

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Posgrado y Educación Continua



Tesis de Maestría

**EVALUACIÓN DEL RECURSO GEOTÉRMICO DE RAFAELA PARA
CLIMATIZACIÓN DE ESCUELA RURAL A TRAVÉS DE
BOMBA DE CALOR**

Ing. Esteban Caramuto

Directora: Dra. Rita Mónica Abalone

Co-Director: Dr. Renato Pinto da Cunha

Asesor científico: Ing. Marco Boidi

Maestría en Energía para el Desarrollo Sostenible

Septiembre 2022

0. RESUMEN

Se analizó la tecnología de climatización geotérmica de baja temperatura a través de bombas de calor, con el objetivo de verificar si la misma correspondía a una alternativa más eficiente, económica y menos contaminante frente a sistemas convencionales. Para tal objetivo, se estudió un caso particular ficticio, habiéndose seleccionado una escuela rural en las afueras de la localidad de Rafaela, en el centro-oeste de la provincia de Santa Fe, Argentina.

Se realizó el modelado energético del edificio en el software *EnergyPlus*, el cual permitió cuantificar las cargas térmicas de diseño y el requerimiento energético anual, en función de la geometría, construcción, alrededores, clima, cargas internas, horarios de utilización y grados de confort deseados. Posteriormente, se procedió a la estimación de las características del suelo en cuestión, definiendo su textura y la profundidad promedio de la napa freática, para luego correlacionar en tablas los valores de conductividad térmica y capacidad calorífica.

Habiendo determinado los parámetros anteriormente citados, se diseñó un intercambiador de calor enterrado, de geometría horizontal, a través del uso de una metodología analítica simplificada basada en la teoría "*infinite line source*" (ILS).

Se concluyó que la tecnología de climatización analizada, en el caso de estudio, resultó ser una alternativa más eficiente y menos contaminante. Sin embargo, la viabilidad económica se vio comprometida por el bajo factor de utilización que tuvo el edificio en cuestión.

ÍNDICE

RESUMEN.....	2
ÍNDICE	3
AGRADECIMIENTOS.....	4
1. INTRODUCCIÓN.....	6
1.1. PROBLEMÁTICA GENERAL.....	6
1.2. ACTUALIDAD ARGENTINA.....	12
1.3. MOTIVACIONES: EL DESAFÍO DE MEJORAR LA EFICIENCIA EN CLIMATIZACIÓN.....	16
1.4. PRESENTACIÓN DEL PROBLEMA Y OBJETIVOS	20
1.5. METODOLOGÍA.....	22
2. MARCO TEÓRICO.....	24
2.1. EL RECURSO GEOTÉRMICO.....	24
2.2. BOMBAS DE CALOR	42
2.3. CLIMATIZACIÓN CON GSHP.....	57
2.4. MODELADO Y DISEÑO DE GHE	75
2.5. MODELADO ENERGÉTICO DE CONSTRUCCIONES	90
3. CASO DE ESTUDIO	94
3.1 INTRODUCCIÓN Y PRESENTACIÓN DEL CASO	94
3.2 MODELADO ENERGÉTICO.....	96
3.3 CARACTERIZACIÓN DE LAS PROPIEDADES DEL SUELO.....	104
3.4 DISEÑO DEL SISTEMA GSHP	112
3.5 ANÁLISIS ECONÓMICO	121
3.6 ANÁLISIS DE AHORRO DE EMISIONES DE CO ₂	125
4. DISCUSIÓN DE RESULTADOS Y CONCLUSIONES	127
5. BIBLIOGRAFÍA.....	133

AGRADECIMIENTOS

Al momento de redacción de estos párrafos, han pasado ya más de tres años desde el puntapié inicial del presente trabajo. El camino estuvo completamente lleno de desafíos, dificultades, retrocesos y avances, nuevas personas conocidas, llamadas, videollamadas, errores, aprendizajes, reconocimientos, momentos de euforia y también de incertidumbre. Han sido incontables las horas de lectura, investigación, imaginación, de borrones y cuentas nuevas, de cálculos y, finalmente, de escritura y reflexión. Todo este tiempo ha sido recorrido en paralelo a una vida laboral y social, con el grado de dificultad que conlleva lograr -y mucho más de mantener- un sano equilibrio.

Hoy, mirando hacia atrás todo el camino recorrido, no dejo de sorprenderme por todo lo avanzado y realizado. Sin lugar a dudas, durante este momento de recapitación, surge una y otra vez la pregunta: ¿de dónde salió toda esa voluntad y motivación? Tal situación obviamente no tiene una única ni simple respuesta.

En primer lugar, el “*motor*” de todo este trabajo es la pasión por el tema energético y, en particular, por desarrollar la tecnología de climatización geotérmica. Privilegiadas sean las personas que trabajan por o para una pasión. Sin ella, todo sería demasiado cuesta arriba y no vería factible tal esfuerzo y tanta resiliencia. Luego de haber recorrido todo este camino, con certeza puedo asegurar que trabajar apasionadamente lleva -tarde o temprano- hacia los resultados y reconocimientos.

Si profundizo sobre el origen de mi pasión por la energía, tendría que remontarme, en primera instancia, a mi formación académica en Ingeniería Mecánica dentro de la Universidad Nacional de Rosario (UNR). Luego, a la Maestría “Energía para el Desarrollo Sostenible”, también de la UNR. Mi carrera de grado debe ser agradecida al Estado Nacional y a todos los colaboradores de UNR por brindarme la oportunidad de cursar y recibirme con un título de gran prestigio. Por otro lado, mi etapa de posgrado se dio gracias a obtener una beca del Ministerio de Ciencia e Innovación de la provincia de Santa Fe. Mis agradecimientos y eterno respeto hacia la educación pública, libre y gratuita. Como profesional egresado espero estar siempre a la altura y poder devolverle a la sociedad tal oportunidad que me ha dado.

Sin embargo, hay que seguir profundizando y llegando al fondo de esta explicación sobre el origen de la pasión y esta Tesis. Porque es imposible imaginar un título de grado, ni mucho menos de posgrado, sin un entorno que te ayude, te proteja, te anime o inspire. Me refiero a esa hermosa red invisible de contención que es mi familia y a la cual estaré siempre agradecido: *Juan Carlos, Patricia y Andreina*. Los amo y sepan que todos mis logros no existirían sin ustedes. A los abuelos, *Víctor, Roque, Verónica y Vilma*, también mis eternos agradecimientos porque son parte de la cadena.

Un párrafo aparte le dedico a mi compañera de vida, *Ailén*, por ser el sostén de todo este proceso de trabajo arduo. Ella es la única persona testigo de todas mis horas y emociones durante esta Tesis. Siempre estuvo para bancarme, fue y es mi principal fuente de inspiración, voluntad, trabajo y consejo. Te amo y miles de gracias.

Por otro lado, mis cálidos agradecimientos a los profesionales que me acompañaron y guiaron por este camino:

- A *Rita Abalone*, la Directora, por el interés en la temática, por su tiempo, dedicación y consejos.
- A *Renato Cunha*, el co-Director, por ser una de las personas más generosas que he conocido.
- A *Marco Boide*, el asesor técnico, por acompañar con su experiencia.

Finalmente, gracias a todos los interesados en la lectura del trabajo, espero que pueda agregarles valor, inspirarlos en continuar profundizando el estudio de la tecnología y lograr -¿por qué no?- que puedan cuestionarse ciertas ideas o conceptos de nuestro comportamiento como sociedad.

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Problemática general

Durante el siglo XIX los científicos calcularon que teóricamente el planeta Tierra, en relación a su distancia al Sol, debía tener una temperatura atmosférica menor a la que realmente manifestaba por aquel entonces. Pronto descubrieron que la razón de aquella diferencia se debía a un proceso al que llamaron “*efecto invernadero*”: se trata de un fenómeno natural en el cual ciertos gases presentes en la atmósfera (principalmente dióxido de carbono CO₂ y vapor de agua) se comportan de manera selectiva frente a distintos tipos de ondas electromagnéticas. En efecto, dichos gases le permiten a la atmósfera tener una alta transmitancia para las ondas cortas y de alta energía provenientes del Sol, mientras que, por el contrario, impiden la penetración de las ondas largas -de menor energía- que la superficie terrestre emite.

Dicho desbalance entre la entrada y salida de radiaciones genera un estado de equilibrio “artificial” -*semejante al de un invernadero*- el cual ha permitido el desarrollo del ecosistema terrestre tal como se lo conoce. Dicho equilibrio térmico depende directamente de la concentración de los llamados “*gases de efecto invernadero*” (GEI).

El equilibrio térmico del planeta tuvo como punto de inflexión la época de apogeo de la Revolución Industrial. En la Fig. 1 se muestra la evolución de las anomalías de temperatura combinadas de superficie terrestre y oceánica mundial. La recopilación de evidencia científica a lo largo de los últimos años ha hecho que sea innegable la existencia de un proceso de acelerado calentamiento global y, además, que éste se fundamenta en causas antropogénicas.

Las profundas transformaciones introducidas por la Revolución Industrial en el siglo XIX han permitido, entre otros fenómenos, el crecimiento exponencial de la población (Fig. 2) y su consumo energético total per cápita (Fig. 3). En esta última imagen también es posible apreciar cómo fue aumentando la cantidad de energía útil per cápita, como consecuencia del avance de la tecnología en la eficiencia energética. Será luego tema de debate el rol que ha tenido la búsqueda de aumento de eficiencia a lo largo de nuestra historia moderna. En consecuencia, la Fig. 4

evidencia el aumento -también exponencial- de la generación de CO₂, principalmente producido con el acelerado consumo de fuentes energéticas fósiles, el cual exacerba el fenómeno natural de efecto invernadero.

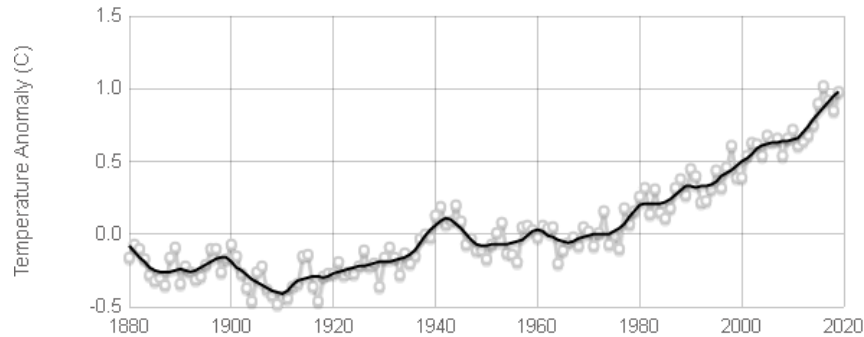


Figura 1 - Evolución de las anomalías de temperatura combinadas de superficie terrestre y oceánica mundial. Fuente: NASA's Goddard Institute for Space Studies (2020)

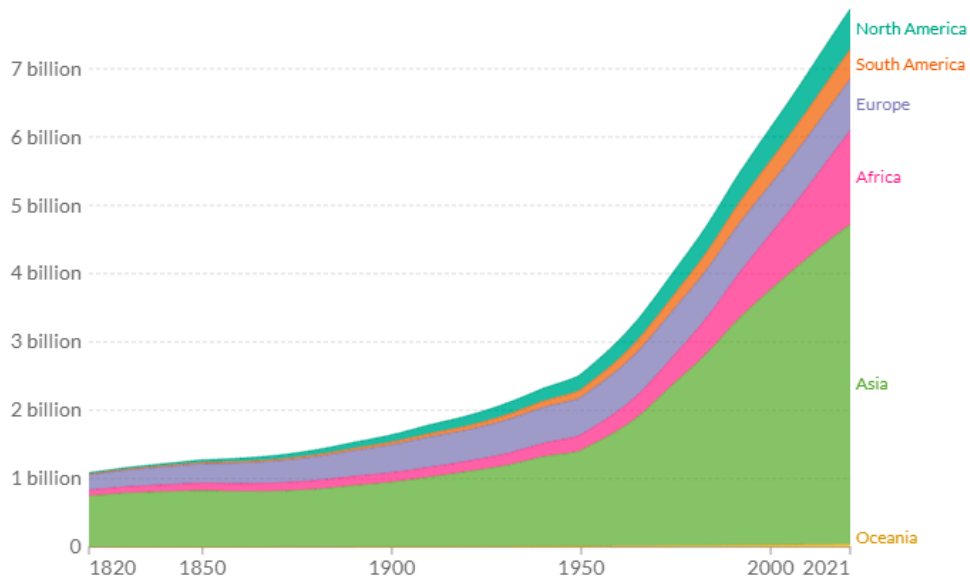


Figura 2 - Evolución población mundial por continente. Fuente: Our World in Data (2022)

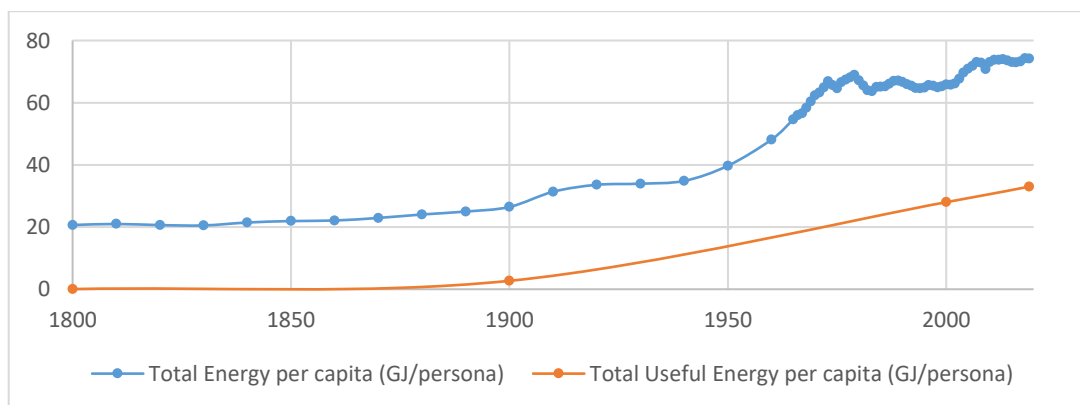


Figura 3 - Evolución de los consumos energéticos per cápita. Fuente: Elaboración propia con datos de Our World in Data y Smil (2022).

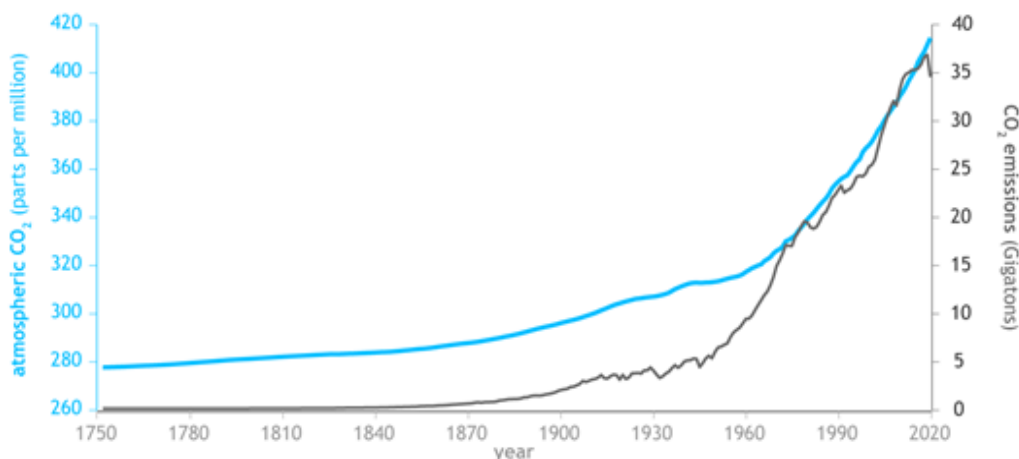


Figura 4 - Evolución de emisiones CO₂ y concentración atmosférica Fuente: Oficina Nacional de Administración Oceánica y Atmosférica de Estados Unidos (NOAA), Escuela Politécnica Federal de Zúrich (ETHZ), Our World in Data y Global Carbon Project (2021)

Como se puede apreciar en la Fig. 5, el desarrollo de nuestra sociedad ha sido y sigue estando sostenida por la explotación de recursos de alta densidad energética: carbón, petróleo y gas natural. Dichos recursos no renovables se convirtieron en el “motor” del sistema económico actual y son el sustento del presente mundo globalizado.

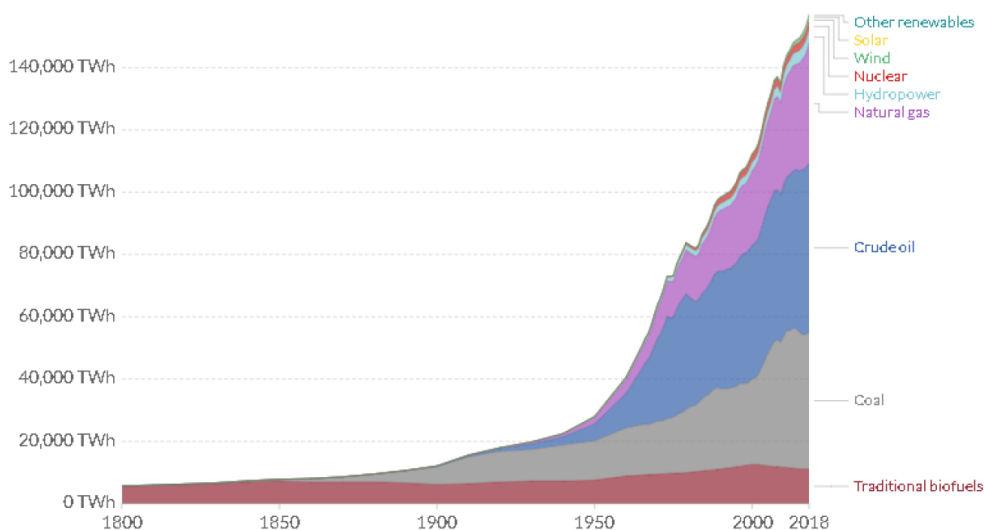


Figura 5 - Evolución consumo energético mundial Fuente: British Petroleum (BP) Statistical Review of World Energy (2017)

El avance de la tecnología, ha cambiado radicalmente el comportamiento del conjunto de la sociedad en los últimos 200 años y ha sido un fenómeno sólo posible gracias al apoyo en la explotación de recursos fósiles, que hasta la actualidad han sido abundantes, baratos y fácilmente extraíbles. Confirmando esta lógica, Smil (2022) resume el fenómeno de manera clara:

El incremento en la dependencia en los combustibles fósiles es el factor más importante al explicar los avances de la civilización moderna e incluso nuestra subyacente inquietud sobre la vulnerabilidad de su abastecimiento y los impactos medioambientales de su combustión.

El mundo ha ido transformando su dinámica general hacia una actual completa globalización, conformándose por regiones que funcionan como “engranajes” con distintos roles o funciones, dentro de la “maquinaria” global económica. El hecho de que China sea “la fábrica del mundo” o Argentina “el granero del mundo”, sólo ha sido posible en un sistema globalizado, donde el transporte marítimo está asegurado por fuentes fósiles (principalmente fueloil pesado) que -hasta ahora- han sido accesibles y económicas. Es tal el nivel de interrelación y complejidad de nuestros sistemas productivos globales y de dependencia a los combustibles fósiles que, por ejemplo, un aumento del precio del gas natural puede terminar impactando en la fabricación de fertilizantes sintéticos, provocando en cualquier país en vías de desarrollo una crisis alimentaria.

Es indudable que el actual modelo socio-económico, basado en la búsqueda del crecimiento infinito y, no casualmente, apoyado en el uso lineal de recursos (extracción, transformación, utilización y desecho) dentro de un ecosistema que brinda recursos finitos, es un modelo con fecha de vencimiento. Justamente en 2022 se cumplen 50 años de la publicación del famoso “*Los Límites del Crecimiento*”, informe realizado por el Instituto de Tecnología de Massachusetts (MIT) a pedido del Club de Roma, donde de manera científica se probaba la relación entre población mundial, industrialización, contaminación, producción de alimentos y explotación de recursos naturales.

Además de la evidencia del aumento de anomalías en la temperatura global, correspondiente a la Fig. 1, se ha demostrado (NASA, 2022) que el proceso de calentamiento global tiene otros efectos cuantificables tales como:

- calentamiento y acidificación de los océanos;
- retroceso de las capas de hielos árticos y antárticos;
- retroceso de los glaciares a lo largo del mundo;
- descenso de la cobertura de nieve;

- aumento del nivel del mar;
- aumento de los eventos meteorológicos extremos;

Es importante aclarar, en contraposición de muchos relatos simplistas de la realidad, que lamentablemente los problemas de nuestro planeta no se circunscriben exclusivamente al cambio climático y sus consecuencias anteriormente listadas. La latente liberación de CO₂ del permafrost, la pérdida de biodiversidad y el aumento exponencial de la contaminación son graves problemas que el planeta está enfrentando, con consecuencias aún desconocidas debido a la compleja interrelación de los ecosistemas y que poco a poco restan resiliencia a los sistemas vivos.

Por un lado, analizando los principales responsables de dicha catástrofe, surge que históricamente el crecimiento y sostenimiento de los actuales “países desarrollados” se ha basado en un gran consumo de energías fósiles, tanto para el desarrollo de sus industrias como del nivel de vida (ver Fig. 6). Con el paso de las décadas, la globalización permitió que los países desarrollados -en búsqueda de elevar sus estándares ambientales- comenzaran un movimiento de relocalización de industrias de gran consumo energético y contaminantes.

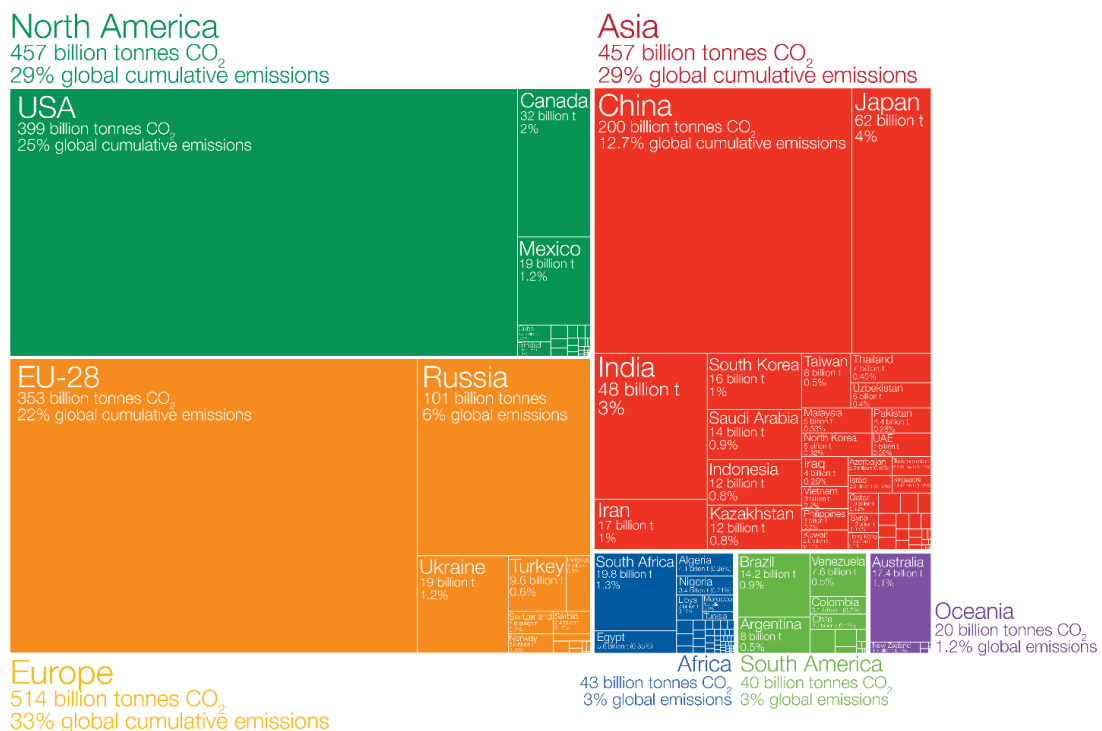


Figura 6 – Acumulación de emisiones de CO₂ por países en el período 1751-2017. Fuente: Our World in Data.

Tal proceso ha creado la falsa idea de que haya países comprometidos con el cambio climático o con el medioambiente, cuando en realidad sólo se trata de Estados lo suficientemente ricos que pueden darse el lujo de importar bienes desde países con abundantes fuentes de energía y/o bajas restricciones ambientales. La Fig. 7 desnuda parte de este fenómeno, siendo Europa el principal exponente de este “camuflaje” de emisiones de CO₂.

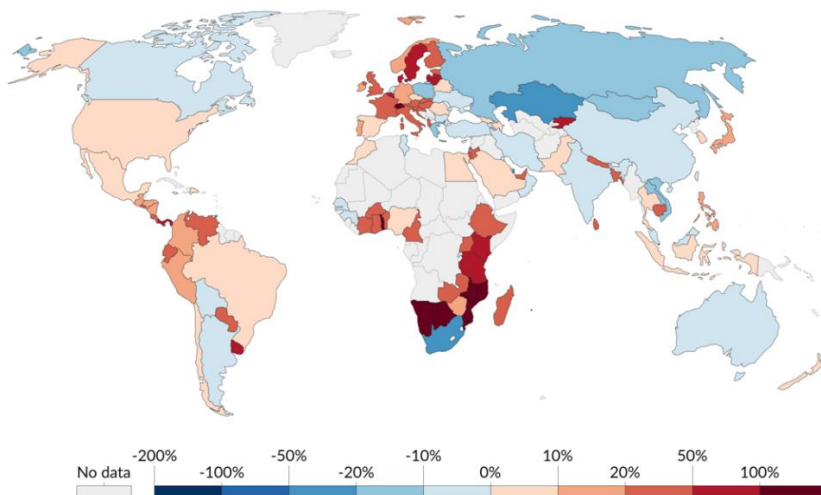


Figura 7 – Distribución de las emisiones de CO₂ implícitas en el comercio, medidas en relación con la emisión doméstica. Fuente: Our World in Data.

Las consecuencias confirmadas científicamente no impactan en todos los rincones del planeta de manera homogénea: paradójica y lamentablemente las sociedades menos responsables de la emisión de GEI son las más desprotegidas y vulnerables ante las consecuencias del calentamiento global. Así lo grafica a nivel mundial la consultora Verisk Maplecroft en la Fig. 8 y paralelamente el Banco de Desarrollo de América Latina (CAF) en la Fig. 9.

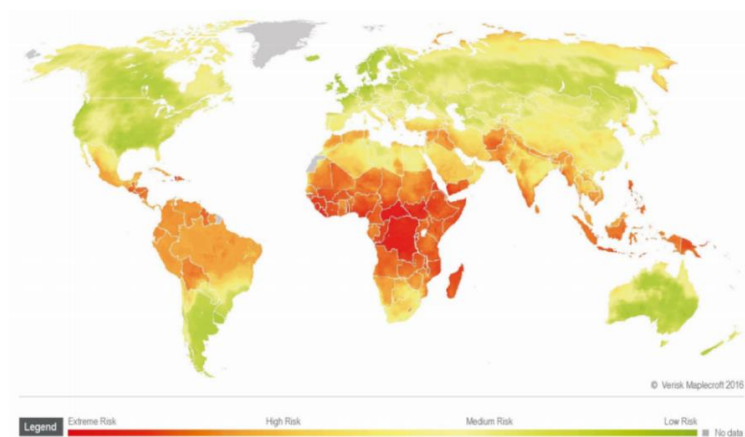


Figura 8 - Índice de vulnerabilidad al cambio climático 2016. Fuente: Verisk Maplecroft

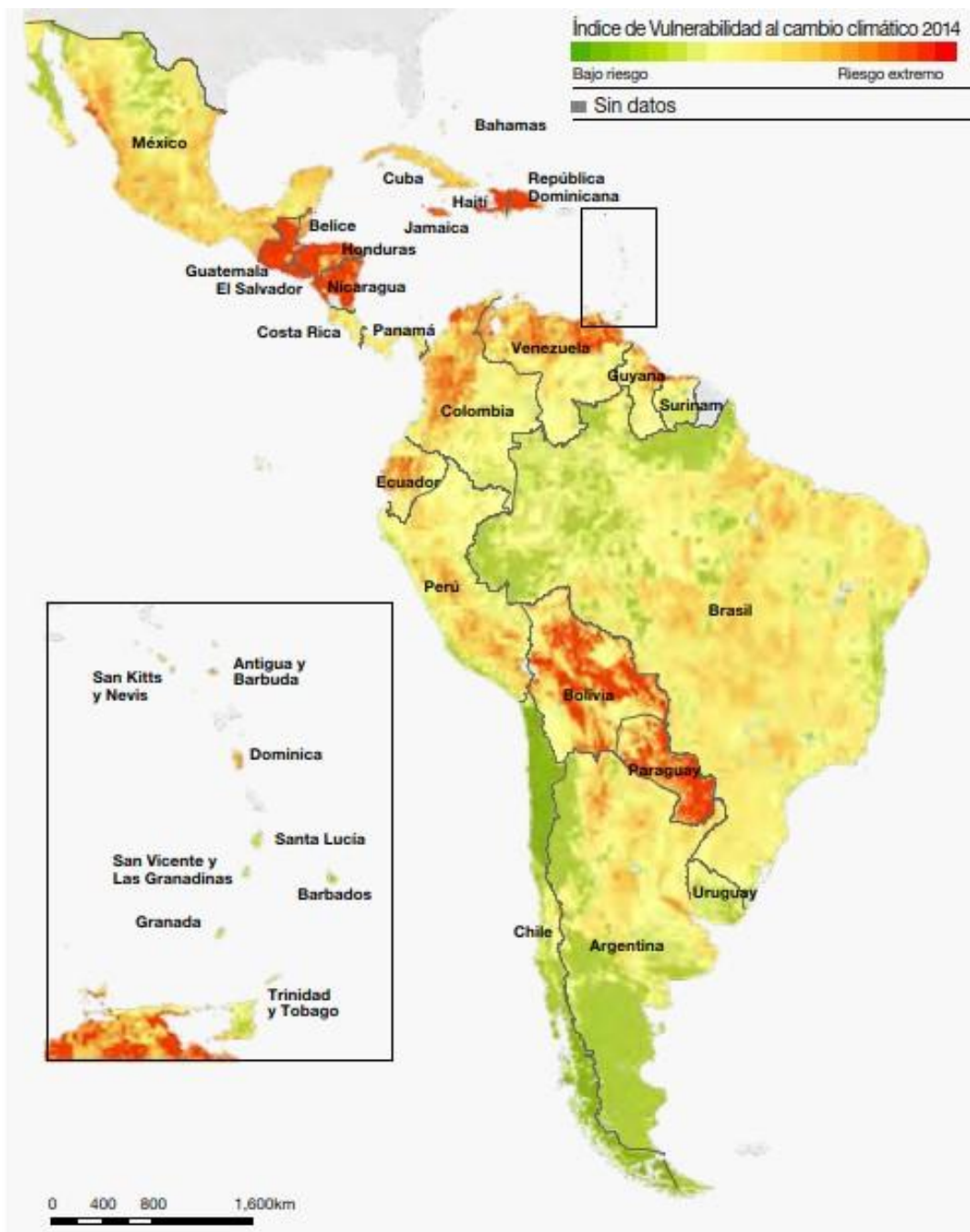


Figura 9 - Índice de vulnerabilidad al cambio climático 2014. Fuente: CAF.

1.2. Actualidad Argentina

Mientras tanto, si se hace foco puntualmente en Argentina, se observa que el país no ha sido una excepción al modelo global: la Fig. 10 indica que históricamente la matriz energética siempre ha sido fuertemente fósil, hecho seguramente facilitado por las abundantes reservas de petróleo y gas natural. Mientras tanto, la situación en 2019 es graficada en la Fig. 11. A nivel global e histórico, Argentina es

responsable de sólo el 0.5% de las emisiones totales de CO₂ según Fig. 6, mientras que en la actualidad forma parte del conjunto de países exportadores de CO₂ a través de su comercio exterior (ver Fig. 7).

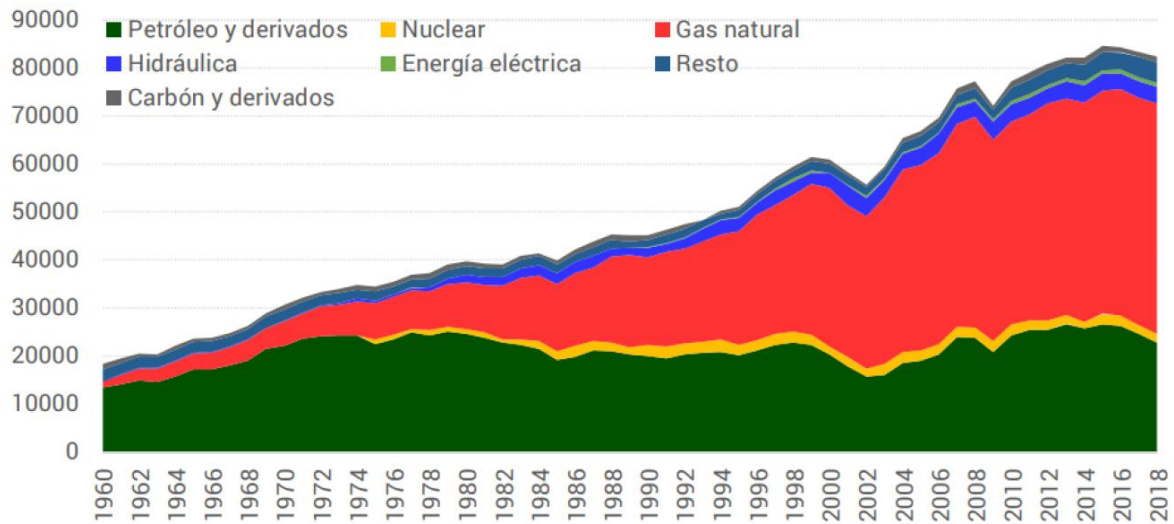


Figura 10 - Evolución oferta interna energía primaria Argentina (kTEP)
Fuente: Secretaría de Gobierno de Energía. "Balance energético nacional 2018"

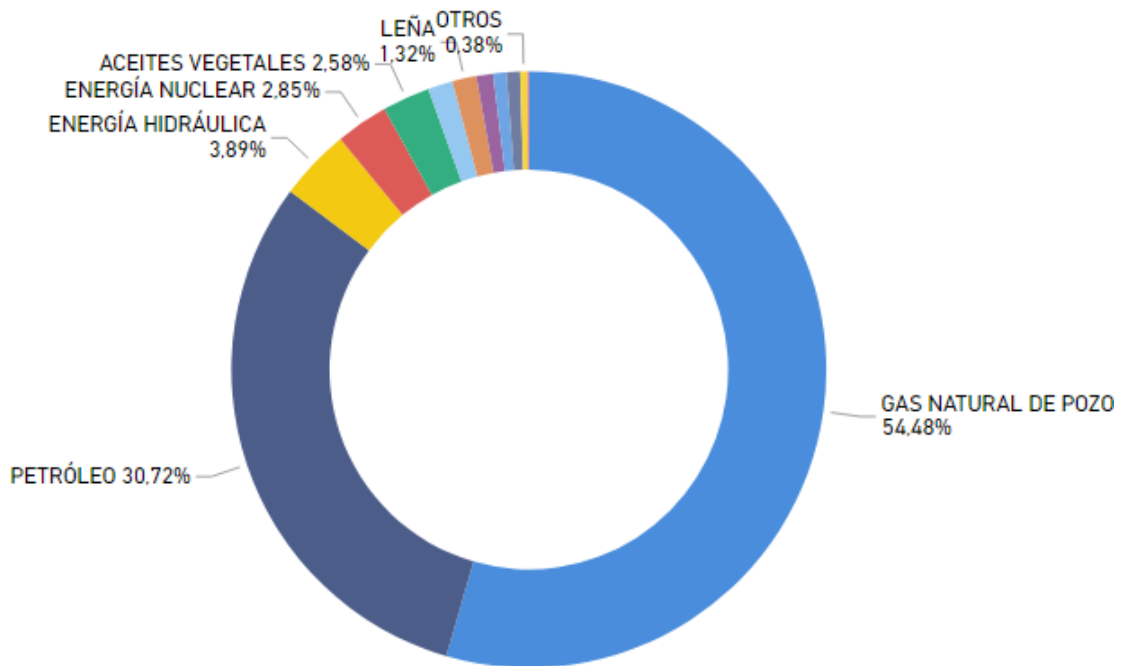
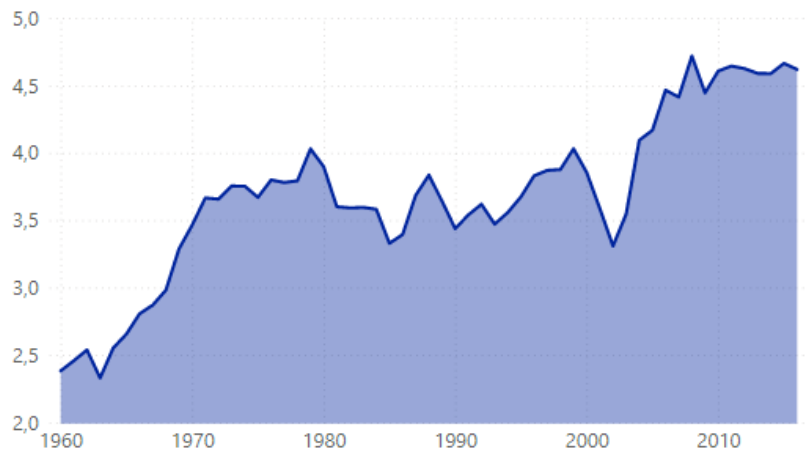


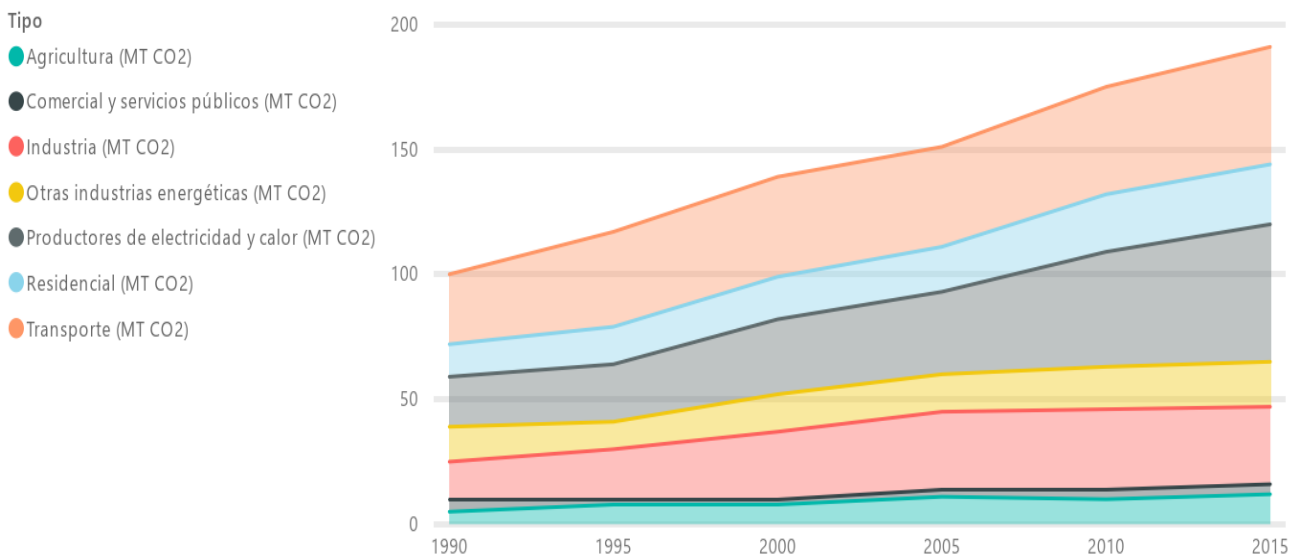
Figura 11 - Matriz energética primaria argentina 2019
Fuente: Elaboración propia con datos de Secretaría de Energía–Balance energético nacional 2019

Si bien Argentina tiene un consumo energético per cápita intermedio a nivel mundial, el volumen generado de CO₂ per cápita se encuentra en un camino de continuo crecimiento. Tal como lo indica el Banco Mundial (2020) en la Fig. 12 y el

portal de datos de la Agencia Internacional de la Energía (IEA, por sus siglas en inglés) en la Fig. 13, Argentina en la actualidad ha duplicado las emisiones totales y per cápita de CO₂ en comparación con las de 1960 y 1990 respectivamente.



*Figura 12 - Evolución emisiones CO₂ (toneladas métricas per cápita) Argentina
Fuente: Elaboración propia con datos de World Bank-World Development Indicators (2020)*



*Figura 13 - Evolución de emisiones Argentina de CO₂ (MT) por sector
Fuente: Elaboración propia con datos de IEA Data Services*

Las cíclicas crisis socio-económicas argentinas fuerzan al país a una constante profundización de su perfil extractivista y los gobiernos se ven rutinariamente enfrentados ante la disyuntiva de priorizar las urgencias económicas del corto plazo frente a los compromisos de mediano y largo plazo en cuanto a sustentabilidad energética y reducción de emisiones de GEI. Tal contexto no es único en Argentina,

sino que es común denominador en la región latinoamericana. Refiriéndose a la transición energética de la zona, Bertinat y Svampa (2022) sostienen:

Eso no ocurre en los países capitalistas periféricos -entre ellos, los latinoamericanos-, cuyas agendas energéticas están más ancladas a una geografía de la extracción vinculada a recursos no renovables - hidrocarburos-, y supeditadas a restricciones económicas y tecnológicas; su avance en programas de transición energética es muy lento. A esto hay que agregar el peso de la deuda externa y su asociación con el incremento de la deuda ecológica. El mandato exportador se basa en la aceptación -sin críticas- de la necesidad de generar divisas para pagar los intereses de la deuda financiera (Cantamutto y Schorr, 2021), lo cual obtura una discusión seria sobre la transición energética y, de modo más general, sobre la transición ecosocial y los modelos de desarrollo. (p. 16).

Como consecuencia, actualmente en Argentina no existen razones contundentes para suponer que vaya a haber un cambio radical de su matriz energética en el mediano plazo. De hecho, según el informe “Lineamientos para un plan de Transición Energética al 2030” (Secretaría de Energía de la Nación, 2021), la estrategia del gobierno girará en torno al aumento de la producción de gas natural, al considerarlo un bien clave estratégico para la transición energética. Básicamente el Estado argentino plantea la “gasificación” de su matriz energética nacional, de forma tal de desplazar el uso de fuentes fósiles más contaminantes y menos eficientes en el sector de generación de energía, transporte e industria. Además de la búsqueda de la soberanía energética, Argentina apunta a convertirse en un exportador regional y global de gas natural licuado (GNL). Este último objetivo tuvo su puntapié inicial con el acuerdo celebrado en septiembre de 2022 entre las petroleras YPF y Petronas (empresa estatal malaya petrolera y gasífera, líder mundial en el segmento de GNL) para la inversión en infraestructura por US\$10.000 millones. Existen también, a nivel privado, otros acuerdos similares para la explotación del GNL, como el que une a la empresa transportista Transportadora de Gas del Sur (TGN, perteneciente a Pampa Energía) con la compañía norteamericana Excelerate Energy.

Respecto al aprovechamiento de los recursos renovables eólicos y solares, el actual sistema eléctrico argentino tiene el problema de la gran distancia geográfica entre las fuentes y los grandes centros de demanda. En consecuencia, las inversiones en producción eléctrica renovable se ven supeditadas a obras de infraestructura del sistema de transmisión eléctrica, las cuales son sumamente costosas.

1.3. Motivaciones: el desafío de mejorar la eficiencia en climatización

La envergadura de la actual crisis ambiental del planeta refuerza la necesidad de que la sociedad comience definitivamente a recorrer un nuevo camino hacia un sistema socio-económico de mayor sustentabilidad, a pesar de que no haya fuertes indicios políticos ni empresariales de querer desacelerar el frenesí de infinito crecimiento.

Es entonces el gran desafío del pueblo, enfrentar el problema adquiriendo un rol más activo, de forma tal de asegurar un mejor hábitat a las próximas generaciones de todos los seres vivos. Más aún, los roles profesionales y académicos deben asumir la responsabilidad de intentar dar el aporte que funcione como puntapié para cambiar la tendencia.

Considero que desde el punto de vista energético, el nuevo camino necesita, como mínimo en el corto plazo, hacer foco en el cumplimiento de dos objetivos:

- Aumento de la aplicación de eficiencia energética en los procesos. Se define al concepto de eficiencia energética como el proceso de “lograr un menor consumo de energía frente a una misma prestación” (Instituto Argentino de Normalización y Certificación (IRAM), 2021).
- Mayor aprovechamiento de fuentes alternativas renovables: eólica, solar, biomasa, geotérmica, hidráulica, entre otras.

Alineado a los mencionados objetivos, la motivación de esta Tesis es la búsqueda de aumentar la eficiencia energética y, a su vez, el aumento de la aplicación de fuentes alternativas de energía para un proceso en particular: la climatización de recintos. En otras palabras, se aspira que la climatización requiera menor cantidad de energía y que ésta pueda provenir de fuentes renovables.

En la Fig. 14 se resume que, a nivel mundial, “los procesos de calentamiento y refrigeración corresponden al 51% del total de consumo final de energía” (Ren21, 2019). Vale aclarar que dicho grupo, refiere a todas las aplicaciones térmicas que incluyen calefacción de recintos y de agua, refrigeración de recintos e industrial, secado y procesos industriales.

Además, sólo el 9.8% de dicho consumo es atendido por fuentes renovables, teniendo como consecuencia que el sector “Heating and Cooling” sea responsable del 40% de las emisiones de CO₂ mundiales (Ren21, 2019). Tales indicadores justifican aún más la motivación de la Tesis, ya que la misma buscará mejorar parte de uno de los procesos que mayor energía consume globalmente y que, además, posee un enorme potencial para la incorporación de fuentes energéticas renovables.

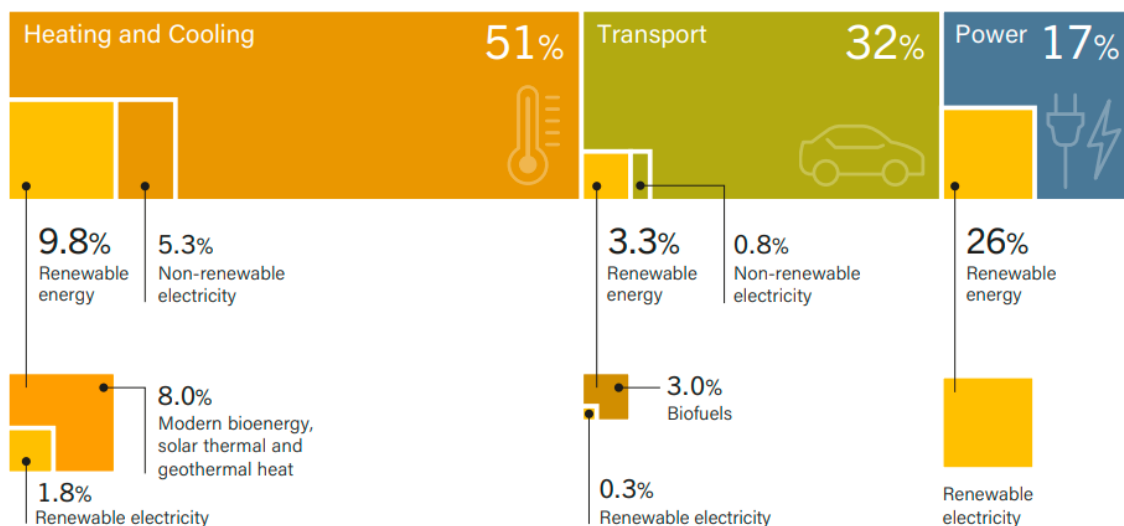


Figura 14 - Aporte de energía renovable en el consumo final energético por sector.
Fuente: Ren21 (2019)

Convencionalmente, los sistemas de calefacción de entornos son los siguientes:

- Sistemas de combustibles fósiles: se fundamentan en la generación de calor por la combustión de algún combustible (en general gas natural, propano o fuel oil). Existen dos tipos de sistemas: hornos para calentamiento de aire o calderas para la producción de agua caliente. Debido a que todos los sistemas tienen pérdidas en eficiencia, se podría aprovechar solo una parte de la energía química contenida en el combustible utilizado, con lo cual el rendimiento será siempre menor a uno. Por último, un punto importante es

que todos los contaminantes producidos serán emitidos en el punto de uso del equipo.

- Sistemas de resistencias eléctricas: entregan una cantidad de energía térmica igual a la cantidad de energía eléctrica consumida, teniendo siempre una eficiencia unitaria (en caso de tomar potencia eléctrica de una red, se deberían contemplar los rendimientos de la generación y las pérdidas en transporte y distribución eléctrica). Además, no generan emisión de sustancias contaminantes en el punto de uso. Dicho factor no implica que efectivamente no se generen sustancias contaminantes, ya que depende de la fuente primaria con la que se produzca la electricidad. Pueden ser utilizados para calentar aire o agua.
- Bombas de calor eléctricas: utilizan electricidad para alimentar un ciclo de compresión de vapor, el cual tiene la capacidad de transferir calor desde una fuente fría (generalmente aire o agua) a una caliente (también aire o agua), por lo que existen distintas combinaciones (aire-aire, agua-aire, aire-agua o agua-agua). Las bombas de calor tienen la capacidad de entregar más calor que el consumido eléctricamente, con lo que su rendimiento puede situarse en el rango de dos a cinco. Por consumir electricidad, no generan contaminantes en el lugar de uso.

Mientras tanto, el sistema convencional de refrigeración de entornos es:

- Aire acondicionado (también llamadas bombas de calor): tienen las mismas características que la bomba de calor utilizada para calefaccionar, ya que se basan en el mismo principio de funcionamiento, como se verá en el marco teórico. Sus ventajas son las mismas.

Es importante aclarar que una bomba de calor constructivamente puede estar diseñada para ofrecer tanto calefacción como refrigeración. Comercialmente se las conoce como "Split frío-calor" y corresponden en general a bombas de calor aire-aire.

Surge como alternativa de estudio para la presente Tesis el recurso suelo, que quizás sea un recurso energético tan abundante como el sol, el viento o el agua. A pesar de que los sitios geotérmicos de alta temperatura (asociados a grandes

gradientes geotérmicos y a la producción de energía eléctrica) son muy puntuales en Argentina, es válido analizar la tecnología de bomba de calor geotérmica. La misma es identificada en la bibliografía internacional como “GSHP” (Ground Source Heat Pump) y tiene la capacidad de lograr un aprovechamiento del recurso geotérmico de baja temperatura para producir climatización, accesible a lo largo de todo el territorio.

Tal como se profundizará en el marco teórico, en comparación con una bomba de calor aire-aire, el hecho de intercambiar calor con el suelo posibilita una menor demanda de energía primaria por parte del compresor del equipo, debido a que, durante la mayor parte del año la profundidad del terreno posee condiciones de temperatura más favorables que las atmosféricas. Tales condiciones son ilustradas en la Fig. 15. Este factor clave, implicaría un ahorro de “entre el 40% y el 60% de energía primaria que se utiliza en climatización, según el sistema que se compare” (Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía” de España (IDAE), 2012).

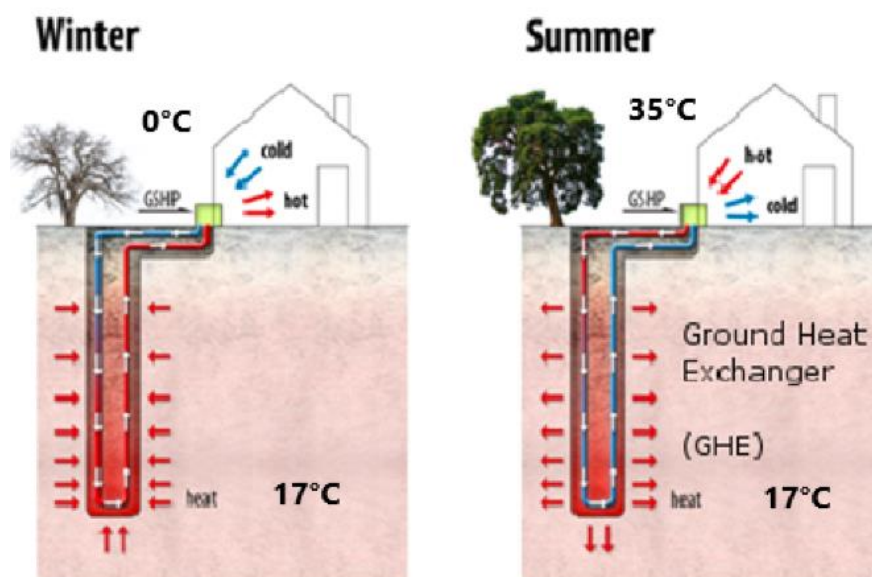


Figura 15 – Ejemplo de mejora del intercambio térmico con la tecnología de bomba de calor geotérmica (GSHP en sus siglas en inglés). Fuente: Narsilio et al. (2014) con el agregado de las temperaturas por cuenta propia.

También, el sistema de bomba de calor geotérmica fue catalogado como “el más eficiente, limpio ambientalmente y económico de los sistemas de acondicionamiento de espacios en la actualidad” (Agencia de Protección Ambiental de EEUU (EPA), 1993). A pesar de que esta última cita tiene casi tres décadas de antigüedad, “sigue actualmente siendo válida porque los equipamientos de bombas

geotérmicas continúan mejorando, mientras que la mayoría de los sistemas de calefacción y refrigeración convencionales han alcanzado sus máximos rendimientos hace años” (International Ground Source Heat Pump Association (IGSHPA), 2009). Entre otras ventajas de sistemas geotérmicos se destacan:

- Sistemas basados en la tecnología de bomba de calor, la cual es ampliamente conocida y desarrollada.
- Reducción de costos de mantenimiento y amplia confiabilidad de los equipos a largo plazo, ya que los equipos se encuentran generalmente en espacios cerrados y enterrados, a diferencia de sistemas convencionales que suelen estar en intemperie. Este factor se potencia en entornos marinos y/o con atmósferas industriales, que pueden afectar aceleradamente a equipos expuestos en tales atmósferas.
- Escasez de ruido durante la operación.
- Integración arquitectónica y fuera del alcance de vandalismo y/o robo.
- Capacidad de integrarse con otras fuentes renovables de energía complementarias que puedan ofrecerle energía eléctrica.

1.4. Presentación del problema y objetivos

En función de la bibliografía consultada referente a climatización geotérmica, se tuvo desde el comienzo del trabajo de Tesis la premisa de que la tecnología de climatización geotérmica es más eficiente frente a las convencionales, ya que aprovecha las condiciones térmicas más favorables del suelo. En consecuencia, se tenía como hipótesis que dicho aumento de rendimiento podría llegar a justificar las posibles mayores inversiones iniciales necesarias en sistemas geotérmicos.

Además, un factor clave en el rendimiento y dimensionamiento del sistema –y, por ende, de los costos iniciales– es la capacidad térmica del suelo. Como se demostró en el marco teórico, la capacidad térmica depende fuertemente de la humedad del mismo para suelos porosos, ya que el agua le da una mejor conductividad térmica y capacidad calorífica.

Dicha hipótesis condujo a que el trabajo de Tesis esté enfocado en un caso de estudio que posea un nivel freático adecuado, como la localidad de Rafaela, ubicada en el centro-oeste de la Provincia de Santa Fe.

Surgió entonces el planteamiento del problema a resolver:

- ¿Es viable técnica y económicamente el aprovechamiento del recurso geotérmico de baja temperatura para la climatización con bomba de calor en Rafaela?

Para responder al desafío, se buscó analizar un caso ficticio en la zona rural de Rafaela, ubicado en la Fig. 16, correspondiente a una escuela rural.



Figura 16 - Ubicación de la escuela rural del caso de estudio

Se consideró una edificación de 578 m² de superficie techada, concurrida por 10 empleados y 96 estudiantes. Todos los detalles constructivos, geométricos, de equipamiento, horarios, comportamientos y demás se encuentran en el punto Capítulo 4 y en el Anexo I.

Es clave destacar la importancia que tiene un sistema HVAC (“Heating, Ventilating and Air Conditioning” en sus siglas en inglés) para el acondicionamiento del aire interior de cualquier edificio con ocupación humana. No sólo el equipo se encarga de acondicionar el aire en cuanto a temperatura para lograr un estado de confort interior, sino que también debe llevar a cabo la renovación del aire, de forma tal de que los individuos eviten sufrir de un déficit de oxígeno que impacte en su rendimiento diario como también de facilitar la remoción de sustancias indeseables como olores, dióxido de carbono, polvillo, bacterias, virus, etc.

El consumo anual requerido para la climatización de un recinto depende de cuatro factores:

- Clima.
- Envolvente, geometría y alrededores del recinto.
- Equipamiento interno y comportamiento de los usuarios.
- Rendimiento y configuración del HVAC.

La conjunción de todas las variables anteriores, aplicadas al caso de estudio, podría llegar a dar luz al planteamiento del problema. En consecuencia, se definió el objetivo general de la Tesis:

“Evaluar si la energía geotérmica de baja temperatura, aplicada en la climatización de una escuela rural en Rafaela a través de bomba de calor, corresponde a una alternativa más eficiente, económica y menos contaminante con respecto a las alternativas convencionales existentes.”

Mientras tanto, los objetivos particulares de la Tesis fueron:

- 1) Cuantificar las cargas térmicas de la escuela rural en estudio, en la localidad de Rafaela.
- 2) Caracterizar las propiedades del suelo del caso de estudio.
- 3) Dimensionar un intercambiador de calor geotérmico, de acuerdo a las características del suelo y las cargas térmicas de la escuela rural en estudio, desde el punto de vista técnico y económico con una vida útil de 25 años.

1.5. Metodología

Habiendo hecho una presentación del problema a resolver, las hipótesis y los objetivos generales y particulares, quedó claro que el acercamiento a las respuestas del problema se daría a través de métodos cuantitativos. Los mismos permitieron entender la relación entre las variables involucradas en los fenómenos estudiados para luego poder realizar predicciones de los mismos.

El primer paso de la metodología fue la búsqueda bibliográfica específica para cada uno de las temáticas a abarcar: modelado energético, climatización de recintos, geología, transferencia de calor, tecnología de bomba de calor, entre otras.

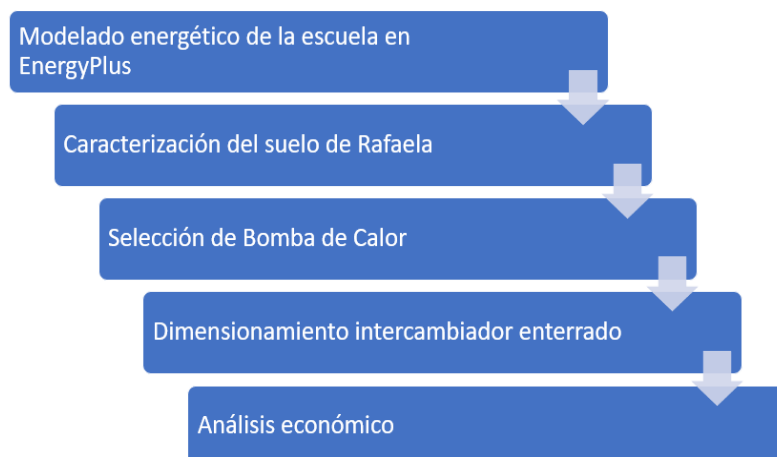
Respecto al primer objetivo particular “Cuantificar las cargas térmicas de la escuela rural en estudio, en la localidad de Rafaela”, se decidió realizar un modelado energético de la escuela en estudio con el software “*Energy Plus*”. El modelado

energético es una herramienta que ayuda a predecir, realizando simulaciones numéricas de los procesos de transferencia de calor y masa, el desempeño energético que tendría un edificio anualmente. Dicha simulación permitió estimar el valor del requisito energético edilicio y las potencias necesarias que debería tener un sistema HVAC ideal para mantenerlo dentro de un rango de temperaturas de confort, teniendo en cuenta el entorno climático del edificio, su orientación, el diseño, los componentes de la envolvente y las cargas internas.

En relación al segundo objetivo particular “Caracterizar las propiedades del suelo en el caso de estudio”, la metodología fue la búsqueda de mediciones de nivel freático y bibliografía que lograron caracterizar el tipo de suelo y, luego, la exploración bibliográfica de tablas que cuantificaron las variables térmicas fundamentales (conductividad térmica y capacidad calorífica).

Mientras tanto, el tercer objetivo particular “Dimensionar un intercambiador de calor geotérmico, de acuerdo a las características del suelo y las cargas térmicas de la escuela rural en estudio, desde el punto de vista técnico y económico con una vida útil de 25 años”, fue abordado siguiendo la “Guía Técnica – Diseño de sistemas de intercambio geotérmico de circuito cerrado”, elaborada por la “Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración” (ATECYR) para IDAE en el año 2012. Esta guía presenta la metodología de diseño de intercambiadores enterrados elaborada por la IGSHPA (2009).

Por último, se planteó como conjunción de los pasos anteriores el análisis económico, de forma tal de comparar la tecnología de bomba de calor geotérmica frente a la alternativa convencional aerotérmica.



2. MARCO TEÓRICO

2.1. El recurso geotérmico

2.1.1. ¿Qué es la energía geotérmica?

La palabra “*geotermia*” tiene su origen en la antigua Grecia y deriva de la palabra “*geos*” -que denota tierra- y de “*thermos*” -que significa calor-, es decir “el calor de la Tierra”. Es posible definir entonces “*energía geotérmica*” como la capacidad que tiene la corteza terrestre de producir trabajo y se manifiesta como energía calórica, a través del calentamiento de las rocas y los fluidos que posee en sus profundidades.

Distintos procesos físicos y químicos dan origen a dicha energía calórica:

- Calor latente de cristalización: reacciones exotérmicas en la frontera entre el núcleo interno (en estado sólido) y el núcleo externo (en estado líquido).
- Fricción entre las distintas partes de la corteza terrestre, sujetas a fuerzas de gravitación internas y externas.
- Calor remanente de la formación del planeta.
- Reacciones exotérmicas en el manto terrestre.
- Descomposición radiogénica de isótopos en la corteza y manto, debido a que están conformadas por abundantes minerales que contienen elementos radioactivos (isótopos Uranio-235, Uranio-238, Torio-232 y Potasio-40).

Desde el siglo XVI, se tiene registro del comienzo de la producción minera a grandes profundidades. Fue en aquella época cuando se originaron los primeros estudios o mediciones de temperaturas geológicas, ya que se experimentaba un aumento de la misma directamente proporcional a la profundidad de perforación. Es decir, se comenzó a analizar el fenómeno que se llamaría “*gradiente geotérmico*”. Posteriormente, se logró caracterizar más detalladamente las distintas capas de la corteza terrestre, asociándolas a distintos rangos de temperaturas y profundidades, tal como se puede contemplar en la Fig. 17.

La ley de Fourier indica que, si existe un gradiente geotérmico (es decir una diferencia de temperaturas) y las rocas tienen una determinada habilidad para

conducir el calor, entonces la corteza terrestre debería conducir la siguiente cantidad de calor desde su interior hacia el exterior:

$$Q = k \cdot A \cdot \frac{d\theta}{dz} \quad (1)$$

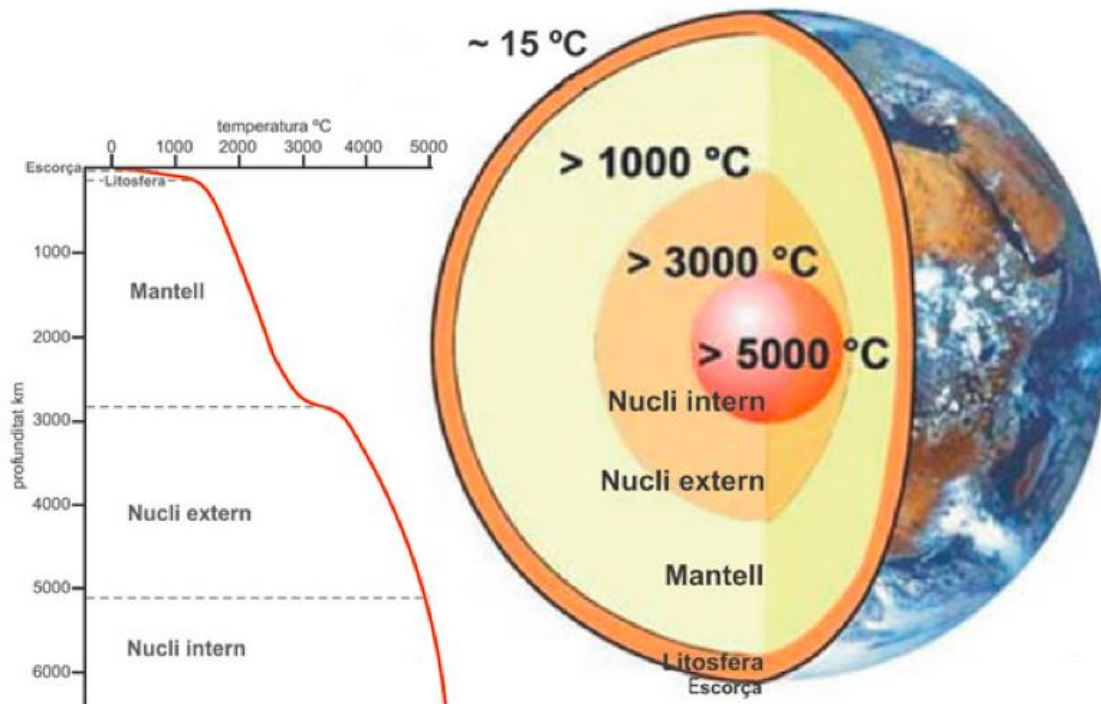


Figura 17 – Profundidades y temperaturas de las capas de la corteza terrestre. Fuente: Instituto Cartográfico y Geológico de Catalunya (2011)

Siendo Q el flujo de calor (W), A el área transversal (m^2), θ la temperatura ($^{\circ}K$), z la profundidad (m) y k la conductividad térmica del material que componga la corteza ($W/m^2^{\circ}K$). De acuerdo a la segunda ley de la termodinámica, el calor fluirá desde el foco de mayor temperatura hacia el de menor.

Se tiene entendido que el rango típico de valores de gradiente geotérmico es de 3.5 a 2.0 $^{\circ}C$ cada 100 m de profundidad (Banks, 2008). Por supuesto que dichos valores “promedio” son teóricos y que la realidad es mucho más compleja, de hecho, las llamadas “*anomalías geotérmicas*” son fallas en la corteza terrestre donde el flujo de calor tiene órdenes de magnitud mayores al promedio.

Dichas anomalías geotérmicas están generalmente asociadas a zonas de alta actividad sísmica y volcánica, debido al encuentro de distintas placas tectónicas. Además, son estas áreas las que el público en general relaciona a la energía

geotérmica, ya que disponen en la superficie terrestre de una fuente de calor de alta temperatura y su aprovechamiento directo es bien conocido.

Sin embargo, la utilización del recurso geotérmico no sólo incluye aplicaciones de alta temperatura o entalpía. Es posible hacer una clasificación de las aplicaciones geotérmicas en función de dichas variables:

- Entalpía/temperatura alta: permite la instalación de sistemas que producen agua caliente, mezclas de agua caliente y vapor, vapor húmedo y/o vapor seco. En los casos de producción de fluidos a 150°C o más, es posible la generación eléctrica de forma directa.
- Entalpía/temperatura intermedia: se necesita un sistema binario para poder generar electricidad. Por ejemplo, se utiliza el fluido geotérmico para transferir calor a un fluido secundario que posea un punto de ebullición menor (por ejemplo: butano o pentano). Esta última sustancia produce el trabajo mecánico en una turbina que genera electricidad, típicamente llamado “ciclo Rankine”. Es posible también utilizar motores Stirling para aprovechar fluidos de entalpía intermedia.
- Entalpía/temperatura baja: el contenido de calor de estos fluidos permite su utilización directa en aplicaciones tales como: calefacción de interiores con radiadores o losas radiantes, calefacción o procesos industriales, calefacción de piletas o agua caliente sanitaria (ACS), calefacción en procesos agrícolas como horticultura o acuicultura, recreación o terapia con aguas termales.
- Entalpía/temperatura muy baja: la cantidad de calor no permite su utilización directa en procesos de calefacción. Sin embargo, puede ser aprovechada la alta inercia térmica y capacidad de almacenamiento energético que posee el suelo de muy baja entalpía, a través de sistemas de intercambio de calor enterrados.

Como se ha mencionado anteriormente, los sitios que poseen un recurso geotérmico de alta, intermedia o incluso baja entalpía/temperatura son áreas estrechamente relacionadas con la actividad de las placas tectónicas o bien por otras fallas geológicas. El punto clave es que dichas zonas son muy puntuales y generalmente no tienen una accesibilidad que permita una factibilidad para su aprovechamiento energético completo.

No obstante, el recurso geotérmico de muy baja entalpía/temperatura se encuentra a lo largo y ancho de toda la superficie terrestre, ya que como se verá posteriormente, su utilización no radica en el gradiente geotérmico, sino en la gran inercia térmica del suelo. En otras palabras, el recurso geotérmico de muy baja entalpía/temperatura en sí no es una fuente de energía térmica, sino que más bien es un medio de almacenamiento de calor que puede ser aprovechado en distintas aplicaciones.

2.1.2. Marco histórico del aprovechamiento geotérmico de muy baja entalpía/temperatura

El aprovechamiento geotérmico de muy baja entalpía/temperatura es una costumbre común en muchas especies de seres vivos, que encontraron y siguen encontrando refugio en la profundidad del suelo o dentro de las rocas de una montaña.

La primera caverna natural con actividad humana de la que se tiene registro data de 36.000 años de antigüedad y se encuentra en Francia. Por otro lado, se tiene también conocimiento de sociedades que artificialmente han construido sus viviendas dentro de la roca. Tal es el caso de la región de Capadocia, en Turquía (Fig. 18), donde las condiciones geológicas permitieron a los habitantes construir dentro de montañas.

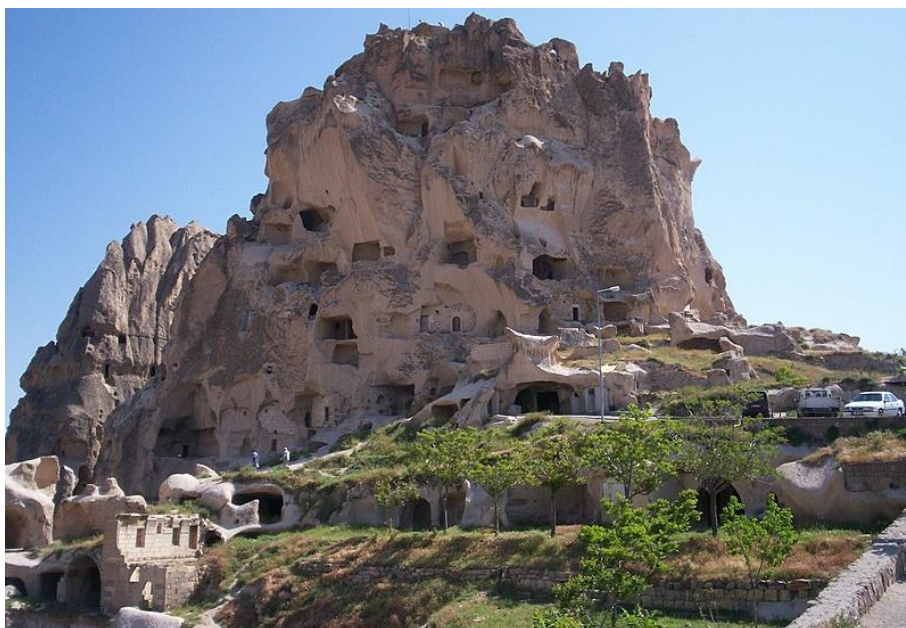


Figura 18 - Viviendas construidas en la montaña, Capadocia, Turquía.

Otro caso es el pueblo troglodita, que llegó a ocupar durante el siglo XVII la zona de Andalucía, España (Fig. 19). Según registros, la mitad de la población del pueblo de Guadix vivía dentro de los cerros para aquella época. Sus viviendas les proporcionaban una temperatura anual constante de 18°C sin humedad.



Figura 19 - Localidad de Guadix, Andalucía, España.

En todos los casos, los individuos aprovechaban el refrescamiento durante el verano y el abrigo en época invernal, ya que la masa térmica que los envolvía jugaba un rol de aislante térmico respecto a las condiciones climáticas adversas. Quizás dicha ventaja no haya sido la única, ya que posiblemente la vivienda era una vía principal en la supervivencia contra ataques de terceros.

Sin embargo, el aprovechamiento del suelo de muy baja entalpía/temperatura no sólo ha sido enfocado para la vivienda de los seres vivos, sino que también ha posibilitado el origen de los primeros sistemas de almacenamiento y conservación de cereales, frutas, vegetales, carnes saladas y bebidas fermentadas: los denominados “*Root/Earth Cellars*” o en español “*Bodegas de tierra*” (Fig. 20). Los primeros Root Cellars se encuentran en Australia y tendrían 40.000 años de antigüedad. Con el tiempo se han difundido a lo largo de todos los continentes. Esta antigua tecnología de almacenamiento de alimentos y bebidas, a pesar de su obvio declive tras la invención del refrigerador moderno, ha tenido en las últimas décadas un resurgimiento a través de agricultores autosuficientes y otros movimientos que aspiran un modo de vida más sustentable y menos dependiente de combustibles fósiles.



Figura 20 - Típica entrada de un Root Cellar

Por último, un caso histórico de aprovechamiento del suelo es la arquitectura de las bodegas vitivinícolas, ampliamente desarrolladas en la actualidad. En un principio, se puede decir que no fueron explícitamente inventadas o diseñadas, sino que más bien las bodegas fueron una consecuencia de la búsqueda en darle mayor rigidez y estabilidad a las construcciones en la Edad Media (Fig. 21). Para evitar movimientos que pudieran dañar las pesadas estructuras, los arquitectos construyeron subterráneamente arcos debajo de los edificios. Esto generó el espacio subterráneo ideal para el almacenamiento de vino, con una atmósfera sumamente estable en cuanto a temperatura y humedad y, además, con la ausencia de luz solar que pudiera afectar a la producción y conservación (Fig. 22).



Figura 21 - Bodega subterránea del siglo XII actualmente activa en Sancerre, Francia.



Figura 22 - Bodega subterránea moderna en Valle de Uco, Mendoza, Argentina.

En conclusión, los seres humanos desde la antigüedad han convertido al suelo en un aliado, ya sea de forma consciente o por accidente. Se ha demostrado, a través de distintos ejemplos, que envolverse en una gran masa de suelo o roca provee una estabilidad térmica que logra crear un entorno independiente al atmosférico y, por ende, beneficioso para las distintas actividades económicas y de subsistencia.

A continuación, se desarrollará la teoría de los procesos termodinámicos que se dan lugar en la superficie del suelo de muy baja entalpía/temperatura, para poder entender sistemáticamente su comportamiento y aprovecharlo, en esta oportunidad, para climatizar una escuela.

2.1.3. Balance energético de la superficie terrestre de muy baja entalpía/temperatura

Según Kusuda y Achenbach (1965), los parámetros que afectan la temperatura del suelo en un sitio en particular pueden ser clasificados en tres grandes grupos:

- Características geográficas: latitud, altitud, condiciones climáticas.
- Características particulares del sitio: cobertura, paisaje, sombreados, edificaciones próximas, nivel freático.
- Características físicas del suelo: propiedades térmicas y físicas (incluyendo contenido de humedad), densidad, etc.

Dichos autores, además, analizan el impacto de tales parámetros en el comportamiento de la temperatura del suelo:

Debido a que varios de dichos parámetros cambian de acuerdo a ciclos anuales, o irregularmente con el tiempo, es imposible predecir exactamente la temperatura del suelo en un punto y momento específico del futuro, particularmente en sitios cercanos a la superficie terrestre. Las predicciones de temperatura del suelo, por ende, tienen una naturaleza estadística y es esperable cierta desviación de los valores promedios en cualquier día, mes y/o año. (p. 4).

La superficie terrestre, correspondiente al recurso geotérmico de muy baja entalpía/temperatura, es una zona de unión entre dos sistemas: la atmósfera y corteza terrestre. La naturaleza y dinámica de cada una son completamente diferentes y, por ende, se entiende a la superficie terrestre como la “zona de transición” entre ambos sistemas.

El balance energético de esta “frontera” es esquematizado en la Fig. 23 y es posible resumirlo de la siguiente manera:

- Radiación solar: corresponde a la radiación electromagnética emitida por el Sol que llega a la superficie terrestre -principalmente de onda corta- luego de atravesar la atmósfera. Según Connelly (2005), los valores anuales promedio de radiación solar corresponden a 300 W/m² en zonas tropicales, 200 W/m² en zonas templadas y, por último, a 100 W/m² en el norte de Eurasia y Norteamérica. Es importante notar que un factor clave a la hora de evaluar el aporte solar directo es la cobertura que tenga el suelo.
- Radiación de onda larga: existe un intercambio de radiaciones de onda larga, debido a que tanto la superficie terrestre como la atmósfera emiten su propia radiación y también reflejan. Normalmente, el balance neto de radiaciones de onda larga da como resultado una ganancia sobre la superficie terrestre, que en promedio anualmente excede los 100 W/m² en los trópicos, 40-80 W/m² en zonas templadas de Europa y es menor a 40 W/m² en las partes más boreales (Linacre y Geerts, 1997).
- Convección con la atmósfera y evo transpiración: corresponden a las pérdidas que sufre la superficie terrestre, a través de calor latente del vapor de agua de la atmósfera y además el calor sensible del aire que es calentado por convección.

- Conducción de calor por gradiente geotérmico: tal como se ha analizado anteriormente, los valores promedio del flujo calórico desde el interior de la Tierra hacia el exterior corresponden a un rango de 0.04-0.09 W/m² (Pollack et al., 1993; Dickson y Fanelli, 2004).
- Convección por infiltración de lluvia y/o derretimiento de nieve: su calor contenido puede ser tanto un aporte calórico positivo para el suelo o bien puede officiar de “refrigeración” en otros casos. Este factor no es representado en la Fig. 23.

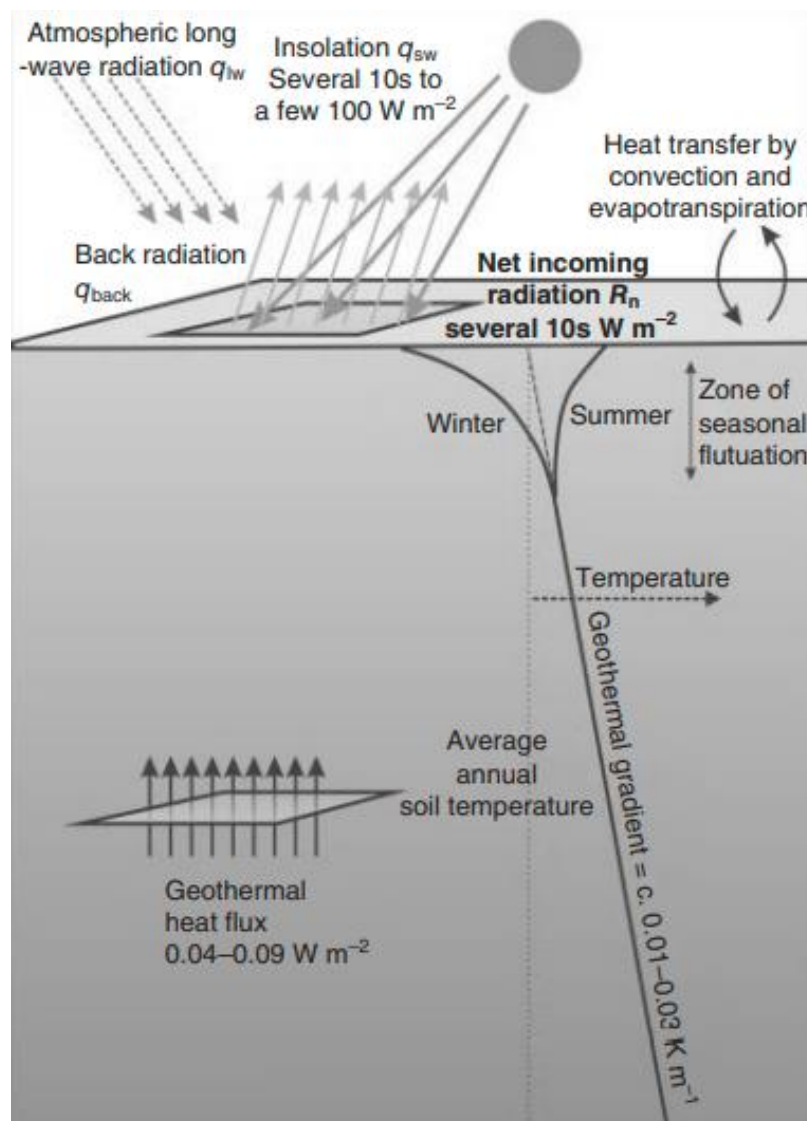


Figura 23 - Esquema del balance térmico de la superficie terrestre (radiación promedio correspondiente al norte de Eurasia). Fuente: Banks (2008).

Analizando los valores de los flujos que intervienen en la frontera suelo-atmósfera, se entiende que el aporte de radiaciones cortas y largas es mayor que el aporte

geotérmico por varios órdenes de magnitud. Es decir, el suelo trabaja como un gran “colector” solar y almacenador energético. En consecuencia, dentro de la corteza terrestre se encuentran distintos sectores en función de la profundidad: una zona superficial donde el comportamiento de la temperatura del suelo está dominado por los cambios diarios atmosféricos, otra zona intermedia donde los cambios son estacionales y, por último, una zona profunda donde existe un estado estacionario de temperaturas.

2.1.4. Transferencia de calor en el suelo

Para entender cómo se comportan los flujos de calor dentro del suelo es necesario incorporar o definir un concepto geológico y otros termodinámicos, además del de conductividad térmica que fue explicado anteriormente.

En primera instancia, se define qué se entiende por *suelo*:

La Comisión Europea ha definido el suelo como la capa superior de la corteza terrestre que está compuesta por una mezcla de partículas minerales, materia orgánica, agua, aire y organismos vivos; lo que conforma un medio ambiente muy complejo y variable. (Instituto Cartográfico y Geológico de Catalunya, 2022).

Por otro lado, se define *calor específico* S_c a la habilidad de una sustancia (sólida, líquida o gaseosa) de almacenar calor a una temperatura en particular sin cambiar de fase. También, es importante poder expresar la capacidad de una sustancia de almacenar calor sin cambiar de fase a cierta temperatura por unidad de volumen, teniendo entonces que definir *calor específico volumétrico* S_{vc} :

$$S_{vc} = \rho \cdot S_c \quad (2)$$

Siendo ρ , la densidad de la sustancia en cuestión. Por lo tanto, la capacidad de cierto volumen de material para almacenar calor depende de su calor específico S_c pero también de su densidad ρ .

Cabe la aclaración que las definiciones de *calores específicos* recién vistas valen para cambios de temperatura en una misma fase, lo que comúnmente se denomina *calor sensible*. En caso de referirse al calor que debe suministrarse a una sustancia

para cambiarle su fase, a temperatura y presión constante, será el caso de *calor latente*.

Por último, es necesario definir un concepto que será clave para entender la dinámica de la temperatura del suelo: la *difusividad térmica*. Se define difusividad térmica α de una sustancia a la relación entre su conductividad térmica k y su calor específico volumétrico S_{vc} :

$$\alpha = \frac{k}{S_{vc}} = \frac{k}{\rho \cdot S_c} \quad (3)$$

La difusividad térmica representa la velocidad o la medida en que una señal o pulso de calor se propaga a través de una sustancia. Por ejemplo, las rocas o sedimentos en general tienen grandes valores de calores específicos volumétricos, pero, valores intermedios de conductividad térmica. Por ende, tienen bajos valores de difusividad térmica, lo cual los beneficia como buenos acumuladores energéticos, ya que el calor que pueden almacenar no se disipa rápidamente.

En la Tabla 1 se presenta un listado de materiales y fluidos típicos con sus propiedades térmicas. El mismo es adjuntado en esta parte de la Tesis sólo a los fines de comenzar a incorporar ciertos órdenes de magnitud en cuanto a las propiedades de algunos materiales en particular, como por ejemplo agua, aire, cuarzo y arcilla. La bibliografía respecto a las propiedades térmicas de los componentes del suelo y/o tipos de suelos será posteriormente ampliada y profundizada.

Material	Densidad (kg/m ³)	Calor específico (kJ/kg.K)	Conductividad térmica (W/m.K)	Difusividad térmica (m ² /s) x 10 ⁻⁷
Aire (10°C)	1.25	1.000	0.0026	0.21
Agua (25°C)	999.87	4.200	0.56	1.43
Vapor de agua (1 atm, 400°K)	-	1.901	0.016	233.8
Hielo (0°C)	917	2.040	2.25	12
Cuarzo	2660	0.733	8.40	43.08
Granito	2750	0.890	1.70-4.00	12
Yeso	1000	1.090	0.51	4.7
Caliza	2300	0.900	1.26-1.33	5
Mármol	2600	0.810	2.80	13
Mica	2883	0.880	0.75	2.956
Arcilla	1450	0.880	1.28	10
Arenisca	2270	0.710	1.60-2.10	10-13

Tabla 1 - Propiedades térmicas de materiales y fluidos. Fuente: Bejan y Kraus (2003)

Una vez definidos dichos conceptos básicos sobre transferencia de calor, es posible entrar en detalle sobre cómo son los mecanismos de flujo de calor dentro del suelo. Tal como se ha mencionado al inicio del capítulo, el suelo no es un medio homogéneo ni constituido por un solo material, al contrario, es una combinación de materiales sólidos, con o sin porosidad, fluidos, gases y materia orgánica. Debido a esto, las propiedades térmicas del suelo dependerán de ciertas características:

- Composición mineral: los constituyentes influyen directamente en las propiedades térmicas. Fundamentalmente es prioritario el porcentaje de cuarzo que tenga el suelo en cuestión, debido a su alta conductividad térmica respecto a los demás posibles constituyentes (ver Tabla 1).
- Temperatura: las propiedades como conductividad, calor específico y, por supuesto, densidad variarán con la temperatura de distintas maneras en función de cada tipo de material. Sin embargo, se supondrán propiedades a temperatura ambiente ya que, tal como se profundizará posteriormente, las temperaturas de trabajo de los intercambiadores enterrados deben respetar un rango de temperaturas muy similares al ambiente, de forma tal que la bomba de calor trabaje con un rendimiento aceptable.
- Isotropía-anisotropía: “una roca es isotrópica si tiene las mismas propiedades en todas las direcciones. En un medio anisotrópico, en cambio, las isothermas se esperan de forma elípticas” (Sundberg, 1988). El factor de anisotropía no será tenido en cuenta ya que no se espera para el caso en estudio un suelo rocoso.
- Existencia de fluidos y/o gases en su porosidad: el efecto de la porosidad y humedad sobre la conductividad térmica es explicado por Banks (2008):

Tenga en cuenta que la conductividad térmica de la mayoría de los minerales constituyentes de rocas es muy buena (especialmente el cuarzo), el agua tiene una conductividad térmica menor, mientras que la del aire es muy pobre. Por ende, los mejores conductores térmicos geológicos son las rocas con bajo nivel de porosidad y una estructura cristalina rica en cuarzo, como por ejemplo el granito. Las rocas porosas, donde los poros están saturados con agua tienen menor conductividad térmica: arcillas saturadas tienen conductividades en el rango de 1.5-2 W/m[°]K, por ejemplo, mientras que

arenas saturadas (alto contenido de cuarzo) pueden tener mayores conductividades. Los peores conductores son los sedimentos porosos y secos, como arenas y limos (conductividades menores a $1 \text{ W/m}^\circ\text{K}$ en los peores casos). Recordar, sin embargo, que los sedimentos naturales raramente están completamente secos: a pesar de no estar saturados de agua, ellos usualmente contienen cierta humedad. Los suelos de grano fino y los sedimentos (arcillas y limos) son usualmente mejores reteniendo humedad en comparación con arenas y gravas, cuando están situadas sobre el nivel freático. (p.46).

El mismo autor, agrega un concepto fundamental respecto al impacto en las capacidades térmicas del suelo en presencia de humedad: “Tenga en cuenta que, debido a que el calor específico volumétrico S_{vc} del agua es excepcionalmente alto, el S_{vc} de rocas porosas, suelos y sedimentos depende fuertemente de su nivel de humedad.”

En definitiva, la presencia de porosidad con aire siempre será un factor negativo para las propiedades térmicas del suelo. Este caso naturalmente no se da con frecuencia, pero si puede ser generado o potenciado con un aumento de la evaporación cuando aumente excesivamente la temperatura, tal como se verá a continuación con el desarrollo teórico de la transferencia de calor en suelos. Por otro lado, en caso que la porosidad contenga agua, el impacto en conductividad térmica dependerá de la conductividad del material poroso en relación con la del agua.

En síntesis, el nivel de humedad siempre será un factor clave para la capacidad de retención de energía calórica del suelo. Centrándose en el caso de estudio en Rafaela, su suelo limoso y arcilloso se verá beneficiado por la existencia de humedad, confirmando una de las hipótesis planteadas para el trabajo de Tesis.

Respecto a cómo se dan los flujos de calor en el suelo (ver Fig. 24), Sundberg (1988) afirma lo siguiente:

La energía térmica puede ser transportada en el suelo por conducción, radiación, convección y difusión de vapor y/o agua. A temperatura ambiente, la conducción térmica es absolutamente dominante (convección forzada

debido a movimiento de agua freática es ignorada). A temperaturas mayores y grados intermedios de saturación, la difusión de vapor contribuye cada vez más a la conductividad efectiva del aire. (p. 31).

Por otro lado, respecto al efecto de aumento de temperatura del suelo, el mismo autor sostiene:

Si el flujo de calor y la temperatura superan un punto crítico, único para cada tipo de suelo, el movimiento de humedad debido al gradiente de humedad no puede compensar el aumento del gradiente de humedad provocado por el gradiente térmico. Por lo tanto, la zona alrededor del cable/caño es secada y la conductividad térmica cae drásticamente. (p.32).

A esta última cita se le debería agregar, además, que el efecto de secado alrededor de un cable o caño no sólo sería una caída drástica de la conductividad térmica, sino que también se vería afectado severamente el calor específico del suelo.

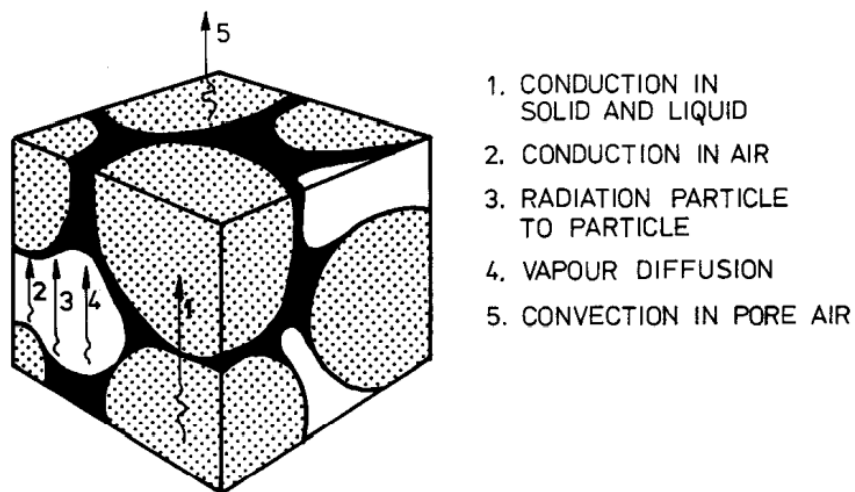


Figura 24 - Diferentes mecanismos de transferencia de calor dentro del suelo.
Fuente: Sundberg (1988)

Como se ha visto, la termodinámica dentro del sistema "suelo", dista bastante de ser trivial. Sin embargo, tal como sostiene Sundberg (1988), el proceso ampliamente dominante es la conducción para temperaturas ambientales. En consecuencia, será válido suponer para el trabajo de Tesis que la transferencia de calor en el suelo se dará por conducción.

Asimismo, se cita a Farouki (1981):

Los estudios teóricos de transferencia de calor en suelos generalmente los consideran homogéneos y asumen que todos los procesos de transferencia de calor se dan uniformemente a lo largo del medio poroso. En la realidad, obviamente, sólo se da transferencia de vapor y convección de aire en los espacios porosos llenos de aire, y la convección por líquidos se da en los espacios porosos ocupados por líquido, mientras que la evaporación y condensación están asociadas con las zonas de interfase agua/aire. Sin embargo, uno debe necesariamente tomar una visión macroscópica y considerar una “celda unitaria” de suelo que sea lo suficientemente grande para contener una muestra representativa de los constituyentes del suelo. (p.6).

Dicha cita trata de transmitir el concepto de que, a pesar de la complejidad de los procesos, las mediciones de propiedades térmicas se realizan en una muestra representativa de suelo poroso, que da como resultado un promedio de todos los fenómenos termodinámicos que sucedan. En conclusión, la transferencia de calor que se estudiará será por *conducción* en un *modelo de medio poroso*.

2.1.5. Evolución de la temperatura del suelo

El trabajo de Kusuda y Achenbach (1965), sugirió que las observaciones sobre la evolución anual de la temperatura del suelo podrían ser representadas satisfactoriamente a través de simples funciones armónicas para fines de diseño de estructuras subterráneas.

El tratamiento matemático de la oscilación de la temperatura del suelo, desde el punto de vista de la teoría de conducción de calor, posee las siguientes hipótesis:

- La corteza terrestre es un medio homogéneo de conducción de calor, dentro de un sistema sólido semi-infinito.
- La difusividad térmica es constante a lo largo del medio.
- La temperatura de la superficie expuesta a la atmósfera varía periódicamente con el tiempo.

La solución analítica de tal modelo permite estimar la temperatura del suelo a una profundidad z y tiempo t (Kusuda y Achenbach, 1965):

$$T(z, t) = T_m - A_s \times e^{-z \sqrt{\frac{\pi}{365 \times \alpha}}} \times \cos \left[\frac{2 \times \pi}{365} \times \left(t - t_0 - \frac{z}{2} \times \sqrt{\frac{365}{\pi \times \alpha}} \right) \right] \quad (4)$$

Siendo $T(z, t)$ la temperatura ($^{\circ}\text{C}$) del suelo a una profundidad z (metros) y en el tiempo t (día). Por otro lado, T_m es la temperatura imperturbada del suelo ($^{\circ}\text{C}$). A_s es la oscilación de la temperatura superficial ($^{\circ}\text{C}$), t_0 es el desfase en días (necesario para ajustar la curva sinusoidal según el hemisferio donde corresponda el caso) y α es la difusividad térmica del suelo ($\text{m}^2/\text{día}$).

Analizando la ecuación (4) en función de la profundidad del suelo, en la Fig. 25 es posible notar cuáles son los efectos de la penetración de las ondas de calor estacionales. En primera instancia, se observa que las amplitudes de las ondas van disminuyendo proporcionalmente con el aumento de profundidad. Por otro lado, se puede apreciar un desfase entre los picos de cada onda, correspondiente al retardo de penetración de los pulsos estacionales: el pico estival se produce a mitad de enero a una profundidad de 1 metro, sin embargo, recién en fin de marzo se estaría dando a 5 metros.

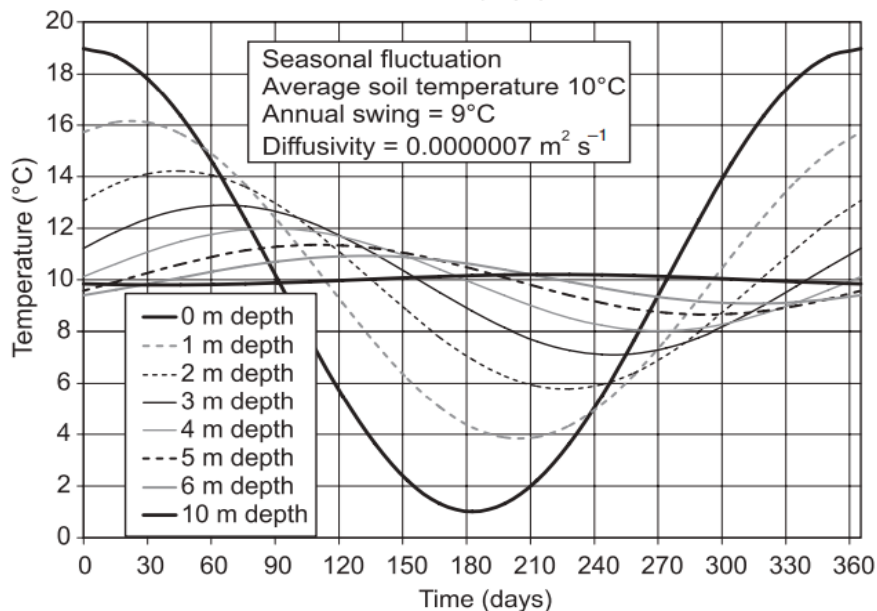


Figura 25 – Evolución anual de la temperatura del suelo a distintas profundidades en un caso correspondiente al hemisferio sur. Fuente: Banks (2008).

Otro punto de vista que puede hacerse respecto a la solución analítica (4), se ve en la Fig. 26. La misma representa con cada línea la distribución de temperaturas del suelo en un mes particular en un corte transversal de la corteza terrestre. Para las

condiciones impuestas en tal ejemplo, se podría estimar que a ocho metros ya habría un estado estacionario de temperaturas. Por otro lado, también se podría estimar que naturalmente el rango de temperaturas a una profundidad de tres metros es de 23°C a 16°C.

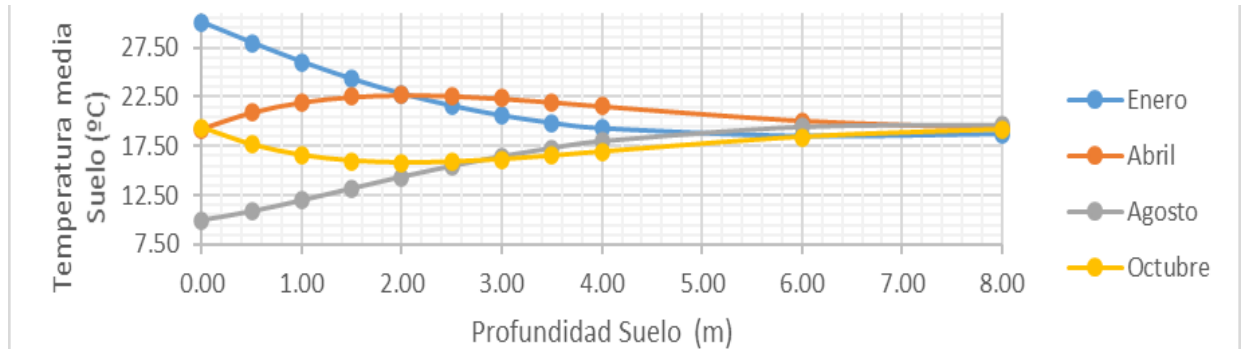


Figura 26 - Perfiles de temperatura para distintos meses del año. $T_m=19.22^\circ\text{C}$, $A_s=10.8^\circ\text{C}$ y difusividad térmica= 6.75×10^{-7} Fuente: elaboración propia usando los datos climáticos y del suelo típico de Rafaela.

Es posible calcular, aplicando el mismo modelo, la profundidad z que un pulso de calor emitido durante un tiempo t “penetra” el suelo. Dicha profundidad es proporcional al tiempo de emisión del pulso y a la difusividad térmica del medio, según indica Kharseh y Kharseh et al. (2011):

$$z = \pi \cdot \sqrt{\alpha \cdot t} \quad (5)$$

Por ejemplo, durante un día de verano se podría simular el pulso diario de temperatura con una duración de 12 hs (43200 s). Siguiendo la Tabla 1, un suelo arcilloso tendría una difusividad térmica de $10 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$, por lo tanto, la profundidad de penetración de dicho pulso diario en tal modelo sería de 0,65 m. Por otro lado, teniendo una visión estacional, el pulso de temperatura estival (181 días entre el 21 de septiembre al 21 de marzo, es decir, 15638400 s) estaría penetrando 12,4 m.

El anterior caso sirve para entender, en complemento con el balance energético del suelo visto en la Fig. 23, cuáles son los alcances de los flujos de calor en el suelo. Dependiendo de las características térmicas del mismo, la profundidad donde se llega a un equilibrio térmico entre los flujos que ingresan al suelo desde la atmósfera y los flujos geotérmicos podrá variar, pudiéndose encontrar aproximadamente entre los 8 a 20 m. En aquel punto de equilibrio, la temperatura del suelo se la estima igual a la temperatura media anual atmosférica (IDAE, 2012).

En base a lo expuesto, se puede clasificar al suelo en función de su comportamiento de temperaturas (ver Fig. 23):

- Zona superficial: sector sensible a la penetración de ondas cortas de calor como, por ejemplo, los cambios meteorológicos diarios (0 a 1 m de profundidad, según la difusividad térmica). Gran oscilación de temperaturas.
- Zona intermedia: sector sólo penetrado por ondas de calor estacionales, con una temperatura media igual a la media anual atmosférica (de 1 a 20 m de profundidad, según la difusividad térmica).
- Zona profunda: posee un estado estacionario de temperatura, el cual sólo dependerá de la profundidad e intensidad del gradiente geotérmico del sitio en particular.

Como conclusión del capítulo “El recurso geotérmico”, se puede afirmar que la capa superficial de la corteza terrestre se ve influenciada por flujos de calor geotérmicos desde el interior del planeta y exteriormente por flujos atmosféricos. En ausencia de fallas geológicas, es decir en la mayor parte de la corteza terrestre, el orden de magnitud de los flujos de calor atmosféricos es mayor al de los geotérmicos. Esta interacción da como resultado distintas zonas en el suelo, con dinámicas diferentes. Dentro del suelo se puede simplificar que, para rangos de temperaturas ambiente, el calor se transfiere por conducción y por convección de aguas subterráneas (en caso de existir). Por otro lado, el interés del recurso geotérmico de muy baja entalpía/temperatura se encuentra en su capacidad de almacenar energía gracias a su relativa baja difusividad térmica. Esta característica da como consecuencia que naturalmente el suelo posea perfiles de temperaturas sumamente estables en comparación con los atmosféricos, lo que lo convierte en un medio ideal para distintas aplicaciones humanas, como se vio en el marco histórico.

En el caso de la actual Tesis, tal como se profundizará en el próximo capítulo, el aprovechamiento de dicha estabilidad térmica daría como consecuencia un aumento en el rendimiento teórico de una bomba de calor que funcione para climatizar un entorno cerrado. Por ejemplo, durante el invierno de Rafaela, una bomba de calor podría estar absorbiendo calor desde un suelo a 3 metros de profundidad con una temperatura en el rango de los 16°C, en lugar de hacerlo

desde el aire a 0°C o 5°C como se hace convencionalmente. Exactamente lo inverso ocurriría en la época estival (ver Fig. 27):

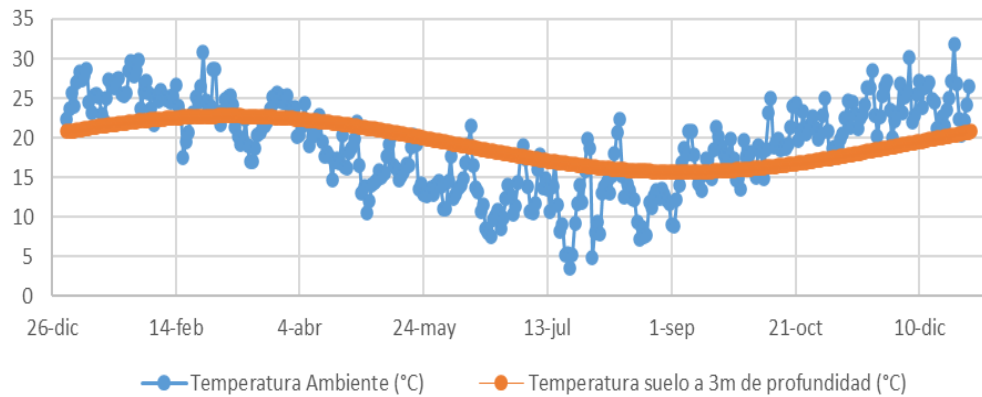


Figura 27 – Ejemplo de evolución anual de las temperaturas medias diarias atmosféricas y del suelo en Rafaela. Fuente: Promedio 2004-2018 de temperaturas de Sauce Viejo y modelo analítico de temperaturas de suelo (Kusuda y Achenbach, 1965) aplicando características de suelo de Rafaela y datos climáticos de IRAM 11603 de Sauce Viejo.

2.2. Bombas de calor

2.2.1. Fundamentos teóricos del funcionamiento

Una bomba de calor es un dispositivo diseñado para transferir calor desde un foco frío hacia un foco caliente, por medio del aporte de una cierta cantidad de energía externa: calor en los llamados “sistemas por absorción” (no serán abarcados en la Tesis) o trabajo en “sistemas de compresión de vapor”. Este último tipo de sistema consta básicamente de dos intercambiadores de calor (llamados “evaporador” y “condensador”), un compresor y una válvula de expansión (ver Fig. 28).

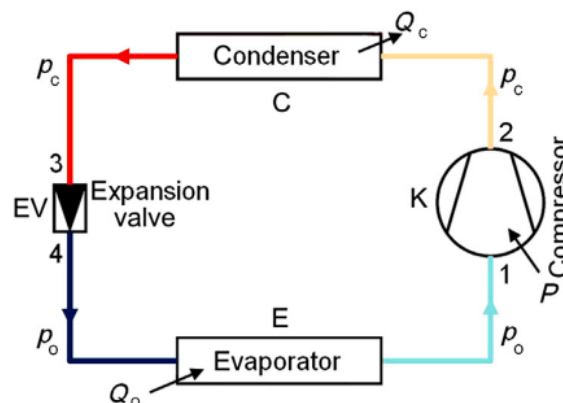


Figura 28 - Esquema del ciclo de compresión de vapor de una etapa. Fuente: Sarbu y Sebarchievici (2016).

Su funcionamiento está basado en el aprovechamiento de los calores latentes de condensación y evaporación de un fluido que circula internamente en el equipo.

Dicha sustancia, es denominada “*fluido refrigerante*” y debe reunir una serie de características especiales que serán analizadas posteriormente.

A pesar de que generalmente una bomba de calor está asociada a un equipo destinado a calentamiento, no tiene ninguna diferencia constructiva ni teórica en cuanto al funcionamiento de máquinas de refrigeración, tales como heladeras o aires acondicionados. También es posible encontrar en el mercado equipos que poseen reversibilidad en sus modos de funcionamiento, llamados comercialmente “*bomba de calor frío-calor*”.

Los sistemas de compresión de vapor consisten teóricamente en un ciclo de cuatro etapas (ver Fig. 28 y Fig. 29):

- Etapa 1-2: compresión isoentrópica en el compresor K, pasando de una mezcla vapor-líquido a un vapor sobrecalentado.
- Etapa 2-3: enfriamiento isobárico en el condensador C, finalizando en un estado de saturación líquida.
- Etapa 3-4: expansión isoentálpica en la válvula EV, pasando de saturación líquida a una mezcla vapor-líquido.
- Etapa 4-1: calentamiento isobárico en el evaporador E, finalizando en un estado de vapor saturado.

Los flujos energéticos teóricos son los siguientes:

- Trabajo específico de compresión w , en kJ/kg (etapa 1-2):

$$w = h_2 - h_1 \quad (6)$$

- Carga térmica específica de condensación q_c en kJ/kg (etapa 2-3):

$$q_c = h_2 - h_3 \quad (7)$$

- Capacidad refrigerante específica q_0 en kJ/kg (etapa 4-1):

$$q_0 = h_1 - h_4 = h_1 - h_3 \quad (8)$$

- Multiplicando por el caudal m de refrigerante (kg/s), se obtienen las potencias de compresión isoentrópica del compresor W y las capacidades de los evaporadores y condensadores Q_0 y Q_c , en kW:

$$W = m \cdot w \quad (9)$$

$$Q_0 = m \cdot q_0 \quad (10)$$

$$Q_c = m \cdot q_c \quad (11)$$

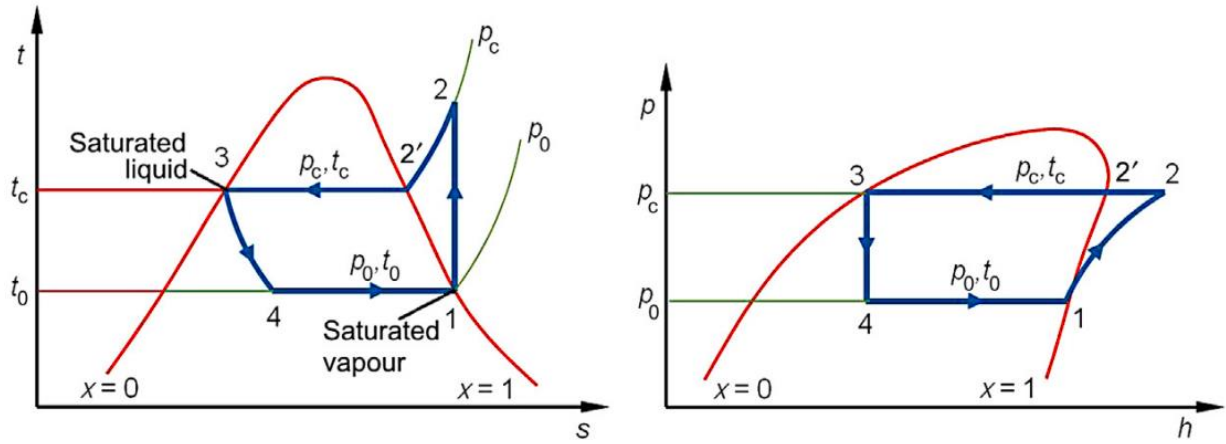


Figura 29 - Ciclo teórico de un sistema de compresión de vapor de una etapa, representado en diagramas temperatura-entropía y presión-entalpía. Fuente: Sarbu y Sebarchievici (2016).

Por balance de energía se cumplirá la siguiente igualdad (ver Fig. 30):

$$q_c = w + q_0 \quad (12)$$

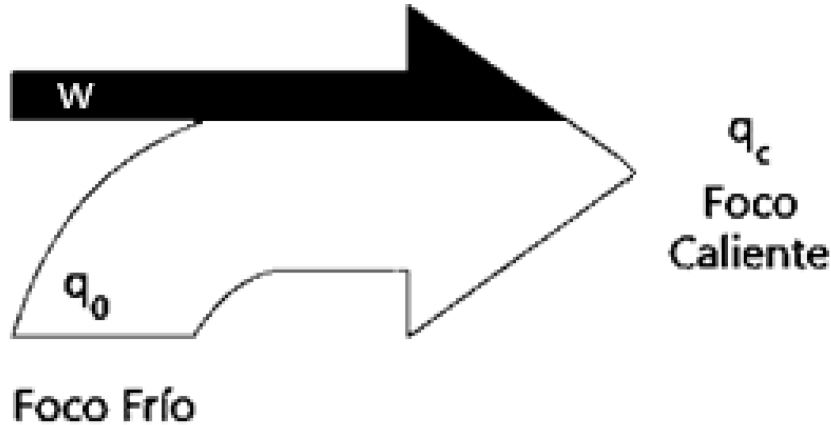


Figura 30 - Esquema de flujos energéticos del ciclo de compresión de vapor. Fuente: elaboración propia.

Se denominará “rendimiento teórico” o comúnmente “coefficient of performance” (COP), a la relación entre el efecto térmico deseado y el trabajo desarrollado por el compresor para obtenerlo. Dicho rendimiento, está sujeto a las limitaciones de la segunda ley de la termodinámica y, por ende, su máximo teórico podrá ser calculado con el del ciclo de Carnot, en función de las temperaturas de los focos frío y caliente. Como se mencionó anteriormente, la bomba de calor puede ser utilizada tanto para propósitos de calefacción como de refrigeración, por lo que el

COP dependerá en función de cuál sea el flujo de calor deseado: q_c (modo calefacción) o q_0 (modo refrigeración):

$$COP_{calefacción} = \frac{q_c}{w} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \leq COP_{Carnot\ calefacción} = \frac{T_C}{T_C - T_0} \quad (13)$$

$$COP_{refrigeración} = \frac{q_0}{w} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \leq COP_{Carnot\ refrigeración} = \frac{T_0}{T_C - T_0} \quad (14)$$

Siendo T_C y T_0 las temperaturas ($^{\circ}K$) del foco caliente y frío, respectivamente.

Analizando los flujos de calor teóricos del ciclo Carnot, es claro entender que el COP del modo calefacción será mayor en comparación con el de refrigeración, ya que, en el primer modo, el trabajo desarrollado por el compresor w es aprovechado y entregado en el condensador. Se cumplirá además la siguiente relación:

$$COP_{calefacción} = COP_{refrigeración} + 1 \quad (15)$$

Es importante aclarar que, además del término "COP", el rendimiento del modo de refrigeración suele ser evaluado con el término "*Energy Efficiency Ratio*" (EER). La diferencia entre ambos son las unidades de potencia que se utilizan en el cociente: mientras que el COP es una magnitud adimensional (por ejemplo: W/W o kW/kW), el EER es el cociente entre la potencia Q_0 expresada en BTU/h y la potencia del compresor W en watts. La fórmula de conversión de rendimientos COP y EER es:

$$COP = \frac{EER}{3.412} \quad (16)$$

Según se ha definido con las ecuaciones (13) y (14), el rendimiento de una bomba de calor dependerá de las temperaturas de los focos fríos y calientes, por lo que será un proceso dinámico que irá ajustándose a las condiciones de contorno y de funcionamiento. Cuanto mayor sea la diferencia de temperaturas entre ambos focos, mayor será el trabajo que le será requerido al compresor. Por ende, lo deseable será manejar el menor salto de temperaturas posible (ver Fig. 31).

Como se ha visto en el anterior capítulo, las temperaturas del suelo son más estables y favorables en comparación con las temperaturas atmosféricas a lo largo de todo el año. En consecuencia, si se aprovechase el suelo para intercambiar calor con una bomba de calor, es decir, usándolo como sumidero (foco caliente) en el

modo refrigeración y/o como fuente de calor (foco frío) en el modo calefacción, se podría lograr aumentar el COP.

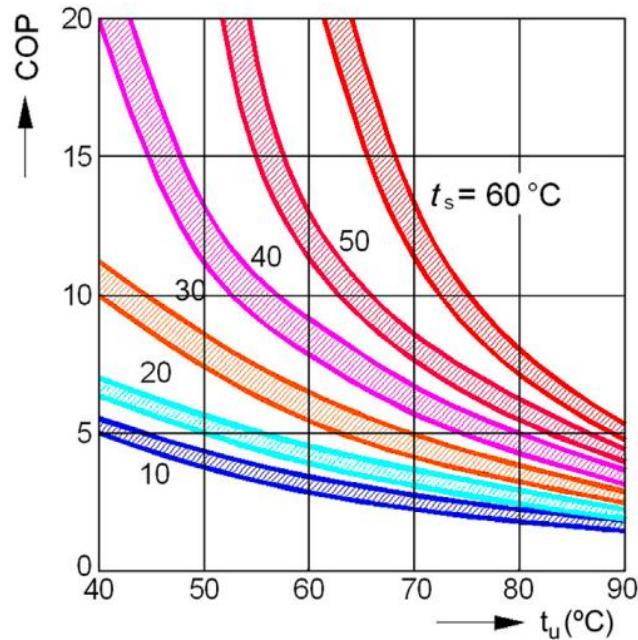


Figura 31 - Variación de eficiencias teóricas de una bomba de calor en función de las temperaturas de foco frío (t_s) y foco caliente (t_u). Fuente: Sarbu y Sebarchievici (2016).

Para entender tal fenómeno, es importante notar que las presiones de diseño de los intercambiadores, tanto la del condensador como evaporador, están fijadas por las temperaturas de diseño. Los diagramas p-h de la Fig. 32, corresponden a ciclos de compresión de vapor de una etapa en modo calefacción. La diferencia entre ambos diagramas radica en la presión de diseño del evaporador (puntos 4 y 1) y, por ende, en las temperaturas de diseño de dichos puntos: es decir la temperatura del foco frío. El diagrama de la izquierda podría representar el funcionamiento de un ciclo “convencional”, el cual intercambiaría calor con un foco frío atmosférico invernal. Mientras tanto, en el de la derecha, se observa un aumento de la presión de diseño del evaporador, fenómeno permitido por un aumento de temperatura del foco frío (por ejemplo, por intercambiar calor con un suelo más atemperado que la atmósfera). Tal incremento de presión termina significando un menor trabajo requerido por el compresor ($w=h_2-h_1$) para alcanzar la presión de diseño del condensador (puntos 2 y 3) y, obviamente, una mejora en el COP del sistema.

+

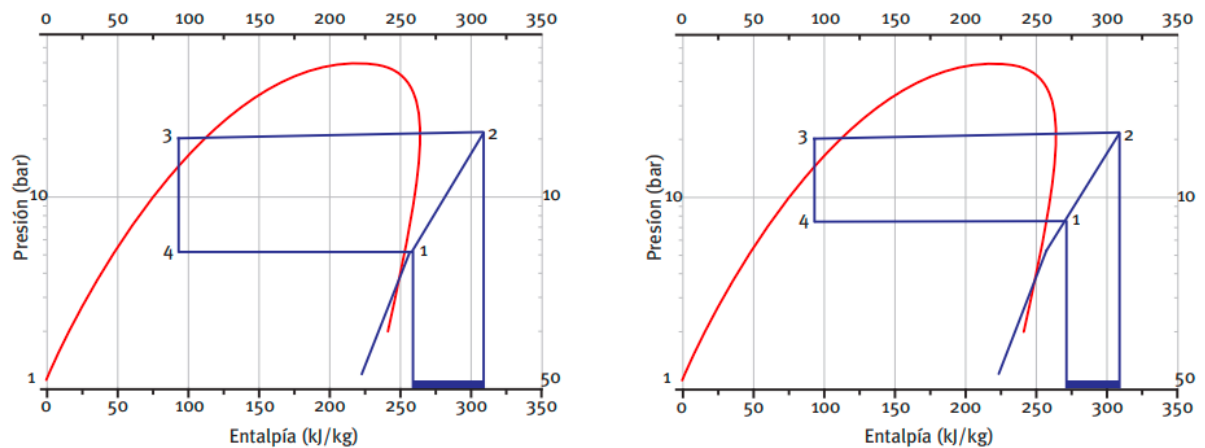


Figura 32 - Diagrama presión-entalpía del ciclo de compresión de vapor de una etapa, indicando la disminución del trabajo de compresión por aumento de la presión de condensación. Fuente: IDAE (2012).

Por otro lado, durante el modo refrigeración, el uso del suelo como sumidero o foco caliente con una temperatura menor en comparación con las altas temperaturas atmosféricas estivales, tendría como consecuencia una disminución de la temperatura y presión de trabajo del condensador (etapa 2-3) y, por ende, de una reducción del trabajo necesario de compresión.

A modo de ejemplo teórico para el caso de Rafaela, una bomba de calor geotérmica podría trabajar en modo calefacción con una temperatura T_c (foco frío-temperatura del suelo) de 16°C (289°K) y transferir calor al foco caliente ubicado a una temperatura T_c de, por ejemplo, 40°C (313°K). Aplicando la ecuación (14):

$$COP_{Carnot\ calefacción\ geotérmica} = \frac{T_c}{T_c - T_0} = \frac{313^\circ K}{313^\circ K - 289^\circ K} = 13$$

Si se comparase dicho rendimiento teórico máximo de una bomba de calor geotérmica con una bomba de calor aerotérmica, que, para el mismo ejemplo trabajase con una temperatura de foco frío de 0°C (273°K), se tendría una disminución del COP máximo teórico del 40%:

$$COP_{Carnot\ calefacción\ aerotérmica} = \frac{T_c}{T_c - T_0} = \frac{313^\circ K}{313^\circ K - 273^\circ K} = 7.8$$

En la práctica, sin embargo, el COP real será mucho menor que su límite teórico por las siguientes razones (Heap, 1979. Sarbu y Sebarchievici, 2016):

- Para asegurar una transferencia de calor cinéticamente rápida entre el foco frío y el fluido refrigerante, la temperatura del evaporador debe estar por debajo de la temperatura de dicho foco frío. Lo mismo ocurre en el condensador, que debe tener una temperatura superior a la del foco caliente.
- Las bombas de calor generalmente no usan el ciclo de compresión de vapor de Carnot, sino que aplican el llamado “*ciclo Rankine*”, el cual es más práctico pero un poco menos eficiente.
- Ineficiencias en el proceso de compresión.
- Pérdidas de carga durante la circulación del fluido refrigerante.
- Pérdidas térmicas entre el ambiente y las cañerías del sistema.

Según los estándares comerciales, los fabricantes de bombas de calor ensayan sus equipos y calculan el COP/EER en función de la temperatura de salida del evaporador $T_{eva, out}$ y la de salida del condensador $T_{cond, out}$ (ver Fig. 33).

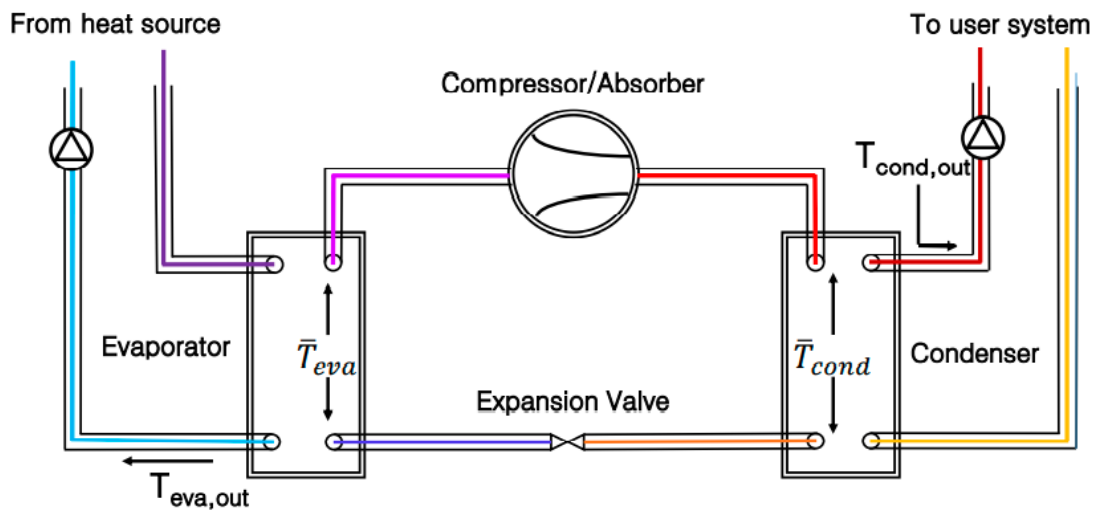


Figura 33 - Esquema genérico de una bomba de calor. Fuente Conti (2015)

Para facilitar la evaluación de las performances reales de las bombas de calor, se definen las llamadas “*eficiencias de la segunda ley*” (traducido del inglés “*second-law-efficiency*”), que relacionan el COP y EER real de una bomba de calor con sus COP_{id} y EER_{id} teóricos de un ciclo Carnot operando entre las mismas temperaturas. Tal como afirma Conti (2015), “cuantifican la pérdida de rendimiento debido al uso de componentes tecnológicos reales”:

$$\eta_C^{II} = \eta_{calefacción}^{II} = \frac{COP_{real-calefacción}}{COP_{id-calefacción}} \quad (17)$$

$$\eta_R^{II} = \eta_{refrigeración}^{II} = \frac{EER_{real-refrigeración}}{EER_{id-refrigeración}} \quad (18)$$

Es interesante citar nuevamente a Conti (2015), ya que a través de su trabajo de recolección de datos de fabricantes de bombas de calor (con potencias en el rango de 20-100 kW), llega a la conclusión que “independientemente de las temperaturas de las fuentes, las bombas de calor agua-agua tienen mayores eficiencias de segunda ley en comparación con las de aire (ver Tabla 2). Esto principalmente se relaciona con los rendimientos intrínsecos de los componentes (evaporador, condensador, compresor...).”

Es decir, en la práctica se confirma que la transferencia de calor es más eficiente cuando se usa como fluido calo-transportador a un líquido en lugar de un gas:

	Heating mode	Cooling mode
Water-to-water units	0.48 – 0.55	0.37 – 0.47
Air-to-water units	0.30 – 0.38	0.15 – 0.25

Tabla 2 - Valores típicos de η_R^{II} y η_C^{II} . Fuente: Conti (2015).

2.2.2. Tipos de fuentes energéticas para bombas de calor

Entendiendo que una bomba de calor puede ser reversible, es decir, funcionar tanto en modo calefacción como en refrigeración, se tendrán distintos nombres para denominar a los focos fríos y calientes.

Durante el modo calefacción, el foco frío sería la fuente de calor, mientras que el foco caliente podría llamarse consumidor final. Paralelamente, en el modo refrigeración, el foco frío sería el consumidor final y el foco caliente podría denominarse sumidero térmico, es decir, el medio donde se depositaría el calor extraído del foco frío más el trabajo del compresor.

Existen diferentes medios de los cuales una bomba de calor puede extraer calor (en modo calefacción) o depositarlo (modo refrigeración):

- Gaseosos - “Air Source Heat Pumps” (ASHP): aire atmosférico, aire extraído de ventilación, gases calientes de procesos industriales, etc. Son los equipos que mayor facilidad tienen para la instalación y los de menor costo. Sus

eficiencias son las que más sufren las variaciones climáticas, provocando en algunos casos la necesidad de contar con sistemas de back-up eléctricos. Además, durante el invierno el evaporador puede recubrirse de una capa de hielo, con lo que el sistema debe contar con un ciclo de descongelado que disminuye el rendimiento. Para el caso de gases de procesos industriales, se convierten en equipos muy útiles en modo calefacción.

- Líquidos - “Water Source Heat Pumps” (WSHP): ríos, lagos, mares, napas freáticas o aguas de procesos industriales. Puede ser utilizada el agua de dichas fuentes en ciclos abiertos o cerrados, pero a pesar de su atractivo rendimiento termodinámico, generalmente está sujeta a disposiciones legales de cada sitio en particular. Además, se cuenta con la limitación de la calidad o composición del agua a utilizar, que puede llegar a no factibilizar el proyecto.
- Sólidos: corteza terrestre (desde alta a muy baja entalpía/temperatura). Se entiende a la parte superior de la corteza como un recurso disponible a lo largo de todos los continentes, que puede mediar como almacén y/o fuente de energía con una temperatura accesible y estable.

De acuerdo a la American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE, 2015):

El término “ground source heat pump” (GSHP) se aplica a una variedad de sistemas que usan el suelo, las napas, o aguas superficiales como fuente de calor y sumidero. El término general incluye a: ground-coupled (GCHP), groundwater (GWHP) y Surface-water (SWHP) heat pumps. (...). (p.34.10).

En adelante, se hará referencia al término general “GSHP”, ya que la idea de la Tesis es utilizar una bomba de calor que aproveche tanto el suelo como la humedad que provee la napa freática.

Es posible concluir que, debido a la naturaleza de los procesos termodinámicos y físicos que ocurren en una bomba de calor, es conveniente desde el punto de vista de eficiencia energética el uso de líquidos para transferir el calor. Lamentablemente, en la realidad suele ser complejo acceder a una fuente de agua directa para su aprovechamiento con una bomba de calor, con lo cual la alternativa más difundida es la ASHP. El actual trabajo intenta dar a conocer y analizar una

nueva alternativa, la GSHP, que puede aprovechar los máximos beneficios de la transferencia de calor de líquidos con temperaturas estables a lo largo del año.

En la Fig. 34, se puede apreciar una gráfica realizada por el Iowa Energy Center (Klaassen, 2007), donde se resumen las performances de distintas tecnologías de bombas de calor en función de la temperatura de la fuente en modo calefacción. Independientemente de la temperatura ambiente, el COP de una GSHP siempre es mayor que una ASHP.

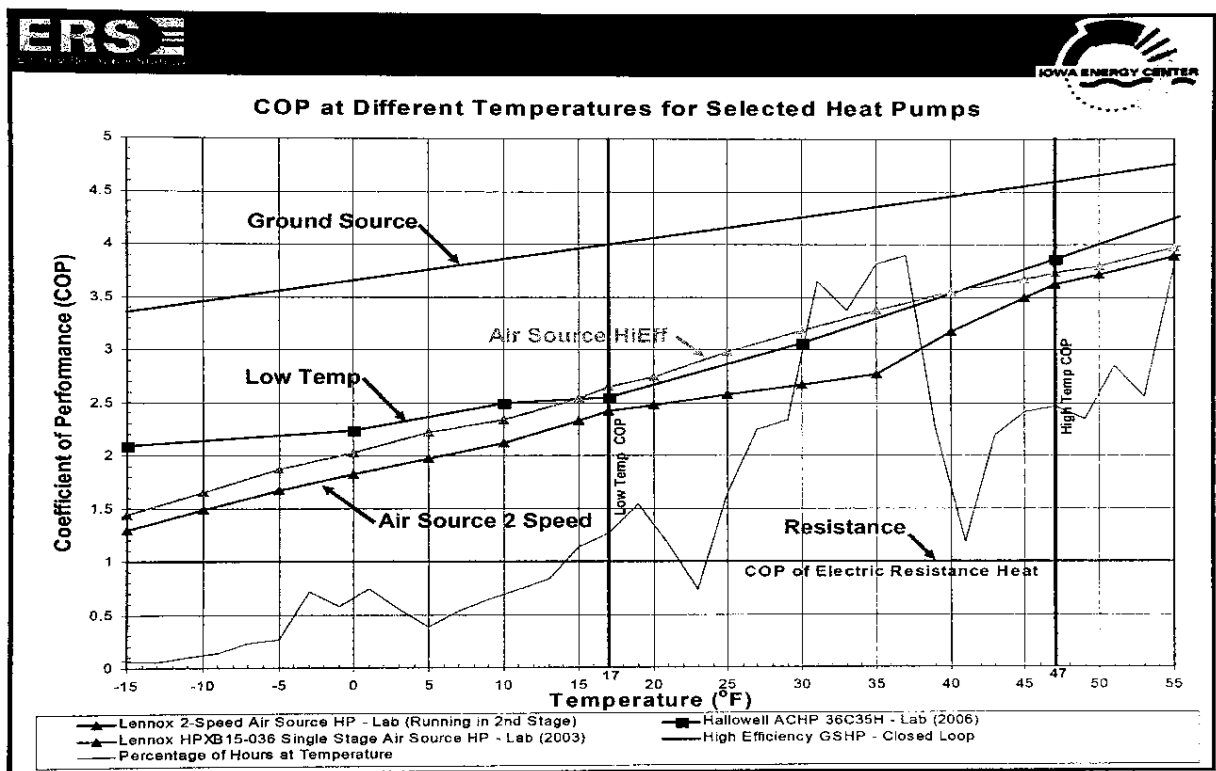


Figura 34 - Comparación de eficiencias de distintos sistemas en función de la temperatura de la fuente (modo calefacción). Fuente: Klaassen (2007).

Por último, como cierre del capítulo, es interesante comparar cómo las características físicas de los medios atmosféricos y geotérmicos -los cuales podremos asociar a aprovechamientos convencionales ASHP y no convencionales GSHP- impactan en el diseño de cada sistema.

Ya se ha visto que los sistemas ASHP se encuentran sujetos a las imprevisibilidades del clima, resultando en una operación variable y distante de ser óptima. Sin embargo, los sistemas convencionales tienen la ventaja de que la energía extraída/inyectada desde/hacia la atmósfera será siempre despreciable en relación a su masa térmica. Es decir, desde el punto de vista individual, el

funcionamiento de una bomba de calor jamás tendrá la capacidad de modificar la temperatura de su fuente energética y, por ende, la sustentabilidad del sistema no depende de la carga térmica del recinto climatizado.

A diferencia con las ASHP, las características físicas del recurso geotérmico implican que deba asegurarse un balance térmico anual entre la inyección de calor y su extracción. El balance tiene como objeto asegurar la sustentabilidad a largo plazo del sistema, ya que evita un *agotamiento del recurso geotérmico* y, por ende, una caída en el COP.

Se refiere a agotamiento del recurso geotérmico al proceso sostenido en el tiempo de cambio del promedio anual de temperatura y de propiedades térmicas del suelo: calentamiento (en caso de un excesivo uso en modo refrigeración) o enfriamiento (en caso de excesiva calefacción). Durante el funcionamiento normal de una GSHP, el suelo se calienta y enfría en el transcurso de cada temporada dentro de un rango que el diseñador estipula. Sin embargo, si el balance neto entre la inyección y extracción de calor es distinto a cero, se produce el denominado “proceso sostenido en el tiempo” de agotamiento (ver Fig. 35).

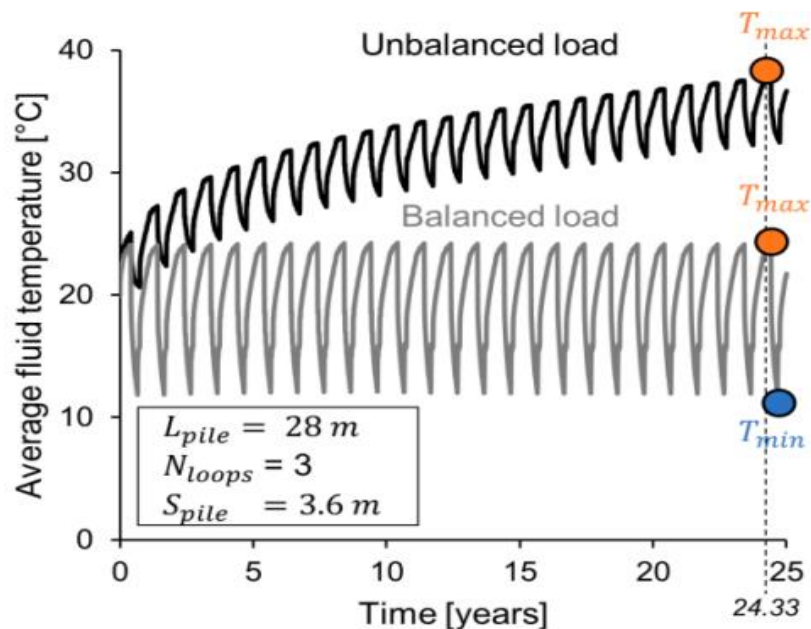


Figura 35 - Temperatura promedio del fluido de los intercambiadores en un caso balanceado y desbalanceado con exceso de refrigeración. Fuente: Narsilio y Makasis (2021).

Como se ha explicado anteriormente, el calentamiento desproporcionado del suelo tiene como consecuencia una evaporación de la humedad que no logra

compensarse por el gradiente de humedad natural del suelo, con lo cual todo el suelo que rodea las cañerías sufre una brusca caída de sus propiedades térmicas y por ende cae el COP del sistema en general. Las consecuencias del enfriamiento excesivo son menos dramáticas, ya que el hielo tiene una mayor conductividad térmica que el agua. De todos modos, el COP del sistema disminuye, es posible que se requiera agregar una solución anticongelante y, además, debe tenerse a consideración que la posible expansión del suelo no afecte ninguna obra civil cercana.

2.2.3. Fluidos refrigerantes

Si bien el propósito de la Tesis es el análisis del recurso geotérmico de baja entalpía como una alternativa más sustentable de climatización, es necesario hacer un pequeño paréntesis para describir los fluidos refrigerantes utilizados en las bombas de calor.

Es posible considerarlos como la “*sangre*” de una bomba de calor, ya que sus propiedades únicas son las que hacen posible el fenómeno de transferir calor de una fuente fría hacia una caliente, con un rendimiento mayor a la unidad. Básicamente, son sustancias que poseen la ventaja de poder cambiar de fase líquida a vapor en condiciones de temperatura y presión relativamente bajas, con lo cual es posible aprovechar las grandes cantidades de calor que entregan y absorben durante los cambios de fases. Obviamente, los refrigerantes deben cumplir con muchos más requisitos termodinámicos y químicos, los cuales serán profundizados de una manera resumida a continuación.

Además de su impacto en la eficiencia de un ciclo de refrigeración, se debe prestar atención a la relación entre el refrigerante y su efecto ambiental. Según Denise (2018), en promedio el 70% de los gases que contribuyen al efecto invernadero que son utilizados en equipos de climatización provienen de emisiones indirectas, es decir, las necesarias en la producción de la energía eléctrica consumida. Por lo tanto, el 30% restante se debe a emisiones de gases refrigerantes, en general debido a equipos con un diseño incorrecto, instalaciones con mantenimiento incorrecto o simplemente por abandono de unidades en su última etapa de vida útil.

Sin embargo, la consecuencia ambiental más grave del uso de ciertos fluidos refrigerantes es su efecto destructivo de la capa de ozono, mayormente en el sector atmosférico llamado “estratósfera”. La disminución de dicha capa protectora de la vida terrestre, tiene como efecto negativo la caída en su capacidad de filtración de los rayos UV emitidos por el Sol.

Una vez que la sociedad tomó nota de los efectos devastadores del uso irrestricto de fluidos refrigerantes, surgieron los famosos protocolos de Montreal en 1987 y de Kyoto en 1997, que lograron clasificarlos en función de su impacto ambiental:

- CFCs (compuestos Clorofluorocarbonados): fuerte impacto en la capa de ozono y un significativo aporte al efecto invernadero. Con el Protocolo de Montreal, se logró consensuar un cronograma de eliminación de su fabricación y utilización.
- HCFCs (compuestos Hidro-clorofluorocarbonados): impacto reducido sobre la capa de ozono y uno moderado sobre el efecto invernadero. Los mismos podrán ser utilizados hasta 2030 en los países desarrollados y hasta 2040 en los correspondientes a vías de desarrollo.
- HFCs (compuestos Hidro-fluorocarbonados): sin efecto en la capa de ozono y con menor influencia en el efecto invernadero.
- CO₂, HCs (compuestos naturalmente Hidro-carbonados) y amoníaco: sin efecto en la capa de ozono y con una muy pequeña o nula consecuencia sobre el efecto invernadero.

Volviendo con el análisis de los refrigerantes sobre el ciclo de compresión de vapor, es posible afirmar que el diseño y performance de un equipo refrigerante dependerá fuertemente de las características del fluido seleccionado. No existe un fluido perfecto, sino que los diseñadores deben ponderar las ventajas y desventajas de cada uno, ya sea en el plano ambiental, económico y operacional. No sólo son importantes las características inherentes al proceso de transferencia de calor, sino que se deben tener en cuenta cuestiones tales como:

- Estabilidad química.
- Inflamabilidad.
- Toxicidad.

- Compatibilidad con los lubricantes del compresor.

Respecto a la inflamabilidad y toxicidad, los refrigerantes han sido clasificados por ASHRAE en su "Standard 34" (ver Tabla 3):

	Baja toxicidad	Alta toxicidad
Alta inflamabilidad	A3	B3
Baja inflamabilidad	A2	B2
	A2L	B2L
Sin propagación de llama	A1	B1

*Tabla 3 - Clasificación de seguridad de refrigerantes.
Fuente: ASHRAE (2013).*

Para poder tener una noción del impacto de la selección de un refrigerante sobre la eficiencia del ciclo de compresión en su estado de vapor, Sarbu y Sebarchievici (2016) resumieron los parámetros termodinámicos más relevantes de distintos refrigerantes, aplicados en un ciclo básico (ver Fig. 29) con una temperatura de evaporación $t_0 = -15^\circ\text{C}$ y de condensación $t_c = 30^\circ\text{C}$. Acompañado de la Tabla 4, se cita a dichos autores:

Como se puede ver en la tabla presentada, las presiones en el sistema son dependientes de la temperatura y son diferentes para cada refrigerante en particular. (...)

Las presiones influyen los diseños y en consecuencia a los costos, como también el consumo energético de compresión y en definitiva los costos operativos. Propiedades relacionadas a la conducción de los refrigerantes, como densidad líquida y gaseosa, viscosidad y conductividad térmica definen los coeficientes de transferencia de calor y, en consecuencia, las diferencias de temperatura en los intercambiadores de calor, por lo tanto, influyen directamente a las presiones del sistema, como también a la superficie de transferencia de calor necesaria. La masa molecular o la capacidad refrigerante volumétrica influyen en algunos refrigerantes la selección del tipo de compresor. Por ejemplo, sistemas de amoníaco no son factibles para aplicar con compresores del tipo centrífugos, debido a su baja masa molecular. Cuanto mayor es la capacidad refrigerante volumétrica, menor será el tamaño necesario del compresor. (...).

La eficiencia alcanzable de todo el proceso se debe en gran parte al refrigerante usado. El consumo energético efectivo o COP no es igual al teórico. La eficiencia isoentrópica de compresión también depende de las propiedades del refrigerante.

Las temperaturas de descarga del compresor t_2 dependen del refrigerante y de las presiones del sistema, y deben ser limitadas de forma tal de evitar deterioro de las propiedades del aceite lubricante, o incluso de su descomposición. (p.35).

Refrigerante	P_0 (bar)	P_c (bar)	p_c/p_0	q_{ov} (kJ/m ³)	COP	t_2 (°C)	Código ASHRAE Standard 34	Grupo
R717	2.362	11.672	4.942	2167.6	4.76	99.08	B2L	Amoníaco
R744	22.90	72.100	3.149	7979.0	2.69	69.50	A1	Dióxido de carbono
R764	0.807	4.624	5.730	818.8	4.84	96.95	B1	Dióxido de azufre
R11	0.202	1.260	6.233	204.2	5.02	42.83	A1	CFC
R12	1.823	7.437	4.079	1273.4	4.70	37.81	A1	CFC
R22	2.962	11.919	4.024	2096.9	4.66	52.95	A1	HCFC
R32	4.881	19.275	3.949	3420.0	4.52	68.54	A2L	HFC
R134a	1.639	7.702	4.698	1225.7	4.60	36.61	A1	HFC
R404A	3.610	14.283	3.956	2099.1	4.16	36.01	A1	Mezcla HFC
R407C	2.632	13.591	5.164	1802.9	3.91	51.43	A1	Mezcla HFC
R410A	4.800	18.893	3.936	3093.0	4.38	51.23	A1	Mezcla HFC
R502	3.437	13.047	3.796	2079.5	4.39	37.07	A1	Mezcla HCFC
R507	3.773	14.600	3.870	2163.2	4.18	35.25	A1	Mezcla HFC
R600a	0.891	4.047	4.545	663.8	4.71	32.66	A3	HC Natural
R290	2.916	10.790	3.700	1814.5	4.55	36.60	A3	HC Natural
R1270	3.630	13.050	3.595	2231.1	4.55	41.85	A3	HC Natural

*Tabla 4 - Parámetros relevantes de un ciclo de refrigeración simple con una temperatura de evaporación $t_0 = -15^\circ\text{C}$ y de condensación $t_c = 30^\circ\text{C}$, según distintos refrigerantes.
Fuente: Sarbu y Sebarchievici (2016).*

En definitiva, la selección del fluido refrigerante es un factor clave a la hora del diseño de una bomba de calor. Si bien dicho diseño no forma parte de los objetivos de la Tesis, no deja de ser importante entender cuáles son las características principales que deben cumplir y los impactos en el medio ambiente y en la economía del sistema. Respecto a esto último, los diseñadores deben hacer un balance entre los aportes de GEI directos e indirectos que cada refrigerante en particular tiene.

Por parte del consumidor final, lo importante es asegurarse que la bomba de calor a seleccionar funcione con un refrigerante que esté permitido y tener en cuenta cómo afecta al rendimiento y vida útil del sistema.

2.3. Climatización con GSHP

2.3.1. Historia y actualidad

Según indican los historiadores, los primeros diseños o bosquejos de una máquina refrigeradora utilizando el ciclo de compresión de vapor datan en los inicios del siglo XIX. No queda claro quién ha sido el primero, ya que en la misma época había distintos inventores -principalmente en Norteamérica y Europa Occidental- buscando la forma de refrigerar mecánicamente.

En paralelo, también se tienen registros que el físico y matemático William Thomson -más conocido como Lord Kelvin-, se encontraba desarrollando las bases de lo que más tarde se llamaría “bomba de calor”. Justamente, fue el británico el primero en pensar que el mismo sistema de compresión de vapor podría utilizarse tanto para propósitos de refrigeración como calefacción.

Respecto al uso de la bomba de calor con el suelo, se tiene conocimiento de la primera patente en Suiza, otorgada al ingeniero Heinrich Zoelly en 1912, a pesar de que por aquel entonces no había interés en el concepto.

Luego, con el paso de las primeras décadas del siglo XX, fueron sucediendo avances -nuevamente en Norteamérica y Europa occidental- donde las bombas de calor eran utilizadas para distintos propósitos tomando calor o depositándolo en aguas subterráneas, ríos, lagos y corteza terrestre.

Un punto destacado en el interés general por la tecnología de bomba de calor fue la famosa crisis del petróleo en 1973, donde se comenzó a poner énfasis en la búsqueda de alternativas sustentables y menos contaminantes. Desde aquella época, unos pocos países fueron los líderes desarrolladores -científica y comercialmente- de la tecnología de climatización geotérmica: Suecia, Suiza, Alemania, Austria y Estados Unidos.

En la actualidad, según IEA (2021), se venden anualmente 400.000 unidades de bombas de calor geotérmicas. Más de la mitad de dicho valor corresponde a ventas en EEUU, país donde las instalaciones se han duplicado desde 2010, en parte por el programa federal de devolución del 30% del costo durante 2008-2016 y 2018-

2021. Del otro lado del atlántico, los líderes comerciales son Suecia y Alemania, siendo el país escandinavo líder global en instalación de GSHP per cápita.

Por otro lado, enfocándose en el mercado europeo, EGEC (2021) afirma que “hasta ahora, todos los países europeos con un alto porcentaje de penetración de bombas de calor geotérmicas están definidos por climas nórdicos y alpinos, reflejando la competitividad de esta tecnología para climas fríos.”. La penetración per cápita de equipos geotérmicos en el Viejo Continente se observa en la Fig. 36:

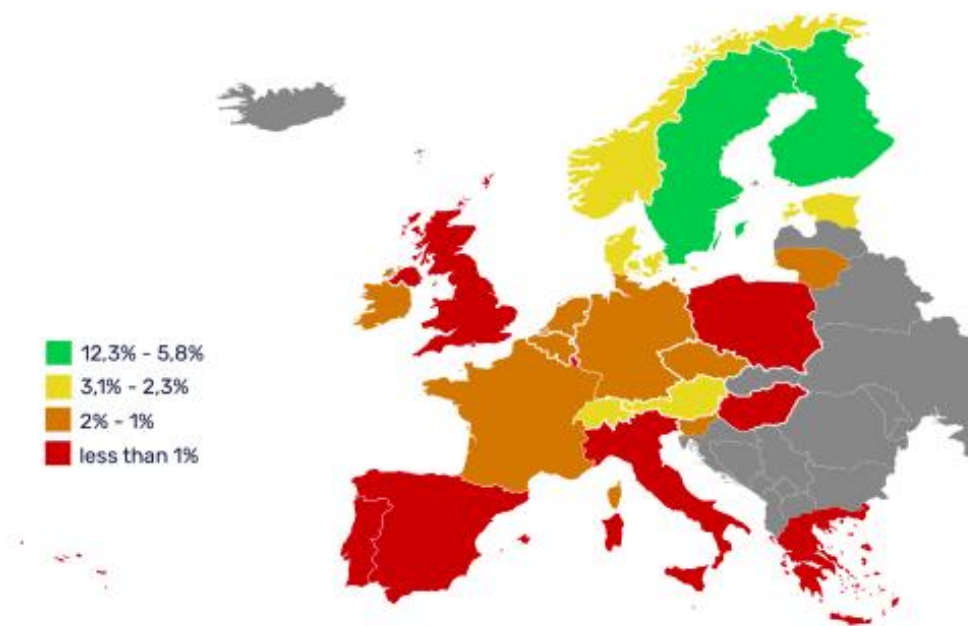


Figura 36 - Penetración de GSHP per cápita en Europa. Fuente: EGEC (2021)

Es importante y vale la pena aclarar que, como se ha mencionado, los países líderes de la tecnología de GSHP son principalmente países con climas predominantemente fríos, siendo los EEUU en parte una excepción. Este factor es clave y debe tenerse sumamente en cuenta a la hora de leer y analizar la mayor parte de la bibliografía y especificaciones técnicas existentes, ya que en general apuntan a requerimientos térmicos con calefacción predominante.

En el caso de la Tesis, el clima pampeano templado de Rafaela no corresponde al clima típico europeo o del norte de EEUU, por lo cual es importante tener precaución de no caer en el uso indebido de reglas empíricas o datos tabulados que han sido desarrolladas en lugares con distintas características y/o condiciones límite.

Con respecto a la actualidad de la tecnología en América Latina y, particularmente Argentina, es prácticamente inexistente a nivel comercial. Los casos desarrollados son muy puntuales, como también ocurre a nivel científico.

Por último, en momentos de redacción de esta Tesis, se está desarrollando un fenómeno global de crisis energética semejante al de los años 1970 y además una guerra en Europa oriental, siendo desconocidos y sombríos sus desenlaces. Ante tal contexto se publicó el plan llamado “A 10-Point Plan to Reduce the European Union’s Reliance on Russian Natural Gas” (IEA, 2022). Sin entrar en ningún tipo de análisis geo-político sobre los intereses involucrados, lo destacable es que, en el séptimo punto del reporte la Agencia recomendó a los países europeos “acelerar la sustitución de calderas de gas por bombas de calor”. Más precisamente indicaron:

Las bombas de calor ofrecen una forma muy eficiente y rentable de calentar los hogares, reemplazando las calderas que usan gas u otros combustibles fósiles.

Reemplazar las calderas de gas o los hornos con bombas de calor también es una opción atractiva para la industria, aunque la implementación puede tardar más en ampliarse.

Un cambio de gas a electricidad para calentar edificios podría tener el efecto correspondiente de aumentar la demanda de gas para la generación de energía, dependiendo de la situación. Sin embargo, cualquier aumento sería mucho menor que la cantidad total de gas ahorrado.

2.3.2. Configuraciones de GSHP

Existen distintas formas de agrupar las configuraciones que han ido adoptando los diseños de GSHP a lo largo del tiempo. La primera clasificación de los sistemas GSHP se hará por la cantidad de subsistemas que los conformen. De tal manera se tendrán dos tipos: directos e indirectos.

Respecto al primer grupo, se basan en la circulación del fluido refrigerante de la bomba de calor en un circuito cerrado enterrado, que puede ser de instalación vertical u horizontal (ver Fig. 37). Debido a la compatibilidad química con las sustancias que comúnmente se utilizan como refrigerantes, se emplean tuberías

metálicas, en general de cobre. Como ventaja principal se cuenta con una transferencia de calor mejorada y una eficiencia global mayor. Sin embargo, son sistemas que no han tenido hasta ahora demasiado éxito, debido fundamentalmente al costo asociado a la gran cantidad de refrigerante requerido y a las preocupaciones ambientales que despierta el hecho de hacerlo circular subterráneamente. Existe un riesgo de filtraciones o incluso pérdidas importantes en caso de rotura del caño por golpes o corrosión.

Halozan y Rieberer (2003) sostienen a Austria como uno de los pocos países que ha desarrollado estos sistemas y también han documentado nuevos avances de sistemas directos utilizando CO₂ como refrigerante circulando en cañerías de acero inoxidable, evitando potenciales riesgos ambientales. Debido a sus desventajas, no serán tenidos en cuenta en las alternativas para el diseño del sistema geotérmico del caso de estudio de esta Tesis.

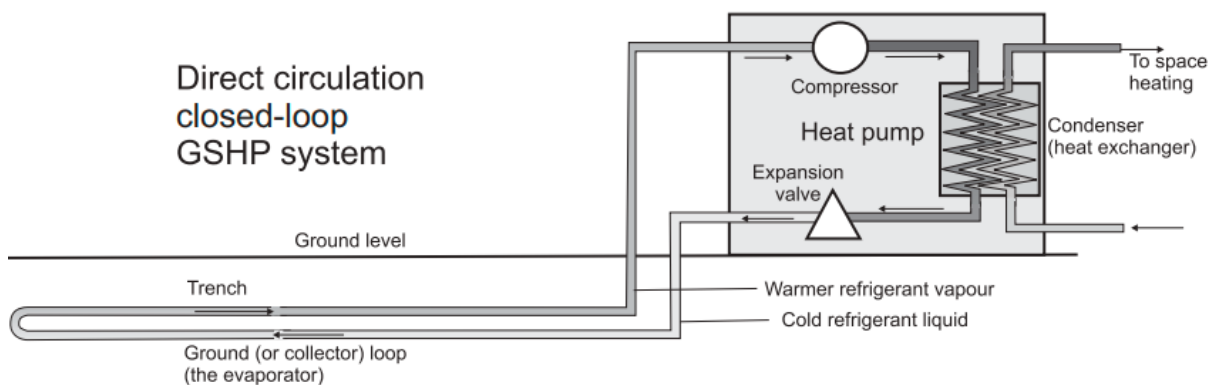


Figura 37 - Esquema de funcionamiento de un GSHP directo en modo calefacción.
Fuente: Banks (2008).

Por otro lado, es mucho más común encontrarse con sistemas indirectos. Los mismos cuentan con tres subsistemas: un primario, una bomba de calor y un secundario. Dependiendo del modo de funcionamiento, cada subsistema cumplirá el rol de absorber y rechazar calor.

Tanto para un GSHP water-to-air en modo calefacción (Fig. 38) como en modo refrigeración (Fig. 39), el subsistema primario es el intercambiador enterrado en un ciclo cerrado (loop 3, también llamado “*Ground Heat Exchanger*” o “*GHE*”), el cual es el encargado de proveer el calor en invierno y de absorberlo durante la temporada estival. En función de las temperaturas mínimas de diseño del loop, se

puede utilizar agua o una mezcla de agua y anticongelante (glicol, metanol, etanol, entre otros). Respecto a su materialización, es típico encontrar en la bibliografía la sugerencia de utilizar polietileno de alta densidad (*HDPE*, por sus siglas en inglés) y en menor medida polibutileno (PB), por sus bajos precios y peso, flexibilidad, alta resistencia a la corrosión y suavidad en sus paredes internas. Posteriormente se demostrará que la selección de un material para el loop enterrado con muy buena conductividad térmica -tentativamente cobre- no aporta un cambio significativo al rendimiento global.

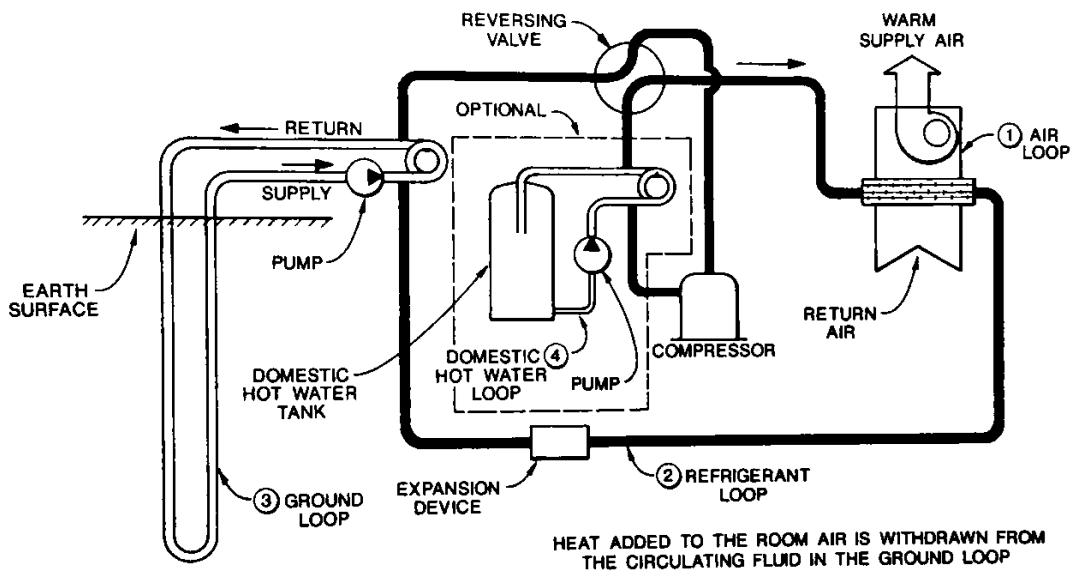


Figura 38 - Esquema de un sistema GSHP water-to-air en modo calefacción.
Fuente: IGSHPA (2009).

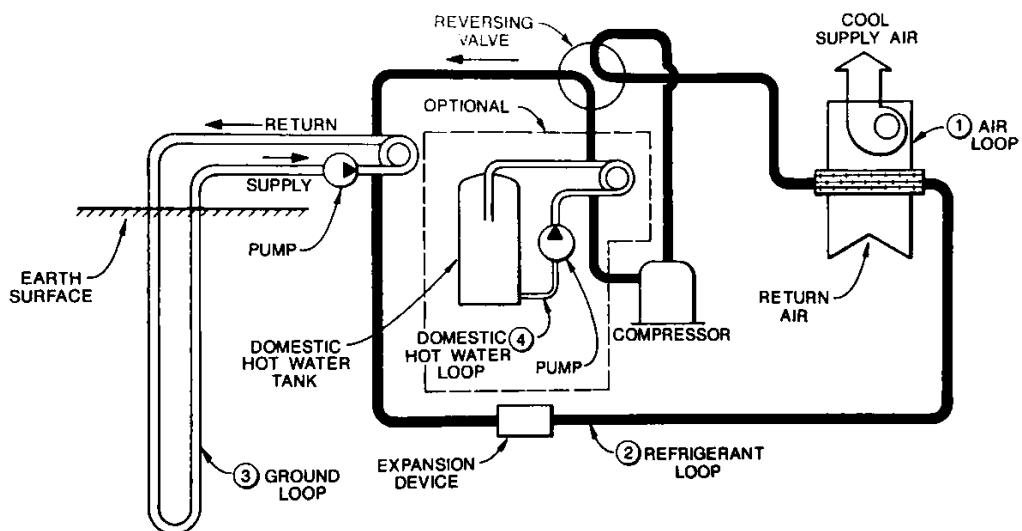


Figura 39 - Esquema de un sistema GSHP water-to-air en modo refrigeración.
Fuente: IGSHPA (2009).

Mientras tanto, el “corazón” del sistema es la bomba de calor con su circuito de fluido refrigerante (loop 2). La misma puede estar diseñada para entregar o absorber calor desde el subsistema secundario (loop 1) utilizando aire (water-to-air heat pump) o agua (water-to-water heat pump). El diseño en detalle de dicho subsistema no será parte del trabajo de Tesis.

Por último, se destaca la alternativa de aprovechamiento del calor liberado por el equipo compresor para la generación de ACS. Este subsistema (loop 4) es opcional y dependerá del caso concreto si resulta necesario y factible de instalar.

Siguiendo con las clasificaciones de sistemas GSHP, existe otra en función de la geometría del subsistema primario: GHE verticales o GHE horizontales. En la Fig. 40 a la izquierda, se puede observar una geometría típica de intercambiadores verticales convencionales, que consisten en una o más cañerías insertadas en una o varias perforaciones (denominadas en la bibliografía como “*borehole*”). La profundidad de las perforaciones en teoría no tiene un mínimo ni máximo, en la práctica se la suele seleccionar en función de los costos asociados a la perforación según el tipo de suelo, carga térmica requerida, maquinaria y personal técnico disponible. Según ASHRAE (2015), las ventajas de los sistemas verticales convencionales son:

- Requieren relativamente una pequeña cantidad de área disponible.
- Están en contacto con suelo que sufre mínimos cambios de temperatura y de propiedades térmicas.
- Requieren la menor cantidad total de cañería y de energía para bombeo de agua del loop primario.
- Pueden desarrollar las mejores eficiencias en sistemas GSHP.
- El modelado matemático, dimensionamiento y diseño es más sencillo.

Siguiendo con la misma cita, las desventajas de los sistemas verticales son:

- Generalmente requieren mayores costos debido al costo asociado de los equipos perforadores.
- Limitada cantidad de personal calificado para ejecución de perforaciones.

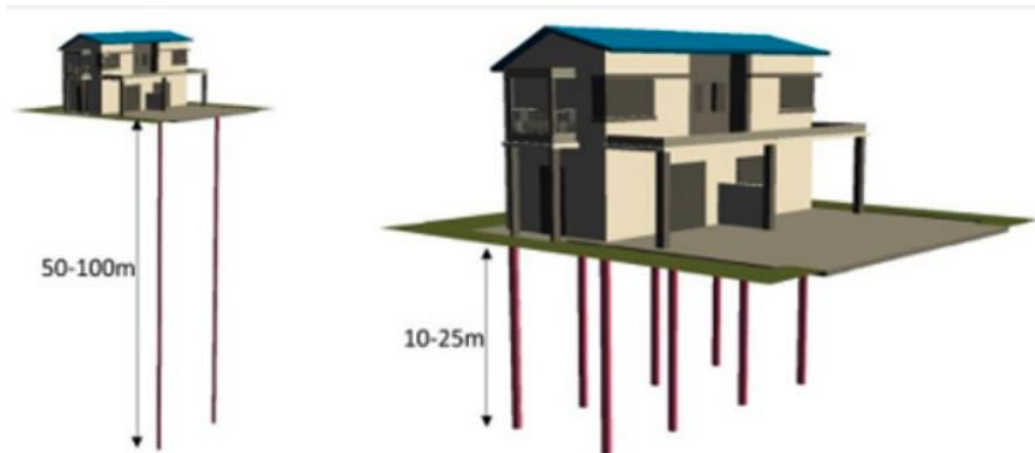


Figura 40 - Tipos de intercambiadores verticales: a la izquierda un intercambiador vertical convencional y a la derecha un sistema intercambiador embebido en las fundaciones de una casa. Fuente: Lu y Narsilio (2019).

Dentro de cada borehole, el diseñador cuenta con una gama de alternativas para la disposición de las tuberías. Algunos ejemplos pueden apreciarse en la Fig. 41.



Figura 41 – Vista de sección transversal de configuraciones de cañerías dentro de un borehole. Fuente: ASHRAE (2015).

Una interesante configuración de sistemas verticales ha sido desarrollada recientemente y consiste en intercambiadores insertados en fundaciones de obras civiles, o también denominados en la literatura como “Energy piles” (cimentaciones termo-activas). La configuración general de un sistema de Energy piles puede verse a la derecha de la Fig. 40 y los distintos diseños de inserción de cañerías en la Fig. 42.

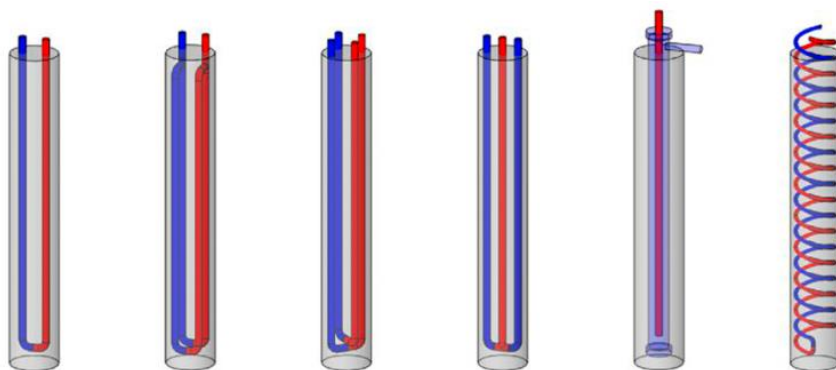


Figura 42 – Diferentes diseños de cañerías de HDPE dentro de un borehole. Fuente: Fadejev et al. (2017).

Si bien cuenta con similares ventajas que los sistemas verticales convencionales, se destacan las siguientes mejoras extra:

- Disminución considerable en costos, debido al ahorro relacionado al aprovechamiento del proyecto civil de la cimentación.
- Dependiendo del tipo de suelo, puede darse un aumento de la transferencia de calor del borehole, ya que el hormigón armado tiene una buena conductividad térmica (alrededor de $1.8 \text{ W/m}^2\text{K}$).

Por otro lado, dentro de las dificultades que se presentan en estos sistemas es posible destacar:

- Generalmente la longitud total de las fundaciones del proyecto no permite instalar un intercambiador que satisfaga la potencia total requerida.
- La profundidad de las fundaciones no suele ser comparable a la utilizada en las perforaciones de sistemas verticales convencionales, dando como consecuencia un aumento en la proporción de superficie de intercambiador en contacto con suelo que sufre mayor variación de temperaturas y propiedades térmicas del suelo. Tal efecto repercute en una menor performance en comparación con sistemas convencionales verticales.
- Esta solución de diseño aún no alcanzó a la fecha un nivel de madurez tecnológica.

Por último, para cerrar la descripción de la clasificación de los sistemas GSHP en función de la geometría del subsistema primario, se cuenta con los horizontales (ver Fig. 43).

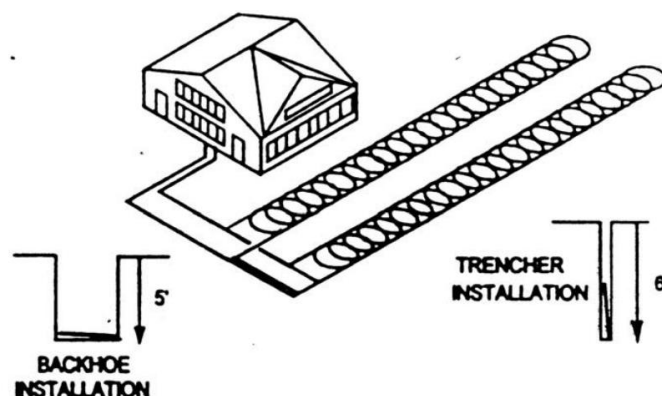


Figura 43 - Diseño de intercambiadores "slinky". Fuente: Lund (2016).

Básicamente, se materializan a través de la excavación de un conjunto de trincheras con una profundidad constante y separadas a una distancia prudencial para evitar interferencias térmicas entre cada una. Dentro de cada trinchera se dispone de la/s cañería/s, pudiéndose encontrar en la bibliografía diseños con una única o varias cañerías (ver Fig. 44) hasta los más novedosos sistemas llamados “slinky” (ver Fig. 43).

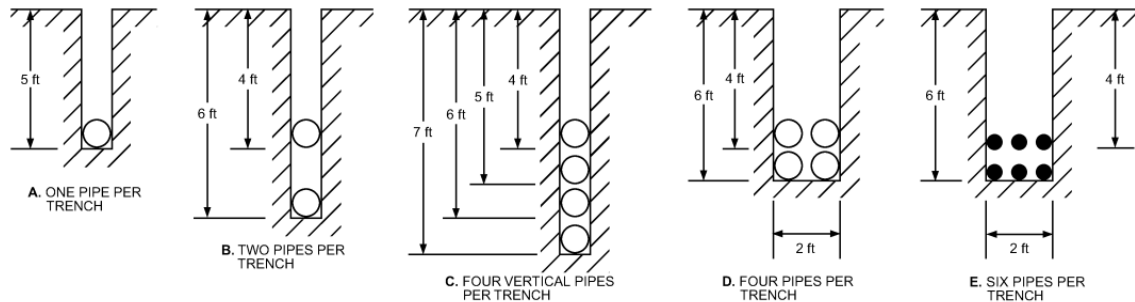


Figura 44 - Ejemplos de diseños de intercambiadores horizontales. Fuente: ASHRAE (2015).

Las trincheras suelen ser rellenadas con el mismo suelo retirado y también se suele incorporar un material de buena conductividad térmica como arena -siempre y cuando contenga humedad- alrededor de la/s cañería/s para asegurar una mejor transferencia de calor entre el agua de la cañería y el suelo.

Según ASHRAE (2015), las ventajas de los intercambiadores horizontales son:

- Son típicamente menos costosos debido a que el equipamiento requerido es ampliamente disponible.
- Para la mayoría de los casos residenciales se dispone del área requerida disponible.
- El personal técnico requerido para la instalación es comúnmente más disponible en comparación a otros sistemas.

Dentro de las desventajas se cuenta con:

- Mayor área requerida que, según el caso, puede no estar disponible ni existir.
- Se deberá evitar posteriormente a la instalación del intercambiador horizontal la construcción de instalaciones o árboles sobre el mismo.
- La posterior impermeabilización de la superficie sobre los intercambiadores (por ejemplo: instalación de obra civil o de asfalto para un estacionamiento)

tendrá consecuencias negativas ya que se restringirá la infiltración de humedad por lluvias.

- Mayores variaciones de performance debido a la fluctuación de temperaturas y propiedades térmicas del suelo, como consecuencia de la meteorología, del cambio de estaciones del año y de la profundidad de instalación.
- Un leve aumento en el consumo eléctrico de bombeo.
- La factibilidad de instalación se ve seriamente afectada en caso de suelos muy rocosos o arenosos.
- Mayor dificultad para simular matemáticamente y diseñar con precisión los intercambiadores.

Para analizar la selección de la profundidad de los intercambiadores horizontales se debe recordar que las características físicas del recurso geotérmico implican que deba tratarse de asegurar un balance térmico anual entre la inyección de calor estival y la extracción invernal. El balance tiene como objeto asegurar la sustentabilidad a largo plazo del sistema, ya que evita una modificación del promedio anual de temperatura del suelo y, por ende, de su impacto negativo en el COP.

En relación con lo expuesto en el anterior párrafo, debe tenerse suma precaución con las recomendaciones de profundidad de sistemas horizontales de la bibliografía general ya que, como se ha mencionado, proviene en su mayoría del hemisferio norte con climas que requieren calentamiento predominante. La estrategia en tales zonas para asegurar el balance térmico anual es extraer el calor del suelo durante la larga temporada de calefacción, para luego recompensarlo con el aporte solar y atmosférico del verano. Esta estrategia, denominada "*subsurface solar collectors*" se materializa ubicando al intercambiador con una profundidad pequeña, como resumirá Banks (2008):

La profundidad de entierro debería asegurar:

- Que la cañería esté aislada de las fluctuaciones de temperaturas diarias (las cuales penetran solo unas decenas de centímetros según la difusividad térmica) y de los peores excesos de temperatura invernal.

- Que la cañería se ubique debajo del nivel de la capa de congelación del suelo durante el invierno, en caso de existir.
- Que la cañería se ubique lo suficientemente cerca de la superficie para asegurar la recarga térmica del suelo durante el verano, debido a la radiación solar y las temperaturas atmosféricas.

Mayores profundidades se recomiendan en circunstancias de temperaturas extremas y/o cuando la difusividad térmica del suelo es alta. (p. 327).

Otro ejemplo es la norma alemana VDI 4640 (2001), que sugiere profundidades de 1.2-1.5 m para asegurar una completa recarga de calor en el suelo durante la temporada estival.

Ahora bien, cuando las condiciones cambian requiriendo refrigeración predominantemente, la estrategia del balance anual de los “subsurface solar collectors” debe modificarse, buscando aumentar la profundidad para lograr trabajar en una zona con temperaturas de suelo más favorables. Además, una mayor profundidad por lo general se relaciona con una mayor disponibilidad de humedad desde las capas freáticas, que aseguran la capacidad térmica del suelo durante el verano fundamentalmente.

Independientemente de la geometría seleccionada, la incorporación de una mayor cantidad de cañería por trinchera o borehole tiene como consecuencia el aumento de la superficie de intercambio de calor y, por ende, cada trinchera o borehole será capaz de transferir más potencia con un movimiento de suelo menor. Sin embargo, el incremento de transferencia de calor por unidad de tiempo tiene como contrapartida que el recurso geotérmico será agotado más rápidamente, con lo cual tiene que tenerse en cuenta dicho factor y buscarse un diseño de compromiso. Banks (2008) logra graficar la relación entre la densidad de cañerías en trinchera con la longitud de trinchera total requerida para transferir cierta potencia (Fig. 45). Se observa desde la geometría más básica correspondiente a una sola cañería hasta el más complejo *3D slinky*: mayor densidad implica una menor longitud de trinchera por cada kW de capacidad de transferencia y, en contrapartida, mayor espaciamiento entre cada trinchera para evitar las interferencias que afectarían el rendimiento general del conjunto.

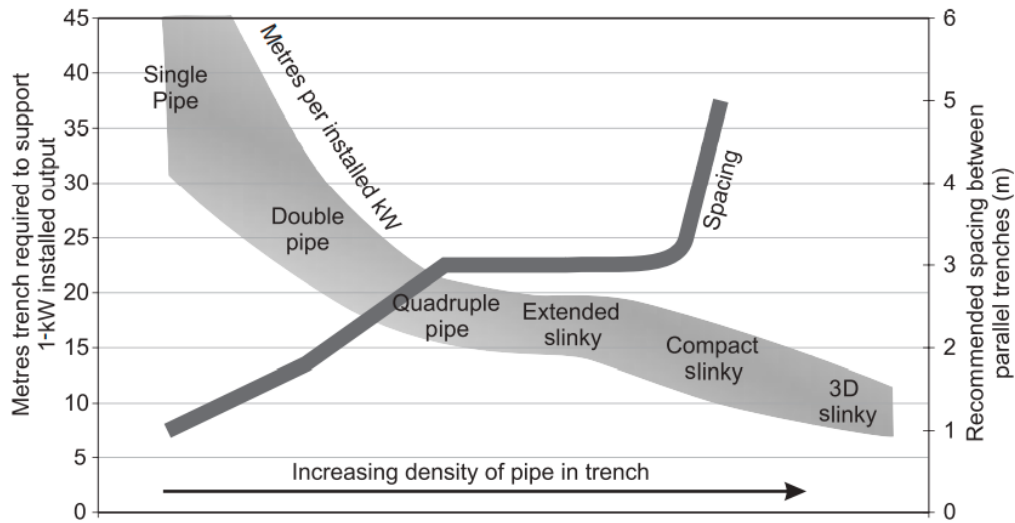


Figura 45 - Relación entre la densidad de cañerías en trinchera, la longitud específica de trinchera (m/kW de capacidad de bomba de calor) y la distancia recomendada entre trincheras. Fuente: Banks (2008).

Respecto al impacto de la geometría del intercambiador y sus costos asociados, Banks (2008) resume los costos iniciales específicos sin mano de obra (£/kW instalado) versus la capacidad instalada (kW), dando como resultado lo indicado en la Fig. 46. Se observa y concluye que, los costos iniciales tienden a bajar conforme aumenta la capacidad instalada y que, además, para el rango de los 10 kW (magnitud típica para una vivienda unifamiliar) es más económico el desembolso inicial de un sistema horizontal.

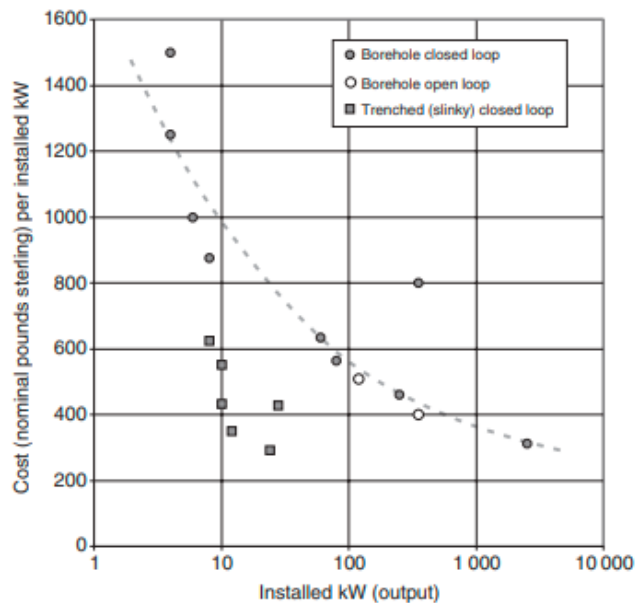


Figura 46 - Relación entre la capacidad instalada y el costo específico inicial sin mano de obra de distintas configuraciones (£/kW). Fuente: Banks (2008).

En resumen, es posible afirmar que, desde el punto de vista de la clasificación por geometría, cada tipo de sistema primario posee beneficios e inconvenientes. Tales parámetros geométricos impactan tanto en costos iniciales como operativos y su relación es resumida esquemáticamente en la Fig. 47. Como cierre, respecto a las distintas opciones de diseño, IGSHPA (2009) menciona:

Con un diseño e instalación apropiados, cualquier tipo de intercambiador enterrado puede trabajar correctamente en las condiciones de diseño, y la selección entre alternativas generalmente está de acuerdo a costos de instalación y disponibilidad de las opciones que trabajarán en el sitio específico. (p. 5-1).

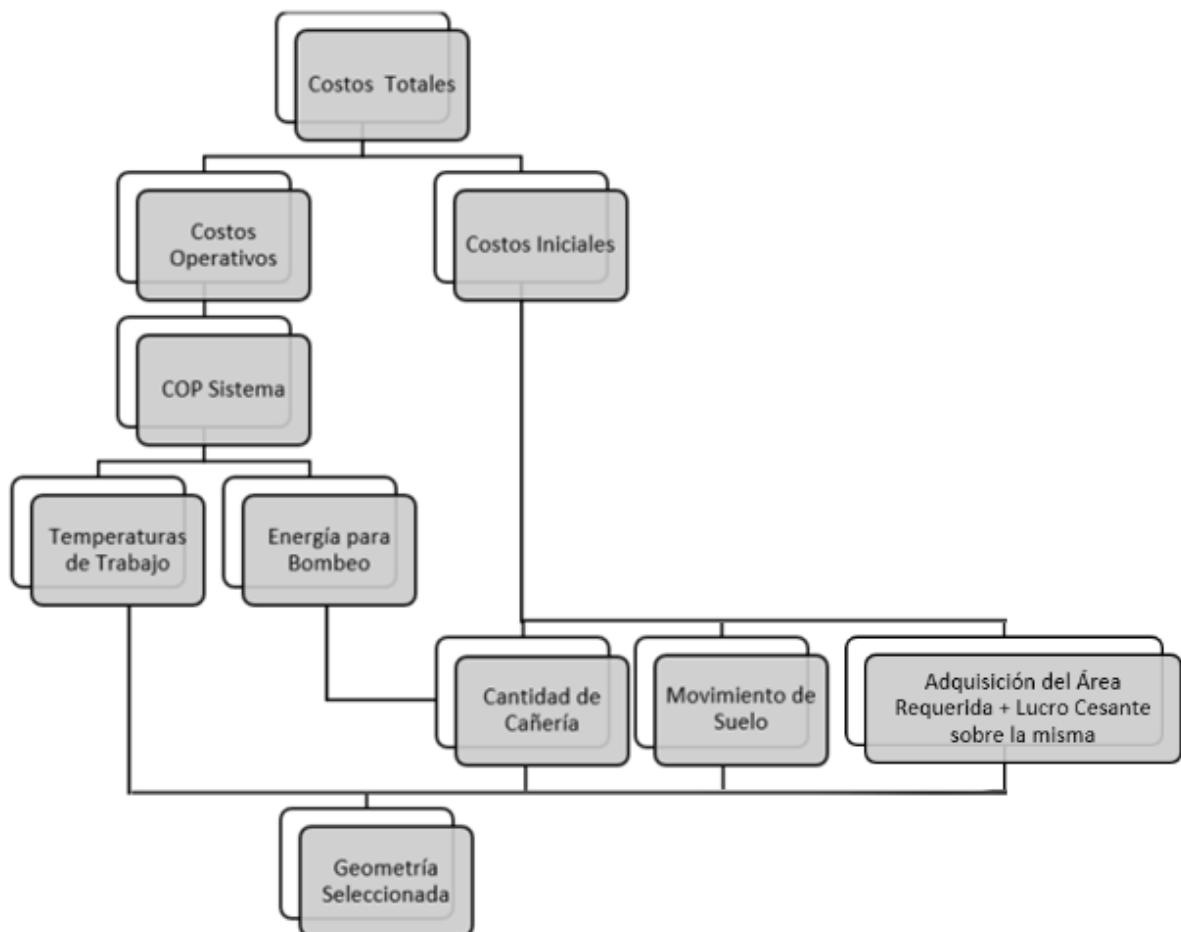


Figura 47 - Esquema de la relación entre la geometría del intercambiador enterrado y los costos totales. Fuente: elaboración propia.

2.3.3. Conceptos hidráulicos del GHE

El marco teórico de este punto se centra en los conceptos básicos que deben tenerse en cuenta a la hora de diseñar un loop cerrado para transferir calor. Tales

conceptos son fundamentales para un correcto funcionamiento del sistema en general.

Típicamente, el fluido que circula dentro de los intercambiadores enterrados es agua. Puede darse el caso que sea necesario la adhesión de una cierta cantidad de anticongelante. La proporción varía entre un 5% a 30% del total en función de las temperaturas mínimas de diseño: cuando se trabaje en climas fríos y/o cuando se busque un diseño compacto. Si bien existen casos en que dicha mezcla no puede evitarse, se debe tener en cuenta que tiene un impacto negativo respecto al costo extra del refrigerante y al aumento de la energía de bombeo necesaria, ya que los refrigerantes son más viscosos que el agua (ver Tabla 5).

	Agua	Etilenglicol	Propilenglicol
Densidad a 20 °C (g/cm ³)	1	0,9259	0,8630
Punto congelación °C (30% volumen)	0	-13	-12
Punto ebullición °C	100	197	187
Calor Específico a 15 °C (kJ/Kg.K)	4,187	2,185	2,50371
Viscosidad a 0 °C (Pa.s) ·10 ⁻³	1,79	57,4	243
Viscosidad a 20 °C (Pa.s) ·10 ⁻³	1,01	20,9	60,5
Viscosidad a 40 °C (Pa.s) ·10 ⁻³	0,655	9,5	18,0
Conductividad térmica a 20 °C (kW/m.K) ·10 ⁻³	0,60	0,26	0,20

Tabla 5 - Propiedades físicas de distintos fluidos típicos del loop primario.
Fuente: IDAE (2012).

Comercialmente, las dimensiones de las cañerías plásticas están normalizadas, tanto para su diámetro y espesor. Para cada diámetro nominal, el diámetro exterior es fijo mientras que el diámetro interior varía en función de la gama de distintos espesores que fabrique el proveedor. Respecto a los espesores, hay distintas normas que los especifican en función del diámetro nominal y la presión interna de diseño.

Dentro de la industria de cañerías plásticas, los espesores de pared suelen estar definidos a través del denominado “SDR” (de las siglas en inglés de “*Standard Dimension Ratio*”). El SDR es un valor adimensional que representa el cociente entre el diámetro exterior de la cañería y el espesor de pared y, justamente como indica su nombre, estandariza la geometría de cualquier cañería independientemente del tamaño.

Además, como última característica importante, dado un cierto material, la resistencia mecánica del caño -denominada comúnmente *PN* o presión nominal- estará definida por su SDR. Por ejemplo, el caso más típico es una cañería SDR 11 que tiene una presión nominal PN16, que significa estar diseñada para una presión interna máxima de 16 Bar. En la Tabla 6 se exponen las características físicas normalizadas de tuberías plásticas. En conclusión, el SDR seleccionado estará en función de las presiones máximas esperadas dentro del sistema, con mayor precaución en los de geometría vertical de gran profundidad.

El diseño del GHE cerrado se basa en seleccionar las dimensiones de la cañería (diámetro, espesor y longitud) y su configuración (geometría y disposición en serie y/o paralelo de las cañerías), de forma tal que provea una capacidad suficiente de intercambio de calor de acuerdo a las cargas térmicas de diseño y, además, que las resistencias térmicas asociadas sean minimizadas para disminuir los costos operativos. Mientras tanto, se deberán tener en cuenta las disponibilidades de terreno libre, de materiales comerciales y los costos iniciales para tener una mirada global del diseño.

Diámetro exterior (mm)	Diámetro nominal (pulgadas)	Relación dimensional estándar SDR					
		SDR 27.6	SDR 21	SDR 17	SDR 13.6	SDR 11	SDR 9
		Presión nominal PN					
		PN 6	PN 8	PN 10	PN 12.5	PN 16	PN20
Espesor mínimo (mm)							
21.3	1/2 "	-	-	-	-	-	2,3
26.7	3/4 "	-	-	-	-	2,3	2,8
33.4	1 "	-	-	2,3	2,4	3	3,6
42.2	1 1/4 "	-	2,3	2,4	3	3,7	4,5
48.3	1 1/2 "	2,3	2,4	3	3,7	4,6	5,6
60.3	2 "	2,3	3	3,8	4,7	5,8	7,1
73	2 1/2 "	2,8	3,6	4,5	5,6	6,8	8,4
88.9	3 "	3,6	4,3	5,4	6,7	8,2	10,1
114.3	4"	4	5,3	6,6	8,1	10	12,3

Tabla 6 – Características físicas normalizadas de tuberías plásticas.
Fuente: Elaboración propia en función de la norma ISO 4427.

Por un lado, la transferencia de calor por convección depende fundamentalmente del régimen -laminar o turbulento- que desarrolle el fluido dentro del intercambiador enterrado. En consecuencia, se deberá seleccionar un diámetro de forma tal que el caudal que circule por él lo haga de forma turbulenta y favorezca el flujo térmico. Para dicha tarea, se acude al reconocido parámetro adimensional “Número de

Reynolds”, el cual predice qué tipo de régimen se desarrolla, a través del cociente entre las fuerzas inerciales y viscosas que interactúan.

Para el caso de la circulación de un fluido por una cañería circular se cumple que:

$$Re = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot \nu \cdot D} \quad (19)$$

Siendo Q el caudal (m^3/s), ν la viscosidad cinemática del fluido (m^2/s) y D el diámetro de la cañería (m). Como norma general, se asegura un régimen turbulento cuando se cumple la siguiente desigualdad (IDAE, 2012):

$$Re > 2300 \quad (20)$$

Como contrapartida a la mejora en transferencia de calor, un excesivo aumento del Número de Reynolds, logrado a partir de una cañería demasiado pequeña o un alto caudal, aumentará las pérdidas de carga, con lo que la energía de bombeo requerida sería mayor y la eficiencia global del sistema caería. De forma simplificada, Sarbu y Sebarchievici (2016) recomiendan que la velocidad dentro del loop no supere los 0.8 m/s. Por otro lado, según IGSHPA (2009) “la caída de presión máxima recomendada es 0.04 mca (metro columna de agua) por cada metro de longitud de cañería”.

Una manera de verificar la caída de presión para una cañería circular es la utilización de la fórmula de “*Darcy-Weisbach*”:

$$HL_f = f \cdot \left(\frac{L}{D_{int}} \right) \cdot \left(\frac{V^2}{2g} \right) \quad (21)$$

Donde HL_f es la caída de presión (mca), L es la longitud del loop (m), D_{int} es el diámetro interno de la cañería (m), V es la velocidad del fluido (m/s) y g es la aceleración de la gravedad ($9.81 m/s^2$). Mientras tanto, para cañerías de HDPE, los factores adimensionales de fricción f se calculan, según el Número de Reynolds, con las fórmulas de *Blasius* (22) o *Nikoradze* (23):

$$f = \frac{0.3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad (\text{para } 2500 < Re < 10000) \quad (22)$$

$$f = 0.0032 + 0.221 \cdot Re^{-0.237} \quad (\text{para } Re > 10000) \quad (23)$$

Por otro lado, la resistencia térmica R_p ($m^{\circ}K/W$) de cualquier cañería puede ser calculada con la siguiente ecuación:

$$R_p = \frac{\ln(D_{ext}/D_{int})}{2.\pi.k_p} \quad (24)$$

Siendo D_{ext} y D_{int} los diámetros exteriores e interiores de la cañería (m) y k_p la conductividad térmica del material que la componga ($W/m^{\circ}K$). Para los cálculos de este trabajo, se tomará el valor de conductividad térmica del HDPE -para las temperaturas normales de trabajo- de $0.39 W/m^{\circ}K$ (IGSHPA, 2009).

El diseño de la configuración del GHE -independientemente de su geometría vertical u horizontal- dispone también de distintas variantes, que se ajustarán en función de las limitaciones de cada proyecto y/o las preferencias del diseñador. Las mismas son resumidas en las Fig. 48 y Fig. 49 y demuestran cómo puede organizarse el recorrido del caudal del sistema, el cual está fijado por el modelo de bomba de calor.

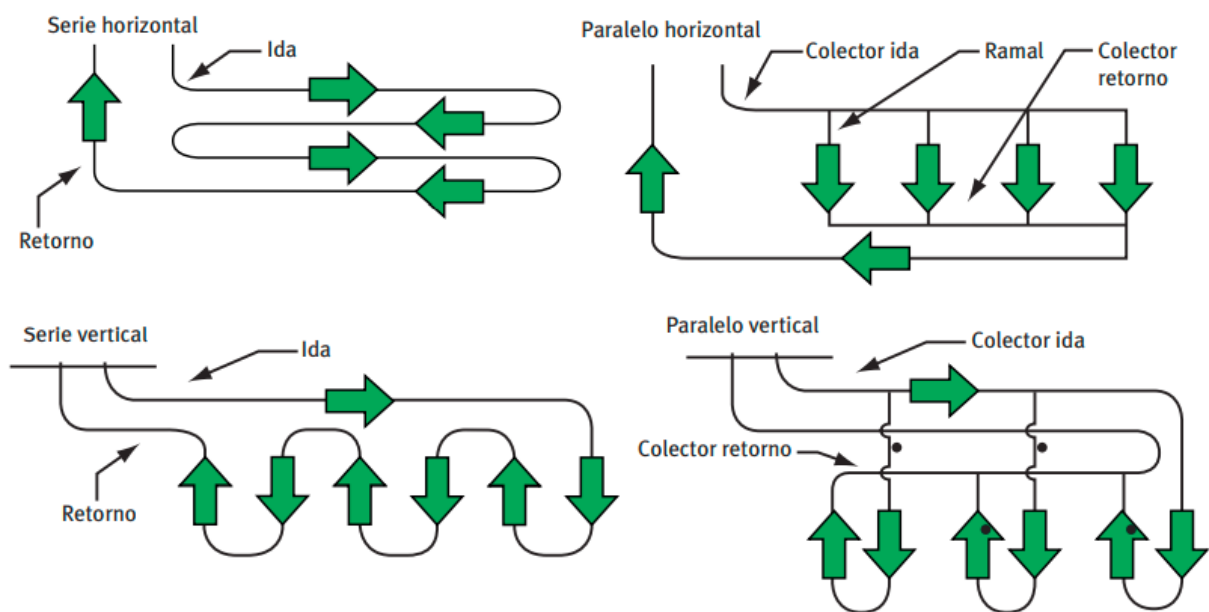


Figura 48 - Alternativas de configuración del GHE. Fuente: IDAE (2012).

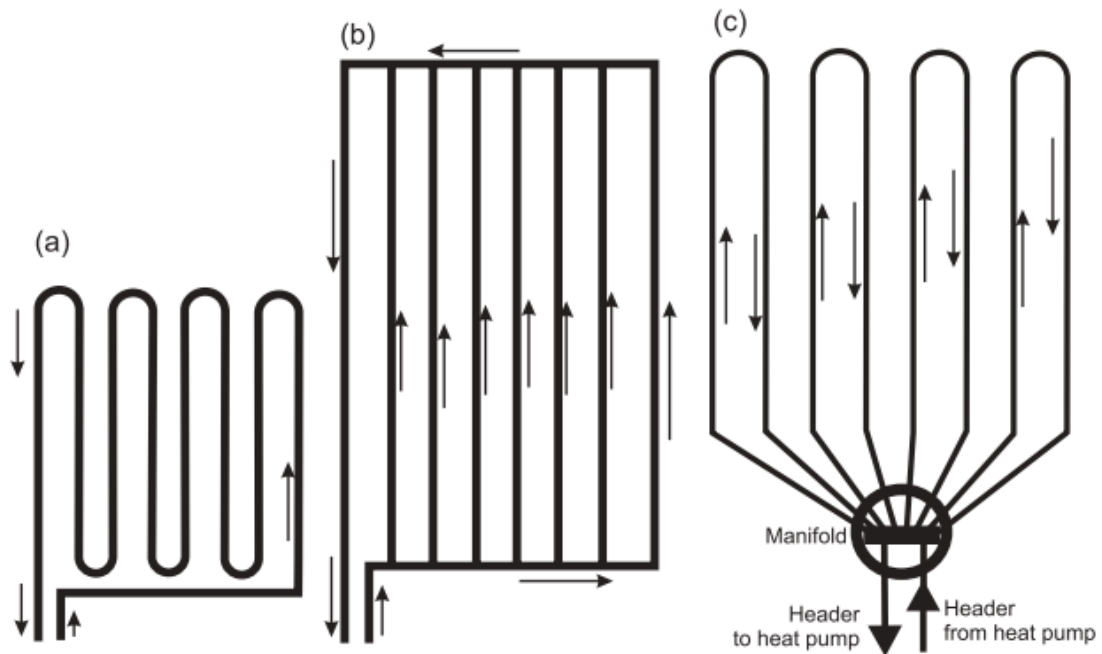


Figura 49 - Alternativas de configuración del GHE: (a) en serie, (b) en paralelo y (c) en paralelo con manifold. Fuente: Banks (2008).

Según IDAE (2012), las características de las configuraciones son las siguientes:

Ventajas del sistema en serie:

- La trayectoria del fluido está perfectamente definida.
- El aire atrapado puede ser eliminado con gran facilidad (purga).
- Funcionamiento térmico más alto por metro lineal de tubo puesto que se requiere de un diámetro superior.

Desventajas del sistema en serie:

- Se necesita un diámetro mayor para el tubo, lo que implica mayor cantidad de fluido y anticongelante (en su caso), es decir, aumenta el coste de la instalación.
- Longitud limitada debido a la caída de presión del fluido.

Ventajas del sistema en paralelo:

- Coste de instalación más bajo al disminuir los diámetros necesarios y la cantidad de fluido de intercambio.

Desventajas del sistema en paralelo:

- Hay que tener un cuidado especial para eliminar el aire que pueda quedar atrapado.
- Problemas para equilibrar el flujo en los distintos bucles. (p.19).

Respecto al problema de equilibrio de flujo entre loops en paralelo, lo importante es lograr una configuración en la cual todos los loops tengan una longitud idéntica o lo más regular posible, de forma tal que las caídas de presiones -y por ende los caudales- sean los mismos. En la Fig. 49 caso b), se puede observar que posiblemente dicha condición de diseño no se cumpla, mientras que la situación es mejorada en el caso c) con una configuración en paralelo y un manifold de distribución de loops.

Como resultado de dichos pros y contras, en la práctica lo más común es el diseño de sistemas con ramales en paralelos, los cuales son dimensionados con las estrategias previamente desarrolladas.

Finalmente, el proceso de diseño del GHE se completa cuando se calcula la longitud requerida. La variedad y complejidad en las distintas estrategias de modelación matemática de los fenómenos de transferencia de calor que suceden en el loop y el suelo se verán en el próximo ítem.

2.4. Modelado y diseño de GHE

2.4.1. Introducción

La transferencia de calor entre el agua del loop y el suelo conlleva tres etapas: transferencia por convección entre el agua y la pared interna de la cañería, transferencia por conducción entre la pared interna y externa de la cañería y, por último, transferencia por conducción entre la pared externa y el suelo.

Cada etapa puede modelizarse como una resistencia térmica en serie y, por ende, el flujo total depende de la sumatoria de las tres. En la Fig. 50, Brandl (2006) esquematiza cómo se desarrollarían los flujos de calor entre el suelo y una fundación termo-activa (energy-píle) en el modo calefacción, con cada una de las variables que influyen. La única diferencia entre tal esquema y un caso de intercambiador horizontal o vertical convencional es que no habría una conducción de calor en el hormigón de la fundación.

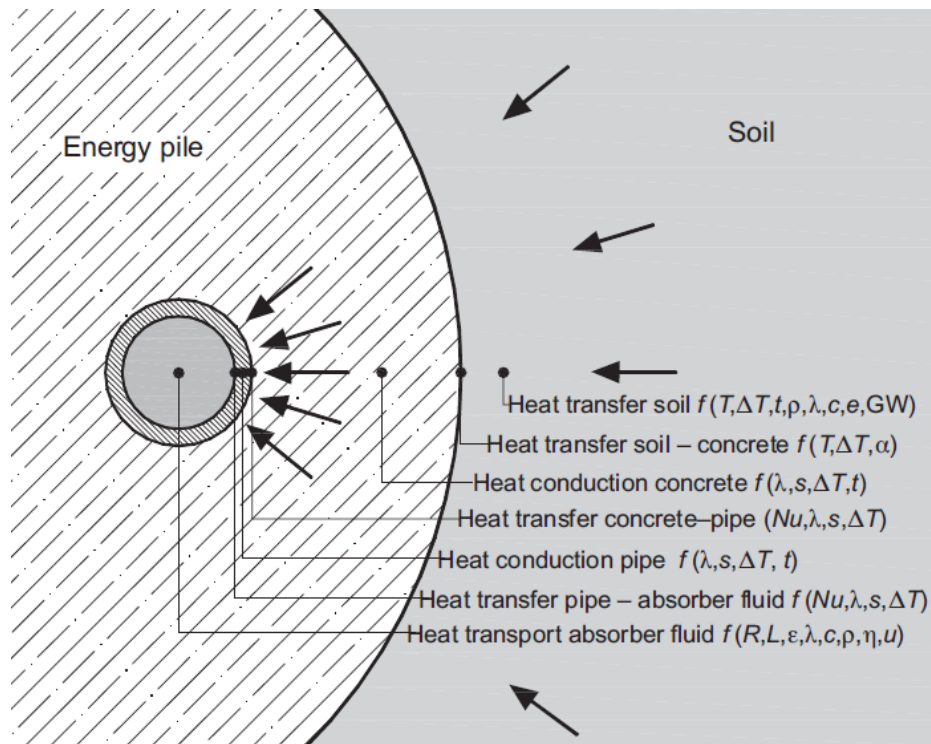


Figura 50 - Esquematización de las distintas formas de transferencia de calor entre el suelo y una cimentación termo-activa. Fuente: Brandl (2006).

Teniendo la premisa de que es sencillo y económicamente factible obtener un flujo turbulento -y por ende una buena convección entre el fluido y la pared interna de la cañería-, se puede llegar a concluir que el orden de magnitud de la resistencia térmica del suelo es mucho mayor que las demás existentes. En consecuencia, esta última es la que domina el flujo de calor y el impacto de cualquier intento de mejora de la conducción a través del material de la cañería es bajo. Por ejemplo, la ganancia global de tener una cañería de cobre no justificaría económicamente la inversión inicial. Esta es una de las principales razones -no la única como se ha visto- de la selección de cañerías plásticas para GSHP indirectos.

En el capítulo anterior se vieron parte de los parámetros fundamentales a la hora de diseñar un GHE, siendo la longitud hasta ahora una incógnita a resolver. Se entiende que el loop debería contar con una superficie de intercambio suficiente para hacer frente a los picos de potencia de diseño. Ahora bien, como indica la Ley de Fourier (1), no sólo la potencia transferida es proporcional al área de intercambio, sino que también depende de la diferencia de temperaturas, que para el diseño del loop corresponderían a las del fluido y el suelo.

Sabiendo que la temperatura imperturbable del suelo T_m está fijada por las condiciones físicas y geográficas del caso en particular, la variable restante -la temperatura del fluido- deberá ser fijada a criterio del diseñador. Suele denominarse *EWT* (“*entering water temperature*”) a la temperatura de entrada del fluido a la bomba de calor, mientras que la temperatura de salida de ésta es llamada *RWT* (“*returning water temperature*”).

La fijación de EWT_{\min} para el invierno y EWT_{\max} para el verano es una decisión de compromiso, ya que inciden sobre ella distintos factores que serán explicados con un ejemplo considerando $T_m=17^\circ\text{C}$:

- El diseñador podría fijar la EWT_{\min} muy baja en modo calefacción (ej: -10°C). Esto generaría una extraordinaria diferencia de temperaturas entre el suelo y el fluido, dando como consecuencia un ahorro considerable en la longitud del GHE necesaria. En contrapartida, se debería contemplar la adhesión de anticongelante, aumento en viscosidad del fluido, aumento de energía de bombeo y una disminución de la temperatura del foco frío de la bomba de calor, por ende, una disminución del COP en el sistema.
- En el modo refrigeración, el diseñador podría fijar una EWT_{\max} alta (ej: 45°C). De esta forma, las ventajas serían similares al anterior punto, teniendo un GHE compacto. Sin embargo, se estaría disminuyendo el COP del sistema por la gran temperatura entre focos, se correrían altos riesgos de disminuir drásticamente la conductividad térmica del suelo alrededor de los caños enterrados y, por último, se tendría que verificar que la vida útil del material de la cañería no decaiga en tales temperaturas.
- Contrariamente a tales extremos, el diseñador podría fijar una EWT_{\min} y EWT_{\max} muy similar a la del suelo (ej: $15/19^\circ\text{C}$). En este caso, el flujo de calor necesario debería ser asegurado a través de un aumento considerable de la longitud total del GHE. Como consecuencia, todos los beneficios relacionados con el aumento del COP de la bomba de calor (por la reducción de la diferencia de temperaturas entre focos) serían opacados por el considerable aumento del costo de materiales y movimiento de suelo, como también del volumen de fluido y de la energía asociada a su bombeo.

Entendiendo que es necesario un balance entre los beneficios y problemáticas de cada extremo citado para la selección de EWT_{min} y EWT_{max} , distintas bibliografías técnicas realizan recomendaciones al respecto:

- Según ASHRAE (2015) “seleccionando una EWT_{max} 20 a 30°F por encima de T_m para refrigeración y EWT_{min} 10 a 20°F por debajo de T_m para calefacción es un buen compromiso entre costos iniciales y eficiencia en muchas regiones de los Estados Unidos”.
- Por otro lado, según IGSHPA (2009), para calefacción la EWT_{min} debe ser la mayor entre ($T_m - 15/20°F$) y 25°F. Mientras tanto, para refrigeración sugiere seleccionar la EWT_{max} menor entre 95°F y ($T_m + 30/40°F$).
- Mientras tanto, Kavanaugh y Rafferty (1997) sugieren una EWT_{min} 5 a 11°C por debajo de T_m para calefacción y EWT_{max} 11 a 17°C por encima de T_m para refrigeración.

Una vez fijados los parámetros fundamentales de entrada para el diseño, el problema a resolver será calcular la longitud necesaria del GHE que aporte la capacidad de intercambio de calor suficiente y, además, manteniendo las temperaturas de trabajo dentro de los límites preestablecidos. Suele denominarse en la bibliografía a los modelos matemáticos que intentan representar los fenómenos que suceden en los loops enterrados como “*GHE Models*”.

En resumen, la Fig. 51 esquematiza las variables o parámetros que se necesitan definir, estimar y/o medir para calcular la longitud de un GHE a través de un GHE Model.

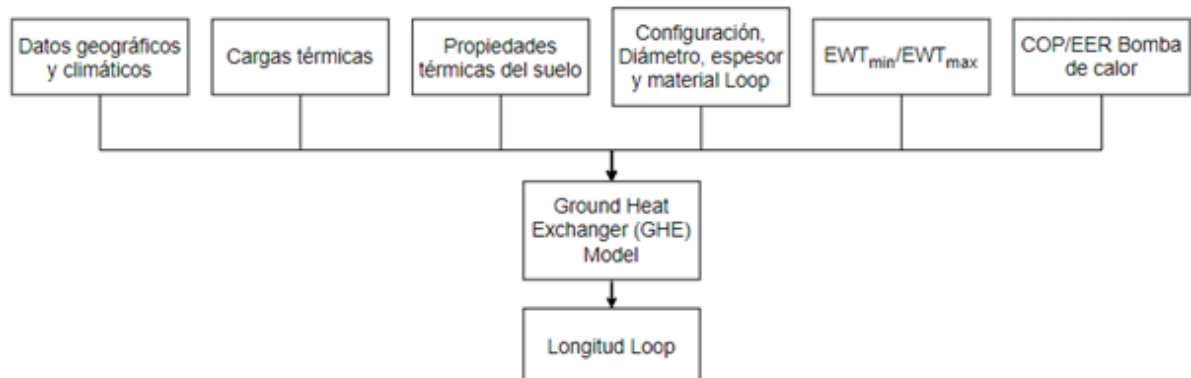


Figura 51 - Esquema de parámetros de entrada para el cálculo de la longitud de un GHE. Fuente: elaboración propia.

A continuación, se analizarán las distintas metodologías que abordan el problema del cálculo de la longitud del GHE: métodos empíricos, métodos analíticos y numéricos basados en software y métodos basados en ecuaciones simplificadas.

2.4.2. Métodos empíricos

Los métodos empíricos -también llamados "*rules of thumbs*"- basan el cálculo de la longitud necesaria para satisfacer una demanda pico, a través de un valor promedio de transferencia de calor por unidad de longitud de cañería enterrada (generalmente en unidades W/m). Dicho valor promedio surge del consenso que, en cada zona o país, van desarrollando a lo largo de los años los diseñadores de instalaciones pequeñas en función de las conductividades térmicas que se encuentran. En el trabajo de Rosén et. al. (2001) se resume cómo los métodos empíricos varían internacionalmente:

- En los Estados Unidos, se reportan para boreholes verticales simples un valor típico de potencia térmica específica de entre 68-82 W/m.
- En Suiza, no se recomiendan potencias de extracción mayores a 75 W/m.
- En Austria, los valores recomendados de extracción específica pico varían de 30 W/m para sedimentos secos hasta 70 W/m para granito, teniendo una diferencia de temperatura entre T_m y el fluido de 10°C.
- En Alemania, la norma VDI 4640 (2001) recomienda potencias pico de extracción de 20-25 W/m para suelos de conductividad térmica menor a 1.5 W/m^{°K}, 50-60 W/m para suelos de conductividad media y potencias de 70-84 W/m para conductividades mayores a 3 W/m^{°K}. Para cada caso, el valor menor de potencia corresponde a un uso del sistema de 2400 h/año y el restante a 1800 h/año.

Dichos ejemplos nuevamente demuestran dónde geográficamente se da la maduración del desarrollo de la tecnología de GSHP. Cabe la aclaración que tales métodos sólo son factiblemente aplicables bajo ciertas condiciones homogéneas de temperatura y conductividad del suelo y de necesidades térmicas (calefacción dominante). Además, un grado tan alto de simplificación sólo sería tolerable en proyectos de pequeña magnitud, como por ejemplo casos residenciales pequeños,

donde es quizás mayor el esfuerzo de afinar el cálculo que la potencial ganancia en un diseño óptimo.

En el caso de diseños donde existan cargas de refrigeración dominante -ya sea por el clima y/o por el tipo de edificio a climatizar-, los métodos empíricos citados no estarían aptos para poder cuantificar la longitud de GHE necesaria correctamente. Es más, dichos métodos sólo aplican para intercambiadores simples, con lo cual por ejemplo, en el caso de tener un sistema de intercambiadores en paralelo, se necesitaría un método que tenga en cuenta la interferencia térmica que ejerce cada uno sobre los demás.

Seguramente en Argentina existan lugares donde las rules of thumbs europeas o norteamericanas apliquen sin grandes problemas, pero lamentablemente no sería el caso en estudio de Rafaela, ubicada en un clima templado pampeano.

2.4.3. Métodos analíticos y numéricos

Los fenómenos termodinámicos de intercambio de calor en los GHE han supuesto un desafío para los físicos y matemáticos desde hace más de un siglo.

En primera instancia, se comenzará analizando el intercambiador vertical simple o borehole. Luego, se llevará a cabo el análisis del caso horizontal, que supone una geometría más compleja de modelar. En el actual trabajo de Tesis no se profundizará sobre toda la gama existente de modelos ni los softwares ya que no forman parte de los objetivos, sino que se hará una presentación de las distintas alternativas con las que se cuenta. La única excepción será el modelo analítico “*Infinite Line Source*” (ILS), por ser la base teórica del modelo seleccionado para el cálculo del caso de estudio.

Tal como indican Sarbu y Sebarchievici (2016), debido a la complejidad del problema a resolver, con gran cantidad de variables que dificultan un análisis completo de los efectos termodinámicos transitorios en escalas de tiempo grande, el proceso suele ser analizado en dos regiones separadas: fuera y dentro del borehole.

En la primera zona mencionada, el problema a resolver es el proceso transitorio de conducción de calor en el sólido (ver Fig. 52). Por otro lado, dentro del borehole

existen análisis tanto transitorios como estacionarios, donde se modeliza el intercambio de calor entre el fluido, cañerías y la pared exterior del borehole.

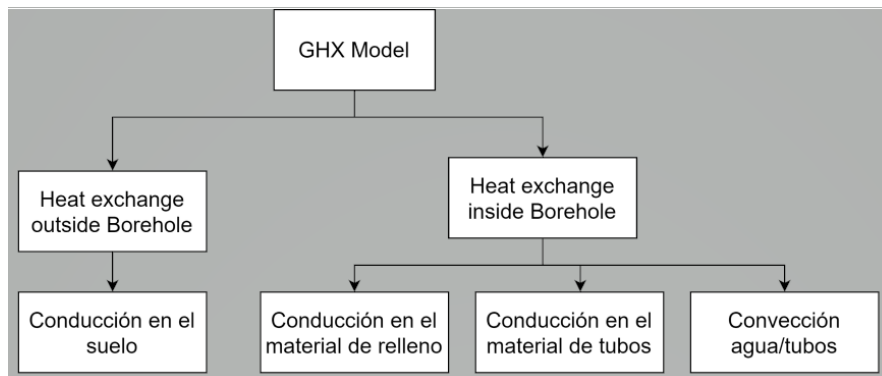


Figura 52 - Esquema del modelado de GHE. Fuente: elaboración propia.

Según Yavuzturk (1999):

Un modelo para el diseño de un GHE por lo tanto debe ser lo suficientemente eficiente computacionalmente para permitir el cálculo de los efectos transitorios a lo largo de largos períodos de tiempo. El uso de modelos analíticos es atractivo en términos de eficiencia computacional pero el hecho de que los caños dentro de borehole no sean coaxiales, y que estén en juego diferentes tipos de materiales, hacen que la tarea de encontrar un modelo analítico sea dificultosa o imposible.

Sin embargo, se han desarrollado un número de métodos de diseño que usan aproximaciones analíticas, pero que hacen ciertas suposiciones simplificadoras. (p.9).

Siguiendo con la idea, Mohammadamin (2018) indica en su trabajo:

La transferencia de calor del borehole puede ser resuelta analítica o numéricamente o en ciertos casos con una combinación de ambas. Modelos analíticos incluyen a: Infinite Line Source (ILS) solution (Ingersoll y Plass, 1948), Infinite Cylindrical Source (ICS) solution (Carslaw y Jaeger, 1946) y Finite Line Source (FLS) solution (Eskilson, 1987; Zeng et. al., 2002). Los modelos numéricos pueden estar basados en métodos de Diferencias Finitas (Lei, 1993; Rottmayer et. al., 1997), métodos de Elementos Finitos (Muraya, 1994; Kohl et. al., 2002) o el método de Volumen Finito (Rees, 2000). Debido

a los requisitos computacionales y la complejidad de su implementación, los modelos numéricos no son generalmente utilizados para simulaciones de GHE. Consecuentemente, los actuales modelos de dimensionamiento usan modelos de transferencia de calor analíticos, o bien, soluciones numéricas pre-calculadas. Generalmente se examina el flujo de calor dentro del borehole y fuera de manera separada. (p.4).

Dichos modelos matemáticos son utilizados separadamente o en combinación por softwares comerciales especializados de cálculo, los cuales pueden destacarse: *GLHEPRO* (EEUU), *EED* (Suecia), *EnergyPlus* (EEUU), *GCHPCalc* (EEUU), *TRNSYS* (EEUU), *GLD* (EEUU), entre otros.

Particularmente para este trabajo, se destaca el modelo ILS, que se encarga de simular la transferencia de calor por conducción en un sólido y está basado en la teoría de la fuente lineal de Kelvin (1882). Se trata del modelo más antiguo y también más utilizado para el cálculo de transferencia de calor en el diseño de GHE. El borehole es idealizado como una línea infinita que se encuentra inmersa de un medio uniforme a una temperatura inicial constante. Dicha línea infinita intercambia con el medio que la rodea una cantidad de calor q' por unidad de longitud. El modelo analítico ILS tiene ciertas hipótesis y simplificaciones:

- La fuente de calor es una línea infinita que intercambia uniformemente una cantidad q' de calor.
- El medio que rodea a la fuente lineal es homogéneo y tiene una temperatura inicial T_m uniforme.
- La temperatura en el medio uniforme a una distancia infinita es T_m independientemente del tiempo transcurrido.
- No se considera la transferencia de calor en otra dirección que no sea la radial alrededor de la línea infinita.
- No se tienen en cuenta los fenómenos dentro del borehole ya que es idealizado como una línea infinita.

La solución al problema fue desarrollada, entre otros, por Carslaw y Jaeger (1959) y permite obtener la temperatura T (°K) de cualquier punto a una distancia r (m) de

la línea infinita y en un tiempo t (s) posterior al comienzo del intercambio de calor q' (W/m):

$$T(r, t) - T_m = \frac{q'}{4\pi k_s} \int_{\frac{r^2}{4\alpha_s t}}^{\infty} \frac{e^{-u}}{u} du = \frac{q'}{4\pi k_s} E_1 \left(\frac{r^2}{4\alpha_s t} \right) \quad (25)$$

Siendo k_s la conductividad térmica del medio uniforme (W/m²K), α_s la difusividad térmica del medio uniforme (m²/s) y E_1 la denominada “función integral exponencial”. Además, dicha función puede aproximarse con la siguiente simplificación:

$$E_1 \left(\frac{r^2}{4\alpha_s t} \right) = \ln \left(\frac{4\alpha_s t}{r^2} \right) - \gamma \quad \text{para } \frac{\alpha_s t}{r^2} \geq 5 \quad (26)$$

Siendo $\gamma = 0.5772$ (constante de Euler). El error máximo de esta aproximación es de 10% para $\frac{\alpha_s t}{r^2} \geq 5$ y 2.5% para $\frac{\alpha_s t}{r^2} \geq 20$. Respecto al análisis de la solución a ILS y su aproximación (26), Busso (2012) aclara:

El criterio de convergencia de la aproximación a la solución completa implica que la precisión aumenta a medida que el frente térmico este más lejos de la pared del BHE. Físicamente, esto representa el tiempo que tarda el sistema real en comportarse como la fuente lineal ideal. Por otro lado, la velocidad del frente de onda depende de la relación entre la conductividad y la capacidad térmicas del subsuelo, esto es, la difusividad térmica del medio.

Este método de evaluación es el más generalizado por su sencillez, rapidez y usualmente, se lo implementa como una planilla de cálculo (Busso, 2002). No obstante ello, presenta la desventaja de que, ante situaciones de mucha inestabilidad en la tasa de inyección de energía (q'), requiere de la habilidad del evaluador para seleccionar intervalos de datos apropiados para lograr resultados confiables (Busso et al., 2000). (p. 20-21).

Volviendo al modelado completo de un GHE, es posible hacer una analogía entre un circuito eléctrico y uno térmico, teniendo una equivalencia entre lo que es la corriente eléctrica y el flujo de calor, resistencias eléctricas y térmicas y, por último, diferencia de tensión con diferencia de temperatura. Se cumplirá para el flujo de calor la analogía eléctrica con la ley de Ohm:

$$\Delta T = qR \quad (27)$$

Si se analiza la ecuación (25) comparándola con la analogía eléctrica (27), se entiende que la solución de ILS servirá para aproximar lo ocurrido fuera del borehole y que permitirá calcular la resistencia térmica del suelo R_s :

$$T_{borehole} - T_m = q' \frac{1}{4\pi k_s} E_1\left(\frac{r^2}{4\alpha_s t}\right) = q' R_s \quad (28)$$

Como se mencionó anteriormente, la resistencia térmica del suelo se comporta en serie con las resistencias térmicas que ocurren dentro de borehole, las cuales son complejas de calcular analíticamente y, para simplificar, pueden ser analizadas como una resistencia efectiva R_b . Mayores detalles sobre el cálculo de R_b pueden apreciarse en Sarbu y Sebarchievici (2016), Mohammadamin (2018) y Yavuzturk (1999).

Siguiendo la lógica de la sumatoria de resistencias en serie (ver Fig. 53), será posible predecir la temperatura del fluido en función de la temperatura imperturbable del suelo T_m , el flujo constante por unidad de longitud de loop enterrado q' y la sumatoria de las resistencias R_s calculada con (28) y la resistencia efectiva del borehole R_b :

$$T_m - T_{fluido} = q' R_{total} = q'(R_b + R_s) = q' R_b + q' \frac{E_1(u)}{4\pi k_s} \quad (29)$$

$$u = \frac{r^2}{4\alpha_s t} \quad (30)$$

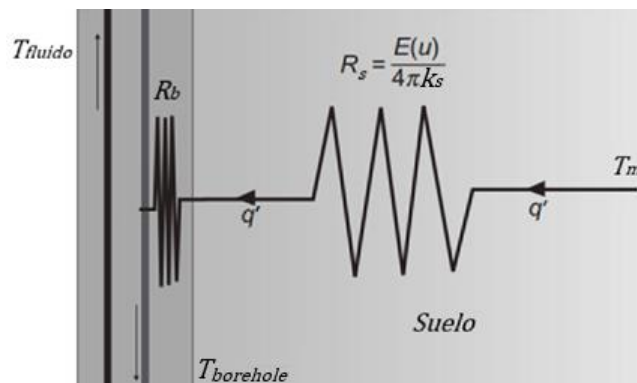


Figura 53 - Esquema de modelado térmico de un borehole.
Fuente: Elaboración propia en base a Banks (2008).

Respecto al modelado de GHE horizontales, surgen las siguientes dificultades adicionales (Banks, 2008):

- El suelo en las cercanías a la superficie es menos homogéneo térmicamente, con contenidos de humedad y características térmicas que varían rápidamente.
- La humedad y características térmicas del suelo varían anualmente y por el uso mismo de la bomba de calor.
- El GHE es afectado térmicamente por la superficie terrestre luego del paso de semanas o meses (como se ha visto, según la profundidad del loop y la difusividad térmica del suelo).
- La geometría del loop, con el aumento de cañerías por trinchera, comienza a hacerse más compleja de describir matemáticamente.

A pesar de las dificultades, existen modelos para sistemas horizontales. La interacción de los GHE horizontales con la superficie terrestre, que se da luego de semanas o meses, puede ser modelada a través de un artificio matemático, el cual será explicado para el modo calefacción. Resulta que, matemáticamente, son idénticos los siguientes escenarios:

- Fig. 54 grafica una cañería enterrada extrayendo un flujo de calor q , a una profundidad z , debajo una frontera de temperatura fija T_m (igual a la temperatura imperturbable del suelo).
- Fig. 55 ilustra una cañería enterrada extrayendo un flujo de calor q , a una profundidad $2z$ debajo una cañería “imagen”, la cual estaría emitiendo un flujo q a una distancia z de la superficie terrestre.

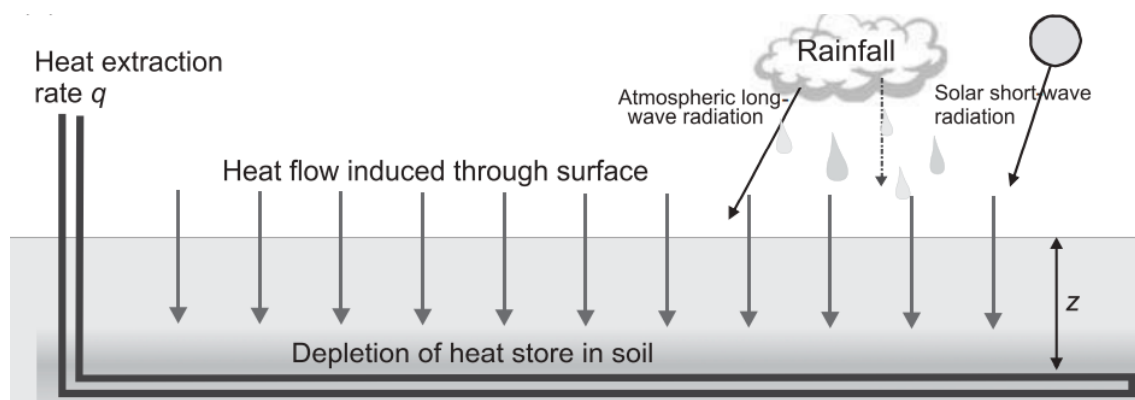


Figura 54 - Esquema de flujos de calor cuando la superficie terrestre comienza a intervenir.
Fuente: Banks (2008).

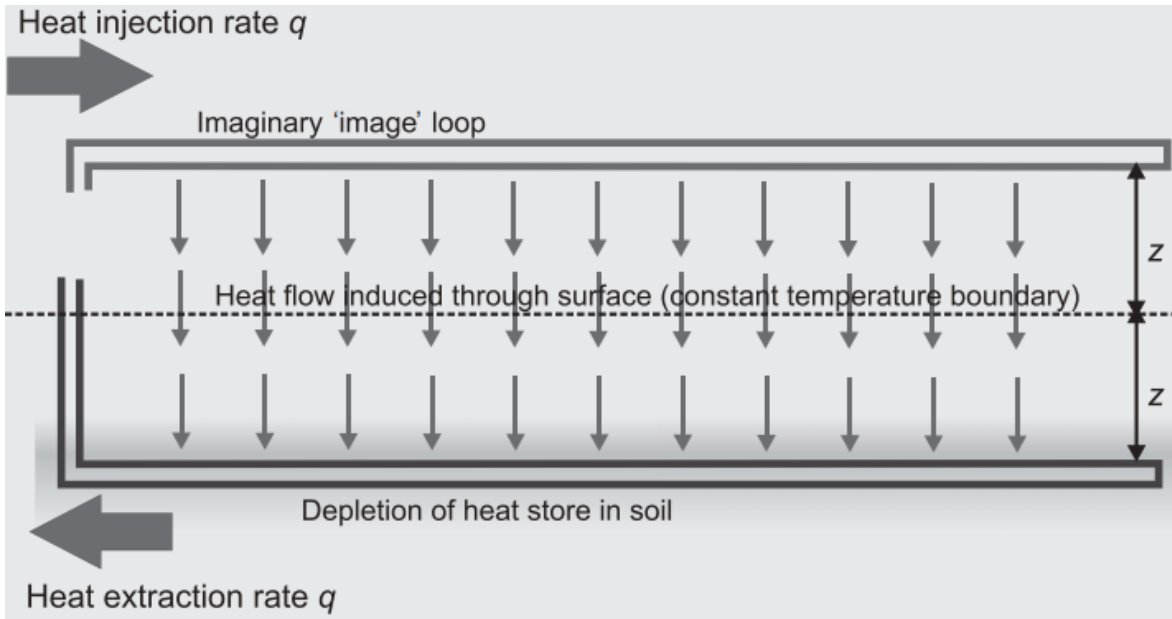


Figura 55 - Esquema del artificio matemático para la modelación de la interacción del GHE con la superficie terrestre. Fuente: Banks (2008).

Aplicando el modelo ILS para el caso planteado, se tiene que la diferencia de temperatura entre el fluido y T_m es:

$$T_m - T_{fluido} = qR_b + \frac{q}{4\pi k_s} E_1(u) - \frac{q}{4\pi k_s} E_1(u') \quad (31)$$

$$u = \frac{r_p^2}{4\alpha_s t} \quad (32)$$

$$u' = \frac{(2z)^2}{4\alpha_s t} \quad (33)$$

Incorporando la aproximación (26) en (30) para altos valores de t , se tiene que:

$$T_m - T_{fluido} = qR_b + \frac{q}{4\pi k_s} \left[\ln\left(\frac{4\alpha_s t}{r_p^2}\right) - 0.5772 \right] - \frac{q}{4\pi k_s} \left[\ln\left(\frac{4\alpha_s t}{(2z)^2}\right) - 0.5772 \right] \quad (34)$$

$$T_m - T_{fluido} = qR_b + \frac{q}{2\pi k_s} \ln\left(\frac{2z}{r_p}\right) \quad (35)$$

Siendo r_p el radio externo de la cañería enterrada (m).

En conclusión, para altos valores de t , se llega a un equilibrio térmico en el cual la temperatura de la cañería es estabilizada por el aporte de calor inducido desde la superficie terrestre. Además, cuanto más profundo esté ubicado el caño, menor será la temperatura de equilibrio (ver Fig. 56).

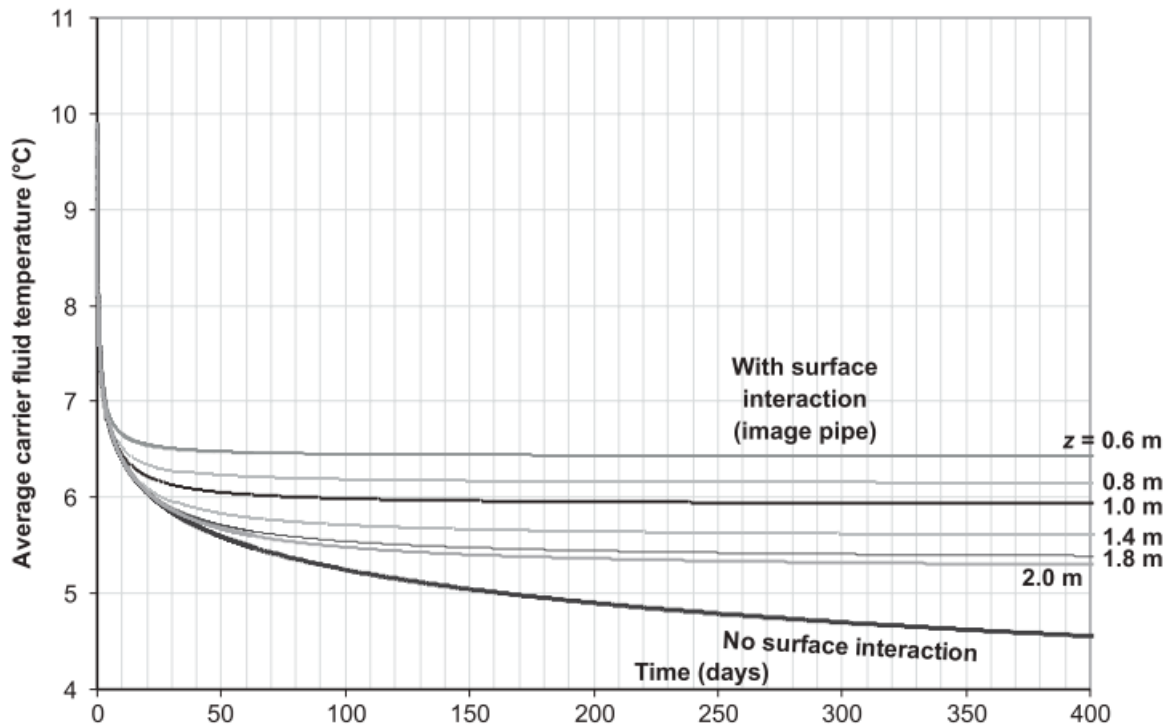


Figura 56 - Evolución de la temperatura del fluido. Parámetros del ejemplo: $q=10 \text{ W/m}$, $k_s=1.6 \text{ W/m}^\circ\text{K}$, $S_{vc}=2.0 \text{ MJ/m}^3\text{K}$, $r_p=20\text{mm}$, $R_p=0.05 \text{ }^\circ\text{Km/W}$ y $T_m=11^\circ\text{C}$. Fuente: Banks (2008).

Nuevamente, es importante aclarar que los modelos detallados con anterioridad sirven como base para entender la teoría básica involucrada en el modelado físico del GHE. En la realidad, sin embargo, se darán ciertas condiciones fuera de las hipótesis de los modelos:

- La temperatura de la superficie terrestre no es fija.
- Los sistemas GSHP no trabajan con cargas térmicas constantes.
- La geometría de las configuraciones de las cañerías suele complejizarse.

Debido a todos estos factores, la calidad de los resultados de los distintos modelos disponibles dependerá de la habilidad y flexibilidad que se tenga a la hora de modelar tanto la geometría como las distintas cargas térmicas que sucedan en el año. En el caso de requerir la máxima calidad y precisión, los modelos desarrollados por software serían los más indicados.

2.4.4. Métodos basados en ecuaciones simplificadas

Finalmente, los métodos basados en ecuaciones simplificadas son, valga la redundancia, simplificaciones de los modelos analíticos de transferencia de calor de GHE. Los mismos se basan en una serie limitada de parámetros y brindan un

rápido y simple dimensionamiento de un intercambiador enterrado. Generalmente se calcula una longitud para la temporada de invierno y otra para la de verano y se selecciona el mayor valor. La gran diferencia respecto a los modelos más complejos es la forma de representación de las cargas durante el año, ya que los modelos simplificados pueden llegar a utilizar una cantidad única de flujos de calor promedio o a lo sumo tres (anual, mes pico y día pico).

En primera instancia, se presenta el método de ASHRAE (2015), el cual se utiliza para calcular la longitud requerida para un GHE vertical y está basado en el trabajo de Kavanaugh y Rafferty (1997). El mismo se centra resumidamente en tres cálculos previos:

- Resistencias térmicas efectivas correspondientes a tres distintos flujos de calor promedio: 10 años, 1 mes y 6 horas.
- Resistencia térmica efectiva del borehole.
- Factor de penalidad por interferencia térmica entre boreholes.

Respecto al primer ítem, las resistencias térmicas del suelo son aproximadas a través del modelo teórico básico llamado “*Infinite Cylindrical Source*” (ICS). A pesar de su facilidad de cálculo, la desventaja de ICS -al igual que ILS- es que no cuantifica los flujos de calor axiales, los cuales comienzan a manifestarse luego de algunos años e inducen al sistema a un estado de equilibrio, con lo cual se estaría subestimando la capacidad total del suelo en cierto punto.

La ecuación para el cálculo en modo calefacción de longitud L_c (pie) de GHE según ASHRAE (2015) es la siguiente:

$$L_h = \frac{q_a R_{ga} + (q_{lh} - 3.41W_h)(R_b + PLF_m R_{gm} + R_{gd} F_{sc})}{T_m - \frac{EWT + RWT}{2} - t_p} \quad (36)$$

Por otro lado, para el modo refrigeración:

$$L_c = \frac{q_a R_{ga} + (q_{lc} + 3.41W_c)(R_b + PLF_m R_{gm} + R_{gd} F_{sc})}{T_m - \frac{EWT + RWT}{2} - t_p} \quad (37)$$

Donde, q_a es la transferencia neta anual promedio con el suelo (BTU/h), R_{ga} es la resistencia térmica efectiva al pulso anual neto (pie.h.°F/BTU), q_{lc} y q_{lh} son las

cargas térmicas de calefacción/refrigeración del recinto a climatizar (BTU/h), W_c y W_h son las potencias eléctricas requeridas por la bomba de calor para brindar la potencia de diseño (W), R_b la resistencia efectiva del borehole (pie.h.°F/BTU), PLF_m es un factor de carga para el mes de diseño, R_{gm} es la resistencia térmica efectiva del suelo para el flujo de calor promedio mensual de diseño (pie.h.°F/BTU), R_{gd} es la resistencia térmica efectiva del suelo para el flujo de calor pico de 6 horas (pie.h.°F/BTU), F_{sc} el factor de corto circuito térmico y finalmente t_p un factor de penalidad por interferencia entre boreholes adyacentes.

Mientras tanto, el otro modelo simplificado que se expondrá es el desarrollado por IGSHPA (2009) y está fundamentado sobre la teoría de ILS. Tal como indica IDAE (2012), para diseños en el hemisferio norte:

Es un método de cálculo estático que asume que el sistema funciona durante un tiempo determinado a una carga constante y con el terreno a la temperatura más desfavorable, es decir, el mes de enero para calefacción y el mes de julio para refrigeración, y con una temperatura de agua fija. Durante los restantes meses, la temperatura del aire será más moderada, y por lo tanto la carga calorífica o frigorífica será menor. Además, el suelo no estará tan frío (en invierno) o tan caliente (en verano), lo que hará que la temperatura del agua sea más moderada y el sistema funcionará con un mayor rendimiento. (p. 15).

La longitud del GHE para invierno y verano, respectivamente, según el modelo simplificado IGSHPA (2009) y presentado por IDAE (2012) es:

$$L_h = \frac{Q_h \frac{COP_h - 1}{COP_h} (R_p + R_{s-h} F_h)}{T_L - EWT_{min}} \quad (38)$$

$$L_c = \frac{Q_c \frac{COP_c + 1}{COP_c} (R_p + R_{s-c} F_c)}{EWT_{max} - T_H} \quad (39)$$

Siendo L_h y L_c las longitudes requeridas (m) para el modo calefacción y refrigeración, Q_h y Q_c las cargas térmicas de cada modo (W), R_p la resistencia térmica de la cañería (°Km/W), R_{s-h} y R_{s-c} las resistencias térmicas del suelo para

el pulso de duración correspondiente a cada temporada ($^{\circ}\text{Km}/\text{W}$) el cual será calculado según el modelo ILS, F_h y F_c los factores adimensionales de utilización de la bomba de calor en el mes más exigente de cada temporada, T_L y T_H las temperaturas mínimas y máximas anuales del suelo ($^{\circ}\text{K}$) a la profundidad del GHE según la ecuación (4) de Kusuda y Achenbach (1965).

Los detalles referidos al cálculo de las resistencias, la definición de las temperaturas y los factores de utilización serán vistos en detalle posteriormente durante el desarrollo del caso de estudio.

2.5. Modelado energético de construcciones

Conocer los requerimientos térmicos del recinto a climatizar es el primer paso de cualquier diseño de sistemas HVAC. Como se adelantó en la introducción, el consumo anual requerido para climatización depende de cuatro factores:

- Clima.
- Envolvente, geometría y alrededores del recinto.
- Equipamiento interno y comportamiento de los usuarios.
- Rendimiento y configuración del HVAC.

La simulación energética es una herramienta utilizada para el diseño de construcciones y sistemas de climatización, con la cual -en pocas palabras- es posible reproducir la geometría de tales construcciones e incorporarles cargas internas y externas para analizar su comportamiento bajo diferentes condiciones climáticas. Dentro de los resultados más importantes que entrega la simulación, se encuentran las cargas térmicas pico y los requisitos energéticos asociados a la climatización. Cuanto más sofisticada sea la herramienta de cálculo, mayor cantidad de detalle y calidad podrían llegar a tener los resultados.

Reforzando la necesidad de contar con un buen cálculo de cargas térmicas, IGSHPA (2009) afirma:

La performance de un equipo de climatización y su habilidad para condicionar confortablemente un edificio depende enormemente de la precisión de los cálculos de cargas térmicas utilizados para dimensionar tales equipos. Un sobredimensionamiento significativo del sistema puede

conducir a tener dificultades en el control de temperatura y humedad, problemas con moho (en casos extremos con climas muy húmedos), y un menor rendimiento del sistema en general debido a los ciclos cortos de funcionamiento. Los problemas asociados a subdimensionamiento incluyen también dificultad para controlar temperaturas y largas horas de uso (lo que requerirá una capacidad extra de GHE en casos de usar GSHP) (...). (p.3-2).

Las cargas térmicas de diseño, como definición, corresponden a las potencias que debería entregar y/o absorber el equipo climatizador para mantener una condición de confort interna deseada durante los casos anuales extremos. Para el caso invernal, la metodología se basa en un análisis estacionario sobre el comportamiento de la construcción sin tener en cuenta las cargas internas. Por otro lado, el caso de refrigeración se evalúa de forma transitoria teniendo en cuenta tanto las cargas externas como las internas.

Los sistemas convencionales de climatización, que transfieren calor con la atmósfera, pueden ser dimensionados simplemente en función de las cargas de diseño. Debido a esto, en tales casos el modelado energético es utilizado básicamente para conocer dichas cargas, mientras que la estimación de requisitos energéticos es un parámetro secundario, ya que no modifica el COP del sistema convencional.

Contrariamente al razonamiento anterior, la clave para un correcto diseño de un sistema GSHP es lograr el balance térmico anual entre la inyección y extracción de calor en el suelo, o en todo caso, compensar el desbalance con mayor volumen de suelo alrededor del GHE. Por ende, no sólo es necesario calcular las cargas térmicas pico, sino que también lo son los requisitos energéticos asociados.

En función de la potencia y flexibilidad que tenga el modelo de dimensionamiento del GHE, será requerido un tipo u otro de modelado energético. Por ejemplo, si se diseña un GHE a través de un software comercial, lo lógico sería cargarle datos de cargas térmicas lo más detalladas posible, de forma tal de que se maximice el potencial del método y los resultados sean mejores.

Enfocándose en el cálculo de cargas térmicas de diseño, se pueden encontrar métodos empíricos, modelos simplificados y herramientas sofisticadas basadas en software. Respecto a las herramientas empíricas, no se profundizará ya que no son recomendadas, tal como indica IGSHPA (2009): “para cualquier tipo de edificación, es una mala práctica usar reglas empíricas al calcular cargas térmicas de diseño. Tales cargas dependen de condiciones que son únicas para cada construcción como su ubicación, tipo de construcción y calidad, orientación y uso.”. Dentro de los modelos simplificados, en Argentina se cuenta con las normas “IRAM 11659” e “IRAM 11604”, las cuales pueden utilizarse para calcular las cargas térmicas pico de refrigeración y calefacción, respectivamente. Internacionalmente, cada país suele tener su normativa local, como por ejemplo en España se tiene la norma “UNE-EN 12831” para cálculo de cargas de diseño para calefacción o en EEUU se cuenta con “ASHRAE Handbook of Fundamentals”. Tales normativas, si bien son avaladas por las instituciones, tienen sus limitaciones en cuanto a la flexibilidad de poder modelar todas las condiciones físicas que impactan en las cargas térmicas. Por último, los métodos basados por software corresponden a los más completos y versátiles en la actualidad, como por ejemplo *EnergyPlus*, *Trnsys*, *eQuest*, *Design Builder*, entre otros.

Mientras tanto, para el cálculo de los requisitos energéticos de climatización, se cuenta con las siguientes alternativas (IGSHPA, 2009):

- El método “*Degree Day*”: el más sencillo y menos seguro de los métodos de estimación. Sólo se recomienda si la eficiencia del equipo climatizador es constante y no depende de las condiciones climáticas exteriores, lo cual suele ser inusual.
- “*Bin Method*”: se ajusta mejor para la estimación de la cantidad de energía consumida para casos residenciales. Tiene en consideración las condiciones climáticas externas y las cargas parciales del equipo.
- “*Hour-by-hour Method*”: herramienta extremadamente detallada para estimación de requisito energético y la que mejor se ajusta para grandes proyectos comerciales donde se requiere una precisión considerable. (p. 3-29).

Mayores detalles sobre cada metodología, en particular el Bin Method puede encontrarse tanto en IGSHPA (2009) como en IDAE (2012).

Respecto al actual trabajo de Tesis, se decidió realizar el modelado geométrico y energético detallado del caso de estudio con el software de interfaz gráfica “*OpenStudio*” (que funciona con EnergyPlus como motor de cálculo), el cual permite obtener tanto las cargas térmicas de diseño y como los requisitos energéticos asociados. Ambos softwares son mundialmente reconocidos y utilizados, en gran parte por ser libre y gratuito y desarrollados por el Departamento de Energía de EEUU (DOE en sus siglas en inglés).

3. CASO DE ESTUDIO

3.1 Introducción y presentación del caso

Tal como se adelantó en el capítulo “Presentación del problema y objetivos”, para poder confirmar la viabilidad técnica y económica del aprovechamiento del recurso geotérmico de baja temperatura para la climatización con bomba de calor en Rafaela, fue necesario analizar un caso de estudio.

El mismo se trató de una escuela rural ficticia ubicada en las afueras de la localidad de Rafaela, en el centro-oeste de la provincia de Santa Fe (ver Fig. 16). La misma fue concebida arquitectónicamente con conceptos bioclimáticos, como por ejemplo una correcta orientación, sombreados estratégicos y aberturas que faciliten la ventilación natural. Por otro lado, el diseño constructivo también contempla una correcta aislación térmica, en concordancia con los presupuestos típicos para este tipo de proyectos.

El lote donde se ubica el centro educativo tiene unas dimensiones de 50x50 metros. La distribución del área cubierta se resume en la Tabla 7:

Sala	Área (m ²)	Volumen (m ³)	Climatización
Aula 1	56.62	203.81	SI
Aula 2	56.62	203.81	SI
Aula 3	56.62	203.81	SI
Aula 4	56.62	203.81	SI
Dirección	12.92	35.53	SI
Secretaría	12.92	35.53	SI
Pasillo	103.00	283.25	NO
Baños	23.60	64.90	NO
Sala de máquinas	4.79	13.16	NO
Preceptoría	17.33	47.64	SI
Sala música	11.55	31.76	SI
Cocina	11.55	31.76	NO
Depósitos	11.90	32.73	NO
Sala Usos Múltiples (SUM)	142.57	534.64	NO
Total	578.58	1926.16	
Total climatizado	281.20	965.70	

Tabla 7 – Resumen de superficie techada de escuela rural.

Los planos constructivos se presentan en el Anexo I.

Se consideró que las salas con ocupación regular y continua debían ser climatizadas. Por ende, los depósitos, cocina, baños y pasillo sólo fueron ventilados a través de sus aberturas e infiltraciones de manera natural. Respecto al SUM, se tuvo el criterio de no incluirlo como parte de la zona a climatizar debido a dos razones: en primer lugar, se le estimó una ocupación irregular o esporádica y, por otro lado, siendo la sala de mayor volumen, requeriría una potencia instalada importante, que sería mejor atender a través de un sistema independiente.

Respecto a la ocupación, se simuló una cantidad de 96 alumnos y 10 empleados. Las fechas y horarios de funcionamiento del establecimiento fueron:

- Desde el 06/02 al 03/03: jornada parcial, solo administrativa (lunes a viernes 7am a 12pm).
- Desde el 04/03 al 01/12: jornada completa (lunes a viernes 7am a 8pm).
- Desde el 10/07 al 21/07: receso invernal, sin empleados ni alumnos.
- Desde el 02/12 al 22/12: jornada parcial, solo administrativa (lunes a viernes 7am a 12pm).
- Desde el 23/12 al 05/02: receso de verano, sin empleados ni alumnos.
- Domingos y sábados cerrado.

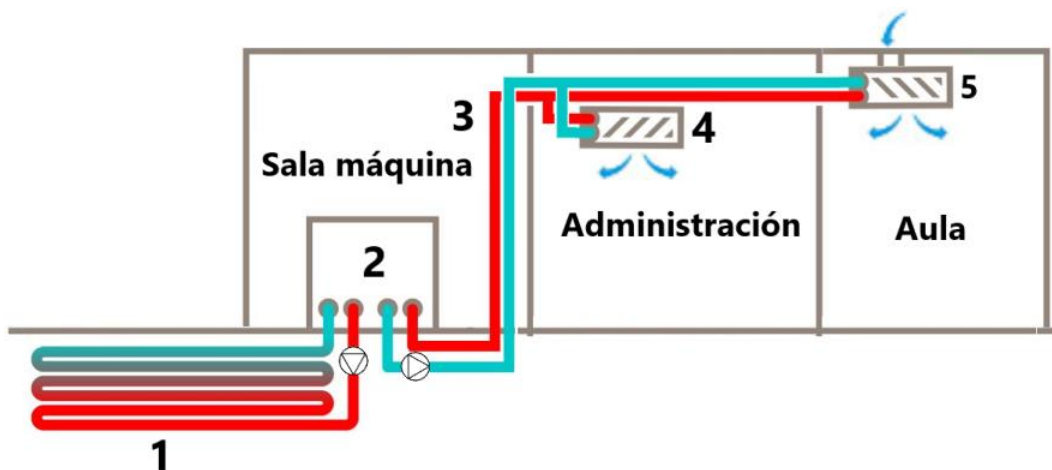


Figura 57 - Esquema del sistema HVAC de la escuela rural para el modo refrigeración.
Fuente: Elaboración propia.

El sistema HVAC del caso de estudio fue concebido como un sistema centralizado (ver Fig. 57), en el cual una GSHP agua-agua (2) alimenta con agua fría/caliente al sistema secundario (3). La climatización fue distribuida en cada espacio a través de unidades terminales independientes:

- Las áreas administrativas y sala de música con “fan-coils” (4).
- Las aulas disponiendo de “fan-coils” con entrada de aire exterior (5), debido a que la gran cantidad de personas que las utilizan necesitan una renovación forzada del aire para garantizar un nivel de calidad mínimo.

Por otro lado, el GHE (1) fue diseñado con geometría horizontal por considerarse que es el modelo que menos inversión y mano de obra calificada requiere durante su instalación y, además, porque se tenía la hipótesis de que el lote del establecimiento disponía de suficiente cantidad de área libre.

3.2 Modelado energético

3.2.1 Definición de geometría y materiales

La geometría indicada en el proyecto constructivo fue plasmada digitalmente a través de un complemento que enlaza EnergyPlus con el software de dibujo 3D *SketchUp* (ver Fig. 58 y Fig. 59).

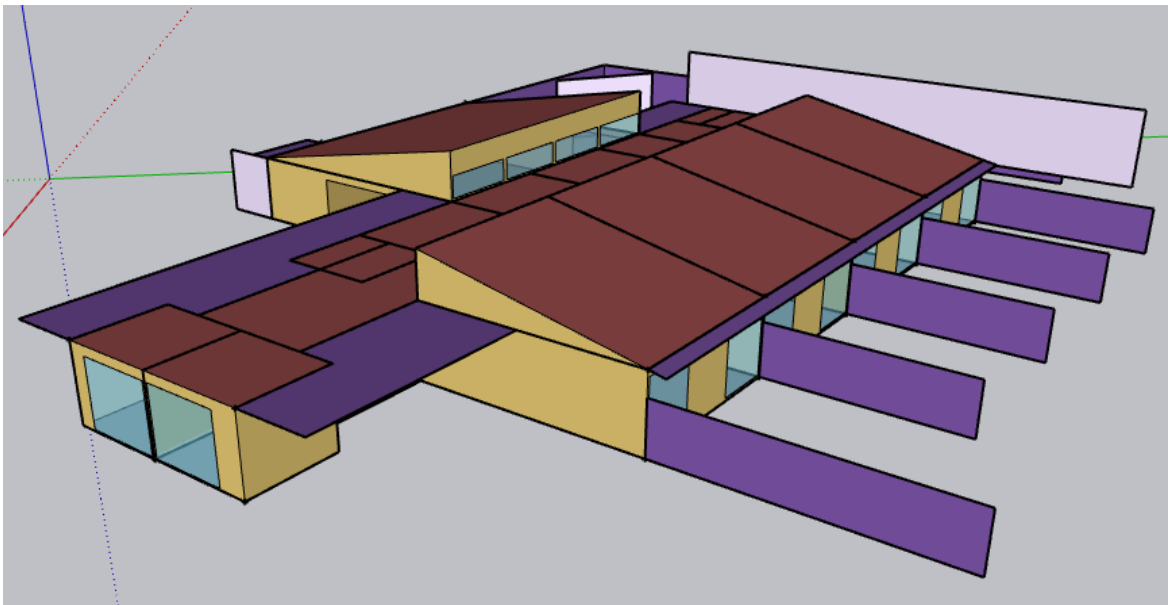


Figura 58 - Vista este de la escuela rural.

En la Tabla 7 ya se adelantó parte de la información referida a geometría, además de indicarse el Anexo 1 como la fuente de todos los detalles en el proyecto constructivo.

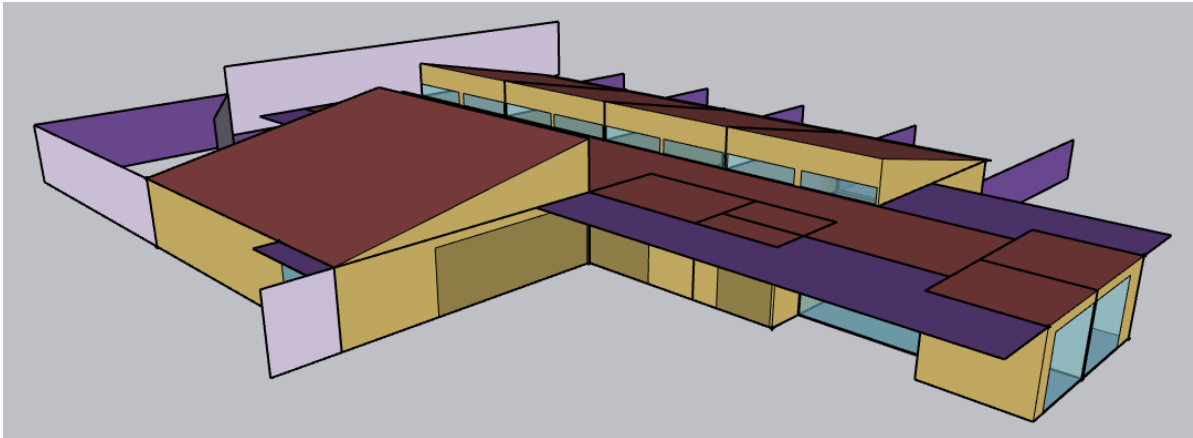


Figura 59 - Vista sur de la escuela rural.

El establecimiento contó con dos tipos de techados: inclinado en las aulas y SUM y del tipo plano en el resto de la construcción. Respecto a las paredes, todas tienen las mismas características constructivas, con un detalle: el diseño arquitectónico bioclimático eligió ubicar estratégicamente muebles de biblioteca de forma tal que funcionen como aislantes térmicos (ver en Anexo I las ubicaciones). Las características de cada tipo de construcción se detallan en la Tabla 8:

Set de construcción	Capa	Espesor (mm)	Resistencia térmica (m ² °K/W)	Área total (m ²)
Techo plano	Membrana impermeable	9.5	1.52	200.4
	Cemento ligero	100		
	Poliestireno expandido	50		
	Losa hormigón armado	100		
	Revestimiento Estuco	25		
Techo inclinado	Chapa Aluzinc	0.5	1.43	371.6
	Lana de vidrio	50		
	Capa de aire	500		
	Placa tipo Durlock	15		
Pared	Revestimiento Estuco	25	0.53	585.6
	Ladrillo hueco	180		
	Revestimiento Estuco	25		
Pared con mueble	Revestimiento Estuco	25	0.85	68.7
	Ladrillo hueco	180		
	Revestimiento Estuco	25		
	Madera	10		
	Capa de aire	500		
	Madera	10		

Tabla 8 – Resumen de sets de construcción de la escuela rural.

Por otro lado, las puertas y portones fueron representados como aberturas de chapa de 2mm de espesor. Las ventanas, por su parte, se modelaron como

superficies vidriadas sin marco, todas con un vidrio laminado 3+3mm que tiene un coeficiente de conductividad global $U=5.6 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Finalmente, se modelaron las superficies exteriores referidas a medianeras, soleras y líneas de árboles. La flora fue programada con una transmitancia variable para simular el efecto de las hojas caduca, que favorece la ganancia solar en invierno y la limita durante la época estival. Todos los sombreados se observan de color violeta y blanco en las Fig. 58 y Fig. 59.

3.2.2 Definición de cargas térmicas

La modelación de las cargas térmicas se llevó a cabo a través de dos tipos: cargas internas e infiltraciones exteriores. Las primeras, se refieren a la utilización de cada recinto y dependen de la ocupación de los espacios (iluminación, equipos eléctricos, calor emitido por personas). Por otro lado, las infiltraciones son pérdidas térmicas indeseadas a través de las aberturas.

A continuación, se indican las ocupaciones humanas de los distintos espacios modelados para las épocas de pleno funcionamiento:

- Sectores administrativos: ocupación continua de 7am a 8pm.
- Aulas: ocupación entre 7am/11am y 1pm/8pm.
- SUM y sala de música: ocupación entre 11am/12 pm y 4pm/5pm.
- Cocina: ocupación despreciable, no fue modelada.
- Baños: ocupación despreciable, no fue modelada.
- Pasillo: su ocupación no fue modelada por considerarse espacio de tránsito.
- Depósitos y sala de máquina: ocupación nula, no fue modelada.

El resumen de las cargas térmicas de cada uno de los espacios que corresponden a la escuela se presenta en la Tabla 9:

Espacio	Iluminación	Cantidad personas	Actividad humana	Equipos eléctricos	Infiltración nominal (ren/h)
Aula 1	LED 8 W/m ²	25	80 W/persona	-	0.58
Aula 2	LED 8 W/m ²	25	80 W/persona	-	0.58
Aula 3	LED 8 W/m ²	25	80 W/persona	-	0.58
Aula 4	LED 8 W/m ²	25	80 W/persona	-	0.58
Dirección	LED 8 W/m ²	2	120 W/persona	2xPC 345W	1.45
				Equipo música 150W	
Secretaría	LED 8 W/m ²	2	120 W/persona	2xPC 345W	1.45
				Equipo música 150W	

Pasillo	-	-	-	-	2
Baños	-	-	-	-	2
Sala de máquinas	-	-	-	-	2
Preceptoría	LED 8 W/m ²	2	120 W/persona	2xPC 345W	2
Sala música	LED 8 W/m ²	8	150 W/persona	TV 300W	2
				Equipo música 150W	
Cocina	-	-	-	Microondas 800W	2
				Heladera 360W	
Depósitos	-	-	-	-	2
Sala Usos Múltiples (SUM)	LED 8 W/m ²	40	150 W/persona	10xPC 345W	0.6
				Equipo música 150W	
				TV 300W	

Tabla 9 – Resumen de cargas internas de la escuela rural.

Las cargas internas son activadas en concordancia con la ocupación de los espacios. Mientras tanto, las infiltraciones fueron calculadas por el método de las hendidias (Diaz y Barreneche, 2005) para los espacios de Aulas, Dirección, Secretaría y SUM. El resto de los espacios, al no ser posible una estimación correcta, fueron considerados con 2 ren/h, respetando lo indicado por la norma IRAM 11604 en tales casos.

La renovación forzada dispuesta para las aulas tiene como fin mantener un nivel mínimo de calidad de aire en tales entornos con gran cantidad de personas. Dicho nivel mínimo de renovación fue tomado de la Tabla 6.1 de ASHRAE (2003), la cual fija un caudal mínimo de aire exterior de 5 l/s.persona para aulas utilizadas por alumnos de 9 años en adelante:

$$Q_{\text{renovación}} = 5 \frac{l}{s.persona} = 18 \frac{m^3}{h.persona}$$

$$Q_{\text{renovación-aula}} = 18 \frac{m^3}{h.persona} \cdot 25 \text{ personas} = 450 \frac{m^3}{h}$$

$$\text{Renovación}_{\text{aula}} = \frac{Q_{\text{renovación-aula}}}{\text{Volumen}_{\text{aula}}} = \frac{450 \frac{m^3}{h}}{203.81 m^3} = 2.2 \frac{\text{ren}}{h}$$

3.2.3 Ejecución de la simulación y resultados

Las simulaciones en EnergyPlus constaron de dos partes: simulación de Design Days y la simulación anual. La primera evaluó la escuela bajo la conjunción de las condiciones límites exteriores e interiores, con el objetivo de cuantificar la potencia máxima de diseño del sistema HVAC, tanto de refrigeración como calefacción.

Mientras tanto, la simulación anual se llevó a cabo para calcular las potencias de climatización y el requerimiento energético asociado a lo largo de todo un año, bajo las condiciones de cargas térmicas interiores promedio y exteriormente bajo un año meteorológico típico (*TMY*, del inglés *Typical Meteorological Year*).

Además, las simulaciones fueron ejecutadas aplicando un modelo de sistema HVAC que EnergyPlus denomina "*Ideal Loads Air System*". El mismo está programado para proporcionar un flujo de aire de refrigeración y/o calefacción con un caudal suficiente para lograr cumplir con los termostatos configurados. Tal modelo de HVAC es utilizado en general con propósitos de cuantificar la potencia requerida para climatizar la construcción.

Respecto a los datos meteorológicos, se decidió utilizar los correspondientes a la localidad disponible más cercana, Sauce Viejo, al carecer de datos propios de Rafaela. Los mismos, fueron obtenidos del sitio web *climate.onebuilding.org* y estuvieron basados en valores meteorológicos registrados en el período 2004-2018. Tal decisión no supuso una fuente de error apreciable, entendiendo que ambas ciudades se encuentran a sólo 80 km entre sí y con latitud similar (ver Fig. 60).



Figura 60 - Ubicación datos meteorológicos para el caso de estudio. Fuente: Google Earth.

La temporada de calefacción fue modelada desde el 10 de abril al 06 de octubre con un termostato que mantuvo una temperatura mínima de confort de 22°C para los espacios a climatizar. Mientras que el período de refrigeración fue representado

en los períodos entre el 06 de febrero al 09 de abril y del 07 de octubre al 22 de diciembre, con un termostato de 26°C. Las excepciones fueron el recesos y fines de semana.

3.2.3.1 Simulación Design Days

Se utilizó un día de diseño para calefacción con una temperatura constante de 0.4°C y un día de diseño para refrigeración con una temperatura máxima de 37.8°C. En función de los datos suministrados por la fuente *climate.onebuilding.org*, tales condiciones meteorológicas corresponden estadísticamente al 0.4% y 99.6% de las condiciones anuales de refrigeración y calefacción, respectivamente. Es decir, de las 8760 horas anuales, estadísticamente sólo 35 horas estarían por debajo de 0.4°C y por encima de 37.8°C.

En la Fig. 61 se puede apreciar un resumen de los resultados de la simulación de Design Days. Los valores en el eje Y de la izquierda representan cuáles fueron las potencias (W) -en promedio horario- que debería tener el equipo HVAC, idealmente, para satisfacer los termostatos impuestos. Por otro lado, el eje de ordenadas derecho corresponde a la temperatura exterior de bulbo seco (°C).

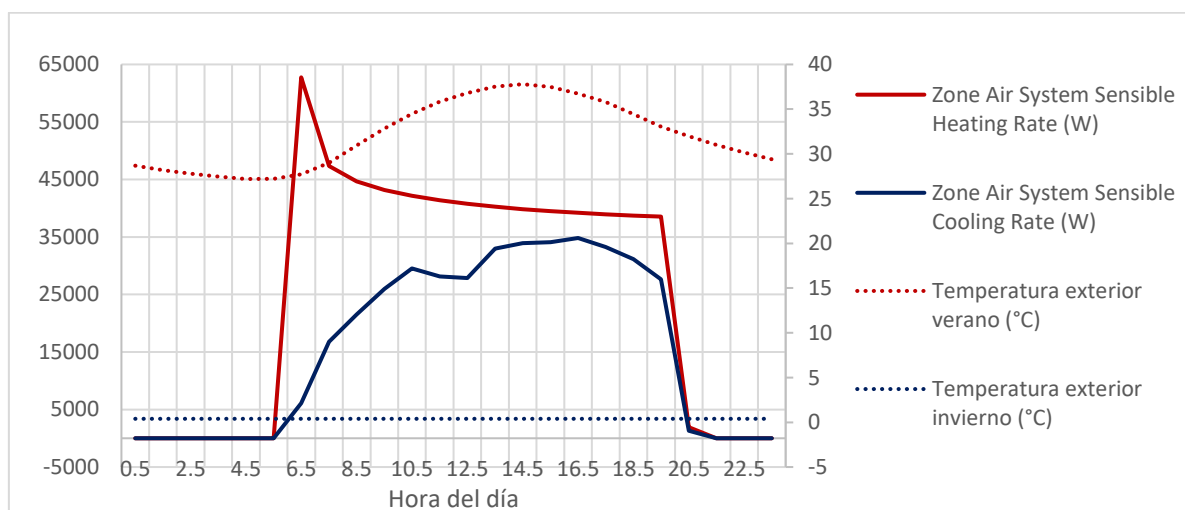


Figura 61 – Cargas térmicas ideales para los Design Days. Fuente: Elaboración propia en base a los resultados de EnergyPlus.

Analizando las curvas, la potencia de calefacción tiene su pico máximo a primera hora, cuando todo el establecimiento está frío y tiene que calefaccionarse hasta llegar a 22°C. Con el correr de las horas, el aumento de la temperatura y la radiación

solar hicieron que el requisito disminuyese, hasta el horario de cierre del establecimiento.

Respecto a la curva de potencia ideal de refrigeración, la lógica fue distinta, ya que la misma fue creciendo conforme pasaban las horas del día y aumentaba la temperatura y radiación exterior. Se vio un pequeño deceso al mediodía, correspondiente al recambio en el cual no eran utilizadas las aulas, para luego retomar y llegar al pico de las 4pm.

En conclusión, se definieron los siguientes valores de diseño:

$$Potencia\ diseño_{calefacción} = Q_h = 65\ kW\ @\ 0.4^{\circ}C$$

$$Potencia\ diseño_{refrigeración} = Q_c = 35\ kW\ @\ 37.8^{\circ}C$$

3.2.3.2 Simulación anual

Los resultados están condensados en la Fig. 62, teniendo en el eje de ordenadas las potencias ideales (W) en promedio horario:

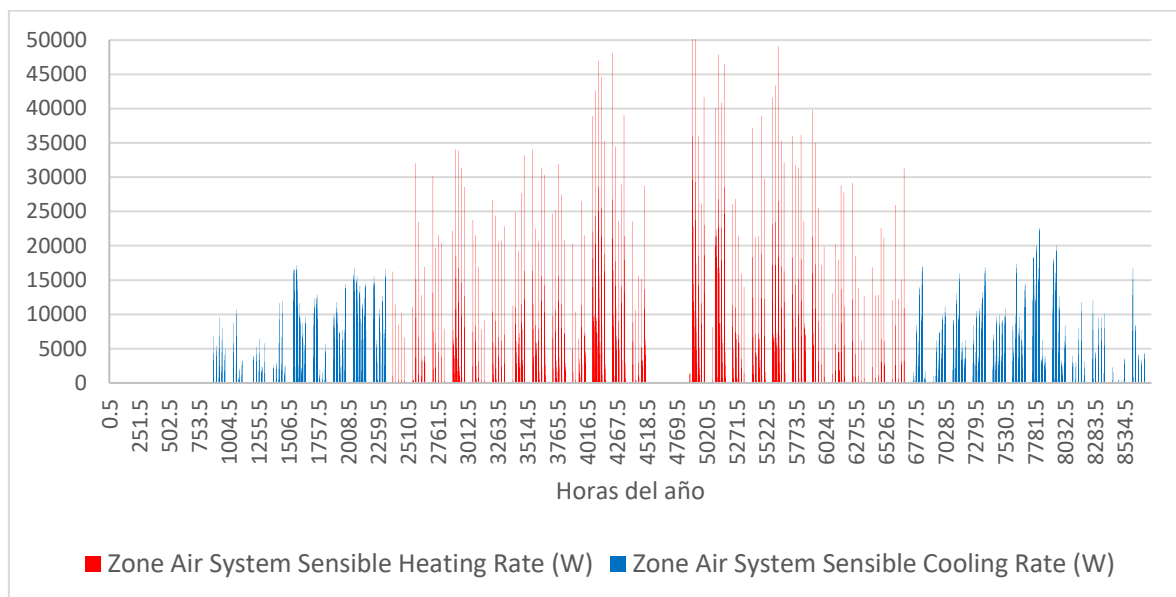


Figura 62 - Cargas térmicas ideales anuales. Fuente: Elaboración propia en base a los resultados de EnergyPlus.

El patrón observado en la Fig. 61 se repitió a lo largo del año, teniendo los picos de potencias ideales de calefacción durante el encendido matutino del sistema HVAC y los picos de refrigeración durante las tardes. También se notaron claramente los recesos escolares, tanto el estival como el invernal. Parece ser bastante lógico que

el pico de calefacción se haya dado en la última semana de julio, mientras que el de refrigeración fuese en la última de noviembre, ya que diciembre tuvo una ocupación parcial.

Para mayores detalles, las dinámicas diarias fueron graficadas durante las dos semanas pico (fin de julio y fin de noviembre) en las Fig. 63 y Fig. 64. Se pueden observar las potencias ideales (W) en promedio horario con las temperaturas internas y externas.

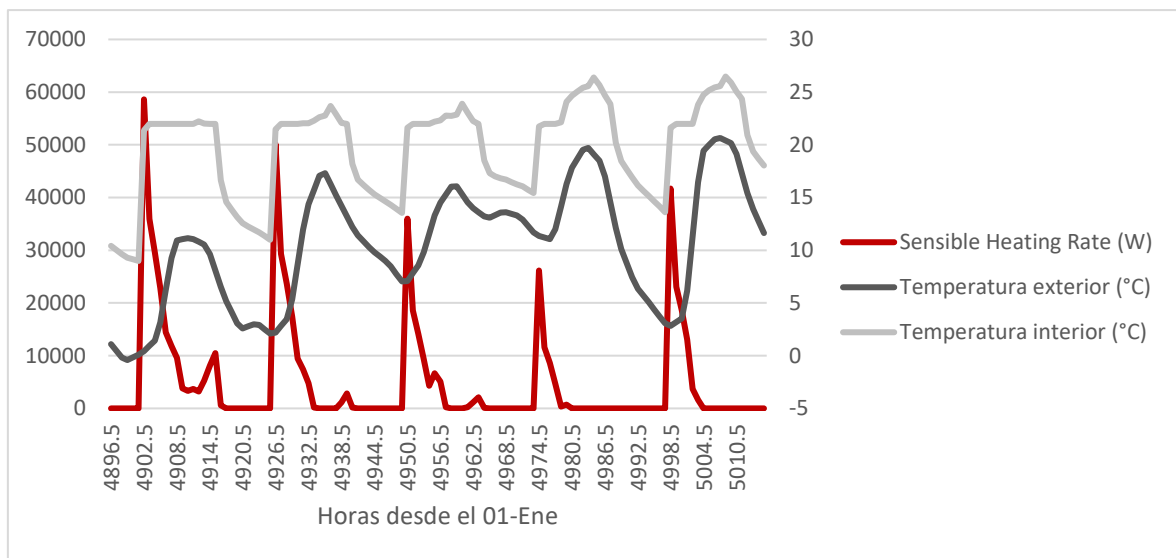


Figura 63 - Temperaturas y carga térmica de calefacción para la semana pico (fin de julio) de la simulación anual. Fuente: Elaboración propia en base a los resultados de EnergyPlus.

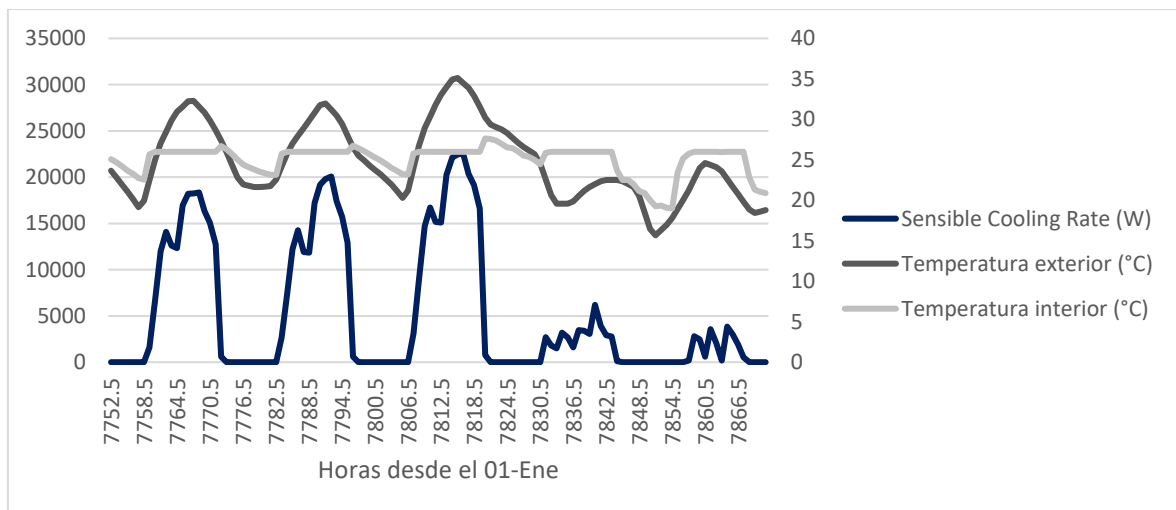


Figura 64 - Temperaturas y carga térmica de refrigeración para la semana pico (fin de noviembre) de la simulación anual. Fuente: Elaboración propia en base a los resultados de EnergyPlus.

En primer lugar, se nota el correcto funcionamiento de los termostatos que mantienen las temperaturas internas dentro del límite inferior de 22°C en invierno y

de 26°C en verano. Por otro lado, se aprecia que, durante la temporada invernal, el requisito térmico del sistema HVAC decae rápidamente, como resultado del importante aporte térmico que hacen las masas de ocupación humana y el aumento de temperatura exterior. Mientras tanto, durante la semana estival, las potencias de refrigeración ideales poseen un perfil creciente y sostenido en el tiempo, obviamente en función de las cargas internas y externas (radiación y temperatura atmosférica) crecientes.

Por último, la Fig. 65 aporta valiosos resultados referidos al requisito energético (MJ) ante las condiciones simuladas. Anualmente, se desprende que el 49% de la energía sería para refrigeración y el restante 51% para calefacción, con lo cual resultó ser un excelente balance de cargas anuales para el aprovechamiento geotérmico de baja temperatura. Vale la aclaración que tal reparto de cargas -49% y 51%- corresponden a las cargas del edificio y no a las cargas inyectadas y absorbidas por el suelo. Para calcular estas últimas, se debería tener en cuenta el efecto del COP de la bomba de calor.

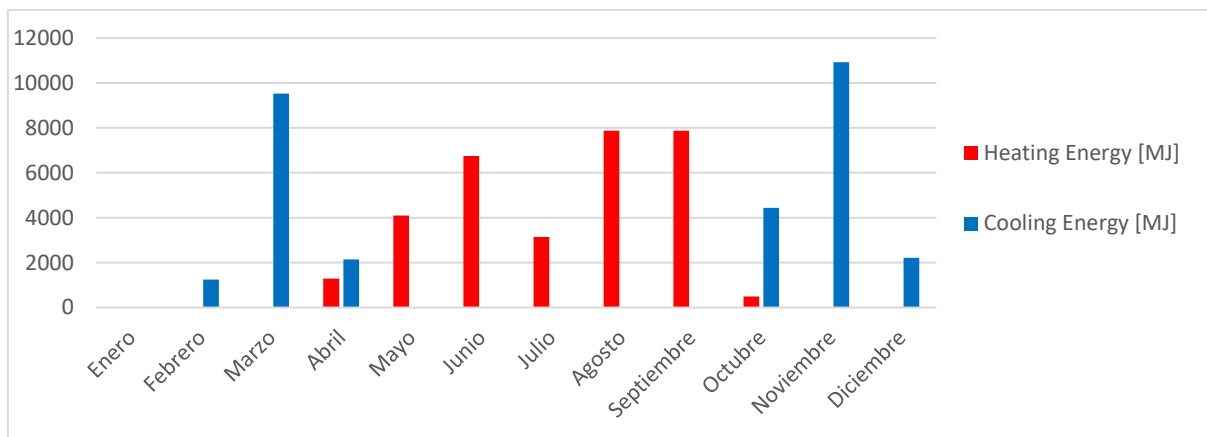


Figura 65 - Energía mensual requerida para climatización (MJ). Fuente: Elaboración propia en base a los resultados de EnergyPlus.

3.3 Caracterización de las propiedades del suelo

Afortunadamente para el trabajo de Tesis, el estudio del suelo del área pampeana argentina es una de las incumbencias más importantes para una de las principales actividades económicas de la zona: la agricultura. En base a tales necesidades, existía abundante información al respecto, como la tipificación del suelo y el estudio de la evolución de las napas freáticas.

Por otro lado, la bibliografía referente a geotermia ofreció una vasta cantidad de tablas que permitieron obtener conductividades térmicas, capacidades caloríficas y difusividades térmicas, en función de la textura y humedad del suelo.

La *textura* es una característica fundamental del suelo que refiere al tamaño de las partículas que lo componen. “La estructura del suelo afecta directamente la aireación, el movimiento del agua en el suelo, la conducción térmica, el crecimiento radicular y la resistencia a la erosión” (FAO, 2022). Se define como arena a las partículas con un tamaño mayor a $63\ \mu\text{m}$, limo a las que se encuentran entre $2\text{-}63\ \mu\text{m}$ y, por último, arcilla a las correspondientes a menos de $2\ \mu\text{m}$.

En función de la combinación de proporciones entre los tres componentes, se definen distintas clases texturales (ver Fig. 66, la cual intencionalmente muestra la versión original y en idioma español para dejar en claro cuál es, oficialmente, la traducción de cada una de las clases texturales).

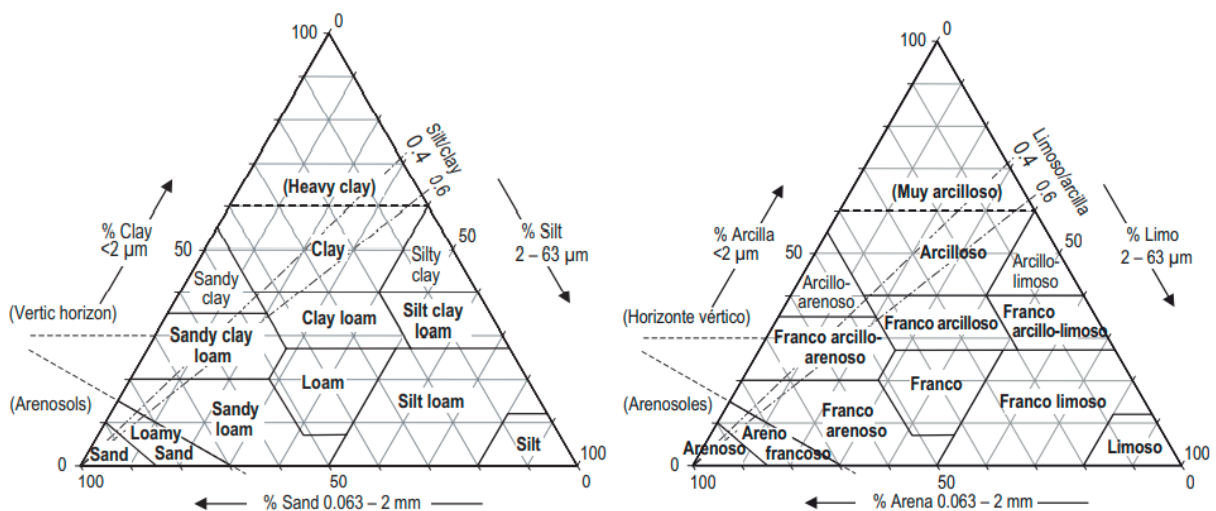


Figura 66 - Definición de clases texturales. Fuente: FAO (1990).

Por ende, la metodología seleccionada fue:

- I. Caracterizar qué tipo de textura es la referente a la zona.
- II. Analizar el comportamiento de las napas freáticas de la zona para estimar qué humedad es esperable en un sistema horizontal.
- III. Resumir las distintas fuentes bibliográficas para fijar valores de diseño de conductividad, capacidad térmica y difusividad.

3.3.1 Caracterización de la textura del suelo según la Carta de Suelos de la República Argentina

Se recurrió a la “Carta de suelos de la República Argentina” (INTA, 1990), en particular la correspondiente a la provincia de Santa Fe. La misma es una unificación de trabajos realizados desde la década de 1960 hasta fines de 1990. Dentro de las distintas informaciones recopiladas en tal trabajo, se encontró la clasificación de los suelos de acuerdo al sistema norteamericano “Soil Taxonomy” (USDA-SCS, 1975), a través de “unidades cartográficas” que representan suelos con similares características de textura. En la zona de Rafaela, el relevamiento sistemático de suelos fue realizado a una escala semidetallada (1:50.000).

La ubicación y distribución geográfica de la unidad cartográfica correspondiente a la zona de la escuela rural se puede observar en la Fig. 67 y su nombre es “RAF-a”. Tal unidad cartográfica está caracterizada 100% por la serie denominada “RAF”, la cual tiene las características indicadas en la Tabla 10.

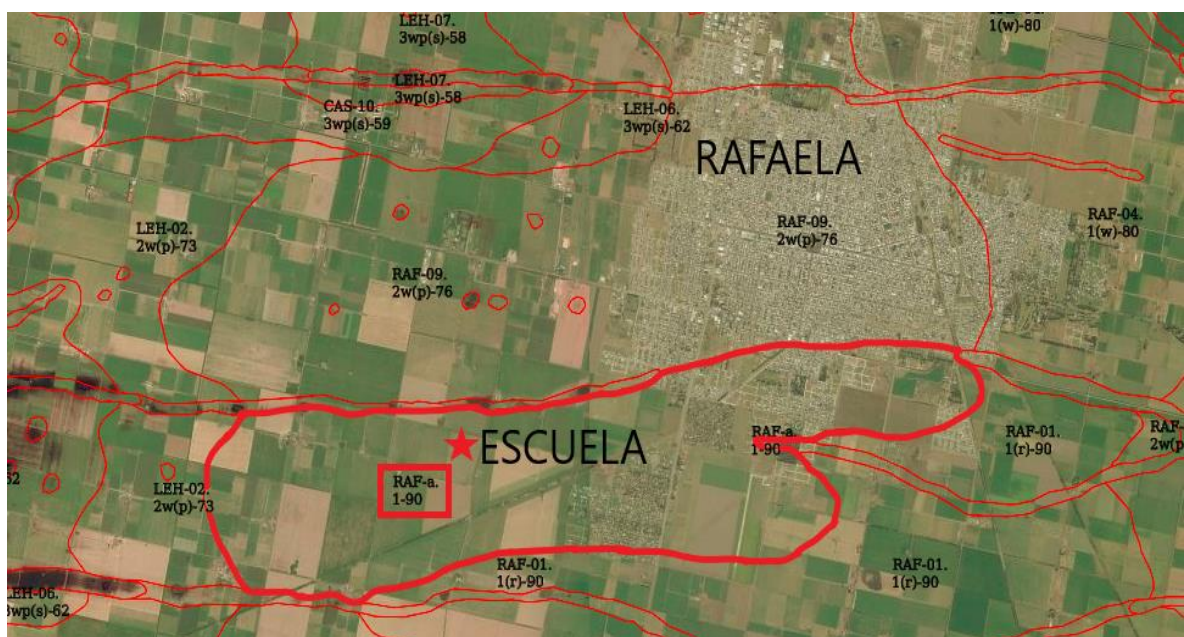


Figura 67 – Ubicación geográfica de la unidad cartográfica del suelo (RAF-a) correspondiente el caso de estudio, según Carta de Suelos de Santa Fe. Fuente: Visor GeoINTA.

HORIZONTE		A	BA	Bt1	Bt2	Bt3	BC	C
Profundidad muestra	cm	5 - 15	25 - 30	40 - 55	70 - 85	100 - 110	120 - 135	145 - 160
Arcilla < 2 μ	%	26.0	27.5	38.0	40.5	33.0	30.5	29.5

Limo 2-50 μ	%	72.0	69.0	59.5	57.5	65.0	68.0	65.0
Arena >50 μ	%	2.2	2.8	2.1	1.7	2.2	1.0	4.8

Tabla 10 – Datos analíticos serie RAF. Fuente: Carta de suelos de la República Argentina - Hoja 3163-36y35; San Jorge-Las Petacas. (1990).

En función de los datos suministrados en la Tabla 10 y la definición de clases texturales de la Fig. 66, se pudo concluir que el suelo representativo de la zona de la escuela rural tiene una textura del tipo “silt clay loam” o en español “franco-arcillo-limoso” (ver Fig. 68).

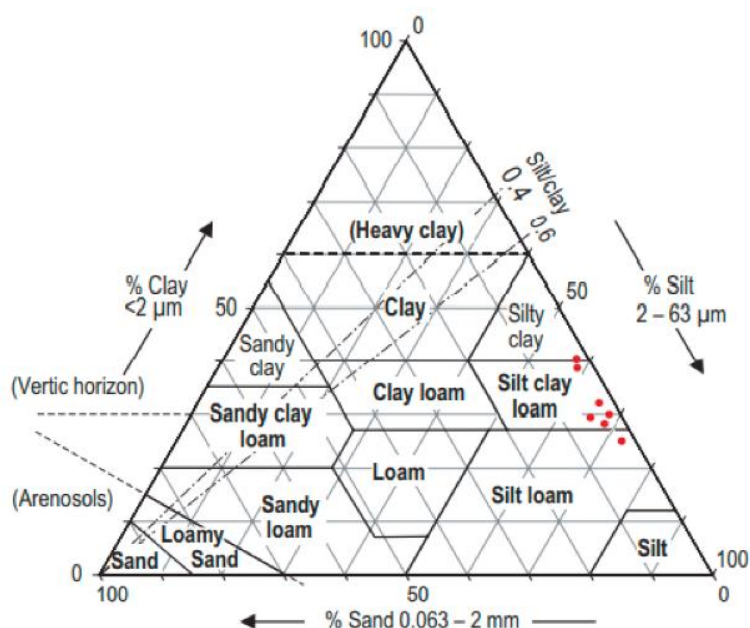


Figura 68 - Clasificación de texturas de las muestras que representan la serie RAF. Fuente: Elaboración propia.

3.3.2 Caracterización de la textura del suelo según Programa Nacional de Cartas Geológicas de la República Argentina

El Programa Nacional de Cartas Geológicas de la República Argentina (Servicio Geológico Minero Argentino (Segemar) e Instituto Federal de Geociencias y Recursos Naturales de Alemania (BGR), 2002) correspondió a un trabajo de análisis geológico del territorio nacional. Concretamente, en la Hoja 3160III, se detalló la zona de Rafaela con una escala de 1:250.000.

En tal trabajo, el suelo de Rafaela es clasificado por el código “P3E1”, correspondiente a “depósitos loésicos” (Segemar y BGR, 2002) (ver Fig. 69). Para explicar el significado de “loess”, se recurrió a Rocca et. al. (2006):

Los loess son suelos predominantemente limosos cuyo nombre es indicativo del estado de su estructura interna. Fueron estudiados por primera vez en Alemania en formaciones de la cuenca del Rin, donde surgió su denominación. Esta palabra tiene la misma raíz que “loose” en inglés y significa suelto. Si bien ha habido algunas controversias sobre su génesis, se acepta que son suelos formados por acción eólica (loess primario) que pueden ser retransportados y redepositados por otros medios (loess secundario o loessoides).

Fue Teruggi (1957) quien dio la primera explicación comprensible con un esquema que actualmente se considera sobresimplificado. En el caso del Tipo Pampeano, predominan partículas de origen volcánico originadas en los Andes Centrales y en la Patagonia. Ellas fueron transportadas por agentes erosivos como glaciaciones y fluviales hacia el norte de la Patagonia. De allí las partículas fueron transportadas por la acción de los vientos del S - SW hacia el centro del país. (p. 149-150).

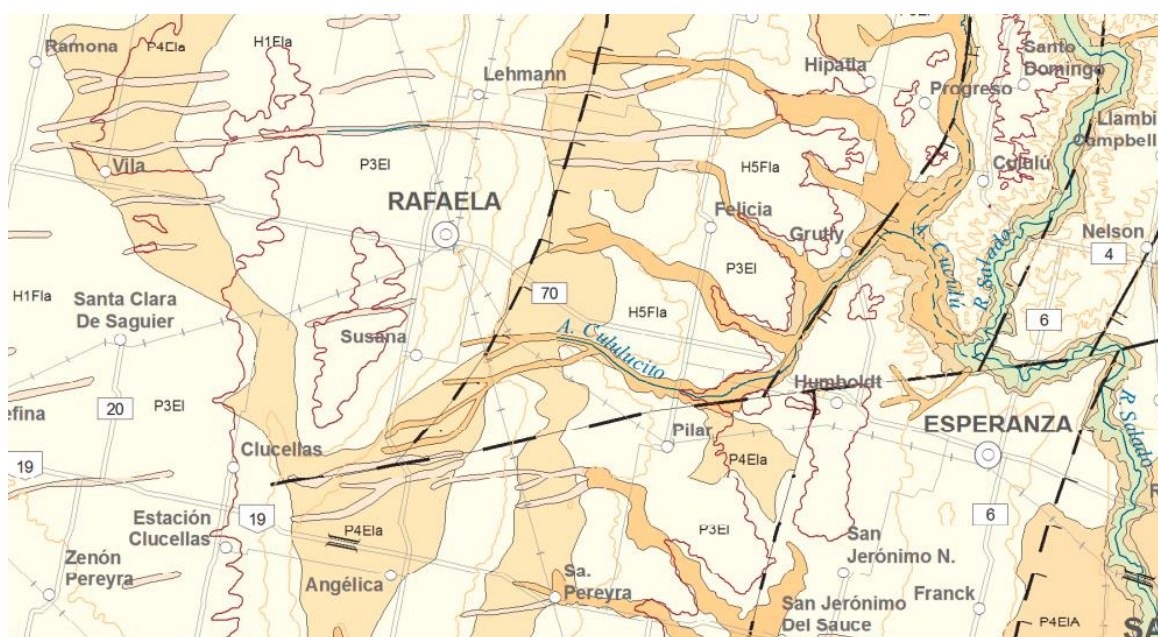


Figura 69 - Mapa geológico de la provincia de Santa Fe. Fuente: Instituto de Geología y Recursos Minerales, Segemar (2016).

Volviendo a la bibliografía de Segemar y BGR (2002), la unidad litográfica correspondiente al caso de estudio en Rafaela “P3EI”:

Está compuesta por depósitos de loess típico, limo arcilloso con muy escasa arena, color castaño rojizo a amarillento (10 YR 5/4), sin estratificación, friable. Posee escasas a moderadas concreciones de tosca de hasta 5 cm de tamaño y de formas diversas, y concreciones de óxidos de Fe y Mn; son muy abundantes los canalículos menores a 1 mm de diámetro. Debido a la escasez de afloramientos solamente se han podido medir, en forma directa, unos 5 metros de espesor; según datos de subsuelo se estima un espesor máximo de 40 metros a la altura de Rafaela, y una continua disminución hacia el este, llegando a 10 metros o menos a la altura de Esperanza. (p. 19).

En conclusión, todas las fuentes bibliográficas confirmaron que la textura de suelo predominante en la zona de Rafaela es la limo-arcillosa. Además, el trabajo de Segemar y BGR (2002) indicó que tal unidad litográfica "P3EI" tiene una profundidad estimada de 40 metros en la zona de Rafaela.

3.3.3 Análisis del comportamiento de las napas freáticas

Los análisis de los niveles de agua subterránea para la zona de Rafaela son realizados rutinariamente en la sede del Instituto Nacional de Tecnología Agropecuaria (INTA) Rafaela, ubicada a 7km al norte de la ciudad. En la Fig. 70 se condensan los valores recopilados durante cuatro décadas e indican una relación directa entre el nivel freático y el balance hídrico:

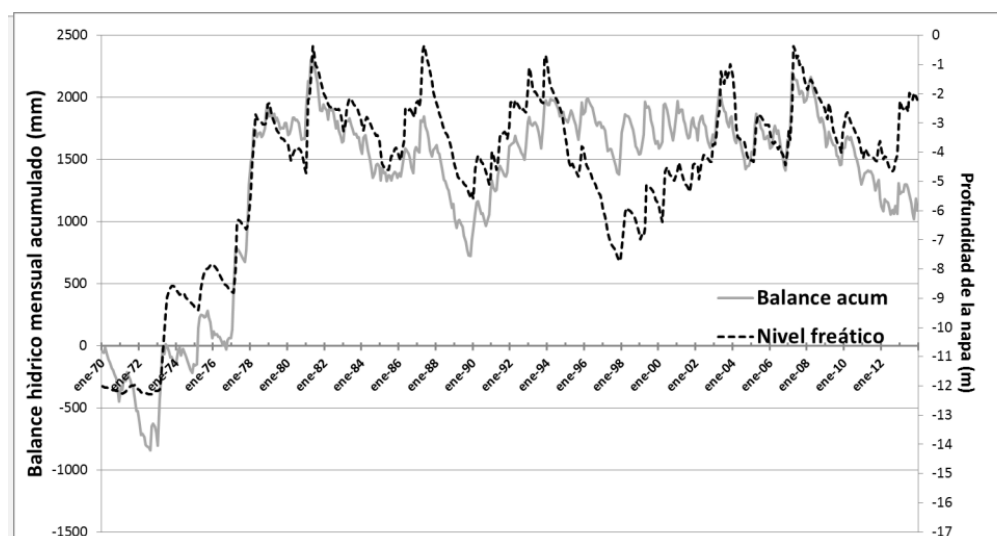


Figura 70 - Evolución del nivel freático y el balance hídrico acumulado para INTA Rafaela. Fuente: Villar (2014).

Respecto a dicha relación graficada en Fig. 70, Villar (2014) indicó:

La información presentada estaría indicando que en el centro-oeste santafesino la napa freática se encuentra en una etapa de fluctuaciones entre los dos y cinco metros de profundidad y que en años de BH (balance hídrico) muy positivo se pueden producir picos de ascensos de variada intensidad con riesgos de anegamiento pero de corta duración. (p. 14).

Complementando la información anterior, desde el portal web de la sede INTA Rafaela se pudo acceder a los datos diarios de su Estación Agrometeorológica, referidos al período de tiempo 01/01/2020 al 10/02/2022, los cuales fueron representados en la Fig. 71:

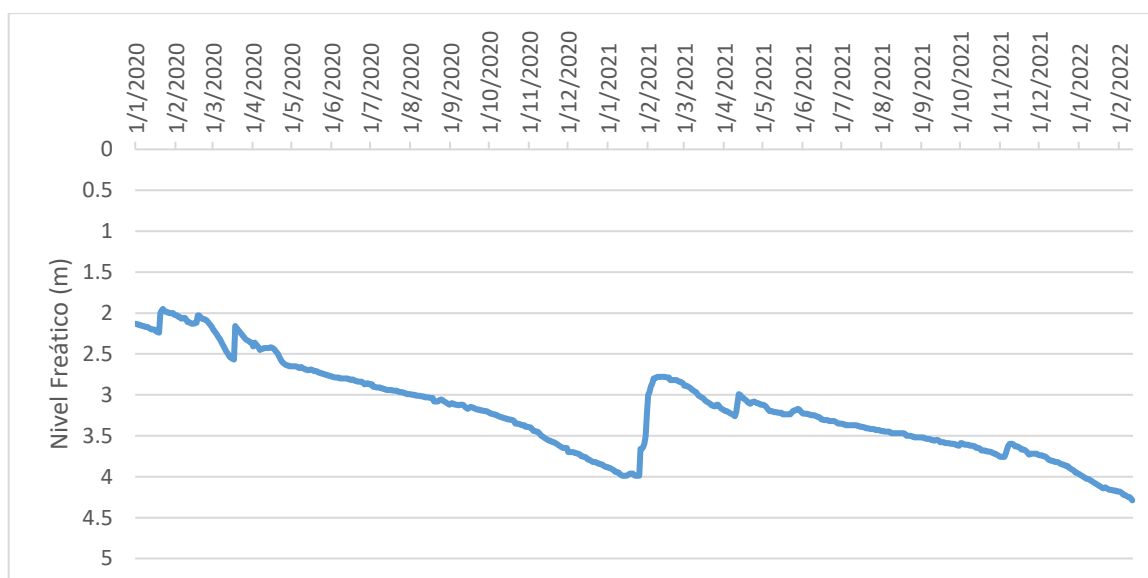


Figura 71 - Evolución del nivel freático en la Estación Agrometeorológica INTA Rafaela.
Fuente: <http://rafaela.inta.gov.ar/agromet/>

En función de la información recopilada y habiendo entendido la criticidad que tiene el nivel de humedad en la capacidad térmica del suelo, se decidió fijar un nivel freático de diseño de 4.00 metros. Si bien hay temporadas de menores profundidades, la decisión tuvo un criterio conservador para evitar sobrestimar la capacidad térmica del suelo cuando el balance hídrico sea bajo. Además, con tal decisión se trata de limitar el riesgo asociado a la incertidumbre respecto a cómo evolucionarían los regímenes de lluvia en toda la zona pampeana en este contexto de cambio climático.

Finalmente, también en función de los datos recabados, se decidió fijar una profundidad de diseño para el sistema horizontal de 3.00 metros. De esta forma, se interactuaría con un suelo con humedad asegurada, una temperatura lo más constante posible y, por otro lado, facilitando la ejecución de la obra civil ya que sería por encima del nivel freático promedio.

3.3.4 Resumen de las distintas fuentes bibliográficas sobre parámetros térmicos del suelo

El resultado de la búsqueda bibliográfica de datos técnicos fue condensado en la Tabla 11. Se decidió mantener la denominación original de cada tipo de suelo para ser lo más fiel posible a las fuentes.

Tipo de suelo según textura	Conductividad térmica (W/mK)			Calor específico (MJ/m ³ K)	Difusividad térmica (10 ⁶ m ² /s)			Fuente
	Mínima	Máxima	Recomendada		Mínima	Máxima	Recomendada	
Clay/Silt dry	0.40	1.00	0.50	1.5-1.6				VDI (2010)
	0.40	1.00	0.50	1.60	0.25	0.62	0.31	Hillel (1982)
	0.40	1.00	0.50	-	-	-	-	Geotrained (2011)
Clay/Silt water-saturated	1.10	3.10	1.80	2.0-2.8	-	-	-	VDI (2010)
	0.90	2.30	1.70	-	-	-	-	Geotrained (2011)
Silt Clay Loam wet	0.93	1.76	1.32	1.84-2.43	-	-	-	Dalla Santa et. al. (2019)
Clay/Silt water-saturated	0.9	2.3	1.7	3.4	0.3	0.7	0.5	Hillel (1982)
Silty Clay	1.1	1.5	-	2.9-3.3	-	-	-	Sundberg (1988)
Silt	1.2	2.4	1.8	2.4-3.3	-	-	0.3	Conti (2015)

Tabla 11 – Resumen de parámetros térmicos de suelos limosos-arcillosos.
Fuente: Elaboración propia en función de las fuentes citadas.

Entendiendo que la selección de la profundidad de diseño de 3.00 metros aseguraría trabajar con un suelo húmedo, se tomaron los siguientes parámetros de diseño para el caso de estudio:

Conductividad térmica (W/mK)	Capacidad calorífica (MJ/m ³ K)	Difusividad térmica (m ² /s)	Difusividad térmica (m ² /día)
1.35	2.0	6.75 x 10 ⁻⁷	5.83 x 10 ⁻²

Tabla 12 – Parámetros térmicos de diseño del suelo en el caso de estudio.

3.4 Diseño del sistema GSHP

3.4.1 Introducción

El diseño del sistema de climatización para la escuela rural del caso de estudio contempló la selección comercial de la bomba de calor geotérmica y el diseño del GHE, de forma tal de cumplir con los requisitos térmicos cuantificados en el punto 3.2 y, además, teniendo en cuenta las características térmicas del suelo definidas en el punto 3.3.

Respecto a la selección comercial de una bomba de calor geotérmica, se recurrió a la oferta disponible nacionalmente, debido a dos factores:

1. Se impulsaría la actividad industrial local con importante valor agregado.
2. Se contó con menor cantidad de incertidumbre en cuanto a estimación de costos.

Por otro lado, tal como se mencionó anteriormente, el diseño del GHE fue llevado a cabo de acuerdo a la “Guía Técnica – Diseño de sistemas de intercambio geotérmico de circuito cerrado”, elaborada por ATECYR para IDAE (2012). La misma presenta la metodología de diseño elaborada por IGSHPA (2009).

3.4.2 Selección bomba de calor geotérmica y fluido del GHE

Se decidió seleccionar dos unidades de bomba de calor geotérmicas, de forma tal de cubrir la potencia máxima de diseño de 65 kW para calefacción, con las siguientes características:

Equipo		Bomba de calor geotérmica agua-agua
Cantidad		2 unidades
Marca		Ciatema
Modelo		Geo 27
Potencia refrigeración	Potencia frigorífica (kW)	30.5
	Potencia absorbida (kW)	6.6
	Rendimiento (COP _c)	4.65
Potencia calefacción	Potencia calorífica (kW)	32.07
	Potencia absorbida (kW)	6.63
	Rendimiento (COP _h)	4.84
Alimentación eléctrica		380V/3f/50Hz
Tipo refrigerante		R407C

Cantidad refrigerante (kg)	2.8
Caudal loop primario (m ³ /h)	6.4

*Tabla 13 – Datos técnicos de la bomba de calor seleccionada.
Fuente: Folleto técnico Ciatema.*

Además, el hecho de contar con dos equipos brindaría una flexibilidad extra de funcionamiento porque permitiría utilizar un solo equipo a plena carga en la mayoría del tiempo, con lo cual el sistema tendría un mejor rendimiento. Por otro lado, también se contaría con una mayor confiabilidad en caso de fallas o desperfectos con algún equipo, ya que se contaría con otro de back-up.

El fluido refrigerante del equipo, el R407C, es una mezcla de gases del tipo HFC (R32/R125/R134a), los cuales son inofensivos a la capa de ozono y con menor impacto al efecto invernadero respecto a anteriores tecnologías. Adicionalmente, posee el código A1 en la clasificación de seguridad de ASHRAE Standard 34 (2013), lo que indica que tiene baja toxicidad y no genera propagación de llama.

Finalmente, se definió que el fluido circulante en el loop primario sea agua pura, ya que las temperaturas y cargas térmicas de la zona no requerían la necesidad de trabajar a temperaturas por debajo de cero grado celsius. Como ventaja además del ahorro inicial de líquido anticongelante, se trabajaría con el fluido de menor viscosidad y, por ende, con menores gastos energéticos de bombeo.

3.4.3 Selección de la configuración del GHE

La geometría a diseñar para el caso de estudio fue decidida como horizontal, debido a la disponibilidad de área libre y a que correspondía a la obra civil con menores requisitos de capacitación técnica, equipamiento y costos.

Se definió materializar el intercambiador enterrado a través de trincheras horizontales de un ancho de 0.60 metros y una profundidad de 3.00 metros, factiblemente realizables con maquinaria disponible en la zona. En cada trinchera se ubicaron cuatro cañerías dispuestas simétricamente a 0.60 metros entre sí (ver Fig. 72), las cuales correspondían a dos loops en paralelo, realizando cada uno de éstos un camino de ida y vuelta en cada trinchera. Tal decisión supuso una configuración con una densidad de cañería intermedia, según Fig. 45, que permitiría un buen equilibrio entre el volumen de suelo movilizado y la cantidad total de cañería. La profundidad promedio de cañerías fue de 2.70 metros.

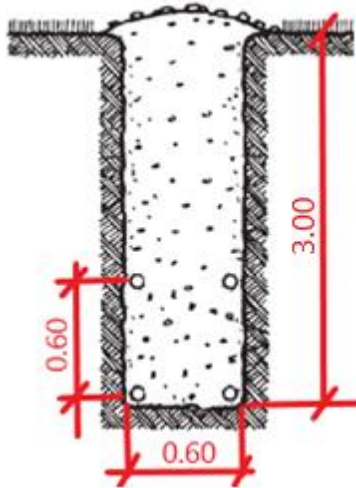


Figura 72 - Configuración geométrica GHE del caso de estudio.

3.4.4 Selección de la cañería del GHE

Debido a la existencia de dos bombas de calor trabajando en paralelo, el sistema primario se encontraría ante dos situaciones de trabajo:

$$Q_{max} = 2 \times Q_{nominal-bomba\ calor} = 2 \times 6,4 \frac{m^3}{h} = 12,8 \frac{m^3}{h}$$

$$Q_{min} = Q_{nominal-bomba\ calor} = 6,4 \frac{m^3}{h}$$

Por ende, se debería seleccionar un diámetro de cañería que asegurase dos condiciones simultáneas:

1. Para la condición de Q_{min} , un número de Reynolds mínimo de 2300 (IDAE, 2012), de forma tal de asegurar régimen turbulento.
2. Para la condición de Q_{max} , no superar una caída de presión máxima permisible recomendada por IGSHPA (2009), correspondiente a 0.04 mca por cada metro de longitud de cañería, para que la turbulencia no sea excesiva e implique demasiada energía de bombeo.

Dichas condiciones fueron graficadas en la Fig. 73, con las curvas de caudales máximos y mínimos en función de los diámetros nominales, para el caso particular de agua pura.

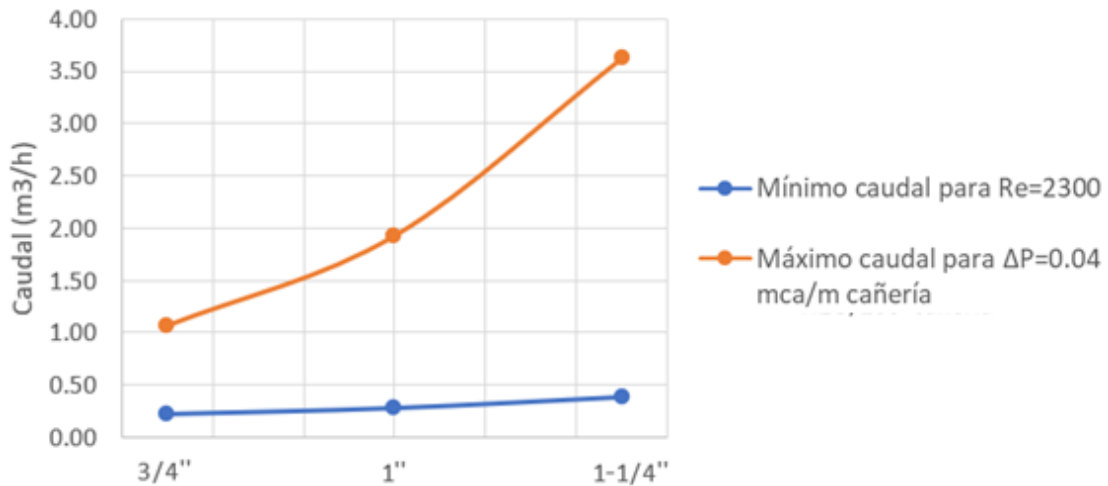


Figura 73 - Caudales mínimos y máximos de agua recomendados en función del diámetro nominal. Fuente: Elaboración propia.

Se decidió seleccionar la cañería de HDPE SDR 11 de diámetro nominal 1", por lo que se debió calcular cuántos loops en paralelo se instalarían, de forma tal que las condiciones límite de trabajo se encontraran dentro de los límites recomendados. Seleccionando una cantidad de 8 loops en paralelo, es decir, realizando 4 trincheras con la geometría indicada en Fig. 72, los caudales resultantes serían:

$$Q_{loop-max} = \frac{Q_{max}}{8} = \frac{12.8 \frac{m^3}{h}}{8} = 1.6 \frac{m^3}{h}$$

$$Q_{loop-min} = \frac{Q_{min}}{8} = \frac{6.4 \frac{m^3}{h}}{8} = 0.8 \frac{m^3}{h}$$

En conclusión, la configuración de cañería de diámetro nominal 1" para 8 loops paralelos trabajaría bajo las condiciones hidráulicas recomendadas.

3.4.5 Determinación de las temperaturas máximas y mínimas del suelo

La metodología de dimensionamiento del GHE utiliza las temperaturas límite T_L y T_H que alcanza el suelo a la profundidad de diseño. Para calcular tales valores, se utilizó la fórmula (4) igualando el coseno en 1 y -1:

$$T_L(z) = T_m - A_s \times e^{-z \sqrt{\frac{\pi}{365 \times \alpha}}} \quad (40)$$

$$T_H(z) = T_m + A_s \times e^{-z \sqrt{\frac{\pi}{365 \times \alpha}}} \quad (41)$$

Previo al cálculo, se acudió a los datos climatológicos suministrados por IRAM 11603 (2012) para obtener la temperatura media atmosférica T_m y la oscilación de temperaturas A_s de Rafaela. En consecuencia, las temperaturas límite del suelo, a la profundidad promedio de diseño, con las características térmicas del suelo de diseño y los datos de IRAM 11603 fueron las siguientes:

$$T_L(z = 2.7) = 19.22 - 10.8 \times e^{-2.7 \sqrt{\frac{\pi}{365 \times 5.83 \cdot 10^{-2}}}} = 15.4^\circ\text{C}$$

$$T_H(z = 2.7) = 19.22 + 10.8 \times e^{-2.7 \sqrt{\frac{\pi}{365 \times 5.83 \cdot 10^{-2}}}} = 23^\circ\text{C}$$

3.4.6 Selección de las temperaturas máximas y mínimas de entrada del agua a la bomba de calor

Las distintas recomendaciones para la fijación de temperaturas límite de diseño del fluido a la entrada de la bomba de calor fueron citadas en el punto 2.4.1. Las mismas fueron aplicadas y resumidas en la siguiente Tabla 14:

Fuente	T_m (°C)	T_m (°F)	EWT_{\max} (°F)	EWT_{\max} (°C)	EWT_{\min} (°F)	EWT_{\min} (°C)
ASHRAE (2015)	19.2	66.6	91.6	33.1	51.6	10.8
IGSHPA (2009)	19.2	66.6	95.0	35.0	49.1	9.5
Kavanaugh y Rafferty (1997)	19.2	66.6	91.8	33.2	52.1	11.2

Tabla 14 – Temperaturas límite de entrada de bomba de calor según distintos autores.
Fuente: Elaboración propia

En función de los valores recomendados calculados, se definieron las siguientes temperaturas de diseño en la Tabla 15:

EWT_{\max} (°C)	EWT_{\min} (°C)
33	9

Tabla 15 – Temperaturas de entrada a bomba de calor de diseño para el caso de estudio.

3.4.7 Cálculo resistencia térmica R_p

Se aplicó la ecuación (24) con las dimensiones de cañería HDPE SDR 11 de diámetro nominal 1" (ver Tabla 6) y la conductividad térmica del HDPE indicada por IGSHPA (2009):

$$R_p = \frac{\ln(0.0334\text{m}/0.0274\text{m})}{2 \times \pi \times 0.39 \frac{W}{\text{m}^\circ\text{K}}} = 0.08 \frac{\text{m}^\circ\text{K}}{W}$$

3.4.8 Cálculo resistencia térmica R_s

Según la guía (IDAE, 2012), el cálculo de la resistencia térmica del suelo se basó en la teoría ILS y, para intercambiadores horizontales, simuló la existencia de la superficie terrestre y su consecuente interferencia térmica, con la utilización de “*tubos imagen*”, los cuales se ubicaron simétricamente a los reales respecto a la superficie terrestre (ver Fig. 74, se nombró a cada tubo con un número del 1 al 8).

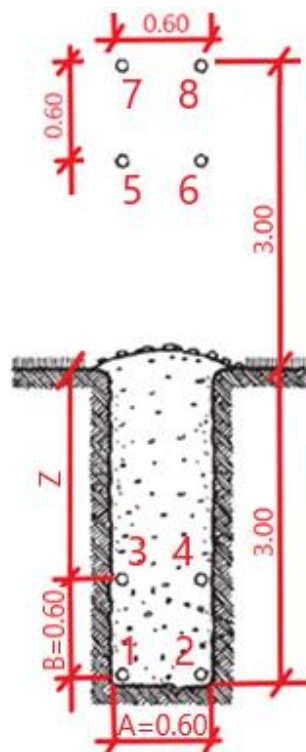


Figura 74 - Geometría de la sección transversal de la trinchera con tubos imagen.

La metodología constó de 3 pasos, los cuales son detallados a continuación y resumidos sus resultados en la Tabla 16:

1. Cálculo del valor R_{si} para cada tubo del intercambiador por separado a través de la ecuación siguiente:

$$R_{si} = \frac{E_1\left(\frac{-r^2}{4 \times \alpha \times t}\right)}{4 \times \pi \times k_s} \quad (40)$$

Siendo E_1 la función exponencial vista con antelación en la ecuación (25), r el radio exterior de la cañería y t el tiempo de funcionamiento del

intercambiador. Vale la aclaración, que se debió realizar el cálculo de R_{si} tanto para la temporada de verano como la de invierno por tener distintos tiempos de utilización.

2. Cálculo de las distancias R_{si} entre cada uno de los tubos enterrados e imaginarios. Luego, aplicación de la fórmula (40) utilizando cada una de dichas distancias en el parámetro r . Se debieron sumar las resistencias asociadas a los tubos enterrados y restar las que se asocian a tubos imagen.
3. División de la anterior sumatoria de resistencias por la cantidad de tubos enterrados.

Analizando los resultados del modelado energético, se extrajo que la cantidad de tiempo de utilización del sistema HVAC en el modo calefacción fue de 850 horas y en modo refrigeración de 950 horas.

z=	2.4	(m)	diam ext=	0.0334	(m)				
A=	0.6	(m)	B=	0.6	(m)				
k=	1.35	(W/mK)	alfa=	0.000000675	(m ² /s)				
Verano			Invierno						
t=	950	(h)	t=	850	(h)				
	3420000	(s)		3060000	(s)				
r (m)	(u)=r ² /4.alfa.t	E1(u)	R _{si} (mK/W)	r (m)	(u)=r ² /4.alfa.t	E1(u)	R _{si} (mK/W)		
1-1	0.017	-0.000030	9.8371	0.5799	1-1	0.017	-0.000034	9.7119	0.5725
1-2	0.600	-0.038986	2.7059	0.1595	1-2	0.600	-0.043573	2.5992	0.1532
1-3	0.600	-0.038986	2.7059	0.1595	1-3	0.600	-0.043573	2.5992	0.1532
1-4	0.849	-0.077973	2.0506	0.1209	1-4	0.849	-0.087146	1.9482	0.1148
1-5	5.400	-3.157895	0.0106	0.0006	1-5	5.400	-3.529412	0.0067	0.0004
1-6	5.433	-3.196881	0.0101	0.0006	1-6	5.433	-3.572985	0.0063	0.0004
1-7	6.000	-3.898635	0.0042	0.0002	1-7	6.000	-4.357298	0.0024	0.0001
1-8	6.030	-3.937622	0.0040	0.0002	1-8	6.030	-4.400871	0.0023	0.0001
2-1	0.600	-0.038986	2.7059	0.1595	2-1	0.600	-0.043573	2.5992	0.1532
2-2	0.017	-0.000030	9.8371	0.5799	2-2	0.017	-0.000034	9.7119	0.5725
2-3	0.849	-0.077973	2.0506	0.1209	2-3	0.849	-0.087146	1.9482	0.1148
2-4	0.600	-0.038986	2.7059	0.1595	2-4	0.600	-0.043573	2.5992	0.1532
2-5	5.433	-3.196881	0.0101	0.0006	2-5	5.433	-3.572985	0.0063	0.0004
2-6	5.400	-3.157895	0.0106	0.0006	2-6	5.400	-3.529412	0.0067	0.0004
2-7	6.030	-3.937622	0.0040	0.0002	2-7	6.030	-4.400871	0.0023	0.0001
2-8	6.000	-3.898635	0.0042	0.0002	2-8	6.000	-4.357298	0.0024	0.0001
3-1	0.600	-0.038986	2.7059	0.1595	3-1	0.600	-0.043573	2.5992	0.1532
3-2	0.849	-0.077973	1.8639	0.1099	3-2	0.849	-0.087146	1.9482	0.1148
3-3	0.017	-0.000030	9.8371	0.5799	3-3	0.017	-0.000034	9.7119	0.5725
3-4	0.600	-0.038986	2.7059	0.1595	3-4	0.600	-0.043573	2.5992	0.1532

3-5	4.800	-2.495127	0.0121	0.0007	3-5	4.800	-2.788671	0.0171	0.0010		
3-6	4.837	-2.534113	0.0114	0.0007	3-6	4.837	-2.832244	0.0161	0.0009		
3-7	5.400	-3.157895	0.0106	0.0006	3-7	5.400	-3.529412	0.0067	0.0004		
3-8	5.433	-3.196881	0.0101	0.0006	3-8	5.433	-3.572985	0.0063	0.0004		
4-1	0.849	-0.077973	2.0506	0.1209	4-1	0.849	-0.087146	1.9482	0.1148		
4-2	0.600	-0.038986	2.7059	0.1595	4-2	0.600	-0.043573	2.5992	0.1532		
4-3	0.600	-0.038986	2.7059	0.1595	4-3	0.600	-0.043573	2.5992	0.1532		
4-4	0.017	-0.000030	9.8371	0.5799	4-4	0.017	-0.000034	9.7119	0.5725		
4-5	4.837	-2.534113	0.0114	0.0007	4-5	4.837	-2.832244	0.0161	0.0009		
4-6	4.800	-2.495127	0.0121	0.0007	4-6	4.800	-2.788671	0.0171	0.0010		
4-7	5.433	-3.196881	0.0101	0.0006	4-7	5.433	-3.572985	0.0063	0.0004		
4-8	5.400	-3.157895	0.0106	0.0006	4-8	5.400	-3.529412	0.0067	0.0004		
				Rs (mK/W)=	1.0191					Rs (mK/W)=	0.9956

Tabla 16 – Memoria de cálculo de R_s para verano e invierno en el caso de estudio

3.4.9 Cálculo factor de utilización F_c y F_h

La necesidad de la estimación del factor de utilización fue explicada por IDAE (2012):

Debido a que la bomba de calor se dimensiona para las condiciones de funcionamiento más desfavorables, cuando la carga térmica del edificio sea inferior a la potencia de la bomba de calor, ésta funcionará intermitentemente. Este aspecto afecta a la resistencia térmica del suelo, ya que para el cálculo de la R_s se tiene que saber la cantidad total de calor que llega a inyectarse o extraerse durante toda una estación. Para considerar este efecto se debe determinar, tanto en calefacción como en refrigeración, la fracción de tiempo que está en marcha la bomba de calor (...). (p. 22).

Tal factor de utilización fue calculado para los meses de diseño (IGSHPA, 2009), los cuales en el caso de la escuela rural correspondieron a agosto y noviembre debido a la climatología y, fundamentalmente, al uso del edificio.

Para el mes de noviembre se calculó el cociente entre las cargas térmicas ideales y la potencia máxima de una bomba de calor (30500 W), dando como resultado un $F_c=0.098$. Mientras tanto, para el mes de agosto las cargas térmicas ideales son mayores, con lo cual el cociente tuvo en el numerador la potencia de calefacción de dos bombas de calor (64140 W), dando como resultado un $F_h=0.045$.

3.4.10 Cálculo de longitud GHE

Se aplicaron las ecuaciones (36) y (37) con todos los parámetros anteriormente calculados y seleccionados:

$$L_h = \frac{65000 \text{ W} \times \frac{4.84 - 1}{4.84} \times (0.08 \text{ m}^\circ\text{K/W} + 0.9956 \text{ m}^\circ\text{K/W} \times 0.045)}{288.4^\circ\text{K} - 282^\circ\text{K}} = 1006\text{m}$$

$$L_c = \frac{35000 \text{ W} \times \frac{4.65 + 1}{4.65} \times (0.08 \text{ m}^\circ\text{K/W} + 1.019 \text{ m}^\circ\text{K/W} \times 0.098)}{306^\circ\text{K} - 296^\circ\text{K}} = 768\text{m}$$

Siguiendo las indicaciones de la metodología, se tomó la longitud total mayor de 1006 metros. Por último, se estimó la longitud de cada una de las cuatro trincheras a instalar, teniendo en cuenta que cada una tendría cuatro cañerías:

$$L_{trinchera} = \frac{L_h}{N_t \times N_c} = \frac{1006\text{m cañería}}{4 \text{ trinchera} \times 4 \frac{\text{cañería}}{\text{trinchera}}} = 63\text{m}$$

3.4.11 Layout final

Finalmente, se resolvió el problema de ubicar las cuatro trincheras de 63 metros de longitud en el terreno del caso de estudio con las limitaciones existentes según indica la Fig. 75. Además, se decidió ubicar las bombas de calor y equipamiento auxiliar en la sala que se encuentra más al norte de la construcción para aprovechar su cercanía al patio y, además, para que funcione como aislante térmico del resto del edificio.

De tal forma, se desarrolló una configuración horizontal de cuatro trincheras simétricas dispuestas alrededor del límite con los lotes vecinos (cada una está representada con distintos colores en Fig. 75). El colector se diseñó de forma tal de entregar y recolectar el agua de los loops de una manera también simétrica, asegurando el mismo caudal en cada uno de ellos. En relación con la distancia paralela entre loops, se diseñó el layout con 5 metros entre trincheras, de forma tal de minimizar las interferencias térmicas que disminuyan la capacidad del sistema. Es importante recordar que Banks (2008) recomienda 3 metros de separación para la configuración de 4 cañerías por trinchera (ver Fig. 45), con lo cual el diseño agrega un factor extra de seguridad y provee mayor rendimiento general a largo plazo.

Respecto a las interferencias, los loops se ubicaron a un metro de distancia de los alambrados exteriores y a una distancia mínima de 0.8 metros de futuros árboles.

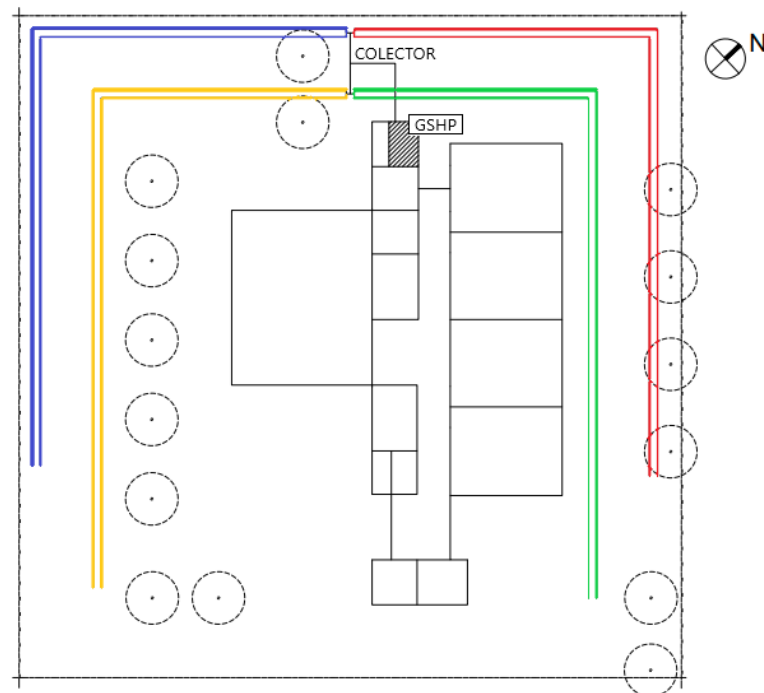


Figura 75 - Layout GHE en el caso de estudio, con distintos colores para cada trinchera.

3.5 Análisis económico

El análisis económico del caso de estudio se realizó comparando la inversión en el sistema HVAC geotérmico diseñado frente a un sistema convencional aerotérmico, ya que eran los únicos tipos de instalación capaces de ofrecer el mismo nivel de servicio. Ambos sistemas fueron ideados con el mismo sistema de distribución secundario por agua, siendo la única diferencia la ubicación de la bomba de calor aerotérmica, que debería ser instalada en el techo de la escuela. Respecto a los costes de mantenimiento, se estimó que eran similares para ambos sistemas, con lo cual sus impactos se anularían en el análisis económico.

En consecuencia, la metodología seleccionada involucró las siguientes tareas:

- Estimación del presupuesto para cada caso.
- Cuantificación del requisito energético para cada caso.
- Estimación de flujos de fondos, teniendo como inversión inicial la diferencia de presupuestos y como ingresos los ahorros anuales de tarifa eléctrica.

Además, se decidió utilizar como unidad monetaria el dólar estadounidense, de forma tal de lograr una mejor estabilidad en el análisis.

En la Tabla 17 se pueden observar los detalles de los presupuestos del sistema geotérmico y aerotérmico. Toda la información fue suministrada por el proveedor “Ciatema”, siendo sólo modificado el ítem de la bomba de calor aerotérmica, ya que otro proveedor (“Hissuma”) ofrecía mejor precio. Como conclusión de la Tabla 17, se desprendió que la diferencia de precios estimada entre ambos sistemas rondó en los US\$11500.

	Tipo	Concepto	Importe unitario (US\$)	Cantidad	Importe total (US\$)
Sistema Geotérmico	Activo Tangible	Hidro Fan-coil Potencia ref: 16.5 kW Potencia calef: 15.2 kW	2506.14	2	5012.28
		Hidro Split Potencia ref: 2.7 kW Potencia calef: 4.05 kW	490.25	4	1961
		Control remoto Split	145	4	580
		Válvula solenoide 3/4" de 2 vías	66	6	396
		Termostato	158.4	6	950.4
		Cable conexionado	3.15	120	378
		Cable termostato	4.38	60	262.8
		Pantalla táctil de control central	316	1	316
		Purgador automático	31.88	4	127.52
		Válvula by-pass de seguridad	142	2	284
		Manómetro rango 0-6 Bar	34.2	4	136.8
		Filtro tipo "Y" 1 1/4"	39.6	2	79.2
		Cañería HDPE 1" SDR 11 Rollo 100m	190	10	1900
		Válvula esférica 1" termofusión	9	16	144
		Bomba de calor agua-agua Ciatema GEO 27	7388	2	14776
		Módulo inverter para bomba de calor	1840	2	3680
	Bomba hidráulica Q=6.4 m3/h Pot=0.84 kW	509	4	2036	
	Capital de trabajo	Material y mano de obra de instalación	20000	1	20000
		Movimiento de suelo	7000	1	7000
	Costos totales=				
Costos totales + IVA 21%=					72624.2
Sistema Aerotérmico	Activo Tangible	Hidro Fan-coil Potencia ref: 16.5 kW Potencia calef: 15.2 kW	2506.14	2	5012.28
		Hidro Split Potencia ref= 2.7 kW Potencia calef= 4.05 kW	490.25	4	1961
		Control remoto Split	145	4	580
		Válvula solenoide 3/4" de 2 vías	66	6	396
		Termostato	158.4	6	950.4
		Cable conexionado	3.15	120	378
		Cable termostato	4.38	60	262.8
		Pantalla táctil de control central	316	1	316
		Purgador automático	31.88	4	127.52
		Válvula by-pass de seguridad	142	2	284
		Manómetro rango 0-6 Bar	34.2	4	136.8
		Filtro tipo "Y" 1 1/4"	39.6	2	79.2
		Bomba de calor aire-agua Hissuma G/10K	9600	2	19200
		Módulo inverter para bomba de calor	1400	2	2800
	Kit hidráulico / bomba Pot=1 HP	1530	2	3060	
	Capital de trabajo	Material y mano de obra de instalación	15000	1	15000
Costos totales=					50544
Costos totales + IVA 21%=					61158.24
Diferencia inversión inicial=					11465.96

Tabla 17 – Resumen de presupuestos.

Por otro lado, la estimación de ingresos del proyecto geotérmico fue calculada a través del ahorro económico en tarifa eléctrica que suponía frente a la alternativa

aerotérmica. Dicho ahorro dependió de dos variables: el consumo eléctrico y el precio de la energía eléctrica.

Respecto a la variable de consumo eléctrico anual, se decidió mantenerlo fijo a lo largo del tiempo. En la Tabla 18 se resumieron los consumos anuales eléctricos entre ambas alternativas. La fuente de datos de dicha tabla fueron los resultados entregados por EnergyPlus de requisitos energéticos, en función del modelado anual realizado. Se aplicó la fórmula que define el COP para el cálculo del consumo eléctrico referido a refrigeración y calefacción.

Como era de esperar, los datos provistos por el proveedor del sistema aerotérmico informaron un COP menor -tanto para refrigeración y calefacción- en comparación con el sistema geotérmico. Por ende, el ahorro de energía eléctrica de la alternativa geotérmica fue de 2077 kWh al año.

Mes	Iluminación interior (kWh)	Equipamiento eléctrico interno (kWh)	Carga térmica Heating (kWh)	Carga térmica Cooling (kWh)	HVAC GEO		HVAC AERO					
					COP _h =	4.84	COP _c =	4.65	COP _h =	3.14	COP _c =	2.90
					Consumo eléctrico Heating (kWh)	Consumo eléctrico Cooling (kWh)	Consumo eléctrico Heating (kWh)	Consumo eléctrico Cooling (kWh)				
Enero	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00				
Febrero	28.43	252.77	0.00	344.67	0.00	74.12	0.00	118.85				
Marzo	327.34	759.04	0.00	2647.41	0.00	569.34	0.00	912.90				
Abril	322.33	717.84	358.43	596.15	74.06	128.20	114.15	205.57				
Mayo	370.67	822.49	1135.58	0.00	234.62	0.00	361.65	0.00				
Junio	354.56	787.03	1873.33	0.00	387.05	0.00	596.60	0.00				
Julio	177.28	420.3	871.43	0.00	180.05	0.00	277.53	0.00				
Agosto	370.67	822.49	2185.97	0.00	451.65	0.00	696.17	0.00				
Septiembre	338.44	752.44	2185.97	0.00	451.65	0.00	696.17	0.00				
Octubre	354.56	787.9	135.46	1231.68	27.99	264.88	43.14	424.72				
Noviembre	354.56	787.03	0.00	3033.05	0.00	652.27	0.00	1045.88				
Diciembre	49.56	324.3	0.00	614.07	0.00	132.06	0.00	211.75				
Total	3048.40	7233.63	8746.17	8467.03	1807.06	1820.87	2785.40	2919.67				
Ahorro anual (kWh)=								2077.14				

Tabla 18 – Resumen de requisitos energéticos y eléctricos.

Mientras tanto, respecto al precio de la tarifa eléctrica se tomaron distintos casos hipotéticos, teniendo todos sus puntos de inicio correspondientes al costo en febrero 2023 y variando el aumento de precio a lo largo de los años. Tal decisión se basó en la gran incertidumbre que se contó a la hora de estimar cómo sería la evolución de los precios energéticos a futuro, por los siguientes factores:

- Marco global de encarecimiento de la energía, con especial énfasis en la puja mundial por el abastecimiento de LNG (gas natural licuado) y la

compleja situación de la producción de diesel, recurso vital para actividades económicas clave como minería, transporte y agricultura.

- Relacionado a lo anterior, un marco global de encarecimiento de las materias primas, en especial las asociadas a energías renovables: cobre, litio, cobalto, aluminio, níquel, silicio, entre otras.
- En 2021, la matriz eléctrica argentina dependió en un 59% de fuentes térmicas (Ministerio de Economía de Argentina, 2022). Parte de dichas fuentes fueron importaciones de gas natural, gas natural licuado (LNG), gas-oil y fuel-oil.
- Incertidumbre sobre cuándo se materializarían las obras de infraestructura necesarias para lograr la independencia energética de Argentina.
- El endeudamiento externo argentino supuso un contexto de debilidad extra en cuanto a la factibilidad de lograr mantener los niveles de subsidio energético.

Según el cuadro tarifario de la Empresa Provincia de la Energía de Santa Fe (EPE) vigente a partir de febrero de 2023, para un usuario no-residencial con servicio “General Trifásico Especial” (Tarifa R3C), el costo promedio era de 22.44 AR\$/kWh o 0.114 US\$/kWh (calculado con un cambio oficial de 197AR\$/US\$). Tal valor en dólares estadounidenses fue el punto de partida de todos los escenarios de análisis. En consecuencia, se plantearon distintos niveles de aumentos anuales del precio tarifario (0%, 3%, 5%, 7%, 8% y 10%) para graficar cuáles serían los impactos de dicha variable en el análisis económico (ver Fig. 76).

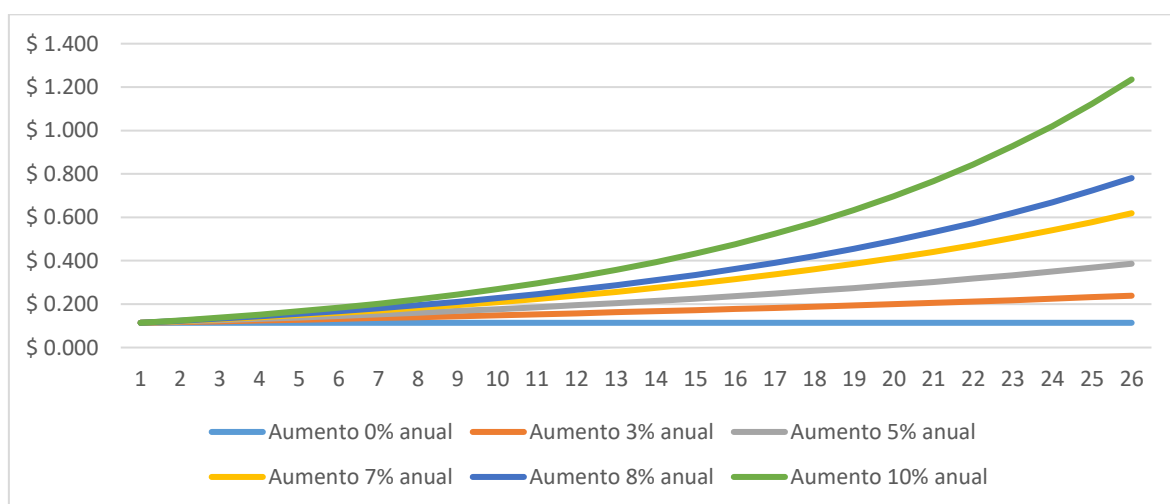


Figura 76 - Evolución tarifaria eléctrica (US\$/kWh) de los distintos casos hipotéticos.

Los resultados de los flujos de fondos se resumieron en la Fig. 77. Como conclusión, se desprendió que con el nivel tarifario actual y tales niveles de consumo eléctricos anuales, la alternativa geotérmica difícilmente podría haber llegado a ser factible económicamente, ya que en la mayoría de los escenarios tarifarios se requirieron más de 18 años para el repago de la diferencia entre presupuestos. Si bien el componente de incertidumbre en cuanto a precio es real, los niveles tarifarios deberían modificarse enormemente para justificar la inversión, sobre todo teniendo en cuenta que la tarifa de la provincia de Santa Fe es una de las más costosas del país.

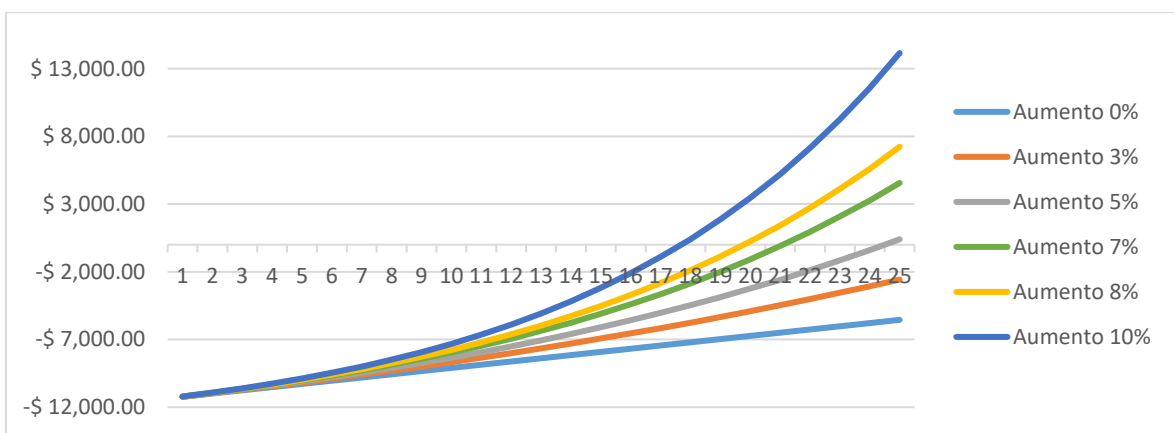


Figura 77 - Resumen de la evolución de flujos de fondos según los hipotéticos aumentos tarifarios anuales.

3.6 Análisis de ahorro de emisiones de CO₂

Se recurrió a las estimaciones realizadas por la Secretaría de Energía de Argentina (2021) del factor de emisiones de CO₂ de la red eléctrica argentina (ver Fig. 78).

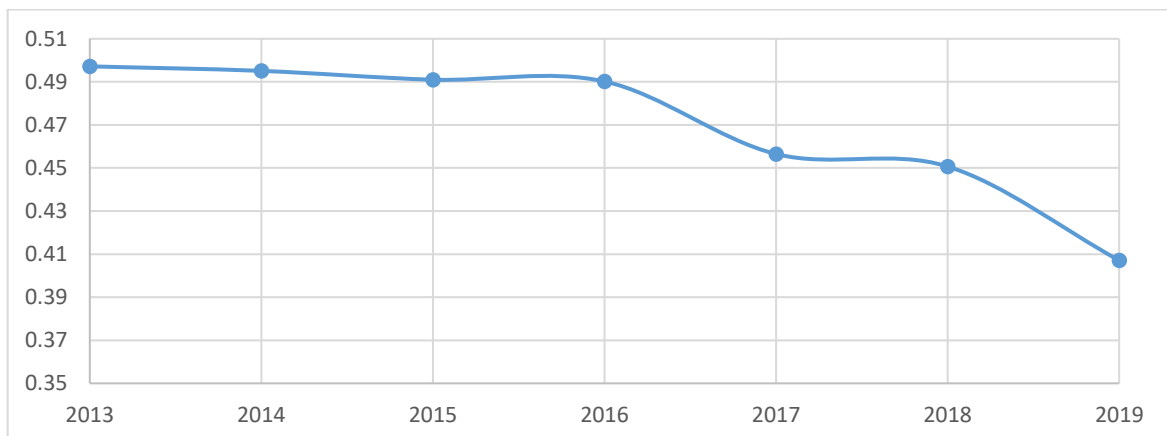


Figura 78 - Evolución del factor de emisiones de la red eléctrica argentina (kgCO₂/kWh).
Fuente: Secretaría de Energía de Argentina (2021).

Siguiendo con el valor de ahorro eléctrico anual calculado en el punto 3.5 y tomando el factor de emisiones de CO₂ de la red eléctrica argentina en 2019, la cantidad de CO₂ que el proyecto geotérmico evitaría fue la siguiente:

$$C = 2077.14 \frac{kWh}{año} \times 0.4071 \frac{kgCO_2}{kWh} = 845.6 \frac{kgCO_2}{año}$$

Para dimensionar dicho ahorro, se lo comparó con la estimación de captura de CO₂ de un árbol urbano de hoja caduca (EPA, 2022). Dicha agencia norteamericana estimó que un árbol de tales características absorbe 10.5 kg de CO₂ en sus primeros 10 años desde su plantación. Por ende, el ahorro geotérmico en 10 años equivaldría a la siguiente cantidad de nuevos árboles de hoja caduca urbanos:

$$Cantidad\ árboles = \frac{845.6 \frac{kgCO_2}{año} \times 10 años}{10.5 \frac{kgCO_2}{árbol}} = 805\ árboles$$

4. DISCUSIÓN DE RESULTADOS Y CONCLUSIONES

El desarrollo del trabajo de Tesis y sus resultados demostraron que la metodología propuesta tuvo la capacidad de abordar y ejecutar correctamente los objetivos particulares de la Tesis con los recursos disponibles. En efecto, se logró avanzar en la búsqueda del aumento de la eficiencia energética del proceso de climatización a través de la tecnología de bombas de calor geotérmicas.

Se considera que se demostró y cuantificó el potencial de la tecnología geotérmica de baja temperatura/entalpía respecto a la tecnología convencional, siendo una opción más eficiente energéticamente y en consecuencia menos contaminante. Asimismo, se corroboró la factibilidad técnica de la instalación del sistema HVAC geotérmico para el caso de estudio. El área libre disponible del lote de la escuela fue suficiente para la instalación de un intercambiador enterrado horizontal con una superficie capaz de transferir la carga térmica que indicó el modelado energético. Además, se logró aumentar de 3 metros -valor sugerido- a 5 metros la separación entre trincheras, otorgando al sistema una mejor performance a largo plazo. Por otra parte, quedó espacio libre remanente para futuras ampliaciones de la capacidad instalada. De esta manera, se evitó recurrir a los mayores costos que suponía un sistema vertical.

Las condiciones de las napas de Rafaela supusieron un factor ventajoso para el desarrollo de la tecnología, ya que permitieron diseñar el sistema primario de una manera más compacta utilizando las características indicadas en la Tabla 12. Sin embargo, en el hipotético caso de haber diseñado el sistema para el mismo suelo en condiciones de baja humedad, los datos resumidos en Tabla 11 hubiesen recomendado utilizar una conductividad térmica de 0.5 W/mK , un calor específico de $1.5 \text{ MJ/m}^3\text{K}$ y una difusividad térmica de $2.88\text{E-}02 \text{ m}^2/\text{día}$. Bajo tales condiciones, la resistencia del suelo en invierno R_s hubiese sido de 2.26 mK/W , la temperatura mínima del suelo 16.7°C y la longitud de loop horizontal necesaria 1210 m . Esto supone una longitud 11% extra respecto al caso estudiado.

El método de dimensionamiento del GHE resultó ser una metodología simplificada que pudo desarrollarse en una planilla de cálculo y, sin embargo, tuvo la suficiente flexibilidad y capacidad para modelar los parámetros fundamentales que intervinieron en el proceso de intercambio de calor entre el suelo y el fluido del GHE.

Por otro lado, el modelado energético llevado a cabo evidenció ser una herramienta sumamente potente para la estimación de cargas de diseño y requisitos energéticos. Vale la aclaración que se trata de modelaciones bajo condiciones meteorológicas, cargas internas y factores de utilización promedio y/o históricos. En consecuencia, existe un grado de incertidumbre respecto al funcionamiento real a largo plazo de los sistemas geotérmicos, ya que las condiciones modeladas pueden variar e influir en el rendimiento del sistema. Se considera sumamente relevante la profundización del análisis de la tecnología a lo largo de su vida útil, monitoreando la evolución de las variables más importantes (temperaturas y flujos de inyección y extracción de calor al suelo).

Respecto al análisis de la viabilidad económica, el mismo no fue perfectamente concluyente y se pudieron extraer distintas conclusiones observando el tema desde distintos ángulos. En primer lugar, se desprendió que el requisito energético de climatización anual del edificio era bajo y, por ende, el factor de utilización de cualquier equipo HVAC sería bajo. Las razones de tales circunstancias se deben a que la escuela casi no funcionaba en verano y en invierno en general resultaba necesario calefaccionar solo en las primeras horas de la mañana. Por consiguiente, el impacto del aumento de eficiencia resultó ser bajo y no generó suficiente ahorro energético en términos absolutos al proyecto.

Por otro lado, la otra variable que conformó el cálculo del ingreso económico del proyecto -la tarifa eléctrica-, resultó ser el parámetro más incierto de proyectar en toda la Tesis. Como ya se mencionó, a pesar de no haber ahondado en detalles, el contexto geopolítico mundial era -y muy probablemente seguirá siendo- sumamente frágil y volátil. En base a tales circunstancias y partiendo desde la base tarifaria de febrero 2023, se proyectaron distintos niveles de aumento del costo energético para cuantificar el impacto de cada uno. Como resultado se vio que en general los cuadros tarifarios proyectados no viabilizaban económicamente el proyecto y sólo unos niveles de aumentos muy altos lo harían. Tales valores de por sí serían impensados en nuestra economía, por lo que se concluyó que la razón fundamental de la dificultad de viabilidad financiera no era el costo energético sino el bajo factor de utilización del equipo.

No se puede dejar de destacar el impacto que tendría en el análisis económico el hecho de que a futuro alguna política pública estratégica subsidie la compra de equipos con tecnología geotérmica, tal como se hizo en EEUU logrando ser tan eficaz en términos de ventas anuales. Sin lugar a dudas, en la actualidad el mercado local argentino de bombas de calor geotérmicas tiene una escala muy baja y existe un potencial de expansión que podría significar la disminución de costos de fabricación.

Resulta también clave pensar a futuro de qué manera disminuir los costos iniciales de la obra civil de los sistemas geotérmicos. Ante tal desafío se considera que las fundaciones termo-activas significan una gran oportunidad a desarrollar, ya que ahorran parte del movimiento de suelo requerido. Sin embargo, faltan ciertas cuestiones por desarrollar aún, tal como afirman Cunha y Bourne-Webb (2022):

Aunque atractiva en teoría y bastante antigua en principio teórico de funcionamiento, la tecnología detrás del uso de GHE en construcciones civiles necesita mejoras, ya que los parámetros de diseño, las pautas de operación, los análisis de simulación, los modelos teóricos, el comportamiento en profundidad y la legislación aún no están claros, incluso en países donde está más avanzado. (p. 12).

Como cierre de las conclusiones del estudio económico, es necesario aclarar que todos los análisis fueron llevados a cabo bajo el paradigma económico actual, el cual responde a una lógica capitalista, en la cual todos los bienes -incluso la energía- son mercancías con un precio definido por sus costos de extracción, transformación y transporte. Tal abordaje no tiene en cuenta los costos socio-ambientales de las actividades humanas ni mucho menos los impactos en las generaciones futuras. En mi opinión, dicho modelo debe ser repensado y modificado si es que realmente se desea transicionar hacia un modelo más justo, redistributivo y sustentable. Bajo una nueva lógica de costos económicos, habría que reevaluar financieramente el caso de estudio.

Cabe destacar que la tecnología geotérmica no es la solución perfecta para todos los casos. El requisito del acceso al suelo tiene como consecuencia que en zonas densamente pobladas no se pueda aplicar de manera individual. En tales casos,

sería interesante analizar la viabilidad de repensar a la climatización como un sistema más colectivo y no tan individual como lo es hoy.

Por otro lado, como ya se desarrolló, cuando el requisito térmico es mayormente de refrigeración, la eficiencia de tales sistemas recae en el control del balance térmico entre la inyección y absorción de calor al suelo. Resulta crítico analizar de qué manera morigerar tal contexto, por ejemplo, con generación de ACS o con sistemas híbridos (geotérmicos y aerotérmicos). En paralelo, en casos de desbalance con predominio de calefacción, los colectores horizontales de poca profundidad suponen la mejor solución. Ante tales aclaraciones, se concluyó que el éxito de un sistema geotérmico radica en la correcta gestión del balance anual, ya que de lo contrario se podría llegar a trabajar con eficiencias iguales o peores que las de equipos convencionales atmosféricos.

Por último y como cierre, deseo realizar una breve reflexión respecto al término *eficiencia*, ya que el propósito general de este trabajo fue la búsqueda de maximizarla particularmente en el proceso de climatización. Surgieron varias preguntas al respecto: ¿Eficiencia energética para qué? ¿Con qué fin fue utilizada la eficiencia históricamente? ¿Es correcto el paradigma actual de eficiencia o habría que reestructurarlo?

Resulta ser que parte de estas preguntas fueron analizadas en el siglo XIX por el inglés William Stanley Jevons, el cual estudió el caso particular de la producción y consumo de carbón en el Reino Unido en su publicación "*The Coal Question*" (Jevons, 1866). El economista llegó a la conclusión que los progresos tecnológicos que aumentaban la eficiencia del uso de un recurso (particularmente en aquella época se trataba de la turbina a vapor inventada por James Watt, que mejoraba considerablemente la eficiencia en el uso de carbón respecto a diseños anteriores) no repercutían en la disminución del consumo de tal recurso, sino que paradójicamente ocurría todo lo contrario: lo aumentaban en términos absolutos.

Tal fenómeno fue bautizado como "Paradoja de Jevons" o "Efecto Rebote" y en resumidas cuentas explica que, ante el aumento de eficiencia de un proceso, los costes asociados disminuyen y por ende dicho proceso se vuelve más atractivo para ser consumido o requerido por más cantidad de usuarios intermedios o finales.

En efecto, históricamente la eficiencia nunca ha sido una herramienta utilizada para disminuir -en términos absolutos- el consumo de un recurso, sino que ha sido un método tremendamente eficaz para expandirlo. Por citar algunos ejemplos encontramos la iluminación, el transporte, la fabricación de microchips, etc.

En mi opinión, la crítica situación actual de nuestro planeta requiere una revisión completa de lo que ha sido hasta ahora la utilización del término “eficiencia”. Esta afirmación no pretende negar la importancia que ha tenido y que tendrá a futuro, sino que ubica la eficiencia *como condición necesaria pero no suficiente* para un futuro sustentable. Muy probablemente tengamos que dejar de utilizar el término por sí solo y comenzar a hermanarlo con otro: la *suficiencia*. Me refiero a la capacidad que tiene una sociedad o individuo de necesitar la menor cantidad de bienes y servicios para mantener un nivel digno de vida.

En otras palabras, si nos decidimos a evitar el colapso de nuestra sociedad tal cual la conocemos, deberemos -entre otras cosas- frenar el uso de la eficiencia como medio para expandir nuestra economía. Concretamente, hay que comenzar a repensar cuáles son los procesos y actividades esenciales para una vida sana, digna, suficiente y en equilibrio con el ecosistema en conjunto y liberarnos de esa necesidad imperiosa de crecer a cualquier precio.

Como se vio en la Introducción, vivimos en un mundo completamente desigual en cuanto a consumo, riqueza, vulnerabilidades y responsabilidades respecto al cambio climático (ver Fig. 6, Fig. 7, Fig. 8 y Fig. 9). Para mayor información -y personalmente para mayor indignación- el informe “*Confronting Carbon Inequality*” (Oxfam, 2020) presentó la estimación de cómo ha evolucionado cuantitativa y, en especial cualitativamente, la acumulación de emisiones de CO₂ asociadas al consumo (ver Fig. 79). Increíblemente sólo el 10% de la población (alrededor de 630 millones de personas) fue responsable de más de la mitad de las emisiones acumuladas en el período 1990-2015. En el otro extremo, existen 3150 millones de habitantes sufriendo la mayor parte de las consecuencias del caos medioambiental habiendo aportado sólo el 7% de las emisiones.

Con tales datos, son contundentes y claras las conclusiones: el planteo de la eficiencia en asociación con la suficiencia no impactará a todos por igual: al

contrario, será uno de los pilares de una transición social, económica y energética justa, donde una parte minoritaria deberá ajustarse y vivir con menos y una gran mayoría podrá acceder a un nivel de vida digno.

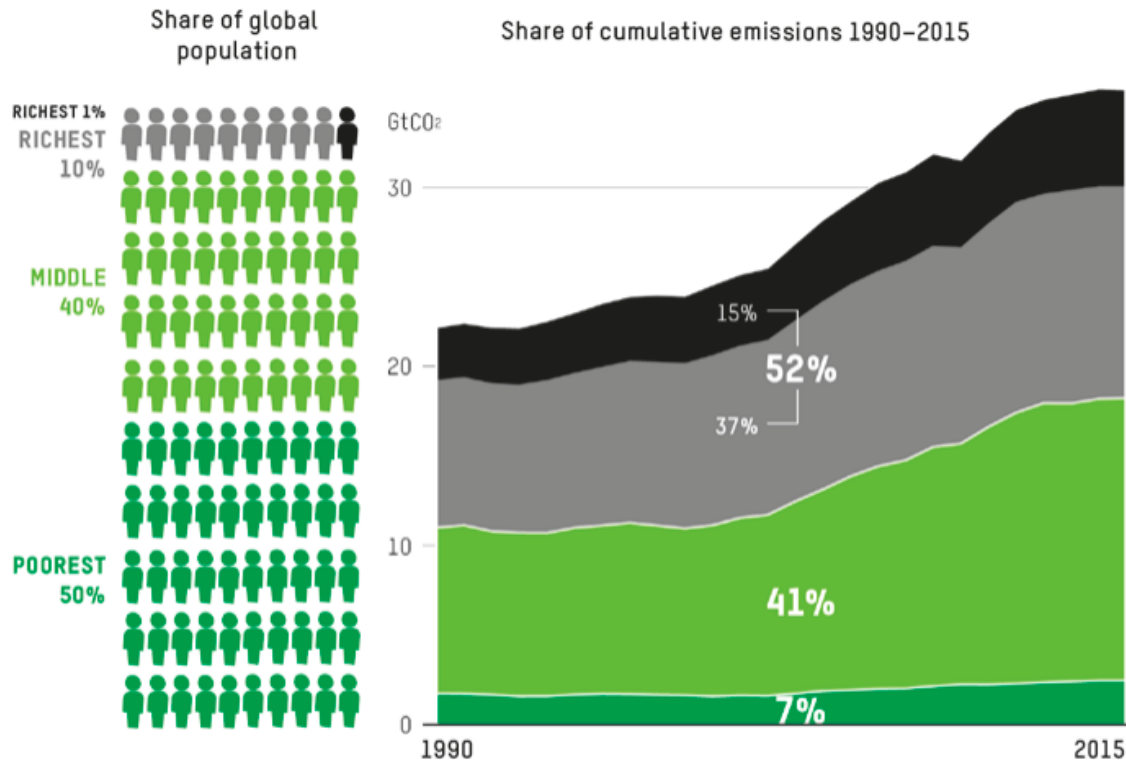


Figura 79 - Evolución estimada de la distribución de acumulación de emisiones de CO₂ asociadas a consumo. Fuente: Oxford Committee for Famine Relief (Oxfam, 2020).

La transición planteada difícilmente surja de forma natural ni por propia voluntad de aquel 10%, por el contrario, es responsabilidad de todo el conjunto de la sociedad involucrarse y activamente participar en la discusión para definir qué tipo de sociedad queremos construir a futuro. Debemos responder, más pronto que tarde, ¿transición hacia dónde y para beneficio de quiénes? ¿Energía para qué y para beneficio de quiénes?

En base a tales preguntas, creo firmemente que este trabajo de Tesis logra poner sobre la mesa la oportunidad de desarrollar una herramienta tecnológica capaz de aportar mayor sustentabilidad y resiliencia en nuestras comunidades ante los desafiantes tiempos venideros. Es sólo cuestión de discusión definir para qué y para beneficio de quiénes podría ser aprovechada.

5. BIBLIOGRAFÍA

- 16 *Greatest Rock Cut Architecture Examples - Architecture of Cities*. (s.f.). Obtenido de <https://architectureofcities.com/rock-cut-architecture>
- American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (ASHRAE). (2003). Addendum n to ASHRAE Standard 62-2001. Ventilation for acceptable indoor air quality. EEUU.
- American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (ASHRAE). (2013). Standard 34: Designation and Safety Classification of Refrigerants. EEUU.
- American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (ASHRAE). (2015). *Handbook Hvac Applications*. Atlanta.
- Banco de Desarrollo de América Latina (CAF). (2014). *Índice de vulnerabilidad al cambio climático*.
- Banco Mundial. (s.f.). *World Development Indicators*. Obtenido de <https://databank.worldbank.org/source/world-development-indicators>
- Banks, D. (2008). *An introduction to thermogeology- Ground source heating and cooling*. West Sussex: Wiley-Blackwell.
- Bejan, A., & Kraus, A. D. (2003). *Heat Transfer Handbook*. New Jersey: Hoboken.
- Brackney, L., Parker, A., Macumber, D., & Kyle, B. (2018). *Building Energy Modeling with OpenStudio. A Practical Guide for Students and Professionals*. Springer.
- Brandl, H. (2006). Energy foundations and other thermo-active ground structures. *Geotechnique Volume 56*.
- British Petroleum (BP). (2017). *Statistical Review of World Energy*.
- Busso, A. (2012). *Almacenamiento Subterráneo de Energía – UTES: Instalación del Primer Borehole Heat Exchanger en Argentina y Estudio de Posibles Usos de la Tecnología para el Ahorro Energético en Climatización*. Universidad Nacional de Salta.
- Cantamutto, F., & Schorr, M. (julio de 2021). *América Latina y el mandato exportador - Nueva Sociedad*. Obtenido de <https://nuso.org/articulo/el-mandato-exportador/>
- Carslaw, H. S., & Jaeger, J. C. (1959). *Conduction of Heat in Solids*. Oxford: Oxford University Press.
- Connelly, W. M. (2005). *Map of annual mean insolation at the Earth's surface, simulated using the HadCM3 model*.

- Conti, P. (2015). *Sustainable design of ground-source heat pump systems: optimization of operative life performances*. Universidad de Pisa.
- Cunha, R., & Bourne-Webb, P. J. (2022). A critical review on the current knowledge of geothermal energy piles to sustainably climatize buildings. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Volume 158.
- Dalla Santa, G., Galgaro, A., Sassi, R., Cultrera, M., Scotton, P., Mueller, J., . . . Bernardi, A. (2020). An updated ground thermal properties database for GSHP applications. *Geothermics*, Volume 85.
- Denise, A. (2018). *RAC GHG Inventory. Methodological Approach and HFC Emissions Reporting Tool*. GIZ Proklima.
- Diaz, V., & Barreneche, R. (2015). *Acondicionamiento Térmico de Edificios*. Buenos Aires: Nobuko.
- Dickson, M., & Fanelli, M. (s.f.). *Geothermal Energy*. Obtenido de What is geothermal energy?: <https://users.metu.edu.tr/mahmut/pete450/Dickson.pdf>
- Environmental Protection Agency (EPA). (1993). *Space Conditioning: The next frontier, The Potential of Advanced Residential Space Conditioning Technologies for Reducing Pollution and Saving Money*.
- Environmental Protection Agency (EPA). (s.f.). *Calculadora de equivalencias de gases de efecto invernadero - Cálculos y referencias*. Obtenido de <https://espanol.epa.gov/la-energia-y-el-medioambiente/calculadora-de-equivalencias-de-gases-de-efecto-invernadero-calculos>
- European Commission. (s.f.). *Soil and Land - Environment - European Commission*. Obtenido de https://ec.europa.eu/environment/soil/index_en.htm
- European Geothermal Energy Council (EGEC). (2021). *EGEC Geothermal market report. Key Findings*.
- Fadejev, J., Simson, R., & Haghghat, F. (2017). A review on energy piles design, sizing and modelling. *Energy*, 390–407.
- Farouki, O. (1981). *Thermal Properties of soils*. New Hampshire: United States Army Corps of Engineers. Cold Regions Research and Engineering Laboratory.
- Geotrained. (2011). *Training Manual For Designers Of Shallow Geothermal Systems*.
- Global Change Data Lab. (2022). *Our World in Data*. Obtenido de <https://ourworldindata.org/>
- Halozan, H., & Rieberer, R. (2003). Direct - evaporation ground - coupled heat pumps. 21st International Institute of Refrigeration (IIR) Congress of Refrigeration.
- Heap, R. D. (1979). *Heat Pumps*. London: E. & F.N. Spon Ltd.

- Heritage Vine Inc. (s.f.). *The History of Wine Cellars*. Obtenido de <https://www.heritagevine.com/journal/the-history-of-wine-cellar/>
- Hillel, D. (1982). *Introduction to Soil Physics*. New York: Academic press.
- History Of Food Storage: The Root Cellar | Tawny's Thriving Home*. (s.f.). Obtenido de <https://tawnysthrivinghome.wordpress.com/2011/07/09/history-of-food-storage-the-root-cellar/>
- Ingersoll, L. R., & Plass, H. J. (1948). Theory of the ground pipe heat source for the heat pump. *Heating, Piping & Air Conditioning*, 119-122.
- Institut Cartogràfic i Geològic de Catalunya. (s.f.). *Concepto suelo*. Obtenido de <https://www.icgc.cat/es/Administracion-y-empresa/Servicios/Suelos/Concepto-suelo>
- Institut Cartogràfic i Geològic de Catalunya. (s.f.). *El origen del calor de la Tierra*. Obtenido de <https://www.icgc.cat/es/Administracion-y-empresa/Servicios/Geotermia/El-origen-del-calor-de-la-Tierra>
- Instituto Argentino de Normalización y Certificación (IRAM). (2007). Norma IRAM 11659-2. Acondicionamiento térmico de edificios. Verificación de sus condiciones higrotérmicas. Ahorro de energía en refrigeración.
- Instituto Argentino de Normalización y Certificación (IRAM). (2012). Norma 11603: Clasificación bioambiental de la República Argentina.
- Instituto Argentino de Normalización y Certificación (IRAM). (2015). Norma IRAM 11604. Aislamiento térmico de edificios.
- Instituto Argentino de Normalización y Certificación (IRAM). (s.f.). *IRAM - ¿Qué es la Eficiencia Energética?* Obtenido de <https://www.eficienciaenergetica.org.ar/quees.php?id=que>
- Instituto Nacional de Tecnología Agropecuaria (INTA). (1990). Carta de suelos de la República Argentina - Hoja 3163-36y35; San Jorge-Las Petacas.
- Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE). (2012). *Guía técnica de diseño de sistemas de intercambio geotérmico de circuito cerrado. Ahorro y eficiencia energética en climatización*.
- International Energy Agency (IEA). (2022). *A 10-Point Plan to Reduce the European Union's Reliance on Russian Natural Gas*. Obtenido de <https://www.iea.org/reports/a-10-point-plan-to-reduce-the-european-unions-reliance-on-russian-natural-gas>
- International Energy Agency (IEA). (s.f.). *Data and statistics*. Obtenido de <https://www.iea.org/data-and-statistics>
- International Energy Agency (IEA). (s.f.). *Heat Pumps. Tracking Report*. Obtenido de <https://www.iea.org/reports/heat-pumps>

- International Ground Source Heat Pump Association (IGSHPA). (2009). *Ground Source Heat Pump Residential and Light Commercial. Design and Installation Guide*. Oklahoma State University.
- Jevons, W. (1866). *The Coal Question: An Inquiry Concerning the Progress of the Nation, and the Probable Exhaustion of our Coal Mines*. Londres: Macmillan and Co.
- Kavanaugh, S. P., & Rafferty, K. (1997). *Design of Geothermal Systems for Commercial and Institutional Buildings*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigeration and Air - Conditioning Engineers (ASHRAE).
- Kelvin, K. (1882). *Mathematical and Physical Papers*. Cambridge.
- Kharseh, M. (2011). *Reduction of Prime Energy Consumption by Ground Source Heat Pumps in a Warmer World*. Luleå Technical University.
- Kharseh, M., Altorkmany, L., & Nordell, B. (2011). Global warming 's impact on the performance of GSHP. *Renewable Energy* 36, 1485 – 1491.
- Klaassen. (2007). *Heat Pump Technologies in Perspective*. Iowa Energy Center - Energy Resource Station. Iowa State University.
- Kusuda, T., & Achenbach, P. (1965). *Earth temperature and thermal diffusivity at selected stations in the United States*. ASHRAE Transactions. vol. 71, p. 61-75.
- Kusuda, T., & Achenbach, P. (1965). *Earth Temperature and Thermal Diffusivity at Selected Stations in the United States*. U.S. Department of Commerce - National Bureau of Standards.
- Linacre, E., & Geerts, B. (1997). *Climates and Weather Explained*. London: Routledge.
- Lu, Q., & Narsilio, G. (2019). Cost Effectiveness of Energy Piles in Residential Dwellings in Australia. *Current Trends in Civil & Structural Engineering*.
- Lund, J. (2022). *Ground-Source (Geothermal) Heat Pumps*.
- Ministerio de Economía de la República Argentina. (2022). *Energías renovables en gran escala 2021*.
- Ministerio de Hacienda, Secretaría de Gobierno de Energía. (2019). *Balance energético nacional 2018*. Buenos Aires.
- Ministerio de Hacienda, Secretaría de Gobierno de Energía. (2020). *Balance energético nacional 2019*. Buenos Aires.
- Mohammadamin, A. (2018). *A comprehensive review of vertical ground heat exchanger sizing models with suggested improvements*. Université de Montréal.

- Narsilio, G., Johnston, I., Bidarmaghz, A., Colls, S., Mikhaylova, O., Kivi, A., & Aditya, R. (2014). *Geothermal energy: Introducing an emerging technology*.
- National Aeronautics and Space Administration (NASA). (s.f.). *Facts. Climate change: vital signs of the planet*. Obtenido de <https://climate.nasa.gov/evidence/>
- Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura (FAO) & International Soil Reference and Information Centre (ISRIC). (1990). *Guidelines for profile description*. Roma.
- Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura (FAO). (s.f.). *Portal de Suelos de la FAO*. Obtenido de <https://www.fao.org/soils-portal/soil-survey/propiedades-del-suelo/propiedades-fisicas/es/>
- Oxfam. (2020). *Confronting Carbon Inequality*. Oxfam Media Briefing .
- Pollack , H. N., Hurter, S. J., & Johnson, J. R. (1993). Heat flow from the earth's interior. Analysis of the global data set. *Reviews of Geophysics* 31, 267 – 280.
- REN21. (2019). *Renewables 2019. Global Status Report*. Obtenido de https://www.globalwomennet.org/wp-content/uploads/2019/06/gsr_2019_full_report_en.pdf
- Repository of free climate data for building performance simulation*. (s.f.). Obtenido de climate.onebuilding.org
- Rocca, R., Redolfi, E., & Terzariol, R. (2006). Características geotécnicas de los Loess de Argentina. *Revista Internacional de Desastres Naturales, Accidentes e Infraestructura Civil*.
- Rosén, B., Gabrielsson, A., & Fallsvik, J. (s.f.). *Systems for Ground Source Heating and Cooling –A Status Report*. Linköping, Sweden: Statens Geotekniska Institut.
- Sarbu, I., & Sebarchievici, C. (2016). *Ground-Source Heat Pumps. Fundamentals, Experiments and Applications*. Elsevier.
- Secretaría de Energía de la Nación. (2021). *Cálculo del factor de emisión de la red 2013 a 2019*.
- Secretaría de Energía de la Nación Argentina. (2021). Resolución N° 1036/2021. Lineamientos para un plan de Transición Energética al 2030.
- Servicio Geológico Minero Argentino (Segemar). (2016). *Carta geológica Santa Fe*.
- Servicio Geológico Minero Argentino (Segemar) e Instituto Federal de Geociencias y Recursos Naturales de Alemania (BGR). (2002). *Programa Nacional de Cartas Geológicas de la República Argentina. Hoja Geológica Escala 1:250.000 Santa Fe 3160-III*. Buenos Aires.
- Smil, V. (2022). *How the World Really Works*. Londres: Penguin Books.

- Sundberg, J. (1988). *Thermal properties of soils and rocks*. Gotemborg: Geologiska Institutionen.
- Svampa, M., & Bertinat, P. (2022). *La transición energética en la Argentina*. Buenos Aires: Siglo veintiuno.
- United States Department of Agriculture (USDA). (1975). *Soil Taxonomy: A Basic System of Soil Classification for Making and Interpreting Soil Surveys*.
- Verein Deutscher Ingenieure (VDI). (2001). Thermal use of the underground: Ground source heat pump systems. *Richtlinien VDI 4640*. Düsseldorf.
- Verisk Maplecroft. (2017). *Global Economic Output Faces High Climate Change Risk*. Obtenido de <https://www.maplecroft.com/insights/analysis/global-economic-output-forecast-faces-high-or-extreme-climate-change-risks-by-2025/>
- Villar, J. (2014). *Análisis de la evolución de las napas*. INTA EEA Rafaela.
- Wikipedia. (s.f.). *Rock-cut architecture of Cappadocia*. Obtenido de https://en.wikipedia.org/wiki/Rock-cut_architecture_of_Cappadocia#Underground_cities
- Wikipedia. (s.f.). *Root cellar*. Obtenido de https://en.wikipedia.org/wiki/Root_cellar
- Yavuzturk, C. (1999). *Modeling of vertical ground loop heat exchangers for ground source heat pump systems*. Oklahoma State University.

ANEXO I
PROYECTO CONSTRUCTIVO ESCUELA RURAL