseguirse un flujo turbulento. De esta forma se tienen diámetros máximos de 69, 34 y 23 mm para 2, 4 y 6 circuitos en paralelo respectivamente.

Tomando en consideración esto último, finalmente se decide utilizar una tubería de 32 mm de diámetro interior, con 4 tuberías en paralelo, con un largo individual de 349,1 m y un largo total de cañería de 1.396,5 m.

En el caso que el intercambiador sea enterrado en hormigón, la temperatura mínima es menor (ver Figura 4.12), pero la conductividad mayor. Considerando la misma tubería y número de circuitos en paralelo que en el caso anterior, se tiene un largo total de cañería de 911,6 m y una pérdida de carga de 0,1 bar. Esto muestra lo ventajoso del uso del hormigón como fuente geotérmica.

Aplicando los mismos cálculos para el caso del tomate, se obtiene la configuración de este, la que se ve en la siguiente tabla resumen:

Tabla 4.6 Resumen de las configuraciones del intercambiador enterrado.

Cultivo	Diámetro exterior [mm]	Circuitos en paralelo	Material del suelo	Largo de tramo de cañería [m]	Largo total cañería [m]	Pérdida de carga [m.c.a.]
<i>Lechuga</i>	40	4	Tierra	349,1	1.396,5	2,39
			Hormigón	239,7	958,9	1,64
<i>Tomate</i>	63	6	Tierra	358,4	2.150,6	0,57
			Hormigón	251,0	1.505,9	0,40

Estos largos de cada tramo en paralelo del circuito presentan un nuevo problema, puesto que el lugar donde está planificado su entierro no es tan largo. En base a esto, hace falta enrollar cada tramo, de manera tal de aprovechar mejor el área. El terreno disponible ofrece un largo máximo cercano a los 90 m (utilizando la cancha), por lo que cada tramo en paralelo de, tanto la lechuga como el tomate, es enrollado en 5 vueltas en serie, de forma tal que quepan en el espacio perteneciente al CET.

4.3 Modelación del intercambiador de calor

Si bien el sistema funciona durante todo el año, es en invierno donde tiene la mayor demanda. Con esto en cuenta, dado que el sistema se diseña para operar en el peor caso, se modela este tomando en consideración los 3 meses más fríos, correspondientes a junio, julio y agosto. Esto permite disminuir los recursos computacionales necesarios para la modelación.

4.3.1 Modelación 2D

En primer lugar, se realiza un modelo 2D en *ANSYS Multiphysics*, el cual corresponde a un corte vertical de los tubos en el subsuelo. A modo de simplificación, solo se toma en cuenta el entramado en serie de un circuito en paralelo, considerando que los otros deben presentar un comportamiento similar. Este modelo se compone de 5 tubos en paralelo, separados entre sí a 80 cm, enterrados a 1,5 m bajo la superficie de un rectángulo de tierra de 3,5 m de alto y 7 m de ancho.

Para este caso, se omite la presencia del fluido en el interior de las cañerías y se fijan las temperaturas estimadas en las paredes interiores de los tubos. Estas temperaturas comienzan desde los 0° C en el primer tubo, llegando a la temperatura deseada en el último (2,6° C en este caso). Tanto la temperatura en la superficie, como la temperatura en el fondo, se calculan en base a la Ecuación (3.22), mientras que las paredes laterales se consideran adiabáticas. La temperatura inicial por su parte, corresponde a la mínima anual medida en el subsuelo (8,8° C).

Las propiedades pertinentes del suelo corresponden a los valores indicados en la Tabla 3.4, mientras que los tubos son de HDPE, con una conductividad de 0,41 W/m·K. Los resultados de temperatura y flujo de calor luego de dos semanas de uso continuo de la bomba de calor se ven en la Figura 4.13 y en la Figura 4.14 respectivamente.

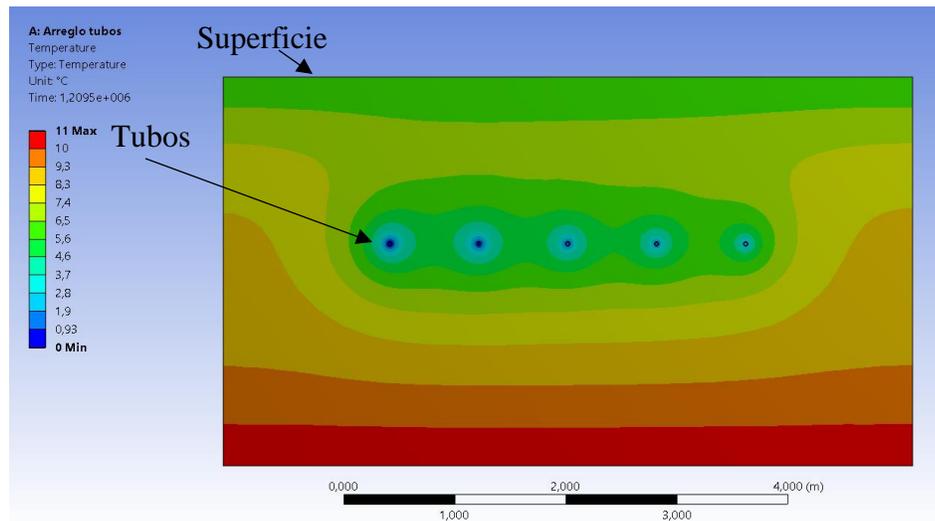


Figura 4.13 Gradiente de temperatura en el subsuelo con tubos a 80 cm entre sí.

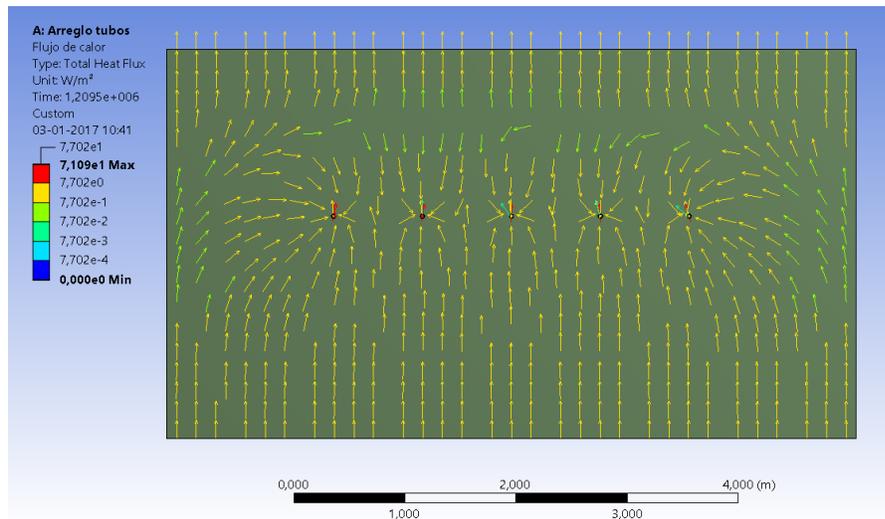


Figura 4.14 Flujo de calor en el subsuelo con tubos a 80 cm entre sí.

Se puede notar que el efecto de los colectores es local, afectando mayormente la temperatura de la porción de suelo que los rodea. En cuanto al flujo de calor se ve en la figura que los colectores extraen energía de sus alrededores (incluyendo la superficie), ya que operan a temperaturas inferiores a esta. Por otro lado, en este caso, si consideramos que de los 16,7 kW, se extraen del suelo 11,5 kW (debido al COP de la bomba), y lo dividimos por el máximo flujo de calor ($71,09 \text{ W/m}^2$), obtenemos el área interior de los tubos necesaria, la cual considerando que tiene un diámetro de 32 mm, nos da que el largo total de la tubería debiese ser 1609,1 m.

Un análisis similar se realiza también para los tubos separados a 1 m, como se ve en la Figura 4.15.

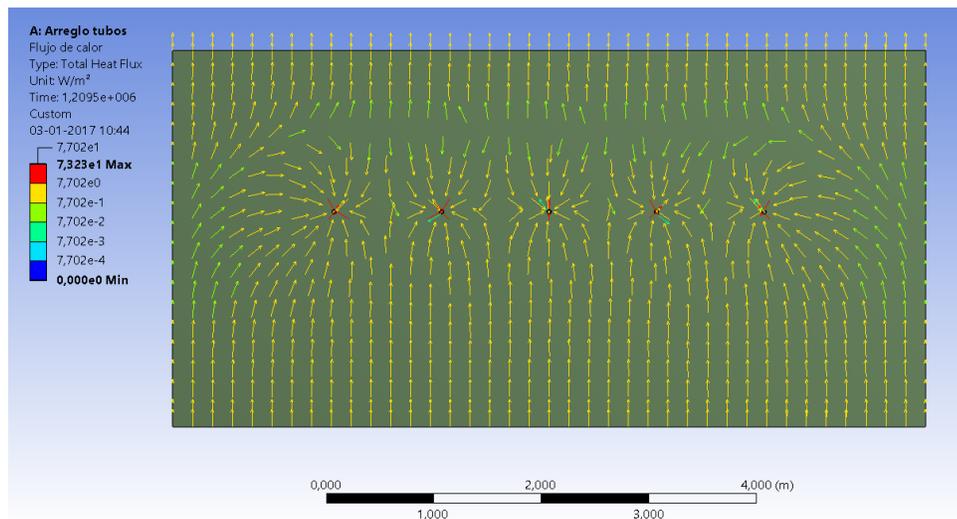


Figura 4.15 Flujo de calor en el subsuelo con tubos a 1 m entre sí.

En este caso, el flujo de calor máximo es $73,23 \text{ W/m}^2$, por lo que el largo total de tubería sería 1562,1 m. El mismo estudio es hecho, considerando que las tuberías están envueltas por un bloque de hormigón de 40 cm de espesor en cada lado, cuyas propiedades están expuestas en la Tabla 3.4, como se ve en las siguientes figuras.

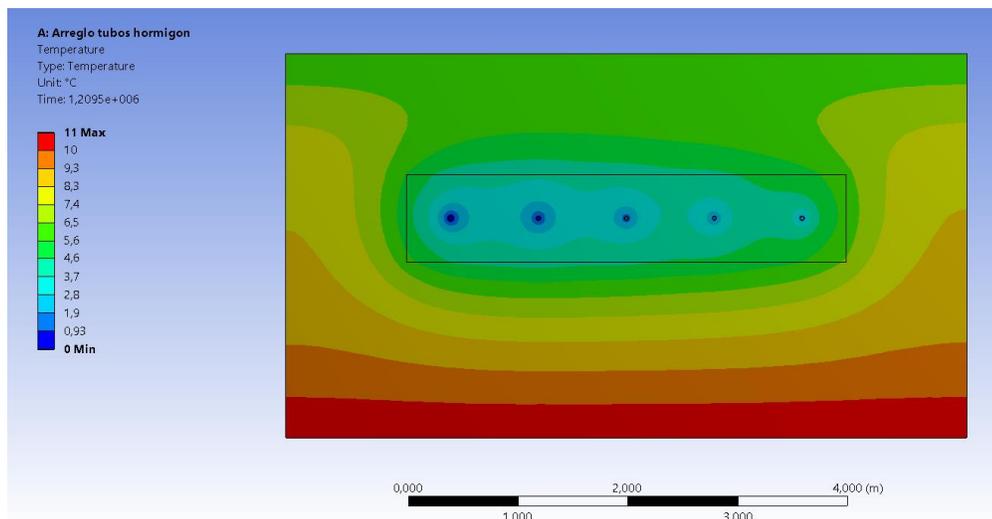


Figura 4.16 Gradiente de temperatura en el subsuelo con un bloque de hormigón.

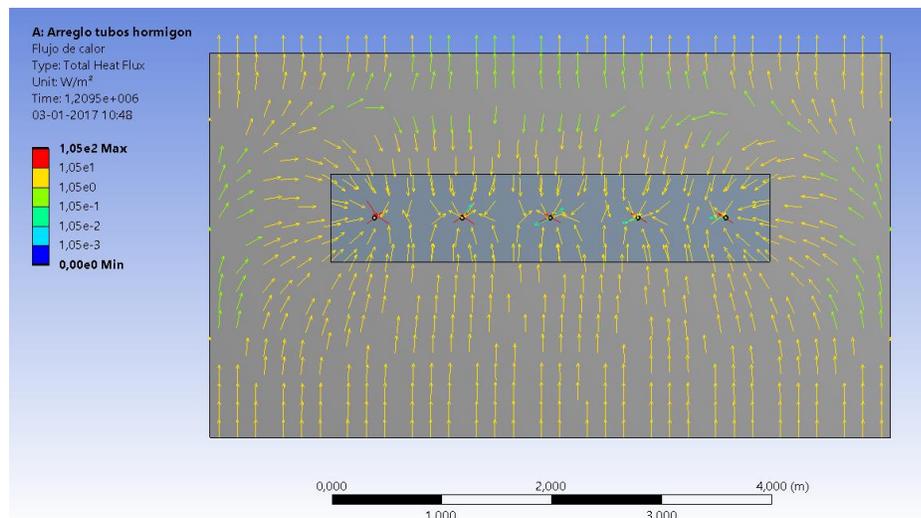


Figura 4.17 Flujo de calor en el subsuelo con un bloque de hormigón.

Se ve que el bloque de hormigón se enfría más que en el caso que solo había tierra, puesto que tiene una menor capacidad calórica, pero genera un mayor flujo de calor (con un máximo de 105 W/m^2) porque tiene una mayor conductividad térmica, implicando un largo de tubería de 1089,5 m, largo que disminuiría si aumentamos el volumen de hormigón usado.

Estos largos calculados son mayores a los estimados en la Tabla 4.6, dado que en dicho calculo no se consideraban los efectos de la superficie o los tubos aledaños, pero principalmente porque en este modelo se considera que la bomba opera de manera continua, no dejando que el suelo se recupere, lo cual no es real, dado que esta deberá trabajar en ciertos períodos durante el día para satisfacer la demanda.

En base a esto, y tomando en consideración que también se requiere de la inclusión de los efectos que tiene el fluido en el sistema, se ve la necesidad de un modelo más completo.

4.3.2 Modelación 3D

Para la modelación 3D, se vuelven a considerar los 3 meses más fríos, sumándosele septiembre, puesto que posee la temperatura en el subsuelo más baja, modelándose en el programa *Ansys CFX*. Para reducir el tiempo de modelación, y dado que el período de estudio es largo y las variaciones de temperatura pequeñas, la evaluación temporal se realiza cada 24 h, en donde dependiendo del día, el fluido fluye o no por el colector. La determinación de los días en donde hay flujo, se saca en base al promedio de uso de la bomba en dicho día. Si la demanda del día es menor a un valor cercano a la mitad (en este caso 46%), de la capacidad máxima de la bomba (es decir la potencia de la bomba por 24 h), se considera que el agua no se mueve durante todo el día. En caso contrario, se considera que el agua fluye con un caudal mencionado antes, durante todo el día. Esto permite simular la recuperación térmica que posee la tierra cuando la bomba no está en operación.

4.3.2.1 Separación entre tubos

Para poder determinar la separación entre las tuberías, se realizan diversas modelaciones probando distintas distancias, para el caso de la lechuga. Como en el caso 2D, solo se modela uno de los circuitos en paralelo, correspondientes a una tubería con 5 tramos en serie. Estos tramos se encuentran contenidos en un bloque de tierra de 3 m de alto y con un borde a los lados igual a la mitad de la separación x entre los tubos. La tubería posee un diámetro de 32 mm y está enterrada a 1,5 m, como se ve en la Figura 4.18.

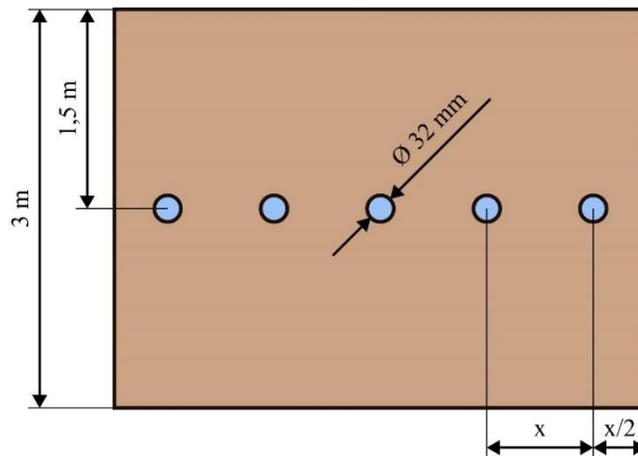


Figura 4.18 Vista frontal del cuerpo modelado.

El largo del bloque de tierra es de 70 m, dado que se considera como largo total del colector para la prueba igual a 1.400 m, valor ligeramente mayor al expresado en la Tabla 4.6. Esto dividido en los 4 circuitos en paralelo, les da un largo 350 m, que a su vez dividido en los 5 circuitos en serie, les da el largo lineal mencionado. Por otro lado, la unión entre cada tramo se encuentra fuera de dicho bloque, como se aprecia en la Figura 4.19.

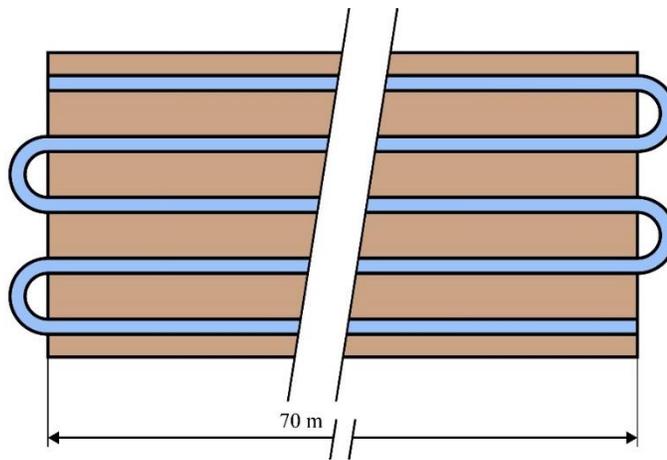


Figura 4.19 Vista aérea del cuerpo modelado.

El hecho de dejar fuera las uniones hace que la geometría no varíe a lo largo del bloque de tierra. Esto permite que el mallado de la cara frontal, se repita a lo largo del objeto. De esta manera, los efectos de transferencia de calor que tendrían estas uniones de las tuberías en el subsuelo se desprecian, debido que al tener un tamaño mucho menor que los tramos rectos, posee un impacto despreciable en el resultado final. Dado que la variación de temperatura es baja en un tramo a lo largo, se requieren de pocos nodos en esta dirección, separándose en este caso el largo del bloque en solo 20 nodos, permitiendo reducir el número total de elementos necesarios para la modelación (ver Figura 4.20).

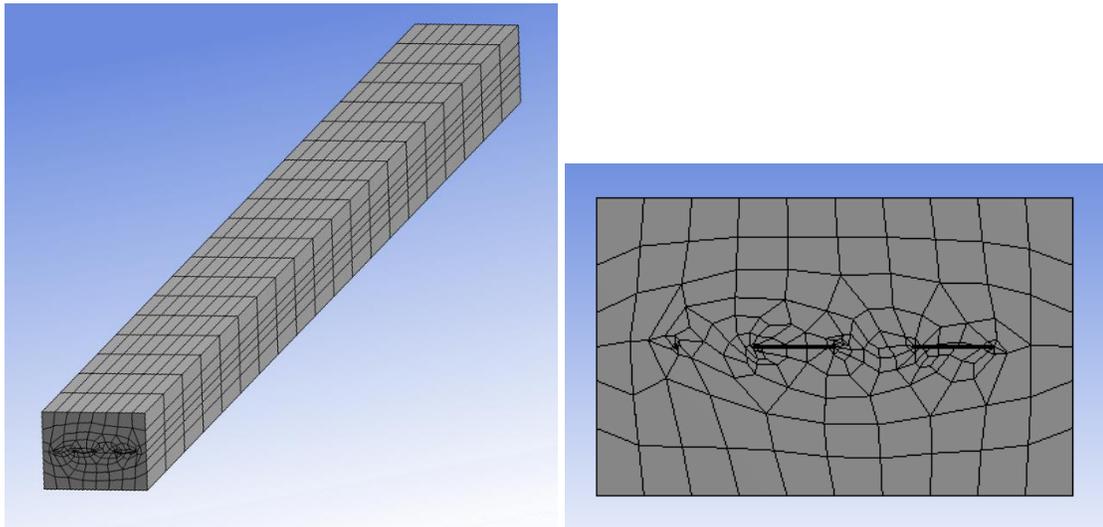


Figura 4.20 Mallado del modelo. Vista isométrica (izquierda) y frontal (derecha).

Por otro lado, tanto el ancho como el alto del bloque, los cuales definen el mallado de la cara frontal, son dividido entre 6 a 10 nodos dependiendo del bloque, con un mallado más refinado en las cercanías de los tubos, dado que es esta zona la que posee mayor variación de temperatura debido al intercambio térmico con las tuberías (ver Figura 4.20).

En cuanto al flujo dentro de la tubería, dado que la diferencia de temperatura con respecto al suelo no es alta, posee una viscosidad baja, el diámetro de la tubería es relativamente pequeño, además de presentar un flujo turbulento, no se considera la existencia de un perfil de velocidad ni de temperatura dentro de este, siendo homogénea radialmente. Debido a esto, no se requiere de mayor refinamiento en la cara transversal de las tuberías, mientras que a lo largo, el mallado se hace coincidir con el mallado del bloque de tierra, es decir 20 nodos (ver Figura 4.21).

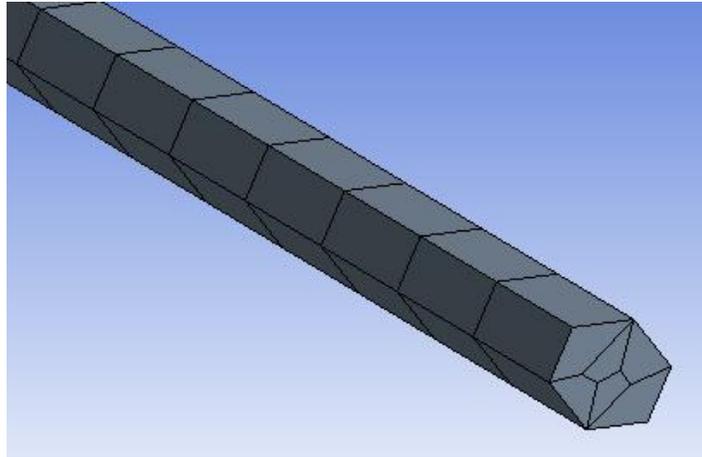


Figura 4.21 Vista isométrica del mallado de la tubería.

A modo de estudio, se analizan 3 temperaturas de entrada distintas para el fluido, siendo -5°C (temperatura mínima a la que operan las bombas de calor, ver Anexo E y Anexo F), 0°C y 5°C . Para el caso a 0°C , el fluido corresponde al mismo que para el cálculo analítico, es decir agua mezclada con un 10% de glicol. Debido a que esta mezcla posee una temperatura de solidificación mayor que -5°C , el fluido para este caso corresponde a una mezcla con un 20% de glicol, para así evitar el congelamiento dentro de la tubería, cuyas propiedades termodinámicas se pueden ver en el Anexo A. Por último, ya que con una temperatura de entrada de 5°C no se alcanzan temperaturas bajo cero, en este caso se usa agua solamente.

A su vez el fluido entra y sale de la tubería con una velocidad normal equivalente al caudal en la sección del tubo, igual a $0,33\text{ m/s}$, cuando se considera que la bomba está funcionando. Como se menciona anteriormente, al tener un mallado poco refinado dentro de la tubería y al no poseerse datos para modelos más complejos, se utiliza un modelo de Turbulencia Alta (*Turbulence High Intensity = 10%*), para simular la transferencia de calor.

Se imponen tanto la temperatura en la superficie como en el fondo del bloque de tierra, las cuales se calculan de igual manera que para el estudio 2D. La interfaz de conducción de calor entre el fluido y el suelo corresponde a una pared con las propiedades del HDPE, con el espesor de la tubería. Por último, tanto las caras a los extremos y las paredes laterales del bloque de tierra, como las uniones de las tuberías, se consideran adiabáticas.

Por otro lado, como condiciones iniciales se considera que el fluido dentro de la tubería está quieto, con una temperatura igual a la de entrada, es decir -5° , 0° o 5°C , según el caso. En cuanto al bloque de tierra, este posee una temperatura homogénea correspondiente a la del subsuelo a $1,45\text{ m}$, según los datos entregados, para el día primero de junio, equivalente a $10,765^{\circ}\text{C}$.

Como se menciona en un principio, el modelo transiente se modela con pasos de 24 h por un total de 4 meses, dando un total de 122 pasos. Se escoge un criterio de convergencia igual a una media cuadrática (*RMS*) residual de 10^{-4} , ya que valores menores no muestran tener mayores efectos en el resultado final.

De este modo, se obtienen las temperaturas de salida del agua, a lo largo de los 4 meses, para separaciones entre las tuberías de 20, 30, 40, 60, 80, 100 y 120 cm, para las 3 temperaturas de entrada. De estas, se busca en el momento más crítico, es decir, la menor temperatura de salida a lo largo del tiempo, correspondiente al paso 84 en todas, debido a que en este período la bomba trabaja continuamente, disminuyendo la recuperación de la tierra, donde aplicando la Ecuación (3.29), se obtiene el calor absorbido como se ve en el siguiente gráfico:

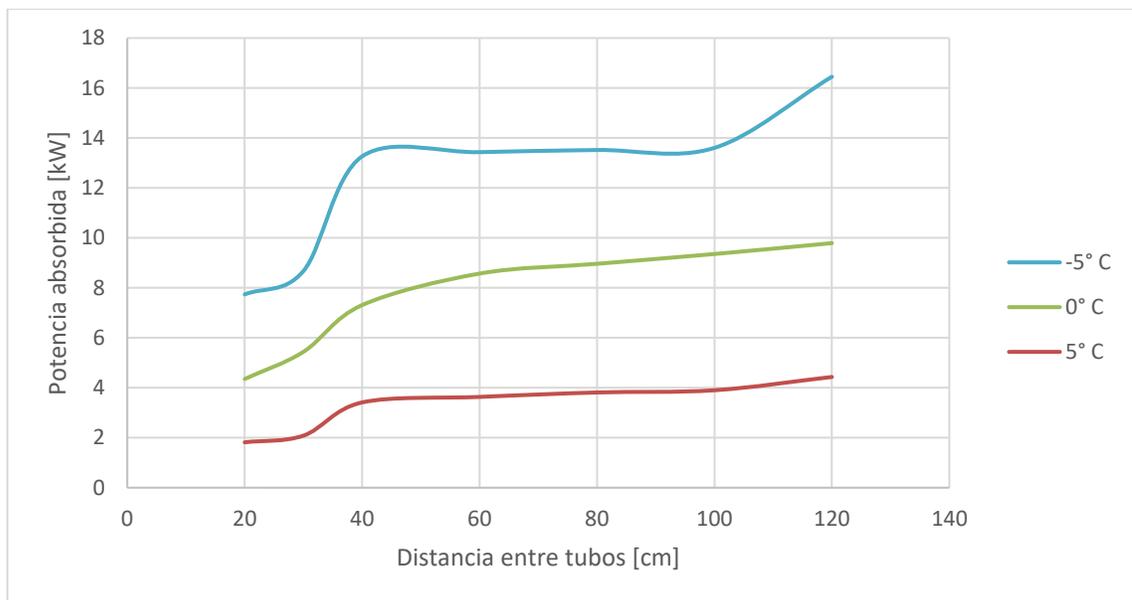


Figura 4.22 Potencia absorbida a diferentes temperaturas de entrada, en función de la separación de los tubos.

Como es de esperarse, a medida que los tubos están más juntos, la energía absorbida disminuye, ya que se extrae calor a una menor porción de tierra. Además, se aprecia que mientras menor es la temperatura de entrada, mayor es la energía absorbida, ya que la diferencia de temperatura es mayor. Pero el uso de temperaturas de entrada de fluido bajo cero, pueden ocasionar un impacto negativo en el subsuelo, puesto que pueden congelar el agua presente en este, cambiando las propiedades del terreno.

Por este motivo, se decide continuar el estudio usando una temperatura de entrada de 0° C, minimizando el riesgo de congelación del subsuelo, cuyas temperaturas de salida se ven en la Figura 4.23.

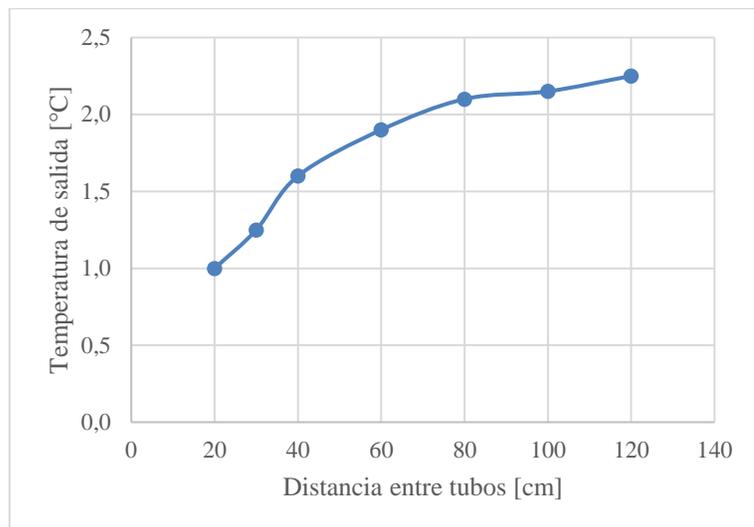


Figura 4.23 Temperatura de salida en función de la separación de los tubos con flujo de entrada a 0° C.

Se puede notar que la pendiente de la curva disminuye entre los 60 y 80 cm de separación, implicando que separaciones mayores, tienen un efecto menor en la temperatura final de salida. De esta forma, se decide continuar el trabajo considerando una distancia entre tubos de 80 cm.

4.3.2.2 Largo del colector

Cabe señalar, que en ninguno de los casos mostrados en la Figura 4.23 se alcanza la temperatura deseada al final (2,6° C para el caso estudiado). Se podría aumentar la separación entre las tuberías esperando que en cierto punto se llegue al objetivo, pero esto aumentaría en gran medida el área total del colector. En cambio, se decide aumentar el largo total de este, iterando hasta el punto en que se llegue a 2,6° C a la salida, bajo las mismas condiciones expuestas anteriormente.

De esta manera, utilizando las mismas condiciones de modelación utilizadas en la sección 4.3.2.1, variando el largo del bloque, se obtiene que se requieren 75 m en cada tramo, es decir, un largo total de 1.500 m de tubería. La evolución de la temperatura a lo largo del circuito para el paso 84 se puede ver en la Figura 4.24, la cual, dada la geometría del modelo, no se encuentra a escala en el eje X, para mejorar la visibilidad de los resultados. El fluido entra por abajo y sale por arriba.

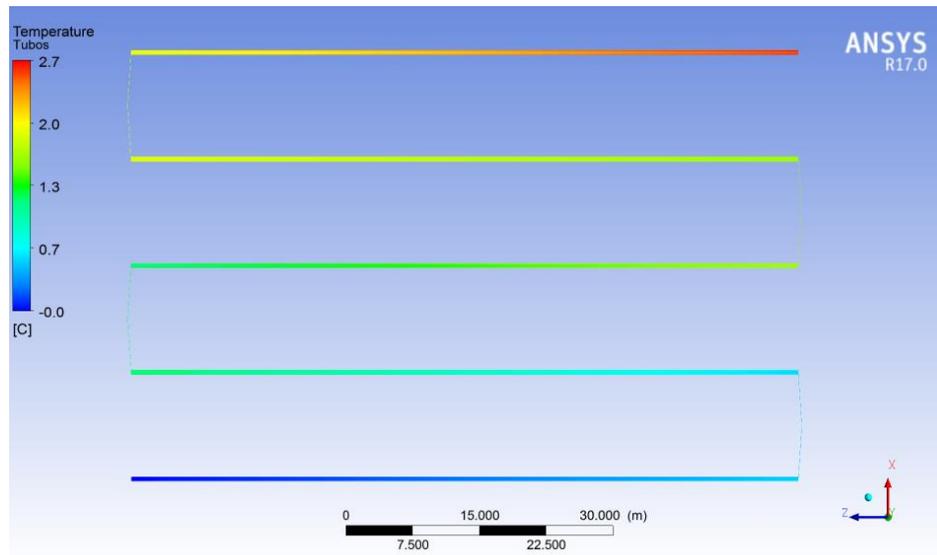


Figura 4.24 Vista aérea con gradiente de temperatura del fluido.

Por otro lado, la vista en corte de la Figura 4.25 muestra el gradiente de temperatura producto del uso del sistema. Se puede notar que la zona afectada por el colector es menor que para el modelo 2D, además de presentar temperaturas por lo general mayores, debido a que se consideran períodos de descanso, donde la tierra logra recuperar temperatura.

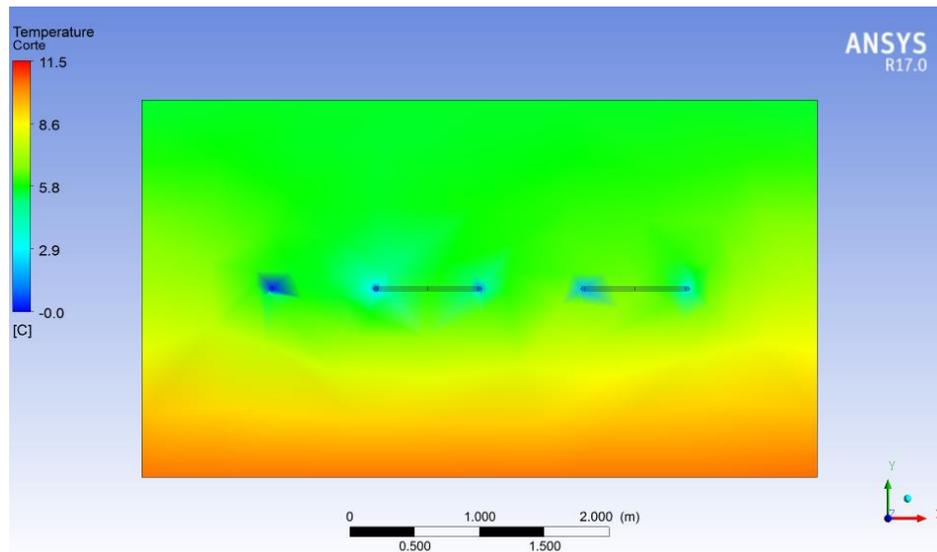


Figura 4.25 Vista frontal con gradiente de temperatura del modelo.

Se prueba otro modelo, pero que a diferencia del anterior, corresponde a un bloque de 3,5 m de alto de tierra, con las tuberías enterradas a 2 m de la superficie. Como la variación de temperatura estacional es menor a mayor profundidad, es de esperarse que la temperatura del subsuelo a 2 m sea ligeramente mayor durante invierno que a 1,5 m. Esto implica que la tubería es ligeramente más corta, con tramos de 68 m.

Como forma de aprovechar mejor el área excavada, se diseña también un colector con dos niveles, a 1,2 y a 2 m de profundidad. El fluido entra por el nivel inferior, circula por este, para luego subir al nivel superior, ver Figura 4.26.

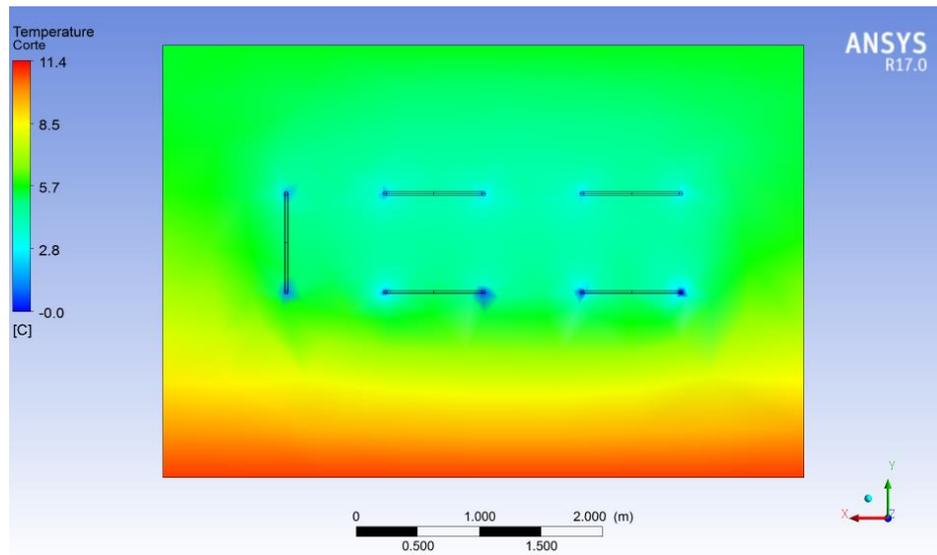


Figura 4.26 Vista frontal con gradiente de temperatura del colector doble.

En este caso, debido a los dos niveles, se tiene que la zona aledaña al colector se ve más afectada. Esto se traduce en que el largo total de la tubería es mayor, con tramos de 38 m y un total de 1.520 m, cuyo gradiente de temperatura se ve en la siguiente figura.

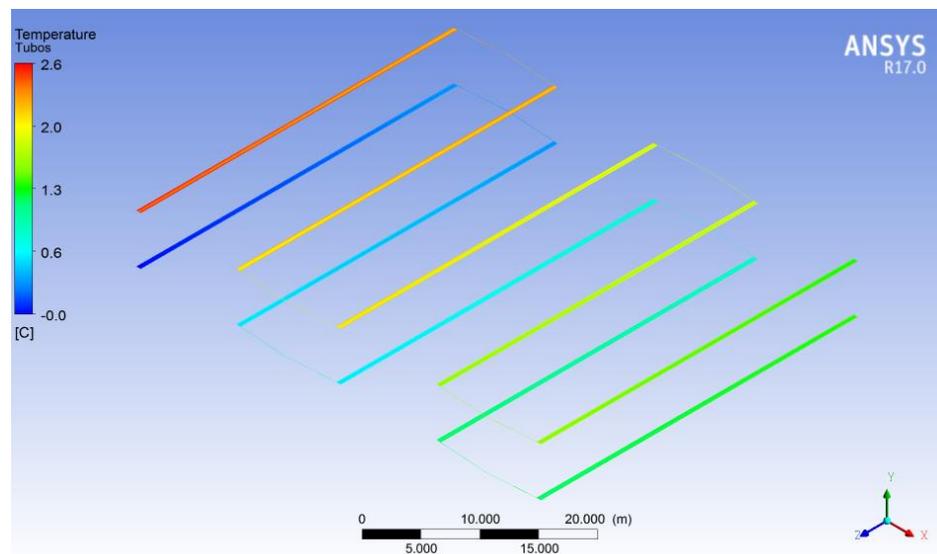


Figura 4.27 Variación de temperatura a lo largo de la tubería del colector doble.

Al igual que como se hizo para el modelo 2D, se modela la inclusión de un bloque de hormigón para cada uno de los tres casos antes mencionados, bordeando a las tuberías con 40 cm de espesor por cada lado, que se ve representado en el corte en la Figura 4.28, correspondiente al caso de colectores enterrados a 1,5 m.

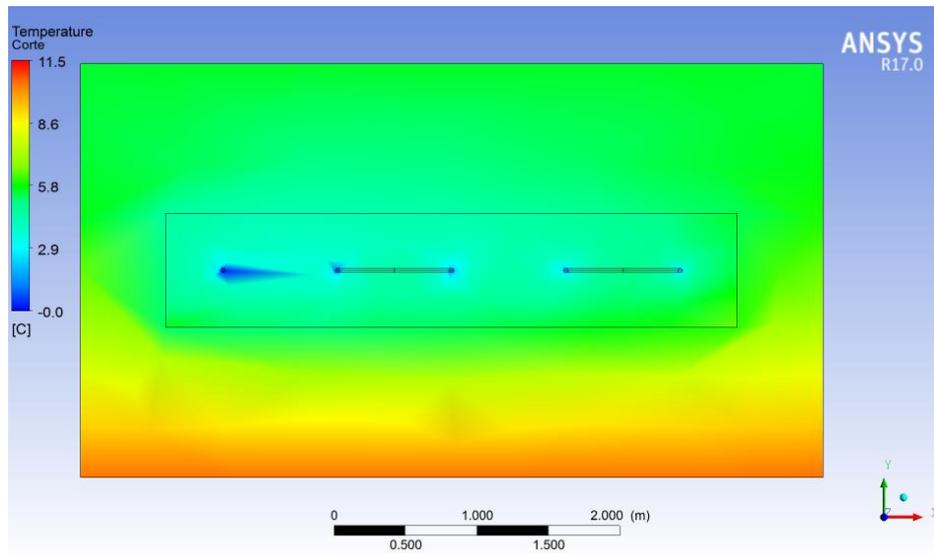


Figura 4.28 Vista frontal con gradiente de temperatura del colector con hormigón.

Al igual que lo visto en el caso 2D, el bloque de hormigón se enfría más rápido, pero mejora la conductividad, disminuyendo el largo de tubería necesario, obteniéndose tramos de 48, 46 y 32 m para el colector a 1,5 m, a 2 m y doble respectivamente.

Por último se realizan los mismos cálculos, esta vez para el tomate. En estos casos, aumenta el diámetro interior de tubería a 58 mm, el caudal a 11 m³/h, cambiando la velocidad de entrada y salida, y se busca una temperatura de salida de 1,8° C, como se señala más atrás. El caso del colector a 1,5 m de profundidad puede ser visto en la Figura 4.29 y en la Figura 4.30.

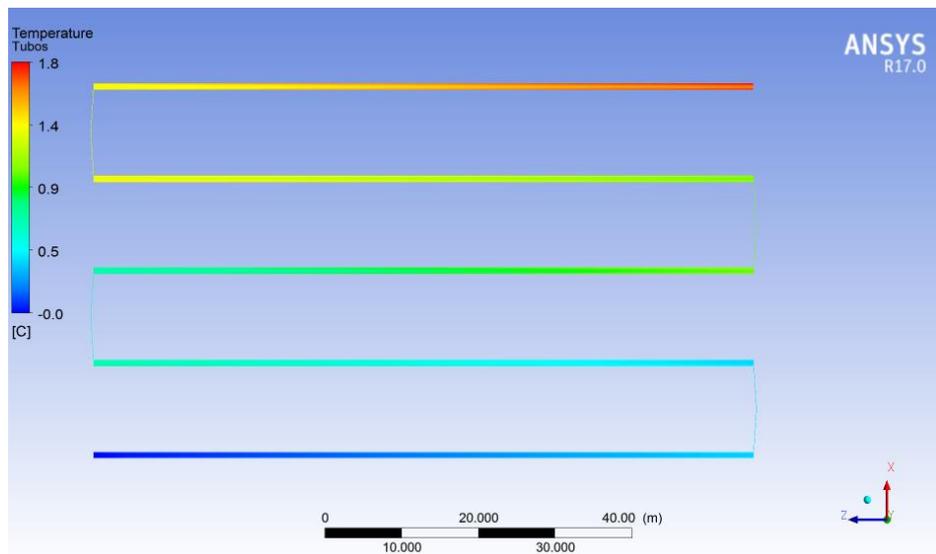


Figura 4.29 Vista aérea con gradiente de temperatura del fluido para el cultivo de tomate.

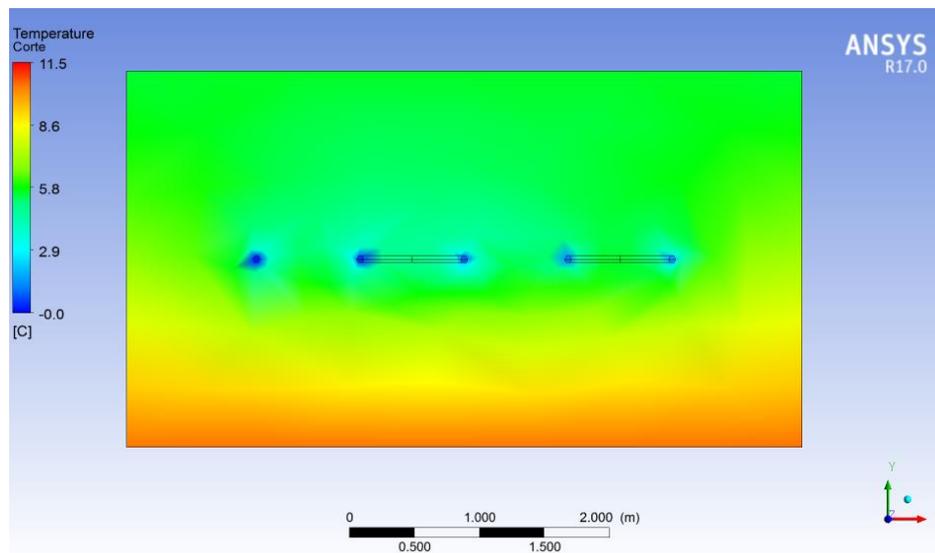


Figura 4.30 Vista frontal con gradiente de temperatura del colector para cultivo de tomate.

Finalmente, se obtienen los resultados resumidos en la Tabla 4.7, donde al largo total se le suma el largo de las uniones entre las tuberías en serie, así como el largo estimado de la unión de cada circuito en paralelo. La pérdida de carga se calcula en base a las Ecuaciones (3.31) y (3.33), a las cuales se les suma la pérdida de carga propia de la bomba de calor mencionadas en la Tabla 4.3.

Tabla 4.7 Largo de las tuberías para las distintas configuraciones.

<i>Cultivo</i>	Tipo	Terreno	Largo tramo [m]	Largo total [m]	Pérdida de carga [m.c.a.]
<i>Lechuga</i>	1,5 m	Tierra	75	1.552,1	3,79
		Hormigón	48	1.012,1	2,87
	2,0 m	Tierra	68	1.412,1	3,55
		Hormigón	46	972,1	2,80
	Doble	Tierra	38	1.629,2	4,11
		Hormigón	32	1.389,2	3,70
<i>Tomate</i>	1,5 m	Tierra	86	2.658,2	2,02
		Hormigón	62	1.938,2	1,83
	2,0 m	Tierra	72	2.238,2	1,91
		Hormigón	56	1.758,2	1,79
	Doble	Tierra	44	2.803,9	2,14
		Hormigón	41	2.623,9	2,09

Se puede notar que los valores aquí expuestos son mayores a los calculados en la Tabla 4.6. Esto se debe a que en este modelo entran en juego las tuberías vecinas y la superficie fría del suelo.

Se observa también que la presencia del hormigón ayuda a reducir en gran medida el largo total de las tuberías, por lo que resulta atractivo su uso. En base a esto, se estima el volumen de hormigón necesario, así como el movimiento de tierra, para posteriormente calcular sus costos.

Tabla 4.8 Movimiento de tierra necesario.

<i>Cultivo</i>	Tipo	Terreno	Superficie ocupada [m²]	Volumen de tierra [m³]	Volumen de hormigón [m³]
<i>Lechuga</i>	1,5 m	Tierra	1.137,0	1.710,0	-
		Hormigón	732,0	1.094,4	634,9
	2,0 m	Tierra	1.032,0	2.067,2	-
		Hormigón	702,0	1.398,4	609,3
	Doble	Tierra	582,0	1.155,2	-
		Hormigón	492,0	972,8	860,2
<i>Tomate</i>	1,5 m	Tierra	1.996,4	2.992,8	-
		Hormigón	1.444,4	2.157,6	1.221,1
	2,0 m	Tierra	1.674,4	3.340,8	-
		Hormigón	1.306,4	2.598,4	1.105,9
	Doble	Tierra	1.030,4	2.041,6	-
		Hormigón	961,4	1.902,4	1.635,8

Se aprecia de estos valores, que si bien los casos cuando la tubería está enterrada a 2 m, el largo de esta es menor, aumentan el volumen de tierra que es necesario mover para su instalación. Lo opuesto pasa cuando se trabaja con dos niveles, donde el largo aumenta, pero disminuye en gran medida el movimiento de tierra y la superficie ocupada. El hormigón por su parte, permite reducir siempre el movimiento de tierra, pero a cambio se requieren grandes volúmenes de este.

Debido a este juego existente entre el largo de las tuberías y el volumen de tierra, así como los costos asociados a la instalación de hormigón, no es posible decidir en este punto cual configuración es mejor. Hace falta realizar una evaluación económica para poder escoger, la cual se encuentra expuesta más adelante.

4.4 Equipos secundarios

Para que el sistema funcione, se requiere de otros equipos además de la bomba de calor, para lograr el flujo de agua, así como la inyección de calor al invernadero.

La distribución del calor dentro del invernadero se realiza mediante ventilosconvectores o también llamados fan coils. Estos equipos deben ser capaces de entregar toda la energía aportada por la bomba de calor, por lo que se buscan en base a este valor. Dado que no se encuentran equipos de esas capacidades en el mercado nacional, y para lograr una mejor distribución dentro del invernadero, se escoge trabajar con 2 fan coils para el cultivo de lechuga, y 4 para el tomate. Las características pertinentes principales de estos equipos, marca Midea, son mostrados en la Tabla 4.9, mientras que sus especificaciones técnicas se encuentran en el Anexo G.

Tabla 4.9 Fan coil Midea.

Modelo	MKF1-800
Capacidad de calefacción [kW]	9,85
Caudal de aire [m ³ /h]	1.350
Caudal de agua [m ³ /h]	1,13
Pérdida de carga [kPa]	24,3
Consumo eléctrico [W]	96

Dadas las pérdidas de carga en el sistema, se requiere de una electrobomba capaz de superarlas. Para el circuito del colector, las pérdidas están dadas principalmente por las tuberías y la bomba de calor, mientras que para el circuito de distribución de calor, están dadas por los fan coils y nuevamente por la bomba de calor.

Ya que los valores expuestos en la Tabla 4.7 no varía mucho en los distintos casos, se evalúan dos bombas de distinto caudal para el circuito del colector, una para cada cultivo. Para el caso del circuito de inyección, la pérdida de carga es principalmente producto de la bomba de calor y los ventiloconvectores. En base a esto, se seleccionan las bombas de cada circuito de cada cultivo dispuestas en la Tabla 4.10, mientras que sus especificaciones técnicas se encuentran en el Anexo H, Anexo I, Anexo J y Anexo K.

Tabla 4.10 Características de las electrobombas.

Circuito	Lechuga colector	Lechuga inyección	Tomate colector	Tomate inyección
Marca	Pedrollo	Leo	Pedrollo	Dab
Modelo	2CP 80-C	LRP32-60/180	HF 50B	VS 65/150
Caudal [m ³ /h]	3,8	1,5	11,0	3,2
Altura manométrica [m]	7,7	3,4	7,8	2,6
Consumo eléctrico [W]	550	95	640	78

Como no se utiliza el sistema geotérmico para producir agua caliente sanitaria, el depósito de inercia puede ser simple, y simplemente almacenar agua. Considerando un almacenamiento de cerca de 30 L/kW, se tiene que se requieren estanques de 500 L y 1.000 L para la lechuga y el tomate respectivamente (ver Anexo L).

4.5 Calefacción en el invernadero

Si bien el balance energético calculado anteriormente permite asegurar la correcta calefacción dentro del invernadero, se realiza una modelación en *Ansys CFX* para verificar una correcta temperatura de aire, para el cultivo de lechuga, producto del uso de los fan coils.

El modelo posee la misma geometría que los invernaderos del CET, con la inclusión de dos ventanillas a cada lado de 0,72 m² cada una, para simular la renovación de aire que ocurre dentro de este, entrando el aire exterior por las dos de un extremo, y saliendo en las otras dos. A su vez, se extraen dos bloques apoyados en las paredes del invernadero, de manera de simular la ubicación de los ventiloconvectores, los cuales al igual que los ventiloconvectores originales, expulsan aire por su cara superior (y por lo tanto ingresa al invernadero), y absorbe en la parte inferior de su cara frontal (extrae aire del invernadero), como se ve en la Figura 4.31.

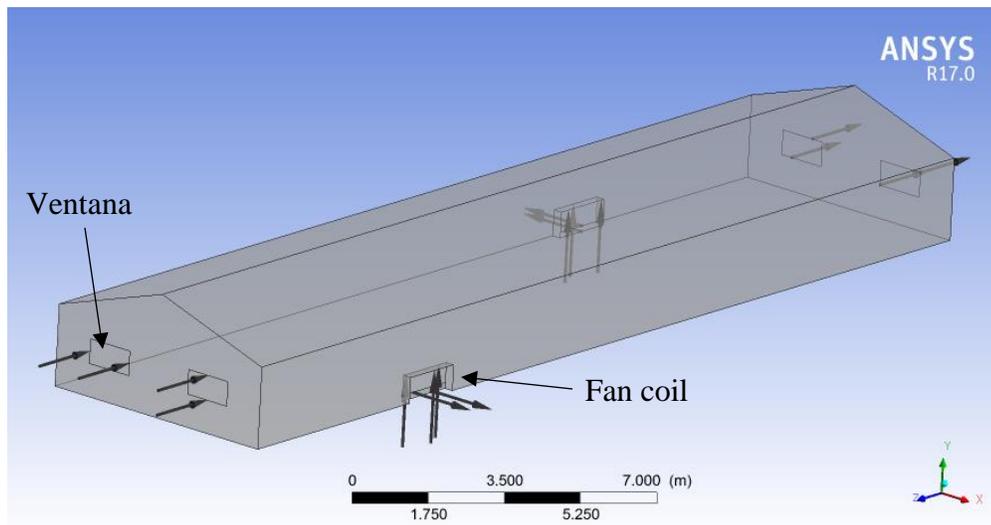


Figura 4.31 Forma del invernadero modelado.

El mallado del cuerpo se refina en todas las paredes del invernadero (incluyendo suelo y techo), puesto que son estas zonas las más expuestas a la diferente temperatura del ambiente exterior y suelo, así como también se refina en el contorno de los fan coils, puesto que en esta zona además de poseer una diferencia de temperatura importante, presenta el mayor flujo de aire en el sistema (ver Figura 4.32).

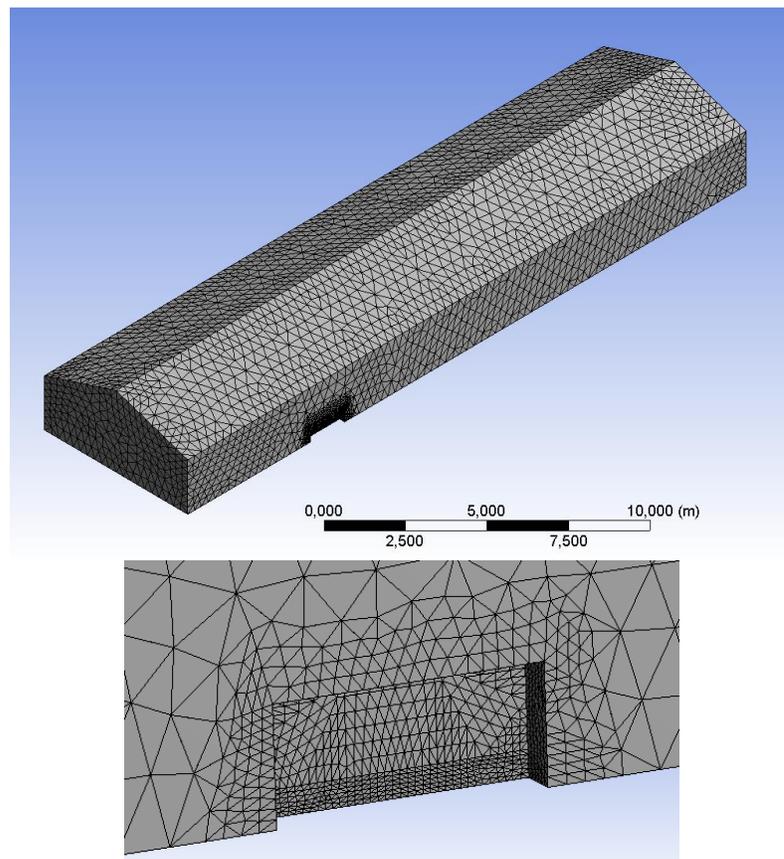


Figura 4.32 Mallado del invernadero. Vista isométrica (arriba) y zona del fan coil (abajo).

El cuerpo modelado corresponde a la masa de aire contenida dentro del invernadero, la cual se encuentra quieta inicialmente, con una temperatura homogénea de 18° C (temperatura ideal para el cultivo de lechuga durante el día).

Para modelar el encendido y apagado de los ventilosconectores, el flujo de aire es 0 o 0,45 kg/s por fan coil, dependiendo de la necesidad energética vista en las tablas, tanto en la entrada como en la salida.

La temperatura de salida del aire en los ventilosconectores depende del calor sensible que perciba el aire que fluye por ellos. Debido a la humedad presente en el aire, este calor será menor que el calor total aplicado, ya que parte de este se pierde en la evaporación del agua como calor latente. Con esto en consideración, la temperatura de salida se calcula despejando la Ecuación (3.10), donde el volumen del invernadero por la tasa de renovación de aire se reemplaza por el flujo de aire propio del fan coil (en m³/s) y la humedad absoluta exterior es igual a la interior (ya que no hay un recambio de aire en estos). Esto da como resultado una diferencia de temperatura de 17,6° C entre la entrada y la salida considerando que la potencia de la bomba se reparte equitativamente.

La temperatura de entrada al fan coil, se asume igual a la temperatura dentro del invernadero, es decir, 8° C en la noche y 18° C durante el día, por lo que se tiene una salida del fan coil (e ingreso al invernadero), de 25,6° C durante la noche, y 35,6° C durante el día.

Es de notar que estas temperaturas son elevadas en comparación con la temperatura en el invernadero. Esta bajaría si se aumentase el caudal de aire que circula por los fan coils, o si se eligiese colocar más fan coils en el invernadero, pero de menor potencia.

Sumado a estos flujos, se imponen corrientes de 0,25 o 0,11 m/s en cada ventana, durante el día y la noche respectivamente, de forma de simular la renovación de aire del invernadero, donde la temperatura de entrada corresponde a la temperatura ambiente exterior.

En las paredes y techo se impone un coeficiente de transferencia de calor igual al calculado con la Ecuación (3.7), dando 2,8 W/(m²·K), transfiriendo calor debido a la diferencia de temperatura entre el interior del invernadero y el ambiente. El suelo en cambio, se utiliza la temperatura estimada a 0,7 m de profundidad, más un aumento producto de la radiación solar durante el día, con coeficiente de transferencia de calor (debido a la distancia y material), igual a 1,4 W/(m²·K).

La masa de aire se modela con un modelo turbulento k-épsilon propio del aire a 25° C (dentro de la biblioteca de *Ansys*). Los efectos que tiene la gravedad en gases de diferente temperatura, se simulan utilizando el modelo Buoyancy, con una temperatura de referencia de 18° C.

Para mostrar el caso extremo, se modela los dos días con la menor temperatura, es decir el 23 y 24 de junio, con una temperatura ambiente promedio de -3,7° C. Se estudian intervalos de 15 min, con su respectiva temperatura ambiente, para ver la evolución transiente, dando un total de 193 pasos.

Por último, al igual que para el modelo del colector, se escoge un criterio de convergencia *RMS* residual de 10⁻⁴. Finalmente se obtienen los siguientes resultados en el último paso, en donde las flechas y su largo indican la dirección e intensidad del flujo de aire en el plano.

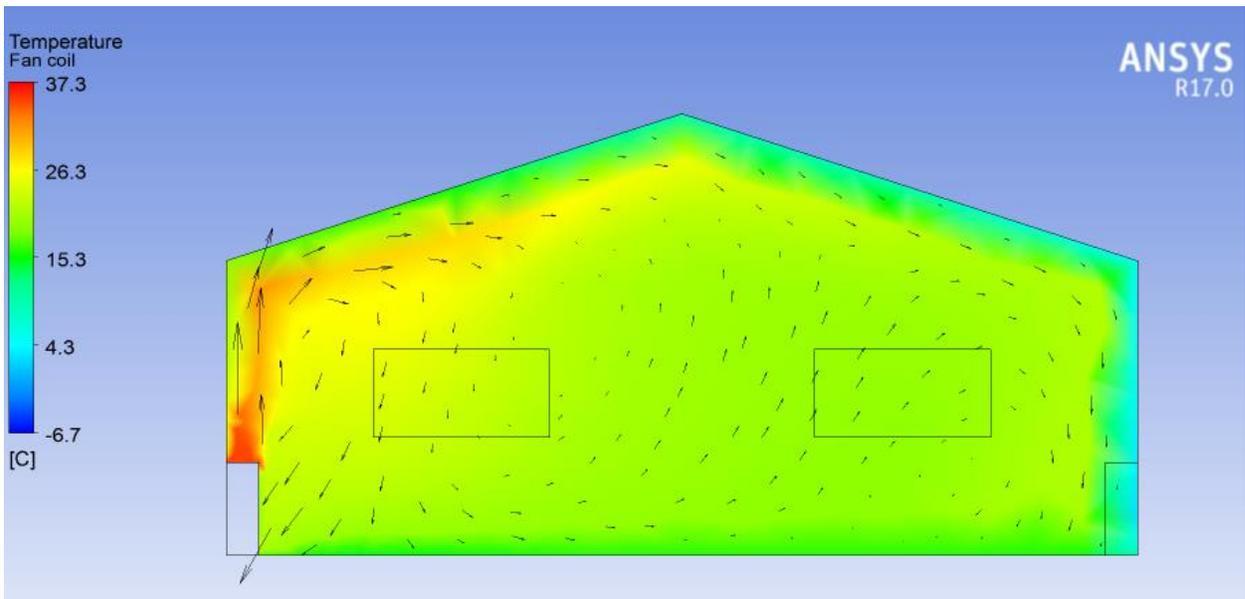


Figura 4.33 Gradiente de temperatura en un plano frontal producto de la calefacción.

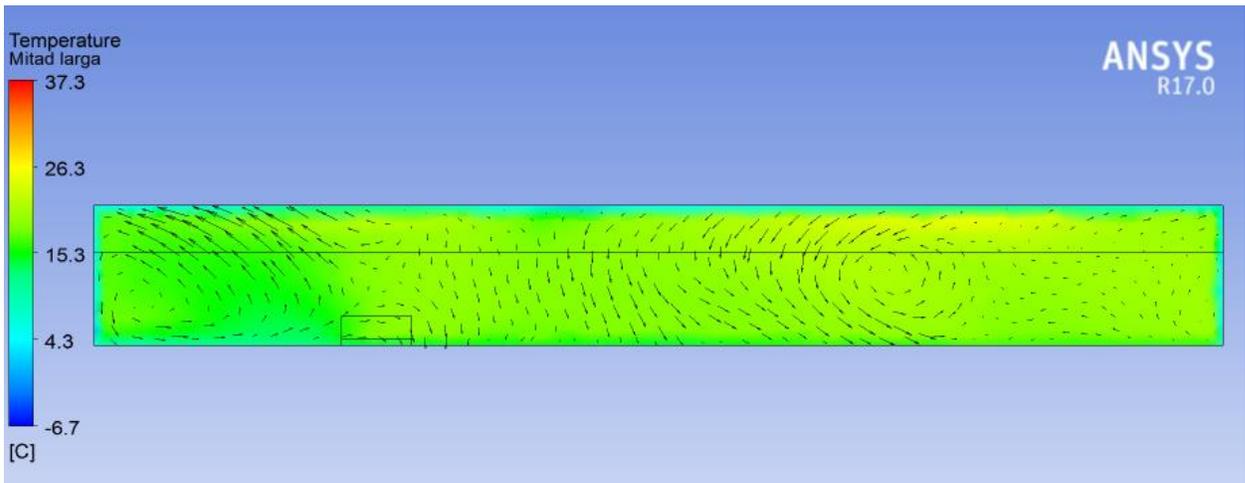


Figura 4.34 Gradiente de temperatura en un plano lateral producto de la calefacción.

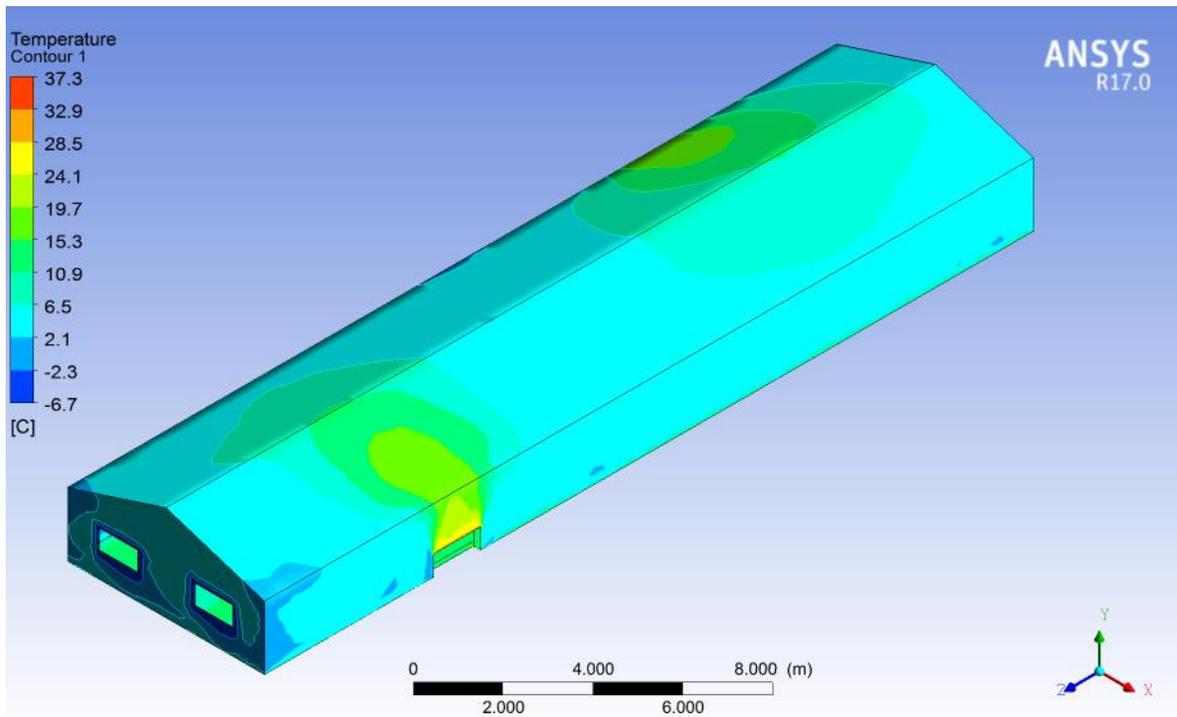


Figura 4.35 Contorno del invernadero con gradiente de temperatura en las paredes.

Se puede notar que los equipos logran mantener una temperatura bastante pareja de alrededor de 18°C dentro del invernadero, ideal para el cultivo de la lechuga. El flujo de aire en su interior es bastante errático salvo en la zona del fan coil, pero de baja intensidad.

En contraste, cuando no se tiene calefacción el invernadero, aplicando el mismo modelo anterior sin el aporte de los fan coils, se enfría rápidamente, como se ve en la Figura 4.36.

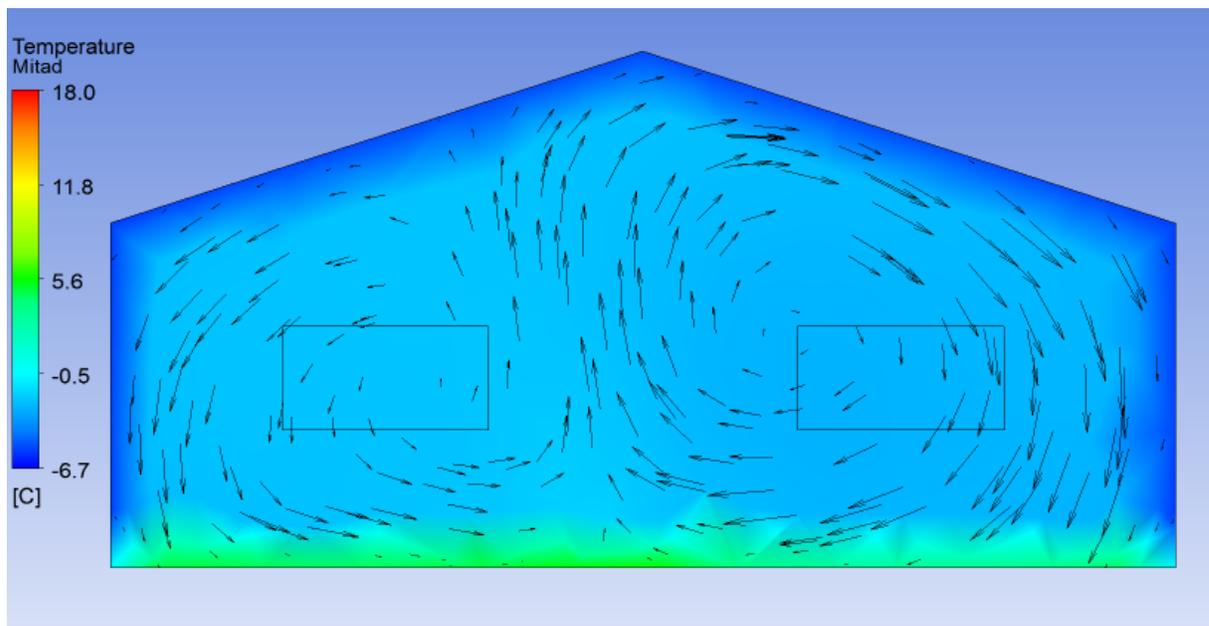


Figura 4.36 Mitad de invernadero, sin calefacción.

En este último caso, notamos que la temperatura dentro del invernadero, está por debajo de los 0° C, que es la temperatura mínima que es capaz de soportar la lechuga. El enfriamiento del lugar resulta inevitable, incluso mejorando el aislamiento del invernadero, ya que este debe tener ventilación para que los cultivos puedan desarrollarse.

Resulta claro que la única forma de poder utilizar el invernadero durante todo el año, es por medio de calefacción.

4.6 Evaluación económica

Ya con todos los equipos seleccionados, es posible costear la inversión inicial necesaria, así como los costos de operación. Todos los valores expresados, corresponden al precio bruto, es decir, sin considerar el IVA, expresados en pesos chilenos, a menos que se indique lo contrario.

4.6.1 Ingresos

En primer lugar, se evalúan los ingresos económicos, producto de la implementación de la bomba de calor. Estas se limitan principalmente al aumento de producción en los cultivos, por operar durante todo el año.

Tomando en consideración los rendimientos de los cultivos, se tiene que el invernadero tiene una capacidad de producción de entre 1.800 a 2.400 cabezas de lechuga, y de 1.500 a 1.800 kg de tomate, por cosecha. Considerando un tiempo de cosecha de 2 meses para la lechuga y 3 para el tomate, se tienen niveles de producción de 10.800 a 14.400 cabezas de lechuga y de 6.000 a 7.200 kg de tomate, por invernadero al año.

El precio de venta en la zona de la lechuga es de \$800 la unidad, mientras que kilogramo de tomate se encuentra a \$1.200, incluyendo el IVA. De esta forma se tiene un precio de venta bruto de \$672 y \$1.008 para la lechuga y el tomate respectivamente.

Con esto en mente, se tiene que los ingresos anuales por la implementación de calefacción en el invernadero van desde \$7.257.600 a los \$9.676.800 para la lechuga. El tomate, por su lado, entrega ganancias de entre los \$6.048.000 a los \$7.257.600. Se puede notar que el tomate genera menores ganancias, por lo que pierde cierto atractivo comercial.

4.6.2 Inversión inicial

La inversión inicial capital, se divide en los materiales necesarios, los equipos utilizados y la mano de obra que conlleva la instalación del sistema.

4.6.2.1 Materiales

Los materiales utilizados en el proyecto, corresponden principalmente a la tubería de HDPE, la tierra que cubre estas tuberías y hormigón si se decide utilizar. Puesto que la tierra ya se encuentra en el sector, esta solo debe ser movida, no teniendo en sí un costo el material. El costo del agua dentro del sistema no se considera, dado que el volumen dentro de este es bajo (entre 1 a 8 m³ dependiendo del caso) y al ser un circuito cerrado, solo se llena una vez.

El costo por metro de tubería de polietileno de alta densidad de diámetro nominal 40 y 63 mm, es de \$527 y \$1.102 respectivamente.¹⁶ Es decir, que el costo total de la tubería variaría entre los \$512.000 y los \$860.000 aproximadamente para un cultivo de lechuga, mientras que para un cultivo de tomate estaría entre \$1.900.000 y \$3.100.000 aproximadamente.

El hormigón varía su precio dependiendo del tipo y calidad, y posee una densidad que varía entre 2.200 a 2.400 kg/m³. Está formado usualmente de cemento y áridos, y posee un precio que parte desde los \$40.000 por metro cubico.¹⁷ En base a esto, el menor costo, de entre los distintos modelos, por el material sería cercano a los 24 millones de pesos, a lo que habría que agregarle la mano de obra.

Esto excluye por completo el uso de hormigón como un sustituto de la tierra como fuente geotérmica, ya que lo que se puede ahorrar al tener una tubería más corta, queda completamente opacado por el alto costo del material, debido a las grandes cantidades necesarias.

El costo del circuito de tubería de HDPE, para los distintos casos con tierra como recurso geotérmico, se ve en la Tabla 4.11.

Tabla 4.11 Costos de las tuberías.

<i>Cultivo</i>	Tipo	Largo total [m]	Costo total [\$]
<i>Lechuga</i>	1,5 m	1552,1	\$817.960
	2,0 m	1412,1	\$744.180
	Doble	1629,2	\$858.609
<i>Tomate</i>	1,5 m	2658,2	\$2.929.292
	2,0 m	2238,2	\$2.466.452
	Doble	2803,9	\$3.089.852

4.6.2.2 Equipos

Debido a que, en el mercado nacional, no se encuentran disponibles las especificaciones técnicas de las bombas de calor que importan las empresas, los modelos mencionados son cotizados en una empresa extranjera. El modelo SI 17TE tiene un valor de €7.093,49, mientras que el modelo SIH 40TE un valor de € 19.057,01, lo que convertido a moneda nacional (1 EUR = 701,7 CLP, al momento de hacer la conversión), son \$4.977.502 y \$13.372.304 respectivamente.¹⁸

El valor de los otros equipos, se pueden ver en las siguientes tablas resumen. Cabe señalar, que como se utilizan 2 y 4 fan coils, el valor en la tabla corresponde al total, con un valor unitario de \$351.520.

¹⁶ Fuente: <http://www.thc.cl/>

¹⁷ Fuente: <http://www.ondac.cl/>

¹⁸ Fuente: <http://www.trivinco.com/>

Tabla 4.12 Valores de los equipos para el cultivo de lechuga.

Equipo	Marca	Modelo	Proveedor	Costo
<i>Bomba de calor</i>	Dimplex	SI 17TE	Trivinco	\$4.977.502
<i>Electrobomba</i>	Pedrollo	2CP 80-C	Koslan ¹⁹	\$158.500
<i>Electrobomba</i>	Leo	LRP32-60/180	Koslan	\$43.000
<i>Fan coil</i>	Midea	MKF1-800	Anwo ²⁰	\$703.040
<i>Estanque</i>	Inerox	500 L	Grupo Biosan ²¹	\$890.057
			TOTAL	\$6.772.099

Tabla 4.13 Valores de los equipos para el cultivo de tomate.

Equipo	Marca	Modelo	Proveedor	Costo
<i>Bomba de calor</i>	Dimplex	SIH 40TE	Trivinco	\$13.372.304
<i>Electrobomba</i>	Pedrollo	HF 50B	Koslan	\$170.250
<i>Electrobomba</i>	Dab	VS 65/150	Anwo	\$150.748
<i>Fan coil</i>	Midea	MKF1-800	Anwo	\$1.406.080
<i>Estanque</i>	Inerox	1000 L	Grupo Biosan	\$1.748.349
			TOTAL	\$16.847.731

4.6.2.3 Mano de obra

Los trabajos principales para la implementación del proyecto, corresponde al movimiento de tierra y la instalación del sistema. Habiéndose ya descartado el uso del hormigón, no se evalúa el costo de instalación de este.

Debido al tamaño y profundidad de la zanja necesaria para instalar el colector, se asume que esta es hecha con una retroexcavadora. Los costos y el tiempo que se demore en hacer la zanja, dependen de varios factores, como la maquinaria que se utilice, el tipo de terreno a excavar, la accesibilidad, así como las características de la perforación. Debido a esto, no se dispone de un valor exacto del costo de la zanja, en cambio, se trabaja con un rango de valores habituales.

El rendimiento de una retroexcavadora, con una cuchara de 0,7 m³, va desde los 30 a 50 m³/h,²² dependiendo del suelo y el tipo de trabajo. El costo por hora, ronda los \$30.000 a \$60.000 por hora.²³ Es decir, se tiene un costo de entre los \$600 a los \$2.000 por metro cubico. Teniendo en cuenta que toda la tierra que se extraiga para realizar la instalación, es devuelta al sector para rellenar el colector, se asume que el volumen de movimiento de tierra es el doble de lo calculado en la Tabla 4.8.

Considerando esto, y descartando los casos con hormigón por lo estipulado anteriormente, se tiene la siguiente tabla de valores.

¹⁹ Fuente: <http://www.koslan.cl/categoria-producto/bombas-centrifugas/>

²⁰ Fuente: <http://www.anwo.cl/>

²¹ Fuente: <http://grupobiosan.com/>

²² Fuente: <http://www.maquinariaspesadas.org/>

²³ Fuente: <https://www.habitissimo.cl/>

Tabla 4.14 Rango de costos por movimiento de tierra en millones de pesos [MM\$].

<i>Cultivo</i>	Tipo	Movimiento de tierra [m³]	Rango de precios [MM\$]	
<i>Lechuga</i>	1,5 m	3.420,0	2,05	6,84
	2,0 m	4.134,4	2,48	8,27
	Doble	2.310,4	1,39	4,62
<i>Tomate</i>	1,5 m	5.985,6	3,59	11,97
	2,0 m	6.681,6	4,01	13,36
	Doble	4.083,2	2,45	8,17

Dado que el margen es tan grande, resulta difícil imponer un valor final, pero si se puede notar que se genera un gran ahorro en excavación al implementarse un colector doble, por lo que se escoge este como modelo final, utilizando una superficie de 38 x 15 m² aproximadamente. Este ahorro puede ser tal que compense sin problemas el gasto extra por alargar la tubería. Por el contrario, el aumento de costo por enterrar las tuberías a 2 m, puede no compensar el ahorro en tubería.

Los costos de la instalación por otro lado, dependen de la máquina y los profesionales disponibles. Dado que el invernadero se encuentra en una zona lejana, los costos serán más elevados si se deseará instalar un sistema similar en Santiago.

Al igual que para el movimiento de tierras, resulta difícil entregar un valor exacto de la instalación, puesto que esta depende mucho de la empresa que la haga, su disponibilidad y de sus profesionales. En base a esto, solo se puede tomar un valor estimativo, el cual dada la naturaleza del trabajo, debería estar en un rango entre \$1.000.000 a \$6.000.000.

4.6.3 Costos de operación

Uno de los costos que se tendrán durante todo su funcionamiento, es el consumo eléctrico que poseerá el sistema. Para esto debe considerarse el consumo de la bomba de calor, así como de los otros equipos necesarios para el funcionamiento del proyecto.

Para determinar el tiempo que se encontrará en operación el sistema, se divide la demanda energética mensual, que aparece en la Tabla 4.1 y la Tabla 4.2, por la potencia de la bomba de calor.

El consumo eléctrico de la bomba de calor, corresponde a toda la energía no absorbida calculada en la Ecuación (3.30), es decir, de los 16,7 y 33,1 kW, solo se consume de la red eléctrica 5,2 y 10,7 kW respectivamente. Por otro lado, el consumo de las electrobombas y ventilosconvectores, se encuentran mencionados anteriormente. Estos valores multiplicados por el tiempo de uso, entregan el consumo eléctrico mensual, señalado en la Tabla 4.15 y la Tabla 4.16.

Tabla 4.15 Consumo eléctrico mensual de la lechuga.

<i>Mes</i>	Tiempo de uso [hr]	Consumo bomba de calor [kWh_e]	Consumo electro-bombas [kWh_e]	Demanda fan coils [kWh_e]
<i>Enero</i>	44,2	230,8	28,5	8,5
<i>Febrero</i>	58,4	305,0	37,7	11,2
<i>Marzo</i>	97,8	510,5	63,1	18,8
<i>Abril</i>	154,1	804,3	99,4	29,6
<i>Mayo</i>	221,2	1.154,1	142,6	42,5
<i>Junio</i>	340,9	1.779,0	219,9	65,5
<i>Julio</i>	344,3	1.796,6	222,1	66,1
<i>Agosto</i>	333,7	1.741,3	215,2	64,1
<i>Septiembre</i>	275,2	1.436,2	177,5	52,8
<i>Octubre</i>	221,4	1.155,6	142,8	42,5
<i>Noviembre</i>	126,1	658,2	81,4	24,2
<i>Diciembre</i>	101,8	531,3	65,7	19,5
<i>ANUAL</i>	2.319,1	12.103,0	1.495,8	445,3

Tabla 4.16 Consumo eléctrico mensual del tomate.

<i>Mes</i>	Tiempo de uso [hr]	Consumo bomba de calor [kWh_e]	Consumo electro-bombas [kWh_e]	Demanda fan coils [kWh_e]
<i>Enero</i>	197,9	2.113,6	142,1	76,0
<i>Febrero</i>	207,5	2.215,4	149,0	79,7
<i>Marzo</i>	284,4	3.036,7	204,2	109,2
<i>Abril</i>	329,8	3.521,0	236,8	126,6
<i>Mayo</i>	374,3	3.996,5	268,7	143,7
<i>Junio</i>	437,6	4.672,8	314,2	168,0
<i>Julio</i>	449,9	4.803,4	323,0	172,7
<i>Agosto</i>	458,0	4.890,0	328,8	175,9
<i>Septiembre</i>	439,1	4.688,9	315,3	168,6
<i>Octubre</i>	401,3	4.285,2	288,2	154,1
<i>Noviembre</i>	294,6	3.145,5	211,5	113,1
<i>Diciembre</i>	284,9	3.041,6	204,5	109,4
<i>ANUAL</i>	4.159,3	44.410,5	2.986,4	1.597,2

En vista de esto, se tiene que la bomba de calor para el caso del cultivo de lechuga, se encuentra el 26,5% del tiempo del año en operación, en cambio para el caso del cultivo de tomate, un 47,5% del tiempo. Además, se ve que el mayor consumo eléctrico lo realiza la bomba de calor, siendo 86,2%, dejando un 10,7% y 3,2% para las electrobombas y ventiloconvectores para la lechuga, en cambio para el tomate, porcentajes de 90,6%, 6,1% y 3,3% respectivamente.

Sumando estos valores, se determina que el límite de invierno para el caso de la lechuga es 787,1 kWh y 3.935,8 kWh para el tomate, según lo señalado en la sección 3.8.3. Se tiene un cargo por energía base de 131,835 \$/kWh y por energía adicional de 228,13 \$/kWh, más IVA (ver Anexo B). En base a esto, se tiene el costo anual por consumo eléctrico, mostrado en la Tabla 4.17.

Tabla 4.17 Costo mensual por consumo eléctrico.

<i>Mes</i>	Lechuga		Tomate	
	Demanda eléctrica [kWh _e]	Costo por consumo [CLP]	Demanda eléctrica [kWh _e]	Costo por consumo [CLP]
<i>Enero</i>	267,8	\$35.305	2.331,7	\$307.400
<i>Febrero</i>	353,9	\$46.658	2.444,0	\$322.205
<i>Marzo</i>	592,3	\$78.091	3.350,2	\$441.669
<i>Abril</i>	933,3	\$137.122	3.884,3	\$512.094
<i>Mayo</i>	1.339,2	\$229.732	4.409,0	\$626.821
<i>Junio</i>	2.064,4	\$395.152	5.155,0	\$797.022
<i>Julio</i>	2.084,8	\$399.811	5.299,2	\$829.906
<i>Agosto</i>	2.020,6	\$385.174	5.394,7	\$851.701
<i>Septiembre</i>	1.666,5	\$304.385	5.172,9	\$801.093
<i>Octubre</i>	1.340,9	\$176.778	4.727,5	\$623.247
<i>Noviembre</i>	763,8	\$100.698	3.470,1	\$457.482
<i>Diciembre</i>	616,6	\$81.284	3.355,5	\$442.371
<i>ANUAL</i>	14.044,1	\$2.370.190	48.994,0	\$7.013.011

Cabe señalar que los costos aquí establecidos fueron calculados, tomando solo en consideración la calefacción del invernadero, sin incluir el consumo eléctrico ya presente en el CET, debido a que se desconoce, y que puede variar los costos afectados por la tarifa de invierno. Además, como se menciona antes, la tarifa actual posee una limitante de consumo de 10 kW máximo, por lo que sería necesario cambiar de tarifa en el caso del cultivo de tomate.

Se puede notar del consumo anual del tomate, que este no alcanza a pagar su propia cuenta de electricidad, quedando con una deuda por año, de cerca de un millón de pesos, mientras que en el mejor de los casos, genera una utilidad cercana a \$240.000 anuales, sin descontarle otros costos asociados. En base a esto, se descarta al tomate como un cultivo viable económicamente para calefaccionarse, dada la situación actual.

La mantención del sistema se limita a los equipos, puesto que las tuberías una vez instaladas no requieren de ningún trabajo posterior (a no ser que hubiera una fuga). Al igual que para el caso de la mano de obra, resulta difícil determinar un costo, ya que depende de la empresa que lo realice. Como regla general, se aproxima el costo de mantención anual, igual a un 2% del costo de los equipos. Si bien es un modelo muy simplificado, ya que no considera el aumento de mantenimiento necesario a medida que pase el tiempo, sirve para dimensionar el costo de esta. Siguiendo esto, se tiene que el costo por mantenimiento anual es igual a unos \$135.000 para la lechuga y \$337.000 para el tomate.

Si bien, quienes trabajan en los invernaderos son reclusos, estos igual perciben una remuneración por la labor hecha, la cual va entre \$45.000 a \$130.000. A modo de ejemplo, se considera que se les paga el máximo a dos reos por cada cosecha. Dado que la lechuga se cosecha cada 2 meses, esto se traduce en \$1.560.000 anuales, mientras que para el tomate, que son 3 meses, es \$1.040.000.

Finalmente, los costos de operación anuales se resumen en la siguiente tabla.

Tabla 4.18 Resumen de costos de operación anuales.

Cultivo	Lechuga	Tomate
<i>Electricidad</i>	\$2.370.190	\$7.013.011
<i>Mantenimiento</i>	\$135.000	\$337.000
<i>Pagos</i>	\$1.560.000	\$1.040.000
TOTAL	\$4.065.190	\$8.390.011

4.7 Balance final

Como se menciona anteriormente, tanto el cultivo de tomate, como el uso de hormigón, generan impactos económicos que no son posibles solventar, por lo que quedan descartados como opciones viables para la implementación del sistema.

Si consideramos que solo la bomba de calor consume energía, se requeriría para el caso del tomate, que el equipo posea un COP igual a 3,9, solo para poder pagar todos los costos de operación. En cambio, la lechuga podría bajar el COP hasta a 1,3 para autosustentarse.

Es decir, que la calefacción para el cultivo de la lechuga, no podría ser puramente eléctrica, sistemas que poseen un COP igual a 1. De implementarse, se experimentarían pérdidas de 1,6 MM\$ anuales, si es que se calcula el costo eléctrico como se menciona en la sección 4.6.3.

De igual manera, implementar una calefacción en base de gas natural no sería más conveniente que nuestra solución, puesto que el metro cubico de gas esta sobre los \$500,²⁴ cerca de USD 0,75, lo que según lo expuesto en la sección 3.9, es un precio suficientemente alto como para ser más rentable la implementación de una bomba de calor geotérmica.

Dado que el proyecto ganó el FAE 2016, la inversión inicial está completamente financiada. En este sentido, el proyecto es extremadamente rentable ya que, si no consideramos impuestos, se tienen utilidades de \$3.192.410 anuales.

El Impuesto a la Renta de Primera Categoría, presente en el artículo 20 de la Ley de Impuesto a la Renta, para las empresas varia a lo largo de los años tributarios, siendo en el 2016 igual 22,5%, mientras que para el 2017 será 24%, fijándose como un 25% en el año tributario 2018.²⁵ Considerando este último como el impuesto que se aplique sobre las utilidades percibidas, se tiene todavía una renta después de estos de \$2.394.307 anuales.

Pero si se considera al CET como una empresa del Estado, este debe pagar un impuesto especial del 40% sobre las utilidades generadas, señalado en el artículo 2° del Decreto Ley N° 2.398 de 1978.²⁵ Con esto, las utilidades finales bajan a \$1.915.446 anuales.

²⁴ Fuente: <http://www.gasco.cl/>

²⁵ Fuente: <http://www.sii.cl/>

Estas ganancias podrían permitir la inclusión de más reos al invernadero. Si se considera el mismo pago mencionado anteriormente, se podría sustentar con hasta 6 reclusos cosechando. Los ingresos calculados se consideran en base a una venta de lechuga a \$672 por cabeza, pero actualmente el CET vende a \$500 la unidad, lo que disminuye considerablemente las utilidades, permitiendo sustentar el pago de solo 3,5 reclusos (uno de ellos solo participaría en la mitad de las cosechas).

Por otro lado, si se decide ver este proyecto como una empresa particular cualquiera, la inversión inicial debe ser pagada por el propietario. Para realizar el análisis, se elige la opción más conveniente, es decir un colector doble, con la mano de obra más económica.

Considerando que la inversión inicial se pague en 5 años, con una tasa de interés de un 10%, teniéndose una tasa de oportunidad de un 12%, proyectado a una duración de 20 años, se obtiene un VAN (Valor Actual Neto) de -\$2.272.187 y una TIR (Tasa Interna de Retorno) de 11,5%, flujo de caja que puede ser visto en el Anexo M. Junto a esto, la inversión recién se recupera luego de 8 años, por lo que el proyecto no posee realmente un atractivo económico.

Si simplemente tomamos el caso base actual, es decir, sin calefacción, se poseen alrededor de 4 meses en los cuales se alcanza una temperatura aceptable para la lechuga. Esto implica 2 cosechas al año, con una producción de 3.600 unidades al año, produciendo ingresos cercanos a \$2,5 millones. En este caso, el costo de operación corresponde a solo el pago de las dos personas que cosechen, con un total de \$520.000/año, lo que se traduciría en una renta, sin impuestos, de casi \$1,9 millones anuales, que si bien es menor al del caso con la bomba, no requiere una alta inversión inicial.

Para comparar el sistema actual, con la implementación de un sistema vertical, se considera el ejemplo dado en la sección 3.8. En este caso la inversión inicial es cercana a los MM\$18,5, pero con un COP de 4,6. Cabe mencionar que si bien la conductividad del subsuelo en el ejemplo es mayor a la medida en Aysén, esta corresponde al promedio presente en el tramo que se encuentra enterrada (25 m), y no solo de la superficie del subsuelo, como es nuestro caso. Con esto en consideración, no se tienen los datos de conductividad promedio en el CET hasta 25 m, por lo que se conserva el valor en el ejemplo.

Realizándose los mismos cálculos hechos para nuestro caso, se tiene que el costo de operación anual es igual a 3 millones de pesos. Puesto que no se poseen los costos de instalación de un sistema como este en Aysén (los cuales deberían ser mayores a los expuestos en el ejemplo, debido a lo recóndito del lugar), se asume la misma inversión inicial.

Esto implicaría un ahorro de cerca de 1 millón de pesos anuales en costos de operación, lo que permitiría pagar el costo extra de inversión en cerca de 8 años y medio. Esto resulta en una recuperación de la inversión en 15 años, con un VAN a 20 años de -\$119.839.133 y una TIR de menos 12,0% (ver Anexo N), lo cual resulta en un modelo menos atractivo que el proyecto estudiado.

5 Discusión

Antes de concluir sobre los resultados obtenidos, es importante mencionar varios aspectos de la investigación, así como dar paso a ideas para la mejora del trabajo.

5.1 Resultados obtenidos

Dadas las condiciones ambientales del sector, queda claro que se requiere de calefacción dentro del invernadero para la lechuga, y en especial para el tomate. Por otro lado, no se requiere de un sistema de refrigeración, puesto que las temperaturas máximas en el año se encuentran dentro del límite permisible para los cultivos. De esta manera el enfriamiento del invernadero se asume que es alcanzado por otros medios, como ventilación natural o enfriamiento por evapotranspiración.

Un aumento en la aislación del invernadero ayudaría a disminuir las pérdidas, reduciendo el consumo eléctrico, lo que se traduciría en mayores ingresos a lo largo del año. Esto se puede conseguir mejorando la construcción, o agregando una segunda pared al invernadero, que disminuya la conductividad final. Pero este ahorro estaría limitado, puesto que las mayores pérdidas ocurren por la evapotranspiración, y buena parte por la renovación de aire, la cual es esencial para el mantener las condiciones ambientales necesarias para el cultivo.

Pero aun así puede significar en un impacto importante, ya que la conducción-convección representa el 16% de las pérdidas para la lechuga y un 26% para el tomate. Para este último caso resulta mucho más atractivo mejorar la aislación, ya que su mayor temperatura implica mayores pérdidas por este medio. Si estas se disminuyesen lo suficiente, incluso podría permitir al tomate ser rentable de producir en el lugar.

Como es de esperarse, es durante los meses más fríos, donde la demanda es mayor. Por otro lado, la demanda durante el día también es mayor, ya que se requiere de una mayor temperatura dentro del invernadero. Esto genera peaks de consumo en el modelo al pasar de la noche al día, lo cual en la realidad puede ser atenuado, jugando con el cierto grado de libertad de temperatura que poseen los cultivos. Esto implicaría que la demanda máxima debe ser menor a la calculada, uno de los motivos por el cual no se ocupa este valor para la elección de la bomba de calor.

En cuanto al dimensionamiento del colector, la Ecuación (3.22) resulta ser fundamental. Si bien se poseen los datos de temperatura del subsuelo, estos se limitan a solo una profundidad de 1,45 m. Mediciones a otras profundidades podrían hacerse a lo largo del año, pero aumentaría innecesariamente los costos del proyecto. En cambio, esta ecuación permite predecir rápidamente la temperatura a la profundidad deseada, la cual al haberse hecho calzar con la temperatura a 1,45 m, sigue bien la media de la temperatura en la superficie, validándola. De esta manera, se pueden realizar modelos a distintas profundidades.

Otro aspecto clave para el dimensionamiento, es la elección de la bomba de calor, puesto que esta entrega valores como el caudal, el COP y la potencia del sistema. La elección de estas no se hace en base a la potencia máxima, debido a que este es un valor puntual, y como se menciona anteriormente, no refleja exactamente la realidad. En cambio, se escoge un valor que se encuentre sobre el promedio, idealmente sobre la mayor parte de la demanda instantánea.

Es posible utilizar bombas con una potencia menor a las electas, permitiendo un ahorro económico, trayendo como consecuencia que el sistema deba operar por más tiempo, pero resultando en casi el mismo aporte energético. Esto provocaría además que haya más momentos donde disminuya la temperatura dentro del invernadero, por lo que al escogerse, se debe cuidar que la variación se encuentre dentro del rango aceptable para el cultivo.

Se puede notar de los valores calculados, que los sistemas geotérmicos requieren de largos circuitos enterrado para cumplir la demanda. Esto se debe a que el subsuelo no presenta mayor potencial energético, siendo su atractivo la alta inercia térmica de la tierra, en comparación a las fluctuaciones que posee el ambiente.

Sumado a esto, el suelo en el sector presenta una conductividad particularmente baja, lo que implica tener tuberías más largas con tal de cumplir con la demanda. Dado esto, el uso de hormigón resulta en primera medida, atractivo como fuente geotérmica, pero falla en el aspecto económico.

El aumento del diámetro de tubería, permite una mayor conductividad, y por lo tanto un circuito más corto, pero está limitada hasta un máximo, en el cual, a partir de este el flujo dentro deja de ser turbulento, lo que se traduciría en una disminución de la conducción. Debido a esto, el diámetro óptimo es el máximo que permita un Reynolds turbulento.

En cuanto a las pérdidas de carga, producto de no escoger la tubería de máximo diámetro, son amortiguadas aumentando el número de circuitos en paralelo, lo que disminuye el largo del tramo de la tubería. Esta distribución en comparación con un simple circuito en serie resulta más compleja al momento de instalarse, porque se debe tener mayor cuidado con la purga de aire del sistema, pero estas consideraciones escapan al alcance de la investigación hecha.

La modelación se hace en base a los tres meses más fríos, y por lo tanto los de mayor consumo. Pero debido al desfase que existe en el subsuelo, la temperatura mínima en el subsuelo a 1,45 m de profundidad se encuentra a principios de septiembre, y a finales de este mes a 2 m. Pero la diferencia entre esta y el mes de agosto es baja, por lo que no significaría un cambio mayor en el resultado. Además, la temperatura en el subsuelo del sector, se ve mayormente afectada por el uso del colector, por lo que durante usos prolongados del sistema, la temperatura del sector cae, para luego recuperarse cuando no esté operando la bomba.

Modelar el colector en este período de tiempo, permite asegurar su correcto funcionamiento por el resto del año.

El modelo 2D, si bien logra mostrar el gradiente de temperatura que ocurre en la tierra, no logra simular bien la presencia del fluido. Esto se debe a que la temperatura de las paredes interiores de las tuberías debe imponerse para hacer el modelo. Junto a esto, no es posible modelar los momentos en que no está operando la bomba, por lo que no se simula la recuperación que tiene la tierra.

En base a esto, resulta necesario el uso de un modelo 3D, para poder calcular la temperatura de salida. Debido a que es necesario iterar varias veces, cambiando el largo de la tubería, con tal de obtener la temperatura de salida deseada, se busca que modelación no tome demasiado tiempo.

Esto se logra modelando con un bloque de tierra solo los tramos rectos del colector, no considerando la unión entre estos, permitiendo tener un mallado más simple, y no tan detallado en zonas que no requieren mayor precisión, puesto que la variación de temperatura es baja. Esta medida debe ser tomada, ya que el modelo es asimétrico en cuanto a sus medidas, teniéndose detalles como el diámetro de la tubería que es en milímetros, mientras que el largo de estas es de metros. Además, solo se modela un circuito en paralelo, con todas sus vueltas, considerando que los otros van a presentar el mismo comportamiento.

Otra medida que se toma para disminuir el tiempo de modelamiento, es el tiempo cada cuanto se evalúa, que se considera igual a 24 horas. Esto implica para la modelación, trabajar con períodos de operación de un día, lo cual no debería ocurrir en la realidad. El mismo estudio puede hacerse, considerando un período más corto, de incluso 1 hora cada paso, pero aumentaría considerablemente los recursos computacionales necesarios, aumentando el tiempo para resolver el problema, lo que limita las posibilidades de iterar los resultados.

Modificar la velocidad del flujo, dejándola igual a cero, permite simular el caso en que la bomba no opera, lo que permite tomar en consideración la recuperación térmica que tiene la tierra en estos tiempos.

Para encontrar una distancia adecuada entre las tuberías, se compara la temperatura de salida de diferentes modelos, con distintas separaciones entre centros. Esta muestra que la temperatura llega a un punto crítico, cercano a los 80 cm, en donde un aumento en la distancia, no genera mayor variación de temperatura, tomándose esta como la distancia entre tubos para todos los modelos. Cabe señalar, que esta distancia se elige buscando disminuir el largo necesario de tubería, sin tomar en cuenta el aumento en el tamaño de la zanja necesaria a excavar.

El corto periodo de modelación, también permite probar distintos modelos, en donde se cambia su profundidad o su distribución. De esta manera se ven los beneficios de aumentar la profundidad a la que se entierre el colector. Si solo se considera el largo total necesario de la tubería, se tiene que lo más conveniente es enterrar el colector lo más abajo posible, cambiando toda la tierra por hormigón, que muestra ser una mejor fuente geotérmica que la tierra.

Pero esto implicaría costos elevados, tanto por el movimiento de tierra, como por la compra e implementación del hormigón. Debido a que el costo por la tubería es bajo en comparación al costo del hormigón, su implementación exclusiva para un sistema de bomba de calor geotérmica, no se justifica en ningún caso. Pero como si disminuye el largo de la tubería, su uso si resulta conveniente, si es que este material ya está establecido para otro proyecto, como por ejemplo para cimientos de alguna construcción. De esta manera al colocarse el colector en el hormigón, este último no poseería un costo agregado.

Otro factor crucial al momento de diseñar el colector, resulta en el volumen de tierra que debe moverse, debido a su impacto económico. Los colectores horizontales se pueden enterrar hasta una profundidad máxima de entre 2 a 2,5 m, que es la profundidad máxima que alcanza a cavar una retroexcavadora. De hacerse más profundo, la excavadora deberá bajar a la zanja, lo que aumentaría los costos. Por otro lado, si se decide enterrar el colector a una profundidad menor, este tendrá un largo mayor para superar las temperaturas más bajas, por lo que la eficiencia del sistema entra en juego en función del largo de la zanja, versus su altura.

Se escoge una distancia grande entre tuberías debido a las características del subsuelo, y por el hecho de funcionar el sistema solo para calefacción, por lo que solo se extrae calor del subsuelo.

Ya que los distintos modelos por cultivo poseen el mismo output, la elección final de este es netamente económica. En base a esto, resulta más conveniente el circuito doble, ya que, aunque los costos de excavación vistos poseen un amplio margen, la inversión inicial es menor. Cabe señalar que no se considera un costo extra por la instalación de un colector doble, con respecto a uno simple, costo que puede afectar la decisión final. Aun así, bajo la lógica de disminuir el movimiento de tierra, el modelo puede resultar más económico si se disminuye la distancia entre los tubos, transándose un mayor largo, por un menor ancho.

El siguiente caso más económico es el de un colector simple a 1,5 m, tanto para la lechuga como para el tomate. Pero este modelo ocupa una superficie de más del doble que para el caso de un colector con dos filas, por lo que hay un mayor riesgo de no haber un espacio disponible suficientemente grande como para el sistema.

Es de notar, que el sistema igual funciona si es que la temperatura de entrada a la bomba es menor a la calculada, por lo que es posible disminuir el largo de las tuberías. Pero esta disminución implicaría bajar el COP del sistema, lo que aumentaría el consumo eléctrico, aumentando los costos anuales, por lo que no resulta muy atractivo intentar ahorrar en tuberías.

Finalmente, a modo de tener una mayor certeza del sistema, se puede modelar el colector completo, aunque esto no sea estrictamente necesario.

Por otro lado, los equipos secundarios del sistema no requieren ser cambiados si se modifica el colector, salvo la electrobomba, que resulta poco probable, ya que el aumento en el largo de las tuberías no debería ser tal, que afectase considerablemente la pérdida de carga.

En cuanto a la distribución de temperatura dentro del invernadero, si bien no es necesariamente la realidad, se incluyeron ventanas a los extremos, por donde se realiza el recambio de aire. En la realidad, las filtraciones de aire ocurren en general por todas las paredes del invernadero, debido a una construcción no perfecta. Pero el uso de las ventanas es una simplificación aceptable para el modelamiento, ya que se obtiene una temperatura pareja a lo largo del invernadero.

La modelación a su vez muestra lo necesario de la calefacción, puesto que en el caso en donde no se tiene, la temperatura dentro del invernadero no es admisible para ninguno de los dos cultivos. A su vez, esta logra mostrar que dos fan coils son capaces de suministrar de manera pareja el calor dentro del invernadero, por lo que es de esperarse que cuatro mejor distribuidos puedan hacer igual de bien el trabajo para el tomate.

La evaluación económica resulta particularmente difícil, puesto que no se posee el precio exacto de todos los involucrados. Es más, dado que el proyecto final es sometido a una licitación, no se consulta a las empresas competidoras por el precio del proyecto, para no generar conflictos de interés.

Se tiene que en primera medida que los ingresos dependen fuertemente de la producción y del precio de venta de la hortaliza. Ya que no es parte de la memoria, realizar un modelo económico de la venta y distribución de los productos, se fija como precio de la unidad o por kilogramo, según corresponda, igual al precio de venta en el sector, menos el IVA. Este precio es mayor al que actualmente vende la lechuga el CET, pero entendiéndose que al ser cultivadas en un ambiente óptimo, serán de mayor calidad, pudiéndose vender a un mayor precio.

En cuanto a la inversión inicial, junto a las tuberías, hormigón y movimiento de tierra mencionados anteriormente, se tienen los equipos e instalación. Cabe mencionar que el precio calculado para los equipos, en especial la bomba de calor, puede aumentar. Esto se debe a que no se han incluido costos por transporte, al encontrarse el invernadero en un sector recóndito de Chile. Además, la bomba de calor posee un costo extra por importación, ya que el modelo fue necesario buscarlo afuera, con tal de tener las especificaciones técnicas. No teniéndose estos valores, se decide utilizar los precios de mercado, sin agregarle el transporte.

Por otro lado, la instalación y mantención son lo que resulta más difícil de calcular, puesto que estos costos van directamente relacionados con la empresa que se haga el trabajo. Debido a esto, solo se utilizan rangos estimativos, en base a proyectos de similar inversión.

El costo de operación es otro valor que debería cambiar con el caso real. Esto se debe a que actualmente el CET posee un contrato eléctrico BT1, el cual está limitado a una potencia de 10 kW. Este límite actual ya genera problemas en el recinto, generando cortes de luz en ciertos momentos. Por lo tanto, al momento de implementar el sistema, se van a ver en la necesidad de cambiar el contrato, por uno que les dé una mayor potencia. Pero la tarifa de los contratos diferentes al BT1 no es fija, y se negocia dependiendo del caso. Debido a esto, no se posee el valor por kilowatt-hora futuro, ni tampoco el costo por cambiarse de contrato, por lo que se decide usar la tarifa estipulada en el BT1, ignorando el limitante de 10 kW.

Ya que el sistema debe estar funcionando prácticamente todo el año para un cultivo de tomates, su cultivo no resulta viable en la zona. Es más, los ingresos que generan son similares a su consumo eléctrico, por lo que si no se disminuyen las pérdidas o se aumenta la producción, la calefacción no es capaz de sustentarse sola. Junto a esto, los ingresos totales por producción de lechuga son mayores que para el tomate, y con un menor costo de operación, por lo que la producción de tomate resulta difícilmente justificable económicamente hablando.

Por otro lado, considerando estos costos, una calefacción netamente eléctrica posee costos mayores a los ingresos producto de la venta de lechuga, mientras que la calefacción con gas natural no resulta ser más económica con el paso de los años.

El factor crucial de la factibilidad económica del proyecto es el hecho de ser subvencionado, lo que le permite al proyecto tener una buena renta anual. Pero de no considerarse esto, y tomar el invernadero como un proyecto de un particular, hacen que la recuperación de la inversión ocurra recién a los 8 años, número de años que aumenta si la inversión inicial es mayor. Es más, al hacer el flujo de caja del proyecto a 20 años, este presenta un VAN negativo. Incluso, si se deseara instalar el sistema, pero con un colector vertical, este implicaría una inversión inicial aún mayor, producto del alto costo de la perforación del pozo, lo que implicaría que la inversión recién se recuperaría en 15 años, por lo que en este caso, la única ventaja que posee sobre el colector vertical, es que ocupa menos espacio.

Resulta mucho más económico no instalar una bomba, y continuar cultivando lechuga en el invernadero, durante los meses del año que el clima lo permita, puesto que este no implica ninguna inversión inicial. Pero este proyecto presenta un valor social, el cual no cuantificable, al dar trabajo a reos, ayudándoles a reinsertarse en la sociedad.

Por último, cabe señalar que la distribución actual, puede no ser la óptima para el sistema, pero como se menciona anteriormente, el estudio busca una solución robusta, que pueda adaptarse bien a los cambios a los que puede ser sometido.

5.2 Relevancia del estudio

La investigación entrega las herramientas para otro estudio similar, en que se quiera climatizar un invernadero y/o utilizar bombas de calor geotérmicas. Se entregan los conocimientos para determinar rápidamente la demanda térmica, utilizando datos disponibles en la red.

Por otro lado, el estudio analítico, permite realizar un cálculo aproximado del largo de tubería del colector horizontal. En tanto, los modelos computacionales pueden ser utilizados como referencias y ejemplos, para estudios donde se desee aplicar geotermia.

Sumado a esto, el desarrollo de la memoria entrega comparativas en los costos de los sistemas, pudiendo con estos poder tener un presupuesto base al momento de querer instalarse un sistema de esta índole.

Pero la principal relevancia que posee el trabajo hecho, es entregar información básica para la implementación de este proyecto en el CET. La construcción de este sistema, no solo convierte el invernadero en un modelo a seguir en Chile, sino que posee una gran labor social. Debido a que gracias a la calefacción, el invernadero puede producir durante todo el año, se tienen a más presos trabajando, contribuyendo a su reinserción social, además de significar un beneficio económico para ellos.

Junto a esto, el aumento en la producción local disminuye la necesidad de traer los vegetales desde afuera, disminuyéndose el transporte de estos, que se traduce a su vez en una disminución en la producción de CO₂, importante gas de efecto invernadero.

5.3 Futuras investigaciones

La principal investigación que se puede realizar, es la búsqueda de la optimización del sistema diseñado.

- **Disminuir la distancia entre tuberías**

Como se menciona anteriormente, la distancia entre las tuberías se elige buscando disminuir el largo necesario de la tubería. Si bien esto permite un ahorro en material, así como tener una menor pérdida de carga, no se aprovecha al máximo el terreno.

En base a esto, se puede evaluar la disminución de esta distancia, con el fin de disminuir el área ocupada, por lo tanto, disminuir la excavación necesaria, sin llegar al extremo en donde se sobreexplota el recurso térmico. De esta manera, se disminuye el ancho necesario, pero se aumenta el largo requerido.

También se puede modificar el número de circuitos en serie por cada tramo en paralelo, ya que este se diseña en base al espacio disponible en el lugar. Junto a esto, se puede probar una zanja con una forma menos cuadrada, que rodee las construcciones para ver si resulta más eficiente.

Futuras interpolaciones, cambiando estos valores, puede traducirse en una disminución de volumen de tierra necesario para mover, lo cual si se compensa con el costo extra por tubería, resulta en una solución más óptima, con una inversión inicial menor, sin la necesidad de tener que cambiar los equipos ya establecidos.

- **Cambiar las propiedades del fluido de entrada**

En el modelo se trabaja con una mezcla de agua con un 10% de glicol, entrando a 0° C al colector, los cuales son valores habituales para estos sistemas. Pero de bajase la temperatura de entrada, permitiría disminuir el largo necesario del colector, ya que habría una mayor diferencia de temperatura entre el suelo y el fluido, como se ve en la sección 4.3.2.1. La mezcla actual, permite operar hasta unos -3° C antes de congelarse, por lo que si deseara bajar a más la temperatura de entrada, sería necesario aumentar la concentración de glicol.

La ventaja que presenta el glicol con el agua, es que un pequeño aumento en su concentración, no afecta mayormente la densidad ni el calor específico del fluido, por lo que no habría un aumento considerable en la diferencia de temperatura del fluido en la entrada y salida del colector, necesaria para aportar la energía al sistema. Pero si afecta la viscosidad de este, aumentando su valor, lo que implicaría un diámetro de tubería máximo menor con tal de alcanzar un Reynolds turbulento.

El mayor problema con esto, es el impacto que se puede generar en el subsuelo. Al operar con temperaturas bajo cero, se corre el riesgo de congelar el agua presente en la tierra, lo cual no solo es dañino para ella, sino también para el sistema. El aumento de volumen producto de la solidificación del agua, podría dañar las tuberías, provocando filtraciones. Además, si bien el hielo posee una mayor conductividad térmica que el agua líquida, tiene una capacidad calórica menor, lo que disminuiría en gran parte la eficiencia del sistema. En base a esto, se debe mantener una distancia no menor entre los tubos, para disminuir o evitar su formación.

- **Probar un colector tipo slinky**

Los colectores tipo slinky suelen ocupar de mejor manera el espacio, aunque explotan más el subsuelo, por lo que resulta interesante evaluar las dimensiones de un colector de este estilo, para así comparar sus costos, los cuales solo deberían diferir por el cambio en el largo de la tubería total y el tamaño de la zanja necesario.

- **Mejorar el uso de la bomba en el invernadero**

Este último punto es algo que resulta más fácil de ver mientras el proyecto esté en funcionamiento. Como se menciona atrás, los cultivos poseen un rango de temperaturas en los cuales posee un buen crecimiento, y no un valor único. En base a esto, se puede disminuir la temperatura dentro del invernadero por algunos períodos de tiempo, de forma tal de disminuir el consumo eléctrico.

Además, se puede incluir sistemas de ventilación forzada, como ventiladores en el techo, que permitan bajar el aire caliente, así como emparejar de mejor manera la temperatura dentro del cultivo. También es posible redireccionar de mejor manera los ventiloconvectores, para que la mayor parte que aportan no se vaya arriba.

Finalmente, se puede investigar el uso de otros cultivos, que generen mayores ingresos y/o que sus condiciones climáticas presenten menores pérdidas energéticas. A su vez, se puede mejorar la distribución de los cultivos para aprovechar mejor el espacio.

6 Conclusiones

La investigación nace de la inquietud de buscar alternativas energéticas para la climatización de un invernadero. Los sistemas geotérmicos de baja entalpía son usados para esto en países desarrollados, siendo altamente eficientes, permitiendo un alto ahorro en consumo. Por ello, se evalúa un sistema de esta índole, de forma tal de determinar si es factible construir este sistema geotérmico de baja entalpía en el país.

El estudio arroja como resultado que es técnicamente viable de implementar, necesitándose únicamente el terreno suficiente en donde sea enterrado el colector. Este terreno no es menor, debido a que ambos cultivos estudiados presentan un gran metraje de tuberías para cumplir la demanda. Esto implica pérdidas de carga inadmisibles para un sistema en serie, por lo que se ve la necesidad de implementar un sistema en paralelo, el cual posee a su vez, vueltas en serie con tal de encontrarse dentro de la dependencia.

Así mismo, el modelo de balance térmico en el invernadero resulta muy práctico, dado que simplifica en gran medida los cálculos, entregando resultados confiables. Este permite ver, que si bien las pérdidas por la aislación son importantes, motivando a mejorar la construcción de este, no es el mayor responsable de la disminución de energía dentro del sistema.

En cuanto al aspecto económico, se muestra que el sistema no es capaz de pagar el consumo cuando el cultivo requiere de temperatura sobre los 25° C durante el día, en nuestro caso el tomate, a menos que los ingresos por producción sean los suficientemente elevados. Esto es producto de requerir de una calefacción casi constante, lo que dificulta su rentabilidad en el sector de Aysén.

Por otro lado, cultivos de menor temperatura, como la lechuga, si son capaces de pagar sin problemas sus costos por consumo, resultando mucho más eficiente que otros sistemas más convencionales, como lo son la calefacción eléctrica y a gas.

En cuanto a la inversión por instalación, la implementación de hormigón no resulta económica debido a su costo, por lo que solo es conveniente si este material es parte de otro proyecto. Resulta de suma importancia, al momento de querer disminuir los costos, probar distintas separaciones entre tubos, a expensas de aumentar el largo total de la tubería, con tal de disminuir los costos de excavación.

Debido a la alta inversión que poseen estos sistemas, resulta difícil justificarlos económicamente para una implementación en un invernadero. Pero debido al subsidio existente en el proyecto, sumado a su valor social, resultan en un proyecto sumamente atractivo.

Como conclusión final se puede decir que esta tecnología es aplicable en cualquier parte del país, resultando más conveniente en lugares de clima frío, siendo una energía limpia y muy eficiente, además de inagotable y continua. Pero para ser rentable, se requiere de un subsidio que permita aminorar el alto costo inicial.

7 Bibliografía

- [1] G. Llopis Trillo y V. Rodrigo Angulo, «Guía de la Energía Geotérmica,» Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid y Energy Management Agency (UE), Madrid, 2008.
- [2] J. W. Lund y T. L. Boyd, «Direct utilization of geothermal energy 2015 worldwide review,» *Geothermics*, vol. 60, pp. 66-93, marzo 2016.
- [3] C. Castillo Fontannaz, «Estadística Climatológica Tomo III,» Dirección Meteorológica de Chile, Santiago, 2001.
- [4] D. L. Valera, F. D. Molina y A. J. Álvarez, «Ahorro y Eficiencia Energética en Invernaderos,» IDAE, Madrid, 2008.
- [5] G. Scarascia Mugnozza, S. Pascuzzi, A. Sotirios Anifantis y G. Verdiani, «Use of low-enthalpy geothermal resources for greenhouse heating: an experimental study,» *Acta Scientiarum Polonorum*, Bari, 2012.
- [6] J. Jaramillo, «Modelo Tecnológico para el Cultivo de Lechuga Bajo Buenas Prácticas Agrícolas en el Oriente Antioqueño,» Fotomontajes S.A.S., Medellín, Colombia, 2016.
- [7] P. Alvarado V., V. Escalona C., H. Monardes M., C. Urbina Z. y A. Martin B., «Manual de cultivo de tomate,» Santiago, 2009.
- [8] R. G. Allen, L. S. Pereira, D. Raes y M. Smith, «Evapotranspiración del cultivo - Guías para la determinación de los requerimientos de agua de los cultivos,» Organización de las Naciones Unidas para la agricultura y la alimentación, Roma, 2016.
- [9] T. Kusuda y P. R. Achenbach, «Earth temperature and thermal diffusivity at selected stations in the United States,» *ASHRAE Transactions*, Washington, D.C., 1965.
- [10] H. Brandl, «Energy foundations and other thermo-active ground structures,» *Géotechnique*, vol. 56, nº 2, pp. 81-122, 2006.
- [11] S. J. Self, B. V. Reddy y M. A. Rosen, «Geothermal heat pump systems: Status review and comparison with other,» *Applied Energy*, vol. 101, pp. 341-348, 2013.
- [12] B. Morrone, G. Coppola y V. Raucci, «Energy and economic savings using geothermal heat pumps in different climates,» *Energy Conversion and Management*, vol. 88, pp. 189-198, diciembre 2014.
- [13] E. Pulat, S. Coskun, K. Unlu y N. Yamankaradeniz, «Experimental study of horizontal ground source heat pump performance for mild climate in Turkey,» *Energy*, vol. 34, nº 9, pp. 1284-1295, septiembre 2009.

- [14] G. Florides, E. Theofanous, I. Iosif-Stylianou, S. Tassou, P. Christodoulides, Z. Zomeni, E. Tsiolakis, S. Kalogirou, V. Messaritis, P. Pouloupatis y G. Panayiotou, «Modeling and assessment of the efficiency of horizontal and vertical ground heat exchangers,» *Energy*, vol. 58, pp. 655-663, septiembre 2013.
- [15] T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera y D. P. Dewitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 7ma ed., John Wiley & Sons, 2011.
- [16] B. R. Munson, D. F. Young, T. H. Okiishi y W. W. Huebsch, *Fundamentals of Fluid Mechanics*, 6ta ed., John Wiley & Sons, 2009.
- [17] T. L. Boyd y J. W. Lund , «Geothermal Heating of Greenhouses and Aquaculture Facilities,» American Society of Agricultural and Biological Engineers, Michigan, 2006.
- [18] A. D. Chiasson, «Greenhouse Heating with Geothermal Heat Pump Systems,» American Society of Agricultural and Biological Engineers, Michigan, [s.a.].
- [19] H. Yousefi, . Y. Noorollahi¹, S. Abedi, K. Panahian, . A. Hossein MirAbadi y S. Abedi, «Economic and Environmental Feasibility Study of Greenhouse Heating and Cooling using Geothermal Heat Pump in Northwest Iran,» *Proceedings World Geothermal Congress*, Melbourne, 2015.
- [20] «Guidelines for Ground Source Heat Pump Wells,» Massachusetts Department of Environmen Protection, Massachusetts, 2013.

Anexos

Anexo A Tabla de valores termodinámicos en base al porcentaje de glicol en una mezcla con agua.²⁶

Glicol [%]	Punto de congelación [°C]	Densidad [kg/m ³]	Calor específico [J/(kg·K)]	Viscosidad [mm ² /s]	Conductividad [W/(m·K)]	Número de Prandtl
0	0,0	1.000,0	4199,6	1,917	0,56	14,4
5	-2,0	1.006,5	4135,9	2,165	0,54	16,6
10	-3,0	1.013,1	4068,8	2,454	0,53	19,2
15	-5,0	1.019,6	3998,3	2,792	0,51	22,2
20	-7,5	1.026,2	3924,4	3,189	0,50	25,8
25	-11,0	1.032,7	3847,1	3,657	0,48	30,1
30	-14,0	1.039,2	3766,5	4,213	0,47	35,2
35	-18,0	1.045,8	3682,5	4,874	0,45	41,3
40	-23,0	1.052,3	3595,1	5,665	0,44	48,6
45	-29,0	1.058,8	3504,4	6,618	0,43	57,4
50	-36,0	1.065,4	3410,2	7,770	0,41	68,1
55	-45,0	1.071,9	3312,7	9,171	0,40	81,0
60	-	1.078,5	3211,8	10,886	0,39	96,7
65	-	1.085,0	3107,5	12,997	0,38	115,9
70	-	1.091,5	2999,9	15,614	0,37	139,5
75	-	1.098,1	2888,8	18,881	0,36	168,5
80	-	1.104,6	2774,4	22,986	0,34	204,5
85	-37,0	1.111,1	2656,6	28,186	0,33	249,1
90	-30,0	1.117,7	2535,4	34,824	0,32	304,8
95	-21,0	1.124,2	2410,9	43,370	0,31	374,5
100	-12,9	1.130,8	2283,0	54,470	0,30	461,9

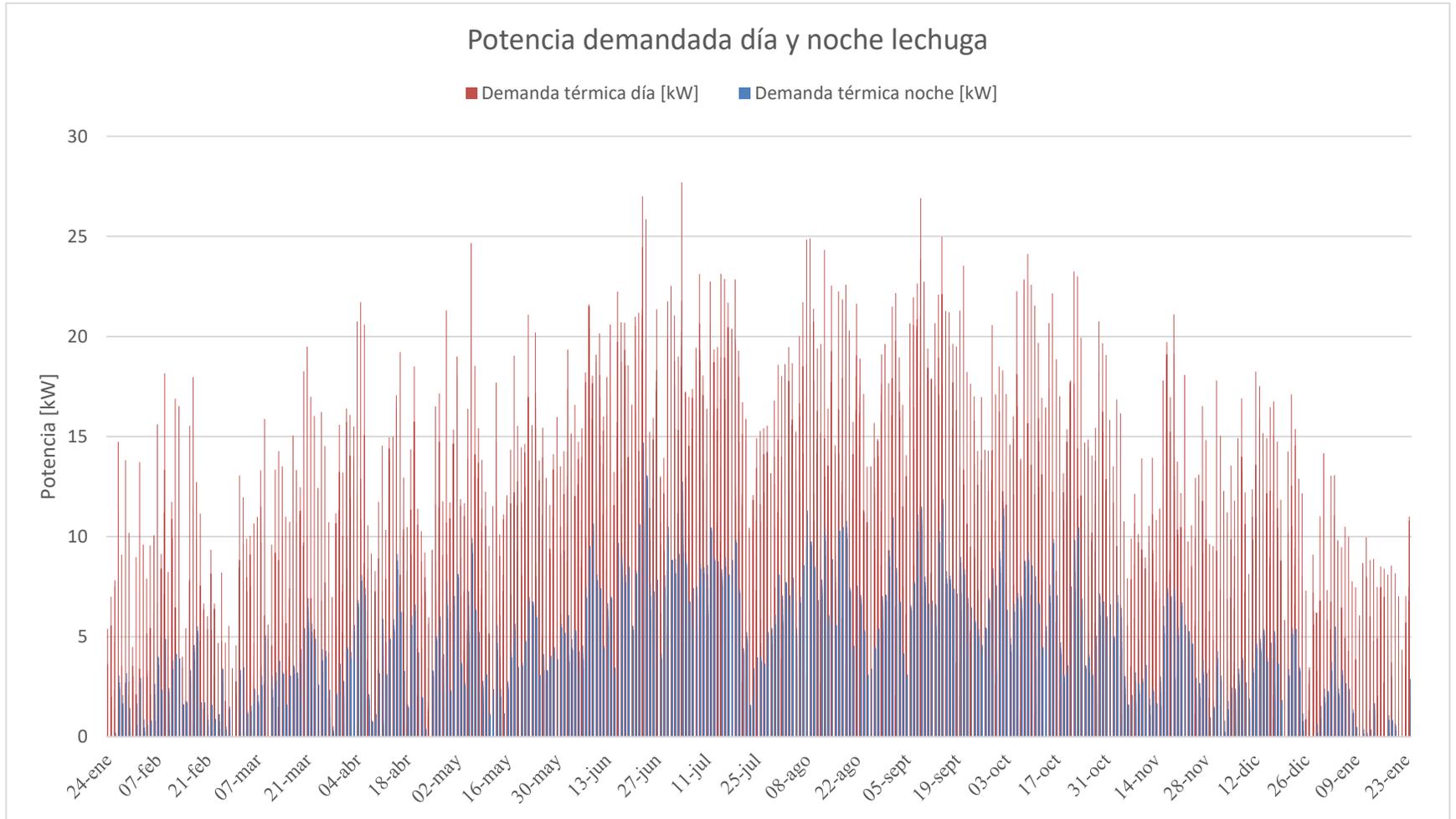
²⁶ Fuente: http://www.meglobal.biz/media/product_guides/MEGlobal_MEG.pdf

Anexo B Tarifa eléctrica de Edelayesen.²⁷

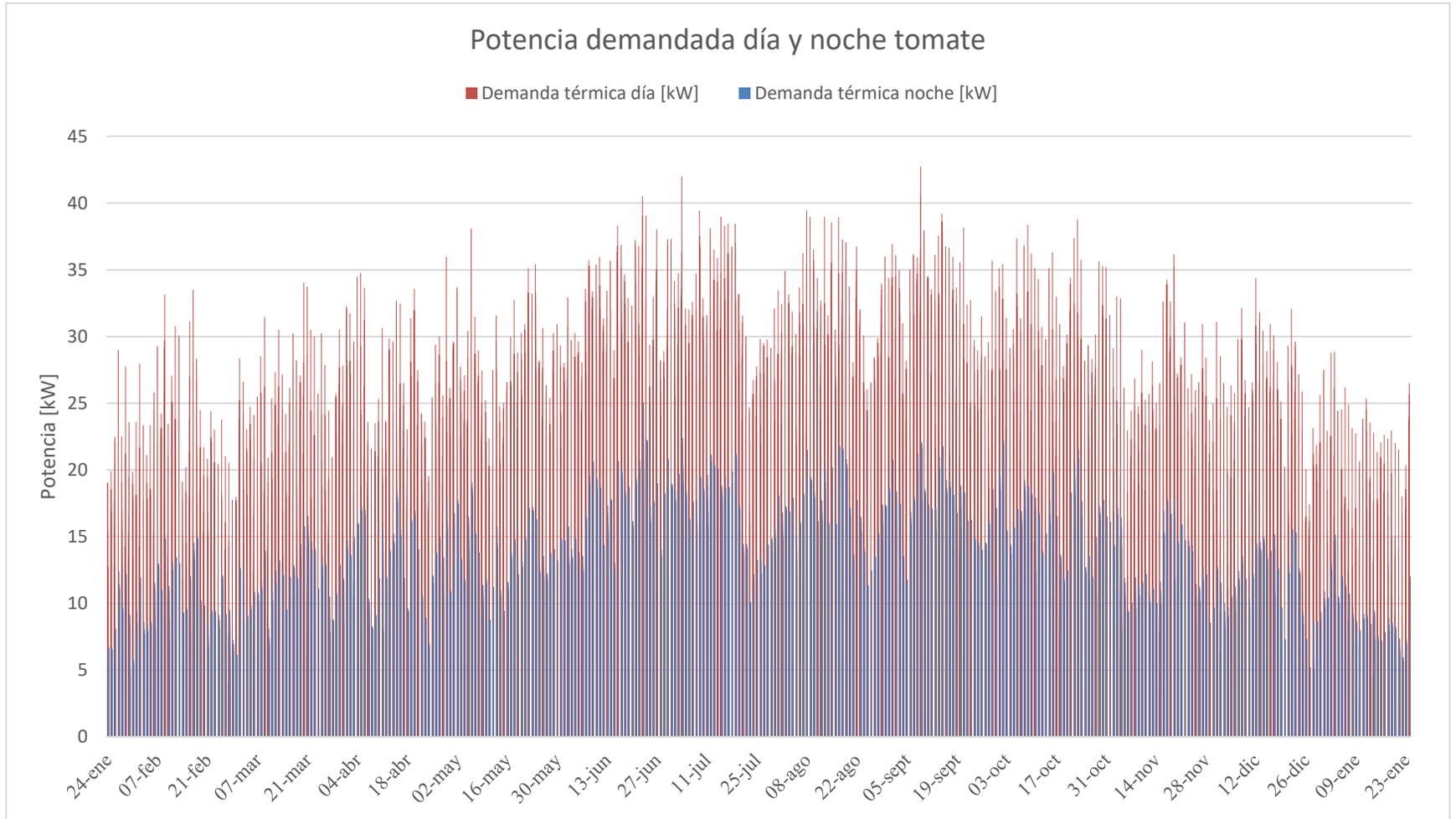
 Tarifas de Suministro Eléctrico - 01 de Diciembre de 2016		
<p>En conformidad con lo dispuesto en el Art. 191 del D.F.L. N° 4 de 2006 del Ministerio de Economía, Fomento y Reconstrucción, y del D.S. N° 1T de 2012 del Ministerio de Energía; teniendo presente lo establecido en el Decreto N° 6T del Ministerio de Energía, y la Resolución N° 745 del 2016 de la CNE, la empresa concesionaria de servicio público eléctrico de distribución que suscribe informa que a contar del 01 de Diciembre de 2016 inclusive, las tarifas máximas que podrá cobrar a sus clientes serán los valores que a continuación se indican y las condiciones de aplicación las del citado D.S. N° 1T de 2012.</p>		
Vigencia desde	EDELAYSEN 11	EDELAYSEN 12
01 de diciembre de 2016	Aéreo	Aéreo
Tarifa BT 1		
Cargo Fijo	\$/cliente	1.424,116
Cargo Energía Base	\$/kWh	156,884
Cargo Energía Adicional Invierno	\$/kWh	271,475
Cargo Único por Uso del Sistema Troncal	\$/kWh	271,475
Tarifa BT 2 y BT3		
Cargo Fijo BT 2	\$/cliente	1.424,116
Cargo Fijo BT 3	\$/cliente	2.678,813
Cargo Potencia Parc. Presente en Punta	\$/kW	20.597,209
Cargo Potencia Presente en Punta	\$/kW	25.258,679
Cargo Energía	\$/kWh	75,033
Cargo Único por Uso del Sistema Troncal	\$/kWh	75,033
Tarifa BT 4.1, 4.2, 4.3		
Cargo Fijo BT 4.1	\$/cliente	1.424,116
Cargo Fijo BT 4.2	\$/cliente	2.678,813
Cargo Fijo BT 4.3	\$/cliente	2.944,792
Cargo Potencia Contratada o Leída en H. Punta	\$/kW	16.245,352
Cargo Potencia Contratada o Suministrada	\$/kW	9.013,328
Cargo Energía	\$/kWh	75,033
Cargo Único por Uso del Sistema Troncal	\$/kWh	75,033
Tarifa AT 2 y AT 3		
Cargo Fijo AT 2	\$/cliente	1.424,116
Cargo Fijo AT 3	\$/cliente	2.678,813
Cargo Potencia Parc. Presente en Punta	\$/kW	11.134,572
Cargo Potencia Presente en Punta	\$/kW	13.618,723
Cargo Energía	\$/kWh	69,295
Cargo Único por Uso del Sistema Troncal	\$/kWh	69,295
Tarifa AT 4.1, 4.2, 4.3		
Cargo Fijo AT 4.1	\$/cliente	1.424,116
Cargo Fijo AT 4.2	\$/cliente	2.678,813
Cargo Fijo AT 4.3	\$/cliente	2.944,792
Cargo Potencia Contratada o Leída en H. Punta	\$/kW	10.697,537
Cargo Potencia Contratada o Suministrada	\$/kW	2.921,186
Cargo Energía	\$/kWh	69,295
Cargo Único por Uso del Sistema Troncal	\$/kWh	69,295
Los valores indicados incluyen el Impuesto al Valor Agregado (I.V.A.).		
Precios para valorización de inyecciones de energía - 01 de Diciembre de 2016		
<p>Para efectos de la valorización de las inyecciones de energía indicada en el artículo 149 bis del DFL N° 4 de 2006 del Ministerio de Economía, Fomento y Reconstrucción, la empresa concesionaria de servicio público eléctrico de distribución que suscribe, informa que los precios a contar del 01 de Diciembre de 2016 son los que a continuación se indican. Asimismo, de conformidad a lo establecido en el artículo 149 quinquies, estos valores no se encuentran afectos a IVA, excepto para contribuyentes del impuesto de Primera Categoría obligados a declarar su renta efectiva según contabilidad completa.</p>		
Vigencia desde	EDELAYSEN 11	EDELAYSEN 12
01 de diciembre de 2016	Aéreo	Aéreo
Valor Energía inyectada		
Para clientes en opciones tarifarias BT	\$/kWh	63,053
Para clientes en opciones tarifarias AT	\$/kWh	58,231
Los valores indicados son netos		
EDELAYSEN área Típica 6, comunas:		
Edelayesen 11: Futaleufú, Edelayesen 12: Aisén, Coihaique, Río Ibáñez, Chaitén, Cisnes, Lago Verde, Palena, Chile Chico, Cochrane.		
EMPRESA ELÉCTRICA DE AISÉN S.A.		

²⁷ Fuente: <http://www.gruposaes.cl/edelayesen/>

Anexo C Gráfico de la potencia demandada en el día y la noche, entre 2015 – 2016, para la lechuga.



Anexo D Gráfico de la potencia demandada en el día y la noche, entre 2015 – 2016, para el tomate.



Data sheet SI 17TE



Brine-to-water heat pump, Basic series

Order reference: SI 17TE

Installation location: Indoors
Flow temperature max 58 °C
Casing, powder-coated

Brine-to-water heat pump for flexible use with external temperature controlled heat pump manager and economiser for high COPs. Extremely quiet through one-piece plastic cover and double vibration-isolated compressor. Variable connection options for brine and heating system connections on the rear wall of the casing. External sensor, return flow sensor and dirt trap included in the scope of supply; load contactor for brine circulating pump and soft starter fitted as standard. Equipment for the brine circuit and brine circuit manifold must be ordered separately.

The heat pump complies with the valid standards and safety regulations as well as the Technical Specifications for Electrical Installations (TAB) of the electrical utility companies and is VDE certified.



Technical data SI 17TE

Dimplex Brine-to-water heat pump, Basic series (Low temperature)

Order reference	SI 17TE	
Set-up / Colour	Indoors / White (similar to RAL 9003)	
Maximum flow temperature	58 °C	
Temperature operating limits for brine	-5 °C to 25 °C	
Heat output / COP at B0/W50*	kW/-	16,70 / 3,20
Heat output / COP at B0/W35*	kW/-	17,10 / 4,60
Electrical nominal power consumption at B0/W35	kW	3,72
Refrigerant R407C	kg	2,30
Flow rate (heat source) at ext. pressure differential	m³/h / Pa	3,8 / 9000
Heating water flow rate with an int. pressure differential of	m³/h / Pa	1,50 / 4000
Dimensions (W x D x H)**	mm	650 x 462 x 805
Weight (incl. packing)	kg	133
Control voltage	V	230
Supply voltage	3/PE~400V, 50 Hz	
Starting current with soft starter	A	27 SA
Fuse	A	16
Device connections for heating	1 1/4"	
Device connections for heat source	1 1/4"	

* The specified values have the following meaning, e.g. B0/W35: heat source temperature 0 °C, heat outlet temperature 35 °C.

** Please note that additional space is required for pipe connections, operation and maintenance.

Glen Dimplex Deutschland GmbH
Dimplex Division
Am Goldenen Feld 18
95326 Kulmbach

Page 1/5
Subject to change and errors!
E-mail: dimplex@dimplex.de
Internet: www.dimplex.de

Internet: 15.11.2007
Phone: +49 (0)9221 709-201
Fax: +49 (0)9221 709-339

²⁸ Fuente: http://www.trivinco.com/bomba-equipos/geo_universales.html

Data sheet SIH 40TE



High-temperature brine-to-water heat pump

Order reference: SIH 40TE

Installation location: Indoors
Flow temperature max 70 °C
Casing, powder-coated

Heat pump for heating purposes for indoor installation with WPM 2007 plus integrated control and control panel that can also be used as a wired remote control using a wall-mounting kit (special accessory). Variable connection options for brine and heating system connections on the rear wall of the casing; sound-optimised through insulated metal casing, solid-borne sound insulation for direct connection to the heating system and free-swinging compressor base plate; accessible from underneath with a lift truck; high COPs through economiser and compliance with the high requirements of EN 14511 for larger volume flows on the heat consumption side. Universal design with two compressors for flexible capacity, optional DHW preparation with temperatures of up to 60 °C and the possibility of flexible expansion for:

- Bivalent and bivalent-renewable operating mode
- Distribution systems with unmixed and mixed heating circuits.

Two soft starters, protective motor switch and load contactor for brine circulating pump integrated; external sensor (standard NTC-2), dirt filter for brine circuit included in the scope of supply. Brine package must be ordered separately.

The heat pump complies with the valid standards and safety regulations as well as the Technical Specifications for Electrical Installations (TAB) of the electrical utility companies.



Technical data SIH 40TE

Dimplex High-temperature brine-to-water heat pump (Medium temperature)

Order reference		SIH 40TE
Set-up / Colour		Indoors / White (similar to RAL 9003)
Maximum flow temperature		70 °C
Temperature operating limits for brine		-5 °C to 25 °C
Heat output / COP at B0/W50*	kW/-	1 compressors: 13,50 / 2,40 2 compressors: 33,10 / 3,10
Heat output / COP at B0/W35*	kW/-	1 compressors: 18,60 / 4,40 2 compressors: 36,60 / 4,40
Electrical nominal power consumption at B0/W35	kW	8,36
Sound pressure level at a distance of 1 m (air outlet side)	db(A)	50
Refrigerant R134a	kg	8,00
Flow rate (heat source) at ext. pressure differential	m³/h / Pa	11.0 / 11900
Heating water flow rate with an int. pressure differential of	m³/h / Pa	3.20 / 1100
Dimensions (W x D x H)**	mm	1350 x 775 x 1890
Weight (incl. packing)	kg	502
Control voltage	V	230
Supply voltage		3/PE~400V, 50 Hz
Starting current with soft starter	A	84 SA
Fuse	A	63
Device connections for heating		1 1/2"
Device connections for heat source		2 1/2"

* The specified values have the following meaning, e.g. B0/W35: heat source temperature 0 °C, heat outlet temperature 35 °C.

** Please note that additional space is required for pipe connections, operation and maintenance.

Glen Dimplex Deutschland GmbH
Dimplex Division
Am Goldenen Feld 18
95326 Kulmbach

Page 1/4
Subject to change and errors!
E-mail: dimplex@dimplex.de
Internet: www.dimplex.de

Internet: 15.11.2007
Phone: +49 (0)9221 709-201
Fax: +49 (0)9221 709-339

²⁹ Fuente: http://www.trivinco.com/bomba-equipos/geo_altatemp.html

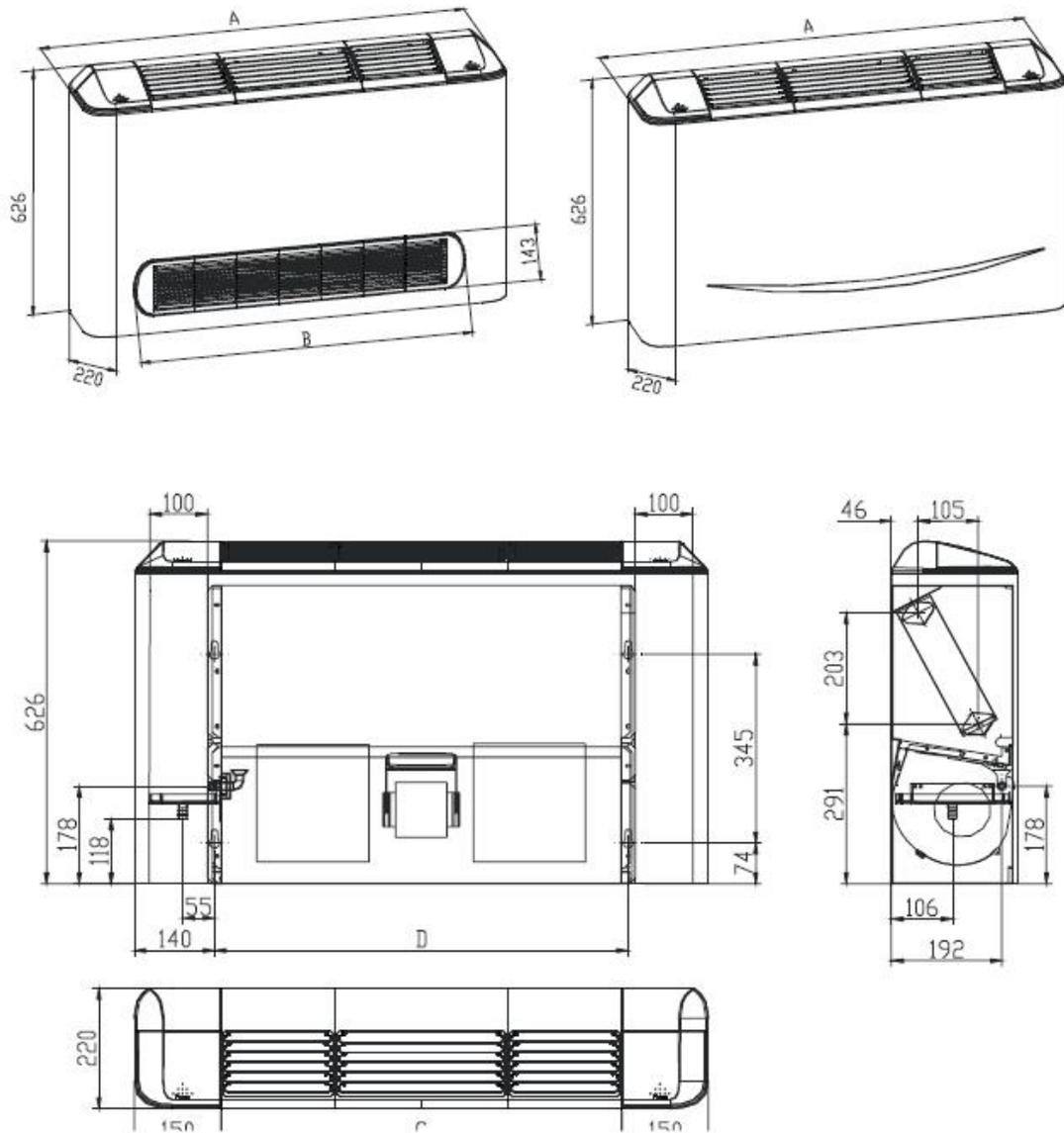
Anexo G Especificaciones técnicas de los fan coils Midea modelo MKF.³⁰

MCAC-KTSM-2006-01		Specification				
TYPE		MKF1(2)-500	MKF1(2)-600	MKF1(2)-800	MKF1(2)-900	
Airflow	CFM	500	600	800	900	
	m ³ /h	850	1000	1350	1500	
Cooling Capacity	W	4850	5640	6520	7850	
	Btu/h	16500	19200	22200	26800	
Heating Capacity	W	6120	7160	9850	10500	
	Btu/h	21000	24800	30600	35800	
Noise	dB(A)	37	39	40	42	
Water flow	LPH	834.2	970.2	1131.2	1350.2	
Water resistance	kPa	20.5	23.6	24.3	21.6	
Indoor coil	Number of rows	3	2	2	2	
	Tube pitch(a)x row pitch(b)	mm 25.4*22	25.4*22	25.4*22	25.4*22	
	Fin spacing	mm 1.8	1.8	1.8	1.8	
	Fin type	Unhydrophilic aluminium				
	Tube outside dia.and type	mm	φ9.53 bare tube			
	Coil length x height x width	mm	809*66*254	1109*44*254	1109*44*254	1109*44*254
	Number of circuits		3	4	4	4
Fan motor	Number	1	1	1	1	
	Model	YSK20-6	YSK28-4D	YSK28-4E	YSK74-4E	
	Brand	YONGAN	WELLING	WELLING	YONGAN	
	Input	W 49	60	96	149	
	Capacitor	uF 2	1.5	2.5	3	
Indoor unit	Dimension (W*H*D)	mm 1200*225*626	1500*225*626	1500*225*626	1500*225*626	
	Packing (W*H*D)	mm 1289*312*722	1589*312*722	1589*312*722	1589*312*722	
Indoor unit	Net/Gross weight	kg 31.5/37	37.5/43.5	37.5/43.5	37.5/43.5	
Control mode	wired control					
Pipe	Water-inlet pipe	3/4G	3/4G	3/4G	3/4G	
	Water-return pipe	3/4G	3/4G	3/4G	3/4G	
	Condensation water-outlet pipe	φ16mm	φ16mm	φ16mm	φ16mm	

Remark:

1. All performance data above is based upon 0Pa ambient static pressure.
2. Cooling capacity test condition: air inlet Temp. : 27DB°C/19.5WB°C, water inlet Temp. 7°C, water Temp. difference 5°C.
3. Heating capacity test condition: air inlet Temp. : 20DB°C, water inlet Temp. 50°C, the volume of air and water is same as cooling.
4. Noise level is tested in full-anechoic room.

³⁰ Fuente: http://www.cimgas.rs/templates/pdf/goods/13359_6.pdf

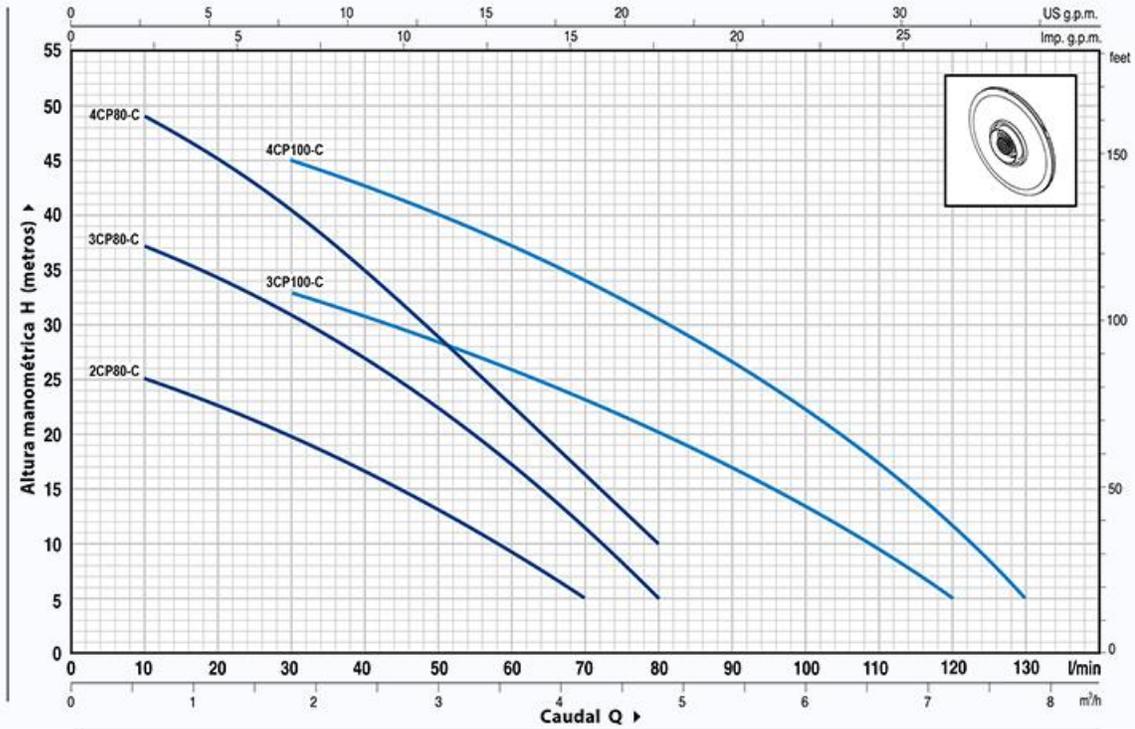


MODEL I AND II	150	250	300	400	450	500	600	800	900
A(mm)	800	800	1000	1000	1200	1200	1500	1500	1500
B(mm)	584	584	784	784	984	984	1284	1284	1284
C(mm)	500	500	700	700	900	900	1200	1200	1200
D(mm)	526	526	726	726	926	926	1226	1226	1226

Anexo H Especificaciones técnicas de las electrobombas Pedrollo modelo 2-4CP. ¹⁹



CURVAS Y DATOS DE PRESTACIONES 50 Hz n=2900 1/min HS= 0 m

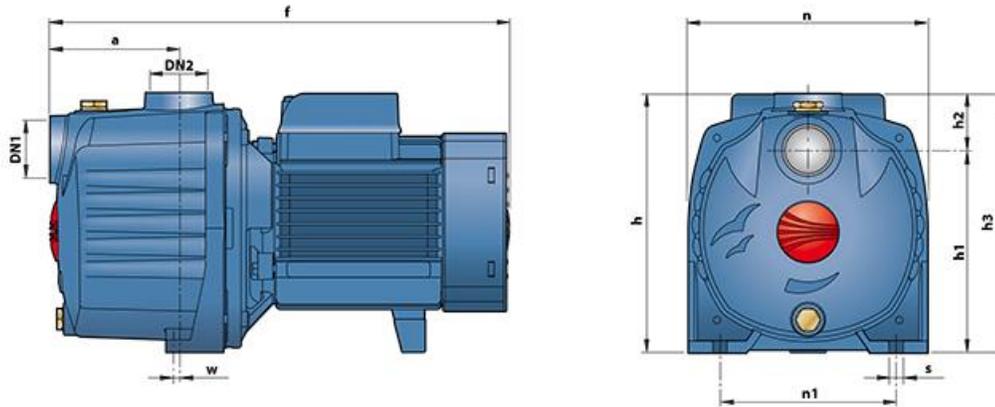


MODELO		POTENCIA		Q	m³/h																		
Monofásica	Trifásica	kW	HP		0	0.3	0.6	0.9	1.2	1.5	1.8	2.4	3.0	3.6	4.2	4.8	5.4	6.0	6.6	7.2	7.8		
				l/min	0	5	10	15	20	25	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130		
2CPm 80-C	-	0.37	0.50	H metros	27	26	25	24	22.5	21	20	16.5	13	9	5								
3CPm 80-C	3CP 80-C	0.45	0.60		40	38	37	36	34.5	33	31	27	22.5	17	11	5							
4CPm 80-C	4CP 80-C	0.60	0.85		52	50	49	47	44.5	42	40	34	28.5	22.5	16	10							
3CPm 100-C	3CP 100-C	0.60	0.85		38	37	36	35	34.5	33.5	33	31	28	26	23	20	17	13.5	10	5			
4CPm 100-C	4CP 100-C	0.75	1		50	50	49	48	47	46	45	42	39.5	37	34	30.5	26.5	22	17	11	5		

Q = Caudal H = Altura manométrica total HS = Altura de aspiración

Tolerancia de las curvas de prestación según EN ISO 9906 Grade 3.

DIMENSIONES Y PESOS



MODELO		BOCAS		DIMENSIONES mm										kg	
Monofásica	Trifásica	DN1	DN2	a	f	h	h1	h2	h3	n	n1	w	s	1~	3~
2CPm 80-C	-	1"	1"	85	303	172	134	38	172	158	116	1.5	9	9.0	-
3CPm 80-C	3CP 80-C			110	328									9.8	9.3
4CPm 80-C	4CP 80-C			85	303									11.0	10.4
3CPm 100-C	3CP 100-C			110	356	10.4								9.9	
4CPm 100-C	4CP 100-C			110	356	191								13.7	12.7

CONSUMO EN AMPERIOS

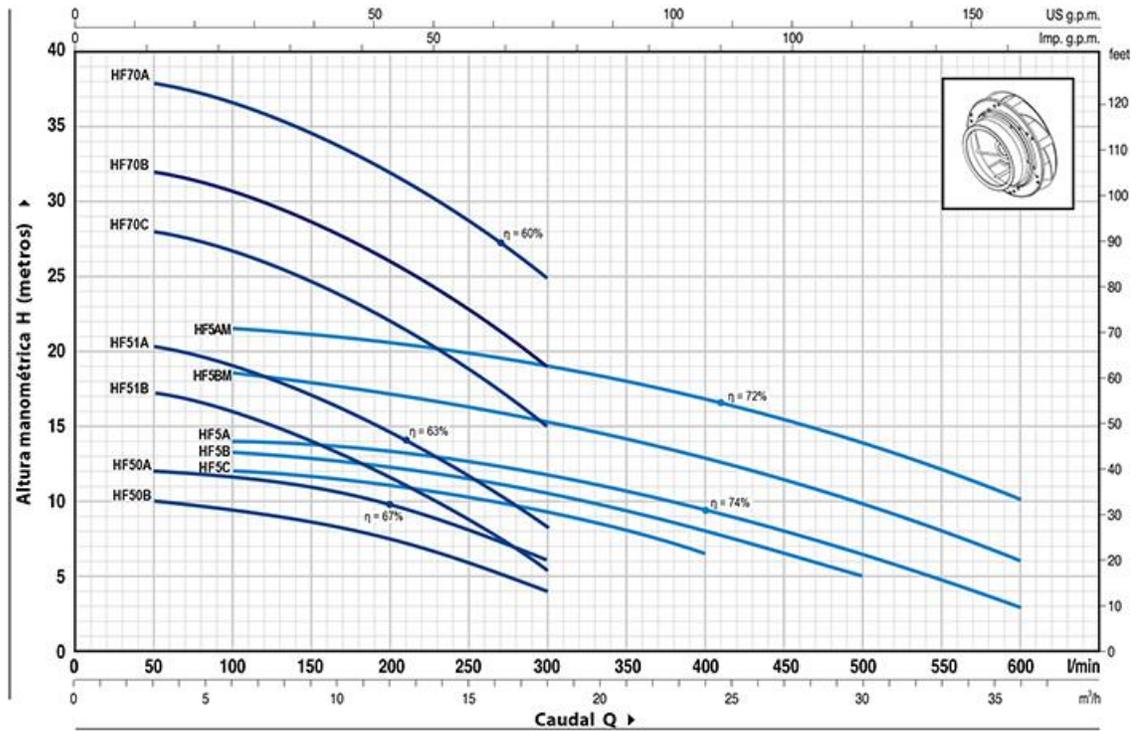
MODELO	TENSION (monofásica)		
	230 V	240 V	110 V
2CPm 80-C	2.4 A	2.4 A	4.8 A
3CPm 80-C	3.4 A	3.3 A	6.8 A
4CPm 80-C	4.3 A	4.2 A	8.6 A
3CPm 100-C	4.1 A	4.0 A	8.2 A
4CPm 100-C	6.0 A	5.8 A	12.0 A

MODELO	TENSION (trifásica)					
	230 V	400 V	690 V	240 V	415 V	720 V
3CP 80-C	2.5 A	1.4 A	0.8 A	2.4 A	1.4 A	0.8 A
4CP 80-C	3.4 A	2.0 A	1.1 A	3.3 A	1.9 A	1.1 A
3CP 100-C	3.1 A	1.8 A	1.0 A	3.0 A	1.7 A	1.0 A
4CP 100-C	4.5 A	2.6 A	1.5 A	4.3 A	2.5 A	1.4 A

Anexo I Especificaciones técnicas de las electrobombas Pedrollo modelo HF. ¹⁹



CURVAS Y DATOS DE PRESTACIONES 50 Hz n= 2900 1/min HS= 0 m

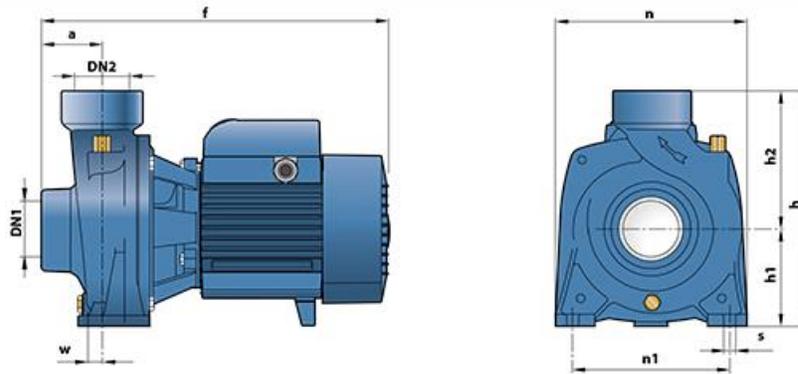


MODELO		POTENCIA		Q	H metros												
Monofásica	Trifásica	kW	HP		m³/h	0	3	6	9	12	15	18	21	24	30	36	
				l/min	0	50	100	150	200	250	300	350	400	500	600		
HFm 50B	HF 50B	0.37	0.50		10	10	9.5	8.5	7.5	6	4						
HFm 50A	HF 50A	0.55	0.75		12	12	11.5	11	9.6	8	6						
HFm 51B	HF 51B	0.60	0.85		18.2	17.2	16	14	11.5	9	5.4						
HFm 51A	HF 51A	0.75	1		21.2	20.2	19	17	14.5	11.6	8.4						
HFm 70C	HF 70C	1.1	1.5		29	28	26.5	24.5	22	18.5	15						
HFm 70B	HF 70B	1.5	2		33	32	30.5	28.5	26	22.5	19						
-	HF 70A	2.2	3		39	38	36.5	34.5	32	28.5	25						
HFm 5C	HF 5C	0.60	0.85		12.5	-	12	11.7	11	10.2	9.2	8	6.5				
HFm 5B	HF 5B	0.75	1		13.7	-	13.2	13	12.5	11.6	10.5	9.2	8	5			
HFm 5A	HF 5A	1.1	1.5		14.5	-	13.8	13.5	13.2	12.6	11.8	10.5	9.2	6.5	3		
HFm 5BM	HF 5BM	1.1	1.5		19	-	18.5	18	17	16	15.2	14	12.8	9.7	6		
HFm 5AM	HF 5AM	1.5	2		22	-	21.5	21	20.5	19.8	19	18	16.8	13.8	10		

Q = Caudal H = Altura manométrica total HS = Altura de aspiración

Tolerancia de las curvas de prestación según EN ISO9906 Grade 3.

DIMENSIONES Y PESOS



MODELO		BOCAS		DIMENSIONES mm									kg				
Monofásica	Trifásica	DN1	DN2	a	f	h	h1	h2	n	n1	w	s	1~	3~			
HFm 50B	HF 50B	1½"	1½"	42	265	200	82	118	166	135	-3	10	8.1	7.6			
HFm 50A	HF 50A			45	300	225	92	133	190	160	4		8.7	8.3			
HFm 51B	HF 51B			45	300	225	92	133	190	160	4		12.9	11.9			
HFm 51A	HF 51A			45	300	225	92	133	190	160	4	13.0	12.0				
HFm 70C	HF 70C			48.5	373	269	114	155	216	171	12	12	19.0	18.6			
HFm 70B	HF 70B			48.5	373	269	114	155	216	171	12	12	21.8	20.5			
-	HF 70A												-	21.9			
HFm 5C	HF 5C	2"	2"	43	316	238	97	141	192	160	-68	10	14.5	13.3			
HFm 5B	HF 5B			43	316	238	97	141	192				160	-68	10	14.5	13.3
HFm 5A	HF 5A			43	316	238	97	141	192				160	-68	10	15.3	14.9
HFm 5BM	HF 5BM			59	386	260	110	150	206			12.5	11	19.5	18.9		
HFm 5AM	HF 5AM			59	386	260	110	150	206			12.5	11	22.0	20.9		

CONSUMO EN AMPERIOS

MODELO	TENSION (monofásica)		
	230 V	240 V	110 V
HFm 50B	2.8 A	2.6 A	5.6 A
HFm 50A	3.8 A	3.5 A	7.6 A
HFm 51B	4.7 A	4.6 A	9.2 A
HFm 51A	5.6 A	5.3 A	11.2 A
HFm 70C	8.0 A	7.6 A	16.0 A
HFm 70B	10.0 A	9.0 A	20.0 A
HFm 5C	4.2 A	3.8 A	8.4 A
HFm 5B	4.9 A	4.5 A	10.0 A
HFm 5A	6.2 A	5.7 A	12.5 A
HFm 5BM	7.5 A	7.1 A	14.8 A
HFm 5AM	10.1 A	9.7 A	20.5 A

MODELO	TENSION (trifásica)					
	230 V	400 V	690 V	240 V	415 V	720 V
HF 50B	2.1 A	1.2 A	0.7 A	2.1 A	1.2 A	0.7 A
HF 50A	3.0 A	1.7 A	1.0 A	3.0 A	1.75 A	1.0 A
HF 51B	3.6 A	2.1 A	1.2 A	3.8 A	2.2 A	1.3 A
HF 51A	4.4 A	2.5 A	1.5 A	4.0 A	2.3 A	1.3 A
HF 70C	5.7 A	3.3 A	1.9 A	5.5 A	3.2 A	1.8 A
HF 70B	7.4 A	4.3 A	2.5 A	7.1 A	4.1 A	2.4 A
HF 70A	9.5 A	5.5 A	3.2 A	9.1 A	5.3 A	3.1 A
HF 5C	3.5 A	2.0 A	1.15 A	3.3 A	1.9 A	1.1 A
HF 5B	3.6 A	2.1 A	1.2 A	3.5 A	2.0 A	1.2 A
HF 5A	5.0 A	2.9 A	1.7 A	4.8 A	2.8 A	1.6 A
HF 5BM	5.5 A	3.1 A	1.8 A	5.2 A	3.0 A	1.7 A
HF 5AM	7.3 A	4.2 A	2.4 A	7.0 A	4.0 A	2.3 A

LRP
LRP Circulation Pumps



Identification Codes

LRP 15 - 50 B / 130



Application

- It is widely used for heating ventilating and air conditioning (HVAC) systems in family, commercial and industrial buildings.
- cold and hot water circulation and so forth
- Water circulation for the central and district heating system
- Domestic hot water circulation

Pump

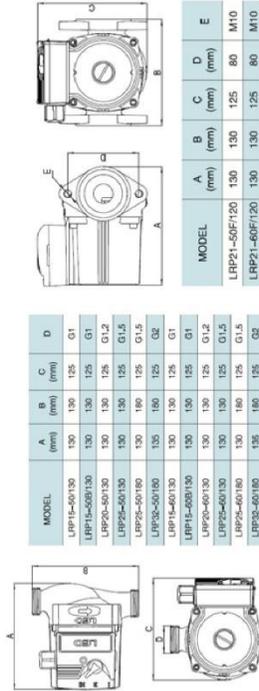
- Bronze or anti-rust cast iron pump body
- Noryl impeller with heat resistance up to 150 °C
- 99% alumina ceramic shaft
- Liquid temperature: 2 °C - 110 °C

Motor

- Insulation class: H
- Protection class: IP44
- 99% alumina ceramic bearing
- Copper winding
- Three speed motor



Dimension Drawing



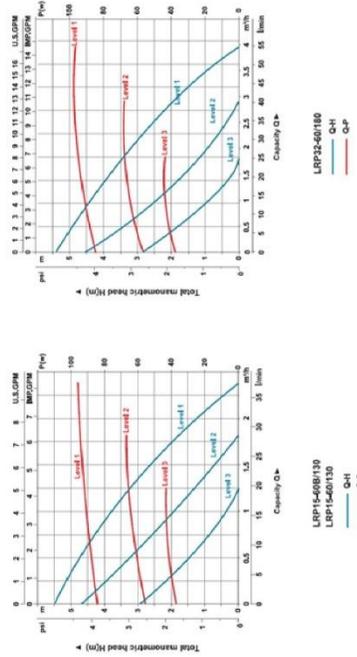
Identification Codes

LRP 15 - 50 B / 130



MODEL	POWER	POWER(W)	Max. Flow (l/min)	Max. Head (m)	Inlet/Outlet (mm)	Pipe Size (inch)	N.W. (kg)	G.W. (kg)	Packing Size (mm)
LRP15-50/130	1-230V/50Hz	85 60 40	40/32/23	4,5/3,8/2,5	15	1	2,32	2,45	151x140x149
LRP15-50B/130	1-230V/50Hz	85 60 40	40/32/23	4,5/3,8/2,5	15	1	2,41	2,54	151x140x149
LRP25-60/130	1-230V/50Hz	85 60 40	47/37/25	4,5/3,8/2,5	20	1,2	2,37	2,5	151x140x149
LRP25-60B/130	1-230V/50Hz	85 60 40	58/45/32	4,5/3,8/2,5	21	1,2	2,65	2,78	151x140x149
LRP25-60/180	1-230V/50Hz	85 60 40	55/43/28	4,5/3,8/2,5	25	1,5	2,44	2,57	151x140x149
LRP25-60B/180	1-230V/50Hz	85 60 40	60/47/32	4,5/3,8/2,5	25	1,5	2,55	2,705	151x140x149
LRP15-60/130	1-230V/50Hz	85 60 40	60/47/32	4,5/3,8/2,5	32	2	2,78	2,885	151x140x149
LRP15-60B/130	1-230V/50Hz	85 60 40	40/32/23	5,5/4,5/2,8	15	1	2,32	2,45	151x140x149
LRP25-60/130	1-230V/50Hz	96 69 45	40/32/23	5,5/4,5/2,8	15	1	2,41	2,54	151x140x149
LRP25-60B/130	1-230V/50Hz	96 69 45	53/37/25	5,5/4,5/2,8	20	1,2	2,37	2,5	151x140x149
LRP25-60/180	1-230V/50Hz	96 69 45	60/45/32	5,5/4,5/2,8	21	1,2	2,65	2,78	151x140x149
LRP25-60B/180	1-230V/50Hz	96 69 45	58/43/28	5,5/4,5/2,8	25	1,5	2,44	2,57	151x140x149
LRP25-60/180	1-230V/50Hz	96 69 45	66/47/32	5,5/4,5/2,8	25	1,5	2,55	2,705	151x140x149
LRP25-60B/180	1-230V/50Hz	96 69 45	66/47/32	5,5/4,5/2,8	32	2	2,73	2,885	151x140x149

Hydraulic Performance Curve



³¹ Fuente: <http://wintersa.cl/wp-content/uploads/2015/12/Bombas-Leo.pdf>

VS
CIRCULADOR ROTOR HÚMEDO - ACS



* Consultar según modelo



SISTEMAS DE AGUA CALIENTE SANITARIA

Bomba circuladora para sistemas de agua caliente sanitaria de tipo cerrados y presurizados o a vaso abierto. También adecuada para sistemas de energía solar. Cuerpo bomba de bronce. Caja del motor de aluminio fundido a presión. Rodete de tecnopolímero. Eje del motor de cerámica montado sobre rodamientos de grafito lubricados por el mismo líquido bombeado. Camisa del rotor, camisa del estator y brida de cierre de acero inoxidable. Arandela de presión de cerámica, anillos aisladores de etileno propileno. Motor asincrónico, de rotor húmedo y protegido por una resistencia, **no necesita protección contra las sobrecargas.**

Rango de funcionamiento: de 0,5 a 3,6 m³/h con altura de elevación de hasta 6 metros.

Rango de temperatura del líquido:

de -10°C a +85°C (uno sanitario)
de -10°C a +110°C (otros usos).

Líquido bombeado: limpio, sin sustancias sólidas ni aceites minerales, no viscoso, químicamente neutro, con características similares al agua (glicol máx. 30%).

Presión máxima de trabajo: 10 bar (1000 kPa)

Grado de protección: IP 44

Clase de aislamiento: F

Arandela aislante para cable: PG 11 (pasacable).

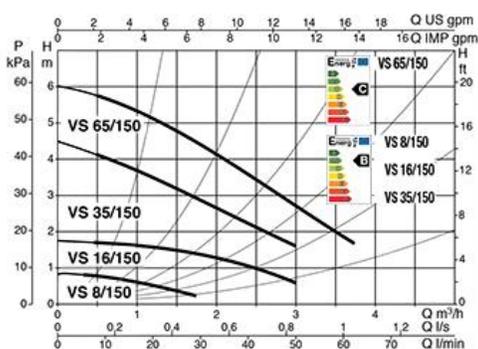
Instalación: con el eje del motor en posición horizontal.

DATOS TÉCNICOS

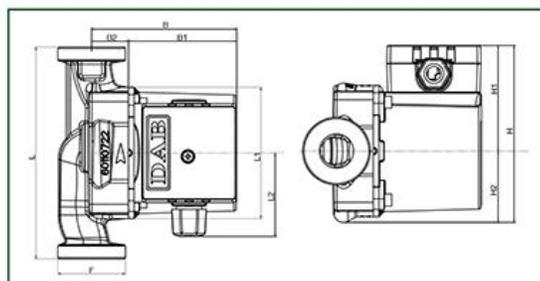
MODELO	CÓDIGO	DISTANCIA ENTRE EJES mm	DATOS ELÉCTRICOS								RACOR - BAJO PEDIDO	PRESIÓN MINIMA DEL AGUA	DATOS HIDRÁULICOS							
			ALIMENT. 50 Hz	n r.p.m. 1/min	P1 MAX W	In A	CONDENSADOR		ESTÁNDAR	ESPECIAL			Q m ³ /h V/min	0	0,6 10	1,2 20	1,8 30	2,4 40	3 50	4,2 70
							µF	Vc												
VS 8/150	60112968	150	1x230V~	1340	22	0,14	1,5	450	LATÓN 1/2" F - 3/4" F - 1" F BRONCE 022 - 028	t° +90°C m.c.a. 1,5	0,83	0,75	0,52	0,22						
VS 16/150	60115297	150	1x230V~	2784	41	0,19	1,5	450	LATÓN 1/2" F - 3/4" F - 1" F BRONCE 022 - 028	t° +90°C m.c.a. 1,5	1,82	1,75	1,65	1,44	1,07					
VS 35/150	60115298	150	1x230V~	2470	55	0,24	1,7	450	LATÓN 1/2" F - 3/4" F - 1" F BRONCE 022 - 028	t° +90°C m.c.a. 1,5	4,1	3,7	3,3	2,82	2,2	1,6				
VS 65/150	60115299	150	1x230V~	2317	77	0,34	2	450	LATÓN 1/2" F - 3/4" F - 1" F BRONCE 022 - 028	t° +90°C m.c.a. 1,5	6	5,55	5,05	4,25	3,4	2,6				

* Los valores hidráulicos se refieren a velocidad máxima y a versiones simples

Frecuencia de funcionamiento: 50 Hz



DIMENSIONES Y PESOS



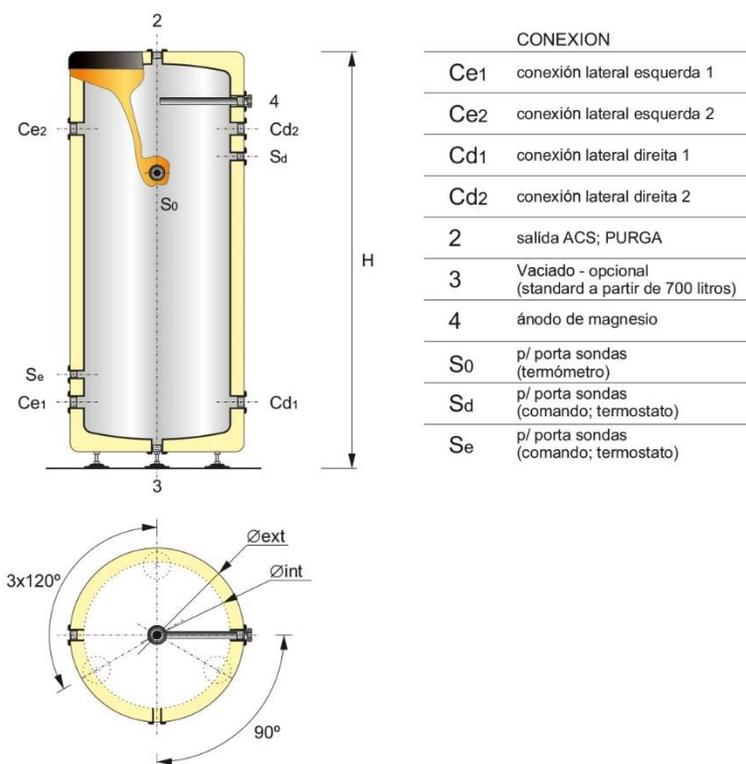
MODELO	L	L1	L2	B	B1	B2	H	H1	H2	F GAS	DIMENSIONES EMBALAJE			PESO KG	CAIT. X PALÉ
											L	B	H		
VS.../130	150	98	60	104	78	26	124	75	49	11/2"	134	188	150	2,6	180
VS.../130 1/2"	150	98	60	104	78	26	124	75	49	11/2"	134	188	150	2,6	180
VS.../180	150	98	60	104	78	26	124	75	49	11/2"	134	188	150	2,6	180
VS.../180 X	150	98	60	104	78	26	124	75	49	11/2"	134	188	150	2,6	180

DAB PUMPS se reserva el derecho de efectuar modificaciones sin la obligación de aviso previo



³² Fuente: http://admin.anwo.cl/files/prd_producto/13698/DatosTecnicos_VS.pdf

Anexo L Especificaciones técnicas de los depósitos de inercia.²¹



CONEXION	
Ce1	conexión lateral izquierda 1
Ce2	conexión lateral izquierda 2
Cd1	conexión lateral derecha 1
Cd2	conexión lateral derecha 2
2	salida ACS; PURGA
3	Vaciado - opcional (standard a partir de 700 litros)
4	ánodo de magnesio
S0	p/ porta sondas (termómetro)
Sd	p/ porta sondas (comando; termostato)
Se	p/ porta sondas (comando; termostato)

capac.	altura H	diam. Ø	conexiones
unid.: litro	unid.: mm	unid.: mm	Ce1 Ce2 Ce3 Ce4
60	750	410	1" F
80	1 010	410	1" F
100	910	480	1" F
120	1 250	480	1" F
150	1 450	480	1" F
200	1 250	560	1 ¼ " F
300	1 510	630	1 ¼ " F
400	1 750	630	1 ¼ " F
500	1 850	710	1 ¼ " F
700	2 350	870	1 ½ " F
800	2 600	870	1 ½ " F
1000	2 200	1 150	1 ½ " F
1500	2 500	1 150	2" F
2000	2 600	1 340	2" F
2500	2 750	1 340	2" F
3000	2 700	1 570	2" F
4000	3 000	1 637	3" F
5000	3 750	1 637	3" F

presión : 6 bar

Anexo M Amortización y flujo de caja en MM\$.

Año	0	1	2	3	4	5
Deuda inicial	0,00	10,02	8,38	6,57	4,59	2,40
Interés	0,00	1,00	0,84	0,66	0,46	0,24
Amortización	0,00	1,64	1,80	1,99	2,18	2,40
Deuda final	10,02	8,38	6,57	4,59	2,40	0,00

AÑO	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
INGRESOS	-	7,26	7,26	7,26	7,26	7,26	7,26	7,26	7,26	7,26	7,26	7,26	7,26	7,26	7,26	7,26	7,26	7,26	7,26	7,26	7,26
Costos de operación	-	-4,07	-4,07	-4,07	-4,07	-4,07	-4,07	-4,07	-4,07	-4,07	-4,07	-4,07	-4,07	-4,07	-4,07	-4,07	-4,07	-4,07	-4,07	-4,07	-4,07
Amortización	-	-1,64	-1,80	-1,99	-2,18	-2,40	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
EGRESOS TOTALES	-	-5,71	-5,87	-6,05	-6,25	-6,47	-4,07	-4,07	-4,07	-4,07	-4,07	-4,07	-4,07	-4,07	-4,07	-4,07	-4,07	-4,07	-4,07	-4,07	-4,07
Renta antes de impuestos	-	1,55	1,39	1,21	1,01	0,79	3,19	3,19	3,19	3,19	3,19	3,19	3,19	3,19	3,19	3,19	3,19	3,19	3,19	3,19	3,19
Impuesto a la renta	-	-0,39	-0,35	-0,30	-0,25	-0,20	-0,80	-0,80	-0,80	-0,80	-0,80	-0,80	-0,80	-0,80	-0,80	-0,80	-0,80	-0,80	-0,80	-0,80	-0,80
Renta después de impuesto	-	1,16	1,04	0,91	0,76	0,59	2,39	2,39	2,39	2,39	2,39	2,39	2,39	2,39	2,39	2,39	2,39	2,39	2,39	2,39	2,39
INVERSIÓN	-10,02	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
FLUJO DE CAJA NETO	-10,02	-8,85	-7,81	-6,91	-6,15	-5,56	-3,16	-0,77	1,62	4,02	6,41	8,81	11,20	13,60	15,99	18,38	20,78	23,17	25,57	27,96	30,36
TIR	11%																				
VAN	-2,27																				

Anexo N Amortización y flujo de caja para un colector vertical en MM\$.

Año	0	1	2	3	4	5
Deuda inicial	0,00	18,50	15,47	12,14	8,47	4,44
Interés	0,00	1,85	1,55	1,21	0,85	0,44
Amortización	0,00	3,03	3,33	3,67	4,03	4,44
Deuda final	18,50	15,47	12,14	8,47	4,44	0,00

AÑO	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
INGRESOS	-	7,26	7,26	7,26	7,26	7,26	7,26	7,26	7,26	7,26	7,26	7,26	7,26	7,26	7,26	7,26	7,26	7,26	7,26	7,26	7,26
Costos de operación	-	-4,20	-4,20	-4,20	-4,20	-4,20	-4,20	-4,20	-4,20	-4,20	-4,20	-4,20	-4,20	-4,20	-4,20	-4,20	-4,20	-4,20	-4,20	-4,20	-4,20
Amortización	-	-3,03	-3,33	-3,67	-4,03	-4,44	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
EGRESOS TOTALES	-	-7,23	-7,53	-7,86	-8,23	-8,63	-4,20	-4,20	-4,20	-4,20	-4,20	-4,20	-4,20	-4,20	-4,20	-4,20	-4,20	-4,20	-4,20	-4,20	-4,20
Renta antes de impuestos	-	0,03	-0,27	-0,61	-0,97	-1,38	3,06	3,06	3,06	3,06	3,06	3,06	3,06	3,06	3,06	3,06	3,06	3,06	3,06	3,06	3,06
Impuesto a la renta	-	-0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,76	-0,76	-0,76	-0,76	-0,76	-0,76	-0,76	-0,76	-0,76	-0,76	-0,76	-0,76	-0,76	-0,76	-0,76
Renta después de impuesto	-	0,02	-0,27	-0,61	-0,97	-1,38	2,29	2,29	2,29	2,29	2,29	2,29	2,29	2,29	2,29	2,29	2,29	2,29	2,29	2,29	2,29
INVERSIÓN	-18,50	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
FLUJO DE CAJA NETO	-18,50	-18,48	-18,75	-19,36	-20,33	-21,71	-19,42	-17,12	-14,83	-12,53	-10,24	-7,94	-5,65	-3,35	-1,06	1,24	3,53	5,82	8,12	10,41	12,71
TIR	-12%																				
VAN	-119,84																				