

2020

ESTUDIO DE PREFACTIBILIDAD TÉCNICO DE SISTEMA DE CALEFACCIÓN POR SUELO RADIANTE CON APOYO DE ENERGÍA AEROTÉRMICA EN ESCUELA RURAL, COMUNA DE HUALQUI

BUSTOS ORELLANA, DANIEL ESTEBAN

<https://hdl.handle.net/11673/48716>

Repositorio Digital USM, UNIVERSIDAD TECNICA FEDERICO SANTA MARIA

UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
SEDE CONCEPCIÓN – REY BALDUINO DE BÉLGICA

**ESTUDIO DE PREFACTIBILIDAD TÉCNICO DE SISTEMA DE
CALEFACCIÓN POR SUELO RADIANTE CON APOYO DE ENERGÍA
AEROTÉRMICA EN ESCUELA RURAL, COMUNA DE HUALQUI.**

Trabajo de Titulación para optar al Título de
Ingeniero (E) Mecánica de Procesos Y
Mantenimiento Industrial

Alumno:

Daniel Esteban Bustos Orellana

Profesor Guía:

Ing. Eduardo Aracena Cuellar

DEDICATORIA

*A mi familia por su amor y apoyo
Incondicional, en especial a mi
Madre, gracias por tu esfuerzo,
amor y constancia, eres un pilar
inamovible.*

RESUMEN

En el presente estudio de prefactibilidad se evalúa de manera técnica y económica la implementación de un sistema de calefacción por suelo radiante con el apoyo de una bomba de calor aerotérmica. El objetivo principal es, buscar una alternativa más eficiente y económica al actual sistema de calefacción que posee la escuela rural Agua corta g-618, ubicada en la Comuna de Hualqui. Para responder a mencionado objetivo, se determina la carga térmica de la escuela en función de su envolvente térmica; se desarrolla la metodología establecida en la norma UNE-1264 para el diseño de suelo radiante; y a partir de los resultados obtenidos, se seleccionan los equipos encargados de la generación y transferencia de calor; se evalúa de manera económica el sistema de calefacción propuesto, en función de los costos asociados que conlleva la implementación de mencionado sistema y se realiza una comparación con los costos asociados al actual sistema de calefacción y, además, se utilizan indicadores económicos como el TIR y el VAN. La principal conclusión de este estudio de prefactibilidad es, si bien el costo de inversión es elevado, el sistema de calefacción logra las condiciones de confort térmico exigidas por la ley, y posee un bajo consumo energético.

ÍNDICE

1	CAPITULO 1: PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	1
1.1	INTRODUCCIÓN.....	3
1.2	RECONOCIMIENTO DE LA NECESIDAD.....	4
1.3	SITUACIÓN PROBLEMÁTICA	4
1.3.1	Descripción del Actual Sistema de Calefacción	4
1.3.2	Equipos Utilizados en la Climatización	6
1.3.3	Equipos Utilizados en la producción de ACS	12
1.4	SITUACIÓN DESEADA.....	16
	OBJETIVO GENERAL.....	17
	OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	17
1.5	NORMATIVA.....	18
1.5.1	Decreto del MINEDUC, n°548 de 1988.	18
1.5.2	NCh 1079	19
1.5.3	Normativas concernientes a la Aerotermia	21
2	CAPITULO 2: MARCO TEÓRICO.....	23
2.1	AEROTERMIA.....	25
2.1.1	Principio básico de Funcionamiento Aerotermia.....	26
2.1.2	Fluidos Refrigerantes Utilizados.....	27
2.2	VENTAJAS DE LA AEROTERMIA	29
2.2.1	Ventajas frente a los sistemas tradicionales	29
2.2.2	Desventajas frente a los sistemas de Calefacción tradicionales.....	32
2.3	BOMBA DE CALOR	33
2.3.1	Ciclo de la Bomba de Calor	34
2.3.2	Clasificación de la Bomba de Calor.....	35
2.3.3	Eficiencia Energética	39
2.4	Suelo Radiante.....	42
2.4.1	Principio Básico de Funcionamiento	42
2.4.2	Composición suelo radiante	43
2.4.3	Sistemas de Distribución.....	48

2.4.4	Sistemas de Control regulación y de temperatura.....	50
2.4.5	Configuraciones circuito suelo Radiante.....	55
3	CAPÍTULO 3: DISEÑO DE LA SOLUCIÓN	59
3.1	INTRODUCCIÓN.....	61
3.2	Cargas Térmicas Escuela Rural agua corta	61
3.2.1	Elementos Constructivos Escuela Rural g-18 Agua Corta.....	62
3.2.2	Potencia de Calefacción según Norma Chilena NCh853of2007	63
3.2.3	Coeficientes de Transmitancia térmica Elementos Constructivos	68
3.2.4	Cálculo Cargas térmicas Escuela Rural Agua corta.....	76
3.3	Diseño Suelo Radia	79
3.3.1	Condiciones Límites.....	80
3.3.2	Condiciones Iniciales	82
3.3.3	Calculo de curvas características.....	83
3.3.4	Cálculo curvas límites	89
3.3.5	Cálculo Parámetros de diseño (θ_v , θ_R , σ , $\theta_{F,M}$, L y m_H).....	93
3.3.6	Caudal de Trabajo y Perdida de Carga.....	99
3.4	Selección y dimensionamiento del sistema de Calefacción	105
3.4.1	Potencia Nominal bomba de Calor.....	105
3.4.2	Producción de Agua caliente sanitaria	106
3.4.3	Vaso de expansión.....	109
3.4.4	Depósito de Inercia.....	111
3.4.5	Bomba de impulsión.....	113
4	CAPÍTULO 4: EVALUACIÓN ECONÓMICA	115
4.1	Evaluación económica Sistema de calefacción Propuesto	117
4.1.1	Elementos que componen el sistema de Calefacción.....	117
4.2	VALOR ACTUAL NETO Y TIR	126
	CONCLUSIONES	131
	RECOMENDACIONES Y SUGERENCIAS.....	132
	BIBLIOGRAFÍA.....	133
	ANEXOS.....	135

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Zonificación calefacción Escuela Agua corta.....	6
Figura 1.2 Dimensiones en mm Unidad Interior.....	8
Figura 1.3 Dimensiones Acondicionador de aire, Unidad Exterior.....	9
Figura 1.4 Dimensiones en mm Sala de Educación Básica y Educación Especial.....	10
Figura 1.5 Dimensiones Unidad Exterior, Sala de Educación Básica y Sala de Educación Especial.....	12
Figura 1.6 Dimensiones Calefón Junkers MinimaXX.....	15
Figura 1.7 Variación del rendimiento en función de la temperatura exterior y la impulsión del agua.....	16
Figura 2.1 Esquema de funcionamiento de aerotermia en una vivienda.....	25
Figura 2.2 Variación del rendimiento en función de la temperatura exterior y la impulsión del agua.....	30
Figura 2.3 Principio de Funcionamiento de la Bomba de Calor.....	33
Figura 2.4 Bomba de calor de compresión mecánica accionada por motor eléctrico.....	34
Figura 2.5 Esquema de Funcionamiento de una bomba de calor y los focos fríos para calefacción.....	36
Figura 2.6 Esquemas de Funcionamiento de una bomba de calor reversible.....	38
Figura 2.7 Balance energético en la bomba de calor.....	41
Figura 2.8 Principio de funcionamiento suelo radiante.....	42
Figura 2.9 Método constructivo suelo radiante.....	43
Figura 2.10 Banda perimetral y barrera anti vapor.....	44
Figura 2.11 Planchas Aislantes.....	45
Figura 2.12 Tubería PEX-A con película anti oxígeno.....	46
Figura 2.13 Tipos de Estructura, suelo radiante.....	47
Figura 2.14 Juntas de dilatación y Funda aislante.....	48
Figura 2.15 Colector de ida y de vuelta.....	49
Figura 2.16 Conjunto Colectores.....	50
Figura 2.17 Cabezal electrotérmico.....	51
Figura 2.18 Esquema de control modo calefacción.....	52
Figura 2.19 Esquema Unidad de control.....	53
Figura 2.20 Curva de Trabajo, centralita de control.....	54
Figura 2.21 Sonda de Impulsión.....	54
Figura 2.22 Distribución de tubos, tipo Serpentin.....	55
Figura 2.23 Distribución de tubos, tipo doble serpentín.....	56
Figura 2.24 Distribución de tubos, de tipo espiral.....	56
Figura 3.1 Plano Escuela Agua corta g-18.....	62
Figura 3.2 Resistencias térmicas superficiales.....	65
Figura 3.3 Flujos de Calor muro exterior.....	68

Figura 3.4 Flujos de Calor cielo raso.	71
Figura 3.5 Techumbre patio Interior.	73
Figura 3.6	79
Figura 3.7 Tipo de Configuración suelo radiante.....	82
Figura 3.10 Perdida de Carga en función del números de circuitos.....	104
Figura 4.1Especificaciones técnicas depósito de inercia.	112
Figura 4.2 Diagrama general en función de la Altura y caudal.....	113

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Condiciones actuales vs condiciones deseadas.	5
Tabla 1.2 Acondicionador de Aire, Unidad Interior	7
Tabla 1.3 Especificaciones Técnicas Acondicionador de Aire, Unidad Exterior.	9
Tabla 1.4 Especificaciones Técnicas Acondicionador de Aire, Unidad Interior.	10
Tabla 1.5 Especificaciones Tecnicas Acondicionador de aire, Unidad Exterior.	11
Tabla 1.6 Especificaciones Técnicas y dimensiones en mm.	13
Tabla 1.7 Especificaciones Calefón Junkers MinimaXX.....	14
Tabla 0.2 Características Climáticas, zona litoral Sur	20
Tabla 2.1 Características Refrigerantes HFC y refrigerantes Naturales	28
Tabla 3.1 Superficie Elementos Constructivos Escuela Rural Agua corta g-18, Hualqui.	63
Tabla 3.2 Resistencia térmica por unidad de superficie de cámaras de aire no ventiladas – cámaras de aire verticales, flujo térmico horizontal.....	66
Tabla 3.3 Resistencia térmica por unidad de superficie de cámara de aire no ventiladas - cámaras de aire horizontales, flujo térmico ascendente.	66
Tabla 3.4 Materiales Muro exterior Escuela Agua Corta.....	69
Tabla 3.5 Materiales complejo techumbre.	71
Tabla 3.6 Materiales Complejo Techumbre Patio interior	73
Tabla 3.7 Valores de Coeficiente de transmitancia térmica marcos y ventanas.	75
Tabla 3.8 Densidad de flujo térmico	80
Tabla 3.9.....	94
Tabla 3.10 Variables relacionadas con la temperatura y caudal de las estancias.....	98
Tabla 3.11 Largo Tuberías de calefacción por circuito y estancia.....	99
Tabla 3.12 Perdida de carga por estancia.	101
Tabla 3.13 Tabla de pérdida de carga en tuberías Uponor (PEX-a).	103
Tabla 3.14 Cargas térmicas por estancia.	105
Tabla 3.15 Especificaciones Técnicas Bomba de Calor, Aquarea All in one Panasonic.	109
Tabla 4.1 Costos de Inversión y mano de obra Instalación suelo radiante.	120

Tabla 4.2 Costos de Inversión Inicial equipos de Calefacción y producción de ACS...	120
Tabla 4.3 Costo de Inversión Inicial Sistema Actual de calefacción.....	122
Tabla 4.4 Costos Operacionales Sistema de calefacción propuesto.	122
Tabla 4.5 Costos operacionales Acondicionadores de aire.....	124
Tabla 4.6 Costos operacionales producción ACS, sistema de calefacción actual	124
Tabla 4.7 Flujo de caja Neto y Acumulado.....	128

ÍNDICE DE ECUACIONES

Ecuación 1-1 Cantidad de energía procedente de fuentes renovables	22
Ecuación 2-1- COP, bomba de calor.....	40
Ecuación 2-2 - COP ideal.....	40
Ecuación 2-3 EER Bomba de Calor en condiciones de laboratorio.....	41
Ecuación 3-2 coeficiente global de transmisión U, para elementos simples y homogéneos	63
Ecuación 3-3 coeficiente global de transmisión U, para elementos compuestos.....	64
Ecuación 3-17 Curva característica básica.....	81
Ecuación 3-18 $\theta_{f,max}$ θ_i y qG , para diferentes tipos de Recinto.....	82
Ecuación 3-8 Diferencia media logarítmica entre el fluido de calefacción y la sala	84
Ecuación 3-16 Cálculo de temperatura de Retorno.....	95
Ecuación 3-19 Caudal de Agua para cada Estancia (l/s).....	95
Ecuación 3-20 Resistencias Térmicas Ascendentes.....	96
Ecuación 3-21 Resistencias Térmicas Descendentes.....	96
Ecuación 3-22 Largo tubería de calefacción por estancia.....	98
Ecuación 3-23 Pérdida de carga máxima.....	99
Ecuación 3-24 Pérdida de carga máxima de circuito	100
Ecuación 3-25 Pérdida de carga Accesorios.	102
Ecuación 3-26 Pérdida de carga por altura.	104
Ecuación 4-1 Consumo diario en litros para una temperatura diferente a 60°C.....	106
Ecuación 4-2 Energía demanda en función del caudal diario.	106
Ecuación 4-3 Energía Acumulada en el depósito	107
Ecuación 4-4 Factor de acumulación depósito de agua.	107
Ecuación 4-5 Energía de producción en consumo punta.	108
Ecuación 4-6 VAN.....	127

SIGLAS

ISO: Organización Internacional de Normalización.

MINEDUC: Ministerio de Educación de Chile.

NCh: Norma Chilena.

UNE: Asociación Europea de Normalización.

EN: Norma Europea.

DIN: Instituto de Normalización Alemán.

SIMBOLOGÍA

[mm]: milímetro

[cm]: Centímetro

[m]: Metro

[m²]: Metro cuadrado

[m³]: Metro Cúbico

[l]: Litros

[°C]: Grados Celsius

[°K]: Grados Kelvin

[kW]: Kilowatt

[kCal]: Kilocalorías

[W/m²]: Densidad de Flujo

[Kg/m³]: Unidad de Densidad, Kg por metro cúbico.

[Kg/s]: Caudal Másico

[l/s]: Caudal Volumétrico

[kJ/Kg °C]; [kCal/]: Calor específico.

[Kcal/h]: Potencia Calorífica

CAPITULO 1: PLANTEAMIENTO DEL
PROBLEMA

1.1 INTRODUCCIÓN

La eficiencia Energética, el cuidado por el medio ambiente y la sustentabilidad energética, son temas que preocupan hoy en día a la sociedad chilena, sobre todo cuando se compromete la calidad y nivel de vida de sus habitantes. La carencia de sistemas de climatización eficientes en los establecimientos educacionales de nuestro país, me motiva en el estudio e investigación de nuevas tecnologías y el uso de energías renovables no convencionales en reemplazo de los combustibles fósiles tradicionales.

Escuelas con un bajo nivel socio económico generalmente carecen de un sistema de calefacción o si lo tienen estos sistemas tradicionales presentan altos costos operacionales y de mantenimiento, en donde la mayoría de las veces no se alcanzan las condiciones de confort térmico establecidas. Además, otro aspecto negativo es el impacto que se causa en el medio ambiente y en la salud de las personas. Las escuelas rurales en donde el entorno sociocultural es bajo, la falta de recursos y el aislamiento, son motivos suficientes para que estos establecimientos no cuenten con un sistema de calefacción, ni las condiciones mínimas para alcanzar las temperaturas de confort térmico establecidas por la ley.

En el presente estudio de pre factibilidad se evalúa de manera técnica y económica, el uso de un sistema de climatización y abastecimiento de ACS, por medio de una bomba de calor aerotérmica en una escuela rural, perteneciente a la comuna de Hualqui. El objetivo principal de este sistema de climatización es reducir notablemente consumo de energía primaria como la electricidad, a través de la calefacción por medio de suelo radiante y el apoyo de una bomba de calor como generador de energía calorífica, se alcanzas niveles altos de eficiencia. Los bajos costos operacionales y los bajos costos de mantenimiento de este sistema, lo hace ideal para comunidades aisladas donde los recursos son limitados y escasean, como sucede en las escuelas rurales hoy en día.

Como último punto a mencionar este Trabajo de Título tiene un enfoque socio-económico, por una parte, se busca el bien estar de la comunidad escolar compuestas por los docentes y alumnos, en donde la salud de estos últimos juega un papel muy importante en el desempeño académico y en el proceso de aprendizaje; y por otra parte se busca la eficiencia energética, reduciendo considerablemente los costos asociados al uso de un sistema de climatización, siendo este uno de los aspectos más fundamentales del mantenimiento.

1.2 RECONOCIMIENTO DE LA NECESIDAD

El planteamiento del problema nace de la necesidad de buscar una alternativa más eficiente energéticamente y autosustentable, para el actual sistema de climatización y producción de agua caliente sanitaria de la escuela rural G-618 perteneciente a la comuna de Hualqui. Actualmente la escuela dispone de tres equipos de aire acondicionado para climatizar las dependencias interiores, y dispone de un termo eléctrico con un calefón, para el abastecimiento de agua caliente sanitaria. Todos estos equipos mencionados utilizan fuentes de energías que son caras, en el caso de la electricidad como en el gas licuado de petróleo.

El uso de estas energías en escuelas rurales se traduce en un gasto de dinero significativo ya que, en este tipo de instituciones, la ley exige que se logren las temperaturas mínimas de confort durante toda la instancia de los alumnos en el establecimiento. Esto quiere decir que los equipos encargados de la climatización se deben encontrar en pleno funcionamiento durante la duración de la jornada escolar, lo que acrecienta el gasto energético en el transcurso del año académico escolar.

En respuesta a la situación descrita, surge como iniciativa realizar un estudio de pre factibilidad de un sistema de climatización que combina dos tecnologías por una parte utiliza un equipo altamente eficiente como es una bomba de calor aerotérmica (aire – agua) y por otra se hace uso del suelo radiante, tecnología que no requiere de altas temperaturas de calefacción en comparación a los sistemas de calefacción tradicionales logrando así un sistema de calefacción mucho más eficiente.

A continuación, se describe la situación actual en que se encuentra la escuela,

1.3 SITUACIÓN PROBLEMÁTICA

1.3.1 Descripción del Actual Sistema de Calefacción

Actualmente la Escuela Rural G-618, cuenta con equipos de climatización que cumplen con las condiciones mínimas de confort térmico, y al ser equipos que funcionan con electricidad no hay inconvenientes con la calidad del aire por lo que las clases se pueden desarrollar con total normalidad, sin impactos en el bien estar y la salud de las personas que se encuentran en el lugar, con bajas emisiones de Co2. Los equipos encargados de la climatización (calefacción/refrigeración), son acondicionadores de aire del tipo Split muro pertenecientes a la gama de productos fabricados por la empresa

GREE, El único inconveniente de estos equipos, es que no presentan la tecnología Inverter, que regula la potencia del compresor de la bomba de calor (bomba de calor aire-aire) en función de la demanda calórica del inmueble, lo que permite que el equipo funcione a cargas parciales. Al no presentar mencionada tecnología este equipo funciona con la potencia a plena carga o, mejor dicho, con la potencial nominal, lo que se traduce en una menor eficiencia energética, incurriendo en mayores gastos. Otro factor negativo de estos equipos, es cuando el ambiente exterior alcanza temperaturas inferiores a 0° C, el equipo deja de funcionar y no se puede realizar la calefacción, situación que no sucede con las bombas de calor aerotérmicas (aire-agua), en donde sí se puede trabajar con temperaturas negativas, con niveles de eficiencia aceptables.

En cuanto a los equipos encargados de la producción de agua caliente sanitaria se cuenta con un termo eléctrico con una capacidad de 80 L encargado de abastecer los servicios sanitarios de damas y varones, además de un calefón encargada de la producción de ACS para el baño de los manipuladores de alimento. Se evaluará si entregar el ACS producida por la bomba de calor a una determinada temperatura al termo eléctrico, para así disminuir su consumo energético o reemplazarlo por el depósito de agua que suele venir con las bombas de calor aerotérmicas. Lo mismo se aplicará al ACS producida por el calefón en la cocina.

Analizando la situación actual podemos identificar condiciones del sistema de calefacción actual, que pueden ser optimizados, y que se resumen en la siguiente Tabla

CONDICIONES ACTUALES	OBJETIVO
Alto consumo de electricidad.	Minimizar el consumo de electricidad.
Calefacción sólo en ciertas zonas, como en las aulas principales de la Escuela.	Calefacción uniforme en todas las dependencias de la Escuela a través de suelo radiante.
Equipos de calefacción sin tecnología de ahorro de energía.	Utilizar una bomba de calor que cuente con esta tecnología (Inverter).
Producción de agua caliente por medio de un Termo eléctrico.	Producir ACS por medio de la bomba de calor.

Tabla 1.1 Condiciones actuales vs condiciones deseadas.

Fuente: Elaboración propia.

En la siguiente figura 1.1, se describe la ubicación de los equipos encargados de realizar la calefacción al interior de la escuela, así como su ubicación en las principales habitaciones o estancias que estos equipos abarcan, además se describe las superficies útiles de estas estancias.

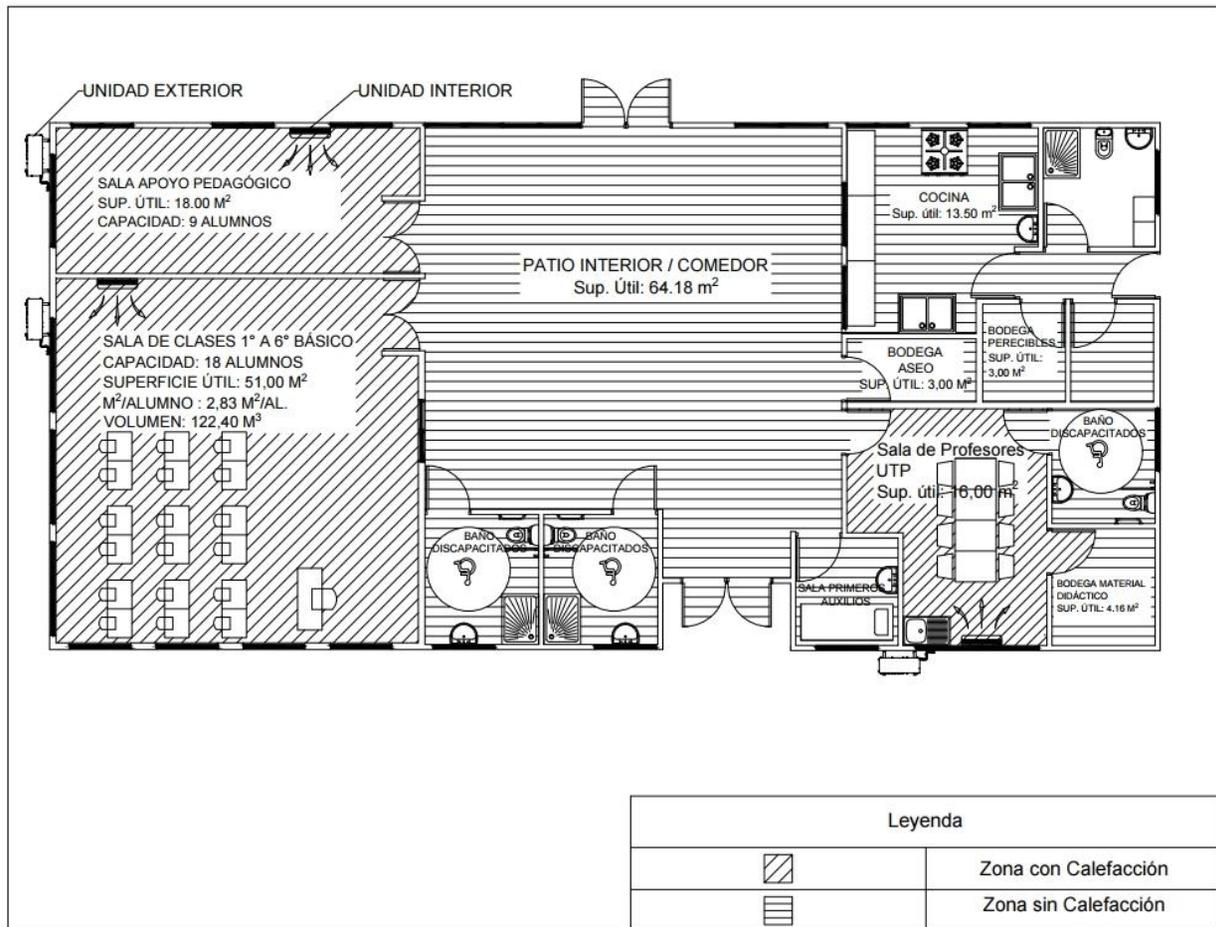


Figura 1.1 Zonificación calefacción Escuela Agua corta.

Fuente: Elaboración propia.

1.3.2 Equipos Utilizados en la Climatización

A continuación, describiremos los equipos utilizados en la climatización con sus respectivas especificaciones técnicas y el volumen del lugar o dependencia que estos climatizan, principalmente la sala de docentes, la sala de educación básica y la sala de educación especial, en el se adjuntan las especificaciones técnicas de los equipos.

1.3.2.1 Aire Acondicionado Sala de Docentes

Esta sala tiene un volumen de 34,39 m³ y el equipo encargado de la climatización es un acondicionador de aire que como se mencionaba anteriormente es fabricado por la empresa GREE, el equipo cuenta con una unidad exterior y una unidad interior, La unidad exterior es la encargada de extraer la energía del aire ambiente, para luego.

A continuación, se presentan las especificaciones técnicas y las dimensiones de la unidad exterior e interior.

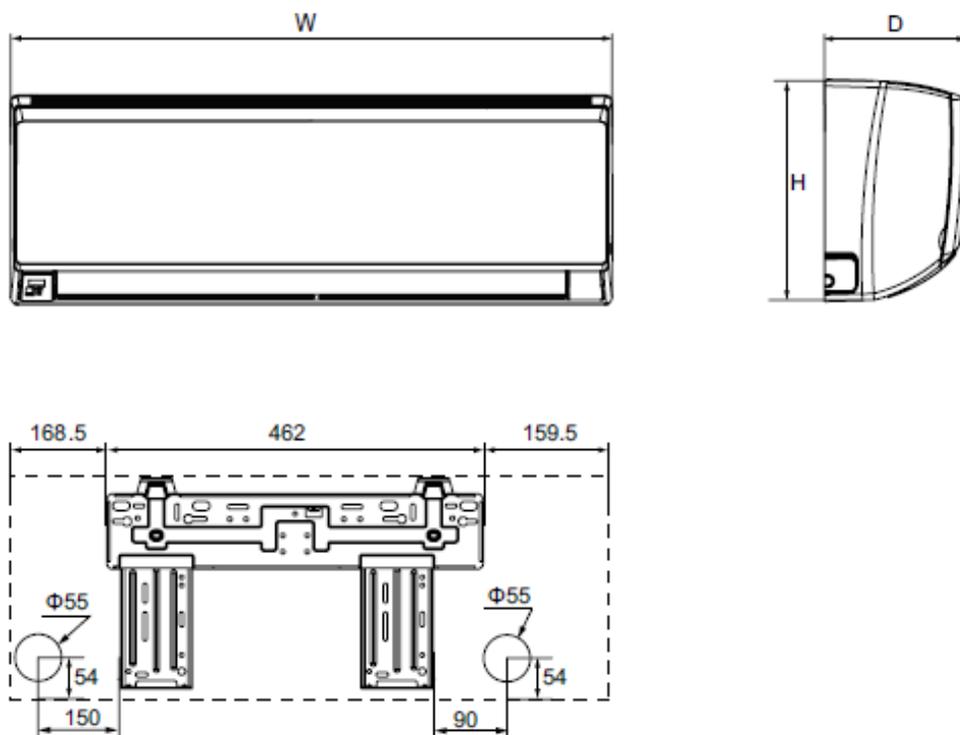
- Especificaciones Técnicas Unidad Interior:

Acondicionador de Aire , Unidad Interior	
Modelo	GWH09QB-K3NNC2H/I
Voltaje	220-240 V
Frecuencia	50 Hz
Capacidad Calorífica	2638 W
Capacidad Frigorífica	2784 W
Caudal de Aire	550 m ³ /h
Presión Sonora	36 dB (A)
Peso	9 Kg
Fecha de Fabricación	2017.01

Tabla 1.2 Acondicionador de Aire, Unidad Interior

Fuente: Catálogo GREE e información recogida en el lugar.

- Dimensiones Unidad Interior:



Unit:mm

Models	W	H	D
09/12K	790	275	200

Figura 1.2 Dimensiones en mm Unidad Interior

Fuente: Catalogo GREE

- Especificaciones Técnicas Unidad Exterior:

Acondicionador de Aire Unidad Exterior, GREE.			
Modelo	GWH09QB-K3NNC2H/O		
Voltaje	220-240 V	Capacidad Frigorífica	2683W
Frecuencia	50 Hz	Capacidad Calorífica	2784W
Tipo de Clima	T1	Potencia Frigorífica	909W
Peso	24,5 kg	Potencia Calorífica	818W
Aislamiento	I		
Refrigerante	R410A	Consumo Nominal Calor	1075W
Carga de Refrigerante	0,67 kg	Consumo Nominal Frio	1030W
Presión sonora			48dB(A)
Máxima Presión de Funcionamiento en la Descarga			4,3MPa
Máxima Presión sonora en la Succión			2,5MPa

Fecha de Fabricación	2017.01	Clase de Aislamiento	IPX4
----------------------	---------	----------------------	------

Tabla 1.3 Especificaciones Técnicas Acondicionador de Aire, Unidad Exterior.

Fuente: Catálogo GREE e información recogida en el lugar.

- Dimensiones Unidad Exterior:

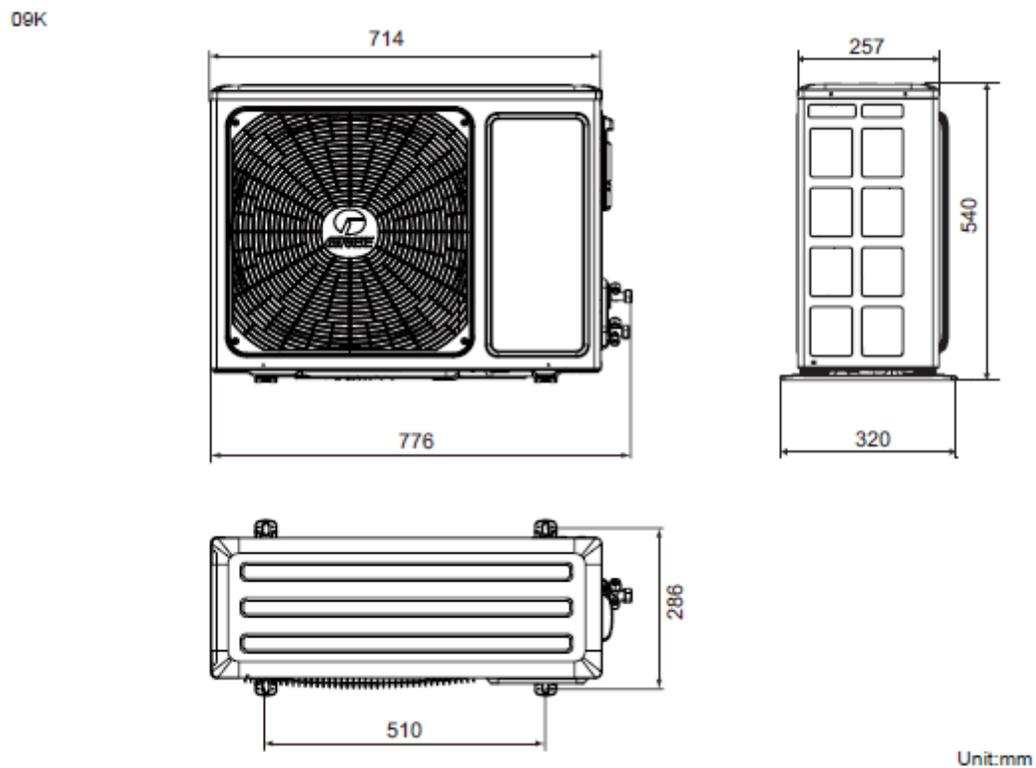


Figura 1.3 Dimensiones Acondicionador de aire, Unidad Exterior.

Fuente: Catalogo GREE.

1.3.2.2 Aire acondicionado Sala Educación Básica y Especial

Los equipos encargados de la climatización de ambas salas, pertenecen al mismo modelo de acondicionador de aire, la sala de educación básica tiene un volumen de 115 m³ y la sala de educación especial tiene un volumen de 43,23 m³. A continuación se presenta la especificación técnica de ambos equipos y sus dimensiones.

- Especificaciones Técnicas:

Acondicionador de Aire Unidad Interior	
Modelo	GWH18QD-K3NNC2D/I
Voltaje	220-240V
Frecuencia	50 Hz
Capacidad Frigorífica	5012 W
Capacidad Calorífica	5129 W
Caudal de aire	850 m ³ /h
Presión sonora	43dB(A)
Peso	13,5 kg
Fecha de Fabricación	2017.01

Tabla 1.4 Especificaciones Técnicas Acondicionador de Aire, Unidad Interior.

Fuente: Catálogo GREE e información recogida en el lugar.

- Dimensiones Unidad Interior:

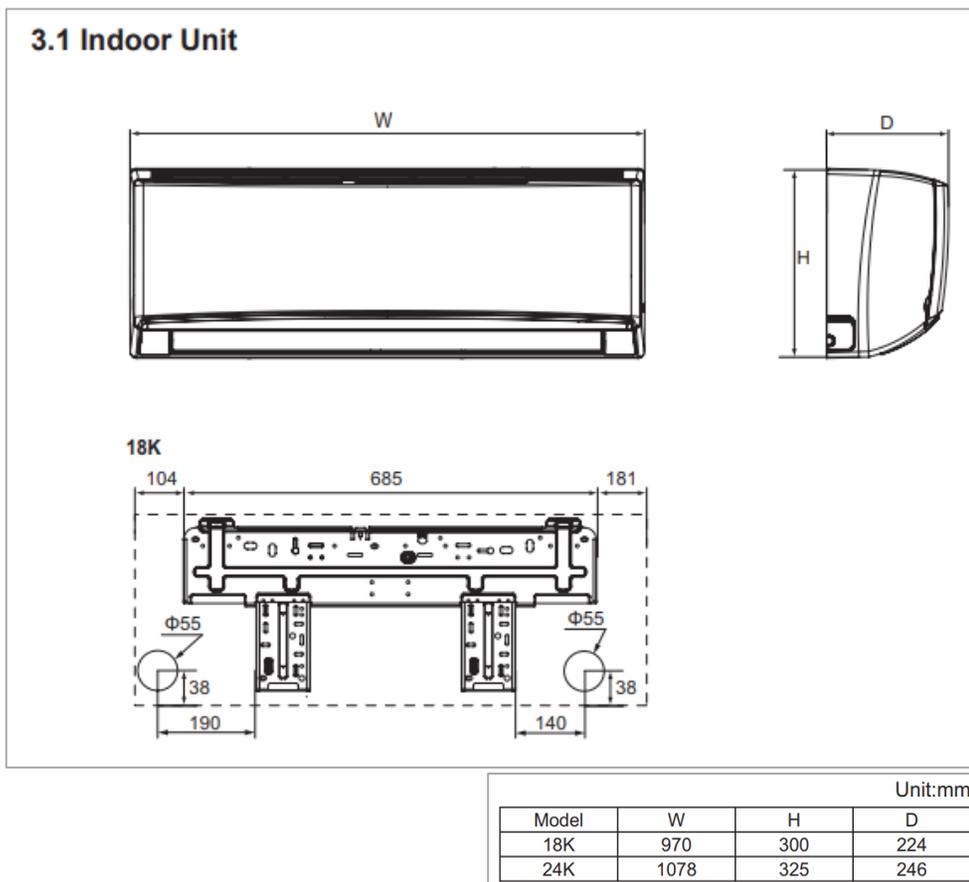


Figura 1.4 Dimensiones en mm Sala de Educación Básica y Educación Especial

Fuente: Catálogo GREE.

- Especificaciones Técnicas Unidad Exterior

Acondicionador de Aire Unidad Exterior, GREE.			
Modelo	GWH18QD-K3NNA1D/O		
Voltaje	220-240 V	Capacidad Frigorífica	5012W
Frecuencia	50 Hz	Capacidad Calorífica	5129W
Tipo de Clima	T1	Potencia Frigorífica	1540W
Peso	46,5 kg	Potencia Calorífica	1445W
Aislamiento	I		
Refrigerante	R410A	Consumo Nominal Calor	2000W
Carga de Refrigerante	1.2 kg	Consumo Nominal Frio	2000W
Presión sonora			
Máxima Presión de Funcionamiento en la Descarga			4,3MPa
Máxima Presión sonora en la Succión			2,5MPa
Fecha de Fabricación	2017.01	Clase de Aislamiento	IP24

Tabla 1.5 Especificaciones Tecnicas Acondicionador de aire, Unidad Exterior.

Fuente: Catálogo GREE e información recogida en el lugar.

- Dimensiones Unidad Exterior:

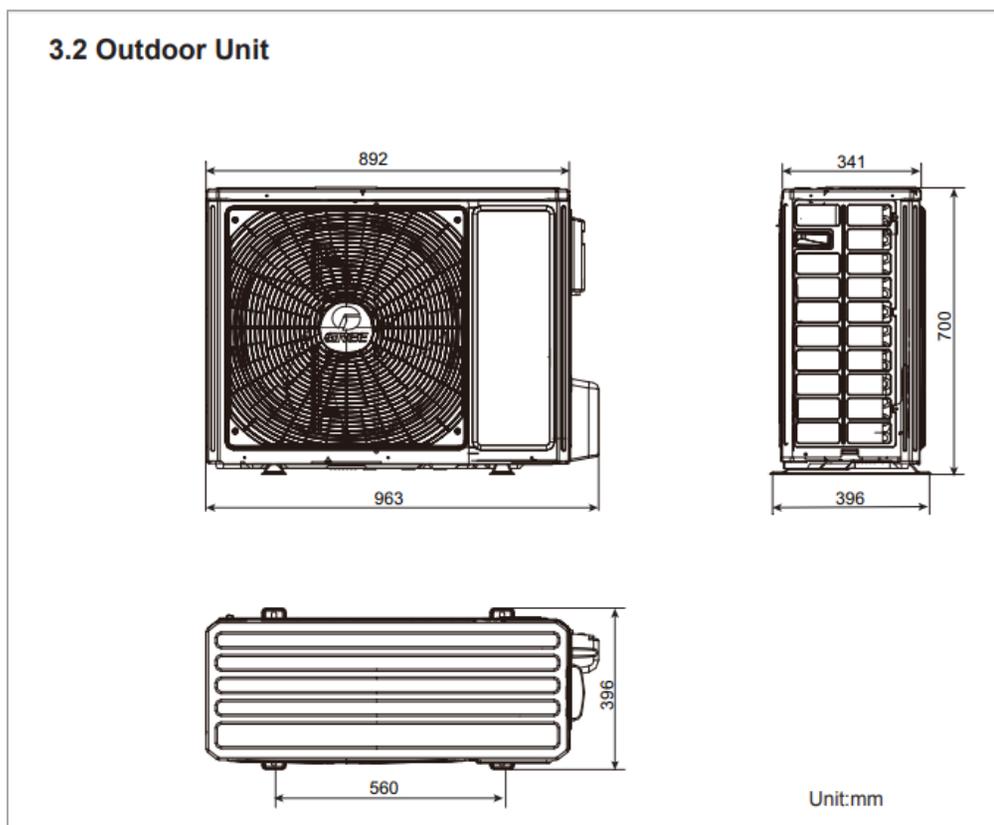


Figura 1.5 Dimensiones Unidad Exterior, Sala de Educación Básica y Sala de Educación Especial

Fuente: Catálogo GREE.

1.3.3 Equipos Utilizados en la producción de ACS

Para la producción de ACS se utiliza un termo eléctrico Albin Trotter modelo ATM D80, este equipo es el encargado del abastecimiento de ACS de los baños de damas y varones de los alumnos y docentes, específicamente para su uso en lavamanos y duchas que se encuentran en los baños. El equipo cuenta con las siguientes características:

Termo Eléctrico Albin Trotter ATM D80	
Especificaciones Técnicas	
Capacidad	80 LITROS
Rosca Conexión agua	G ½ "
Potencia	1500 W
Voltaje	220 V
Trifásico	no
Tipo instalación	Pared
Protección estanque	VITRIFICADO

Ánodo de Magnesio	22 x 296 mm
Tiempo Recuperación a 65 °C.	3,41 Hrs.
Aislamiento	Poliuretano expandido
Indicador de temperatura	si
Selector de Temperatura	Si, en perilla
Presión de Trabajo	0,1 Bar
Presión Máx. de Trabajo	5 Bar
Distancia ejes Conexión de agua (cm)	10
Cable conexión eléctrica	Si
Calentamiento de 15 - 75 ° C (min)	223
Calentamiento de 40 - 75 ° C (min)	130
Minutos de ducha 10L/Min 42°C	16,8
Dimensiones (mm)	
Peso Neto	23,4 Kg
Embalaje	Ancho: 528 Fondo: 498 Alto: 794
Producto	Ancho: 450 Fondo: 450 Alto: 727
Peso	28,000 Kg

Tabla 1.6 Especificaciones Técnicas y dimensiones en mm.

Fuente: catálogo Termo eléctrico Albin Trotter ATM D80.

Además del equipo mencionado anteriormente, en la concina de la escuela, también se requiere abastecimiento de ACS, en este caso se utiliza un calefón Junkers modelo MinimaXX de encendido automático ionizado, alimentado por GLP. Entre sus principales características podemos encontrar:

- Ahorro de Energía.
- Encendido automático con pilas.
- Indicador de batería baja.
- Sin llama piloto permanente.
- Válvula de poliamida.
- Serpentín de Cobre.
- Láminas anti calcáreas
- Tres sistemas de Seguridad: llama por ionización, sonda antigases y limitador de temperatura.

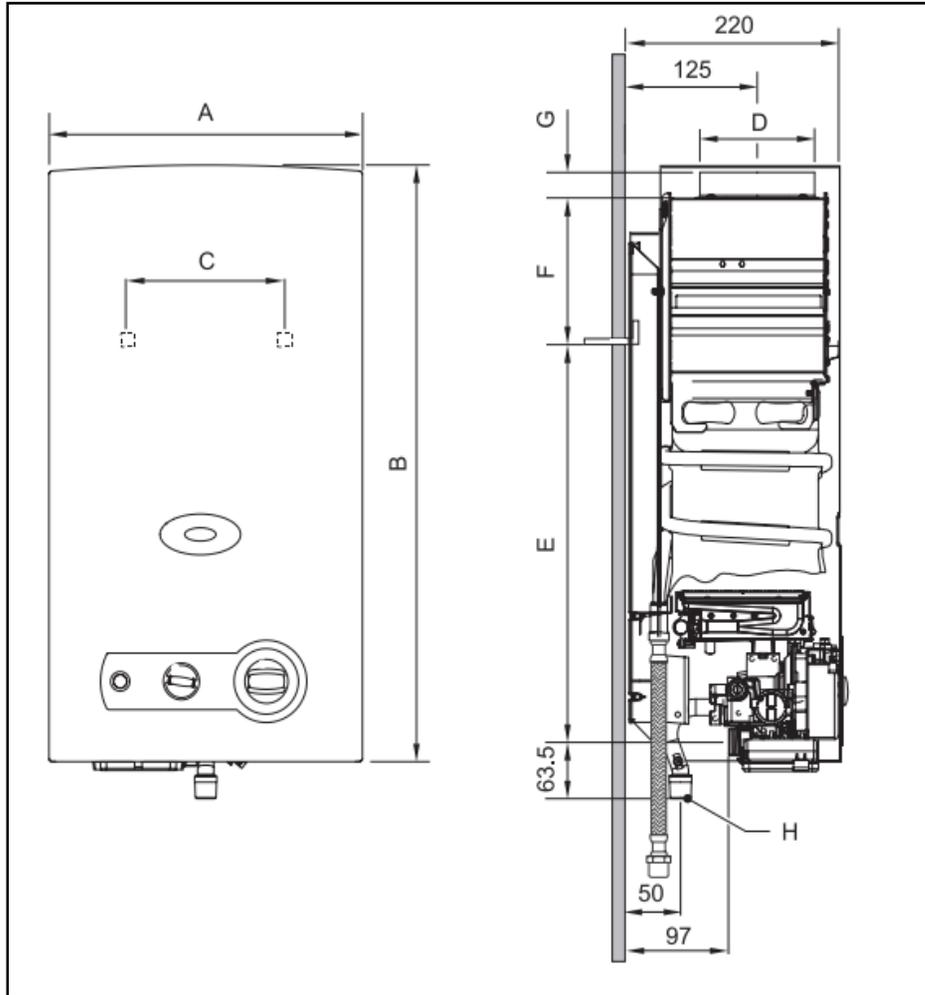
A continuación, se presentan las especificaciones técnicas y dimensiones del equipo.

- Especificaciones Técnicas

Calefón Junkers Ionizado, MinimaXX		
Características Técnicas	Unidad de medida	WR11
Código de Producto	n/a	770143581
Código de Barra de Producto	n/a	7809522700367
Litraje	l/min	11
Tipo de gas	n/a	Licudo
Dimensiones	mm	580x310x220
Peso	kg	11
Consumo nominal	kW	21,8
Potencia útil	kW	19,2
Presión máxima admisible	bar	12
Presión mínima de funcionamiento	bar	0,15
Diámetro entrada de agua fría	pulgadas	½
Diámetro salida caliente	pulgadas	½
Diámetro gas	pulgadas	½
Diámetro ducto	mm	112.5/4,4"
Tipo de tiro	n/a	Natural

Tabla 1.7 Especificaciones Calefón Junkers MinimaXX

Fuente: Catalogo JUNKERS.



Dimensiones (mm)	A	B	C	D	E	F	G	H (Ø)	
								G.N.	G.L.P.
WR11B	310	580	228	112,5	463	60	25	1/2"	
WR14B	350	655	228	125	510	95	30		

Figura 1.6 Dimensiones Calefón Junkers MinimaXX

Fuente: Catalogo Junkers

1.4 SITUACIÓN DESEADA

La situación deseada es implementar un sistema de calefacción de baja temperatura por suelo radiante utilizado como generador de calor una bomba de calor aerotérmica. El sistema propuesto tiene como objeto producir energía calorífica útil a un bajo costo monetario a través de la eficiencia energética y el uso de energías renovables. La base de este sistema es, la extracción de la energía calorífica presente en el aire ambiente, a través de una bomba de calor. Luego esta energía a través de un proceso termodinámico y compresión de un gas, será transferida al agua de circulación hasta alcanzar la temperatura de impulsión adecuada. La diferencia frente a los sistemas tradicionales radica en la temperatura de impulsión del agua, mientras que, en sistemas tradicionales como calefacción por radiadores, normalmente se trabaja con una temperatura de impulsión mínima de 55° C, en sistemas por suelo radiante esta temperatura suele ser de 35 – 40 °C. Además, cabe mencionar que la producción de energía calorífica supera con creces a la energía primaria utilizada en el ciclo de compresión, de ahí a que se considere la energía aerotérmica capturadas por las bombas de calor como una energía renovable. Lo anteriormente descrito se puede expresar en la Figura 1.7, el rendimiento de una bomba de calor está directamente relacionado con la temperatura exterior del ambiente y con la temperatura de impulsión del agua de circulación.

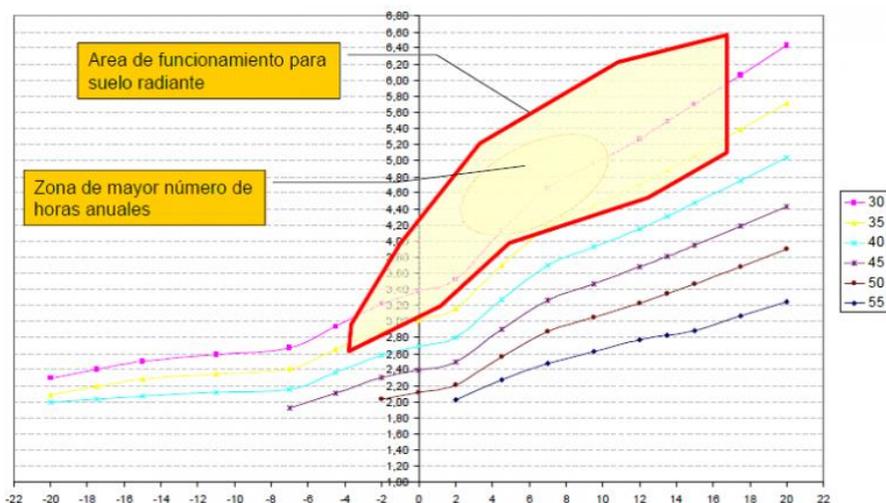


Figura 1.7 Variación del rendimiento en función de la temperatura exterior y la impulsión del agua.

Fuente: Daikin.

Además, se pretende evaluar la producción ACS por medio de un acumulador, en reemplazo de los actuales equipos encargados de esta labor, en el caso del termo eléctrico se trata equipo poco eficiente energéticamente con un alto costo en la generación de energía, lo mismo sucede con el calefón equipo que utiliza energía de origen fósil para la producción de ACS. Como último punto en el presente Trabajo de Título se evaluará si es rentable económicamente implementar la instalación del suelo radiante en la mayoría de las independencias de la Escuela.

OBJETIVO GENERAL

Evaluar el diseño de un sistema de calefacción por suelo radiante, usando como generador de energía calorífica, el ciclo de compresión de una bomba de calor aerotérmica, en una escuela rural de la comuna de Hualqui.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Determinar la carga térmica de la Escuela Rural Agua corta en función de su envolvente térmica y las condiciones climáticas del Lugar.

Utilizar el método expuesto en la norma UNE-EN 1264, para el diseño del suelo radiante.

Dimensionar y seleccionar los equipos encargados de la generación y transferencia de calor.

Evaluar la viabilidad del proyecto en términos económicos, energéticos y sustentabilidad.

1.5 NORMATIVA

En esta sección estudiaremos las normativas nacionales e internacionales que regulan aspectos que están relacionados directamente con este estudio de pre factibilidad, tal es el caso del decreto del ministerio de educación n° 548 que establece la temperatura mínima en los establecimientos educacionales. como la temperatura en la sala de clases, las zonas climáticas de nuestro país, el etiquetado de eficiencia energética de los sistemas de climatización

1.5.1 Decreto del MINEDUC, n°548 de 1988.

En este decreto se aprueban las normas que establecen las exigencias mínimas que debe cumplir o presentar la planta física de los establecimientos educacionales, según el nivel y modalidad de enseñanza que impartan, siendo estos reconocidos como cooperadores de la función educacional del Estado.

Una de las exigencias de este decreto, es la temperatura mínima que deben mantener los establecimientos educacionales, siendo esta norma parte fundamental de este Trabajo de Título, que se centrara en mantener esta temperatura de manera uniforme en el recinto educacional. Según el artículo 9, apartado 7 del decreto 548, se establece lo siguiente:

“Los locales escolares y complementarios deberán mantener en los recintos de uso de los párvulos y alumnos, excluidos los servicios higiénicos y patios, las siguientes temperaturas mínimas, en las zonas del país que se indican (NCh 1079), durante el tiempo de permanencia de los párvulos y alumnos, las que deberán lograrse idealmente mediante estrategias pasivas, o en su defecto con sistemas de refrigeración y/o calefacción, con ductos de evacuación de gases al exterior, o lo que establezcan los organismos competentes en la materia y provisto de elementos de protección contra las quemaduras:”

- a. Educación parvularia, una temperatura de 15°C en las zonas: andina, central interior del río Maipo al sur, sur litoral, sur interior y sur extrema.*
- b. Educación Básica y Media, una temperatura de 12 °C en las zonas: andina, central interior de los ríos Ñuble e Itata al Sur, sur litoral, sur interior y sur extrema.*
- c. Hogares Estudiantiles, una temperatura de 15° C en las zonas: andina, central interior del río Maipo al sur, sur litoral, sur interior y sur extrema.*

Como se menciona anteriormente de acuerdo a la NCh 1079 nuestro país se divide en diferentes zonas, por ende, en la siguiente subsección estudiaremos esta norma para identificar la zona en donde se encuentra la escuela objeto de estudio.

1.5.2 NCh 1079

Esta norma establece una zonificación climática habitacional, con el objetivo de facilitar un adecuado diseño arquitectónico. La NCh 1079 clasifica a nuestro país en nueve zonas climáticas de norte a sur excluyendo. La clasificación comprende las siguientes zonas, el Norte litoral (NL), Norte desértica (ND), Norte valles transversales (NVT), centro litoral (CL), central interior (CI), sur litoral (SL), Sur Interior (SI), Sur Extremo (SE), Andina (An) como se aprecia en la Figura 1-1. En la siguiente tabla se describe la localización de la zona sur litoral, que abarca parte de la región del Bio Bio.

SL	Sur Litoral: Continuación de zona CL desde el Bío-Bío hasta Chiloé y Puerto Montt. Variable en anchura, penetrando por los valles de los numerosos ríos que la cruzan.	Zona de clima marítimo, lluvioso. inviernos largos. Suelos y ambientes salinos y húmedos. Vientos fuertes de componente W. Vegetación robusta. Temperatura templada a fría.
----	---	---

Tabla 1.8 Clasificación Zonas Climáticas, según Nch1079.

Fuente: Nch1079.

Además de la localización y características generales que establece esta norma, también se indican las características climáticas de cada zona. Para poder caracterizar un clima o en este caso una zona climática habitacional, es necesario conocer los distintos parámetros climáticos que componen mencionada zona climática, los parámetros son los siguientes: temperatura, humedad, radiación solar, viento, nubosidad y pluviometría. En la siguiente Tabla se indican las características climáticas de la zona sur litoral correspondiente a la ciudad de Concepción. La letra E y J representan los meses de enero y Julio.

Localidades Principales Sur litoral SL	Temperatura ° C				Insolación cal/cm² día	Soleamiento horas sol día	Humedad Relativa %		Nubosidad décimas			
	Media		Oscilación diaria				10	11	12	13		
ÍTEM	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
	E	J	E	J	E	J	E	J	E	J	E	J
Tome												
<u>Concepción</u>	16,6	8,7	14,2	8,5	580	150	14,5	9,5	75	88	2,8	6,4
Talcahuano												
Coronel	Templado	Frío	Media	Baja	Normal	Muy Baja			Alta	Muy Alta	Baja	Alta
Arauco												
Lebú												
<u>Valdivia</u>	16,7	7,4	12,8	6,2	(500)	90	14,9	9,2	70	89	3,7	7,4
Puerto Montt												
Localidades Principales Sur litoral SL	Precipitaciones mm		Vientos Predominantes	Heladas		Nieve días año	Salinidad		Altura			
	Anual	Máx. 1 día		Meses	Nº Años		Atmosfera	Suelo				
ÍTEM	14	15	16	17	18	19	20	21	22			
Tome												
<u>Concepción</u>	1338	118	S-W	Jul.Sep	< 5	0	Si	No	<200 m			
Talcahuano												
Coronel	Muy Alta											
Arauco												
Lebú												
<u>Valdivia</u>	2490	174	N y S	Jun. Sep.	12	0	-	-	-			
Puerto Montt												

Tabla 1.9 Características Climáticas, zona litoral Sur

Fuente: Nch 1079.

1.5.3 Normativas concernientes a la Aerotermia

En nuestro país aún no se han legislado o promulgado normas referentes a la aerotermia en comparación con otros países o continentes. En el caso de la Unión Europea, en materia de energías renovables, eficiencia energética y cuidado por el medio ambiente, siempre ha sido pionera, a diferencia de nuestro país, en los estados miembros de la Unión Europea se crean normas, leyes e incentivos que promueven el uso de las energías renovables no convencionales, como es el caso de la aerotermia.

La Directiva 2009/28/CE del Parlamento Europeo y del consejo, de 23 de abril de 2009, relativa al fomento del uso de energía procedente de fuentes renovables, reconoce como energía renovable, la energía capturada por las bombas de calor, bajo determinadas condiciones, por lo cual se modifican y derogan las Directivas 2001/77/CE y 2003/30/CE, directivas que no consideraban esta energía como renovable. Dentro de las definiciones que se pueden encontrar en esta normativa, se define aerotermia como la energía almacenada en forma de calor en el aire ambiente. Se considerará como energía renovable la energía aerotérmica capturadas por las bombas de calor, para calefacción y refrigeración, siempre cuando la producción final de energía supere de forma significativa el insumo de energía primaria necesaria para impulsar la bomba de calor. Esto surge a causa de que las bombas de calor aerotérmicas, geotérmicas, Hidrotérmicas necesitan electricidad u otra fuente de energía auxiliar para funcionar, aun así, el avance tecnológico hoy en día ha permitido que las bombas de calor de cualquier tipo, alcancen altos niveles de eficiencia, por lo que la energía calórica producida supera con creces la energía primaria necesaria para el funcionamiento de estas. A pesar de lo establecido en esta directiva, la energía aerotérmica en sí, es una energía renovable no convencional, ya que procede de la radiación solar, por lo tanto, es inagotable y accesible desde cualquier lugar.

La Metodología propuesta por esta Directiva para calcular la cantidad de calor que se ha de considerar como energía procedente de fuentes renovables, se expone a continuación.

$$ERES = Q_{usable} \cdot \left(1 - \frac{1}{SPF}\right)$$

Siendo

Q_{usable} = el calor útil total estimado proporcionado por bombas de calor conformes a los criterios mencionados en el artículo 5, apartado 4, aplicada como sigue: solo se tendrán en cuenta las bombas de calor para las que $SPF > 1.15 \cdot 1/\eta$.

SPF = el factor de rendimiento medio estacional estimativo para dichas bombas de calor

η = el cociente entre la producción total bruta de electricidad y el consumo primario de energía para la producción de electricidad, y se calculará como una media de la UE basada en datos de Eurostat.

Ecuación 0.1 Cantidad de energía procedente de fuentes renovables

Fuente: Directiva 2009/28/CE del Parlamento Europeo y del Consejo.

CAPITULO 2: MARCO TEÓRICO

2.1 AEROTERMIA

Son diferentes los estudios que demuestran, que el principal consumo energético de los sectores económicos de nuestro país, como el sector residencial, y el sector público y comercial, radica en el uso de sistemas de calefacción y equipos de producción de ACS. La búsqueda de nuevas tecnologías más eficientes, para realizar las mismas labores, parece ser una clara respuesta para el desarrollo sostenible del país.

La Aerotermia es una energía renovable no convencional que, a pesar de sus grandes ventajas, hasta hoy en día es una de las menos conocida. La aerotermia tiene sus inicios en el continente europeo hace nueve años, cuando en la Directiva 2009/28/CE de la unión europea, se define Aerotermia como la energía almacenada en forma de calor en el aire ambiente. Tal energía es capturada por las bombas de calor para cubrir la demanda calórica o energética en sistemas de calefacción y producción de ACS. Por ello no es de extrañar que en nuestro país esta tecnología no se halla explotado ni promocionado al cien por cien.

Como se acaba de mencionar, El principal uso o aprovechamiento de esta energía almacenada en el aire ambiente, consiste en cubrir la demanda de energía térmica en sistemas de climatización y producción de ACS, por medio del uso de bombas de calor. Para ello se utiliza un sistema de traspaso compuesto por dos elementos: una unidad exterior que capta las calorías, en donde generalmente se encuentra ubicada la bomba de calor, y una unidad interior que traspasa estas calorías a un circuito de agua de tipo calefacción central. En la Figura 2-6 se puede apreciar en que consiste fundamentalmente la aerotermia, es un intercambio de calor entre el aire ambiente y el sistema de climatización aerotérmico.



Figura 2.1 Esquema de funcionamiento de aerotermia en una vivienda.

Fuente: Análisis económico, energético y ambiental del uso de la aerotermia.

El aire tiene un contenido de energía explotable en función de su temperatura, la mayor parte del tiempo esta permanece estable, pero también a temperaturas muy bajas tiene una cierta cantidad energía que puede ser captada por la unidad exterior de la bomba de calor. De este concepto nace la definición de energía acumulada en el aire ambiente, en forma de calor de baja entalpía o de baja temperatura. Se define entalpía como la energía interna de una sustancia, o la cantidad de energía que un sistema termodinámico puede intercambiar con el entorno, en este caso es la cantidad de energía interna que posee el aire sometido a una presión constante. A diferencia de otros fluidos sometidos a altas temperaturas y/o a altas presiones, la cantidad de energía contenida en el aire ambiente es baja, y por tanto se define como un sistema a baja entalpía, es decir con reducida cantidad de calor explotable en procesos termodinámicos.

En la Sección anterior se definía que el calor almacenado en el aire, tiene su origen en la radiación solar, además que la temperatura varía en función de diferentes factores, como la localidad, la estación climática, la exposición a la radiación solar, el ángulo de incidencia de los rayos solares, entre otros factores. A pesar que en ocasiones la temperatura del aire alcanza temperaturas críticas, la tecnología de las bombas de calor permite explotar la energía contenida en el aire, incluso cuando la temperatura exterior es de $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, con eficiencias aceptables.

2.1.1 Principio básico de Funcionamiento Aerotermia

Las bombas de calor aerotérmicas son equipos altamente eficientes, captan el calor almacenado en el aire ambiente, y lo transfieren al interior del edificio o vivienda a climatizar con una cantidad relativamente pequeña de trabajo. Este trabajo es el insumo energético que necesita el compresor para su funcionamiento. Las Bombas de calor funciona bajo los siguientes principios; la compresión de un gas/fluido refrigerante; cambio de fase gas-líquido. Es donde en un circuito cerrado, se hace circular un fluido refrigerante de bajo punto de ebullición, que cambia de estado en el proceso de cesión o captación de calor, además cuando se comprime un gas, es decir, cuando se aumenta su presión, el fluido gana temperatura. La bomba de calor aerotérmica, se compone de cuatro elementos, cada uno cumple un rol o una función en el ciclo de calefacción y/o refrigeración, los cuales son los siguientes, el compresor, una válvula de expansión, y dos unidades intercambiadoras de calor, el evaporador y el condensador. El principio de funcionamiento de las bombas aerotérmicas se compone de varias etapas:

- 1) El aire exterior es aspirado hacia el interior de la bomba de calor por el ventilador.
- 2) En el evaporador entra ese aire exterior y allí se produce un intercambio de energía por el cual el fluido refrigerante cambia de estado líquido a vapor, este cambio de estado ocurre a temperatura y presión constante (0°C, 5 bar).
- 3) El refrigerante en estado de vapor pasa por el compresor donde se comprime, lo cual implica un aumento de temperatura, elevándose a estado de vapor sobrecalentado (70°C y 20 bar).
- 4) En el condensador el refrigerante cede su calor contenida en el acumulador, donde pasa nuevamente a estado líquido. Durante este proceso de condensación se produce una cesión energética del refrigerante al circuito hidráulico, con lo que se libera la energía necesaria para cubrir las necesidades de calefacción y producción de ACS del lugar. En este proceso el refrigerante cambia de estado, pasando de vapor sobrecalentado a estado líquido, condensando a presión constante, pero, con una gran pérdida de temperatura (70-40°C y 20 bar).
- 5) El líquido refrigerante pasa por la válvula de expansión, que baja su temperatura y presión, y vuelve a las condiciones de presión y temperatura iniciales (40°C-0°C y 50 bar).
- 6) Se reinicia el ciclo termodinámico

2.1.2 Fluidos Refrigerantes Utilizados

Existe una gran cantidad de refrigerantes actualmente utilizados en aplicaciones comerciales e industriales. Cada refrigerante tiene propiedades que difieren de otros, tales como: punto de ebullición, calor específico, calor latente, densidad y otros factores que afectan a la habilidad del refrigerante para transferir calor.

Un refrigerante es cualquier cuerpo o sustancia que actúe como agente de enfriamiento, absorbiendo calor de otro cuerpo o sustancia. En el caso de las bombas de calor aerotérmicas, en modo calefacción, el refrigerante absorbe el calor del aire exterior, por medio del evaporador, y en modo refrigeración se absorbe el calor aire interior, transfiriéndolo al refrigerante por medio del condensador. Desde el punto de vista de la refrigeración mecánica por evaporación de un líquido y compresión de vapor, se puede definir al refrigerante como el medio para transportar calor desde donde lo absorbe por ebullición, a baja temperatura y presión, hasta donde lo rechaza al condensarse a alta temperatura y presión.

Los refrigerantes son los fluidos vitales en cualquier sistema de refrigeración mecánica. Cualquier sustancia que cambie de líquido a vapor y viceversa, puede

funcionar como refrigerante, y dependiendo del rango de presiones y temperaturas a que haga estos cambios, va a tener una aplicación útil comercialmente.

Existe un número muy grande de fluidos refrigerantes fácilmente licuables, sin embargo, sólo unos cuantos son utilizados en la actualidad. Algunos de estos refrigerantes su utilizaron mucho en el pasado, pero se eliminaron al incursionar con otros refrigerantes, con ciertas ventajas y características que los hacen más apropiados. Recientemente, se decidió discontinuar algunos de esos refrigerantes, antes del año 2000, tales como el R-11, R-12, R-113, R115, etc., debido al deterioro que causan a la capa de ozono en la estratósfera. En su lugar se utilizan refrigerantes como el R-123, el R-134a y algunas mezclas ternarias. En la siguiente Tabla, se presentan algunas características de estos refrigerantes, así como también refrigerantes de tipo natural.

		GWP	Toxicidad	Inflamabilidad	presión (20° C)Mpa
Refrigerante HFC	R410A	2,09	Baja	Ninguna	1,34
	R134a	1,43	Baja	Ninguna	0,47
Refrigerantes Naturales	NH ₃ (Amoniac)	1 o menos	Alta	Baja	0,76
	C ₃ H ₈ (propano)	3	Baja	Alta	0,74
	CO ₂ (dióxido de carbono)	1	Baja	Ninguna	5,63

Tabla 2.1 Características Refrigerantes HFC y refrigerantes Naturales

Fuente: climatización integral y producción de acs en vivienda unifamiliar mediante aerotermia. - Alessio Lo Vullo.

Para que un líquido pueda ser utilizado como refrigerante, debe reunir ciertas propiedades, tanto termodinámicas como físicas. El refrigerante ideal, sería aquel que fuera capaz de descargar en el condensador todo el calor que absorba del evaporador, la línea de succión (válvula de expansión) y el compresor. Desafortunadamente todos los refrigerantes regresan al evaporador arrastrando una cierta porción de calor, reduciendo la capacidad de absorber calor en el lado de baja.

Un refrigerante ideal deber reunir todas las propiedades siguientes:

❖ Propiedades Termodinámicas

- Presión: Debe operar con presiones positivas.
- Temperatura: Debe tener una temperatura crítica por arriba de la temperatura de condensación.
- Volumen: Debe tener un valor bajo de volumen específico en fase de vapor, y un alto valor de volumen en fase líquida.

- Entalpía: Debe tener un valor alto de calor latente de vaporización.
- Densidad.
- Entropía.
- ❖ Propiedades Físicas y Químicas
 - No debe ser toxico ni venenoso.
 - No debe ser explosivo ni inflamable.
 - No debe tener efectos sobre otros materiales.
 - Fácil de detectar cuando se fuga.
 - Debe ser miscible con el aceite.
 - No debe reaccionar con la humedad.
 - Debe ser un compuesto estable.

2.2 VENTAJAS DE LA AEROTERMIA

La aerotermia al ser una energía renovable no convencional, posee ventajas. Además, desde su reciente auge en sistemas de climatización y producción de ACS, la aerotermia posee ventajas y desventajas en relación a los sistemas tradicionales. a continuación, se describirá las principales ventajas y desventajas de la aerotermia.

2.2.1 Ventajas frente a los sistemas tradicionales

2.2.1.1 Alto rendimiento

Los sistemas de calefacción aerotérmicos, poseen altos niveles de eficiencia. El COP (Coeficient of Perfomance) máximo de las bombas de calor aerotérmicas, está en torno a 4 o 5, dependiendo del fabricante. El COP es el rendimiento o eficiencia energética instantánea que se da en condiciones de laboratorio, en la práctica este valor no se asemeja con el uso real de la bomba de calor, por ende, se hace un valor de eficiencia estacional, en las siguientes secciones se abarcara este concepto con más detalle, aun así, los valores de eficiencia energética de las bombas de calor aerotérmicas son altos, y dependen principalmente del clima y la carga energética del lugar a calefaccionar. Si nos referimos a un COP con un valor de 5, quiere decir, que por cada 1 kWh eléctrico consumido (para impulsar el compresor), el equipo de aerotermia, puede producir en óptimas condiciones 5 kWh térmicos. Como se mencionaba anteriormente, los sistemas de aerotermia, pueden trabajar hasta temperaturas de -20°C.

2.2.1.2 Ideal para climas intermedios o templados

El uso de la aerotermia, por medio de las bombas de calor, es ideal para zonas de clima templados, ya que su rendimiento disminuye a medida que la temperatura exterior disminuye. En el siguiente gráfico, se observa cómo varían los rendimientos del equipo en función de la temperatura exterior y la consigna de temperatura de impulsión del agua.

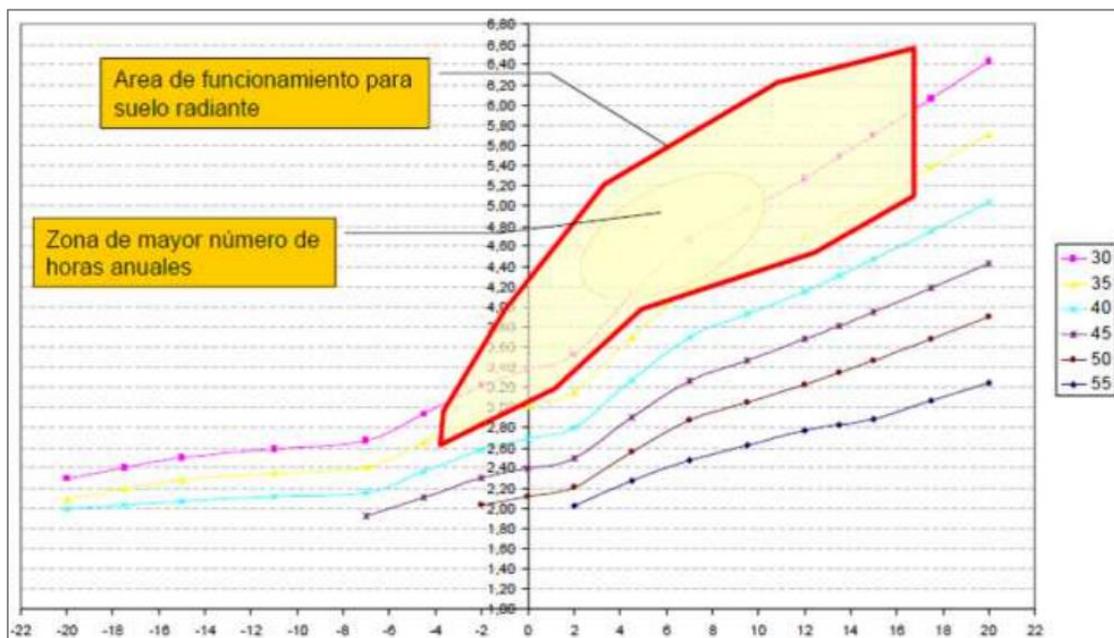


Figura 2.2 Variación del rendimiento en función de la temperatura exterior y la impulsión del agua.

Fuente: Rediseño de las instalaciones de las oficinas de nave industrial para mejora de eficiencia energética -Lucas Alonso Estibaliz, 2016.

En el eje de las abscisas, se representan los valores de la temperatura exterior, y en el de ordenadas el valor del COP. Como se puede observar a menor temperatura de impulsión (a través del sistema de distribución, suelo radiante) y mayor temperatura exterior, el COP aumenta. Vemos que, con temperaturas de impulsión de 30 °C, el COP, a una temperatura exterior entre 4 y 6 °C puede llegar al 3,80 y 4,40 aproximadamente. De forma inversa, cuanto menor sea la temperatura exterior, el COP disminuye notablemente, aunque puede mantenerse en un valor de 2 incluso con temperaturas muy bajas.

2.2.1.3 Energía más económica que los Sistemas Tradicionales

Diferentes son los Estudios que demuestran que la aerotermia es más económica que los combustibles fósil no renovables, utilizados en los sistemas tradicionales. Un reciente informe realizado por la empresa Toshiba, concluye que los sistemas de

calefacción y producción de ACS por aerotermia son más económicos, que los sistemas de calefacción tradicionales que utilizan combustibles como el gasóleo o gas natural. La compañía de origen nipón, ha puesto cifras sobre esta afirmación, a través del estudio realizado a diferentes instalaciones reales, que incluye viviendas unifamiliares, comunidades, bloques de pisos y otro tipo de viviendas. En el estudio se demostró que, el ahorro en calefacción aerotérmica frente al gas natural y gasóleo, es, como mínimo, del 25% y 50%.

De forma adicional a lo anteriormente dicho, el ahorro energético de un sistema de calefacción aerotérmico, se ve influenciado en gran manera por la zona climática y del tipo de sistema de calefacción del que se disponga (sistema de distribución), como por ejemplo el suelo radiante.

2.2.1.4 Periodos de Amortización

Su periodo de amortización es medio-bajo, ya que no se recupera a muy corto plazo debido a que su instalación y maquinaria es cara. El periodo es de alrededor de 2 a 3 años, que puede convertirse en 1, si combinamos este sistema con otra energía renovable, como paneles solares térmicos, aerogeneradores, etc. Por otro lado, los fabricantes se han enfocado en hacer de la aerotermia un sistema altamente ecológico a la par que eficiente, permitiendo la compatibilidad de este con paneles solares y calderas de condensación.

2.2.1.5 Bajos costos de Mantenimiento

El costo de mantenimiento es mínimo comparado a otros sistemas de calefacción tradicionales, esto se debe principalmente, porque las bombas de calor no tienen quemador ni cámara de combustión, en consecuencia, no se generan residuos. Por otra parte, las calderas a gas y gasóleo, requieren de revisiones periódicas, realizadas por personal cualificado, lo que se traduce en gastos adicionales.

2.2.1.6 Fácil Instalación

Las Bombas de calor aerotérmicas, son equipos fáciles de instalar, ya que no precisan de ningún depósito de almacenamiento combustible, ya que se vale del aire y la corriente eléctrica. Constan de una máquina exterior y otra interior, que en muchos casos se usa una máquina compacta que contiene las dos en una sola. Además, requiere de poco espacio, no cuenta con chimeneas de evacuación de humo y es ideal si no se dispone de una sala de calderas.

2.2.1.7 Sistema de Climatización de bajas emisiones y limpio

La aerotermia es un sistema estanco, esto quiere decir que, en todo momento, el fluido refrigerante se mantiene dentro de un circuito cerrado, sin producir ningún tipo de escape. Esto además unido a que estos sistemas, no queman combustibles fósiles para realizar la función de calefacción, por lo que las emisiones de Co2 son mínimas, reduciendo de forma considerable el impacto al medio ambiente y sobre la salud de las personas. En época de verano se posee la función adicional de aire acondicionado o refrigeración.

2.2.2 Desventajas frente a los sistemas de Calefacción tradicionales

2.2.2.1 Peor Rendimientos en zonas climáticas frías

Si se tiene en cuenta que la aerotermia emplea la energía del aire para evaporar el fluido refrigerante, en zonas climáticas muy frías el rendimiento estacional se reduce, por lo que es aconsejable realizar un estudio económico en profundidad. El aire es un medio cambiante, con fluctuaciones de temperatura muy importantes que hacen variar el rendimiento de estos equipos.

2.2.2.2 Uso de Energía para el accionamiento del compresor

Las bombas de calor según el tipo de accionamiento del compresor, requieren de energía o insumos, la energía o “combustible” que se utiliza comúnmente es la electricidad. Uno de los inconvenientes de este tipo de energía, es el alto precio por unidad de energía. Este tipo de sistema, fuera de las condiciones ideales de uso, sufren caídas de rendimiento importantes, por lo que el costo energético se incrementa, bajo esta limitante se plantea el uso de un aerogenerador para suplir el consumo energético por parte del sistema.

2.2.2.3 Mayor Inversión Inicial

La inversión inicial de estos equipos es mayor en comparación con los sistemas tradicionales, pero como se mencionó anteriormente, el periodo de amortización es relativamente de corto a mediano plazo, si tenemos en cuenta que la aerotermia emplea la energía del aire por lo que es renovable y gratuita.

2.2.2.4 Ubicación de la Unidad Exterior

Estos equipos precisan de una unidad exterior, en ocasiones es difícil la ubicación de esta, por estética, ruido y zona. Esta unidad debe estar ubicada en un espacio protegido.

2.3 BOMBA DE CALOR

Una Bomba de calor es una maquina térmica sujeta por lo tanto a las leyes de la termodinámica, que transfiere calor desde un foco frío a otro caliente con una gran eficiencia energética. La Segunda Ley la de termodinámica establece, que la energía (calor) fluye de los cuerpos más calientes hasta los más fríos hasta igualar su temperatura, es decir el cuerpo inicialmente caliente cede calor y el cuerpo inicialmente frío gana calor. la bomba de calor realiza exactamente lo contrario, hace pasar calor del sistema frío al caliente, con lo que el sistema inicialmente frío se enfriara aún más y el sistema inicialmente caliente se calentara aún más.

La ventaja de las bombas de calor frente a otros sistemas de climatización reside en su capacidad para aprovechar la energía existente en el ambiente (foco frío), tanto en el aire como en el agua o en la tierra, para acondicionar dependencias interiores (foco caliente) con una portación relativamente pequeña de trabajo en forma de energía eléctrica. Para ello, La bomba de calor utiliza un gas refrigerante en un ciclo termodinámico cerrado, que, gracias a la existencia de dos focos a diferente temperatura, transporta el calor del medio ambiente a un habitáculo a calefaccionar, servicio o aplicación industrial, con la particularidad de invertir el flujo natural de calor, de modo que fluya de una temperatura más baja a otra más alta. Esto es posible al disponer del trabajo adicional realizado por el compresor.

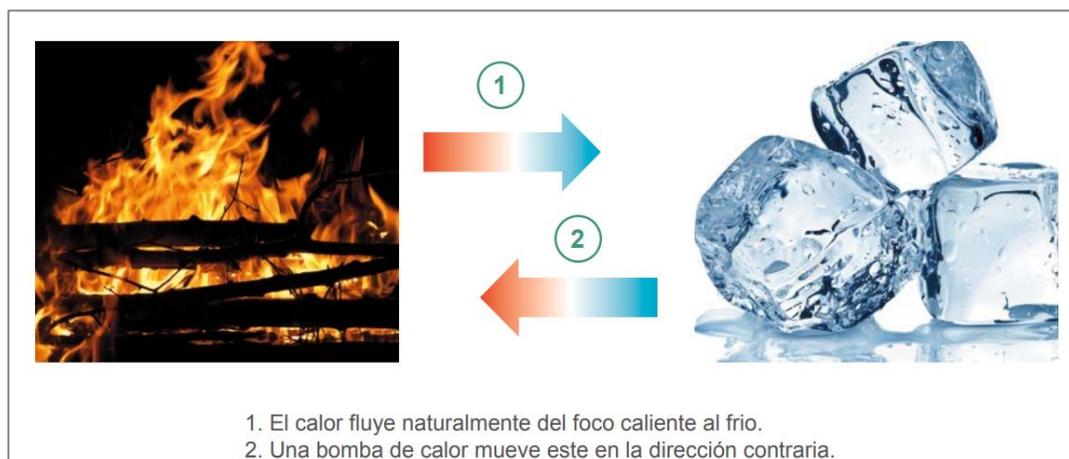


Figura 2.3 Principio de Funcionamiento de la Bomba de Calor

Fuente: IDAE.

Generalmente Las Bombas de calor funcionan bajo los siguientes principios:

- ❖ Compresión de un Gas
- ❖ Cambio de fase gas/líquido
- ❖ Efecto termo-peltier.

2.3.1 Ciclo de la Bomba de Calor

El principio de Funcionamiento de la Bomba de Calor puede resumirse en 4 etapas diferenciadas, como se indica en la figura 2.2:

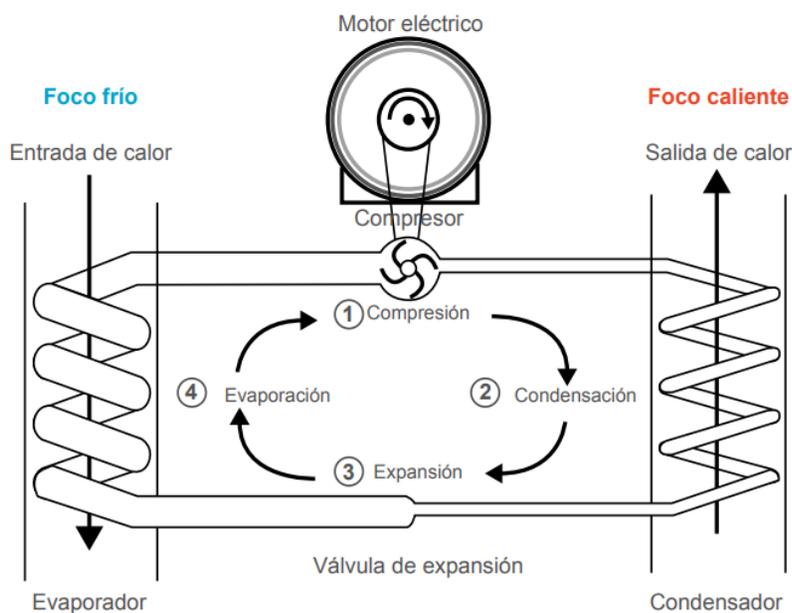


Figura 2.4 Bomba de calor de compresión mecánica accionada por motor eléctrico.

Fuente: IDAE.

- ❖ **Compresión:** En el primer paso se comprime un fluido refrigerante, generalmente se utiliza un fluido con bajo punto de ebullición. En ese proceso, la energía eléctrica consumida por el compresor se transforma en calor transmitido al refrigerante al elevar el mismo tanto su presión como su temperatura, aumentando por tanto su entalpía (cantidad de energía que un sistema puede intercambiar con su entorno).
- ❖ **Condensación:** Este fluido caliente se hace pasar por el condensador. En este intercambiador de calor, el fluido cede su calor al llamado foco caliente por aire o agua y al enfriarse se produce la condensación del refrigerante pasando de estado gaseoso a estado líquido (proceso exotérmico).

- ❖ expansión: A continuación, se hace pasar el fluido, todavía a presión, por una válvula de expansión, que consiste en un dispositivo que genera una gran pérdida de carga por lo que se produce una reducción de presión isoentálpica del fluido desde la presión de condensación hasta la presión de entrada al evaporador, reduciéndose por lo tanto la temperatura del fluido.
- ❖ Evaporación: Finalmente, el fluido pasa por otro intercambiador, situado en la fuente fría y llamado evaporador en el que se produce un cambio de fase endotérmico, donde el refrigerante se evapora absorbiendo calor de nuevo, para volver a reiniciar el ciclo en el compresor.

2.3.2 Clasificación de la Bomba de Calor

Las Bombas de Calor se pueden clasificar bajo diferentes criterios, atendiendo a diferentes aspectos de la máquina, según con el tipo de medio exterior con el que intercambia calor, según el tipo de accionamiento, según su construcción, etc. A continuación, se describen las clasificaciones más comunes.

2.3.2.1 Según el Medio Exterior de Intercambio de Calor

La Bomba de calor puede utilizar energía almacenada en forma de calor bajo la superficie de la tierra sólida, energía geotérmica; en el aire ambiente, energía aerotérmica; o en las aguas superficiales, energía hidrotérmica (Fig. 2.5).

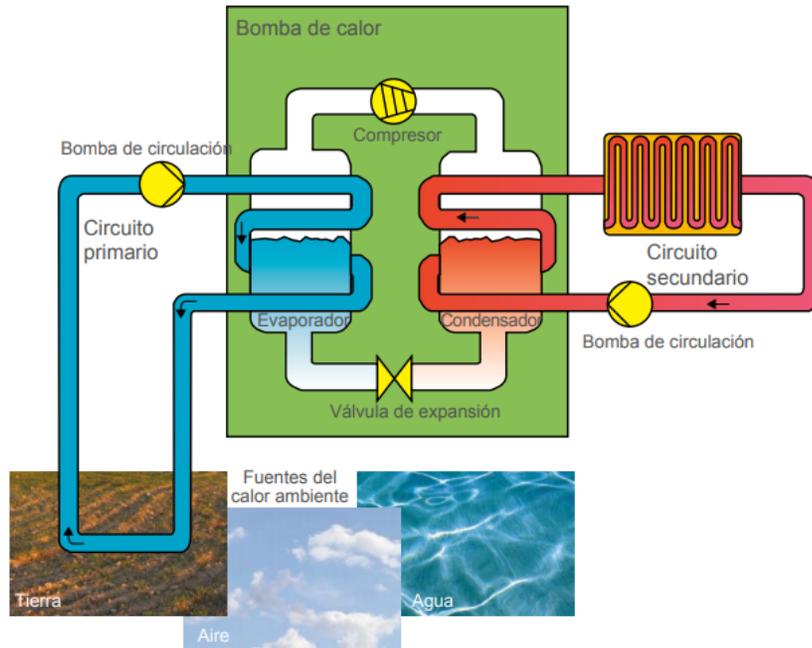


Figura 2.5 Esquema de Funcionamiento de una bomba de calor y los focos fríos para calefacción

Fuente: IDAE.

En función del tipo de medio con el que la bomba de calor intercambia calor con el exterior (agua, tierra, aire); así como del medio al que se transfiere el calor de la máquina térmica (aire o agua), se pueden clasificar las bombas de calor de la siguiente manera.

|

Bombas Aerotérmicas: Este tipo de bombas captan el calor almacenado en el aire exterior, para cederlo a las dependencias interiores que se quieren calefaccionar, mediante un simple intercambiador de aire (Evaporador). Este tipo de bombas se dividen en dos subclases en función del medio al que se transfiere el calor de la máquina térmica (aire o agua):

- ❖ Bombas de Calor aire-aire
- ❖ Bombas de calor aire-agua

Bombas Hidrotérmicas:

- ❖ Bombas de calor agua-aire
- ❖ Bombas de calor agua-agua

Bombas Geotérmicas:

- ❖ Bombas de calor tierra-aire
- ❖ Bombas de calor tierra-agua

2.3.2.2 Según su accionamiento

Según el modo de accionamiento de la bomba de calor, podemos distinguir las siguientes tipologías:

- Bomba de Calor con compresor Impulsado mecánicamente: como el modelo más extendido, en las que la energía necesaria para mover el compresor se obtiene a través de un motor eléctrico o un motor endotérmico de combustión Interna.
- Bomba de Calor de Accionamiento Térmico: También llamada Bomba de calor por absorción, en las que el cambio de estado del refrigerante se realiza mediante un ciclo de absorción o compresión térmica.
- Bombas de Calor electro térmicas: Funcionan mediante el efecto termo-peltier, el cual se basa en el calentamiento de dos metales soldados (uno se calienta y otro se enfría) por medio de una aplicación de corriente eléctrica.

2.3.2.3 Según su funcionamiento

- Reversibles: Este tipo de bomba Puede funcionar tanto en modo de calefacción como en modo de refrigeración, en donde el ciclo del gas refrigerante es reversible, es decir puede circular en un sentido u otro, invirtiendo el flujo de calor entre el interior y exterior. Para ello se requiere de un dispositivo auxiliar, conocido normalmente como válvula de cuatro vías, gracias a la cual es posible la reversibilidad tanto del fluido como del ciclo. Como se observa en la Figura 2.4 la disposición y los componentes de la bomba de calor son los mismos, variando por lo tanto el funcionamiento de los intercambiadores de calor, con la inversión del ciclo gracias a la válvula de 4 vías.

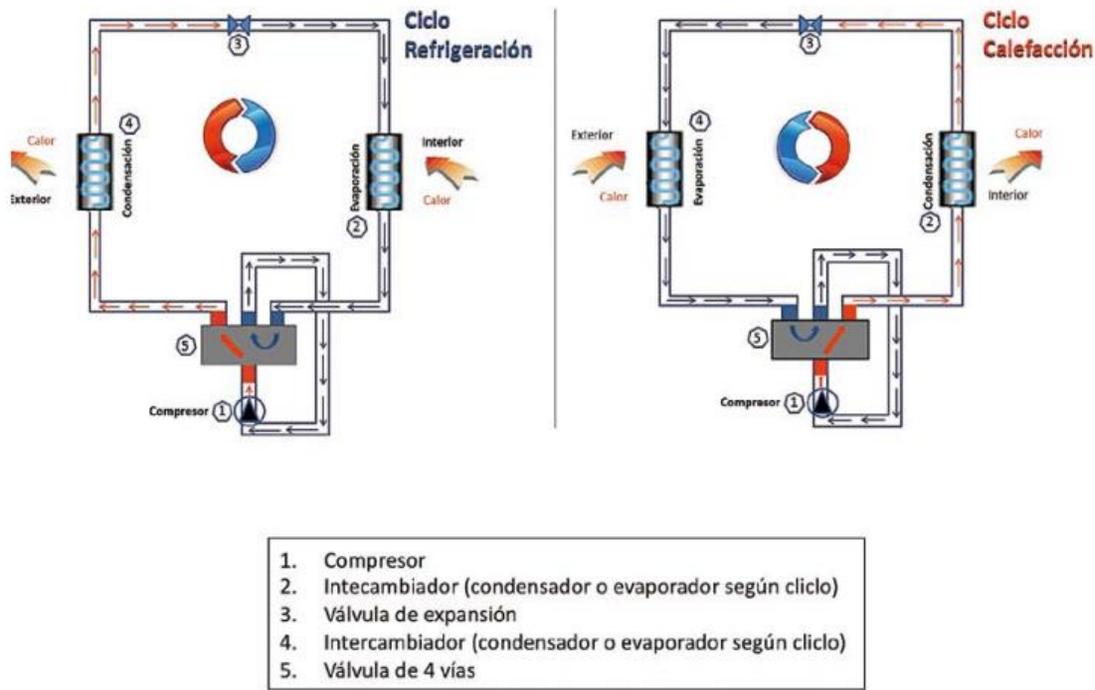


Figura 2.6 Esquemas de Funcionamiento de una bomba de calor reversible.

Fuente: IDAE.

En la Figura izquierda, se aprecia el ciclo o modo de calefacción, donde el intercambiador interior actúa como condensador y el intercambiador exterior lo hace como evaporador. Para el caso del modo refrigeración, se hace uso de una electroválvula auxiliar que desplaza el sentido dentro de la válvula de cuatro vías, invirtiendo. Como consecuencia el intercambiador interior actúa como evaporador, siendo el exterior el que funciona como condensador.

- No reversibles: Funcionan únicamente en uno de los dos ciclos, ya sea en un ciclo de calefacción o en un ciclo de refrigeración.
- Termofrigobombas: Estas bombas producen ambos ciclos simultáneamente, es decir producen frío y calor a la vez.

2.3.2.4 Según su morfología o Construcción

Los equipos que constituyen la bomba de calor como un todo, pueden ser del tipo compacto o partido:

- Sistema Compacto: Dentro de una unidad o carcasa se encuentran todos los elementos constituyentes de la bomba de calor.
- Split: Los componentes se separan en una unidad interior y otra exterior, con el fin de evitar el ruido del compresor en el interior del lugar a climatizar.
- Multi Split: una única unidad interior instalada y múltiples unidades interiores.
- VRF (Variable Refrigerant Flow): Existe un número variable de unidades interiores de expansión directa conectadas a una o varias unidades exteriores. Este sistema es la evolución de los sistemas multi Split. Diferenciándolo de la bomba de calor convencional, tiene la capacidad de variar el caudal refrigerante aportado. De esta manera se tiene un control más preciso de las condiciones de temperatura. El funcionamiento de este tipo de sistema de variación de frecuencia en el motor del compresor. De esta manera el compresor trabajara a mayor o menor potencia de acuerdo a las necesidades del local, esto es a cargas parciales.

2.3.3 Eficiencia Energética

En la siguiente sección se definen los principales términos y conceptos de relevancia en relación al cálculo de la eficiencia energética de las bombas de calor. Estos términos se diferencian entre dos tipologías de valores, los puntuales y los estacionarios. Los primeros son referidos a valores instantáneos que generalmente se dan en condiciones de laboratorio mientras que los segundos tienen en consideración la variación de las condiciones de cálculo con el tiempo.

2.3.3.1 Valores Puntuales

2.3.3.1.1 COP (Coefficient Of Performance)

La eficiencia energética de una bomba de calor se mide a través de su coeficiente de prestación COP. Este coeficiente se calcula como la relación existente entre la energía térmica cedida por el sistema (Q) y la energía absorbida por el compresor (W) en unas condiciones de temperatura y con la unidad a plena carga. El COP está definido mediante la siguiente expresión:

$$COP = \frac{Q \text{ calefacción}}{W \text{ calefacción}}$$

Ecuación 2.1- COP, bomba de calor.

Fuente: IDAE.

Para el caso de las bombas de calor, el COP ideal viene dado por el ciclo de Carnot, mediante la siguiente expresión:

$$COP_{ideal} = \frac{T_c}{T_c - T_f}$$

Ecuación 2.2 - COP ideal.

Fuente: IDAE.

De la Ecuación anterior se observa que el COP ideal viene determinado mediante las Temperaturas de los focos, de forma que T_c representa la temperatura del foco caliente y la T_f la del foco frío (el que absorbe calor). A modo de ejemplo, para explicar de manera sencilla como se calcula el COP, en la figura 2.7 se observa, como una bomba de calor agua-agua con intercambiador geotérmico, son normales ratios elevados, la demanda térmica de un edificio ($Q = 4\text{kWt}$, en azul) se obtiene en sus tres cuartas partes del intercambio energético con el terreno (3 kwt , verde) y la otra tercera parte ($W = 1\text{kWt}$) es la energía eléctrica consumida por el compresor de la bomba de calor. Así se obtiene un valor de 4 para la bomba de Calor.

$$COP = \frac{4 \text{ kWt}}{1 \text{ kWt}}$$

$$COP = 4$$

Por lo que de este ejemplo se puede concluir, que, del total de la energía necesaria para climatizar el edificio, solo la cuarta parte proviene de la energía eléctrica.

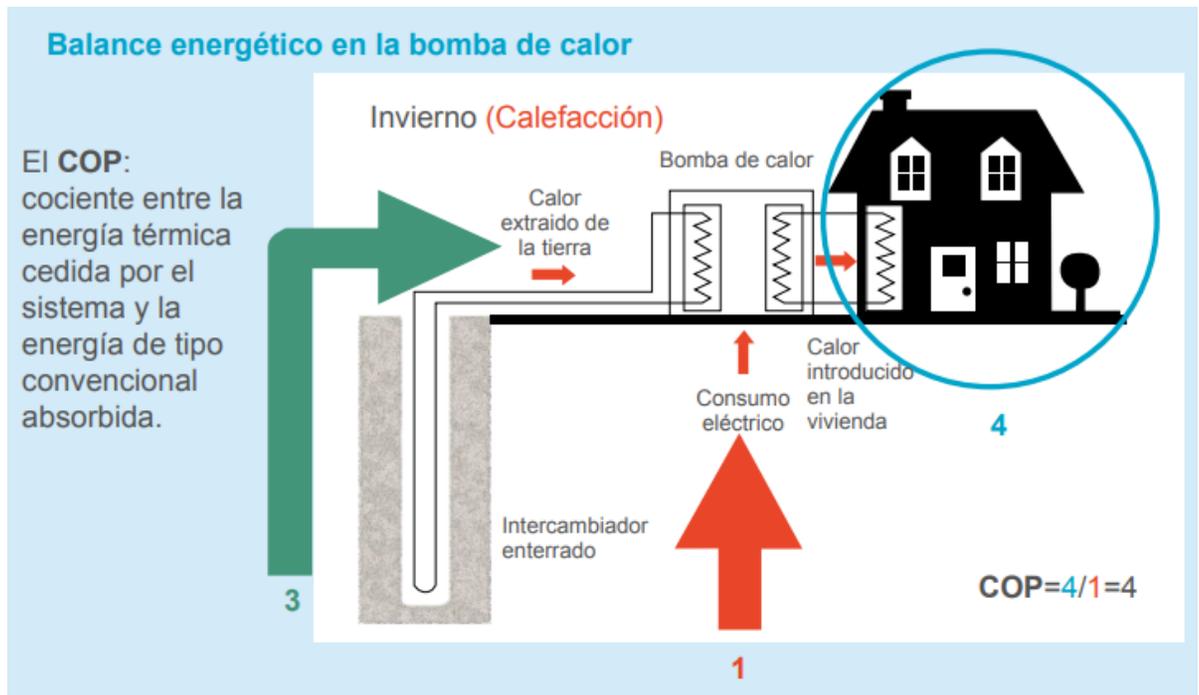


Figura 2.7 Balance energético en la bomba de calor.

Fuente: IDAE.

2.3.3.1.2 EER (Energy Efficiency Ratio)

En el caso de que la bomba de calor funcione en modo refrigeración, la eficiencia de la bomba se mide a través del EER (Energy Efficiency Rating) en lugar del COP. El EER es la relación existente entre la energía térmica absorbida por el sistema y la energía utilizada por el compresor en unas condiciones de temperatura y con la unidad a plena carga. El EER se calcula mediante la siguiente expresión:

$$EER = \frac{Q \text{ refrigeración}}{W \text{ Refrigeracion}}$$

Ecuación 2.3 EER Bomba de Calor en condiciones de laboratorio

Fuente: IDAE.

Los parámetros de eficiencia COP y EER, son ofrecidos por los fabricantes en unas determinadas condiciones que deben ser indicadas, así como la norma bajo la cual se han obtenido. Generalmente el COP y el EER se obtiene a una determinada temperatura y con la unidad a plena carga, esto quiere decir que la maquina funciona al máximo de su

capacidad en términos de potencia. En la realidad esto no sucede así, las nuevas tecnologías permiten que el compresor de la bomba de calor funcione a carga parcial, es decir se adapta a la carga térmica demandada, por lo que el COP y EER no ofrecen un valor de rendimiento realista.

El rendimiento en condiciones de funcionamiento para este tipo de tecnología, varía dependiendo de las condiciones del foco frío y del foco caliente, es decir varía en función de las condiciones ambientales y de las especificaciones del recinto a calefaccionar (carga térmica, temperatura ACS etc.), por lo que es necesario establecer el concepto de rendimiento medio estacional en una bomba de calor. La Eficiencia estacional de una bomba de calor (SCOP) se define como la relación entre la demanda de calefacción y el consumo de electricidad, en modo calefacción, anual. Desde el año 2013 según la norma EN 1485, se define el SCOP como nuevo ratio para la evaluación de la eficiencia energética de las bombas de calor, por lo tanto, sustituye al COP.

2.4 Suelo Radiante

2.4.1 Principio Básico de Funcionamiento

El principio básico del sistema de calefacción y refrigeración mediante suelo radiante, consiste en la impulsión agua a media temperatura (en torno a los 40° C en modo calefacción y a los 16°C en modo refrigeración) a través de circuitos de tuberías plásticas fabricadas principalmente de polietileno reticulado. Estos circuitos se soportan sobre un aislante térmico y quedan recubiertos por una capa de mortero de cemento, que los recubre y sobre la que se coloca el pavimento final el cual podrá ser de tipo cerámico, piedra, madera, linóleo u otros.

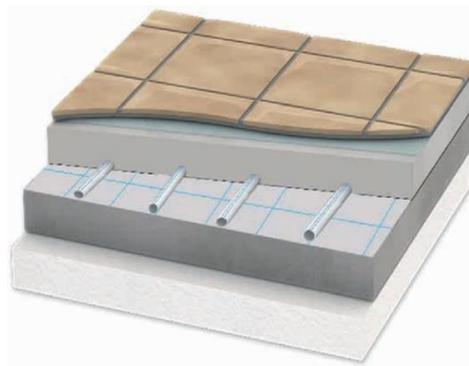


Figura 2.8 Principio de funcionamiento suelo radiante.

Fuente: Guía de Suelo Radiante, Fegeca.

Cuando el sistema funciona en modo calefacción, se hace circular agua de modo que el calor es cedido al ambiente a través de la capa de mortero y del pavimento, mediante radiación, conducción y en menor grado convección natural.

2.4.2 Composición suelo radiante

Como se mencionaba anteriormente un sistema de suelo radiante consiste en la instalación de circuitos de tuberías a través de los cuales se impulsa agua en torno a los 40° C. En función de la aplicación, los circuitos se diseñan con una determinada separación entre tubos y van dispuestos sobre unas planchas aislantes que impiden que el calor se transmita al forjado. Los circuitos se cubren de una capa de mortero de cemento tradicional o autonivelante sobre la cual se coloca el pavimento final. En la instalación de un suelo radiante se sigue un método constructivo que se caracteriza por los materiales que lo componen, tal como se aprecia en la figura 2.9

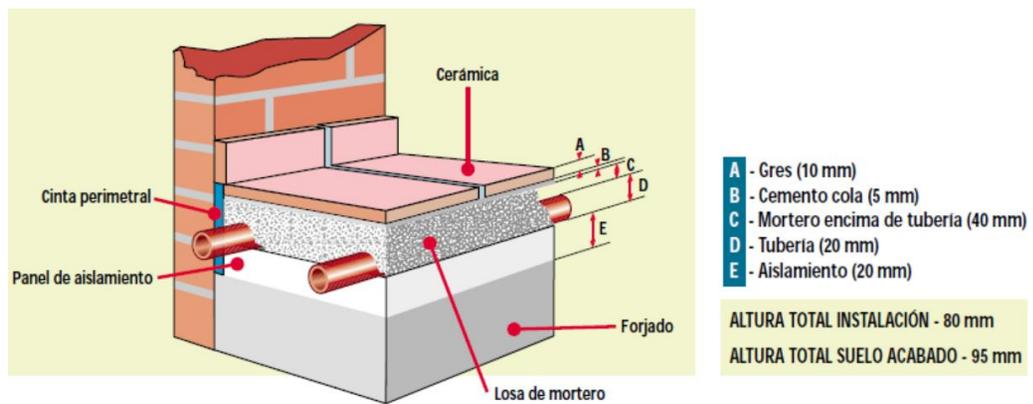


Figura 2.9 Método constructivo suelo radiante.

Fuente: Estudio de viabilidad de un sistema de calefacción en Estaciones ITV mediante suelo radiante, Miguel Ángel Fernández Ruiz -2016

Los materiales que componen este método constructivo se describe a continuación.

2.4.2.1 Film Antivapor

Consiste en una hoja de polietileno que actúa de barrera antes las humedades que pueden filtrarse por capilaridad a través del forjado. Se utiliza en plantas bajas o locales en contacto con el terreno.

2.4.2.2 Banda perimetral

Es una banda de aislamiento que separa la losa de mortero con la pared, logrando que esta sea una losa flotante, su función principal es evitar la formación de puentes acústicos y permitir la dilatación térmica del mortero de calefacción. El material de esta banda perimetral suele ser espuma de polietileno, Poliestireno expandido o algún otro material aislante. Según la norma DIN 18560 la cinta debe permitir un movimiento del mortero de calefacción cómo mínimo 5 milímetros. Además, debe colocarse un film por encima de la plancha evitar que posteriormente cuando se vierta el mortero, que se puedan crear puentes térmicos con el forjado.



Figura 2.10 Banda perimetral y barrera anti vapor.

Fuente: Guía de Suelo Radiante, Fegeca.

2.4.2.3 Plancha aislante

La plancha aislante tiene la función de soportar los circuitos de las tuberías y evitar en función de su resistencia térmica la transmisión del calor al forjado. Cuanto mayor sea la resistencia térmica del material, mayor será la calidad aislante de la plancha. Esta propiedad térmica, depende del espesor equivalente de la plancha y de la conductividad térmica de esta. La capacidad aislante de la plancha influye posteriormente en el diseño y en el cálculo de la temperatura de impulsión a los circuitos, por lo que un buen aislante supone un ahorro energético ya que una buena aislación reduce la temperatura de

impulsión. El panel aislante es uno de los elementos más importantes junto con la tubería de circuito de suelo radiante. El material que se suele emplear es el Poliestireno expandido por su capacidad de asolación, en cuanto a la tipología de las planchas las hay de tetones o mopas y lisas.



Figura 2.11 Planchas Aislantes.

Fuente: Guía de Suelo Radiante, Fegeca.

2.4.2.4 Tuberías

Las tuberías de suelo radiante son termoplásticas y se caracterizan en general por que no se ven afectadas por los aditivos del hormigón, tienen poca fuerza de dilatación y fricción, no se ven afectadas por la erosión ni corrosión y son muy flexibles a la hora de instalar y diseñar circuitos. Al ser un termoplástico es un material muy flexible, pero con poca resistencia al calor, por ende, es necesario que sea sometido a un proceso de reticulación, obteniéndose un material capaz de soportar temperaturas de hasta 95° C. Existen 3 métodos de reticulación:

- ❖ Reticulación por peróxido (PEX-A): En este método la reticulación se realiza a la vez que se va conformando el tubo. Mediante la acción de un peróxido o catalizador se consigue crear lazos fijos de unión entre las cadenas de polietileno lográndose así una mayor resistencia a las altas presiones y temperaturas.

- ❖ Reticulación por silano (PEX-B): En este método la reticulación se realiza después de conseguir el tubo de polietileno, sumergiendo el tubo en cubetas
- ❖ Reticulación por radiación de electrones (PEX-C): En este método la reticulación también se realiza después de conseguir el tubo de polietileno. Este proceso se realiza por impacto de electrones en la superficie del tubo.

La tubería utilizada en el sistema de calefacción cuenta con la principal característica de poseer una delgada película anti oxígeno de etilvinilalcohol (Eval o EVOH) que, aplicada sobre la base del tubo, impide la entrada de oxígeno al sistema. En instalaciones de calefacción con circuitos cerrados, el agua que circula se ve sometida a variaciones de temperatura. A medida que la temperatura aumenta, el agua que circula por la instalación aumenta su capacidad para absorber oxígeno, que se libera luego al momento de enfriarse provocando la oxidación de las zonas metálicas de la instalación, reduciendo la vida útil de este. Para evitar esto la norma UNE-EN 1264-4 de suelo radiante en conjunto con la Norma DIN 4726 y la Norma Chilena Nch 2086, estipulan la utilización de una barrera de oxígeno para reducir problemas de corrosión que se producen al combinar tubos de plástico con materiales ferrosos en la instalación.

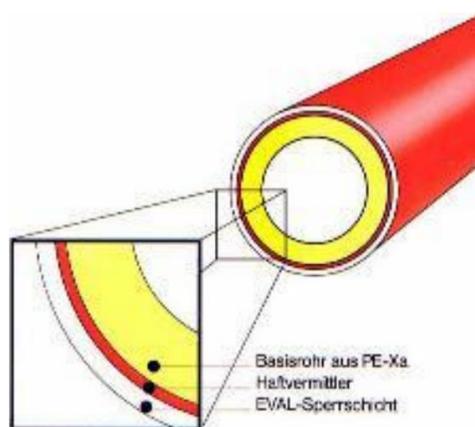


Figura 2.12 Tubería PEX-A con película anti oxígeno.

Fuente: Rehau.

Existen 4 tipos de estructuras de suelo radiante para calefacción y refrigeración, en función de la disposición de las tuberías en relación a los componentes que forman el suelo radiante. La norma UNE-EN 1264 distingue sistemas con los tubos dentro del pavimento de tipo A y tipo C, son sistemas con los tubos de calefacción totalmente integrados en el pavimento; Sistemas con los tubos debajo del pavimento de tipo B, son sistemas de

calefacción situados con placas de difusión en la capa de aislamiento térmico debajo del pavimento; sistemas con elementos de superficie (secciones planas) tipo D, son sistemas de placas con secciones hueca actuando como canales de agua. En La figura 2.13 se describen los tipos de estructura mencionadas.

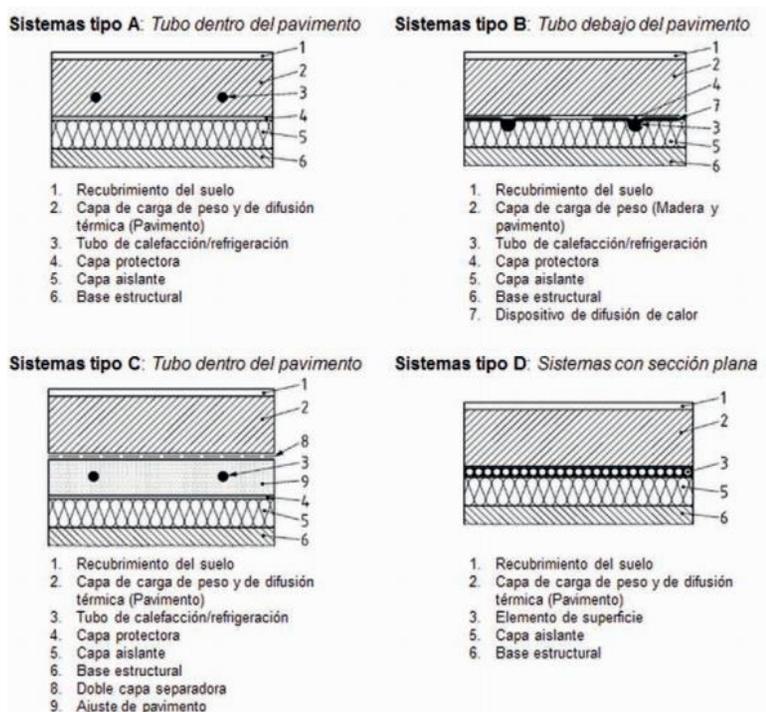


Figura 2.13 Tipos de Estructura, suelo radiante.

Fuente: Guía de Suelo Radiante, Fegeca.

2.4.2.5 Mortero de Cemento

El mortero de cemento es el componente final del suelo radiante. El espesor mínimo debe ser de 30 mm medidos a partir de la generatriz superior de la tubería. Sin embargo, se recomienda una sección de espesor de 4 a 5 cm de mortero por sobre la generatriz de la tubería. Una losa demasiado fina podría originar zonas frías y calientes en el suelo, así como la aparición de grietas. Una capa de mortero con un espesor sobre el recomendado aumenta considerablemente la inercia térmica del sistema lo que es un inconveniente para este tipo de sistema. En función del tipo de mortero, el tiempo de fraguado es variable, pero conviene no acelerar su secado para evitar deshidrataciones que pueden dar lugar a pérdidas de capacidad portante del mortero y su posterior fracturación por abarquillamiento. Si se quiere acelerar el secado del mortero se debe consultar con el fabricante. También es recomendable añadir un aditivo al mortero para aumentar su

fluidez. Con una mayor fluidez se requerirá menos cantidad de agua para el amasado y producirá que se reduzca la porosidad una vez fraguado, mejorando así las características de resistencia a la compresión y maleabilidad. De esta manera el mortero envolverá perfectamente el tubo sin dejar burbujas de aire que dificultarían a transmisión de calor. Una vez realizada la sobrelosa de mortero se requiere que la temperatura ambiente no sea inferior a 5° C durante un mínimo de 3 días a partir del momento del hormigonado, evitando los excesos de calor, así como las corrientes de aire a fin de limitar lo máximo posible las contracciones del mortero durante el secado.

2.4.2.6 Juntas de dilatación y funda aislante

Cuando las superficies a calefactar son superiores a 40 m² o irregulares, el zócalo perimetral no es suficiente para absorber las dilataciones del mortero. En esos casos se debe colocar una junta de dilatación como indica la normativa, y también es recomendable colocarlo en los pasos de puertas de zonas independizadas donde el mortero trabaja a diferentes temperaturas.



Figura 2.14 Juntas de dilatación y Funda aislante

Fuente: Guía de Suelo Radiante, Fegeca.

2.4.3 Sistemas de Distribución

2.4.3.1 Colectores

Los colectores son elementos encargados de distribuir el agua caliente recibida de la caldera a cada uno de los circuitos de tuberías y permitir la regulación de las temperaturas de cada habitación según sean sus necesidades caloríficas. Los colectores se componen

de dos tuberías horizontales paralelas sujetas a la pared mediante un soporte, el colector de impulsión distribuye. Además, estas tuberías conocidas como colectores, se les puede acoplar válvulas, detentores, purgadores, termómetros, llaves de vacío, caudalímetros y adaptadores para tubos PEX. Cada uno de estos instrumentos adicionales tienen una función específica:

- ❖ Cabezales electrotérmicos: Cada circuito posee una válvula termostatizable que permite el cierre total o parcial
- ❖ Caudalímetros: Permiten conocer el caudal que circula por cada circuito.
- ❖ Detentores: tienen la finalidad de regular el caudal en función de los datos técnicos de cada circuito.
- ❖ Válvula de esfera con racor móvil (o de corte): Cada colector dispone de una válvula de corte necesaria para independizarlo del resto de la instalación. Se trata de una válvula dotada de racor móvil y termómetro que nos permite saber en todo momento la temperatura del agua de ida y retorno.
- ❖ Grupos de purgado y vaciado: Están constituidos por un purgador y una válvula de vaciado. El objeto del purgado es eliminar el aire de la red para contribuir a la adecuada circulación del agua mediante los circuitos. La función de la válvula de vaciado es permitir el vaciado del colector. Ambos se situarán en los extremos del colector.

En la figura 2.15 se presenta como son los colectores de distribución y se identifica cada uno de los elementos descritos anteriormente.

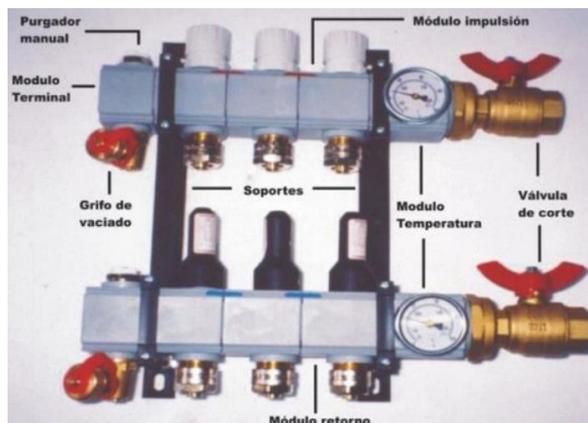


Figura 2.15 Colector de ida y de vuelta.

Fuente: Diseño de calefacción por suelo radiante y ACS para una vivienda unifamiliar, Andrés Cebrián Rodríguez -2014.

Frecuentemente se suele encontrar dos tipos de kit de colectores en el mercado, los modulares y no modulares. La gran ventaja que poseen los colectores modulares es que se

pueden realizar una gran cantidad de combinaciones, sin embargo, presenta un gran inconveniente, al poseer un gran número de uniones, se aumenta el riesgo de que se produzcan fugas. En cambio, los colectores no modulares presentan diversas ventajas, ya que el montaje se realiza en fabrica, de este modo se asegura que no existan fugas ya que se realizan pruebas de estanqueidad, además se comprueba que los colectores soportaran las pruebas de trabajo a la que estará sometido.

Los colectores pueden ser de latón, o materiales plásticos como la poliamida o la polisulfona, en función de la aplicación que se considere ya sea sólo calefacción o calefacción y refrigeración. Es habitual el uso de colectores con detentores y caudalímetros. En cuanto a su sección el más empleado es el colector de 1" normalmente limitado a un caudal determinado y a un número de circuitos, aunque existen de 1 ¼" incluso de mayor sección para aplicaciones industriales. Los armarios que alojan los colectores suelen ser de lámina de acero y van equipados con los soportes adecuados para la sujeción del colector. Lo habitual es montarlos en zonas centradas de la vivienda y donde tenga menos impacto visual, aunque van barnizados y lacados adecuadamente. Generalmente se sitúan a 40 cm. de suelo terminado.

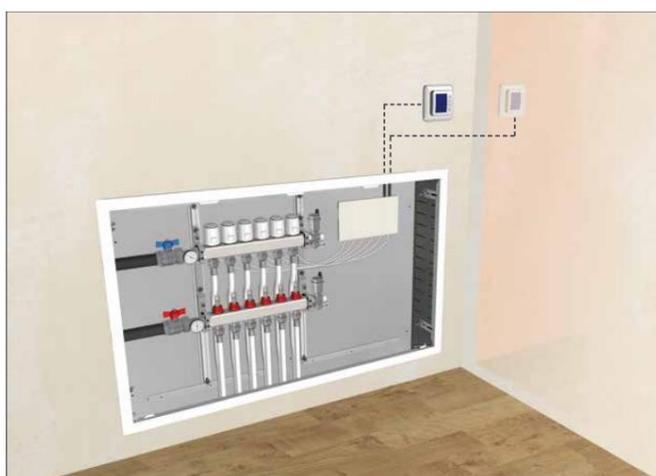


Figura 2.16 Conjunto Colectores.

fuelle: Dimensionamiento de los sistemas radiantes de suelo, itap.

2.4.4 Sistemas de Control regulación y de temperatura

El óptimo rendimiento de un sistema de calefacción de suelo radiante depende de cómo se controle y regule su funcionamiento, en función de las necesidades de mantener un grado de confort óptimo dentro de la estancia o habitación a calefaccionar, poniendo

énfasis en que la temperatura no sobrepase la admisible, que el local se pueda calefaccionar en el momento adecuado y que minimice el consumo energético, apagándolo cuando sea necesario. Un sistema de regulación óptimo se traduce en un mayor confort, una mayor eficiencia y un mayor ahorro económico del sistema de calefacción. Existen 2 tipos de control y regulación de la temperatura, un sistema de regulación en función de la temperatura interior y otro sistema de regulación en función de la temperatura exterior.

2.4.4.1 Sistema de control y regulación en función de la temperatura Interior

Este sistema de regulación opera cuando se produce una variación de la temperatura ambiente de diseño en una determinada estancia, esta información es analizada por diferentes instrumentos de control entre los cuales tenemos:

- ❖ **Cabezales electrotérmicos:** Es un dispositivo eléctrico-automático de accionamiento de las válvulas que controlan la circulación hidráulica individual de los circuitos de tubos del sistema de suelo radiante. El conjunto cabezal-válvula tiene la función de controlar el paso de agua a través del circuito de tubos emisores del sistema, permitiendo regular la aportación térmica al local. Cuando el cabezal recibe alimentación eléctrica está abierto y cuando se interrumpe la alimentación, se cierra. En la figura 2.16 se aprecia un ejemplar de este instrumento de control



Figura 2.17 Cabezal electrotérmico.

Fuente: Diseño de calefacción por suelo radiante y ACS para una vivienda unifamiliar, Andrés Cebrián Rodríguez -2014.

- ❖ **Termostatos de ambiente:** la finalidad del termostato es regular la temperatura ambiente mediante una acción todo o nada, es decir que, si la

temperatura ambiente se encuentra por debajo de la temperatura la de diseño, este envía la información a la unidad de control para que se active el modo calefacción. Estos instrumentos trabajan por dilatación de un sólido o bien por la variación de una resistencia térmica. El valor que detecta este instrumento se compara con un valor de consigna (t_{ambiente}) y acciona el contacto eléctrico si es necesario.

A su vez, si se han alcanzados las temperaturas de consigna fijadas en el termostato, el regulador actual sobre el productor de energía, y sobre los elementos del circuito secundario como circuladoras, válvulas de 3 vías y efectuó las maniobras en ellos para dejarlos en modo reposo. En la figura 2.17 a modo de ejemplo se representa un esquema de control para calefacción.

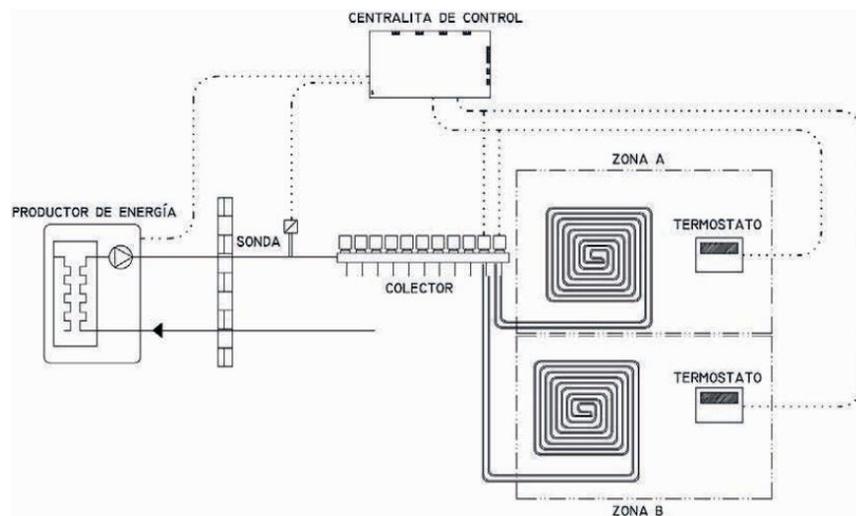
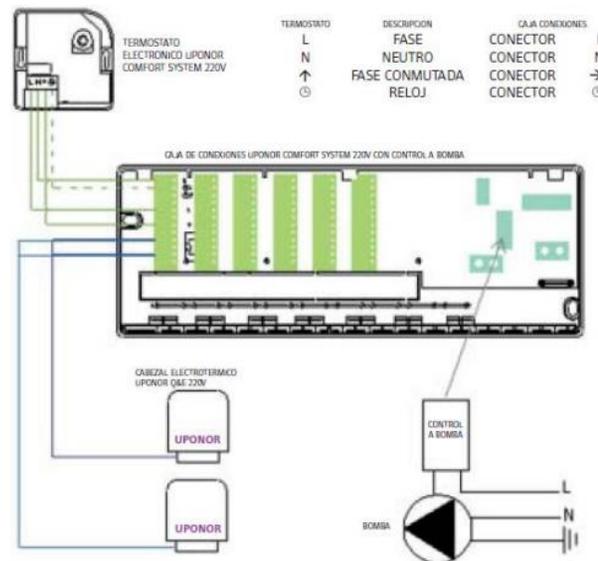


Figura 2.18 Esquema de control modo calefacción.

Fuente: Guía de Suelo Radiante, Fegeca.

- ❖ Unidad de control (o centralita de control): Consiste en una caja electrónica de conexiones con alimentación eléctrica que permite conectar los termostatos con los cabezales electrotérmicos. Se utiliza como elemento de alimentación eléctrica y generador de la tensión de maniobra adecuada para la alimentación de los cabezales electrotérmicos. Dispone de un número determinado de entradas para conexiones de los termostatos y un número de salidas para la alimentación de los cabezales electrotérmicos. En la figura 2.18 se presenta un esquema que describe las conexiones de la unidad de control.



.Figura 2.19 Esquema Unidad de control.

Fuente: Diseño de calefacción por suelo radiante y ACS para una vivienda unifamiliar, Andrés Cebrián Rodríguez -2014.

2.4.4.2 Sistema de control y regulación en función de la temperatura exterior

Este tipo de sistema de control y regulación es el ideal, ya que permite disminuir el efecto de inercia térmica manteniendo una temperatura interior constante. Esta unidad de control recibe el nombre de centralita (unidad de control centra) cuya función es prever los cambios climáticos exteriores accionando una válvula mezcladora (3 vías) para que proporcione el agua de ida a los circuitos a la temperatura adecuada a la superficie, para que esta variación de la temperatura externa no provoque una alteración en la temperatura interior. Esta variación en la temperatura externa tarda cierto tiempo en influir en la temperatura interior, este tiempo es aproximadamente el necesario para que el piso radiante reaccione a mencionado cambio de temperatura. Mediante una programación impuesta, a cada grado de temperatura exterior se le asigna una determinada temperatura de impulsión, relación que viene determinada en la centralita con la ayuda de una curva de trabajo. Tal como se muestra en la figura 2.19, la curva de trabajo seleccionada debe coincidir con la temperatura interna de diseño, para una determinada temperatura mínima exterior.

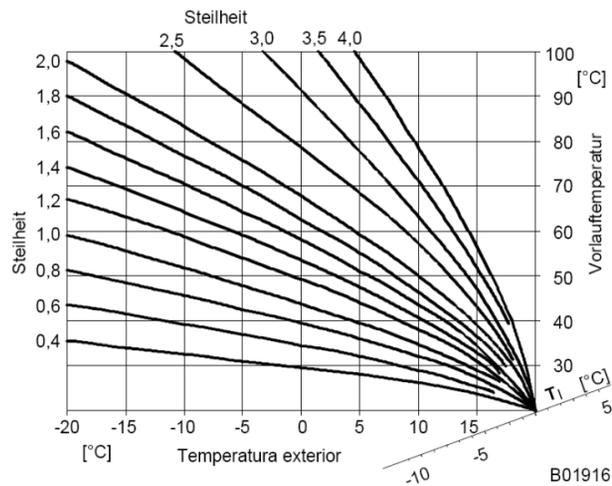


Figura 2.20 Curva de Trabajo, centralita de control.

Fuente: Rehau.

La centralita de control recibe la información de la temperatura del ambiente exterior a través de una sonda exterior que suele situarse sobre la cara exterior más fría del edificio (Pared Norte), esta sonda encuentra protegida para evitar su deterioro. La sonda debe situarse a una altura superior a 2,5 metros y debe estar alejada de ventilación o fuentes productoras de calor.

Otro elemento que envía información a la centralita, es la sonda de impulsión, la que se introduce en la tubería que transporta el agua hacia los circuitos, transmitiendo continuamente la temperatura del agua de impulsión, esta debe situarse aproximadamente a 1 metro de la bomba.

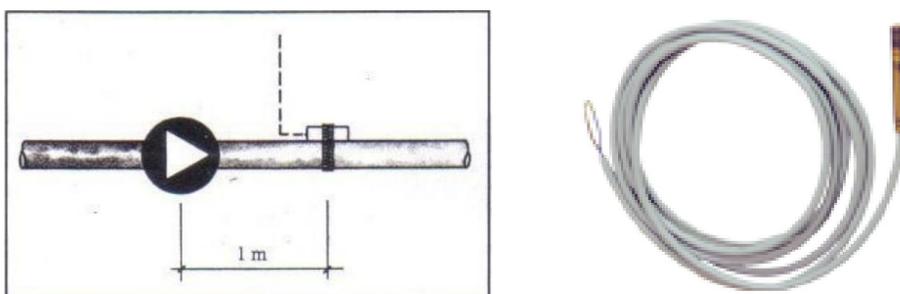


Figura 2.21 Sonda de Impulsión.

Fuente: Anteproyecto de calefacción por piso radiante para salón de eventos de centro de ferias parque saval, Rodrigo Alejandro Villarruel cuevas - 2010.

También algunas centralitas permiten el uso de una sonda interior, con ella se introduce la temperatura del ambiente interior en su microprocesador y actúan desplazando la curva

de trabajo hacia abajo o hacia arriba (ver fig. 2.19), o variando el valor de su pendiente en forma automática. Si se da la ocasión de que una habitación o vivienda estuviese sin calefacción durante días, esta se encontraría muy fría. Por lo que al poner el sistema en marcha podría ocurrir que la temperatura exterior no fuera muy baja y por tanto la temperatura de ida no se ordenaría alta, de ahí la importancia de esta sonda, una señal de temperatura ambiente interior baja actúa en el microprocesador para que este mueva la mezcladora proporcionando una mayor temperatura de ida.

2.4.5 Configuraciones circuito suelo Radiante

En cuanto a la distribución de los tubos esta no debe ser de forma aleatoria, dado que se debe conseguir un reparto uniforme del calor en toda la superficie del local a calefactar. Esto se consigue determinando la separación entre los tubos y el espesor de la losa de hormigón. El tubo se puede distribuir de 3 formas básicas: distribución en serpentín simple, distribución en doble serpentín y distribución en espiral. Para cualquier los tipos de distribución se comienza alineando los tubos a una separación de 10 a 15 cm.

- ❖ **Distribución de tubos en serpentín:** Esta es la manera más sencilla de hacer la distribución, se comienza por un extremo del local y termina en el extremo opuesto avanzado en líneas paralelas equidistantes de una de otras. La desventaja de este sistema radica en la gran diferencia de temperaturas que existe entre la salida y la entrada del agua de circulación, a pesar de tener una cantidad de tubo por metro cuadrado idéntica en cualquier punto del local, el reparto del calor no es igual ya que el agua se va enfriando a lo largo del circuito, por lo que es la distribución menos utilizada.



Figura 2.22 Distribución de tubos, tipo Serpentín.

Fuente: Diseño de calefacción por suelo radiante y ACS para una vivienda unifamiliar, Andrés Cebrián Rodríguez -2014.

- ❖ Distribución de tubos en doble serpentín: Al igual que la distribución en serpentín, se va de un extremo avanzando en líneas paralelas equidistantes unas de otras, pero dejando huecos donde van colocadas las líneas de retorno hasta llegar otra vez al punto de partida. Esta distribución elimina el inconveniente mencionado anteriormente y se adapta perfectamente a estancias de geometrías irregulares o alargadas. Es utilizado en superficies de grandes superficies. Presenta el inconveniente de que posee pequeños radios de curvatura.

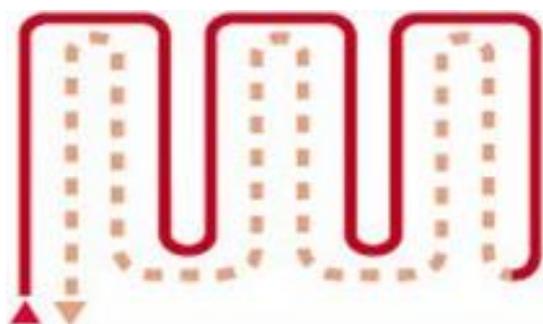


Figura 2.23 Distribución de tubos, tipo doble serpentín.

Fuente: Diseño de calefacción por suelo radiante y ACS para una vivienda unifamiliar, Andrés Cebrián Rodríguez -2014.

- ❖ Distribución de tubos en espiral: Se realiza de forma cuadrada o rectangular empezando por un extremo y avanzando de afuera hacia dentro dejando huecos para volver al punto de partida al llegar al centro del local. Al igual que la distribución en doble serpentín, esta distribución no genera una notoria diferencia de temperaturas en la habitación, además no se generan radios pequeños en el momento de la instalación. Este tipo de instalaciones es la recomendada para los suelos radiantes.

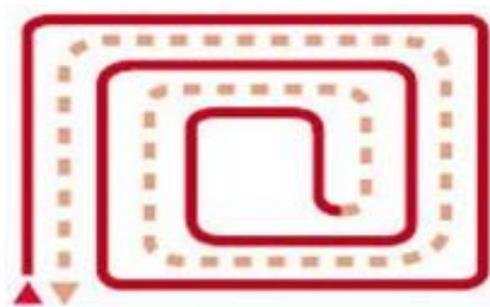


Figura 2.24 Distribución de tubos, de tipo espiral.

Fuente: Diseño de calefacción por suelo radiante y ACS para una vivienda unifamiliar, Andrés Cebrián Rodríguez -2014.

CAPÍTULO 3: DISEÑO DE LA SOLUCIÓN

3.1 INTRODUCCIÓN

En la presente sección se desarrollan las metodologías correspondientes, para responder los objetivos propuestos en el primer capítulo. En el primer objetivo se propone determinar la carga térmica de la Escuela en función de su envolvente térmica, para esto se realizó la visita en terreno del lugar, en donde se midió la superficie de los elementos constructivos. En función de la diferencia de temperaturas entre ambientes, la superficie y la resistencia térmica de los diferentes materiales que componen mencionados elementos constructivos, se determina la carga térmica.

El Segundo Objetivo es realizar el diseño del sistema de calefacción por suelo radiante, a través de diferentes metodologías. Para responder este objetivo, se comienza con el desarrollo del método indicado en la norma UNE-EN1264, en la cual se comienza definiendo unas condiciones Límites e iniciales. Estas condiciones definen principalmente el tipo de estructura que el suelo radiante tendrá. A través de las resistencias térmicas y espesores de los materiales que componen el suelo radiante, se obtienen las curvas características y límites, para un determinado tipo de revestimiento definido previamente. A través del campo de curvas características se define la diferencia de temperatura entre el fluido de calefacción y el ambiente interior, además se determina la densidad de flujo máxima. Con estos datos se hace posible calcular las demás variables que intervienen en el diseño del suelo radiante. Finalizando con el cumplimiento del objetivo, con la selección de todos los elementos que intervienen en el sistema de calefacción por suelo radiante.

En el tercer objetivo se plantea realizar una evaluación económica del sistema de calefacción propuesto comparar sus costos económicos con el sistema actual, y en base a estos resultados utilizar los indicadores económicos como el TIR y el VAN.

3.2 Cargas Térmicas Escuela Rural agua corta

Para determinar la carga térmica de la escuela lo primordial es conocer las dimensiones de las superficies de la escuela, en donde ocurren las pérdidas de calor por conducción, producidas por la diferencia de temperatura entre la temperatura interior de confort térmico y la temperatura exterior. En este caso fue necesario la visita en terreno de la escuela para realizar las mediciones de las superficies correspondientes y además apoyarse en el plano arquitectónico del proyecto “Escuela Rural g18 Aguas cortas” de la

Elemento Constructivo	Superficie m ²
Pared Norte	37,73
Pared Este	17,39
Pared Oeste	21,57
Pared Sur	42,88
Puertas	9,14
Ventanas	29,85
Cielo Raso	124,83
Techumbre	224
Piso Superficie transversal	212
Perímetro suelo (m).	63,9

Tabla 3.1 Superficie Elementos Constructivos Escuela Rural Agua corta g-18, Hualqui.

Fuente: Elaboración Propia.

3.2.2 Potencia de Calefacción según Norma Chilena NCh853of2007

Para determinar las cargas térmicas de la escuela y por consiguiente la potencia de calefacción, se utilizarán los procedimientos de cálculos establecidos en la norma NCh853of2007. Estos cálculos determinan los coeficientes de transmitancia térmica de los diferentes elementos constructivos que componen la escuela. Los procedimientos de cálculo están basados en el supuesto que el flujo térmico se desarrolla de acuerdo con la Ley de Fourier. Además, se consideran resistencias térmicas de superficie, resistencia térmica de superficie lineal y resistencias de cámaras de aire. Los elementos constructivos pueden ser de tipo homogéneo y/o heterogéneo, y en muchas ocasiones presentan cámaras de aire. Para los elementos constructivos descritos anteriormente, se tiene los siguientes procedimientos de cálculo de coeficiente de transmitancia térmica:

- ❖ Para elementos simples y homogéneos:

$$U = \frac{1}{R_{si} + \frac{e}{\lambda} + R_{se}}$$

Ecuación 3.1 coeficiente global de transmisión U, para elementos simples y homogéneos

Fuente: Norma chilena Nch853.of1991.

❖ Para elementos compuestos:

$$U = \frac{1}{R_{si} + R_i + R_g + R_e + R_{se}}$$

Ecuación 3.2 coeficiente global de transmisión U, para elementos compuestos.

Fuente: Norma chilena Nch853.of1991

❖ Para elementos heterogéneos:

$$\bar{U} = \frac{1}{R_T} = \frac{\sum U_i \cdot A_i}{\sum A_i}$$

Ecuación 3.3 Coeficiente global de transmisión U, para elementos heterogéneos

Fuente: Norma chilena Nch853.of1991

3.2.2.1 Resistencia Térmica Superficial

Al pasar el calor de un fluido a un elemento sólido (en general, del aire ambiente a un elemento constructivo) se produce una resistencia a este paso, que varía con la velocidad del fluido (velocidad del aire), rugosidad de la superficie, etc. y que se llama resistencia superficial. En la norma 853 se dan los valores para los cálculos señalados anteriormente, según el sentido del flujo de calor, la posición y situación del elemento separador y la velocidad del viento. En la Figura 3.2 se dan los valores de resistencias térmicas de superficie.

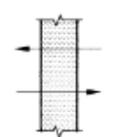
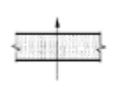
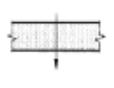
Resistencias térmicas de superficie en $m^2 \times K/W$							
Posición del elemento y sentido del flujo de calor		Situación del elemento					
		De separación con espacio exterior o local abierto			De separación con otro local, desván o cámara de aire		
		R_{sf}	R_{sr}	$R_{sf} + R_{sr}$	R_{sf}	R_{sr}	$R_{sf} + R_{sr}$
Flujo horizontal en elementos verticales o con pendiente mayor que 60° respecto a la horizontal		0,12	0,05	0,17	0,12	0,12	0,24
Flujo ascendente en elementos horizontales o con pendiente menor o igual que 60° respecto a la horizontal		0,09	0,05	0,14	0,10	0,10	0,20
Flujo descendente en elementos horizontales o con pendiente menor o igual que 60° respecto a la horizontal		0,17	0,05	0,22	0,17	0,17	0,34
NOTAS 1) Estos valores se han obtenido experimentalmente por el método de NCh851. 2) Los valores de esta tabla corresponden a velocidades del viento en el exterior menores que 10 km/h. Para velocidades superiores se debe considerar $R_{sr} = 0$. 3) Bajo condiciones de pérdidas térmicas por parte del local (invierno), en general, el flujo de calor es ascendente a través de techumbres y descendente a través de los pisos. 4) Bajo condiciones de ganancias térmicas por parte del local (verano), en general, el flujo de calor es ascendente a través de los pisos y descendente a través de las techumbres.							

Figura 3.2 Resistencias térmicas superficiales.

Fuente: Norma Chilena 853

3.2.2.2 Resistencia Térmica cámaras de Aire.

Cuando el elemento constructivo está conformado por capas o placas planas y paralelas y separadas entre sí, que dejan cámaras de aire, esta posee una resistencia térmica. La resistencia térmica aportada por la cámara depende de la ventilación que en ella se tenga. Dependiendo del grado de ventilación de la cámara, se puede distinguir tres casos de elementos con cámaras de aire:

3.2.2.2.1 Caso a - Elementos con cámaras de aire no ventilada

Se consideran como cámaras de aire no ventiladas cuando se cumplen las condiciones siguientes:

S/l menor que $20 \text{ cm}^2/\text{m}$ para elementos verticales.

S/A menor que $3 \text{ cm}^2/\text{m}^2$ para elementos horizontales.

En la tabla 3.2 y 3.3 se presenta los volares que se deben considerar en el cálculo de las resistencias térmicas de las cámaras de aire no ventiladas. Dichas resistencias corresponden a las obtenidas en cámaras cuyas paredes están conformadas por materiales corrientes de construcción, en donde las emisividades de las superficies en contacto con la cámara, tiene un mismo valor $\varepsilon_1=\varepsilon_2$.

Espesor de la cámara, mm	Emisividad total, E.			
	0,82	0,20	0,11	0,05
	Resistencia térmica, R_g , $m^2 \times K/W$			
5	0,105	0,17	0,20	0,20
10	0,140	0,28	0,32	0,38
15	0,155	0,37	0,43	0,51
20	0,165	0,37	0,46	0,55
25	0,165	0,37	0,46	0,55
30	0,165	0,37	0,46	0,55
35	0,165	0,37	0,46	0,55
$e \geq 40$	0,165	0,37	0,46	0,55

Tabla 3.2 Resistencia térmica por unidad de superficie de cámaras de aire no ventiladas – cámaras de aire verticales, flujo térmico horizontal.

Espesor de la cámara, mm	Emisividad total, E.			
	0,82	0,20	0,11	0,05
	Resistencia térmica, R_g , $m^2 \times K/W$			
5	0,105	0,17	0,20	0,20
10	0,140	0,28	0,32	0,38
15	0,155	0,37	0,43	0,51
20	0,165	0,37	0,46	0,55
25	0,165	0,37	0,46	0,55
30	0,165	0,37	0,46	0,55
35	0,165	0,37	0,46	0,55
$e \geq 40$	0,165	0,37	0,46	0,55

Tabla 3.3 Resistencia térmica por unidad de superficie de cámara de aire no ventiladas - cámaras de aire horizontales, flujo térmico ascendente.

3.2.2.2.2 Caso b - Elementos con cámara de aire medianamente ventilada

Se consideran las cámaras de aire como medianamente ventiladas cuando se cumplen las siguientes condiciones siguientes:

$20 \leq S/l < 500 \text{ cm}^2/\text{m}$ para elementos verticales.

$3 \leq S/A < 30 \text{ cm}^2/\text{m}^2$ para elementos horizontales.

En este caso, la transmitancia térmica del elemento se calcula por la siguiente fórmula siguiente:

$$U = \frac{1}{R_T} = U_1 + a(U_2 - U_1)$$

En donde:

U_1 = transmitancia térmica de elemento calculada bajo el supuesto que la cámara no está ventilada (caso a)

U_2 = transmitancia térmica del elemento calculada bajo el supuesto que la cámara se encuentra muy ventilada (caso c)

a = coeficiente de ventilación de la cámara, que toma el valor de 0,4 para elementos horizontales y el valor de tabla 3.4 para elementos verticales.

Coeficiente de ventilación, a , de cámaras verticales		
Relación entre las resistencias térmicas de las capas o placas del elemento entre las cuales se encuentra la cámara	Relación S/l en cm^2/m	
	20 hasta 200	Sobre 200 hasta 500
R_e/R_i		
$R_e/R_i < 0,1$	0,10	0,25
$0,1 < R_e/R_i < 0,6$	0,20	0,45
$0,6 < R_e/R_i < 1,2$	0,30	0,60

3.2.2.2.3 Caso c - Elementos con cámara de aire muy ventiladas

Se consideran las cámaras de aire como muy ventiladas cuando se cumplen las condiciones siguientes:

$$20 \leq S/l < 500 \text{ cm}^2/\text{m}^2 \text{ elementos verticales.}$$

$$3 \leq S/A < 30 \text{ cm}^2/\text{m}^2 \text{ para elementos horizontales.}$$

3.2.3 Coefficientes de Transmitancia térmica Elementos Constructivos

En esta sección se obtienen los valores de los coeficientes de transmitancia de todos los elementos constructivos que componen la escuela, tales como muros exteriores, complejo techumbre, cielo raso, puertas y ventanas.

3.2.3.1 Transmitancia térmica Muro exterior

Para el cálculo de la transmitancia de las paredes se define como un elemento constructivo de tipo heterogéneo, en donde se ponderan tres flujos de transferencia de calor dos por la madera y uno por el aislante, tal como se indica en la Figura 3.1.

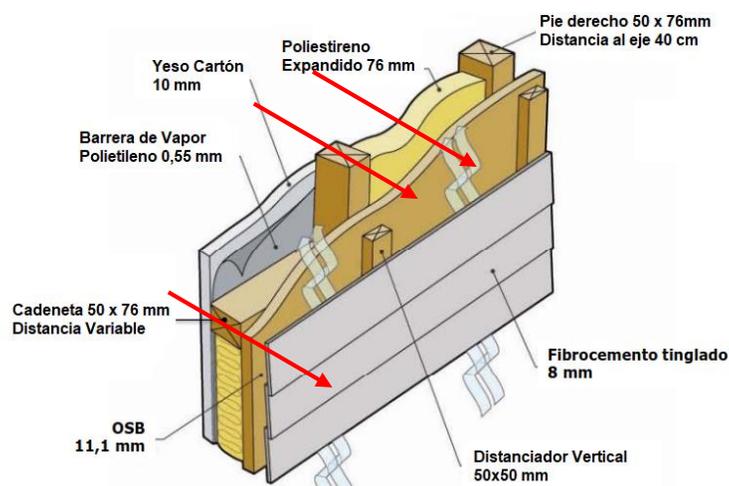


Figura 3.3 Flujos de Calor muro exterior.

Fuente: Elaboración propia

Las paredes de la escuela poseen las siguientes capas de materiales; Siding de fibrocemento de 8 mm; distanciador vertical de 50,8 mm; barrera antihumedad (papel fieltro asfáltico); tabique de madera con una altura de 2,40 m con un espesor de 76,2 mm, con pie derecho con una distancia de eje de 40 cm y cadenas con una distancia de eje de aproximadamente 46,98 cm; aislación térmica de Poliestireno expandido de 76,2 mm; y planchas de yeso cartón de 10 mm. Se calcula el coeficiente de transmitancia térmica de forma separada para cada flujo de calor, como si se tratase de un elemento simple y homogéneo, y luego se calcula el coeficiente de transmitancia ponderado para elementos heterogéneos. En la tabla se muestran los valores de conductividad térmica y espesor de los materiales que componen el muro exterior de la escuela

Material	Espesor m	Conductividad
Siding Fibrocemento	8×10^{-3}	$\lambda=0,22$
Distanciador Vertical	$5,08 \times 10^{-2}$	$\lambda= 0,104$
Cámara de aire	-	$R_g = 0.165$
Papel fieltro	$5,5 \times 10^{-4}$	$\lambda=0,165$
Placa estructural OSB	$1,1 \times 10^{-2}$	$\lambda=0,13$
Tabique madera (cadenetas)	$7,62 \times 10^{-2}$	$\lambda=0,104$
Pie derecho madera	$7,62 \times 10^{-2}$	$\lambda=0,104$
Poliestireno	$7,62 \times 10^{-2}$	$\lambda=0,0384$
Yeso cartón	1×10^{-2}	$\lambda=0,31$
$R_{se}+R_{si} = 0,17$		

Tabla 3.4 Materiales Muro exterior Escuela Agua Corta.

Fuente: Elaboración propia.

Para el cálculo del coeficiente de transmitancia por madera se tiene la siguiente expresión:

$$U_{madera} = \frac{1}{R_T} = \frac{1}{R_{si} + \sum \frac{e}{\lambda} + R_{se}}$$

$$U = \frac{1}{0,12 + \frac{8 \times 10^{-3}}{0,22} + \frac{5,5 \times 10^{-4}}{0,04} + \frac{5,08 \times 10^{-2}}{0,104} + \frac{1,1 \times 10^{-2}}{0,13} + \frac{7,62 \times 10^{-2}}{0,104} + \frac{1 \times 10^{-2}}{0,31} + 0,05}$$

$$U = 0,64$$

Para el flujo de transferencia de calor por el aislante se tiene lo siguiente:

$$U = \frac{1}{0,165 + \frac{8 \times 10^{-3}}{0,22} + \frac{5,5 \times 10^{-4}}{0,04} + \frac{1,1 \times 10^{-2}}{0,13} + \frac{7,62 \times 10^{-2}}{0,0384} + \frac{1 \times 10^{-2}}{0,31} + 0,17}$$

$$U = 0,40$$

Para el flujo de transferencia de calor por madera (cadenetas) se tiene lo siguiente:

$$U = \frac{1}{0,165 + \frac{8 \times 10^{-3}}{0,22} + \frac{5,5 \times 10^{-4}}{0,04} + \frac{1,1 \times 10^{-2}}{0,13} + \frac{7,62 \times 10^{-2}}{0,104} + \frac{1 \times 10^{-2}}{0,31} + 0,17}$$

$$U = 0,80$$

Utilizando la expresión para elementos heterogéneos simples, se tiene una transmitancia térmica media del muro exterior, con la siguiente expresión:

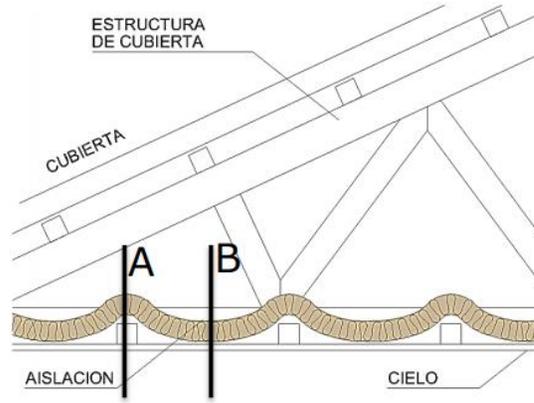
$$\bar{U} = \frac{U_{madera1} \cdot A_{madera1} + U_{aislante} \cdot A_{aislante} + U_{madera2} \cdot A_{madera2}}{A_{madera} + A_{aislante} + A_{madera2}}$$

$$\bar{U} = \frac{0,64 \cdot 25,25 + 0,40 \cdot 82,6 + 0,80 \cdot 9,19}{25,25 + 82,6 + 9,19}$$

$$\bar{U} = 0,48$$

3.2.3.2 Coefficiente de Transmitancia térmica Cielo raso

Para este elemento constructivo se producen 2 flujos de calor ascendentes, uno a través de la aislación térmica y otro por el encintado de madera, tal como se indica en la Figura 3.4.



Instalación tipo de la aislación

Figura 3.4 Flujos de Calor cielo raso.

Fuente: Elaboración Propia.

Al igual que en el muro exterior se calcula la transmitancia térmica de los flujos de calor por separado y luego se pondera. Los materiales que conforman el cielo falso se describen en la tabla:

Material	Espesor (m)	Conductividad térmica (W/mK)
Barrera anti humedad = 0,55 mm	$5,5 \times 10^{-2}$	0,165
Lana de vidrio = 100 mm	1×10^{-1}	0,041
Yeso cartón = 10 mm	1×10^{-2}	0,31
Encintado de Madera cielo	$5,08 \times 10^{-3}$	0,104
Cámara de aire	-	$R_g=0,14$
$R_{si} = 0,10$	-	$R_{si} + R_{se} = 0,20$
$R_{se} = 0,10$	-	

Tabla 3.5 Materiales complejo techumbre.

Fuente: Elaboración Propia

Para el flujo de transferencia de calor por el aislante se tiene el siguiente coeficiente de transmitancia:

$$U = \frac{1}{0,20 + \frac{e_{\text{lana de vidrio}}}{\lambda_{\text{lana de vidrio}}} + \frac{e_{\text{barrera anti humedad}}}{\lambda_{\text{barrera anti humedad}}} + \frac{e_{\text{yeso carton}}}{\lambda_{\text{yeso carton}}} + 0,14}$$

$$U = \frac{1}{0,20 + \frac{1 \times 10^{-1}}{0,041} + \frac{5,5 \times 10^{-4}}{0,165} + \frac{1 \times 10^{-2}}{0,31} + 0,14} ; U = 0,35$$

Para el flujo de transferencia de calor por el encintado del cielo falso, se tiene el siguiente coeficiente de transmitancia:

$$U = \frac{1}{0,20 + \frac{e_{\text{lana de vidrio}}}{\lambda_{\text{lana de vidrio}}} + \frac{e_{\text{barrera anti humedad}}}{\lambda_{\text{barrera anti humedad}}} + \frac{e_{\text{yeso carton}}}{\lambda_{\text{yeso carton}}} + \frac{e_{\text{encintado madera}}}{\lambda_{\text{encintado madera}}}}$$

$$U = \frac{1}{0,20 + \frac{1 \times 10^{-1}}{0,041} + \frac{5,5 \times 10^{-4}}{0,165} + \frac{1 \times 10^{-2}}{0,31} + \frac{5,08 \times 10^{-2}}{0,104}} U = 0,31$$

Finalmente se tiene una transmitancia térmica total ponderada de 0,34 W/m²K, tal como se muestra en la siguiente expresión:

$$\bar{U} = \frac{U_{\text{madera1}} \cdot A_{\text{madera1}} + U_{\text{Aislante}} \cdot A_{\text{Aislante}}}{A_{\text{madera}} + A_{\text{Aislante}}}$$

$$\bar{U} = \frac{0,35 \cdot 106,62 + 0,31 \cdot 18,21}{106,62 + 18,21} \bar{U} = 0,34$$

3.2.3.3 Coeficiente de transmitancia térmica complejo techumbre

Al igual que todos los elementos constructivos de la escuela, el complejo de techumbre es un elemento heterogéneo. La escuela cuenta con dos tipos de techumbre, analizaremos primero el caso de la techumbre que da con el patio interior. En este caso se ponderan tres flujos de calor, a través de la madera por el listón de la viga; a través del aislamiento térmico; a través de las costaneras de madera (Figura3.5).



Figura 3.5 Techumbre patio Interior.

Fuente: elaboración propia.

En la siguiente tabla se describen los materiales de los cuales se componen la techumbre del patio interior:

Material	Espesor (m)	Conductividad Térmica
Cubierta techo anti condensante	6×10^{-4}	$\lambda=0,038$
Barrera anti humedad mm	$5,5 \times 10^{-2}$	$\lambda=0,165$
Costanera Madera	$5,08 \times 10^{-2}$	$\lambda=0,104$
Placa Estructural OSB	1×10^{-2}	$\lambda=0,13$
Lana de Vidrio = 100 mm	1×10^{-1}	$\lambda=0,041$
Terciado estructural = 18 mm	$1,8 \times 10^{-2}$	$\lambda=0,104$
Listón madera = 127 mm	$1,27 \times 10^{-1}$	$\lambda=0,104$
$R_{si}=0,09$		$R_{se}=0,05$
$R_g=0,165$		
	$1,1 \times 10^{-2}$	

Tabla 3.6 Materiales Complejo Techumbre Patio interior

Fuente: Elaboración propia.

En resumen y utilizando el procedimiento anterior, se tiene el siguiente coeficiente de transmitancia térmica ponderado:

$$\bar{U} = \frac{0,33 \cdot 50,43 + 0,29 \cdot 7,06 + 7,04 \cdot 0,22}{50,43 + 7,06 + 7,04} ; \bar{U} = 0,31$$

En el caso del resto de la techumbre la componen los siguientes materiales:

Cubierta techo anti condensante = 0,6 mm	$\lambda=0,038$
Barrera de Humedad (papel fieltro) = 0,55 mm	$\lambda=0,165$
Costaneras madera = 50,8 mm	$\lambda=0,104$
$R_{si}+R_{se} = 0,14$	

Y su coeficiente de transmitancia térmica es el siguiente:

$$\bar{U} = \frac{1,58 \cdot 17,47 + 6,28 \cdot 142}{17,47 + 142} ; \bar{U} = 5,76$$

3.2.3.4 Cálculo coeficiente de transmitancia ventanas y puertas

En este caso utilizaremos dos valores de transmitancia térmica, uno para el vidrio de la ventana y otro para el marco de metal. A través del manual CEV, se obtienen los valores de transmitancia térmica expuestos en la tabla 3.7, mencionados valores son válidos para un vidrio monolítico y un marco con ruptura de puente térmico.

Ancho del espaciador		Marcos Ventana	
Ancho del Espaciador	U Vidrio (W/m ² K)		
Vidrio Monolítico (VM) Sin espaciador	5,80	Tipo de Marco	U marco (W/m ² K)
DVH con espaciador de 6 mm	3,28	Madera	2,6
DVH con espaciador de 9 mm	3,01	PVC	2,8
DVH con espaciador de 12 mm	2,85	Metal sin RPT	5,8

DVH con espaciador de 15 mm	2,80	Metal con RPT	3,3
-----------------------------	------	---------------	-----

Tabla 3.7 Valores de Coeficiente de transmitancia térmica marcos y ventanas.

Fuente: Elaboración propia

Al igual que los casos anteriores, se calculó en coeficiente de transmitancia ponderado, las ventanas de la escuela en su mayoría cuentan con un área de 1,20 m², considerando un área del marco de 0,23 m² y un are del vidrio de 0,96 m², es decir el marco del vidrio representa un 19% del área total de la ventana. Para el resto de las ventanas con diferentes dimensiones utilizaremos el mismo porcentaje de área para el marco de metal.

$$\bar{U} = \frac{U_{\text{vidrio}} \cdot A_{\text{vidrio}} + U_{\text{marco}} \cdot A_{\text{marco}}}{A_{\text{vidrio}} + A_{\text{marco}}}$$

$$\bar{U} = \frac{5,80 \cdot 0,96 + 3,3 \cdot 0,23}{0,96 + 0,23} \quad \bar{U} = 5,36$$

En el caso de las puertas, si utiliza la opción de cálculo del “U”, se deben calcular como elementos heterogéneos simples, según la norma NCh 853, considerando el marco, la puerta y la estructura de la puerta en forma separada y luego ponderando. En este caso las puertas de la escuela, son de terciado de madera simple, por lo tanto, utilizaremos el coeficiente de transmitancia estándar de 1,00 W/m²K, que se señala la norma NCh 3137.

3.2.3.5 Coeficiente de transmitancia térmica lineal

En la norma Nch853, se señalan dos tipos de coeficientes de transmitancia térmica, uno para la transferencia de calor producida de forma transversal y otro para la transferencia de calor producida de forma perimetral. El suelo está construido con los siguientes materiales, bajo el supuesto que el suelo ya cuenta con aislamiento por planchas de Poliestireno expandido, para que sean válidos los cálculos de transferencia de calor en un sistema estacionario.

Rsi	= 0,17 [m ² •K/W]
-----	------------------------------

Rse	= 0, se considera viento mayor a 10 [km/hr]
Mortero de arena y cemento = 0,045	= 1,2
Aislante térmico Poliestireno expandido	= 0,0384
Radier Hormigón	=1,63

Para la transferencia de calor producida de forma transversal, se tiene el siguiente coeficiente de transmitancia térmica:

$$U = \frac{1}{0,17 + \frac{0,2}{1,63} + \frac{0,02}{0,0384} + \frac{0,045}{1,2}}$$

$$U = \frac{1}{0,8510} \quad U = 1,17$$

La transmitancia térmica lineal K, es igual al flujo de calor que sale del local por metro de perímetro exterior del piso considerado, por cada grado Celsius de diferencia entre el local y el ambiente exterior.

Según la aislación del piso, se deben considerar para K_l , los siguientes valores:

Aislación del piso o Radier	Resistencia térmica total $m^2 \times ^\circ C/W$	Transmitancia térmica $W/(m \times K)$
Corriente	0,15 - 0,25	1,4
Medianamente Aislado	0,26 - 0,60	1,2
Aislado	> 0,60	1,0

En nuestro caso de acuerdo a la aislación térmica del suelo de $0,85 m^2 ^\circ C/W$, se tiene una transmitancia térmica lineal de $1,0 W/ (m K)$.

3.2.4 Cálculo Cargas térmicas Escuela Rural Agua corta

Una vez determinado los coeficientes de transmitancia global de todos los elementos constructivos de la escuela y definida las temperaturas de diseño, a través de la ley de Fourier se determina la potencia de calefacción. La Ley de Fourier indica que una potencia calórica que se transfiere por conducción Q_k es proporcional al gradiente de temperatura y al área a través de la cual se transfiere el calor, esto es:

$$Q_x = -KA \frac{dt}{dx}$$

Ecuación 3.4 Ley de Fourier.

Fuente: IDAE.

Donde:

κ es la constante de proporcionalidad conocida como conductividad térmica, que indica las propiedades conductoras del material; el signo negativo indica que cuando la temperatura aumenta con la posición, el calor fluye hacia regiones de menor temperatura; dt/dx corresponde al gradiente de temperatura a lo largo del eje x y finalmente A corresponde a la superficie a través de la cual tiene lugar la transmisión de calor.

Además de las pérdidas de calor producidas por conducción se considera las pérdidas producidas por renovación de aire, las cuales se determinan mediante la siguiente expresión:

$$Q = V \cdot N \cdot 0,29 \cdot (t_{interior} - t_{exterior})$$

Ecuación 3.5 Pérdidas de calor por renovación de aire.

Fuente: IDAE.

Donde:

V es el volumen del local a calefactor (m³)

N es el número de renovaciones horarias (1/h)

0,29 es el calor específico del aire en base al volumen (kcal/m³ °C)

$t_{interior}$ la temperatura proyectada en el local calefactado (°C)

$t_{exterior}$ es la temperatura del aire exterior (°C)

Al momento de determinar la potencia de calefacción, es importante definir una temperatura de diseño. La temperatura de diseño es a la cual se alcanzan las condiciones

de confort térmico ideales, y exigidas en este caso por el decreto n° 548. Este decreto exige una temperatura mínima de 15° C, en este caso se define una temperatura de diseño de 20° C. En el caso de la temperatura exterior, se define desfavorable, es decir una temperatura que represente el peor escenario posible que debe afrontar el sistema de calefacción. Según los registros meteorológicos, durante el mes de junio del año 2018, se alcanzó una temperatura mínima promedio de 5°C. En este caso se determina una temperatura exterior de -1 °C, valor cercano a la temperatura mínima de -0,3° C. Definidas las condiciones de diseño se procede a calcular las cargas térmicas de la escuela, a través de la ley de Fourier para conducción y considerando las pérdidas de calor producidas por renovación.

Perdidas por Conducción de Calor					
Elemento Constructivo	Superficie	U Ponderado	T _{interior}	T _{exterior}	Q (W)
Paredes	117,04	0,48	20	-1	1179,7632
Complejo Techumbre	159,47	5,76	4	-1	4592,736
Complejo Techumbre Patio Interior.	64,53	0,31	20	-1	420,0903
Cielo Falso	124,83	0,34	20	4	679,0752
Perdida Piso transversal	212	1,17	20	5	3720,6
Perdida Piso perimetral	63,9	1	20	-1	1341,9
Fronton Madera	14,27	2,8	4	-1	199,78
Puertas	9,14	1	20	-1	191,94
Ventanas	28	3,28	20	-1	1928,64
				Q total =	14254,5247
Perdidas por Renovación de Aire N= 1					
Estancia	Volumen	cp	Temperatura Interior	Temperatura Exterior	
Sala de educación básica	120,552	0,29	20	-1	734,16168
Sala apoyo pedagógico	49,728	0,29	20	-1	302,84352
Patio Interior	154,32	0,29	20	-1	939,8088
Cocina	33	0,29	20	-1	200,97
Primero auxilios	10,296	0,29	20	-1	62,70264
Sala profesores	36,768	0,29	20	-1	223,91712
Baños	36,768	0,29	20	-1	223,91712
				Q kcal	2688,32088
				Q W	3126,5

Tabla 3.8 Cargas térmicas por Conducción y Renovación de Aire.

Fuente: Elaboración propia

Entonces, a partir de los cálculos realizados y respondiendo al propósito de este primer objetivo, debemos señalar que la carga térmica de las instalaciones es de 17,38 kW.

3.3 Diseño Suelo Radiante

En respuesta al segundo objetivo específico se desarrolla el método de diseño de suelo radiante indicado en la norma une-en 1264. En esta metodología se sigue una secuencia de procedimientos tal como se indica en la Figura 3.6, esto con el fin de definir los parámetros de diseño fundamentales del suelo radiante, como la temperatura de impulsión y retorno del agua de calefacción, la temperatura media superficial del suelo, y el caudal total necesario. Posteriormente se realiza el cálculo de las pérdidas de cargas producidas en todos los elementos encargados de la distribución del agua de calefacción, con el objetivo de seleccionar la bomba de impulsión adecuada. Finalmente se selecciona la bomba de calor en función de la demanda de energía calorífica y el sistema de producción de ACS.

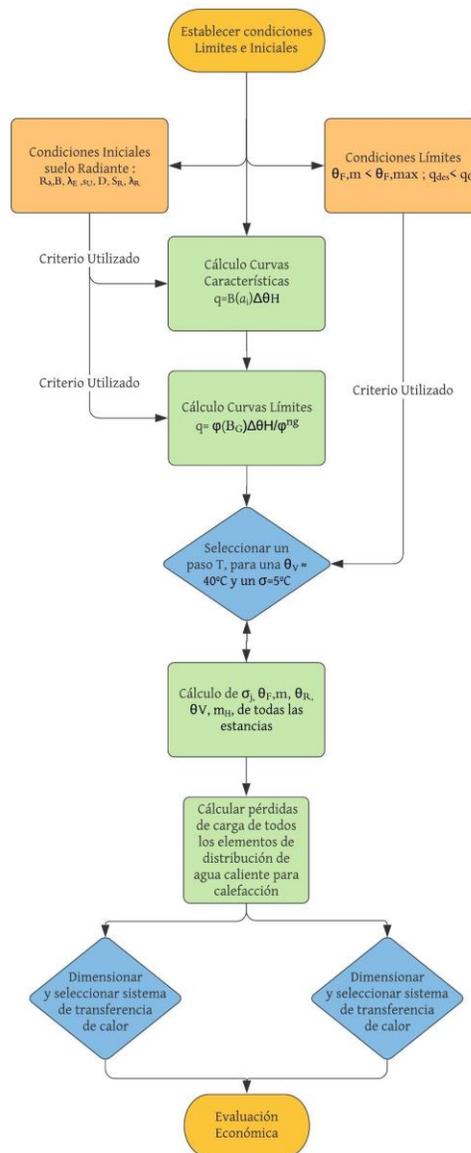


Figura 3.6 Diagrama de flujo, diseño sistema de calefacción

Fuente: Elaboración propia

3.3.1 Condiciones Límites

Para calcular la densidad de flujo, es necesario dividir la escuela por estancias, en donde cada estancia requiere una potencia calórica para mantener las condiciones de confort térmicas ideales. La densidad de flujo se calcula dividiendo la potencia calórica necesaria por la superficie interior de la estancia.

$$Q_{sup.} = \frac{Q}{S_{interior}}$$

$Q_{sup.}$ = es la potencia por unidad de superficie calefactora.

Q = es la potencia requerida

$S_{interior}$ = Es la superficie interior de la estancia.

Dividiendo la potencia necesaria para mantener una temperatura interior de 20°C de cada instancia por su superficie interior, se obtiene las siguientes potencias por unidad de superficie calefactora:

Estancia	A_f (m ²)	Q pérdidas térmicas (W)	Q Renovación de aire (W)	Q(W/m ²)
Patio Interior	64,3 m ²	2651,89	895,056	55,16
Sala Educación Básica	50,23 m ²	2410,46	699,2	59,82
Sala de Apoyo Pedagógico	20,72 m ²	1239,95	288,42	73,76
Sala de Profesores	15,32 m ²	542,46	213,25	49,32
Sala primero auxilios	4,29 m ²	334,17	59,71	91,81
Cocina	13,75 m ²	738,34	191,4	67,61
Baños Alumnos y Alumnas.	5,70 m ²	344,37	110,73	79,84
Baño Profesores	4,49 m ²	291,27	87,16	64,87
Baño Manipuladores	5,13 m ²	379,01	99,65	93,3
		8931,32	2644,556	11575,876

Tabla 3.9 Densidad de flujo térmico

Fuente: Elaboración propia.

Una vez obtenida la densidad de flujo de cada estancia, se identifica la crítica, estos es la estancia con una mayor densidad de flujo conocida como q_{des} . El valor de q_{des} se utiliza

como criterio de selección del paso de las tuberías de calefacción, en donde $q_{des} \leq q_G$. El valor de q_G se calcula haciendo uso del campo de las curvas características y curvas límites, posteriormente definiremos estos conceptos en detalle y explicaremos el procedimiento de cálculo de ambas curvas.

Otra condición límite es la temperatura media superficial. Según la norma UNE-EN 1264 se establece una curva característica base que fija la relación entre la densidad de flujo térmico (q) en W/m^2 y la temperatura media de la superficie del suelo ($\theta_{F,m}$) en $^{\circ}C$ y es aplicable a toda la tipología de sistemas radiantes. Quedando establecida la relación entre ellas de la siguiente manera:

$$q = 8,92(\theta_{F,m} - \theta_i)^{1,1}$$

Ecuación 3.6 Curva característica básica

Fuente: UNE-EN 1264.

Considerando que la temperatura máxima del pavimento en la zona de ocupación está establecida en $29^{\circ}C$ y la temperatura ambiente normalmente es considerada de $20^{\circ}C$, la potencia máxima sería:

$$q = 8,92(29 - 20)^{1,1} \approx 100 \text{ W/m}^2$$

Este valor, es suficiente para la mayoría de los edificios. Para aquellos locales con mayores pérdidas térmicas, la norma permite crear zonas “perimetrales”, definidas como no ocupadas, con un máximo de 1 m de anchura, las cuales pueden alcanzar una temperatura superficial de $35^{\circ}C$. En resumen, se establecen condiciones límites para el cálculo de la instalación de suelo radiante, a partir de temperaturas máximas de la superficie del suelo, según el tipo de instalación, entonces, para suelo radiante para calefacción se tiene:

Tipos de Recinto	$\theta_{f,max}$	θ_i	q_G
Zona de permanencia, (ocupada)	29	20	100
Cuartos de baño y similares	33	24	100

Zona periférica	35	20	175
-----------------	----	----	-----

Ecuación 3.7 $\theta_{f,max}$ θ_i y q_G , para diferentes tipos de Recinto

Fuente: Norma UNE-EN 1264.

3.3.2 Condiciones Iniciales

Establecer las condiciones iniciales quiere decir definir el tipo configuración que tendrá el suelo radiante; definir las capas de materiales que este tendrá, poniendo énfasis en sus dimensiones y propiedades térmicas, definiendo las variables $R_{\lambda,B}$, λ_E , S_u , S_R , λ_R . El tipo de configuración o estructura que tendrá el suelo radiante será de tipo A como se define en la norma UNE-EN 1264. Las capas de materiales que componen el suelo radiante son las siguientes; recubrimiento de tipo cerámico seleccionado por ser uno de los recubrimientos con mayor conductividad; mortero de arena y cemento con fluidificante, con un espesor de 4,5 cm, con una conductividad térmica de $1,2 \text{ W/m}^2\text{K}$; tuberías de calefacción de polietileno reticulado con un diámetro interior de 16 mm y una conductividad térmica de 0,3; planchas aislantes de Poliestireno expandido; y finalmente el forjado o Radier.

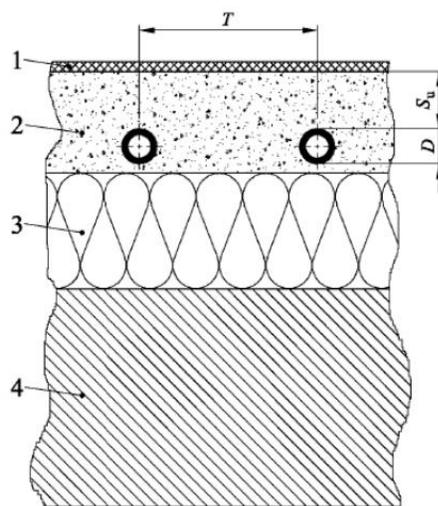


Figura 3.7 Tipo de Configuración suelo radiante.

Fuente: Diseño de calefacción por suelo radiante y ACS para una vivienda unifamiliar, Andrés Cebrián Rodríguez -2014.

En donde:

1 Revestimiento del suelo, cuya resistencia térmica es $R_{\lambda,B}$ [m^2 K/W].

2 Capa de mortero de cemento (pavimento) con conductividad λ_E [W/m K].

3 Capa de aislamiento (Poliestireno expandido).

4 Base estructural (Forjado)

T: Paso entre tubos (m).

S_u : Espesor de la capa de mortero de cemento por encima del tubo (m).

D: Diámetro exterior del tubo (m). También debe considerarse el espesor del tubo S_R (m) y la conductividad térmica del tubo λ_R [W/m K].

Definidas las condiciones Límites e Iniciales, se procede a calcular las curvas características y límites. En el caso de las curvas características se hace uso de los parámetros definidos en las condiciones iniciales como, la resistencia térmicas y espesores de los materiales mencionados. El objetivo de calcular las curvas características es determinar la desviación media logarítmica entre las temperaturas del fluido calefactor y la temperatura nominal en el interior de la habitación. La desviación media logarítmica $\Delta\theta_H$ nos sirve para determinar otros parámetros de diseño como la diferencia de temperatura de diseño del agua de calefacción y la temperatura interior $\theta_{Vm\acute{a}x}$, la temperatura de impulsión del agua de calefacción $\Delta\theta_V$, la diferencia entre la temperatura de impulsión y de retorno del agua σ .

En el caso de las curvas límites, establecen los diferentes límites de densidad de flujo térmico en función de la desviación media de temperatura y las características de revestimiento de suelo. Las curvas límites nos será útil para definir el paso las tuberías de calefacción, en función de la condición límite $q_{des} \leq q_G$.

3.3.3 Calculo de curvas características

Son curvas que representan para un sistema dado, las relaciones entre la densidad de flujo térmico (q) y la desviación media de la temperatura $\Delta\theta_H$ para distintas resistencias térmicas del revestimiento del suelo. Para un determinado paso y revestimiento del suelo, según la norma UNE-EN 1264, las curvas características se calculan mediante la siguiente expresión:

$$q = B \cdot a_B \cdot a_T^{m_T} \cdot a_U^{m_U} \cdot a_D^{m_D} \cdot \Delta\theta_H$$

Donde:

B: es el coeficiente característico del sistema expresado en [w/m²K].

α_i Parámetros (calculados ó tomados de las tablas) para el cálculo de las curvas características, $i = B, T, U, D$.

m_i : Exponentes para el cálculo de las curvas características, $i = T, U, D$.

$\Delta\theta_H$: Diferencia media logarítmica entre el fluido de calefacción y la sala (°C).

Matemáticamente se expresa como:

$$\Delta\theta_H = \frac{\theta_V - \theta_R}{\ln \frac{\theta_V - \theta_i}{\theta_R - \theta_i}}$$

Ecuación 3.8 Diferencia media logarítmica entre el fluido de calefacción y la sala

Fuente: Norma UNE-EN 1264.

En función de las propiedades de la tubería de calefacción $B=B_0$, en la tabla 3.5 se tienen los valores de B.

Tipo de Superficie	B [W/m ² K]
Suelo radiante para calefacción	6,7
Suelo radiante para refrigeración	5,2

Estos valores corresponden cuando la tubería tiene las siguientes propiedades:

$\lambda_R=0,35$ [W/mK]; Espesor de la capa $S_R=(d_a-d_i) / 2= 0,002$ m.

Para el cálculo de los diferentes factores de la ecuación, influyen directamente los siguientes parámetros:

- ❖ Revestimiento del suelo, cuya resistencia térmica es $R_{\lambda,B}$.
- ❖ Capa de mortero de cemento (pavimento) con conductividad λ_E .
- ❖ Espesor de la capa de mortero de cemento por encima del tubo conocido como S_U .
- ❖ Espesor de la tubería de calefacción S_R (m) y la conductividad térmica del tubo λ_R .
- ❖ El paso entre tuberías de calefacción.
- ❖ Diámetro exterior de la tubería.

En el cálculo de ambas curvas intervienen los parámetros de diseño anteriormente mencionados, aclarado este punto se procede al cálculo de los diferentes factores de a_i .

3.3.3.1 Cálculo Factor de revestimiento del suelo

Se tiene para el factor de revestimiento del suelo la siguiente expresión:

$$a_B = \frac{\frac{1}{\alpha} + \frac{S_{u,0}}{\lambda_{u,0}}}{\frac{1}{\alpha} + \frac{S_{u,0}}{\lambda_E} + R_{\lambda,B}}$$

Ecuación 3.9 Factor de revestimiento.

Fuente: Norma UNE-EN 1264.

Donde:

$$\alpha = 10.8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$\lambda_{u,0} = 1 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

$$S_{u,0} = 0.045$$

$R_{\lambda,B}$ = Resistencia térmica del Pavimento

λ_E = Conductividad térmica del mortero de cemento

Para un revestimiento de pavimento cerámico de 10 mm se tiene una resistencia térmica de 0,05 [m²K/W] y una losa de mortero de cemento con una conductividad térmica de 1.2 [W/m·K] se tiene que el valor del factor de revestimiento de suelo es 0,764.

3.3.3.2 Factor de paso

El factor de paso se obtiene a partir de la resistencia térmica del revestimiento, en la tabla se muestran los valores establecidos en la norma UNE 1264, en este caso se obtiene un valor de paso de 1,188.

R _{λ,B} [m ² K/W]	0	0.05	0.10	0.15
α _T	1.23	1,188	1.156	1.134

Tabla 3.10 Factor de paso

Fuente: Norma UNE-EN 1264.

3.3.3.3 Factor de Recubrimiento

El factor de recubrimiento α_U depende del paso T y la resistencia térmica del recubrimiento R_{λ,B}, en este caso, para el diseño del suelo radiante se utilizarán pasos de tubería con las siguientes medidas, 10 cm; 15 cm; 22,5 cm; 25 cm; 30 cm. En la siguiente Tabla perteneciente a la norma UNE EN 1264 se presentan los factores de recubrimiento para cada paso T.

R _{λ,B} (m ² K/W)	0	0.05	0.10	0.15
T (m)	α _U			
0,05	1,069	1,056	1,043	1,037
0,075	1,066	1,053	1,041	1,035
0,1	1,063	1,05	1,039	1,00335
0,15	1,057	1,046	1,035	1,0305
0,2	1,051	1,041	1,0315	1,0275
0,225	1,048	1,038	1,0295	1,026

0,3	1,0395	1,031	1,024	1,021
0,375	1,03	1,022	1,018	1,015

Tabla 3.11 Factor de recubrimiento

Fuente: Norma UNE-EN 1264.

3.3.3.4 Factor adimensional en función del diámetro exterior de la tubería

El factor α_D depende del paso T y la resistencia térmica del recubrimiento $R_{\lambda,B}$, para los pasos de tubería mencionados anteriormente se han seleccionado los valores mostrados en la siguiente Tabla de la norma UNE EN 1264.

$R_{\lambda,B}$ (m ² K/W)	0	0.05	0.10	0.15
T (m)	a_U			
0,05	1.013	1.013	1.012	1.011
0,075	1.021	1.019	1.016	1.014
0,1	1.029	1.025	1.022	1.018
0,15	1.04	1.034	1.029	1.024
0,2	1.046	1.04	1.035	1.03
0,225	1.049	1.043	1.038	1.033
0,3	1.053	1.049	1.044	1.039
0,375	1.056	1.051	1.046	1.042

Tabla 3.12 Factor adimensional α_D

Fuente: Norma UNE-EN 1264.

3.3.3.5 Exponentes m_i

Para el cálculo de m_T se utiliza la siguiente expresión:

$$m_T = 1 - \frac{T}{0,075}$$

La expresión anterior es válida si se cumple la condición $0.050 \text{ m} \leq T \leq 0.375 \text{ m}$, donde T es la separación entre tuberías.

Para los pasos Seleccionados se tienen los siguientes valores de m_t

T(m)	m_t
0,1	-0,33
0,15	-1
0,2	-1,66
0,225	-2
0,3	-3

Para m_U se tiene la siguiente expresión:

$$m_U = 100(0,045 - S_u)$$

$$m_U = 100(0,045 - 0,025)$$

$$m_u = 2$$

La expresión anterior es válida si se cumple la condición $S_u \geq 0.015 \text{ m}$, donde S_u es el espesor de la capa por encima de la tubería.

Para m_D se tiene la siguiente expresión:

$$m_D = 250(D - 0,02)$$

$$m_D = 0$$

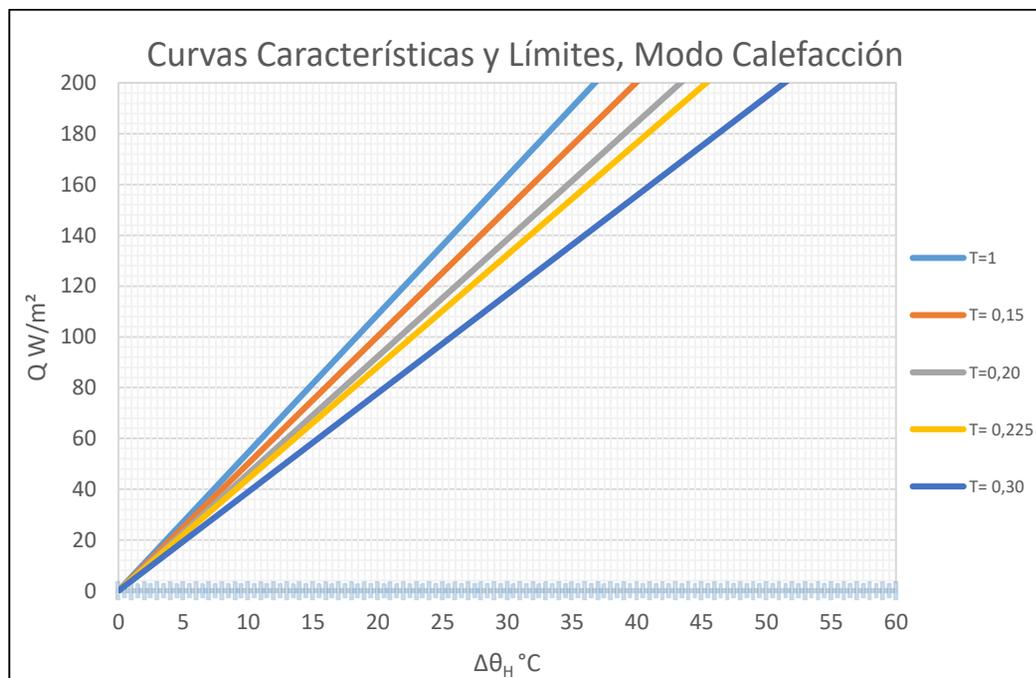
3.3.3.6 Ecuaciones curvas características

En resumen, se tienen las siguientes ecuaciones para los pasos seleccionados

Paso T (m)	Ecuación Curva Característica
0,10	$Q = 5,43 \cdot \Delta\theta_H$

0,15	$Q = 5,09 \cdot \Delta\theta_H$
0,2	$Q = 4,60 \cdot \Delta\theta_H$
0,225	$Q = 4,41 \cdot \Delta\theta_H$
0,3	$Q = 3,89 \cdot \Delta\theta_H$

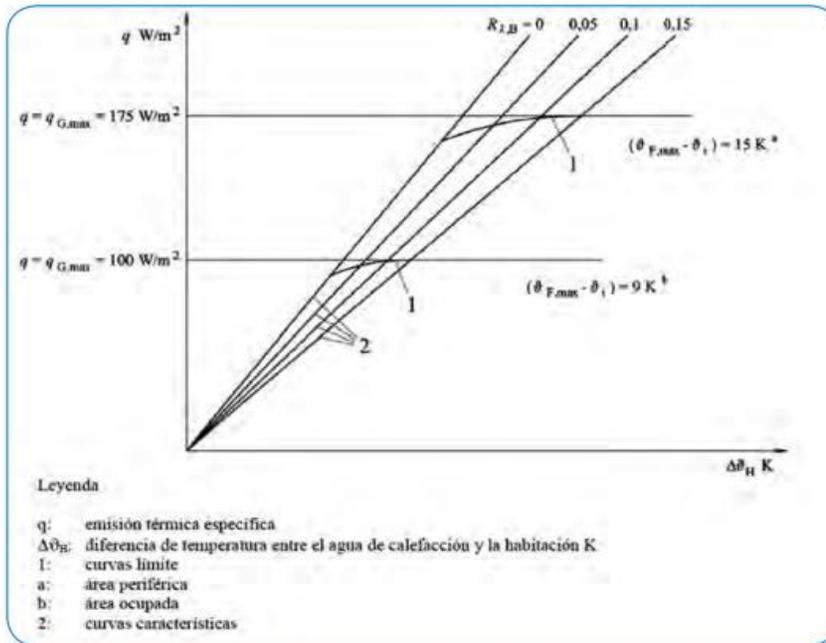
Una vez calculadas las curvas características para cada paso de tubería, se puede graficar dicha información en el grafico X.X, en el eje de las abscisas se tiene la diferencia de temperaturas del fluido de calefacción y del ambiente interior, en el eje de las ordenadas se tiene la densidad de flujo térmico.



3.3.4 Cálculo curvas límites

Son curvas que, en el campo de curvas características, muestran los diferentes límites de densidad de flujo térmico en función de la desviación media de temperatura y las características de revestimiento de suelo. La relación existente entre la desviación media de la temperatura aire-agua y la densidad de flujo térmico, es para la caída de temperatura en el caso límite, cuando $\sigma=0$ y a la cual la temperatura máxima de la superficie del suelo alcanza el valor máximo fisiológicamente admisible θ_{Fmax} , tal como se estableció en las condiciones límites. Tal como se mencionó anteriormente el campo

de curvas características, a través de las curvas límite nos permite seleccionar el paso entre las tuberías del suelo radiante para una densidad de flujo máxima.



Para el cálculo de las curvas límites se calcula con la siguiente expresión:

$$q_G = \varphi \cdot B_G \cdot [(\Delta\theta H)/\varphi]^{n_G}$$

Ecuación 3.10 cálculo curvas límites

Fuente: Norma UNE-EN 1264.

Donde:

φ = Es el factor de conversión para todos los valores de temperaturas $\theta_{F,max}$ y θ_i . Se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\varphi = \frac{\theta_{F,max} - \theta_i}{\Delta\theta_{\sigma=0}}$$

Donde:

$$\theta_{F,m\acute{a}x} = 29^\circ\text{C}; \theta_i = 20^\circ\text{C}; \Delta\theta_{\sigma=0} = 9 \text{ K}$$

B_G = es un coeficiente que se obtiene a partir de la tabla [] usando como referencia la relación S_u/λ_E ,

$$s_U/\lambda_E = \frac{0,045 [m]}{1,2 \left[\frac{W}{m \cdot K}\right]} = 0,0375 \left[\frac{m^2 K}{W}\right]$$

Para valores menores de 0,0792 (m²·K/W), se consideran los valores de B_G, de la siguiente Tabla perteneciente a la norma UNE-EN 1264.

S _u /λ m ² ·K/W	0,01	0,0208	0,0292	0,0375	0,0458	0,0542	0,0625	0,0708	0,0792
T (m)	B _G								
0,05	85,0	91,5	96,8	100	100	100	100	100	100
0,075	75,3	83,5	89,9	96,3	99,5	100	100	100	100
0,1	66,0	75,4	82,9	89,2	95,5	98,8	100	100	100
0,15	51,0	61,1	69,2	76,3	82,7	87,5	91,8	95,1	97,8
0,2	38,5	48,2	56,2	63,1	69,1	74,5	81,3	86,4	90,0
0,225	33,0	42,5	49,5	56,5	62	67,5	75,3	81,6	86,1
0,3	20,5	26,8	31,6	36,4	41,5	47,5	57,5	65,3	72,4
0,375	11,5	13,7	15,5	18,2	21,5	27,5	40,0	49,1	58,3

Tabla 3.13 Valores de B_G.

Fuente: Norma UNE-EN 1264.

n_G es el coeficiente que también se obtiene a partir de la relación S_u/λ_E.

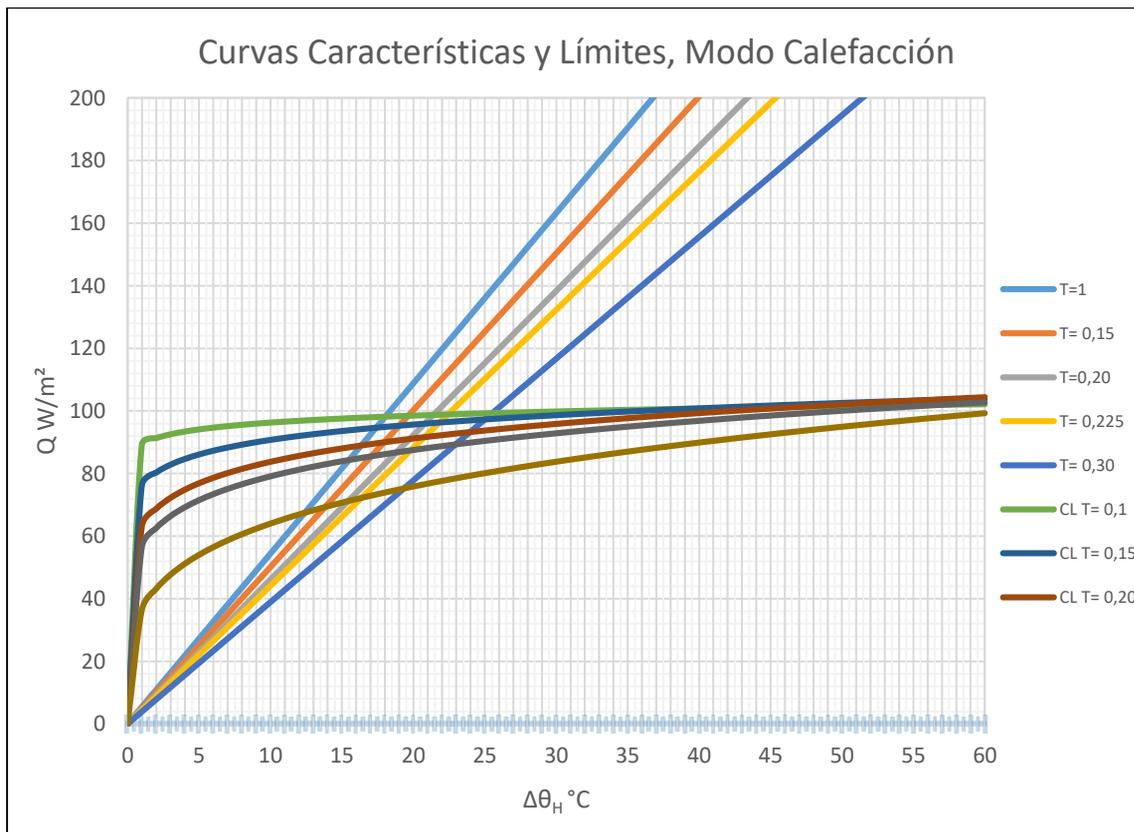
S _u /λ	0,01	0,0208	0,0292	0,0375	0,0458	0,0542	0,0625	0,0708	0,0792
T	n _G								
0,05	0,008	0,005	0,002	0	0	0	0	0	0
0,075	0,024	0,021	0,018	0,011	0,002	0	0	0	0
0,1	0,046	0,043	0,041	0,033	0,014	0,005	0	0	0
0,15	0,088	0,085	0,082	0,076	0,055	0,038	0,024	0,014	0,006
0,2	0,131	0,13	0,129	0,123	0,105	0,083	0,057	0,040	0,028
0,225	0,155	0,154	0,153	0,146	0,13	0,11	0,077	0,056	0,041
0,262 5	0,197	0,196	0,196	0,19	0,173	0,15	0,110	0,083	0,062
0,3	0,254	0,253	0,253	0,245	0,228	0,195	0,145	0,114	0,086
0,3375	0,322	0,321	0,321	0,31	0,293	0,260	0,187	0,148	0,115
0,375	0,422	0,421	0,421	0,405	0,385	0,325	0,230	0,183	0,142

Tabla 3.14 Valores de n_G

Considerando que $\varphi=1$, se tienen las siguientes ecuaciones de curvas límites

Paso T (m)	Ecuación Curva Límites
0,10	$Q = 89,2 \cdot \Delta\theta_H^{0,033}$
0,15	$Q = 76,3 \cdot \Delta\theta_H^{0,076}$
0,2	$Q = 63,1 \cdot \Delta\theta_H^{0,123}$
0,225	$Q = 56,5 \cdot \Delta\theta_H^{0,146}$
0,3	$Q = 36,4 \cdot \Delta\theta_H^{0,245}$

La ecuación de las curvas límites para cada paso de tuberías se puede representar en el campo de las curvas características, tal como se muestra en el grafico x.x.



Finalizado el cálculo de las curvas características y límites, se procede a calcular los demás parámetros de diseño a partir de la desviación media de la temperatura $\Delta\theta_H$ relacionada con la densidad de flujo térmico de la estancia crítica. Con la información obtenida de las curvas se calcula para la estancia crítica, la de temperatura de impulsión, la temperatura de retorno, la temperatura media superficial y el caudal de agua necesario. Luego se realiza el mismo procedimiento para las demás estancias, utilizando como referencia la temperatura de impulsión obtenida para la estancia crítica.

3.3.5 Cálculo Parámetros de diseño (θ_V , θ_R , σ , $\theta_{F.M}$, L y m_H)

3.3.5.1 Cálculo temperatura de Impulsión

Se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\theta_V = \Delta\theta_{V,m\acute{a}x} + \theta_i$$

Ecuación 3.11 Temperatura de impulsión

Fuente: Norma UNE-EN 1264.

Donde,

$$\Delta\theta_{V,m\acute{a}x} = \Delta\theta_{H,m\acute{a}x} + \frac{\sigma}{2}$$

Y donde,

$\Delta\theta_{V,m\acute{a}x}$: Es la diferencia de temperatura de diseño entre el flujo del fluido y la sala (°C).

σ : Es la diferencia de temperatura entre el agua de impulsión y el agua de retorno. Según la norma, se menciona que diferencia de temperatura debe estar comprendida entre $0^\circ\text{C} \leq \sigma \leq 5^\circ\text{C}$. Para efectos de cálculos se recomienda utilizar una diferencia de 5°C . $\sigma = 5^\circ\text{C}$.

$\Delta\theta_H$: Diferencia media logarítmica entre el fluido de calefacción y la sala °C. Para Obtener $\Delta\theta_H$, se utiliza el valor de la potencia de la estancia crítica. En este caso se utilizará como referencia, la potencia calefactora de la sala de apoyo pedagógico siendo esta de $72,87 \text{ W/m}^2$.

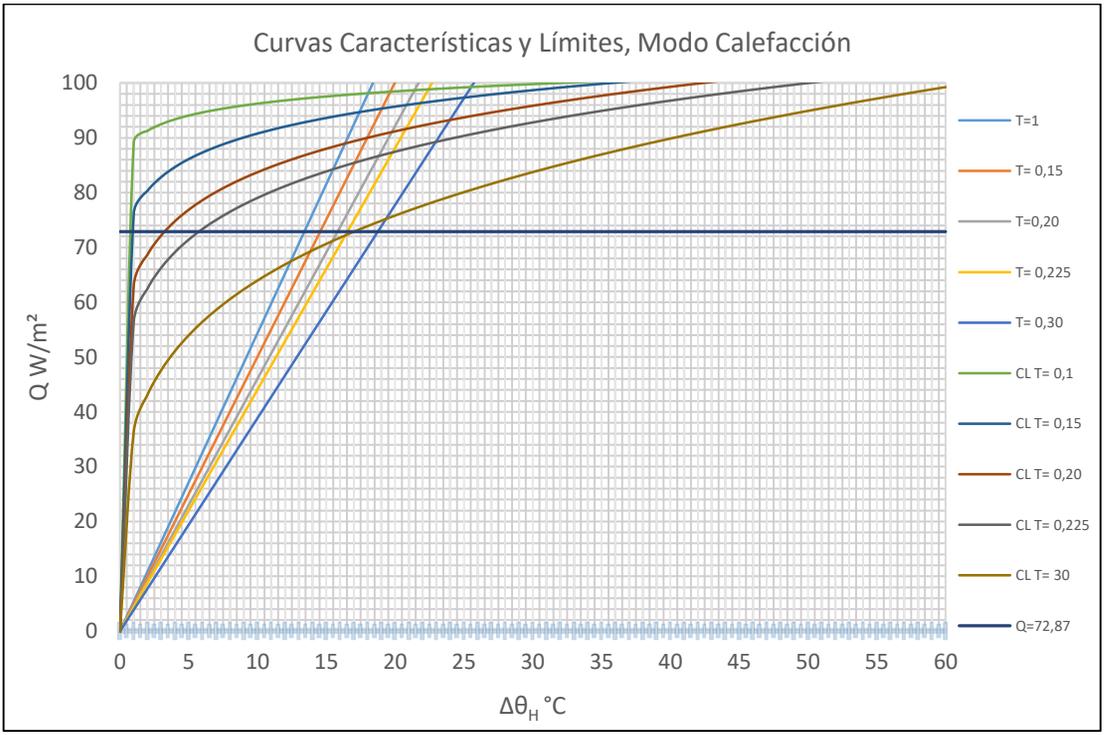


Gráfico 3.1 Valor de $\Delta\theta_{H,m\acute{a}x}$, para diferentes pasos en funci3n de Q.

Fuente: Elaboraci3n propia.

Utilizando interpolaci3n lineal se tiene para cada uno de los pasos seleccionados los siguientes diferenciales de temperatura:

Pasos	$Q_{m\acute{a}x}$ (W/m^2)	q_G (W/m^2)	$\Delta\theta_{H,m\acute{a}x}$ ($^{\circ}C$)	σ ($^{\circ}C$)	$\Delta\theta_{V,m\acute{a}x}$ ($^{\circ}C$)	$\Delta\theta_V$
T=0,1	73,76	97,17	13,39	5	15,89	35,89
T=0,15	73,76	93,39	14,54	5	17,04	37,04
T=0,20	73,76	88,61	15,80	5	18,3	38,3
T=0,225	73,76	85,09	16,52	5	19,02	39,02
T=0,30	73,76	75,83	18,73	5	21,23	41,23

Tabla 3.15

Fuente: Elaboraci3n Propia.

Para la selecci3n del paso del sistema de calefacci3n por suelo radiante, se utiliza como criterio que, $q_{des} \leq q_G$. Donde q_{des} es la potencia m\acute{a}xima calefactora de la instancia cr\acute{i}tica. Adem\acute{a}s, se recomienda que la temperatura de impuls\3n sea cercana a los 40° C.

En este caso, todos los pasos seleccionados son válidos para el diseño del suelo radiante, pero en este caso seleccionaremos un paso de 20 cm.

3.3.5.2 Temperatura de Retorno

La temperatura de retorno se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\theta_R = \theta_V - \sigma_j$$

Ecuación 3.12 Cálculo de temperatura de Retorno.

Fuente: Norma UNE-EN 1264.

3.3.5.3 Cálculo caudal de agua

La potencia térmica total de un sistema de calefacción por suelo radiante está compuesta por una emisión térmica específica q y una pérdida de calor hacia abajo q_u . Teniendo en cuenta estas circunstancias, el caudal de diseño de flujo de agua m_H de un circuito de calefacción se calcula de la siguiente forma:

$$m_H = \frac{A_F \cdot q}{\sigma \cdot C_p} \cdot \left(1 + \frac{R_0}{R_u} + \frac{\theta_i - \theta_u}{q \cdot R_u}\right)$$

Ecuación 3.13 Caudal de Agua para cada Estancia (l/s).

Fuente: Norma UNE-EN 1264.

Donde:

R_0 : Resistencia térmica encima de los tubos ($m^2 K/W$)

R_u : Resistencia térmica por debajo de los tubos ($m^2 K/W$)

θ_u : Temperatura interior de una habitación bajo la habitación con calefacción por suelo radiante. en este caso no se encuentra ninguna habitación bajo el nivel del suelo, por lo tanto, se considerará la temperatura superficial del terreno.

Los valores de las resistencias térmicas ascendentes y descendentes se calculan mediante las siguientes expresiones:

$$R_0 = \frac{1}{\alpha} + R_{\lambda,B} + \frac{S_u}{\lambda_u}$$

Ecuación 3.14 Resistencias Térmicas Ascendentes.

Fuente: Norma UNE-EN 1264.

Donde:

$$1/\alpha = 0,093 \text{ m}^2 \text{ K/W.}$$

$$R_0 = \frac{1}{\alpha} + R_{\lambda,B} + \frac{S_u}{\lambda_u}$$

$$R_0 = 0,093 + 0,05 + \frac{0,025}{1,2}$$

$$R_0 = 0,16$$

Para las resistencias térmicas descendentes:

$$R_u = R_{\lambda,1} + R_{\lambda,2} + R_{\lambda,3} + R_{\lambda,4}$$

Ecuación 3.15 Resistencias Térmicas Descendentes.

Fuente: Norma UNE-EN 1264.

Donde:

$R_{\lambda,1}$ = Resistencia térmica del aislante

$R_{\lambda,2}$ = Resistencia térmica del forjado

$R_{\lambda,3}$ = Resistencia térmica del falso techo

$R_{\alpha,4}$ = Resistencia térmica del techo

En este caso sólo se tiene la resistencia térmica del aislante y resistencia térmica del Forjado (Hormigón armado).

$$R_{aislante} = \frac{0,02}{0,0384} ; R_{aislante} = 0,52 \quad ; \quad R_{Hormigon} = \frac{0,2}{1,63} ; R_{Hormigon} = 0,12$$

$$R_U = 0,64$$

Resumiendo, se tienen los siguientes valores para la estancia crítica:

Estancia	A_f (m ²)	Q (W/m ²)	σ_j (°C)	Cp ($\frac{J}{kgK}$)	R ₀ ($\frac{m^2K}{W}$)	R _U ($\frac{m^2K}{W}$)	θ_i (°C)	θ_U (°C)	m_H ($\frac{kg}{s}$)
Patio Interior	20,72	72,87	5	4190	0,16	0,64	20	5	0,30

$$m_H = \frac{A_F \cdot q}{\sigma \cdot C_p} \cdot \left(1 + \frac{R_0}{R_u} + \frac{\theta_i - \theta_u}{q \cdot R_u}\right)$$

$$m_H = \frac{20,72 \cdot 72,87}{5 \cdot 4190} \cdot \left(1 + \frac{0,16}{0,64} + \frac{20 - 5}{72,87 \cdot 0,64}\right)$$

$$m_H = 0,11 \frac{Kg}{s}$$

Para el resto de los circuitos exceptuando los circuitos utilizados para los baños, se utilizará una temperatura de impulsión de 38,3 °C. En el caso de los baños se realizará el mismo procedimiento anteriormente realizado, utilizado una potencia calefactora superficial de 65 W/m² y una temperatura interior de 24° C. Para las demás estancias se tiene los siguientes caudales:

Estancia	θ_i (°C)	θ_v (°C)	T (m)	σ_j (°C)	θ_R	$\theta_{F,m}$ (°C)	m_H ($\frac{kg}{s}$)
Patio Interior	20	38,01	0,2	12,21	26,09	25,35	0,11
Sala de Educación Básica	20	38,01	0,2	9,82	28,46	25,80	0,12
Sala de Apoyo pedagógico	20	38,01	0,2	5	33,3	26,74	0,11
Sala de Docentes	20	38,01	0,30	11,84	26,46	24,6	0,02568
Sala Primeros Auxilios	20	38,01	0,15	2,94	35,07	27,70	0,04483
Concina	20	38,01	0,2	11,33	27	24,98	0,02570
Baño Alumnos	24	38,01	0,2	8,36	29,65	30,15	0,01719
Baño Alumnas	24	38,01	0,2	8,36	29,65	30,15	0,01719
Baño Docentes	24	38,01	0,2	8,15	29,86	30,13	0,01385

Baño Manipuladores	24	38,01	0,15	4,51	33,79	31,86	0,03563
						Σ_{TOTAL}	0,75

Tabla 3.16 Variables relacionadas con la temperatura y caudal de las estancias.

Fuente: Elaboración propia.

3.3.5.4 Largo Tubería

Para determinar el largo del largo de la tubería, se deben considerar diferentes factores, como el área a calefactar, el paso de las tuberías y la distancia del circuito al colector. Según la norma UNE-EN 1264 se establece que el largo de la tubería por instancia no debe superar los 120 m lineales, longitudes de tuberías excesivamente grandes generan grandes pérdidas de carga. Utilizando esta condición como limitante, si se tienen longitudes mayores a 120 m, debe realizarse una subdivisión del circuito principal. la siguiente expresión se utiliza para el cálculo del largo de la tubería:

$$L = \frac{A_F}{T} + 2 \cdot l$$

Ecuación 3.16 Largo tubería de calefacción por estancia.

Fuente: Norma UNE-EN 1264.

Donde:

L: Longitud total del tubo para una determinada instancia (m).

l: longitud entre el colector y la estancia a calefactar

T: paso de las tuberías

En la siguiente tabla se describe el largo de las tuberías por estancia de acuerdo a la cantidad de circuitos y la distancia de este hacia el colector.

Estancia	$A_F (m^2)$	T (m)	l (m)	Nº de Circuitos	Largo por circuito (m)	Largo Total (m)

Patio Interior	64,3 m ²	0,20	0	3	107	321
Sala de Educación Básica	50,23 m ²	0,20	9,88	3	90	270
Sala de Apoyo pedagógico	20,72 m ²	0,20	7,57	2	59,37	118,74
Sala de Docentes	15,32 m ²	0,30	2,40	1	55,88	55,88
Sala Primeros Auxilios	4,29 m ²	0,15	4,79	1	38,18	38,18
Concina	13,75 m ²	0,20	1,475	1	71,7	71,7
Baño Alumnos	5,70 m ²	0,20	7,76	1	44,02	44,02
Baño Alumnas	5,70 m ²	0,20	11,41	1	51,32	51,32
Baño Docentes	4,49 m ²	0,20	6,41	1	35,27	35,27
Baño Manipuladores	5,13 m ²	0,15	8,23	1	50,67	50,67
					Σ_{TOTAL}	1056,78

Tabla 3.17 Largo Tuberías de calefacción por circuito y estancia.

Fuente: Elaboración propia.

3.3.6 Caudal de Trabajo y Perdida de Carga

Para la selección y dimensionamiento de la bomba de impulsión, se debe determinar previamente el caudal total $m_{H,total}$ a impulsar y la pérdida de carga total $\Delta P_{m\acute{a}x}$ en la instalación:

- ❖ $m_{H,total}$: Es el caudal de agua total que circula por la instalación de suelo radiante
Tiene un valor de:

$$m_{H,total} = 0,70 \text{ l/s}$$

- ❖ $\Delta P_{m\acute{a}x}$: Se calcula mediante la expresión:

$$\Delta P_{m\acute{a}x} = \Delta P_{\text{circuito},m\acute{a}x} + \Delta P_{\text{accesorios}} + \Delta P_{\text{Bomba-colector}} + \Delta P_{\text{Colercto}} + \Delta P_{\text{altura}}$$

Ecuación 3.17 Perdida de carga máxima.

Fuente: Anteproyecto de calefacción por piso radiante para salón de eventos de centro de ferias parque saval, Rodrigo Alejandro Villarruel cuevas - 2010.

Donde:

$\Delta P_{\text{circuito,máx}}$: Es la pérdida de carga de mayor valor entre todos los circuitos de calefacción de las distintas estancias (Pa). Su valor se determina mediante la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$\Delta P = \frac{\rho_{\text{agua}} \cdot 8 \cdot m_H^2}{\pi^2 \cdot D_{\text{int}}^4} \cdot f \cdot \frac{L}{D_{\text{int}}}$$

Ecuación 3.18 Pérdida de carga máxima de circuito

Fuente: Anteproyecto de calefacción por piso radiante para salón de eventos de centro de ferias parque saval, Rodrigo Alejandro Villarruel cuevas - 2010.

Donde:

ΔP : Pérdida de Carga.

D_{int} : Diámetro interior de la tubería.

f : Factor de fricción.

L : longitud de la tubería (m).

A continuación, se muestra el procedimiento para obtener f .

El factor de fricción depende de si el régimen del fluido es laminar o turbulento:

❖ Si f es laminar ($Re > 2000$) se utiliza

$$f = \frac{64}{Re}$$

❖ Si el flujo es turbulento ($Re > 4000$) o está en zona de transición ($2000 \leq Re \leq 4000$), para hallar f se utiliza el diagrama de Moody, que se expresa:

$$f = F\left(Re, \frac{\varepsilon}{D}\right)$$

Donde:

Re : Número de Reynolds y se expresa como:

$$Re = \frac{\rho_{\text{agua}} \cdot V \cdot D}{\mu}$$

Donde:

μ : Viscosidad dinámica del fluido, a 30° C será de 0,000798 (kg/ms)

V : es la velocidad del fluido y se expresa como:

$$V = \frac{m_H}{S_{tubo}}$$

ε/D : Rugosidad relativa, donde ε es la rugosidad absoluta y depende del material de la tubería. Para el polietileno reticulado $\varepsilon = 0,007$ mm

3.3.6.1 Pérdida de Carga máxima del circuito

En la siguiente Tabla se describen las pérdidas de carga por estancia, en caso de que esta posea más de un circuito, el caudal será el mismo para todos los circuitos.

Estancia	m_H (m ³ /s)	$D_{int.}$	S_{tubo} (m ²)	V (m/s)	Re	f	L (m)	$\Delta P_{circuito}$ (Pa)
Patio Interior	$3,67 \times 10^{-5}$	0,0162	$2,01 \times 10^{-4}$	0,18	3643	0,046	107	4801,57
Sala de Educación Básica	4×10^{-5}	0,0162	$2,01 \times 10^{-4}$	0,19	3857	0,046	90	4797,67
Sala de Apoyo pedagógico	$5,5 \times 10^{-5}$	0,0162	$2,01 \times 10^{-4}$	0,27	5464,75	0,042	59,37	5463,26
Sala de Docentes	$2,568 \times 10^{-5}$	0,0162	$2,01 \times 10^{-4}$	0,12	2428.78	0,05	55,88	1334,52
Sala Primeros Auxilios	$4,483 \times 10^{-5}$	0,0162	$2,01 \times 10^{-4}$	0,22	4452.76	0,044	38.18	2445,32
Concina	$2,57 \times 10^{-5}$	0,0162	$2,01 \times 10^{-4}$	0,12	2428.78	0,05	71,7	1715
Baño Alumnos	$1,719 \times 10^{-5}$	0,0162	$2,01 \times 10^{-4}$	0,085	1720.38	0,037 2	44,02	350,47
Baño Alumnas	$1,719 \times 10^{-5}$	0,0162	$2,01 \times 10^{-4}$	0,085	1720.38	0,037 2	51,32	350,47
Baño Docentes	$1,385 \times 10^{-5}$	0,0162	$2,01 \times 10^{-4}$	0,068	1376.30	0,046	35,27	1491,78
Baño Manipuladores	$3,563 \times 10^{-5}$	0,0162	$2,01 \times 10^{-4}$	0,177	3582.45	0,046	50,67	2139,53

Tabla 3.18 Perdida de carga por estancia.

Fuente: Elaboración propia.

De la Tabla 3.16 se puede identificar que la perdida de carga máxima de circuito, se produce en la sala de apoyo pedagógico, con un valor de $\Delta P_{circuito, \text{máx}} = 5463,26$.

3.3.6.2 Pérdida de Carga Accesorios

La pérdida de carga de los accesorios o pérdida de carga secundaria, se producen por los elementos intermedios que tiene la instalación, como codos, válvulas etc. Según la norma UNE 149201, se considera que la pérdida de carga producida por los accesorios de la instalación corresponde al 30% de la pérdida de carga del circuito. Aplicando este criterio se tiene que las pérdidas de carga por accesorios tienen el siguiente valor:

$$\Delta P_{\text{accesorios}} = \Delta P_{\text{circuito máx}} \cdot 0,30$$

Ecuación 3.19 Pérdida de carga Accesorios.

Fuente: Anteproyecto de calefacción por piso radiante para salón de eventos de centro de ferias parque saval, Rodrigo Alejandro Villarruel cuevas - 2010.

$$\Delta P_{\text{accesorios}} = 5463,26 \cdot 0,3 = 1638,978 \text{ Pa.}$$

3.3.6.3 Pérdida de carga Bomba-Colector

Esta pérdida de carga corresponde a la red de tuberías que va desde el cuarto de caldear hasta los colectores de distribución. En este caso se utilizarán dos colectores, por lo tanto, se considerará la situación más desfavorable, es decir el tramo de unión entre el cuarto de calderas y la caja de colectores ubicada en el patio interior, el cual tiene una distancia de 18 metros.

La pérdida de carga por tramo, se calcula por medio de la información proporcionada por el fabricante. En este caso el fabricante de tubos reticulados Uponor, recomienda que la pérdida de carga por metro de tubería, no debe ser mayor a 0,2 Kpa. Teniendo esto en consideración, se tiene que para el tramo número uno, un caudal de 0,34 l, para el segundo tramo se tiene un caudal de 0,14 l. En función del caudal se seleccionará un diámetro adecuado, manteniendo siempre la mayor pérdida de carga posible. Para el caso de los 0,34 l/s, se seleccionará un diámetro de 32 mm y para los 0,14 l/s un diámetro de 25 mm, del diagrama de pérdida de carga, se representa en la Tabla 3.17.

D _e (mm)	32		D _e (mm)	25	
Esp. (mm)	2,9		Esp. (mm)	2,3	
D _i (mm)	26,2		D _i (mm)	20,4	
Q (l/s)	R (mbar/m)	Vel (m/s)	Q (l/s)	R (mbar/m)	Vel (m/s)
0,35	1,747	0,649	0,15	1,366	0,459

Tabla 3.19 Tabla de pérdida de carga en tuberías Uponor (PEX-a).

Fuente: instalaciones de fontanería y calefacción, manual técnico Uponor.

entonces para el tramo de situación más desfavorable se tiene la siguiente pérdida de carga

$$\Delta P_{\text{bomba-colector}} = 0,1747 \text{ Kpa} \cdot 18 = 3,14 \text{ Kpa.}$$

3.3.6.4 Pérdida de carga colector

Es la pérdida de carga que se produce en el conjunto del colector (colector de ida, colector de retorno y accesorios). Esta pérdida de carga se determina mediante el diagrama de la Fig 3.2, en función del colector que presenta una mayor pérdida de carga y el número de circuito que este abastece.

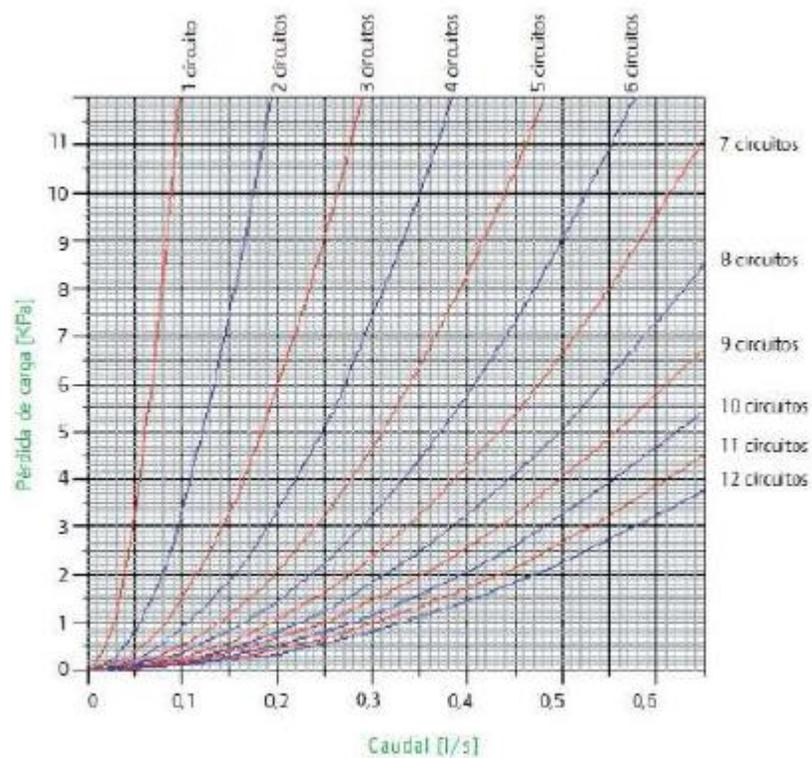


Figura 3.8 Perdida de Carga en función del números de circuitos.

Fuente: Diseño de una instalación de suelo radiante/refrescante con apoyo de energía geotérmica para una vivienda unifamiliar, Pablo Pérez Sánchez, 2016.

3.3.6.5 Pérdida de carga por altura

Corresponde a la pérdida de carga producida efecto de la gravedad (g). Es decir, a la altura máxima en que ira dispuesta la caldera del sistema de calefacción instalación, en este caso se trata de un hidrokít el cual se recomienda instalar a una altura aproximada de entre 1,50 m y 1,80 m del suelo. En este caso se optará por instalar el hidrokít a una altura de 1,50 m, por consiguiente, se tiene que la pérdida de carga por altura es:

$$\Delta P_{altura} = \rho \cdot g \cdot 1.5$$

Ecuación 3.20 Perdida de carga por altura.

Fuente: Anteproyecto de calefacción por piso radiante para salón de eventos de centro de ferias parque saval, Rodrigo Alejandro Villarruel cuevas - 2010.

$$\Delta P_{altura} = 997 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,8 \frac{m}{s} \cdot 1.5 m \quad \Delta P_{altura} = 14655,9 Pa$$

3.3.6.6 Pérdida de carga Total

Reemplazando los valores en la ecuación 3.23, se tiene que la pérdida de carga total tiene un valor de 27,39 Kpa.

$$\Delta P_{m\acute{a}x} = \Delta P_{circuito,m\acute{a}x} + \Delta P_{accesorios} + \Delta P_{Bomba-colector} + \Delta P_{Colector} + \Delta P_{altura}$$

$$\Delta P_{m\acute{a}x} = 5463,26 Pa + 1638,978 Pa + 3140Pa + 2500Pa + 14655,9Pa$$

$$\Delta P_{m\acute{a}x} = 27,39 Kpa$$

El valor de la pérdida de carga máxima nos es útil al momento de seleccionar la bomba de impulsión, o en otras palabras el hidrokít que forma parte de la bomba de calor aerotérmica. En las especificaciones técnicas que ofrecen los fabricantes, se presenta los valores de caudales y presión a las cuales trabaja la bomba de calor. La pérdida de carga

también se puede expresar como m.c.a que la bomba debe impulsar, para calcular la altura se tiene la siguiente expresión:

$$H = \frac{\Delta P_{m\acute{a}x}}{\rho \cdot g} = 2,80 \text{ m}$$

3.4 Selección y dimensionamiento del sistema de Calefacción

En la presente sección, se realiza el dimensionamiento y selección de los elementos encargados de la generación y transferencia de calor, como es el caso de la bomba de calor aerotérmica, además del sistema de distribución e impulsión de agua de calefacción.

3.4.1 Potencia Nominal bomba de Calor

La determinación de la potencia nominal de la bomba de calor se determina en base a las demandas caloríficas de las estancias de la escuela, en temporada de invierno. Para ello en el capítulo anterior se estableció que la temperatura exterior sería de 5° C y la temperatura interior de confort térmico de 20° C. Tal como se muestra en la tabla 4.1, la suma total de las cargas térmicas es de 11,57 KW, por ende, utilizaremos este valor como referencia al momento de elegir la potencia nominal de la bomba de calor.

Estancia	A _r (m ²)	Q pérdidas térmicas (W)	Q Renovación de aire (W)
Patio Interior	64,3 m ²	2651,89	895,056
Sala Educación Básica	50,23 m ²	2410,46	699,2
Sala de Apoyo Pedagógico	20,72 m ²	1239,95	288,42
Sala de Profesores	15,32 m ²	542,46	213,25
Sala primero auxilios	4,29 m ²	334,17	59,71
Cocina	13,75 m ²	738,34	191,4
Baños Alumnos y Alumnas.	5,70 m ²	344,37	110,73
Baño Profesores	4,49 m ²	291,27	87,16
Baño Manipuladores	5,13 m ²	379,01	99,65
		8931,32	2644,556
			11575,876

Tabla 3.20 Cargas térmicas por estancia.

Fuente: Elaboración propia.

3.4.2 Producción de Agua caliente sanitaria

Para dimensionar los diferentes equipos encargados de la producción de ACS, es necesario conocer el consumo diario de agua caliente sanitaria por persona. Para esto, existen valores referenciales para el consumo de acs a 60° C en función del tipo de edificio. En este caso utilizaremos como referencia los valores expuestos en el código técnico de edificación de España. En la citada norma se da un valor de consumo de 21 litros por persona al día, para una escuela con ducha. Tomaremos este valor como referencia para determinar el consumo diario de la escuela, utilizando la siguiente expresión:

$$D_{ACS} = D_{60^{\circ}C} \cdot (60 - T_{AFCH}) / (T_{ACS} - T_{AFCH})$$

Ecuación 3.21 Consumo diario en litros para una temperatura diferente a 60°C.

Fuente: IDAE.

Reemplazando los valores en la formula se tiene una demanda por persona de 28 litros. En escuela se cuenta con alrededor de 20 personas considerando a los alumnos profesores y manipuladores de alimentos lo que se traduce en una demanda diaria de 560 l.

La producción de ACS está determinada por el binomio “potencia/capacidad de la acumulación”. Se denominan sistemas de acumulación a aquellos cuyo volumen cubre la hora punta, mientras que la denominación semiacumulación se reserva para capacidades de acumulación que sólo cubren unos minutos punta. Para sistema de acs instalado en la escuela tenemos las siguientes expresiones:

Para calcular la energía necesaria para la producción de acs:

$$E_{hp}(Wh) = Q_{(l/día)} \cdot (T_{ACS} - T_{AFCH}) \cdot 1,16$$

Ecuación 3.22 Energía demanda en función del caudal diario.

Fuente: IDAE.

Donde:

E_{hp} : Energía necesaria para la producción de agua caliente sanitaria en función de la temperatura de consumo.

Q: Demanda de ACS por día.

T_{ACS} : Temperatura de utilización del ACS.

T_{AFCH} : Temperatura del agua de la red.

Para calcular la energía acumulada:

$$E_{acum}(Wh) = V_{ACUM} \cdot (T_{ACS} - T_{AFCH}) \cdot 1,16 \cdot F_{USO ACUM}$$

Ecuación 3.23 Energía Acumulada en el depósito

Fuente: IDAE.

Donde:

V_{ACUM} : Capacidad en litros del depósito de ACS.

$F_{USO ACUM}$: Es el factor de uso del volumen acumulado, depende de la geometría (esbeltez), ya que en el interior de los mismos existe una zona de mezcla entre las aguas fría y caliente, en la cual la temperatura resulta inferior a la de uso, por lo que dicho volumen no puede ser utilizado. Se calcula mediante la siguiente expresión:

$$F_{USO ACUM} = 0,63 + 0,14 \cdot H/D$$

Ecuación 3.24 Factor de acumulación depósito de agua.

Fuente: IDAE.

La energía proporcionada por el sistema es igual a la suma de la que aporta el intercambiador más la almacenada en los depósitos de acumulación, todo esto sucede en el horario de consumo punta, en este caso al ser una escuela pequeña y con pocos artefactos para la distribución de ACS, es poco probable que se dé un consumo de caudal simultaneo por un largo periodo de tiempo, por ende, tomaremos el valor del consumo total diario como caudal de horario punta. Teniendo esto en consideración la energía de producción de la caldera es decir de la bomba de calor durante una hora será la siguiente:

$$E_{producción}(Wh) = P_{CALDERAS}(W) \cdot 1h \cdot \eta_{PRODUCCION ACS}$$

Ecuación 3.25 Energía de producción en consumo punta.

Fuente: IDAE.

Igualando las expresiones anteriores se tiene que la potencia de calderas es igual a:

$$P_{caldera} = [Q_{PUNTA} \cdot (T_{ACS} - T_{AFCH}) - V_{ACUM} \cdot (T_{ACUM} - T_{AFCH}) \cdot F_{USO ACUM}] \cdot 1,16/\eta_{PRODUCCION ACS}$$

En sistemas de calefacción con distribución de acs, el problema fundamental es conocer la caudal punta, tanto en valor como en duración de la misma, para lo cual no existen datos oficiales publicados ni normas establecidas. De la ecuación anterior se tiene 3 incógnitas el caudal durante la punta, el volumen de acumulación y la potencia a instalar. En este caso realizaremos una estimación conservadora para que el sistema funcione sin problemas, asumiremos que el 40% del caudal diario será el consumo en la hora punta, lo que resulta en un consumo de 224 l. Por lo tanto, el volumen del acumulador será de 200 l en función de los modelos comerciales y haremos uso de sus dimensiones de acuerdo a un determinado modelo de acumulador. Reemplazando los valores

$$P_{caldera} = [224 \cdot (45 - 8) - 200 \cdot (60 - 8) \cdot 0.90] \cdot 1,16/0,75 = 1658,02 Wh$$

Por lo tanto, la potencia de caldera debería ser de adicional a la potencia calefactora, el tiempo de calentamiento del agua es de 7,39 hrs, estos equipos acumuladores de agua aerotérmicos se caracterizan por el largo periodo de calentamiento del agua caliente sanitaria.

Sumando la potencia por unidad superficie calefactora con la potencia de las calderas, se obtiene una potencia Nominal de 13233,896 W, por lo cual procederemos a seleccionar una bomba de calor aerotérmica disponible en el mercado, existen diferentes fabricantes de bombas de calor aerotérmicas como Panasonic, Daikin, Mitsubishi, Thermor, Baxi, etc. En este caso seleccionaremos una bomba aerotérmica de tipo bibloc, del fabricante Panasonic en concreto el modelo Aquarea High Performance Bibloc generación H monofásica, con una potencia de 16 kW. Lo que caracteriza a este modelo, es que incorpora en su hidrokít un depósito de acero inoxidable para la producción de acs. En la siguiente Tabla se presentan las especificaciones técnicas generales, en el anexo B se especifica con mayor profundidad sobre estas.

Aquarea High Performance Bibloc generación H monofásica		
KIT	Unidad	KIT-WC16H9E8-CL
Capacidad calorífica (A +7 °C, A 35 °C)	kW	16,00 / 4,28
COP (A +7 °C, A 35 °C)	W/W	14,50 / 2,68
Capacidad calorífica (A +2 °C, A 35 °C)	kW	13,00 / 3,28
COP (A +2 °C, A 35 °C)	W/W	9,80 / 2,17
Capacidad calorífica (A -7 °C, A +35 °C)	kW	11,40 / 2,57
COP (A -7 °C, A 35 °C)	W/W	9,00 / 1,82
Eficiencia energética a 35 °C ¹ / a 55 °C ¹ / a 55 °C para ACS	-	A++/A++/A
Etiqueta del sistema 35 °C / 55 °C ³	-	A+++/A++
Volumen de Agua	L	185
Temperatura máxima del agua	°C	65
Gas refrigerante (R410A)	kg / TCO2 Eq.	2,85 / 5,951

Tabla 3.21 Especificaciones Técnicas Bomba de Calor, Aquarea All in one Panasonic.

Fuente: Catálogo Panasonic.

En cuanto al acumulador de ACS, se seleccionó el modelo Panasonic PAW TAC20C1E5STD con una capacidad de 200 l, en el ANEXO C se adjuntan sus especificaciones técnicas

3.4.3 Vaso de expansión

La finalidad de este elemento en el sistema de calefacción, es absorber las fluctuaciones en el volumen del fluido en el circuito producto de las variaciones de temperatura, de ahí la importancia de este elemento en sistema de calefacción de circuito cerrado. Cuando aumenta la presión en la instalación debido a la dilatación del fluido calor portador, el fluido sobrante entra en el vaso y empuja la membrana. El gas al interior se comprime evitando las sobrepresiones.

El vaso de expansión utilizado en instalaciones de circuito cerrado es un recipiente cerrado formado por dos semicuerpos fabricados por embutición y soldados entre sí. En el semicuerpos inferior hay una válvula para controlar la presión en el interior del vaso. Entre los dos semicuerpos se coloca una membrana interior que suele ser de caucho sintético y

que separa el aire y el líquido. Su cálculo se realiza a partir de la norma UNE 100155 [24]. El volumen necesario para el vaso de expansión se calcula mediante la ecuación 4.:

$$V_t = V_{instalacion} \cdot C_e \cdot C_p$$

Ecuación 3.26 Volumen vaso de expansión

Fuente: Anteproyecto de calefacción por piso radiante para salón de eventos de centro de ferias parque saval, Rodrigo Alejandro Villarruel cuevas - 2010.

Donde:

$V_{instalación}$ = Es el volumen en la instalación (l). Se ha determinado como el volumen interior el de las tuberías de los circuitos más el volumen interior de las tuberías que conectan los colectores con la bomba

$$V_t = \sum \frac{\pi \cdot D_{int}^2}{4} \cdot L_{total} + \dots$$

$$V_t = \sum \frac{\pi \cdot 0,0162}{4} \cdot 709,74 + \frac{\pi \cdot 0,0162}{4} \cdot 346,34 + \frac{\pi \cdot 0,0262}{4} \cdot 18$$

$$V_t = 227,38 \text{ l}$$

C_e : Coeficiente de expansión según la temperatura máxima del sistema. Para rangos entre 30° C y 70° C se utiliza la siguiente expresión:

$$C_e = (-1,75 + 0,064 \cdot T + 0,0036 \cdot T^2) \cdot 10^{-2}$$

$$C_e = 0,0657$$

C_p : es el coeficiente de presiones, se determina mediante la siguiente expresión:

$$C_p = \frac{P_M}{P_M - P_m}$$

Donde:

P_M : Es la presión máxima de la instalación. Para efectos de cálculos se establece un valor de 4 bar.

P_m : Es la presión correspondiente a la altura geométrica máxima de la instalación por la que circula agua (bar), en este caso consideraremos la altura en que ira instalada la unidad interior es decir 1,5 m, esta presión tiene un valor de 0,147 bar.

$$C_p = 1,038$$

Reemplazando los valores en la ecuación, se tiene que el volumen necesario para el vaso de expansión es de 15 l, en este caso se escoge un vaso de expansión de la marca Ibaiondo con las siguientes características:

- ❖ Membrana fija, no recambiable según DIN 4807 (no potable).
- ❖ Protección anticorrosiva de los materiales en contacto con el agua. (Conexión de agua zincada).
- ❖ Los modelos entre 5 a 35 litros se instalan directamente a la tubería (fabricados sin patas).
- ❖ Temperatura - 10° C + 100° C.
- ❖ Presión máxima: 5 – 6 Bar.
- ❖ Presión de precarga 1,5 Bar.
- ❖ Color epoxi rojo.
- ❖ Diseñado y fabricado según Directiva 97/23/CE.

3.4.4 Depósito de Inercia

Cuando el generador de calor es una bomba de calor como en este caso, usualmente se recomienda el uso de un pequeño depósito de inercia, para evitar que las maniobras de arranque y paro del compresor sean muy continuadas debido al pequeño salto térmico entre la ida y retorno del agua. Para que los intervalos de arranque y paro de la máquina sean superiores a un tiempo dado t , una forma simple de estimar el volumen del depósito es la siguiente:

$$V.T = \frac{P.C \left(\frac{Kcal}{H} \right) \cdot T(\min)}{DT (^{\circ}C) \cdot CEA \cdot 60 \left(\frac{\min}{h} \right)}$$

Ecuación 3.27 Volumen depósito de inercia

Fuente: Catalogo piso radiante Uponor.

Donde:

V.T.: Volumen total de la instalación (V.T=V.D)

V.D.: Volumen del depósito

V.I.: Volumen de la instalación

P.C= Potencia Calorífica del equipo (Kcal/h)

T: Tiempo mínimo de parada de los compresores (5 ó 6 minutos)

DT: Incremento máximo de temperatura durante la parada de los compresores

C.E.A.: Calor específico del agua (1 Kcal/°C l)

Reemplazando los valores se obtiene que el volumen del depósito de inercia será de 107 l, por lo tanto, procederemos a seleccionar este equipo. El depósito de inercia seleccionado es del fabricante Heatsun, el cual es ideal para instalaciones de bomba de calor o aerotermia, por regla general los depósitos de inercia se instalan en el circuito primario precisamente en la línea de retorno. En la figura 4.2 se presentan las características técnicas.

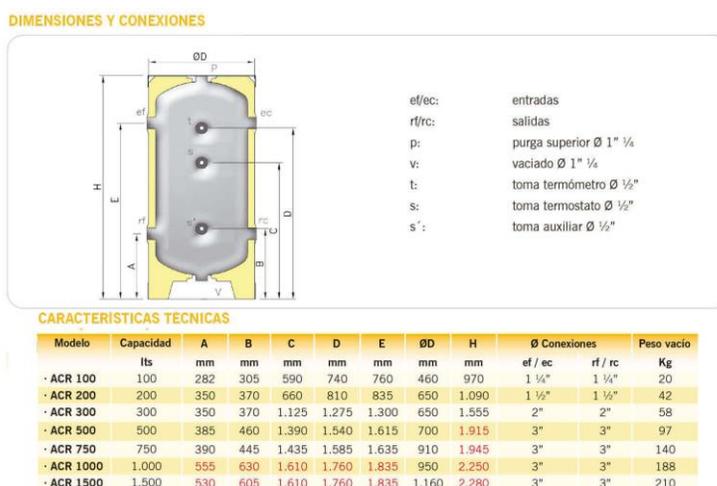


Figura 3.9 Especificaciones técnicas depósito de inercia.

Fuente: <https://tuclimatizaciononline.es/deposito-inercia-100-lts.html>

Además, posee las siguientes características:

- ❖ Construidos en acero de alta calidad.
- ❖ Aislamiento térmico de espuma rígida de inyección directa de poliuretano, de 30 mm de espesor exenta de CFC.
- ❖ Revestimiento exterior con lámina de aluminio gofrado, ajustado al depósito apto para intemperie.
- ❖ Conexiones roscas hembra, para un conexionado rápido.
- ❖ Temperatura de trabajo +7 ÷ +90°C
- ❖ Presión máxima de trabajo de 6 bar.

- ❖ Tomas en la parte superior e inferior de ½” para medición de temperatura.
- ❖ Producto conforme al artículo 3.3 de la Directiva 97/23/CE para los aparatos a presión.

3.4.5 Bomba de impulsión

La bomba de impulsión será seleccionada en función a la altura a impulsar y el caudal requerido por los circuitos de cada ramal. Se tiene que la bomba debe levantar 2,8 mca e impulsar caudal total de 2,7 m³/h. Se selecciona la bomba de circulación Wilo-Stratos Pico 25/1-4 130, esta bomba de circulación cubre la demanda de altura de impulsión y cauda para calefacción, tal como se muestra en la figura 4.2.

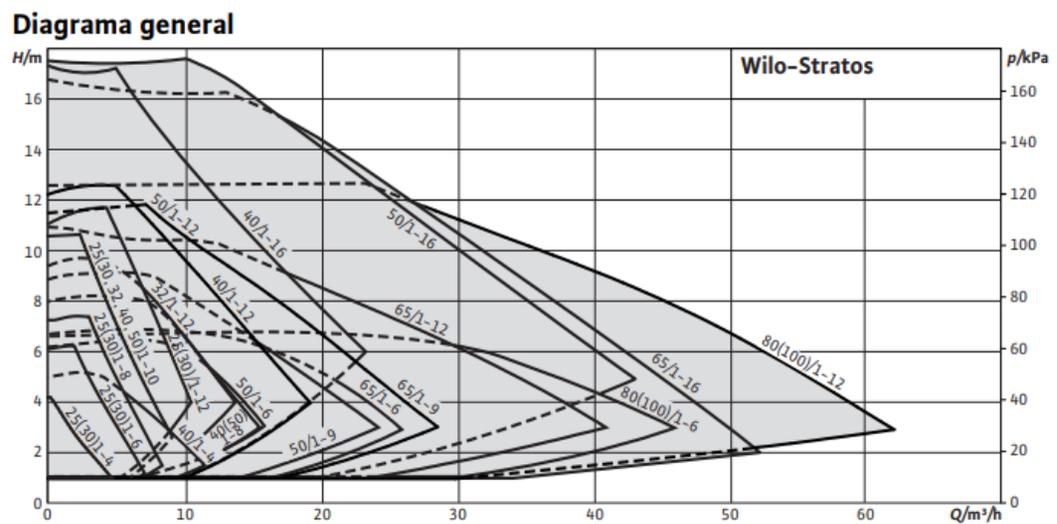


Figura 3.10 Diagrama general en función de la Altura y caudal.

Fuente: Catálogo Wilo.

En el anexo D, se adjunta las especificaciones técnicas de este equipo.

CAPÍTULO 4: EVALUACIÓN ECONÓMICA

4.1 Evaluación económica Sistema de calefacción Propuesto

Para realizar una evaluación económica del sistema de calefacción es necesario reconocer los elementos que componen este sistema de calefacción, por una parte, tenemos el conjunto encargado de la generación de calor y transferencia de este, que en este caso vendría siendo la bomba de calor en conjunto con el acumulador de acs y el depósito de inercia; y por otra parte el mecanismo de impulsión y distribución del calor. Además de los diferentes elementos que componen el sistema de control y regulación de la temperatura.

En la evaluación económica se considerarán los costos asociados al sistema de calefacción propuesto, como son los costos de inversión; costos operacionales; costos de mantenimiento y hacer una comparativa con los costos asociados al sistema actual. Además, se determinará el valor actual neto (VAN) del proyecto propuesto para identificar si es rentable; e identificar en qué periodo se recupera la inversión realizada, o en otras palabras identificar a partir de qué momento se está realizando un ahorro económico en cuanto al uso de energías.

4.1.1 Elementos que componen el sistema de Calefacción

En esta sección identificaremos los elementos que componen el sistema de calefacción:

Sistema de Captación generación y transferencia de Calor:

- ❖ Bomba de calor aerotérmica:
 - Unidad Exterior
 - Unidad Interior o hidrokít
- ❖ Acumulador de Agua caliente Sanitaria
- ❖ Depósito de inercia, en la línea de ida y retorno del sistema de calefacción por suelo radiante

Sistema de Impulsión y Distribución del calor:

- ❖ Ramales de distribución calefacción suelo radiante.
- ❖ Bomba de Impulsión circuito de calefacción.
- ❖ Colectores
 - Colector De Ida
 - Caudalímetros o detentores.

- Válvula de corte Válvula
 - Grupo de Purgado
 - Termómetro temperatura de impulsión
- Colector de Retorno
 - Cabezales electrotérmicos
 - Válvula de esfera con racor móvil
 - Grupo de Purgado y vaciado
 - Termómetro temperatura de Retorno
- Caja de Colectores
 - Centralita de control
 - Termostato temperatura interior.
 - Grupo de Purgado y vaciado
 -
- ❖ Suelo radiante
 - Zócalo perimetral.
 - Paneles Aislantes
 - Film de Polietileno
 - Tuberías Uponor $D_i = 16,2$ mm.
 - Mortero de arena y cemento
 - Revestimiento cerámico
- ❖ Grupo de Impulsión
 - Válvula mezcladora
 - Soporte del grupo
 - Válvula de 3 vías
 - Juego de rancos para la bomba
 - Termómetros
 - Unidad de control
 - Termostatos

4.1.1.1 Costos de Inversión Inicial Sistema de calefacción por aerotermia.

Los costos de inversión corresponden aquellos que se incurren en la adquisición de los activos necesarios para poner el proyecto funcionamiento, ponerlo en marcha u operativo. En este caso consideraremos como costos de inversión inicial, todas aquellas adquisiciones de activos que son parte del sistema de calefacción y necesarios para su puesta en marcha; Los insumos y herramientas necesarios para la elaboración e instalación

del suelo radiante; y finalmente el personal calificado para llevar a cabo la instalación del sistema de calefacción por suelo radiante y producción de ACS.

Suelo Radiante y sistema de Distribución	Unidad	Precio Unidad	Cantidad necesario	Precio Total
Film de polietileno	m ²	\$ 1.071,85	183,93 m ²	\$ 197.145,37
Plancha Aislante Poliestireno porta tubos, paso múltiplos de 5 cm	m ²	\$ 18.757,35	183,93 m ²	\$ 3.450.039,386
Zócalo perimetral, Banda de espuma de polietileno (PE), de 150x10 mm.	m	\$1.884,37	145,84	\$274.816,52
Grapas de fijación	1000 unid/ caja	\$60,13	1000 unidades	\$6.0138,52
Tubo de polietileno reticulado (PE-Xa) con barrera de oxígeno y capa de protección de polietileno (PE) modificado.	m	\$1.292,23	1056,78	\$ 1.365.602,819
Kit Colector 8 salidas / Kit Colector 8 vías	Unidad	Precio Unidad	Cant. Nec.	Precio Total
Colector modular premontado de poliamida reforzada, modelo Vario M "UPONOR IBERIA", para 4 circuitos, compuesto de conexiones principales de 1", derivaciones de 3/4", termómetros, purgadores automáticos, llave de llenado, llave de vaciado, caudalímetros, tapones terminales y soportes.	Ud.	\$303639,06	2	\$ 607278,12
Racor hembra de 20 mm x 3/4" eurocono, modelo Vario "UPONOR IBERIA".	ud	3.703,23	32	\$118503,36
Válvula de esfera para cierre del circuito del colector de 1" de diámetro, modelo Vario "UPONOR IBERIA".	Ud.	42.444,23	4	\$ 169776,92
Armario de 700x730x80mm, modelo Vario CI "UPONOR IBERIA", para colector de 2 a 4 salidas, regulable en altura, empotrable hasta 145 mm, con barra curva tubos.	Unid.	\$ 63.669,60	2	\$ 127339,2
Centralita de control Uponor Smatrix Move centralita H X-157 Wired, Principio de Control: compensación Exterior.	Unidad	245487,73	1	\$ 245487,73
Cabezales electrotérmicos	Unidad	\$ 42880,95	1	\$643.214,26
mortero confeccionado en obra, con 300 kg/m ³ de cemento, dosificación 1:5, de 45 mm de espesor, con aditivo superplastificante para mortero.	Unidad	Precio Unidad	Cantidad necesario	Precio Total

Cemento gris	kg	\$91,10	2628 kg	\$ 239410,8
Arena	m ³	\$16000	10,512 m ³	\$ 168192
Agua	m ³	\$836,31	1,9272 m ³	\$1611,73
Aditivo superplastificante	l	\$8478,52	26 l	\$220441,52
Maquinarias	Unidad	Costo por hora	Cantidad de horas necesarias	Precio Total
Mezcladora-bombeadora para morteros autonivelantes.	H	\$ 912,39	8 h aprox.	\$18247,8
Mano de Obra	h/día	Días	Costo/h	Costo total
Maestro 1 ^a calefactor.	10 h	10	5.628,66	\$562866
Ayudante calefactor.	10h	10	4.056,56	\$405656
Maestro 1 ^a aplicador de mortero autonivelante	10 h	2	5466,67	\$108673,4
Ayudante aplicador de mortero autonivelante.	10 h	2	4063,51	\$81270,2
Grupo de Impulsión	Unidad	Precio Unidad	Cantidad necesaria	Precio Total
Bomba de Impulsión Wilo-Stratos Pico 25/1-4 130	-	-	-	\$ 191.001,17
Válvula 3 vías 1 ^{1/4"} , cuerpo de latón sin servomotor, Baxi.	-	61 €	-	\$54.053,34
Servomotor sm-41	-	150 €	-	\$ 132.950,99
Juegos de rancos Unión bomba de impulsión, con ramal calefacción 1 ^{1/2"} / 1 ^{1/4"}				
Vaso de Expansión 15 L	-	-	-	\$31850,469
Total				\$9.475.567,62

Tabla 4.1 Costos de Inversión y mano de obra Instalación suelo radiante.

Fuente: Elaboración propia.

Equipo	Precio
Bomba de Calor Monofásica AQUAREA HIGH PERFORMANCE, KIT-WC012H6E5-C	\$3.898.097,37
Acumulador ACS 200 l Panasonic, PAW-TG20C1E3STD-1	\$818.173,72
Depósito de inercia Heatsun ACR 100 capacidad 100 l	\$333.489,46
Costo Total	\$ 5049760,55

Tabla 4.2 Costos de Inversión Inicial equipos de Calefacción y producción de ACS

Fuente: Elaboración propia.

Como se puede apreciar en las tabla y tabla el costo de inversión inicial es altísimo en comparación con otros sistemas tradicionales de calefacción. Esto se debe principalmente a que la instalación de suelo radiante conlleva un gran coste. Los materiales e insumos utilizados son caros, se requiere de personal capacitado para el uso de estos, como es el caso de la preparación del mortero. Los materiales utilizados en el suelo radiante son caros, ya que deben poseer características mecánicas y térmicas adecuadas para el correcto funcionamiento del sistema. Al igual que los elementos encargados de la distribución del agua de calefacción

El costo de inversión Inicial será un total de \$ 14.525.328,17.

4.1.1.1.1 Costos de Inversión Inicial Sistema de Producción ACS

Para el costo de Inversión Inicial se sumarán los costos de la adquisición de los equipos de calefacción con los costos de instalación de los equipos. Para la producción de ACS se utiliza un termo eléctrico Albin Trotter modelo ATM D80, este equipo es el encargado del abastecimiento de ACS de los baños de damas y varones de los alumnos y docentes, específicamente para su uso en lavamanos y duchas que se encuentran en los baños

Equipo	Cant.	Precio unitario	-	Precio Total
Acondicionador de Aire Split Muro GWH09QB-K3NNC2H	1	\$188.933,58	-	\$188.933,58
Acondicionador de Aire Split Muro GWH18QD-K3NNA1D	2	\$ 361.004,23	-	\$632.008,46
Calefont MinimaXX	1	\$ 233.990		\$ 233.990
Termo Eléctrico Albin Trotter ATM D80	1	\$ 183.580		\$ 183.580

Mano de Obra	Unidad	Costo por Unidad	Cantidad Requerida	Costo Total
Maestro 1ª instalador de climatización	h	\$ 5.628,66	8 h	\$45.029,28
Ayudante instalador de climatización.	h	\$4.056,56	8 h	\$32.452,48
Costo Total				\$ 1.315.993,8

Tabla 4.3 Costo de Inversión Inicial Sistema Actual de calefacción.

Fuente: Elaboración propia.

4.1.1.2 Costos de Operación Sistema de calefacción propuesto

Los costos de operación son todos aquellos que se dan desde la puesta en marcha del proyecto hasta el final de su vida útil. En este caso consideraremos como costos operacionales, el costo de consumo de energético de los equipos encargados de la calefacción y producción de agua caliente sanitaria. Para ello utilizaremos un valor de eficiencia energética estacional (SCOP) de 4,83. Este valor de rendimiento estacional es proporcionado por el fabricante de la bomba de calor y toma como referencia el desempeño que tendrá la bomba de calor en modo calefacción en un clima templado con una salida de agua a una temperatura de 35 °C. En este caso consideraremos un periodo de utilización de la bomba de 4 meses al año correspondiente a la temporada de invierno. En este caso analizaremos solo la temporada de invierno ya que el sistema ha sido diseñado para funcionar en modo calefacción, utilizaremos este periodo de tiempo para realizar una comparativa con los costos operacionales del sistema actual de calefacción.

Con un horario correspondiente al de la jornada escolar completa, en un mes se tiene un total de 148 hrs, para una temporada de invierno se tiene un total de 592 hrs.

EQUIPO	POTENCIA	HORAS POR MES	HORAS FUNC. INVIERNO	SCOP	CONSUMO ELÉCTRICO MENSUAL	CONSUMO ELÉCTRICO TEMPORADA DE INVIERNO	COSTO POR KWH	COSTO CONSUMO MENSUAL	COSTO CONSUMO INVIERNO
AQUAREA HIGH PERFORMANCE.	16 kWh	148 h	592 h	4,83	490,26 kWh	1961,076 kWh	\$118	\$57851,75	\$ 231406

Tabla 4.4 Costos Operacionales Sistema de calefacción propuesto.

Fuente: Elaboración propia

Como se mencionaba anteriormente el tiempo de preparación del agua caliente sanitaria en este tipo de equipos es bastante lenta, situación que es desfavorable en este tipo de establecimientos. Por lo que se hará uso de la potencia adicional que incorpora el acumulador de ACS. El cual consiste en una resistencia eléctrica adicional que se calienta cuando la demanda de acs es alta, este aporte calórico tiene un valor de 3 kW. Con esto en consideración se tiene que, para elevar la temperatura de 200 l de agua a 60° C, la producción de ACS por acumulación tarda aproximadamente 2,61 hrs.

Equipo	Potencia	Horas Func.	costo por kwh	costo consumo mensual	costo consumo invierno
Interacumulador de ACS Panasonic PAW TG20C1E3STD-1	3 kW	2,61 h/día	\$118	\$ 18.478,8	\$ 73915,2

4.1.1.2.1 Costos de operación Sistema de Actual

Con el fin de comparar los costos operacionales de ambos sistemas, se determinará el costo por consumo energético de los equipos de calefacción actuales, para ello debemos tener en cuenta los siguientes parámetros; el costo por unidad de energía, la potencia nominal del equipo y las horas totales de funcionamiento en el año. Recordemos que estos equipos no cuentan con la tecnología Inverter, por lo tanto, tomaremos como referencia los valores de consumo nominal que se mencionan en las especificaciones técnicas

COSTOS OPERACIONALES ACONDICIONADORES DE AIRE.						
EQUIPO	CANT.	POT.	COST. POR KWH	HRS FUNC	COST. MENSUAL	COST. INVIERNO.

		W	\$/kWh	Horas/mes	(\$)	(\$)
GWH09QB-K3NNC2H/O	1	1075	118	148	\$18773,8	\$75095,2
GWH18QD-K3NNA1D/O	2	2000	118	148	\$69856	\$279424
COSTO TOTAL					\$88.629,8	\$354.519,2

Tabla 4.5 Costos operacionales Acondicionadores de aire

Fuente: elaboración propia

También se debe calcular los costos operacionales asociados a la producción de ACS, En este caso la escuela cuenta con dos equipos para la producción de ACS. El primer equipo es un calefón el cual produce ACS de forma instantánea con un caudal de 11 litros/min y una potencia calorífica de 18744 kCal/h, este equipo es el encargado de abastecer la demanda de agua caliente sanitaria del baño de los manipuladores. El segundo equipo es un termo eléctrico mural con una capacidad de 80 litros, este equipo es el encargado de producir ACS para el baño de Alumnos y Alumnas. Para el cálculo de los costos de operación se considerará un tiempo estimado de 3 horas de uso de ACS, tiempo en que tarda el termo eléctrico en calentar los 80 litros a una temperatura de 65° C, en cambio para el calefón un tiempo estimado de 2 horas por día, tiempo en que tardan los trabajadores en hacer uso de las duchas.

COSTO POR CONSUMO DE ELECTRICIDAD EQUIPOS TÉRMICOS CALENTADORES DE AGUA						
EQUIPO	POT.	CAP	COSTO POR ENERGÍA	HRS. DE FUNC.	COSTO MENSUAL	COSTO EN INVIERNO
	(kWh / kCalh)	(L)	(\$/kWh)/ (\$/kCal)	Hrs/Mes	(\$)	(\$)
TERMO ATM D80	1,5 kWh	80	\$118/kWh	60	\$10.620	\$42.480
Calefón MinimaXX	18744 kCal/h	11	\$0,102/kCal	40	\$76.475,52	\$305.902,08
COSTO TOTAL					\$ 87095	\$348382,08

Tabla 4.6 Costos operacionales producción ACS, sistema de calefacción actual

Fuente: Elaboración propia.

4.1.1.2.2 Costos de mantenimiento Sistema propuesto

En cuanto a los costos de mantenimiento, nos centraremos en el mantenimiento en uso de los equipos, que tiene como objeto verificar y asegurar el correcto funcionamiento de la instalación durante su vida útil, con un óptimo nivel de confort y ahorro. Para el suelo radiante se llevarán a cabo las siguientes labores de inspección y comprobación del estado de la instalación:

- ❖ Inspección de circuitos y ramales en tramos vistos.
- ❖ Comprobación de la inexistencia de fugas y condensaciones.
- ❖ Verificación de la estanqueidad de las llaves de paso y detentores.
- ❖ En caso de formación de lodos en la instalación, vaciado de los circuitos, limpieza de la misma con agua y aditivos específicos de limpieza y llenado posterior con aditivos adecuados.
 - Revisiones para asegurar el correcto funcionamiento:
 - Verificación y ajuste de caudales de circulación en los circuitos.
 - Verificación de la homogeneidad de temperaturas en las superficies radiantes.
 - Inspección de bombas y válvulas, comprobación de la actuación.
 - Inspección de purgadores, purga y eliminación de aire.
 - Verificación de los sensores de la instalación.
- ❖ Comprobación y ajuste de la regulación de la instalación:
 - Inspección de centralitas de regulación y control, comprobación de funcionamiento y ajuste de consignas.
 - Toma de temperaturas de ida y retorno de agua y comparación con las condiciones de diseño.

El proceso de mantenimiento de una bomba de calor aerotérmica es mínimo y sencillo, el cual es importante realizarlo de forma periódica para que los equipos funcionen a pleno rendimiento. El costo de mantenimiento es mínimo comparado a otros sistemas de calefacción tradicionales, esto se debe principalmente, porque las bombas de calor no tienen quemador ni cámara de combustión, en consecuencia, no se generan residuos. Por otra parte, las calderas a gas y gasóleo, requieren de revisiones periódicas, realizadas por personal cualificado, lo que se traduce en gastos adicionales.

Entre los componentes bomba de calor se encuentran filtros y la limpieza de los mismos es esencial para asegurar un correcto funcionamiento, este se debe efectuar de forma periódica. Una forma de saber si los filtros requieren de limpieza es al momento de notar que el aparato calienta menos de lo habitual. En este caso debemos revisarlos y descartar cualquier polvo o tipo de suciedad que se pueda encontrar en los mismos.

Además de la limpieza de filtros, se requiere un control de los circuitos hidráulicos, esta labor es compleja y se recomienda que sea realizada por un profesional. En el mantenimiento de los circuitos hidráulicos se deben efectuar las siguientes labores:

- ❖ Comprobación de la presión del agua
- ❖ Comprobación de la válvula de sobrepresión
- ❖ Comprobación visual de los circuitos impresos y los terminales
- ❖ Limpieza del colector de suciedad
- ❖ Comprobación del interruptor diferencial residual
- ❖ Comprobación del purgador rápido y purga del sistema

El costo de mantenimiento del suelo radiante es bajísimo se tiene un costo de mantenimiento aproximado decenal de \$1.745,29 en los primeros 10 años. Para los colectores se tienen los siguientes costos de mantenimiento decenal de \$ 23.668,78 para los primeros 10 años; Para la bomba de calor se considerará un costo de mantenimiento en marcha anual de \$ 40.000, en el cual se realizarán labores de limpieza e inspección de los diferentes elementos de la bomba de calor.

Costos de Mantenimiento Sistema de calefacción Actual

Para los costos de mantenimiento del sistema actual se tiene un costo total anual de \$142.123,85. Estos valores corresponden a todos los equipos pertenecientes a la escuela se consideran los 3 acondicionadores de aire de tipo Split GREE, el calefón Junkers MinimaXX y el termo acumulador.

4.2 VALOR ACTUAL NETO Y TIR

El VAN es un indicador financiero que sirve para determinar la viabilidad de un proyecto. Como su nombre lo indica, es el valor actual de todos los flujos de caja, como los ingresos, costos, intereses, depreciaciones, etc.

El VAN se calcula mediante la siguiente expresión:

$$VAN = -I_0 + \sum_{j=1}^m \frac{F_{cj}}{(1+i)^j}$$

Ecuación 4.1 VAN.

Para el VAN se tiene las siguientes condiciones:

- ❖ Si $VAN > 0$ significa que se paga la inversión I_0 y se genera ganancia esperada en términos de obtener la tasa de interés correspondiente
- ❖ Si $VAN = 0$ significa que se paga la inversión y que se gana la tasa de interés.
- ❖ $VAN < 0$ no se alcanza a pagar la inversión o no se generan los flujos de caja requeridos para obtener la ganancia por interés.

Para el proyecto propuesto se decide analizar los flujos de cajas de un periodo de 10 años, se desea recuperar la inversión con una tasa de retorno del 10%, valor correspondiente a las ERNC. Para el presente proyecto se considerarán como ingresos, la resta entre el costo de consumo energético del sistema de calefacción actual con el costo de consumo energético del sistema propuesto a todos los ahorros económicos producidos en el consumo de energético, el tiempo de uso del sistema de calefacción por aerotermia, será la duración del año escolar correspondiente a 10 meses.

AÑO	1	2	3	4	5
COSTO OPERACIONAL SISTEMA DE CALEFACCIÓN ACTUAL		\$886.298	\$886.298	\$886.298	\$886.298
COSTOS OPERACIONALES SISTEMA ACTUAL ACS		\$870.950	\$870.950	\$870.950	\$870.950
COSTOS MANTENIMIENTO SISTEMA ACTUAL		\$142.123,85	\$142.123,85	\$142.123,85	\$142.123,85
COSTO OPERACIONAL SISTEMA DE CALEFACCIÓN AEROTERMIA		\$-578.517,59	\$-578.517,59	\$-578.517,59	\$-578.517,59
COSTOS PRODUCCIÓN ACS AEROTERMIA		\$-184.788	\$-184.788	\$-184.788	\$-184.788
COSTOS DE MANTENIMIENTO		\$-65.414,07	\$-65.414,07	\$-65.414,07	\$-65.414,07
FCN	\$-14.525.328,17	\$1.070.652,19	\$1.070.652,19	\$1.070.652,19	\$1.070.652,19
FLUJO DE CAJA ACUMULADO	\$-14.525.328,17	\$-13.454.675,98	\$-12.384.023,79	\$-11.313.371,60	\$-10.242.719,41

AÑO	6	7	8	9	10
COSTO OPERACIONAL SISTEMA DE CALEFACCIÓN ACTUAL	\$886.298	\$886.298	\$886.298	\$886.298	\$886.298
COSTOS OPERACIONALES SISTEMA ACTUAL ACS	\$870.950	\$870.950	\$870.950	\$870.950	\$870.950
COSTOS MANTENIMIENTO SISTEMA ACTUAL	\$142.123,85	\$142.123,85	\$142.123,85	\$142.123,85	\$142.123,85
COSTO OPERACIONAL SISTEMA DE CALEFACCIÓN AEROTERMIA	\$-578.517,59	\$-578.517,59	\$-578.517,59	\$-578.517,59	\$-578.517,59
PRODUCCIÓN ACS AEROTERMIA	\$-184.788	\$-184.788	\$-184.788	\$-184.788	\$-184.788
COSTOS DE MANTENIMIENTO AEROTERMIA	\$-65.414,07	\$-65.414,07	\$-65.414,07	\$-65.414,07	\$-65.414,07
FCN	\$1.070.652,19	\$1.070.652,19	\$1.070.652,19	\$1.070.652,19	\$1.070.652,19
FLUJO DE CAJA ACUMULADO	\$-9.172.067,22	\$-8.101.415,03	\$-7.030.762,84	\$-5.960.110,65	\$-4.889.458,46

Tabla 4.7 Flujo de caja Neto y Acumulado.

Fuente: Elaboración Propia.

Para los Flujos de Caja presentados se tiene el siguiente VAN:

$$VAN = \$ - 7.571.376,88$$

También se tiene un TIR de -3%

De acuerdo al resultado del VAN el proyecto no es viable ya que la inversión en un periodo de 10 años no se recupera, pero hay que tener en cuenta que el sistema de calefacción abarca casi la totalidad de la superficie de la escuela, además cubre la demanda de ACS. La única manera de que este proyecto sea viable es reduciendo considerablemente el costo de inversión, esto requiere reducir la superficie calefactora del suelo radiante, por consecuencia los costos operacionales y de mantenimiento. En este caso existen las siguientes alternativas para que el VAN sea ≥ 0 :

- ❖ Reducir la superficie a calefaccionar, utilizando solo aquella que cubren los equipos del sistema de calefacción actual, es decir solo calefaccionar la sala de educación Básica, Sala de apoyo pedagógico y sala UTP.

- ❖ Igualar las salas cubiertas por el sistema de calefacción por aerotermia por medio del uso ficticio de acondicionadores de aire convencionales con características similares a los equipos utilizados en el sistema de calefacción actual.

En este caso analizaremos la primera alternativa, para ello se deben seleccionar los elementos correspondientes del sistema de calefacción en el anexo D con los siguientes costos:

- ❖ Costos de Inversión: \$ 10.903.030,85
- ❖ Costos de Operación: \$ 299.627,74
- ❖ Costos de mantenimiento: \$ 65.414,07

Utilizando las mismas condiciones para el análisis anterior, también se obtiene un VAN negativo de -\$1.475.236,96. La inversión que se realiza es demasiado alta en comparación a los ingresos obtenidos, La razón principal es que la escuela al ser pequeña cuenta con una baja demanda de ACS y el costo de operación se podría considerar bajo en relación al costo de inversión, a pesar de la gran diferencia de costos operacionales entre ambos sistemas de calefacción, el proyecto se justificaría si la escuela contara con un mayor número de equipos encargados de la calefacción o con un sistema de calefacción centralizado con una mayor demanda de energía primaria o un mayor consumo combustibles fósiles como es el caso de las calderas. A través del TIR se determina que con una tasa de interés del 7% el VAN es igual a 0, es decir que en un plazo de 10 años se recupera la inversión, sin embargo, no se genera un excedente.

CONCLUSIONES

En este Trabajo de Título se logró demostrar que el sistema de calefacción por suelo radiante apoyado por una bomba de calor aerotérmica, es eficiente energéticamente. Si bien su costo de inversión es elevado, el consumo energético y por consiguiente su costo operacional es menor que el sistema de calefacción actual. La razón principal a la cual se debe este bajo consumo energético es, el rendimiento estacional de la bomba de calor aerotérmica (SCOP), durante el año académico escolar, para mantener las condiciones de confort térmico en todas las dependencias de la escuela, se requiere de un consumo promedio de 4903 kWh durante el año escolar. En cambio, con el sistema actual de calefacción y abastecimiento de ACS, se tiene un consumo promedio anual de 17130,71 kWh, donde, sólo se cubre la demanda de calefacción de ciertas zonas de la escuela como son, la sala de educación básica, la sala de apoyo pedagógico y la sala de profesores, además, el sistema de producción de abastecimiento y producción de ACS, utiliza energías caras de origen fósil como el gas licuado de petróleo.

El sistema de calefacción objeto de estudio cubre la demanda calorífica de todas las dependencias de la escuela, de manera eficiente, en donde se distribuye la temperatura de manera uniforme, logrando condiciones de confort térmico óptimas según lo exigido por la ley, en especial el decreto n°548 del MINEDUC, lo cual asegura el bienestar de las personas al interior del recinto. Además, la bomba de calor se adapta a la demanda térmica, en función de la temperatura exterior gracias a la tecnología inverter, lo que permite al compresor trabajar a carga parcial. Esto no sucede con los equipos que posee la escuela actualmente, son acondicionadores de aire con una tecnología cada vez más obsoleta.

Los altos costos de inversión asociados a este sistema de calefacción, provienen principalmente del suelo radiante, su instalación es cara, requiere de personal calificado, para realizar dicha labor, los materiales precisan de propiedades mecánicas y térmicas apropiadas para la calefacción. En cuanto a la aerotermia, esta tecnología es cada vez más accesible, en el grupo de las bombas de calor, es la más económica, ya que no precisa de una gran superficie para intercambiar calor con el medio, como es el caso de las bombas de calor geotérmicas, que requieren intercambiadores verticales u horizontales, que requieren una gran superficie.

la aerotermia es una tecnología flexible, que puede operar en conjunto a otras tecnologías como es el caso del suelo radiante, o en conjunto con otras energías renovables, como los sistemas SHP, sistemas con Smart Grid, en donde se hace uso de otras energías renovables como paneles fotovoltaicos, aerogeneradores, entre otros. La aerotermia es una tecnología

ideal para sistemas de calefacción autosustentables, eficientes y con un bajo impacto en el medio ambiente.

RECOMENDACIONES Y SUGERENCIAS

Se recomienda la combinación de dos ERNC, como es el caso de la aerotermia con un sistema de generación de energía, que utilice los recursos energéticos disponibles en el ambiente. A partir de la aerotermia combinada con la calefacción por suelo radiante y un generador de energía, se crea un sistema de calefacción autosustentable de consumo nulo o casi nulo. Un sistema de calefacción híbrido con estas características, posee una gran relevancia en un entorno social económico pobre, su implementación conlleva un gran ahorro económico importante en la educación, sobretodo en comunidades aisladas donde el acceso a recursos energéticos es difícil, por ende, es recomendable su utilización.

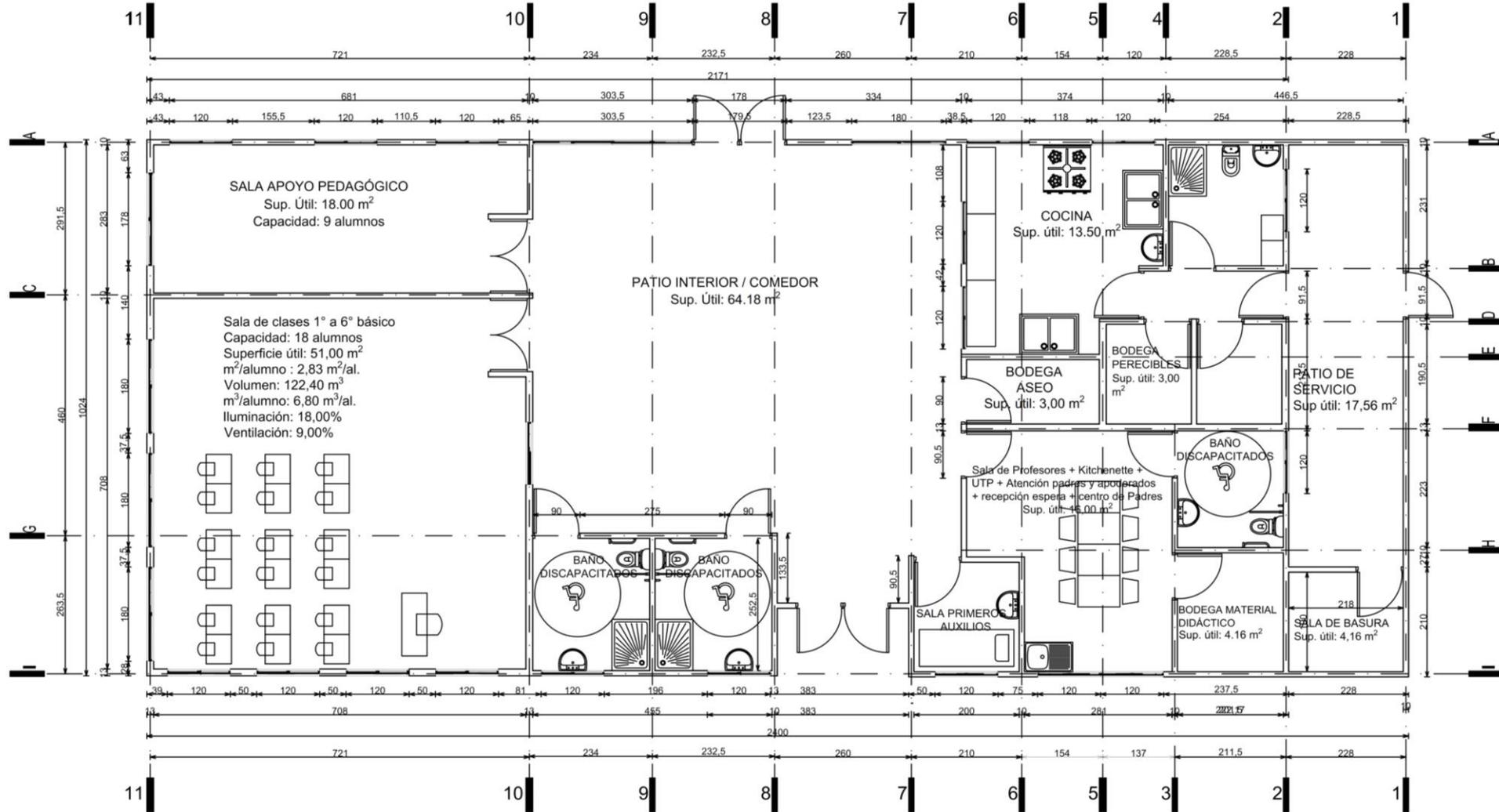
A pesar de que las tecnologías innovadoras y autosustentables poseen un alto costo de inversión es justificable su uso, el costo operacional de estos sistemas es bajísimo. Aplicando un sistema de calefacción híbrido al caso objeto de estudio, se obtendrían flujos de cajas con ingresos mayores, aun así, se tendrían elevados costos de inversión, por lo que, es recomendable implementar fondos o subsidios por parte del ministerio de energía, para el acceso de este tipo de tecnología, para el bien de una comunidad, como es el caso de una escuela rural.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Esther Jiménez Macías (2017) - Análisis Económico Energético Y Ambiental Del Uso De La Aerotermia, La Rioja, España.
- [2] Rodrigo Alejandro VILLARRUEL (2010) - Anteproyecto de calefacción por iso radiante para salón de eventos de centro de ferias parque saval. Valdivia, Chile.
- [3] Andrés Cebrián Rodríguez (2014) Diseño de calefacción por suelo radiante y acs para una vivienda unifamiliar.
- [4] Antonio Hinojosa Mateo (2011) -Evaluación de un sistema de calefacción por suelo radiante. Madrid, España.
- [5] Pablo Pérez Sánchez (2016) -diseño de una instalación de suelo radiante/refrescante con apoyo de energía geotérmica para una vivienda unifamiliar.
- [6] Catalogo Piso radiante Uponor 2017 -
<http://www.solarcondicionado.pt/files/catalogs/Cat%C3%A1logo-Piso-Radiante-Uponor-2017.pdf>.
- [7] Guía suelo radiante Fegeca - <https://www.fegeca.com/docs/fegeca-guia-suelo-radiante.pdf>
- [8] Síntesis del Estudio Parque de Bombas de Calor en España, IDAE -
https://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_Bombas-de-calor_FINAL_04ee7f42.pdf
- [9] Guía práctica sobre instalaciones individuales de calefacción y agua caliente sanitaria (ACS) en edificios de viviendas, IDAE -
https://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_11821_GPInstalIndividualesACS_2011_A_efbd9f43.pdf
- [10] Nch853of2007
- [11] Decreto del MINEDUC n° 548, de 1988.

ANEXOS

ANEXO A



ANEXO B

Panasonic

R410A

High Performance All in One

Aquarea High Performance All in One generación H monofásica. Calefacción y refrigeración de 1 ó 2 zonas • Gas R410A



La tecnología en el punto de mira

• Costes de instalación reducidos • Tuberías en la parte inferior del All in One (fácil de instalar) • Tiempo de instalación reducido y disminución del número de errores relacionados con la instalación • Control remoto de fácil instalación • Espacios de instalación reducidos • Conexiones eléctricas en la parte delantera • Instalación y mantenimiento más sencillos • Funciones del control remoto (activación del modo frío mediante software. Dicha activación solo la puede efectuar el servicio técnico)



		Monofásica			
Kit 1 zona con (para dos zonas, añadir B al final)		KIT-ADC03HE5-CL	KIT-ADC05HE5-CL	KIT-ADC07HE5-CL	KIT-ADC09HE5-CL
Capacidad calorífica / COP [A +7 °C, A 35 °C]	kW / COP	3,20 / 5,00	5,00 / 4,63	7,00 / 4,46	9,00 / 4,13
Capacidad calorífica / COP [A +7 °C, A 55 °C]	kW / COP	3,20 / 2,67	5,00 / 2,65	6,80 / 2,43	8,90 / 2,41
Capacidad calorífica / COP [A +2 °C, A 35 °C]	kW / COP	3,20 / 3,56	4,20 / 3,11	6,55 / 3,34	6,70 / 3,13
Capacidad calorífica / COP [A +2 °C, A 55 °C]	kW / COP	3,20 / 2,15	4,10 / 1,98	6,00 / 1,99	6,00 / 1,99
Capacidad calorífica / COP [A -7 °C, A 35 °C]	kW / COP	3,20 / 2,69	4,20 / 2,59	5,15 / 2,68	5,90 / 2,52
Capacidad calorífica / COP [A -7 °C, A 55 °C]	kW / COP	3,20 / 1,72	3,55 / 1,71	4,80 / 1,89	5,80 / 1,88
Capacidad frigorífica / EER [A 35 °C, A 7 °C]	kW / EER	3,20 / 3,08	4,50 / 2,69	6,00 / 2,63	7,00 / 2,43
Capacidad frigorífica / EER [A 35 °C, A 18 °C]	kW / EER	3,30 / 3,75	5,00 / 3,76	6,00 / 3,57	7,00 / 3,26
Eficiencia energética estacional - Calefacción en clima templado [A 35 °C / A 55 °C]	η %	195 / 130	195 / 130	190 / 130	190 / 130
Clase energética de calefacción en clima templado [A 35 °C / A 55 °C] ¹⁾	A++ a G	A++ / A++	A++ / A++	A++ / A++	A++ / A++
Clase energética de calefacción en clima templado [A 35 °C / A 55 °C] ¹⁾	A+++ a D	A+++ / A+++	A+++ / A+++	A+++ / A+++	A+++ / A+++
Eficiencia energética estacional - Calefacción en clima cálido [A 35 °C / A 55 °C]	η %	244 / 163	244 / 163	225 / 160	225 / 160
Clase energética de calefacción en clima cálido [A 35 °C / A 55 °C]	A++ a G	A++ / A++	A++ / A++	A++ / A++	A++ / A++
Clase energética de calefacción en clima cálido [A 35 °C / A 55 °C]	A+++ a D	A+++ / A+++	A+++ / A+++	A+++ / A+++	A+++ / A+++
Eficiencia energética estacional - Calefacción en clima frío [A 35 °C / A 55 °C]	η %	150 / 103	150 / 103	160 / 115	160 / 115
Clase energética de calefacción en clima frío [A 35 °C / A 55 °C]	A++ a G	A++ / A+	A++ / A+	A++ / A+	A++ / A+
Clase energética de calefacción en clima frío [A 35 °C / A 55 °C]	A+++ a D	A+++ / A+	A+++ / A+	A+++ / A+	A+++ / A+
Unidad interior 1 zona hydrokit		WH-ADC0309H3E5	WH-ADC0309H3E5	WH-ADC0309H3E5	WH-ADC0309H3E5
Unidad interior 2 zonas hydrokit incluido		WH-ADC0309H3E5B	WH-ADC0309H3E5B	WH-ADC0309H3E5B	WH-ADC0309H3E5B
Presión sonora Calor / Frío	dB(A)	28 / 28	28 / 28	28 / 28	28 / 28
Dimensiones / Peso neto	mm / kg	1800x598x717 / 124	1800x598x717 / 124	1800x598x717 / 124	1800x598x717 / 124
Conexión de tubería de agua	Putg.	R1	R1	R1	R1
Bomba clase A	Velocidades Potencia absorbida (Min/Máx)	W	30 / 120	30 / 120	30 / 120
Caudal de agua de calefacción (ΔT=5 K, 35 °C)	L/min	9,2	14,3	20,1	25,8
Capacidad de la resistencia de calentamiento integrada	kW	3	3	3	3
Fusible recomendado	A	15 / 15	15 / 15	30 / 15	30 / 15
Tamaño recomendado del cable, alimentación 1 y 2	mm ²	3x1,5/3x1,5	3x1,5/3x1,5	3x2,5/3x1,5	3x2,5/3x1,5
Volumen de agua del depósito ACS	L	185	185	185	185
Temperatura máxima del agua	°C	65	65	65	65
Material del depósito		Acero inoxidable	Acero inoxidable	Acero inoxidable	Acero inoxidable
Perfil de trasvase según EN 16147	L	L	L	L	L
Depósito de ACS ERP clasificación de eficiencia en clima templado ²⁾	A a G / A+ a F	A/A+	A/A+	A/A	A/A
Depósito de ACS ERP clasificación de eficiencia en clima cálido ²⁾	A a G / A+ a F	A/A+	A/A+	A/A+	A/A+
Depósito de ACS ERP clasificación de eficiencia en clima frío ²⁾	A a G / A+ a F	A/A	A/A	A/A	A/A
Depósito de ACS ERP clima templado η/SCOP	η % / SCOP	120 / 3,00	120 / 3,00	113 / 2,83	113 / 2,83
Depósito de ACS ERP clima cálido η/SCOP	η % / SCOP	147 / 3,68	147 / 3,68	132 / 3,30	132 / 3,30
Depósito de ACS ERP clima frío η/SCOP	η % / SCOP	94 / 2,35	94 / 2,15	86 / 2,15	86 / 1,88
Unidad exterior		WH-UD03HE5-1	WH-UD05HE5-1	WH-UD07HE5-1	WH-UD09HE5-1
Potencia acústica carga completa Calor / Frío	dB	64 / 65	65 / 66	68 / 66	69 / 68
Dimensiones / Peso neto	mm / kg	622x824x298 / 39	622x824x298 / 39	795x900x320 / 66	795x900x320 / 66
Gas refrigerante [R410A] / CO ₂ Eq.	kg / T	1,20 / 2,506	1,20 / 2,506	1,45 / 3,028	1,45 / 3,028
Diámetro tubería Líquido / Gas	Putg. (mm)	1/4(6,35) / 1/2(12,70)	1/4(6,35) / 1/2(12,70)	1/4(6,35) / 5/8(15,88)	1/4(6,35) / 5/8(15,88)
Longitud de la tubería / Desnivel (interior / exterior)	m / m	3 - 15/5	3 - 15/5	3 - 40/30	3 - 40/30
Longitud de tubería para gas adicional / Cantidad adicional de gas	m / g/m	10/20	10/20	10/30	10/30
Rango de funcionamiento Temperatura exterior	°C	-20 - +35	-20 - +35	-20 - +35	-20 - +35
Salida de agua Calor / Frío	°C	20 - 55/5 - 20	20 - 55/5 - 20	20 - 55/5 - 20	20 - 55/5 - 20
Potencia acústica en modo Silencioso 3 (testado por terceros) ³⁾	dB	52	58	57	59
PVPR Kit 1 zona con CZ-TAW1	€	6.087	6.282	6.787	7.047
PVPR Kit 2 zonas con CZ-TAW1	€	7.093	7.288	7.793	8.053
Accesorios	PVPR €	Accesorios			PVPR €
PAW-ADC-PREKIT-H	405	Kit preinstalación para tendido de tuberías			
PAW-ADC-CV150	136	Cubierta lateral magnética decorativa			
CZ-NS4P	220	PCB para funciones avanzadas			
		CZ-TAW1			80
		Aquarea Smart Cloud para control remoto y mantenimiento mediante LAN inalámbrico o con cable			
		PAW-A2W-RTWIRED			160
		Termostato de sala			

El cálculo de EER y COP se basa de acuerdo con EN14511. Presión sonora medida a 1 metro de la unidad exterior y a 1,5 metros de altura. Presión sonora en calefacción medida a +7 °C (agua de calefacción a 55 °C). Medición del aislamiento según EN12897. ¹⁾ Escala de A++ a G y de A+++ a D desde el 26 de septiembre de 2019. ²⁾ Escala de A a G y de A+ a F desde el 26 de septiembre de 2019. ³⁾ Potencia acústica analizada por una empresa externa en modo silencioso 3 [A +7 °C, A 55 °C]. Este producto se ha diseñado para cumplir la norma europea de calidad del agua 96/93/CE. La vida útil del producto no está garantizada en caso del uso de agua subterránea, como agua de manantiales o pozos, el uso de agua del grifo si contiene sales u otras impurezas, o en áreas de calidad del agua ácida. Los costes de mantenimiento y garantía relacionados con estos casos son responsabilidad del cliente.



INTERNET CONTROL: Opcional. GOOD DESIGN AWARD 2017. Las unidades interiores All in One y Biblio: generación H premiadas con el prestigioso Good Design Award 2017.

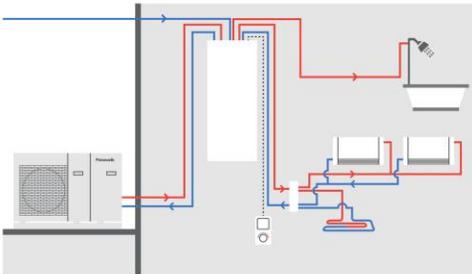
SANITARY TANKS

Due to the ongoing innovation of our products, the specifications of this catalogue are valid bearing typographic errors, and may be subject to minor modifications by the manufacturer without prior warning in order to improve the product. The total or partial reproduction of this catalogue is prohibited without the express authorization of Panasonic Heating Europe GmbH.



Combo Tank.

The best option to combine with Mono-bloc units. DHW tank with buffer tank. Designed for retrofit applications, the DHW 185L tank with a 80L buffer tank is particularly suitable for fast integration on an existing installation. Panasonic has developed a tank with 80L Buffer tank and 185L sanitary hot water cylinder. This tank includes a 3-way valve and an "A" Class pump. Easy to install, nice looking, high efficiency for DHW production and for heating.



Combo Tank

		PAW-TD20B8E3-1
Dimension H x W x D	mm	1.770 x 640 x 690
Weight (empty)	kg	150
Volume	L	185
Power supply	V, Phase, Hz	230, 1, 50

		Hot water tank	Buffer tank
Volume	L	185	80
Max working pressure	MPa (bar)	0,8 (8)	0,6 (6)
Pressure test	MPa (bar)	1,2 (12)	0,9 (9)
Max working temp	°C	90	100
Connections	mm	Ø22	Ø22
Material		S 275 JR vitrified	S235 JR
Insulation	Material, t=mm	PUR, 50	PUR 40mm
Heating coil surface	m²	2,1	
Electrical heater	W	3.000	
Energy loss at 65°C	kWh/24h	1,3	

ErP data		Hot water tank	Buffer tank
Energy efficiency class (from A+ to F)		B	B
Standing loss	W	53	46
Storage volume	L	185	80

1) EU Regulation 812/2013. 2) Tested pursuant to EN 12897:2006.

**NEW Enamelled Tanks**

Model	Enamelled Tank					Enamelled 2 coils Tank (for bivalent Solar + HP)
	PAW-TA15C1E5STD*	PAW-TA20C1E5STD*	PAW-TA30C1E5STD*	PAW-TA40C1E5STD*	PAW-TA30C2E5STD*	
Water volume	L	150	200	290	380	350
Maximum water temperature	°C	95	95	95	95	95
Dimensions (Height / Diameter)	mm	1.210 / 520	1.340 / 610	1.800 / 610	1.835 / 670	1.835 / 670
Weight / filled with water	kg	109 / 254	90 / 280	120 / 389	191 / 572	169 / 519
Electric heater	kW	—	3,00	3,00	3,00	3,00
Power supply	V	—	230	230	230	230
Material inside tank		Enamelled	Enamelled	Enamelled	Enamelled	Enamelled
Exchange surface	m ²	1,2	1,8	2,6	3,8	3,5 / 1,2
Energy loss at 65°C ¹⁾	kWh/24h	1,45	1,37	1,61	1,76	1,76
3 Way valve accessory PAW-3WYVLV-SI or CZ-NV1		Optional	Optional	Optional	Optional	Optional
20m temperature sensor cable included		Yes	Yes	Yes	Yes	Yes
Energy losses	W	60	57	67	73	73
Energy Efficiency Class (from A+ to F)		C	B	B	B	B
Warranty		2 Years				
Maintenance required		Every 2 years				

¹⁾ Insulated tested under EN12897.

**Stainless Steel Tank**

Model	PAW-TD20C1E5	PAW-TD30C1E5	
Water volume	L	192	280
Maximum water temperature	°C	75	75
Dimensions (Height / Diameter)	mm	1.270 / 595	1.750 / 595
Weight / filled with water	kg	53 / —	65 / —
Electric heater	kW	1,50	1,50
Power supply	V	230	230
Material inside tank		Stainless steel	Stainless steel
Exchange surface	m ²	1,8	1,8
Energy loss at 65°C ¹⁾	kWh/24h	0,99	1,13
3 Way valve accessory PAW-3WYVLV-SI or CZ-NV1		Optional	Optional
20m temperature sensor cable included		Yes	Yes
Energy losses	W	42	46
Energy Efficiency Class (from A+ to F)		A	A
Warranty		2 Years	2 Years
Maintenance required		No	No

¹⁾ Insulated tested under EN12897. * Includes proportional control thermostat.

**NEW Buffer tank**

	PAW-BTANK50L-1	
Capacity	L	48
Energy losses	W	42
Energy Efficiency Class (from A+ to F)		B
Material		Stainless Steel
Dimensions (Height / Diameter)	mm	435 x 615
Net weight	kg	17

* Automatic air vent and drain cock are included.

Accessories

PAW-3WYVLV-SI	External 3 way valve
CZ-NV1	3 way valve ready for All in One J and H Generation (optional in internal space)

Descripción de las series: Wilo-Stratos



Tipo

Bomba circuladora de rotor húmedo con conexión roscada o embreadada, motor EC con adaptación automática de potencia

Aplicación

Todos los sistemas de calefacción por agua caliente, instalaciones de climatización, circuitos cerrados de refrigeración y sistemas industriales de circulación.

Código del tipo

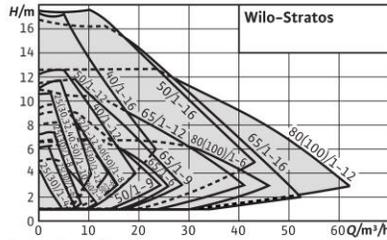
Ejemplo:	Wilo-Stratos 30/1-12
Stratos	Bomba de alta eficiencia (bomba roscada o embreadada), con regulación electrónica
30/	Diámetro nominal de conexión
1-12	Margen de altura de impulsión nominal [m]

Características especiales/ventajas del producto

- Display LC de orientación ajustable
- Interfaz de infrarrojos
- Ampliación del sistema mediante módulos de interfaz para la comunicación Modbus, BACnet, CAN, LON, PLR
- Carcasa de la bomba con revestimiento de cataforesis (KTL) para evitar la corrosión por formación de agua de condensación

Datos técnicos

- Índice de eficiencia energética (IEE) $\leq 0,23$
- Rango de temperaturas permitido de -10°C a $+110^{\circ}\text{C}$
- Alimentación eléctrica 1-230 V, 50/60 Hz
- Tipo de protección IP X4D
- Conexión roscada o embreadada (según el tipo) Rp 1 hasta DN 100
- Presión de trabajo máx. de la ejecución estándar: 6/10 bar y 6 bar (ejecución especial: 10 bar o 16 bar)



Equipamiento/función

Modos de funcionamiento

- Modo manual (n = constante)
- $\Delta p-c$ para una presión diferencial constante
- $\Delta p-v$ para una presión diferencial variable
- $\Delta p-T$ para presión diferencial controlada por la temperatura (programable mediante pendrive IR, monitor IR, Modbus, BACnet, LON o CAN)
- Límite Q para la limitación del caudal máximo (ajuste solo a través de pendrive IR)

Funciones manuales

- Ajuste del modo de funcionamiento
- Ajuste del valor de consigna de presión diferencial
- Ajuste automático de reducción nocturna
- Ajuste bomba ON/OFF
- Ajuste de la velocidad (modo manual)

Funciones automáticas

- Adaptación continua de potencia dependiendo del modo de funcionamiento
- Reducción nocturna automática
- Función de desbloqueo
- Arranque suave
- Protección total del motor con sistema electrónico de disparo integrado

Funciones de control externo

- Entrada de control "Prioridad OFF" (posible con módulos IF Stratos)
- Entrada de control "Prioridad min." (requiere módulos IF Stratos)
- Entrada de control "Análogica en 0 a 10 V" (control remoto de velocidad) (requiere módulos IF Stratos)
- Entrada de control "Análogica en 0 a 10 V" (regulación a distancia del valor de consigna) (requiere módulos IF Stratos)

Funciones de indicación y aviso

- Indicación general de avería (contacto de apertura libre de tensión)
- Indicación individual de funcionamiento (contacto de cierre libre de tensión) (requiere módulos IF Stratos)
- Piloto de indicación de avería
- Pantalla LCD para indicación de datos de la bomba y códigos de fallo

Intercambio de datos

- Interfaz de infrarrojos para el intercambio inalámbrico de datos con pendrive IR/monitor IR
- Interfaz digital en serie Modbus RTU para la conexión a la gestión Técnica Centralizada GTC mediante un sistema de BUS RS485 (posible con módulos IF Stratos).
- Interfaz digital en serie BACnet MS/esclavo TP para la conexión a la gestión Técnica Centralizada GTC mediante un sistema de BUS RS485 (posible con módulos IF Stratos)
- Interfaz digital en serie Modbus CAN para la conexión a la gestión Técnica Centralizada GTC mediante un sistema de BUS CAN (posible con módulos IF Stratos).
- Interfaz digital en serie LON para la conexión a una red LONWorks (posible con módulos IF Stratos)
- Interfaz digital en serie PLR para la conexión a la Gestión Técnica Centralizada (GTC) mediante convertidores de interfaz Wilo o módulos de acoplamiento específicos de la empresa (posible con módulos IF Stratos)

Gestión de bombas dobles (bomba doble o 2 bombas simples)

- Funcionamiento principal/reserva (conmutación automática en caso de avería/alternancia de bombas por tiempo): se permiten diferentes