



Proyecto Final de Carrera

**Viabilidad técnica y económica de una instalación
geotérmica para la climatización de una
explotación porcina**

Autora: Carola Flament Macià

Tutor: Jorge Lampurlanés Castel

Titulación: Ingeniería Agrónoma

Año: 2009-2010

Índice

1.Introducción.....	7
1.1.Motivo y objetivos del proyecto.....	7
1.2.Introducción a la energía geotérmica.....	9
1.2.1.Definición de la energía geotérmica.....	9
1.2.2.Tipos de energía geotérmica y aplicaciones.....	9
1.2.3.Energía geotérmica en el mundo.....	12
1.2.4.Ventajas, inconvenientes y futuro de la geotermia.....	18
2.Tipificación de la explotación porcina.....	21
2.1.Datos de la zona.....	21
2.1.1.Situación geográfica.....	21
2.1.2.El clima.....	21
2.2.Manejo de la explotación intensiva.....	22
2.3.Datos del proyecto constructivo.....	24
2.3.1.Datos generales.....	24
2.3.2.Datos de la nave de cubrición.....	24
2.3.3.Datos de la nave de gestación.....	25
2.3.4.Datos de la nave de maternidad.....	26
2.4.Datos de producción.....	28
2.4.1.Producción animal.....	28
2.4.2.Condiciones ambientales de la explotación.....	28
3. Necesidades de climatización.....	29
3.1. Requisitos ambientales de los animales.....	29
3.1.1. Temperatura de sensación.....	29
3.1.2. Efectos de la temperatura de sensación sobre los animales.....	32
3.1.3. Requisitos de temperatura.....	34
3.1.4. Requisitos de humedad.....	38
3.1.5. Requisitos de ventilación.....	39
3.2. Factores responsables de las ganancias y pérdidas de calor.....	44
3.3. Determinación de las cargas térmicas: condiciones de partida.....	46
3.3.1. Características constructivas.....	46
3.3.2. Animales.....	48
3.3.3. Condiciones ambientales en el interior de las naves.....	48
3.3.4. Condiciones ambientales en el exterior de las naves.....	49
3.4. Cargas térmicas de refrigeración.....	50
3.5. Cargas térmicas de calefacción.....	56
3.6. Cálculo de las necesidades de climatización.....	57
3.6.1. Necesidades máximas de climatización.....	57
3.6.2. Balance térmico en el tiempo.....	58

4.Descripción de la instalación de climatización	61
4.1. Características del terreno.....	61
4.1.1. Temperatura del suelo.....	61
4.1.2. Conductividad térmica del suelo.....	62
4.2. Descripción de la instalación de climatización.....	63
4.2.1. Bomba de calor.....	65
4.2.2. Intercambiador de calor subterráneo (sondas geotérmicas).....	72
4.2.3. Sistema de difusión: fan-coils.....	74
5. Diseño de la instalación de climatización.....	75
5.1. Fan-coils.....	75
5.2. Bomba de calor geotérmica.....	77
5.2.1. Selección de la bomba de calor geotérmica.....	77
5.2.2. Rendimiento de la bomba de calor geotérmica.....	77
5.3. Sondas geotérmicas.....	80
5.4. Sistema de tuberías.....	83
5.4.1. Sistema exterior de tuberías (unión sondas-bomba de calor).....	84
5.4.3. Bomba circuladora de calefacción.....	88
6. Estudio económico.....	91
6.1. Presupuesto.....	92
6.2. Comparación de la instalación geotérmica con la instalación actual convencional	94
6.2.1.Gasto energético de la instalación geotérmica (caso 1) respecto al sistema actual convencional.....	94
6.2.2.Gasto energético de la instalación geotérmica respecto al sistema actual convencional (caso 2) ..	96
6.2.3. Análisis económico (caso 1)	98
6.2.4. Cálculo del VAN y el TIR (caso 2)	100
7. Conclusión.....	103
8. Bibliografía.....	105
9. Anejos.....	107
9.1. Datos climáticos.....	108
9.1.1. Datos de temperaturas medias, máximas y mínimas.....	109
9.1.2. Datos de humedad relativa media.....	110
9.1.3. Datos de temperatura y humedad relativa medias.....	110
9.2. Cargas térmicas de refrigeración.....	111
9.2.1. Resistencias térmicas superficiales.....	111
9.2.2. Cálculo del coeficiente global de transmisión de calor U.....	111
9.2.3. Cálculo del calor sensible por transmisión Q_{sen}	113
9.2.4. Valores de la radiación solar I_{ori}	115

9.2.5. Cálculo de la carga a través de ventanas.....	115
9.2.6. Cálculo de la carga de los animales.....	116
9.2.7. Diagrama psicrometrico.....	118
9.2.8. Cálculos del caudal volumétrico de ventilación de verano, C y de la carga térmica debida a la ventilación Q_{total}	119
9.3. Cargas térmicas de calefacción.....	121
9.3.1. Cálculo del coeficiente global de transmisión de calor U.....	121
9.3.2. Cálculo de calor sensible por transmisión Q_{sen}	122
9.3.3. Cálculo de la carga de los animales.....	123
9.3.4. Cálculo de la carga debida a la ventilación.....	125
9.4. Diseño de la instalación de climatización.....	127
9.4.1. Fan-coils.....	127
9.4.2. Evolución del COP y del EER.....	130
9.4.3. Longitud de sondeo.....	134
9.4.4. Sistema exterior de tuberías (unión sondas-bomba de calor).....	136
9.4.5. Sistema interior de tuberías (unión bomba de calor/fan-coils).....	143
9.4.6. Bomba circuladora exterior.....	156
9.4.5. Bomba circuladora interior.....	158
9.5. Estudio económico.....	161
9.5.1. Presupuesto (caso 1).....	161
9.5.2. Presupuesto (caso 2).....	164
9.5.3. Comparación de la instalación geotérmica con la instalación actual convencional (caso 1).....	167
9.5.4. Comparación de la instalación geotérmica con la instalación actual convencional (caso 2).....	170
9.6. Catálogo de la bomba de calor geotérmica.....	173

1. Introducción

1.1. Motivo y objetivos del proyecto

Ya sabemos que no hay una única solución que nos permita prescindir de los combustibles fósiles a los que estamos tan acostumbrados y de los cuales sabemos que contribuyen a la eliminación de la capa de ozono y al efecto invernadero. El uso de recursos y energías más sostenibles y renovables tiene cada vez más importancia.

Hoy en día, las explotaciones porcinas suelen cubrir las necesidades de calefacción en invierno (con caldera) pero no las de refrigeración. El principal problema de la refrigeración es que con las instalaciones convencionales (paneles de refrigeración) las reducciones de temperatura son bastante limitadas y se vuelve más complicado bajar la temperatura por debajo de ciertos valores. La energía geotérmica permite ajustarse mejor a las necesidades óptimas de los animales y bajar a temperaturas que no se conseguirían con el sistema convencional. En este sentido, y en países como España y Sud América, donde las temperaturas en verano son elevadas, la geotermia podría ser una solución de futuro, a causa del clima y de la evolución de éste (calentamiento global del planeta).

El objetivo del proyecto es estudiar la viabilidad técnica y económica de una instalación de energía geotérmica para la climatización de una explotación porcina.

Empezaremos por una presentación de la energía geotérmica. Seguidamente, explicaremos cuales son las necesidades de los animales así como las características de una explotación concreta y real, para así partir de condiciones ya establecidas y poder comparar posteriormente la instalación actual convencional con las dos instalaciones geotérmicas propuestas.

Después, explicaremos y calcularemos las necesidades de climatización y, en base a los resultados obtenidos, diseñaremos dos instalaciones de climatización geotérmica:

- El caso 1 en el que diseñaremos las instalaciones para conseguir temperaturas interiores de 28-28-25°C en verano y de 20-20-15°C en invierno en las naves de cubrición-gestación-maternidad.
- El caso 2 en el que diseñaremos las instalaciones para conseguir temperaturas en verano menores a las anteriormente expuestas. Las temperaturas interiores que se quieren conseguir en verano son de 25-25-22°C en las naves de cubrición-gestación-maternidad. Dichas temperaturas no se pueden conseguir con el sistema convencional actual de paneles de refrigeración, lo cual justificaría el interés para esta instalación que mejoraría las condiciones ambientales consiguiendo las temperaturas óptimas para los animales.

Finalmente, haremos un estudio económico para valorar la viabilidad de unas instalaciones de estas características. Para eso realizaremos un presupuesto; compararemos el consumo energético y económico actual de la granja con los de las dos instalaciones geotérmicas diseñadas y finalmente haremos un análisis económico para valorar la viabilidad del proyecto en cuanto a su VAN, TIR y a la recuperación de la inversión.

1.2. Introducción a la energía geotérmica

Se sabe que no hay una única solución que nos permita prescindir de los combustibles fósiles a los que estamos muy acostumbrados y de los que sabemos que contribuyen a la eliminación de la capa de ozono y al efecto invernadero. Las energías renovables forman parte de nuestro mundo y son una fuente de discusión permanente en todos los ámbitos y sobre todo en el de la industria. En un contexto de desarrollo más sostenible, el desarrollo de este tipo de energías tiene toda su importancia. Una de estas energías es la energía geotérmica.

1.2.1. Definición de la energía geotérmica

El Consejo Europeo de la Energía Geotérmica (EGEC) define la energía geotérmica como la *"Energía almacenada en forma de calor por debajo de la superficie de la tierra"*. Esta definición engloba el calor almacenado en rocas, suelos y aguas subterráneas, cualquiera que sea su temperatura, profundidad o procedencia. A esta definición se le podría sumar la energía que se encuentra almacenada en las aguas superficiales, ya sean continentales o marinas.

El Instituto Geológico y Minero de España define la energía geotérmica como la *"Fuente de energía renovable abundante, de explotación viable, técnica y económicamente, que evita emisiones de gases de efecto invernadero y cuya existencia en nuestro subsuelo está probada"*.

1.2.2. Tipos de energía geotérmica y aplicaciones

En función de la temperatura o más exactamente, de la entalpía presente en el subsuelo, se pueden clasificar los diferentes tipos de energía geotérmica existentes. No existe un consenso de cómo establecer esta catalogación a nivel mundial, sino que coexisten diversas clasificaciones: algunas lo hacen en función del uso final de la energía, otra respecto a las tecnologías que emplean cada tipo de yacimiento (Tabla 1), otra en función de la temperatura del subsuelo (Tablas 2 y 3), etc.

Tipo de yacimiento	Temperaturas	Tecnología
Muy Baja Energía	$5^{\circ}\text{C} < T < 25^{\circ}\text{C}$	Bomba de calor
Baja Energía	$25^{\circ}\text{C} < T < 100^{\circ}\text{C}$	Uso directo Bomba de calor
Media Energía	$100^{\circ}\text{C} < T < 150^{\circ}\text{C}$	Ciclos binarios
Alta Energía	$T > 150^{\circ}\text{C}$	Uso directo Ciclo binario

Tabla 1.: Clasificación en función de las tecnologías que emplean para tipo de yacimiento (www.girodigeotermia.com, abril 2010)

Tipo Yacimiento		Rango de Temperatura	Uso Principal
Muy Baja Energía	Subsuelo (con o sin agua)	5°C < T < 25°C	Climatización
	Aguas subterráneas	10°C < T < 22°C	
Baja Energía	Aguas termales	22°C < T < 50°C	Balnearios, Acuicultura
	Zonas volcánicas Almacenes sedimentarios profundos	T < 100°C	
Media Energía		100°C < T < 150°C	Electricidad Ciclos binarios
Alta Energía		T > 150°C	Electricidad

Tabla 2.: Clasificación en función de la temperatura del subsuelo (www.girodgetermia.com, abril 2010)

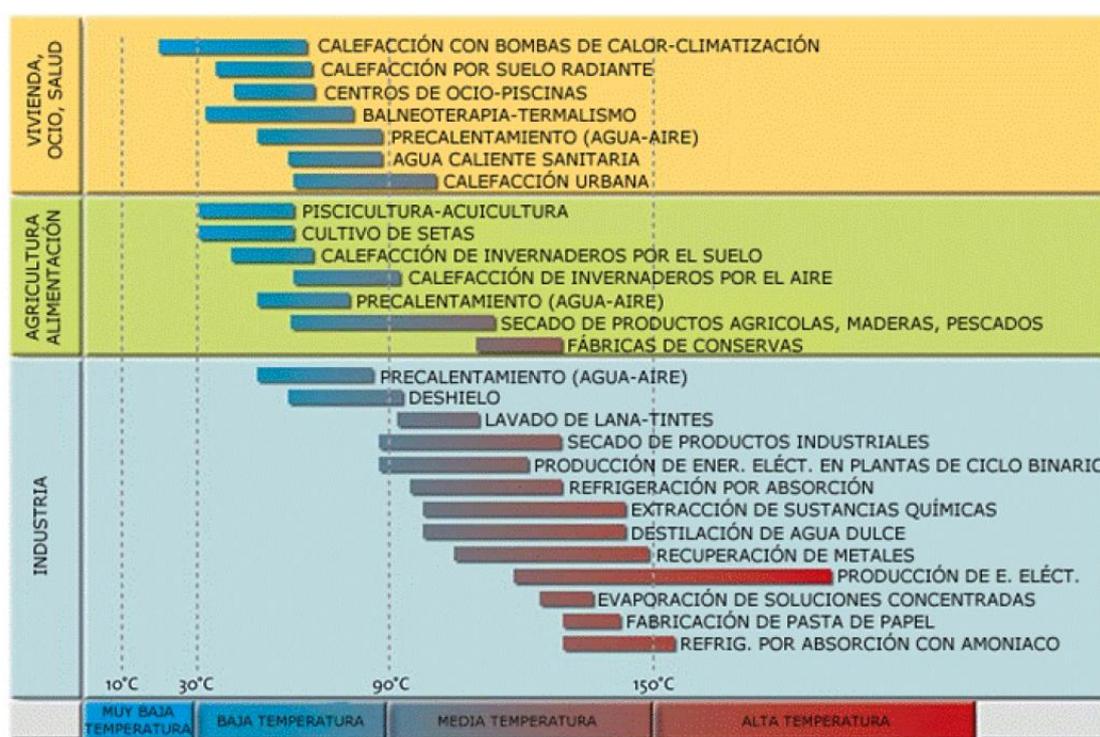


Tabla 3.: Clasificación de las aplicaciones en función de la temperatura del subsuelo (www.geothermie-perspectives.fr, febrero 2010)

Situación de la energía geotérmica de muy baja temperatura

El sistema geotérmico de calefacción/refrigeración, o energía geotérmica de muy baja temperatura, aprovecha la estabilidad térmica de la tierra a profundidades que van de 2 hasta 150 m. Se diferencia de la energía geotérmica convencional de agua caliente extraída a profundidades que pueden llegar hasta los 5 km en el hecho de que trabaja a temperaturas del terreno entre 0 y 20°C, según la latitud de los países (15°C para España). La climatización se realiza aprovechando la diferencia de temperatura entre el subsuelo y el ambiente, a través de un colector instalado bajo tierra, que aprovecha en invierno la temperatura más alta del suelo para la calefacción y en verano, la

temperatura más baja del subsuelo para la refrigeración (temperatura en comparación con la temperatura exterior).

En realidad, en el caso de la energía geotérmica de muy baja temperatura, no hace falta hablar de un “yacimientos de energía geotérmica” ya que cualquier punto de la corteza terrestre puede ser empleado como fuente de energía al estar la temperatura normalmente por debajo de los 25°C. Incluso en los países nórdicos, donde la energía geotérmica para climatización está muy extendida, la temperatura del subsuelo llega próxima a los 0°C alcanzándose excelentes rendimientos de las bombas de calor geotérmicas cuando la temperatura exterior está por debajo de 0°C.

Para diferenciarlo del sistema geotérmico clásico de aprovechamiento de agua caliente a gran profundidad, el sistema se llama **Geotérmico de Baja Temperatura**, en inglés **Geothermal Heat Pump (GHP)** o bien **Ground Source Heat Pump (GSHP)**. Otro término que se puede encontrar en la literatura y en páginas web relacionadas es el de **geotermia solar** ya que en geotermia de baja profundidad, el sol toma un papel importante al calentar la capa terrestre. Ésta es una terminología más comercial que científica.

Entre los países que usan la energía geotérmica de baja temperatura figuran Estados Unidos, Europa (Suiza, Suecia), Turquía y China (Figura 1).

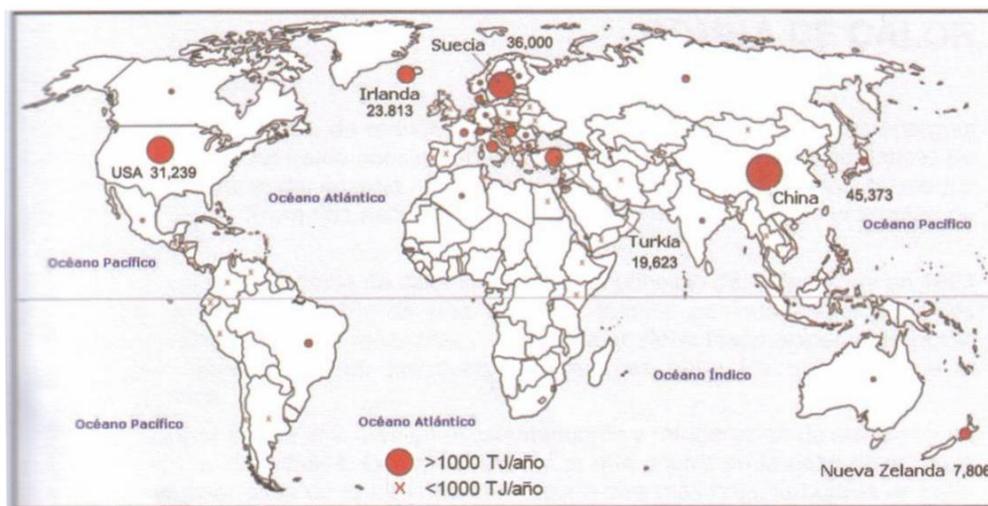


Figura 1.: Países que utilizan la energía geotérmica de baja temperatura (Creus, 2008)

Las aplicaciones generales de la energía geotérmica de baja temperatura son:

- La climatización de oficinas y edificios comerciales
- La climatización de edificios y naves industriales
- La climatización de hospitales, residencias y centros para personas ancianas
- La climatización de suelos e instalaciones agropecuarias
- La climatización de colegios, escuelas y edificios de gran tamaño (aeropuertos, polideportivos, etc.)

1.2.3. Energía geotérmica en el mundo

La energía geotérmica tiene dos grandes aplicaciones que se distinguen por tecnologías y aplicaciones diferentes:

- La producción de calor mediante baja y muy baja temperatura (Figura 2-1)
- La producción de electricidad mediante la media y alta temperatura (Figura 2-2)

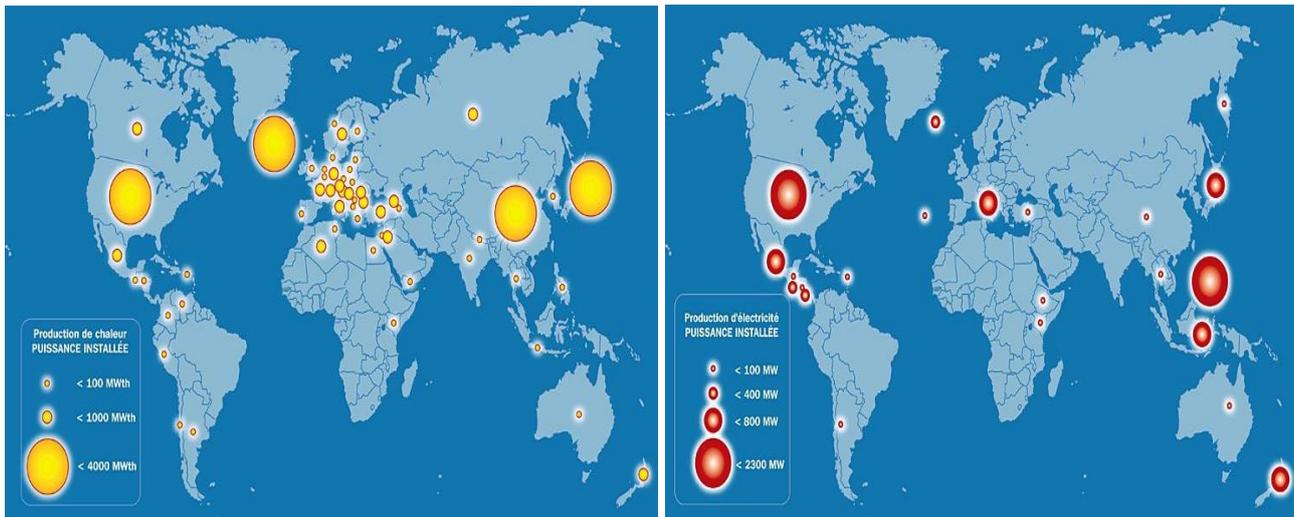


Figura 2.: (1) Producción de calor por país y (2) Principales países productores de electricidad geotérmica (potencia instalada en el año 2000) (www.geothermie-perspectives.fr, febrero 2010)

Distribución de los recursos mundiales de energía geotérmica

Los recursos de **energía geotérmica de alta temperatura** (superior a 150°C) se sitúan, entre 1.500 y 3.000 m de profundidad, en las zonas geográficas con gradiente geotermal anormalmente elevado. Corresponden a las regiones volcánicas situadas a proximidad de las fronteras de las placas litosféricas.

Los recursos de **energía geotérmica de media temperatura** (de 90 a 150°C) están presentes en las mismas zonas que los de alta temperatura, pero a menos profundidad (menos de 1.000 m); también se encuentran en las cuencas sedimentarias (entre 2.000 a 4.000 m de profundidad) y en zonas puntuales donde hay fallas por las cuales el agua puede subir fácilmente a la superficie (presencia de fuentes termales).

Los recursos de **energía geotérmica de baja temperatura** (inferior a 90°C) están presentes en numerosas zonas del planeta.

Finalmente, los recursos de **energía geotérmica de muy baja temperatura** se encuentran por todas partes. Es posible captar y transformar el calor almacenado en las capas superficiales del suelo a tan solo algunos metros de profundidad para calefacción mediante bombas de calor geotérmicas.

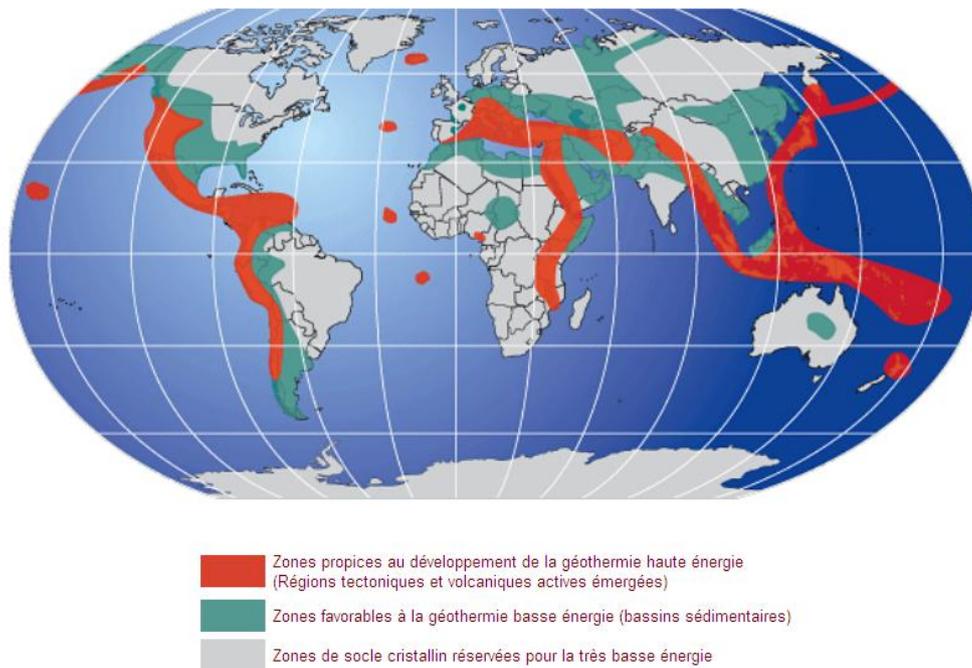


Figura 3.: Repartición de los recursos mundiales de energía geotérmica (www.geothermie-perspectives.fr, febrero 2010)

Energía geotérmica en España

La energía geotérmica en España se empezó a investigar a partir de la crisis energética del 1973. Dentro del Plan Energético Nacional (PEN), el Instituto Geológico y Minero de España (IGME) llevó a cabo diferentes trabajos de investigación para definir el potencial geotérmico, tanto a nivel nacional como local.

Este período de investigación se paralizó a finales de los ochenta, aunque recientemente ha vuelto a crecer el interés por este tipo de energía. Hasta 1988 se llevaron a cabo más de setenta proyectos de exploración, llegando a realizar sondeos profundos y estudios de viabilidad técnico-económica para aprovechamiento de los recursos descubiertos en calefacción de viviendas, local e invernaderos. A partir de aquí se realizaron numerosos estudios más detallados en zonas concretas, donde se apreciaba un mayor potencial geotérmico. La información recopilada durante aquellos años, sirvió para poder clasificar la potencialidad de los recursos geotérmicos en el territorio español (Figura 4).

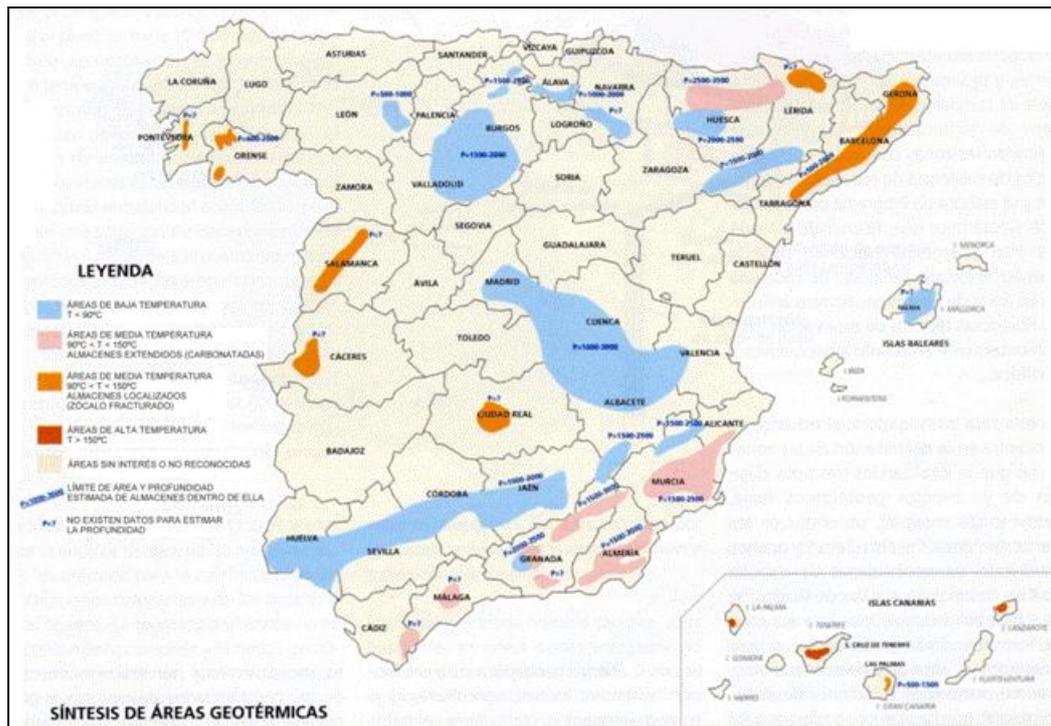


Figura 4.: Síntesis de áreas geotérmicas en España. (Calvo, 2006)

El aprovechamiento de la energía geotérmica en España es mínimo, utilizándose únicamente para usos térmicos (no existe ninguna central para la producción de energía eléctrica). La mayoría de instalaciones se han llevado a cabo en viviendas residenciales de nueva construcción, especialmente en Cataluña, aunque también se ha utilizado en la climatización de invernaderos y en la balneoterapia.

Las instalaciones de energía geotérmica que había en el año 2005 suman un total de 22,28 MW. La calefacción en invernaderos, con una capacidad total de 14,93 MW, climatizaba una extensión de 10 ha. El resto de las instalaciones eran en balnearios y para la calefacción de hogares y colegios.

Localidad	Tipo*	Temperatura (°C)		Capacidad (MW)	Utilización anual	
		Entrada	Salida		Energía (TJ/año)	Factor de capacidad
Lérida	E	58	25	1,24	26,11	0,66
Arnedillo	E+B	50	30	0,92	21,10	0,73
Fitero	E+B	52	30	0,73	14,50	0,63
Lugo	E+B	44	25	0,32	5,01	0,50
Orense	E	75	30	0,94	23,74	0,80
Archena	E+B	48	25	0,96	18,20	0,60
Sierra Alamilla	E+B	52	30	0,74	14,51	0,62
Montbrió	E+B	42	18	1,50	31,65	0,67
Montbrió	I	78	25	1,33	20,97	0,50
Cartagena	I	38	18	12,55	158,26	0,40
Zujar	I	45	20	1,05	13,19	0,40
Total				22,28	347,24	

Tabla 4.: Resumen de instalaciones para el uso directo del calor en España (Sánchez-Guzmán et al., 2005) *Nota: E=Calefacción de espacios particulares (no incluye bomba de calor); B=Baño y natación (incluye balneología); I=Calefacción de invernaderos y suelos; Factor de capacidad=(Utilización anual)/(Capacidad·0,03171) (Sánchez-Guzmán et al., 2005)

Datos del IDAE y del Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, sobre la energía primaria en España en el año 2008, muestran que la energía geotérmica representa menos de un 0,01% (precisamente 0,056%) del consumo total, 142.075 Ktep, lo que supone 8 Ktep para aplicaciones directas del calor (Figura 13).

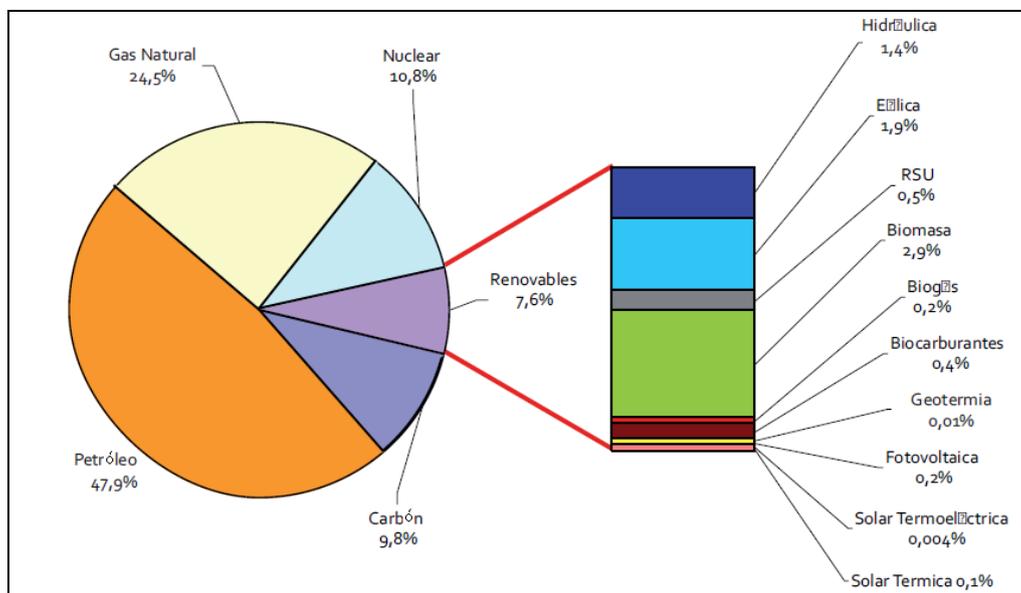


Figura 5.: Balance del consumo de energía primaria en España (Ministerio de Industria, Turismo y Comercio-IDEA, 2008)

Los motivos por los cuales la energía geotérmica no se ha desarrollado con fuerza en España son diversos. Los posibles factores que han influido en esta tendencia son:

- El clima y la población: el periodo de calefacción de hogares, en general, es corto, y la refrigeración o aire acondicionado, hasta hace relativamente pocos años, ha sido considerado un lujo por una gran mayoría de españoles.
- La falta de promoción: la gran demanda de bombas de calor geotérmicas en los países del centro y norte de Europa en los últimos años ha originado que los principales fabricantes de Suecia, Estados Unidos, Francia e Italia, no hayan tenido capacidad de exportación hasta hace pocos años. Las primeras bombas de calor geotérmicas empezaron a instalarse en España en 2000-2001.
- La falta de apoyo institucional: la administración central ha apoyado la construcción de parques eólicos y solares fotovoltaicos, dejando de lado la energía geotérmica. Aunque actualmente se ha producido un cambio en esta dinámica de “abandono” y algunas comunidades autónomas subvencionan parte de los costes de inversión de instalaciones de bombas de calor geotérmicas.
- La geología del país: una gran parte del territorio peninsular está formado por rocas graníticas y metasedimentados antiguos que ocupan la mayor parte de la mitad occidental y noroccidental, y las zonas axiales de la Cordillera Ibérica, los Pirineos y las Cordilleras Béticas.

Instalaciones existentes de energía geotérmica de muy baja temperatura

La potencia instalada en los 55 países que declaraban usar directamente energía geotérmica de baja y muy baja temperatura para la producción de calor en el año 2000 estaba estimada en 15 GW y la energía usada en 53 TWh/año, lo que equivale al 1% de la consumición mundial de energía. En 2005, más de 70 países declaraban utilizar la geotermia para producir calor. La potencia instalada se estimaba a 27 GW, lo que corresponde a una producción superior a 70 TWh/año.

Los principales países productores de energía geotérmica son Japón, China, la antigua URSS, los países de Europa central y oriental y Estados Unidos. Parece que el aprovechamiento de esta energía debería padecer un importante desarrollo en los países en los cuales los recursos son abundantes (Europa central y oriental, Rusia y China) (www.geothermie-perspectives.fr, febrero 2010).

País	Potencia (MWh)	Energía recuperada (Ktep)
Hungría	725,0	189,6
Italia	500,0	176,7
Francia	307,0	130,0
Eslovaquia	186,3	72,2
Alemania	177,0	28,8
Polonia	92,9	8,9
Grecia	69,8	12,5
Austria	52,0	18,6
Eslovenia	44,7	14,7
Portugal	30,4	9,2
España	22,3	8,3
Lituania	17,0	8,7
República Checa	4,5	2,1
Bélgica	3,9	2,6
Regno Unido	3,0	1,9
Irlanda	0,4	0,5
Total UE 25	2236,3	685,3
Rumanía	145,1	67,9
Bulgaria	109,3	39,8
Total UE 27	2490,7	793,0

Tabla 5.: Utilización directa del calor geotérmico (sin bombas de calor geotérmicas) en el 2006 en los países de la Unión Europea (www.geothermie-perspectives.fr, febrero 2010)

País	Utilización (TJ/año)	Utilización (GWh/año)	Capacidad (MW)	Factor de capacidad	Uso principal
China	45.373	12.605	3.687	0,39	Baños
Suecia	36.000	10.000	3.840	0,30	Bombas de calor
Estados Unidos	31.239	8.678	7.817	0,13	Bombas de calor
Turquía	24.840	6.900	1.495	0,53	Baños / Calefacción
Islandia	24.500	6.806	1.844	0,42	Calefacción urbana
Japón	10.301	2.862	822	0,40	Baños
Italia	7.554	2.098	607	0,39	Baños / Spas
Hungría	7.940	2.206	694	0,36	Baños / Spas
Nueva Zelanda	7.086	1.968	308	0,73	Industrial
Brasil	6.622	1.840	360	0,58	Baños / Spas

Tabla 6.: Principales países que hacen utilización directa de la energía *Nota: Factor de capacidad = Utilización anual (TJ/año) / Capacidad (MWt) x 0,03171 geotérmica (Oregon Institute of Technology, 2005)

1.2.4. Ventajas, inconvenientes y futuro de la geotermia

Ventajas e inconvenientes

La geotermia presenta diversas ventajas:

- **Es ecológica y limpia:** una explotación geotérmica deja pocos residuos y no degrada el clima como lo hacen las energías fósiles.
- **Es renovable:** a diferencia de las reservas fósiles, la fuente de la geotermia no disminuye a medida que se va usando. El vector de esta energía, el agua, se renueva naturalmente por percolación de las aguas superficiales o bien por inyección artificial. Mientras que el calor está contenido en las rocas.
- **Es económica:** si bien por regla general, la inversión inicial es dos veces mayor a la de una instalación clásica de calefacción y refrigeración, los costes de explotación son mucho más bajos; pues los costes de mantenimiento son generalmente muy reducidos y su rendimiento energético elevado reduce el consumo de la energía de pago.
- **Es eficiente:** las instalaciones se diseñan, generalmente, para condiciones extremas. Gracias a la energía geotérmica (gran estabilidad de las temperaturas del subsuelo), se podrán instalar bombas de calor de menor capacidad que si se tuviese que utilizar la temperatura ambiente exterior, más inestable.
 - En general, se produce entre 2 y 3 veces más energía térmica que la energía eléctrica que se consume.
 - Superan a los sistemas clásicos de climatización permitiendo ahorros de energía de 30 a 70% en calefacción y de 20 a 50% en refrigeración (www.igme.es, mayo 2010).
 - La tecnología que emplean las bombas de calor geotérmicas ha sido calificada por la Agencia de Protección del Medio Ambiente de Estados Unidos como la más eficiente para calefacción y refrigeración existente hoy en día (www.igme.es, mayo 2010).
- **Energía continua:** la principal ventaja respecto a la energía solar térmica es que este sistema no se ve afectado por las condiciones meteorológicas o estacionales. Está disponible 24 horas al día, 365 días al año.
- **Energía para todo el mundo:** a diferencia de las reservas fósiles más utilizadas hoy en día, estas reservas no están situadas en algunas zonas particulares. El calor de subsuelo está presente en todos los continentes y por lo tanto todo el mundo puede disponer de él. Por supuesto, según la formación geológica o la composición de las rocas, esta energía será más o menos fácil de extraer.

Sin embargo, la geotermia también tiene sus inconvenientes:

- **Es local:** No puede ser transportada a largas distancias, lo que obliga a un consumo in situ (radio de unos kilómetros). Se puede solucionar este problema en el caso de tener una fuente productora de vapor, transformando su energía en electricidad.
- Son necesarios **tratamientos anticorrosivos de los materiales** de la instalación
- La geotermia es una energía renovable ya que el agua extraída del subsuelo vuelve, ya sea naturalmente o artificialmente mediante reinyección. Pero el agua que vuelve al subsuelo ha sido enfriada y se tiene que **calcular con precisión** el intervalo de tiempo que necesitará para mantener constante la producción de calorías en función de las características del depósito.
- **El coste de la inversión:** es el principal obstáculo que limita el desarrollo de las centrales geotérmicas.

Perspectivas de futuro

Las previsiones de la energía geotérmica en España son buenas: en el caso de la producción de electricidad y usos térmicos, tiene un gran potencial, siendo una fuente de energía competitiva respecto a otras fuentes de energía renovables que ya están más implantadas en España.

Respecto a los **yacimientos de baja y muy baja temperatura** (GHP), se prevé un gran crecimiento del sector, tanto en inmobiliarias como en el sector industrial, por tratarse de una tecnología eficiente para calefacción, refrigeración y agua caliente sanitaria con unos destacados ahorros energéticos. Acreditando esta gran eficiencia, la Agencia de Protección Medioambiental de Estados Unidos, ha clasificado las bombas de calor geotérmicas (GHP) como la más eficiente de las tecnologías de calefacción y enfriamiento.

Otras consideraciones que hacen pensar en el crecimiento del sector son:

- La entrada en vigor en marzo de 2006 del Código Técnico de la Edificación, donde se exige a las viviendas de nueva construcción unas exigencias en el ahorro de energía.
- El desarrollo del mercado que ha llevado a la existencia de una gran oferta de bombas de calor, con una importante gama de potencias, precios asequibles, con alta fiabilidad y que no requiere personal altamente cualificado para su instalación y mantenimiento.
- La gran extensión de zonas aptas para la instalación de este tipo de sistemas.
- Las subvenciones que ya existen en algunas comunidades autónomas.

2. Tipificación de la explotación porcina

2.1. Datos de la zona

2.1.1. Situación geográfica

Candasnos se sitúa en la comarca del Bajo Cinca, en la provincia de Huesca, Aragón. La comarca del Bajo Cinca linda al norte con las comarcas de La Litera y del Cinca Medio, al oeste con la comarca de los Monegros, al sur con la comarca del Bajo Aragón-Caspe y al este con la provincia de Lérida.

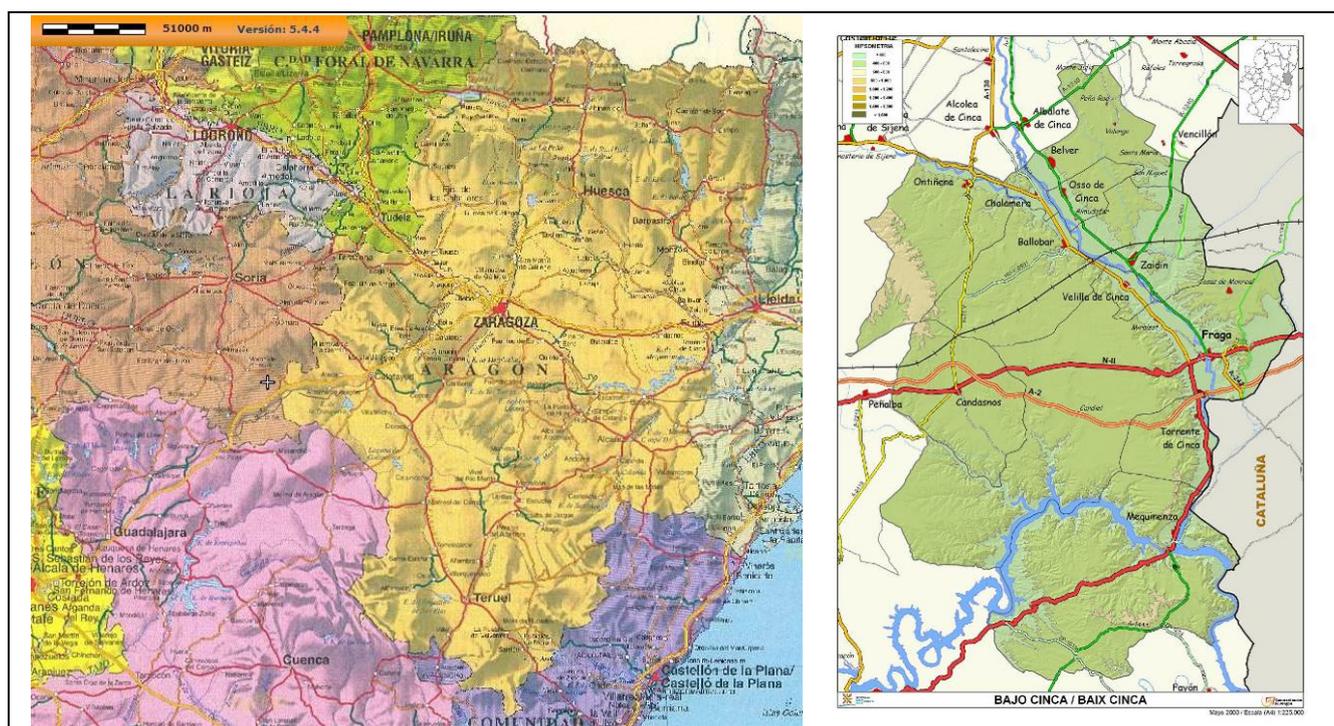


Figura 6.: Mapa de la comunidad autónoma de Aragón y detalle de la comarca de Bajo Cinca

2.1.2. El clima

Aunque el clima de Aragón puede considerarse, en general, como continental moderado, su irregular orografía hace que se creen varios climas o microclimas a lo largo y ancho de toda la comunidad.

Las temperaturas medias dependen mucho de la altura. En el valle del Ebro los inviernos son relativamente moderados (aunque la sensación térmica disminuya mucho con el fuerte viento norte) y las temperaturas en verano pueden alcanzar los 40°C. En las zonas de montaña los inviernos son más largos y las temperaturas medias pueden ser hasta 10°C más bajas que en el valle. Los vientos más importantes de Aragón son: el cierzo o norte y el de levante o bochorno. El primero es un viento que recorre el valle del Ebro de noroeste a sureste y que puede presentar gran fuerza y velocidad. El segundo es un viento cálido, más irregular y suave procedente del sur-este.

2.2. Manejo de la explotación intensiva

Las cerdas nulíparas llegan a la explotación para recria. Pueden ser cerdas compradas a cebaderos de vida -tendrán que pasar por un período de adaptación para no tener futuros problemas- o cerdas procedentes de la misma explotación, ya adaptadas a la explotación. Cuando las cerdas han alcanzado las características deseadas -ya tienen un peso más alto y se pueden cubrir en el próximo celo- se introducen en la nave de cubrición y control.

Las cerdas, ya sean de auto reposición, o de reposición de otra granja, deberían iniciar la reproducción al cabo de 220 días como mínimo, con un peso superior a 120 kg y un nivel de engorde algo superior al 14% de grasa corporal. Para detectar el celo, se usa un macho de recela (con vasectomía y con más de 12 meses de vida) y se deja suelto por la nave, estimulando visualmente y olfativamente a las hembras. Una vez detectado el celo se realiza la inseminación artificial.

Para reducir los Días No Productivos (DNP) es imprescindible una eficaz detección de la gestación. Para ello se usa un ecógrafo a partir del día 21/23 después de la cubrición. Las cerdas con diagnóstico positivo de preñez se trasladan a la nave de gestación y las que no lo son se vuelven a cubrir en el siguiente celo (21 días más tarde), hasta un máximo de tres veces. Si después de estas tres inseminaciones suplementarias no quedan cubiertas, se envían al matadero.

La gestación de las cerdas dura 114 días (3 meses, 3 semanas y 3 días). Las cerdas que se instalan en la nave de gestación ya llevan unos 20-30 días de gestación. Una semana antes de que paran, se trasladan a la nave de maternidad, donde se les restringe la alimentación, para no tener problemas durante el parto (se les continúa administrando pienso de gestación, por su contenido en fibra, hasta el día del parto, que se las deja en ayunas). Una vez nacidos, lo determinante en la supervivencia del lechón será que empiece a mamar lo más temprano posible para ingerir el calostro, rico en anticuerpos. La lactación dura unos 21 días durante los cuales se pueden aplicar vacunas y suplementos alimenticios a los lechones. Una vez terminada la lactación, las madres se trasladan a la nave de cubrición para empezar de nuevo todo el ciclo.

La vida reproductiva de una cerda es de 7/8 ciclos, tras los cuales se enviará al matadero. Los lechones se ceban en la nave de transición durante 35 días donde pasan de 6,5 a 20 kg. Normalmente, el engorde hasta los 100 kg se realiza en cebaderos.

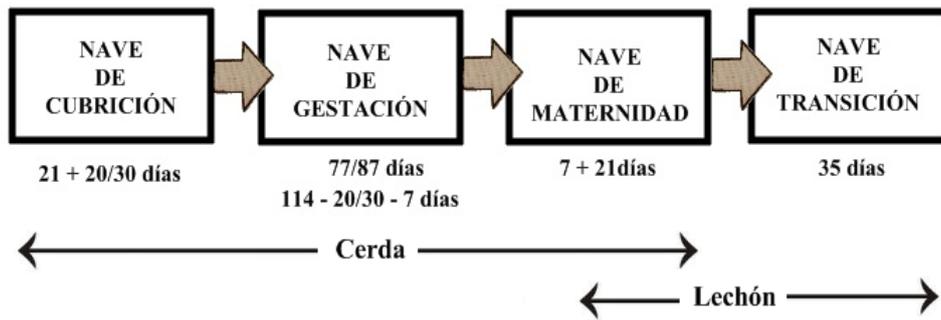


Figura 7.: Ciclo de la cerda reproductora y de los lechones en la granja: 21 días (intervalo entre celos); 20/30 días: primeras semanas de gestación; 114 días (Gestación); 7 días (antes de finalizar la gestación); 35 días (Lactación).

2.3. Datos del proyecto constructivo

2.3.1. Datos generales

La explotación se reparte en 4 naves que tienen diferentes finalidades:

- Nave de cubrición de 378 m² con capacidad para 140 cerdas y tres machos
- Nave de gestación de 540 m² con capacidad para 218 cerdas
- Nave de maternidad de 581,4 m² con 90 plazas de maternidad
- Nave de transición-destete de 256 m² con capacidad para 1.170 lechones

La explotación de producción porcina está compuesta por una nave de gestación de 540 m² con capacidad para 218 cerdas, una nave de cubrición de 378 m² con capacidad para 120 cerdas y 4 machos, cuatro salas de maternidad que suman 417,6 m² para 80 plazas, una nave de transición de 278,4 m² con una capacidad para 1.170 lechones y una sala de transición, contigua a las maternidades, de 104,4 m², con capacidad para 400 lechones. Por lo tanto, la explotación global presenta una capacidad para 398 cerdas y 4 machos reproductores con los correspondientes lechones de destete.

2.3.2. Datos de la nave de cubrición

Medidas y capacidad

27,00 m de largo x 14,00 m de ancho útiles, 5 m de altura máxima y 3,50 m de altura mínima, con una superficie construida de 378 m² y con una capacidad para 120 plazas de cubrición y 4 machos reproductores.

Características generales

Nave rectangular que presenta 4 hiladas de boxes individuales para cerdas con capacidad para 120 cerdas. Las hiladas de boxes disponen de acceso mediante 3 pasillos longitudinales de manejo de 0,95 m de ancho, 2 pasillos transversales de 0,90 m y 1,40 m de ancho cada uno.

Las madres se encuentran estabuladas en boxes de 0,60 x 2,10 m. La nave consta de 4 hiladas de 30 boxes. En un frontal de la nave hay una zona destinada a potro y 5 cuadros para machos reproductores y cerdas de desvieje de 3,30 m de largo x 3,00 m de ancho.

Hay 2 fosas de purines de 2,20 m de ancho x 0,70 m de profundidad, que abastecen a dos hiladas de boxes cada una.

Adosado a un frontal de la nave está el laboratorio de 5,00 m de largo x 3,00 m de ancho.

Las cerdas son inseminadas durante el estro, a los 5-6 días después del destete, quedándose en esta nave hasta 5 semanas post-cubrición.

La ventilación es natural y funciona con las ventanas situadas en cada lateral. Además, la nave dispone de ventilación mecánica, con 4 chimeneas de 0,50 m de diámetro y un caudal de aire de 8.000 m³/h cada una, situadas a 3,50 m de altura, con salida en la cubierta.

Características constructivas

Los cerramientos laterales y frontales de la nave son paredes de ladrillo cerámico de 20 cm de espesor. Se dispone de 4 ventanas de poliéster de 2,00 x 2,05 m y de 14 ventanas de vidrio de 1,15 m x 0,50 m, con tela anti-pájaros. También se dispone de 7 puertas de chapa metálica, de 0,80 m de anchura x 2 m de altura: las 3 primeras dan acceso al laboratorio, las 3 siguientes están situadas en un frontal, y la última comunica el otro frontal con el exterior.

La cubierta está formada por correas a base de viguetas de hormigón prefabricadas sobre las cuales se apoyan las placas de fibrocemento con poliuretano inyectado prensado de 3 cm de espesor, formando una cubierta a dos aguas.

El pavimento de la nave y de las fosas es una solera de hormigón de 150 kg/cm² con un espesor de 10 cm asentado sobre una capa de grava apisonada de 15 cm. El pavimento no tiene inclinación.

2.3.3. Datos de la nave de gestación

Medidas y capacidad

27,00 m de largo x 20,00 m de ancho útiles, 5,50 m de altura máxima y 3,50 m de altura mínima, con una superficie construida de 540 m² y con una capacidad para 218 plazas de gestación.

Características generales

Nave rectangular que presenta 6 hiladas de boxes individuales para cerdas con capacidad para 218 cerdas. Las hiladas de boxes disponen de acceso mediante 4 pasillos longitudinales: 2 de 0,95 m de ancho y 2 de 0,82 m de ancho. También presenta 2 pasillos transversales de manejo: uno de 1 m de ancho y otro de 1,46 m de ancho en el primer tramo y de 2,75 m en el segundo.

Las madres se encuentran estabuladas en boxes de 0,65 x 2,10 m. La nave consta de 4 hiladas de 37 boxes y 2 hiladas de 35 boxes, situadas de forma matricial.

Presenta 3 fosas interiores de purines de 2,20 m de ancho x 0,70 m de profundidad, situadas en el centro de cada pasillo central de manejo, abasteciendo a dos hiladas de boxes cada una.

La ventilación-refrigeración es natural y funciona con las ventanas situadas en cada lateral y la abertura cenital de la cumbre. Las corrientes naturales de aire se generan por diferencias de temperatura (desde la zona de menor a mayor temperatura) dentro de la masa de aire. La ventilación estática vertical se consigue con la abertura o salida de aire en la cubierta del alojamiento. En este caso la entrada de aire se produce por las ventanas de las fachadas laterales y la salida por la abertura de la cubierta. El aire frío que entra en el alojamiento se calienta en contacto con los animales, se hace más ligero y asciende hacia la cumbre del edificio.

Características constructivas

Los cerramientos laterales y frontales de la nave serán paredes de ladrillo cerámico de 20 cm de espesor. Se dispone de 20 ventanas de vidrio de 1,15 x 0,50 m con la presencia de tela anti-pájaros, situadas 10 ventanas en cada lateral, 2 por intereje y de 4 puertas de chapa metálica, de 0,80 m de anchura x 2,00 m de altura situadas una en el frontal contiguo a las salas de maternidad, y las otras tres en el otro frontal, compartidas con la nave de cubrición-control.

La cubierta está formada por correas a base de viguetas de hormigón prefabricadas sobre las cuales se apoyan las placas de fibrocemento con poliuretano inyectado prensado de 3 cm de espesor formando una cubierta a dos aguas.

El pavimento de la nave y de las fosas es una solera de hormigón de 150 kg/cm² con un espesor de 10 cm asentado sobre una capa de grava apisonada de 15 cm. El pavimento no tiene inclinación.

2.3.4. Datos de la nave de maternidad

Medidas y capacidad

36,00 m de largo x 20 m de ancho, 3,65 m de altura máxima y 2,50 m de altura mínima, con una superficie construida de 581,40 m² y con una capacidad para 80 plazas de maternidad.

Características generales

Nave rectangular que presenta un pasillo lateral de 1,40 m de ancho de acceso a las diferentes salas. La nave presenta 6 salas de 18,00 m de largo por 5,80 m de ancho interior. Una de las salas sirve de almacén, y otra como sala de transición.

Cada sala presenta un pasillo central de 1,00 m de ancho y se distribuye en 20 corrales de 2,43 m de largo x 1,80 m de ancho, situados 10 a banda y banda del pasillo central de la sala, de tal forma que las madres, que están colocadas en boxes de parto, quedan en sentido perpendicular al pasillo de manejo y paralelas al pasillo lateral de la nave.

Cada sala presenta 2 fosas de 18,00 m de largo x 2,43 m de ancho x 0,40 m de profundidad, situadas una a lo largo de cada lateral de cada sala y en sentido transversal a la nave, cubiertas con rejilla en toda la fosa y con banda calefactora (rejilla de hierro fundido para el espacio de la cerda; rejilla de p.v.c. y placa calefactora (Hormigón recubierto de acero inoxidable) para el espacio de los lechones.) La nave presenta una puerta en cada extremo del pasillo lateral, otra en el centro del pasillo, dando acceso a la nave de transición, y una en cada extremo de los pasillos de manejo de cada maternidad. La ventilación está controlada mediante regulador de temperatura con solenoide. La ventilación estática funciona con las ventanas situadas en cada lateral. La nave tiene refrigeración/ventilación mecánica con un sistema de 4 paneles de celulosa situados en la pared exterior del pasillo y 5 chimeneas de 0,63 m de diámetro y un caudal de aire de 12.000 m³/h cada una, situadas a 1,80 m de altura y con salida en la cubierta, situadas una en cada sala de maternidad. También hay calefacción por manta térmica de agua caliente controlada.

Características constructivas

Los cerramientos laterales y frontales de la nave son paredes de ladrillo cerámico de 20 cm de espesor. Las paredes divisorias de cada sala son paredes de ladrillo cerámico de 20 cm de espesor. Se dispone de 29 ventanas de vidrio de 1,15 x 0,50 m (4 en cada sala de maternidad, 2 en el almacén y 7 en el pasillo lateral, todas ellas con tela anti-pájaros. Finalmente, hay 6 puertas de chapa metálica de 0,80 m de anchura x 2,00 de altura, situadas una en cada sala y que comunican con el pasillo lateral, 2 puertas de iguales características situadas una en cada extremo del pasillo lateral, y una en el centro del pasillo lateral, que comunica con la manga que da acceso a la nave de transición.

La cubierta está formada por correas a base de viguetas de hormigón prefabricadas sobre las cuales se apoyan las placas de fibrocemento con poliuretano inyectado prensado de 3 cm de espesor formando una cubierta a dos aguas.

El pavimento de la nave y de las fosas es una solera de hormigón de 150 kg/cm² con un espesor de 10 cm asentado sobre una capa de grava apisonada de 15 cm. El pavimento no tiene inclinación.

2.4. Datos de producción

2.4.1. Producción animal

El número de individuos en cada nave es relativamente constante a lo largo del año (Tabla 7).

Nave	Número de hembras			Número de machos			Número de lechones		
	Máximo	Medio	Mínimo	Máximo	Medio	Mínimo	Máximo	Medio	Mínimo
Cubrición	136	120	118	2	2	2	0	0	0
Gestación	216	216	214	0	0	0	0	0	0
Maternidad	60	54	50	0	0	0	215	189	160

Tabla 7.: Número de individuos en cada nave

2.4.2. Condiciones ambientales de la explotación

A continuación, podemos ver las temperaturas extremas de cada nave durante el año (Tabla 8).

Nave	Temperatura en invierno (°C)		Temperatura en verano (°C)	
	Máxima	Mínima	Máxima	Mínima
Cubrición	15	5	38	25
Gestación	17	10	38	25
Maternidad	25	16	32	30

Tabla 8.: Temperaturas aproximadas en cada nave

La ventilación es manual mediante ventanas que se abren y cierran a criterio del granjero. Hay ventiladores en la nave de maternidad, donde las exigencias ambientales son máximas.

3. Necesidades de climatización

3.1. Requisitos ambientales de los animales

3.1.1. Temperatura de sensación

Cuando hablamos de condiciones óptimas ambientales, hay que tener presente que un ambiente ideal pasa por una **temperatura de sensación** correcta. La temperatura de sensación (o temperatura de confort) es la temperatura que nota el animal debido a la combinación de varios factores ambientales, y que hará que éste se sienta cómodo o no en las instalaciones.

Conceptos

La **zona termoneutra (ZT) o zona de confort** térmico está directamente relacionada con la **tasa metabólica basal (TMB)** que es la energía mínima para poder mantener vivo al animal bajo condiciones de reposo absoluto y a una temperatura constante. La zona termoneutra es aquel rango de temperaturas en el que no varía la TMB porque el animal mantiene la pérdida de calor constante. Está delimitada por la TCI y la TCE.

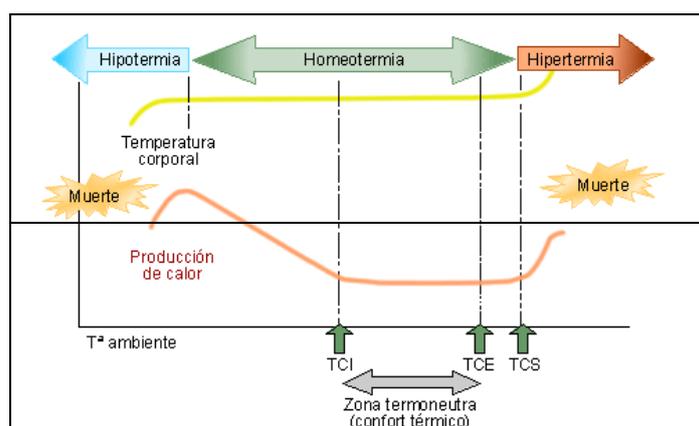


Figura 8.: Regulación de la temperatura (www.3tres3.com, marzo 2010)

La **temperatura crítica inferior (TCI)** es aquella que marca el límite por debajo del cual el cerdo tiene que activar mecanismos para poder mantener estable su temperatura a 39,5°C.

La **temperatura crítica de evaporación (TCE)** es aquella en la cual los animales empiezan a desarrollar mecanismos corporales para compensar el aumento de temperatura y así mantenerse en condiciones de homeotermia; dicho de otra manera es aquella temperatura en la que el cerdo “empieza a actuar” buscando mecanismos evaporativos.

Por otra parte la **temperatura crítica superior (TCS)** es aquella temperatura a partir de la cual el cerdo desarrolla mecanismos más complejos, entre otros reduciendo su ingesta de alimentos.

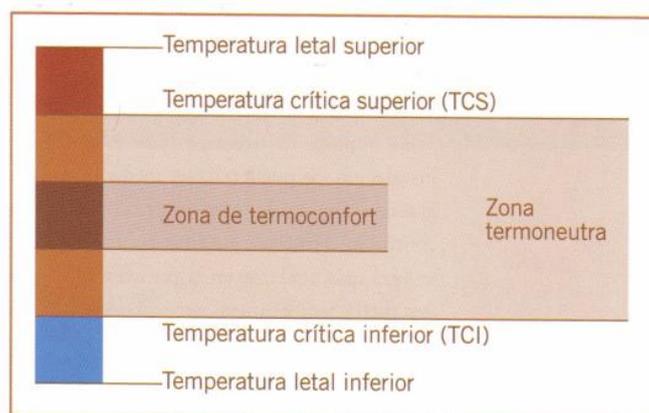


Figura 9.: Esquema de los rangos de temperaturas (Forcada et al., 2009)

Factores ambientales que afectan a la temperatura de sensación

La **temperatura externa** es el factor que más influye en la temperatura de sensación y va directamente relacionada con el grado de aislamiento de la nave: a mayor variación entre la temperatura de superficie de la pared y la temperatura del ambiente interior, mayor será la sensación de frío. Del mismo modo, el tipo de suelo también influirá, dependiendo de su conductividad, de la resistencia térmica de su material y de su continuidad (slats o sólido).

La **humedad del suelo** y la **humedad relativa del aire** también afectan a la temperatura de sensación; cuanto mayor sean, más aumentará la sensación de calor (Figura 10).

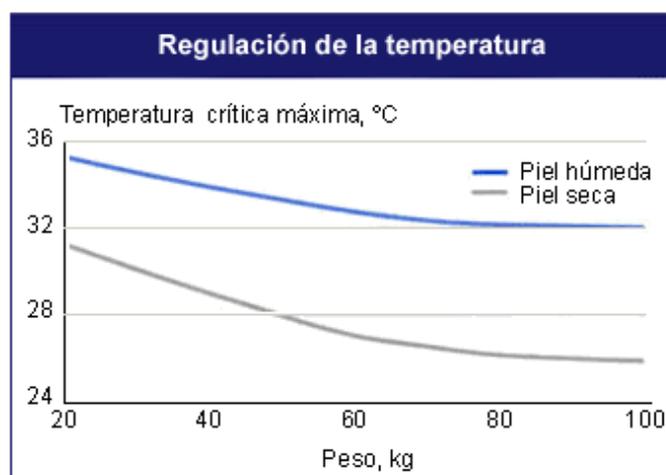


Figura 10.: Efecto de la humedad en la temperatura crítica superior en función del peso del animal (www.3tres3.com, marzo 2010)

Las **corrientes de aire** también hacen variar significativamente la temperatura de sensación.

Además, también hay otros factores que influyen en la modificación de TCS y TCI (Tabla 9, Figura 11):

- La **nutrición**: consumos moderados o restringidos hacen que la TCI aumente en relación a una alimentación a voluntad, tanto en lechones como en reproductores. Se estima que cada grado por debajo de la TCI debe ser compensado por una ingesta suplementaria de 50-100 gramos al día (Forcada, 1997). En el mismo sentido y respecto sobre todo a cerdos reproductores, un nivel alimenticio alto conlleva una TCS relativamente baja.
- El **alojamiento**: los cerdos alojados en grupo tienen proporcionalmente una menor superficie de piel expuesta a las pérdidas de calor con lo que pierden menos calor por unidad de tiempo y, por lo tanto, tienen una TCS y TCI más bajas. En conjunto, los animales criados en lotes pasan menos frío.
- El **tipo de suelo**: el de paja contribuye al aumento de la temperatura de sensación mientras que los slats y el hormigón la reducen.

Condiciones ambientales		Cambio en la temperatura de sensación (°C)
Aire a 0,2 m/s		-4
Aire a 0,5 m/s		-7
Aire a 1,6 m/s		-10
Suelo con paja		+4 a +8
Slat de hormigón		-5
Hormigón		-5 a -10
Diferencia de la temperatura aire-pared	13°C	-7
	3°C	-1,5
	1°C	-0,5

Tabla 9.: Cambios de temperatura de sensación según diferentes condiciones ambientales (Forcada et al., 2009)

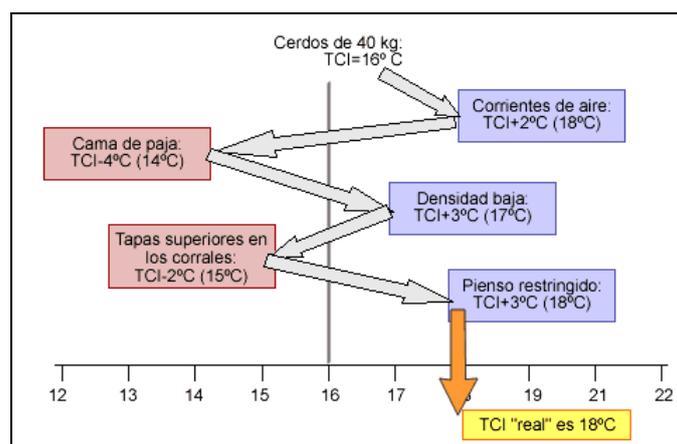


Figura 11.: Variación de la TCI debido a factores ambientales (www.3tres3.com, marzo 2010)

3.1.2. Efectos de la temperatura de sensación sobre los animales

Pérdidas de calor

Cuando analizamos las pérdidas de temperatura que tienen los animales podemos hablar de pérdidas sensibles y de pérdidas latentes.

Las **pérdidas latentes** son aquellas que se pueden terminar regulando gracias a mecanismos corporales ya sean cutáneos (el sudor) o bien mecanismos pulmonares (el jadeo). En este sentido, tenemos que recordar que los cerdos no son como los caballos o las vacas que sudan mucho sino que, por la casi ausencia de glándulas sudoríparas, utilizan el jadeo como gran mecanismo de pérdida de calor.

Las **pérdidas sensibles** son las que resultan de la diferencia de temperatura entre el animal y el ambiente. Entre las pérdidas sensibles podemos mencionar:

- la **radiación** (el calor se propaga en forma de ondas electromagnéticas a través del aire).
- la **convección** (el calor se propaga entre la superficie del cuerpo y el aire a causa de la circulación de las moléculas de aire o agua próximas a la piel).
- la **conducción** (son aquellas que se producen por el contacto del animal con el suelo).

Los cerdos cambian su comportamiento en función de la temperatura (Figura 12).

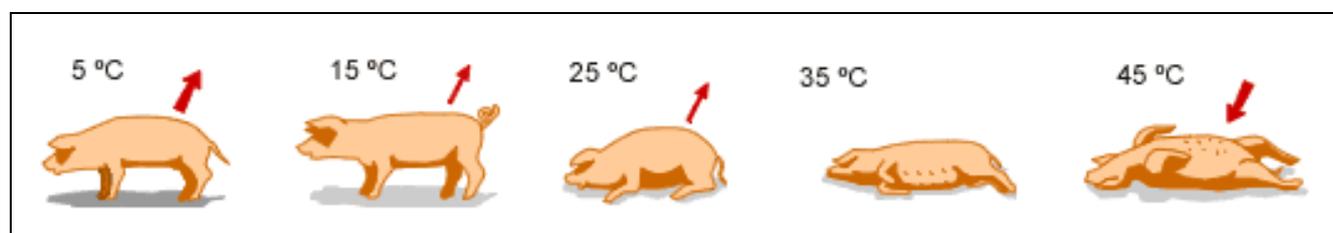


Figura 12.: Forma de contacto con el suelo del animal (www.3tres3.com, marzo 2010)

Comportamiento frente a un ambiente frío

Si hace frío (es decir, cuando nos situamos por debajo de la temperatura crítica inferior -TCE-), veremos cómo:

- para compensar el frío, los animales intentan reducir el contacto con el suelo y se amontonan. Como mecanismos de compensación podemos citar los temblores y los escalofríos.
- se reduce el flujo sanguíneo de la piel a nivel fisiológico.

Los mecanismos implicados en la producción de calor corporal son:

- Cambios en el consumo de alimento. La digestión de la comida produce calor corporal, aumentando de esta forma el consumo de pienso con temperaturas inferiores a la TCI.
- Alteraciones en la actividad. El movimiento del cuerpo genera calor corporal
- Tiritar. Las sacudidas musculares generan calor.
- Termogénesis interna. Algunos procesos generan calor corporal.

Comportamiento frente a una situación de confort

En esta situación, la temperatura corporal se mantiene estable y las respiraciones por minuto son las normales. Tenemos que considerar que el ritmo respiratorio normal variará según la edad del animal, disminuyendo a medida que los animales crecen (Tabla 10). La ingestión es la normal así como el comportamiento: los animales se tumban unos al lado de otros sin apolonarse y tocándose lo mínimo.

Lechones	25-40 veces/min
Cerdos engorde	25-35 veces/min
Cerdas gestantes	15-20 veces/min

Tabla 10.: Evolución del ritmo respiratorio en función de la fase de producción del cerdo (www.3tres3.com, marzo 2010)

Comportamiento frente a una ambiente caluroso

En condiciones de calor (es decir, cuando nos situamos por encima de la temperatura crítica evaporativa -TCE-) vemos como los animales evitan el contacto con sus compañeros a la vez que incrementan el contacto con el suelo para perder más temperatura. Si los animales tienen la opción de remojarse lo hacen y si no se revuelcan en sus propias heces para así disminuir su temperatura.

Por otra parte la temperatura corporal puede aumentar; la frecuencia respiratoria se duplica, con la consecuente aparición del jadeo. La ingestión de pienso también disminuye a medida que la temperatura va aumentando. La disminución del crecimiento producida es una de las razones por las cuales se producen terribles atascos en verano respecto a salidas a mataderos.

Comportamiento frente a una ambiente muy caluroso

En condiciones de mucho calor, cuando nos situamos en la temperatura crítica superior, la temperatura corporal aumenta hasta límites que el animal no puede soportar y muere por choque térmico. Tenemos que considerar que cuando la temperatura corporal sobrepasa 43°C la muerte es casi segura, ya que la mayoría de procesos fisiológicos no se pueden realizar.

Por otra parte si las respiraciones llegan a las 200 por minuto, cosa que puede pasar para compensar el aumento de calor, la situación de colapso es casi segura. No podemos olvidar que el corazón del cerdo es pequeño en comparación a su peso y que, además, el tamaño de válvulas también es pequeño, por lo que las situaciones de colapso son muy frecuentes si llegamos a situaciones forzadas.

3.1.3. Requisitos de temperatura

Cuando hablamos de las necesidades térmicas del ganado porcino, el factor edad-peso del animal es el más condicionante. Las etapas del lechón durante la lactación y durante el post-destete son las más exigentes, ya que cuando el peso va aumentando, el intervalo de temperatura neutra se va incrementando disponiendo de esta manera de un margen más amplio de maniobra (Figura 13, Tabla 11).

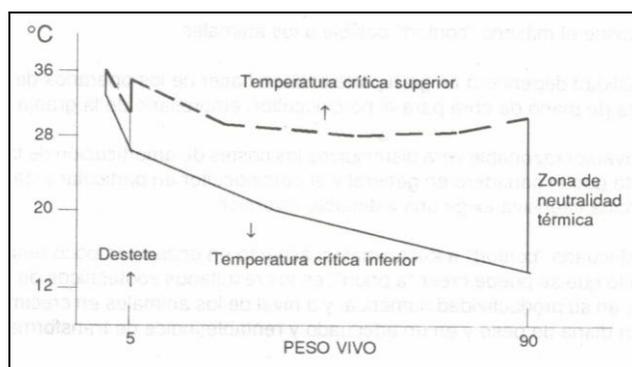


Figura 13.: Evolución de la zona de neutralidad térmica de un cerdo en función de su peso vivo (Buxadé et al., 1988)

Animal	Edad (semanas)	Peso (kg)	Tipo de suelo	TCI (°C)	TCE (°C)	TCS (°C)
Lechones	1	2	Slat	26	35	41
	4	5		24	33	39
Transición	5	7	Slat	26	35	41
	6	10		24	33	39
	8	16		22	30	37
Transición	5	7	Compacto	27	36	42
	6	10		25	34	40
	8	16		23	31	38
Engorde	5	20	Compacto	16	30	38
	6	50		12	28	36
	8	90		9	27	36
Cerdeca seca		150	Compacto (individual)	15	27	36
			Compacto (grupo)	12	26	35
Cerdeca lactante		150	Slat	8	22	32
			Compacto	10	23	33

Tabla 11.: Temperaturas críticas para porcino en un ambiente con humedad de la piel del 15% y sin corrientes de aire (Forcada et al., 2009)

Como podemos observar a continuación, las temperaturas ambientales recomendadas pueden variar mucho de un autor al otro (Tabla 12).

Tipo de animal	Peso (kg)	Forcada, 1997	NRC, 1981	DEFRA, 2003	AWA, 1999
Lechones	2	30	32	25-30	27-35
	5	25	32	25-30	24-30
Transición	5	28	26	27-32	20-30
	10	25	26	22-27	20-30
	20	22	26	22-27	20-30
Engorde	25	21	16-24	15-21	15-30
	50	18	16-24	13-18	15-30
	100	16	16-24	13-18	15-30
Gestantes	200	18	15-24	15-20	15-30
Lactantes	200	20	15-24	15-20	15-30

Tabla 12.: Temperaturas ambientales recomendadas (°C) por diferentes autores para cerdos criados en condiciones de manejo normales y adecuadas. (Forcada et al., 2009)

Exigencias térmicas de los reproductores: verracos, cerdas en cubrición y cerdas gestantes

Los reproductores son menos exigentes en temperaturas que los lechones. Sin embargo, es necesario respetar ciertos valores de temperaturas con objeto de no alterar y penalizar el proceso reproductivo (Tabla 13).

Temperatura óptima (°C)	
Verracos	16-18
Cerdas en cubrición-control	16-18
Cerdas gestantes	16-18
Cerdas en maternidad	suelo paja
	suelo sin paja

Tabla 13.: Temperaturas recomendadas para reproductores (Buxadé et al., 1988)

Hay que tener en cuenta que reproductores alojados individualmente y en recintos con suelo de paja tienen unas necesidades de temperaturas superiores a las expuestas en la tabla anterior con el fin de no generar un consumo complementario de alimento a la hora de combatir el frío. Asimismo, las temperaturas elevadas pueden resultar perjudiciales ya que:

- Pueden producir abortos en cerdas gestantes
- Pueden retrasar la aparición de celo en cerdas destetadas y alargarse así el intervalo destete-fecundación
- Pueden producirse mortalidad embrionaria en las primeras semanas de gestación debido a temperaturas superiores a los 30°C o a cambios bruscos de la misma.

En conjunto, las cerdas en cubrición presentan menos problemas con el calor que las cerdas en lactación, de manera que la TCE es de aproximadamente 26-27°C y la TCS en torno a los 35-36°C (Tabla 14). A pesar de que estos animales soportan bien el frío, hay que tener un especial cuidado con las temperaturas bajas, ya que por debajo de la TCI (12-14°C) el animal aumenta su consumición de alimentos para compensar las pérdidas de calor. El problema en esta fase productiva es que las hembras reciben una alimentación racionada por lo cual no podrían compensar las pérdidas en caso de un bajón de la temperatura de sensación. En este caso, los rendimientos del parto, de la lactación y de la nueva inseminación después del destete pueden verse comprometidos.

	TCI (°C)	TCE (°C)	TCS (°C)
Cerda gestantes (individual)	14	27	36
Cerda gestante (grupo)	12	26	35
Cerda lactante	10	24	33

Tabla 14.: Temperaturas (°C) recomendadas para cerdas vacías o gestantes (sin corrientes de aire y con alimentación adecuada) (Forcada et al., 2009)

Exigencias térmicas del lechón y de la madre lactante

El lechón recién nacido es muy sensible: cuanto menor sea su peso al nacimiento, mayor será su sensibilidad al frío. Esto es debido a que nace sin pelo, con poco aislamiento térmico, y con un metabolismo muy limitado debido a sus escasas reservas energéticas. Como consecuencia, es básico proporcionar una temperatura ambiente adecuada, para evitar observar rápidas caídas de temperatura del animal.

Cuando el ambiente de la maternidad es frío y no se dispone de un nido protector, el lechón mama escasamente de la madre generándose una hipoglicemia. En estos casos, los lechones tienen tendencias a aproximarse demasiado a la madre aumentando el riesgo de aplastamientos. Por otra parte, la escasa cantidad de calostro ingerido dota a los recién nacidos de poca inmunidad. Por todo eso es esencial que el lechón se beneficie de un microambiente confortable y atractivo al menos en los primeros días de vida que siguen el parto para evitar mortalidades y retrasos en el desarrollo.

Distintos autores consideran que la temperatura óptima de los lechones recién nacidos se sitúa en torno a los 34-35°C, si bien hay varios factores que pueden modificar estos requerimientos (Tabla 15). Después, si los lechones se mantienen agrupados, la TCI varía de 23-26°C y TCS de 39-41°C.

Grupo	Edad	Peso (kg)	TCI (°C)	TOI (°C)	TOS (°C)	TCS (°C)	TR (°C)
Lechones* (en grupo)	0-3 días	1,2-1,5	-	34	35	-	35
	1 semana		26	28	30	41	30
	2 semanas		-	26	28	-	28
	3 semanas		23	24	28	39	27
Destete** (en grupo)	-	5-7	24	25	30	40	28
		8-15	20	22	28	37	25
		16-25	15	17	26	35	22
Cerda en parto	-	200	10	16	24	33	22
Cerda lactante	-	200	10	16	24	33	20

*Temperatura en el piso radiante o debajo del foco de calor.

**Slat plástico. Con emparrillado metálico habría que aumentar 2°C las temperaturas recomendadas.

Tabla 15.: Temperaturas recomendadas (crítica inferior y superior -TCI, TCS-, óptima superior e inferior -TOS, TOI- y recomendada -TR-) para lechones y cerdas reproductoras sin corrientes de aire y con alimentación adecuada (Forcada et al., 2009)

Se aprecia en la tabla anterior cómo en la nave de maternidad se alojan dos tipos de animales con exigencias ambientales completamente distintas, pues si los lechones necesitan temperaturas muy elevadas en las etapas iniciales de su vida, las cerdas lactantes tienen muchos problemas cuando la temperatura supera los 25°C (Forcada et al., 2009). Los efectos de las temperaturas elevadas afectan mucho a los rendimientos de la cerda respecto a otras de 20-22°C sobretodo porque disminuye la ingesta de alimentos (Tabla 16). También observamos que la ganancia de peso del lechón es mayor a 20-22°C que a 30°C.

Referencia	1	1	2	2
Temperatura ambiente (°C)	20	30	22	30
Duración lactación (días)	22	22	27	27
Cerde:				
Ingesta de pienso (kg/d)	5,9	3,4	7,7	4,9
Pérdida de peso (kg)	-2,6	-15,9	-6,4	-21,0
Producción de leche (kg/d)	8,3	7,5	10,3	6,6
Lechón:				
Ganancia diaria (g)	206	182	226	167
Ganancia camada (kg/d)	1,9	1,6	2,2	1,5

1. Schoenherr et al., 1989b.

2. Vidal et al., 1991.

Ambos recogidos en la revisión de Black et al., 1993.

Tabla 16.: Efecto de las temperaturas elevadas sobre los parámetros productivos de las cerdas lactantes. (Forcada et al., 2009)

Por otra parte, en cerdas lactantes con un nivel constante de ingesta de alimentos, también vemos un aumento de las pérdidas en lactación, una disminución del crecimiento de la camada y una disminución del peso del lechón al destete con las temperaturas más elevadas (27-30°C) (Tabla 17).

Experimento	1		2	
	18°C	27°C	20°C	30°C
Temperatura	18°C	27°C	20°C	30°C
Ingesta (kg/d)	6,10	4,40**	2,90	2,70
Pérdidas en lactación (kg/d)	0,92	1,12	1,80	1,32**
PV lechón destete (kg)	6,40	5,10**	6,00	5,30
	2,15	1,58**	1,95	1,60**

Cerdas en jaulas con suelo de hormigón y paja

Dos experimentos:

1. 27°C frente a 18°C ad libitum.
2. 30°C frente a 20°C e igual plano de alimentación (la comida ingirieron las cerdas ad libitum a 30°C se proporcionó a las de 20°C).

Tabla 17.: Efectos de las temperaturas elevadas sobre la productividad de cerdas lactantes con un mismo nivel de ingestión de alimento (Forcada et al., 2009)

Teniendo en cuenta que los anteriores valores son bastante inferiores a la TCS de la cerda (33°C), vemos porque es importante mantener la temperatura ambiente de la sala por debajo de los 25°C.

3.1.4. Requisitos de humedad

El vapor de agua existente en el alojamiento porcino proviene del que contiene el aire, del eliminado por el ganado por medio de la respiración y del procedente de la evaporación de las aguas de bebida, limpieza, orina y heces, siendo poco apreciable la sudoración en el cerdo. La humedad relativa aconsejada es del 60% para lechones y de 60-70% para reproductores (Tabla 18).

Tipo de animal		Humedad relativa (%)
Lechones		60
Engorde	de 20 a 35 kg	60
	de 35 a 60 kg	60-70
	de 60 a 110 kg	70-80
Reproductores		60-70

Tabla 18.: Humedades relativas aconsejadas según el estado fisiológico del animal (Forcada et al., 2009)

Parece que mientras la humedad relativa tome valores entre el 40% y el 85%, dentro de un medio termoneutro, no se alteran los índices de crecimiento (Buxadé et al., 1988). Otros autores afirman que los niveles en los que no existe variación de sensación térmica oscilan entre un 50 y un 80% (www.3tres3.com, marzo 2010). Sin embargo, cuando coinciden temperaturas y humedades elevadas debido a una ventilación deficiente, puede disminuir la velocidad de crecimiento y en consecuencia dificultarse la respiración de los animales y la evaporación a través de la piel (Tabla 19). Por lo tanto, se alteran dos vías de eliminación del calor.

Humedad relativa (%)	Temperatura (°C)	
	22	28
60-70	675 g/d	529 g/d
90-95	672 g/d	486 g/d

Tabla 19.: Influencia de la humedad relativa y de la temperatura del aire sobre la velocidad de crecimiento del cerdo (Buxadé et al., 1988)

Cuando coinciden temperaturas bajas y humedades elevadas, las pérdidas de calor pueden ser considerables -hasta 1800 kJ/m²/hora- con el consiguiente malgasto de comida (INGRAM, 1969). Por lo tanto, cuando las temperaturas del alojamiento son bajas, se hace necesario que el suelo del mismo esté seco con objeto de no empeorar el índice de transformación del alimento. En el caso de las reproductoras, cuando la humedad relativa es baja (<40%) se pueden dar reabsorciones embrionarias en cerdas gestantes, pudiendo ser el origen del 30 al 40% de las reabsorciones de óvulos o embriones. El momento más peligroso se registra durante los primeros 30 días de gestación (Buxadé et al., 1988).

3.1.5. Requisitos de ventilación

La ventilación se traduce a nivel de los animales por una velocidad del aire que afecta directamente a las pérdidas de calor por convección y, en consecuencia, al metabolismo energético. Tiene como objetivos:

- Aportar el oxígeno necesario para la respiración
- Eliminar los gases nocivos y el exceso de vapor de agua
- Disminuir ligeramente la sensación de calor cuando la temperatura exterior es más baja que la interior
- Eliminar partículas de polvo y olores

Las necesidades de renovación de aire para el ganado porcino son función del peso vivo, de la categoría animal y de la temperatura interna del alojamiento. **No hay que confundir nunca el hecho de ventilar con el de refrigerar las instalaciones:** ventilar surge de la necesidad de renovar el aire, y refrigerar de la necesidad de bajar la temperatura. La renovación del aire se debe hacer siempre y bajar la temperatura sólo en algunos momentos, básicamente en aquellos en los que superamos la temperatura crítica de evaporación. Si bien es cierto que un aumento de la velocidad del aire o una renovación superior nos puede dar la sensación de bajada de la temperatura, nunca estos dos factores terminarán siendo equivalentes a una refrigeración.

En una situación en la que los cerdos están confinados, ventilar es una necesidad debido a la producción de gases, humedad, polvo y componentes orgánicos que en concentración elevada son nocivos para los animales. Entre los gases que se producen destacamos:

- El **dióxido de carbono**: se produce al respirar y también se desprende del estiércol y de las fuentes de calor. El CO_2 es un claro indicador de la calidad ambiental.
- El **amoníaco**: es el producto de las fermentaciones que se producen en el purín y el estiércol, y en niveles elevados puede ser responsable de irritaciones en las mucosas de ojos y vías respiratorias.
- El **monóxido de carbono**: es producto de fallos en la combustión en los sistemas de calefacción o procesos catabólicos de las heces o efluvios. El problema que presenta es que es altamente tóxico ya que ocupa el lugar del oxígeno en la sangre bloqueando el aporte de éste.
- El **ácido sulfhídrico**: se produce con la putrefacción del purín y se libera al remover, bombear o extraer purín.
- El **metano**: se produce con las fermentaciones del estiércol, produciendo un burbujeo que puede acumularse en forma de espuma. Es un gas extremadamente volátil.

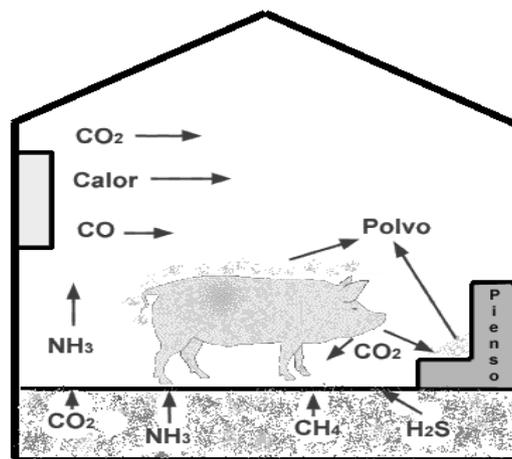


Figura 14.: Principales gases producidos directamente o indirectamente por los cerdos (www.3tres3.com, marzo 2010)

A continuación, se presentan los valores de las concentraciones máximas de los gases producidos, así como sus efectos sobre la salud y el ambiente (Tabla 20).

Gas	Concentración máxima aceptable	Efectos sobre la salud	Efectos ambientales
CO ₂	5.000 ppm	<ul style="list-style-type: none"> • 30.000 ppm: incremento de la frecuencia de respiración • 40.000 ppm: adormecimiento y dolor de cabeza • 60.000 ppm: durante 30 minutos, síntomas de asfixia • 300.000 ppm: durante 30 minutos, muerte 	Efecto invernadero
NH ₃	50 ppm	<ul style="list-style-type: none"> • 150 ppm: disminución del crecimiento • 400 ppm: irritación de tráquea y garganta • 700 ppm: irritación ocular • 1.700 ppm: toses y expectoraciones • 3.000 ppm: durante 30 minutos, síntomas de asfixia • 5.000 ppm: durante 40 minutos, muerte 	Acidificación de suelos y aguas Eutrofización de ecosistemas terrestres y aguas superficiales
SH ₂	10 ppm	<ul style="list-style-type: none"> • 100 ppm: durante varias horas, irritación de los ojos y la nariz • 200 ppm: durante 60 minutos, dolores de cabeza y vértigos • 500 ppm: durante 30 minutos, náuseas, excitación e insomnio • 1.000 ppm: inconsciencia y muerte 	Acidificación de suelos y aguas
CH ₄	1.000 ppm	<ul style="list-style-type: none"> • 500.000 ppm: dolores de cabeza 	Efecto invernadero
CO	25-50 ppm	<ul style="list-style-type: none"> • 500 ppm: durante 60 minutos, desagradable pero no peligroso • 1.000 ppm: durante 60 minutos, desagradable pero no peligroso • 2.000 ppm: durante 60 minutos, peligroso • 4.000 ppm: durante 60 minutos, letal 	

Tabla 20.: Principales efectos sobre la salud y medioambientales (Forcada et al., 2009)

Necesidades de ventilaciones mínimas y máximas

Cuando hablamos de ventilación, es importante que tengamos claro los conceptos de ventilación mínima y ventilación máxima. La ventilación mínima es aquella que debemos mantener siempre con el fin de eliminar los gases formados. Estas condiciones se deben mantener tanto en invierno como en verano. Durante el verano no solemos tener problemas para mantener las condiciones de ventilación ya que es el momento en el que mezclamos los conceptos de ventilación/refrigeración. Como hemos dicho, las necesidades de ventilación van ligadas a los kilos de peso vivo que se encuentran en aquel momento en la sala que queramos ventilar (Figura 15, Tabla 21). Aquí aparece otro de los problemas relacionados con la ventilación: el de la carga de animales que tenemos en la sala. Por ejemplo, suponiendo que tenemos una sala con 100 animales de 25 kg PV, las necesidades de ventilación mínima son de 1.100 m³/hora (puesto que para un animal de 25 kg se necesitan 11 m³/hora). Si en lugar de 100 animales tenemos a 130 entonces las necesidades son de 1.430 m³/hora, con lo que si no reprogramamos nuestro ventilador no estaremos ventilando correctamente.

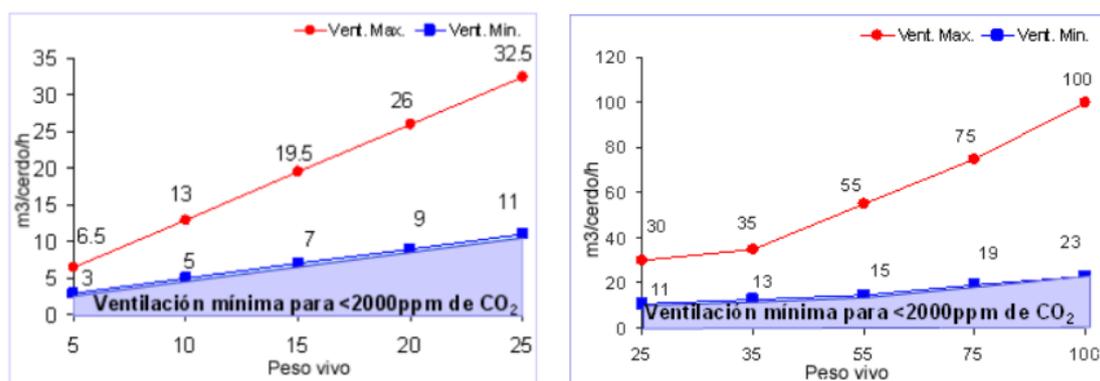


Figura 15.: Necesidades de ventilación máxima y mínima en función del peso del animal (www.3tres3.com, marzo 2010)

Categoría de animales	Ventilación (m³/hora·unidad)	
Verracos, cerdas vacías y gestantes	25	200
Cerda y su camada	30	250
Lechones:		
5 kg	2	10
10 kg	5	20
20 kg	7	30
30 kg	10	40
Cerdos de cebo:		
25 kg	5	30
50 kg	8	60
80 kg	12	90
100 kg	15	100

Tabla 21.: Necesidades de renovación de aire en la granja porcina (Buxadé et al., 1987)

La renovación del aire debe hacerse de forma que la velocidad de éste no pueda afectar negativamente a los animales, sobre todo en invierno, ya sea incrementando la sensación de frío o bien porque las velocidades de aire elevadas aumentan el riesgo de patologías respiratorias. En verano, se recomienda aumentar la tasa de renovación y la velocidad de aire a la altura de los animales; y en invierno, es conveniente evitar lo máximo posible las corrientes de aire. Como norma general se aconsejan velocidades del aire a nivel de los animales dentro del intervalo de 0,1 a 0,7 m/s (Tabla 22). Sin embargo, otros autores recomiendan que la velocidad del aire a nivel del animal no sea superior a 0,2 m/s, de manera que por cada 0,1 m de aumento el individuo percibe una bajada de temperatura de sensación de 1°C (Forcada, 1997).

Tipo de animal	Velocidad del aire (m/s)
Lechones	
0-25 días	0,1-0,3
6-30 kg	0,1-0,4
0-100 kg	0,2-0,5
Cerdas lactantes	0,2-0,5
Cerdas vacías o gestantes	0,2-0,7
Verracos	0,2-0,7

Tabla 22.: Velocidad del aire admisible a la altura de los animales (Forcada et al., 2009)

Velocidades elevadas del aire a nivel de los animales puede tener efectos negativos sobre el plano metabólico más importantes cuando el animal es joven y cuando la temperatura ambiente es baja. En este sentido, se ha demostrado que en lechones destetados precozmente, un incremento de la velocidad del aire de 0 a 0,5 m/s disminuye la velocidad de crecimiento en un 15% y aumenta el índice de transformación (cantidad de alimento necesario para producir un kilo de carne) en un 23% cuando los animales se encuentran a 18°C (Buxadé et al., 1987). Cuando la temperatura del ambiente es elevada, un aumento de la velocidad del aire supone una reducción de la temperatura, si el aire que penetra en el alojamiento tiene una temperatura más baja que la interna. Aunque la temperatura ambiente no varíe, a partir de 0,2 m/s y cuando la velocidad del aire aumenta en 0,2 m/s, la temperatura de sensación disminuye 1°C (Tabla 23).

Temperatura ambiente (termómetro) (°C)	Velocidad a nivel de los animales (m/s)	Temperatura de sensación (°C)
18	0,2	18
18	0,8	15

Tabla 23.: Temperatura de sensación en función de la velocidad del aire (VA) (Buxadé et al., 1987)

El efecto beneficioso que pueda tener un aumento de velocidad del aire cuando la temperatura ambiente es elevada es frecuentemente sobreestimado. Se ha demostrado -en cerdos de cebo- que un aumento de la velocidad del aire hasta 0,4-0,5 m/s puede traducirse en un incremento de la velocidad de crecimiento como consecuencia de una mayor ingestión de alimento (Buxadé et al., 1987). Además, por encima de estos valores, cabe destacar que no se consigue ninguna mejora, sino que por el contrario, el crecimiento y el consumo de pienso disminuyen.

Por lo tanto, parece poco justificable un exceso de ventilación, incluso en verano. Además, no debemos tampoco olvidar que un exceso de ventilación puede ser responsable de la aparición de cuadros patológicos.

3.2. Factores responsables de las ganancias y pérdidas de calor

A la hora de diseñar una instalación térmica, lo primero que se hace es determinar, de la manera más precisa posible, la potencia térmica necesaria para satisfacer la demanda en un momento determinado. Para ello se establece un balance entre las diferentes cargas térmicas en el mes más desfavorable de invierno y en el más desfavorable de verano.

Las cargas térmicas se definen como aquellos fenómenos que tienden a modificar tanto la temperatura como la humedad en el recinto estudiado. De esta manera, se efectúa un balance de cargas térmicas sensibles (que afectan a la temperatura) y de cargas latentes (que afectan a la cantidad de vapor de agua).

Para dimensionar los equipos de la instalación de climatización, es necesario efectuar un balance de pérdidas y ganancias de calor máximas. La mayoría de instalaciones tienen el momento de carga máxima de refrigeración en el mes de agosto y el momento de carga máxima de calefacción en el mes de enero (en el hemisferio norte). Este balance es conocido como el cálculo de cargas térmicas.

Existen numerosos factores que provocan ganancias o pérdidas de calor en el interior de una nave:

- Los mecanismos de termorregulación de los animales. La pérdida de calor de los animales supone una ganancia de calor por el aire del interior de la granja.
- La iluminación y el funcionamiento de motores, que suelen ser despreciables en nuestro caso.
- La incidencia del sol sobre la nave. Constituye un aporte de calor al interior de la misma que se puede producir a través de las ventanas y por el aumento de temperatura que se produce en la cara externa de las paredes y en la cubierta. Este segundo factor es el más destacable sobre todo en naves con un grado de aislamiento insuficiente.
- Los cerramientos que están determinados por el grado de aislamiento térmico.
- Los purines de las fosas, difícilmente cuantificable.

Dichos factores influyen en el mantenimiento de la temperatura del aire interior.

A continuación, podemos visualizar las entradas y salidas de calor en una nave (Figura 16). El balance térmico es el método que permite cuantificar y comparar los aportes de calor con las pérdidas, y determinar de este modo la situación térmica en la que se encuentra la nave en un momento determinado.

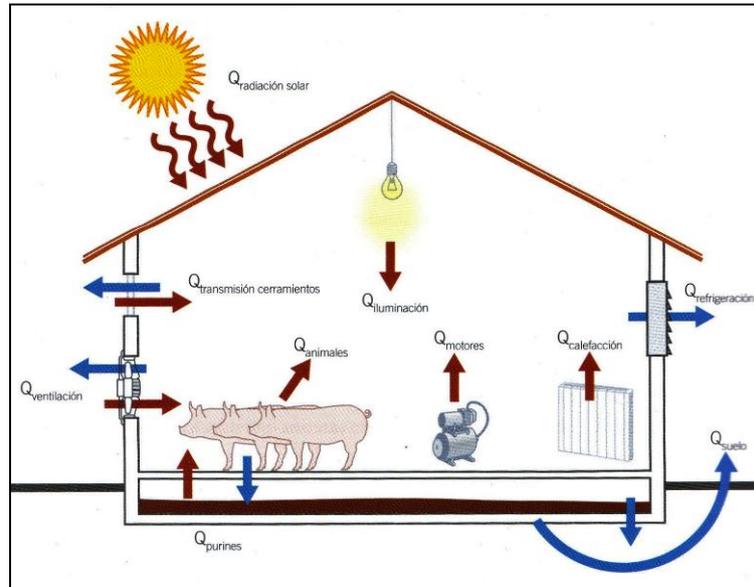


Figura 16.: Entradas y salidas de calor en el balance de calor sensible en un local porcino (Forcada et al., 2009)

Este balance se realiza considerando las ganancias de calor con signo positivo y las pérdidas de calor con signo negativo. De este modo, si obtenemos un balance igual a cero significa que la temperatura interior de la nave no variará. En cambio, si no existe este equilibrio y el balance es positivo o negativo, la temperatura del aire interior tenderá a aumentar o disminuir respectivamente.

$$Q_{animales} + Q_{iluminación} + Q_{motores} + Q_{radiación solar} \pm Q_{transmisión cerramientos} \pm Q_{purines} \pm Q_{ventilación} + Q_{calefacción} - Q_{refrigeración} = 0$$

Simplificaremos la expresión anterior, despreciando los flujos de iluminación, motores y purines que son mínimos, quedándonos con la ecuación siguiente:

$$Q_{animales} + Q_{radiación solar} \pm Q_{transmisión cerramientos} \pm Q_{ventilación} + Q_{calefacción} - Q_{refrigeración} = 0$$

3.3. Determinación de las cargas térmicas: condiciones de partida

3.3.1. Características constructivas

Para los cálculos, se tienen en cuenta los siguientes parámetros.

Emplazamiento

La explotación está situada en el municipio de Candasnos, en la provincia de Huesca, a una altitud de 276 m.

Características de los elementos de construcción

- Cerramientos
 - Ladrillo cerámico triple hueco de 20 x 20 x 50 cm
 - Rebozado exterior de cemento blanco
 - Capa de poliuretano
- Cubierta
 - Placa de fibrocemento
 - Capa de poliuretano
- Pavimento
 - Solera de hormigón
- Puerta de poliéster
- Ventana de vidrio
- Ventana de poliéster

Disposición de las naves y recintos considerados

Las naves son contiguas (Figura 17). La pared suroeste de la nave de cubrición está en contacto con la pared sureste de la nave de gestación y la pared suroeste de la nave de gestación está en contacto con la pared sureste de la nave de maternidad.

Para el cálculo de las cargas térmicas, se consideran tres recintos (Figura 18). El primero es toda la nave de cubrición sin contar el laboratorio. El segundo la nave de gestación en su totalidad. El tercero es la suma de las 5 salas de maternidad, sin contar la sala 6 que es un almacén y el pasillo lateral.

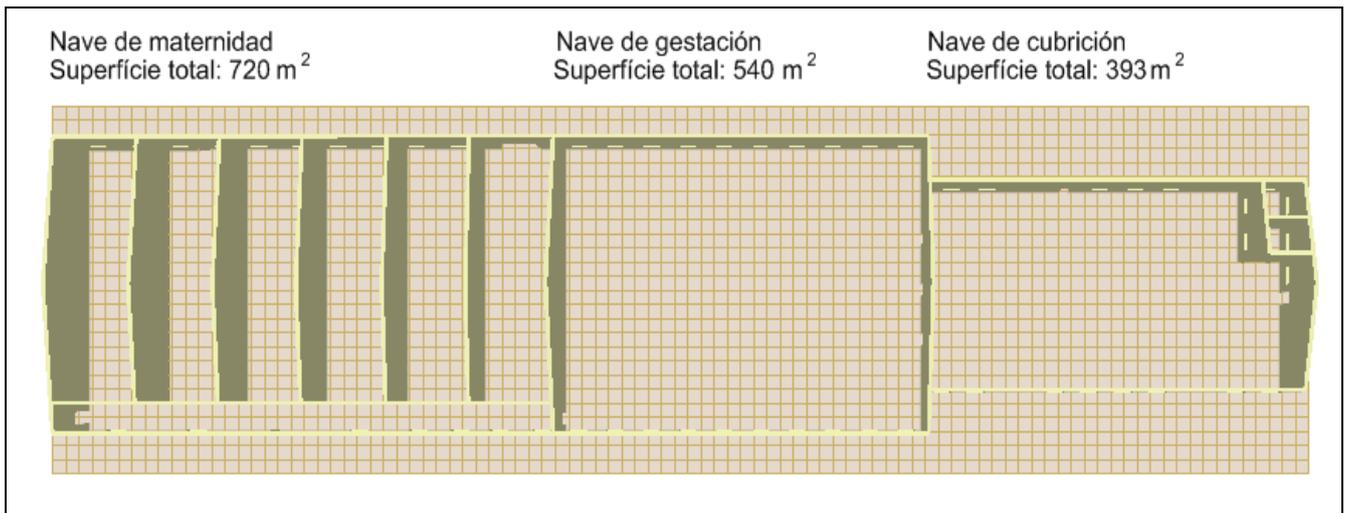


Figura 17.: Vista en planta de las naves de maternidad, gestación y cubrición de la explotación porcina

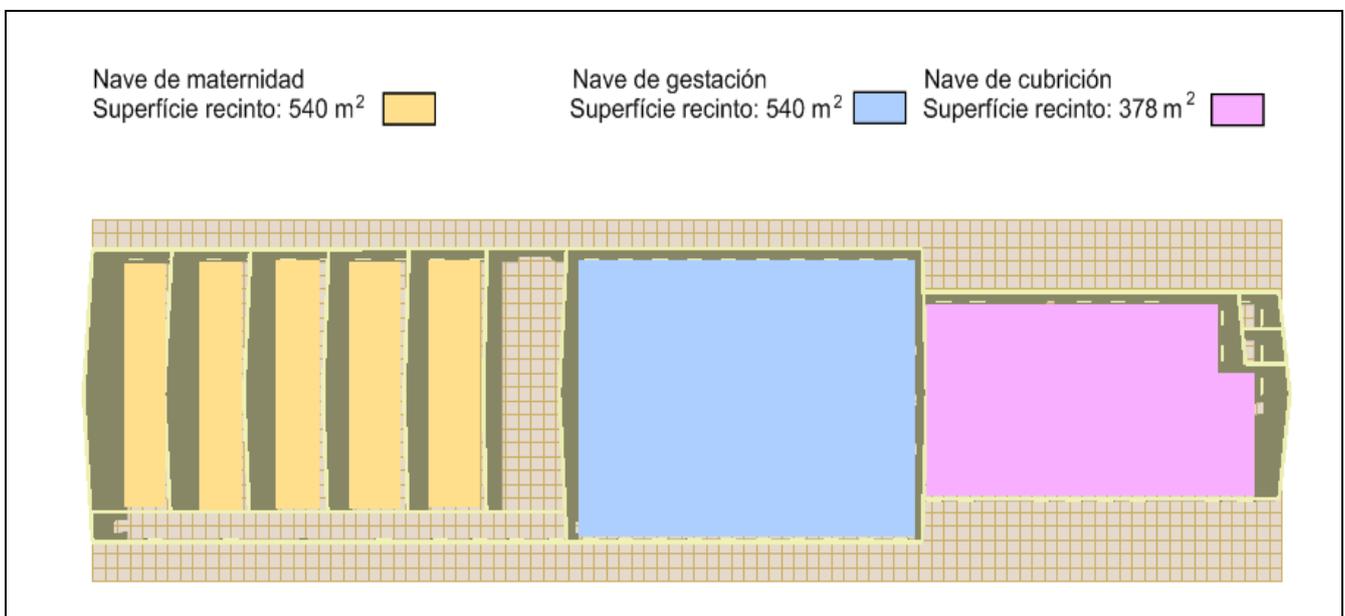


Figura 18.: Vista en planta de los recintos considerados para el cálculo de cargas térmicas

3.3.2. Animales

Peso y número de animales

Como peso de animales (Tabla 24) se cogerá el que sea más desfavorable según se estén determinando las necesidades de calefacción o refrigeración.

Nave	Peso mínimo (kg)	Peso máximo (kg)
Cubrición	180	190
Gestación	210	220
Maternidad	195	220

Tabla 24.: Peso máximo y mínimo de los animales en cada nave

Como número de animales (Tabla 25) se cogerá el que sea más desfavorable según se estén determinando las necesidades de calefacción o refrigeración.

Nave	Número medio	Número máximo	Número mínimo
Cubrición	122	138	120
Gestación	216	216	214
Maternidad	54	60	50

Tabla 25.: Número de animales adultos en cada nave

3.3.3. Condiciones ambientales en el interior de las naves

Temperatura interior, humedad relativa y velocidad del aire

A partir de las condiciones óptimas recogidas en la introducción y a criterio del diseñador, se fijan los siguientes valores para los parámetros de Temperatura interior y Humedad relativa deseadas (Tabla 26).

Nave	$T_{i, invierno}$ (°C)	$T_{i, verano}$ (°C)	Humedad relativa (%)	Velocidad del aire (m/s)
Cubrición	15	28	70	0,2-0,7
Gestación	15	28	70	0,2-0,7
Maternidad	20	25	60	0,2-0,5

Tabla 26.: Condiciones deseadas en cada nave

3.3.4. Condiciones ambientales en el exterior de las naves

Temperaturas exteriores

Como temperatura exterior de verano se toma la temperatura media de las máximas del mes más caluroso (Anejo 9.1.1. Datos de temperaturas medias, máximas y mínimas). Obtenemos $T_{e,máxima} = 34,6^{\circ}\text{C}$ en el mes de julio (serie climática 1987, 1991-1998, 2004-2009).

Como temperatura exterior de invierno se toma la temperatura media de las mínimas del mes más frío (Anejo 9.1.1. Datos de temperaturas medias, máximas y mínimas). Obtenemos $T_{e,mínima} = -3,0^{\circ}\text{C}$ en el mes de enero (serie climática 1987, 1991-1998, 2004-2009).

Humedad relativa exterior

Como humedad relativa exterior de invierno se toma la humedad relativa media del mes del mes más frío (Anejo 9.1.2. Datos de humedad relativa media). Obtenemos $\text{HR} = 84,2\%$ en el mes de enero con una temperatura media de $4,2^{\circ}\text{C}$ (serie climática 2004-2009).

Como humedad relativa exterior de verano se toma la humedad relativa media del mes más caluroso (Anejo 9.1.2. Datos de humedad relativa media). Obtenemos $\text{HR} = 57,4\%$ en el mes de julio con una temperatura media de $24,1^{\circ}\text{C}$ (serie climática 2004-2009). Las temperaturas correspondientes a los valores de humedad relativa media se exponen en el Anejo 9.1.3. Datos de temperatura y humedad relativa medias.

3.4. Cargas térmicas de refrigeración

Carga térmica a través de paredes, cubierta y suelo

Se trata de una carga sensible que se calcula de la manera siguiente:

$$Q_{sen} = U \times S \times (T_e - T_i)$$

Dónde:

Q_{sen} : calor sensible por transmisión (W)

U : coeficiente global de transmisión de calor del elemento constructivo ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

S : superficie del elemento constructivo (m^2)

T_e : temperatura exterior ($^\circ C$)

T_i : temperatura interior ($^\circ C$)

Para paredes y cubiertas multicapa, el coeficiente de transferencia de calor se calcula:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_e} + \sum_n^{i=1} \frac{e_i}{k_i} + \frac{1}{h_i}$$

Dónde:

U : coeficiente global de transmisión de calor del elemento constructivo ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

h_e : coeficiente de película o convección exterior

h_i : coeficiente de película o convección interior

e_i : espesores de los materiales que forman el cerramiento (m)

k_i : coeficiente de conductividad de los materiales que forman el cerramiento ($W/m \cdot ^\circ C$)

n : número de capas que componen el cerramiento

Los valores de convección exterior e interior se escogen en función de la posición del cerramiento y del sentido del flujo de calor (Anejo 9.2.1. Resistencias térmicas superficiales).

En verano, hay que considerar la cubierta como cerramiento horizontal de flujo de calor descendente, mientras que en invierno, hay que hacerlo como flujo de calor ascendente.

En los cerramientos delimitados por el terreno, la carga aportada se puede considerar nula.

Resultados

Después de calcular los coeficientes globales de transmisión de calor U (Anejo 9.2.2. Cálculo del coeficiente global de transmisión de calor U) y el calor sensible por transmisión Q_{sen} (Anejo 9.2.3. Cálculo del calor sensible por transmisión Q_{sen}), obtenemos los siguientes resultados:

- En la nave de cubrición, con $T_e = 34,6^\circ C$ y $T_i = 28^\circ C$, tenemos $Q_{sen} = 2485$ W.
- En la nave de gestación, con $T_e = 34,6^\circ C$ y $T_i = 28^\circ C$, tenemos $Q_{sen} = 2827$ W.
- En la nave de maternidad, con $T_e = 34,6^\circ C$ y $T_i = 25^\circ C$, tenemos $Q_{sen} = 5186$ W.

Carga a través de ventanas

El intercambio de energía de una superficie de vidrio está constituido por dos fenómenos independientes que producen carga sensible: la transmisión de calor por conducción-convección y la transmisión de calor por radiación solar incidente. En invierno, dichas cargas son despreciables y por lo tanto no se tendrán en consideración.

$$Q_{sen} = S \times (q_{cc} + q_{rad})$$

Dónde:

q_{cc} : flujo de calor por conducción-convección (W/m^2)

q_{rad} : flujo de calor por radiación (W/m^2)

S : superficie (m^2)

Transmisión de calor por conducción-convección

$$q_{cc} = U \times (T_e - T_i)$$

Dónde:

U : coeficiente global de transmisión de calor del elemento constructivo ($W/m^2 \cdot ^\circ C$).

T_e : temperatura exterior ($^\circ C$)

T_i : temperatura interior ($^\circ C$)

Transmisión de calor por radiación

$$q_{rad} = I_{ori} + \frac{I_{ori} \times Alt \times 0,7}{300 \times 100}$$

Dónde:

I_{ori} : radiación solar a través de la ventana en la orientación correspondiente (W/m^2). (Los valores de la radiación solar I_{ori} se encuentran en el Anejo 9.2.4. Valores de la radiación solar I_{ori}).

Alt : altitud sobre el nivel del mar (m)

Resultados

Después de calcular los coeficientes globales de transmisión de calor U (Anejo 9.2.2. Cálculo del coeficiente global de transmisión de calor U), el calor por conducción-convección q_{cc} y el calor por radiación q_{rad} (Anejo 9.2.5. Cálculo de la carga a través de ventanas), obtenemos los siguientes resultados:

- En la nave de cubrición, con $T_e = 34,6^\circ C$ y $T_i = 28^\circ C$, tenemos $Q_{sen} = 4106 W$.
- En la nave de gestación, con $T_e = 34,6^\circ C$ y $T_i = 28^\circ C$, tenemos $Q_{sen} = 2135 W$.
- En la nave de maternidad, con $T_e = 34,6^\circ C$ y $T_i = 25^\circ C$, tenemos $Q_{sen} = 2205 W$.

Carga debida a los animales

La producción de calor por parte de los animales varía mucho en función de su edad, de su peso vivo, de la temperatura ambiental y del tipo de alimentación. El grado de actividad de los animales también influye sobre este parámetro, sobre todo entre las 10:00 y las 16:00 horas en que suele ser máxima, aunque esto dependerá de las horas de luz y de la frecuencia de alimentación (Forcada et al., 2009).

Los animales producen calor sensible y calor latente:

- El calor sensible es el calor desprendido sin cambio de fase que modifica la temperatura.
- El calor latente es el calor que absorbe una masa de agua al cambiar de estado a temperatura constante. En nuestro caso, se podría definir como el calor del que el animal se desprende, por ser empleado por el agua de los sacos aéreos y mucosas nasales, para evaporarse. Este mecanismo indirecto de disipación depende de la humedad absoluta del entorno.

El cálculo de la carga térmica debida a los animales se realiza teniendo en cuenta el número y peso de animales (CIGR, 1999; Forcada, 2009). Para el cálculo de verano, se usan los valores máximos de número y peso de los animales.

$$Q_{total} = Q_{animal} \times N_{animal}$$
$$Q_{animal} = Q_{sen} + Q_{lat}$$

Dónde:

Q_{total} : calor total producido por el conjunto de animales en el alojamiento (W)

Q_{animal} : calor total producido por animal (W/animal)

N_{animal} : número de animales

Q_{sen} : calor sensible producido por un animal (W/animal)

Q_{lat} : calor latente producido por un animal (W/animal)

Primero calculamos el calor total producido por animal:

$$Q_{total} = 5,5 \times m^{0,76} + 28 \times Y_1 + 2 \times 10^{-6} \times g^3 + 76 \times Y_2 \quad (\text{fórmula general})$$

$$Q_{total} = 5,5 \times m^{0,76} \quad (\text{cerda y verraco})$$

$$Q_{total} = 5,5 \times m^{0,76} + 2 \times 10^{-6} \times g^3 + 76 \times Y_2 \quad (\text{cerda gestante})$$

$$Q_{total} = 5,5 \times m^{0,76} + 28 \times Y_1 \quad (\text{cerda lactante})$$

Dónde:

Q_{total} : calor total producido por animal (W/animal)

m : masa del animal (kg)

g : días de gestación (el final de la gestación es el momento más desfavorable: 114 días)

Y_1 : producción de leche (en nuestro caso, solamente para los animales de maternidad). $Y_1 = 6$ kg/d.

Y_2 : producción de carne (0,18 kg/d).

A partir del calor total obtenemos el calor sensible:

$$Q_{sen} = Q_{total} \times [0,8 - \alpha \times (T_i + 10)^4]$$

Dónde:

Q_{sen} : calor sensible (W/animal)

α : factor adimensional ($\alpha = 0,8 / (40 + 10)^4 = 1,28 \cdot 10^{-7}$)

T_i : temperatura interior (°C)

Finalmente, por diferencia entre el calor total y el sensible obtenemos el calor latente (Q_{lat}) y el vapor de agua (P) producidos:

$$Q_{lat} = Q_{total} - Q_{sen}$$

$$P = \frac{Q_{lat}}{r}$$

$$P_{total} = P \times N_{animal}$$

Dónde:

P_{total} : Vapor de agua producido total (g/h)

P: Vapor de agua producido por cada animal (g/(h·animal))

r: factor de conversión por cambio de fase (0,680)

N_{animal} : número de animales

Resultados

Después de calcular la carga de los animales (Anejo 9.2.6. Cálculo de la carga de los animales), obtenemos los siguientes resultados:

- En la nave de cubrición, con $T_i = 28^\circ\text{C}$, tenemos $P = 204 \text{ g}/(\text{h}\cdot\text{animal})$ y $P_{total} = 28.152 \text{ g}/\text{h}$.
- En la nave de gestación, con $T_i = 28^\circ\text{C}$, tenemos $P = 238 \text{ g}/(\text{h}\cdot\text{animal})$ y $P_{total} = 51.408 \text{ g}/\text{h}$.
- En la nave de maternidad, con $T_i = 25^\circ\text{C}$, tenemos $P = 288 \text{ g}/(\text{h}\cdot\text{animal})$ y $P_{total} = 17.280 \text{ g}/\text{h}$.

Carga debida a la ventilación

Cálculo del caudal volumétrico de ventilación de verano, C

Para determinar la carga debida a la ventilación calculamos, en primer lugar, el caudal volumétrico de ventilación en verano (C). Como la refrigeración la vamos a realizar mediante bomba de calor geotérmica, nos interesa que el caudal de ventilación sea mínimo para reducir el volumen de aire a refrigerar. El caudal volumétrico de ventilación mínimo de verano es aquel que nos permite mantener el valor deseado de humedad eliminando el vapor de agua en exceso. Se calcula con la siguiente expresión:

$$C = \frac{1,25 \times P}{(h_i - h_e)}$$

Dónde:

C: caudal de aire a renovar (m³/h)

P: cantidad de vapor de agua a extraer del interior del alojamiento (g/h). Este valor se multiplica por un coeficiente de mayoración de 1,25.

h_i: cantidad de agua en el aire del interior del alojamiento (g/m³)

h_e: cantidad de agua en el aire del exterior del alojamiento (g/m³)

La cantidad de vapor de agua a extraer del interior del alojamiento (P) coincide con el vapor de agua producido por los animales que se ha calculado en el apartado anterior (Carga de los animales).

Para calcular la cantidad de agua en el aire (h_i y h_e), se cogen los valores promedios de T_e y HR de los últimos seis años (2004-2009) del mes más desfavorable de verano, el mes de agosto (Anejo 9.1.3. Datos de temperatura y humedad relativa medias); con ellos, se obtienen las humedades específicas exterior e interior W_e y W_i (kg_{agua}/kg_{aire}) mediante el diagrama psicrometrico (Anejo 9.2.7. Diagrama psicrometrico). Finalmente se calculan h_i y h_e multiplicando W_i y W_e por la densidad del aire (ρ_{aire} = 1,2 kg/m³).

Cálculo de la carga de ventilación

Una vez determinado el caudal de ventilación se procede a calcular la carga debida a la ventilación con las siguientes fórmulas:

$$Q_{sen} = \frac{C \times (T_e - T_i) \times (Cp_{as} + W_e \times Cp_v)}{ve_e} \approx 1200 \times C \times (T_e - T_i)$$
$$Q_{lat} = \frac{C \times (W_e - W_i) \times (Cf + Cp_v \times T_e)}{ve_e} \approx 3002400 \times C \times (W_e - W_i)$$
$$Q_{total} = \frac{Q_{sen} + Q_{lat}}{ve_e} = C \times (h_e - h_i) \approx 1200 \times C \times (h_e - h_i)$$

Dónde:

C : caudal volumétrico del aire exterior de ventilación (m^3/s)

T_e : temperatura exterior ($^{\circ}C$)

T_i : temperatura interior ($^{\circ}C$)

W_e : humedad específica exterior (kg_{agua}/kg_{aire})

W_i : humedad específica interior (kg_{agua}/kg_{aire})

Cp_{as} : calor específico del aire seco ($1 \text{ kJ}/kg^{\circ}C$)

Cp_v : calor específico del vapor de agua ($1,805 \text{ kJ}/kg^{\circ}C$)

ve_e : volumen específico del aire ($0,833 \text{ m}^3/kg$)

h_e : entalpia del aire exterior (kJ/kg_{aire})

h_i : entalpia del aire interior (kJ/kg_{aire})

Cf : cambio de fase vapor-agua líquida ($2501 \text{ kJ}/kg$)

En nuestro caso, utilizaremos las fórmulas simplificadas.

La humedad específica exterior W_e se obtiene a partir de la $T_{e,media}$ y la $HR_{e,media}$. A partir de la $T_{e,máxima}$ (en verano) y la W_e (que es fijo), calculamos Q_{lat} .

Resultados

Después de calcular el caudal volumétrico de ventilación de verano C y la carga de ventilación Q_{total} (Anejo 9.2.8. Cálculos del caudal volumétrico de ventilación de verano, C y de la carga térmica debida a la ventilación Q_{total}), obtenemos los siguientes resultados:

- En la nave de cubrición, tenemos $Q_{total} = -12,6 \text{ kW}$ y $C_{total} = 5.323 \text{ m}^3/h = 1,48 \text{ m}^3/s$.
- En la nave de gestación, tenemos $Q_{total} = -23,2 \text{ kW}$ y $C_{total} = 9.781 \text{ m}^3/h = 2,72 \text{ m}^3/s$.
- En la nave de maternidad, tenemos $Q_{total} = 9,2 \text{ kW}$ y $C_{total} = 3.273 \text{ m}^3/h = 0,91 \text{ m}^3/s$.

3.5. Cargas térmicas de calefacción

La estimación de la potencia térmica máxima en relación con la calefacción es mucho más sencilla que en el caso de refrigeración. En este caso, se considera la peor situación posible, temperatura mínima y prácticamente constante todo el día (mes de enero), radiación solar nula, mínima presencia de animales, etc.

Carga a través de paredes, cubierta y suelo

El procedimiento de cálculo es el mismo que en el apartado de cargas térmicas de refrigeración.

Resultados

Después de calcular los coeficientes globales de transmisión de calor U (Anejo 9.3.1. Cálculo del coeficiente global de transmisión de calor U) y el calor sensible por transmisión Q_{sen} (Anejo 9.3.2. Cálculo de calor sensible por transmisión Q_{sen}), obtenemos los siguientes resultados:

- En la nave de cubrición, con $T_e = -3,0^\circ\text{C}$ y $T_i = 15^\circ\text{C}$, tenemos $Q_{sen} = -29.196\text{W}$.
- En la nave de gestación, con $T_e = -3,0^\circ\text{C}$ y $T_i = 15^\circ\text{C}$, tenemos $Q_{sen} = -41.521\text{ W}$.
- En la nave de maternidad, con $T_e = -3,0^\circ\text{C}$ y $T_i = 20^\circ\text{C}$, tenemos $Q_{sen} = -52.730\text{W}$.

Carga debida a los animales

El cálculo se realiza como en el caso de refrigeración, considerando el número y el peso mínimos de animales.

Resultados

Después de calcular la carga de los animales (Anejo 9.3.3. Cálculo de la carga de los animales), obtenemos los siguientes resultados:

- En la nave de cubrición, con $T_i = 15^\circ\text{C}$, tenemos $P = 105\text{ g}/(\text{h}\cdot\text{animal})$ y $P_{total} = 12.600\text{ g}/\text{h}$.
- En la nave de gestación, con $T_i = 15^\circ\text{C}$, tenemos $P = 124\text{ g}/(\text{h}\cdot\text{animal})$ y $P_{total} = 26.536\text{ g}/\text{h}$.
- En la nave de maternidad, con $T_i = 20^\circ\text{C}$, tenemos $P = 210\text{ g}/(\text{h}\cdot\text{animal})$ y $P_{total} = 10.500\text{ g}/\text{h}$.

Carga debida a la ventilación

El cálculo se realiza como en el caso de ventilación de verano, considerando el número y el peso mínimos de animales.

Resultados

Después de calcular el caudal volumétrico de ventilación de verano C y la carga de ventilación Q_{total} (Anejo 9.3.4. Cálculo de la carga debida a la ventilación), obtenemos los siguientes resultados:

- En la nave de cubrición, tenemos $Q_{total} = -42,5\text{ kW}$ y $C_{total} = 4.361\text{ m}^3/\text{h} = 1,21\text{ m}^3/\text{s}$.
- En la nave de gestación, tenemos $Q_{total} = -89,7\text{ kW}$ y $C_{total} = 9.198\text{ m}^3/\text{h} = 2,56\text{ m}^3/\text{s}$.
- En la nave de maternidad, tenemos $Q_{total} = -30,8\text{ kW}$ y $C_{total} = 2.432\text{ m}^3/\text{h} = 0,68\text{ m}^3/\text{s}$.

3.6. Cálculo de las necesidades de climatización

Para calcular las necesidades de climatización se establece un balance considerando las ganancias de calor con signo positivo y las pérdidas de calor con signo negativo.

3.6.1. Necesidades máximas de climatización

Necesidades máximas de refrigeración

La refrigeración necesaria se establece para disminuir el exceso de calor en verano. Se obtiene del balance siguiente:

$$Q_{\text{transmisión cerramientos}} = Q_{\text{transmisión ventanas}} + Q_{\text{animales}} \pm Q_{\text{ventilación}} - Q_{\text{refrigeración}} = 0$$

De la anterior ecuación, obtenemos:

$$Q_{\text{refrigeración}} = - Q_{\text{transmisión cerramientos}} - Q_{\text{transmisión ventanas}} - Q_{\text{animales}} \pm Q_{\text{ventilación}}$$

Cuando $Q_{\text{refrigeración}} < 0$, tendremos necesidades de refrigeración en la nave.

Cuando $Q_{\text{refrigeración}} \geq 0$, no tendremos necesidades de refrigeración en la nave.

Por lo tanto, tenemos que:

- En la nave de cubrición, $Q_{\text{refrigeración}} = - 2.485 - 4.106 - 40.935 + 12.627 = - 34.900\text{W}$. **Las necesidades de refrigeración en dicha nave son de 34,9 kW el mes más desfavorable de verano.**
- En la nave de gestación, $Q_{\text{refrigeración}} = - 2.827 - 2.135 - 75.219 + 23.203 = - 56.978\text{W}$. **Las necesidades de refrigeración en dicha nave son de 57,0 kW el mes más desfavorable de verano.**
- En la nave de maternidad, $Q_{\text{refrigeración}} = - 5.186 - 2.205 - 29.976 + 9.159 = - 46.526\text{W}$. **Las necesidades de refrigeración en dicha nave son de 46,5 kW el mes más desfavorable de verano.**

Necesidades máximas de calefacción

Las necesidades de calefacción para compensar las pérdidas de calor en invierno, se obtienen del balance siguiente:

$$Q_{\text{calefacción}} + Q_{\text{transmisión cerramientos}} + Q_{\text{animales}} \pm Q_{\text{ventilación}} = 0$$

De la anterior ecuación, obtenemos:

$$Q_{\text{calefacción}} = + Q_{\text{transmisión cerramientos}} - Q_{\text{animales}} + Q_{\text{ventilación}}$$

Cuando $Q_{\text{calefacción}} > 0$, tendremos necesidades de calefacción en la nave.

Cuando $Q_{\text{calefacción}} \leq 0$, no tendremos necesidades de calefacción en la nave.

Por lo tanto, tenemos que:

- En la nave de cubrición, $Q_{\text{calefacción}} = + 29.196 - 34.163 + 42.542 = + 37.576\text{W}$. **Las necesidades de calefacción en dicha nave son de 37,6 kW el mes más desfavorable de invierno.**
- En la nave de gestación, $Q_{\text{calefacción}} = + 41.521 - 72.057 + 89.732 = + 59.196\text{W}$. **Las necesidades de calefacción en dicha nave son de 59,2 kW el mes más desfavorable de invierno.**
- En la nave de maternidad, $Q_{\text{calefacción}} = + 52.730 - 23.527 + 30.822 = + 60.025\text{W}$. **Las necesidades de calefacción en dicha nave son de 60,0 kW el mes más desfavorable de invierno.**

3.6.2. Balance térmico en el tiempo

Anteriormente, se han calculado las demandas máximas de energía térmica tanto de calefacción como de refrigeración. A continuación se presenta la evolución de dicha demanda a lo largo del año tanto para refrigeración como para calefacción.

Necesidades de refrigeración en función del mes del año

Se realiza un cálculo mensual de la demanda térmica de refrigeración (Tabla 27 y Figura 19).

Época del año	Cubrición	Gestación	Maternidad
enero	46,8	82,5	10,0
febrero	44,6	78,7	8,4
marzo	28,7	51,0	-3,4
abril	18,4	32,8	-10,5
mayo	10,0	17,3	-15,6
junio	-21,6	-33,8	-37,6
julio	-34,9	-57,0	-46,5
agosto	-30,3	-48,6	-43,7
septiembre	-11,4	-16,1	-30,6
octubre	11,6	20,6	-15,0
noviembre	35,1	61,8	1,8
diciembre	46,7	82,3	10,0
Máxima potencia (kW)	-34,9	-57,0	-46,5

Tabla 27.: Necesidades de refrigeración (kW) en función del mes del año

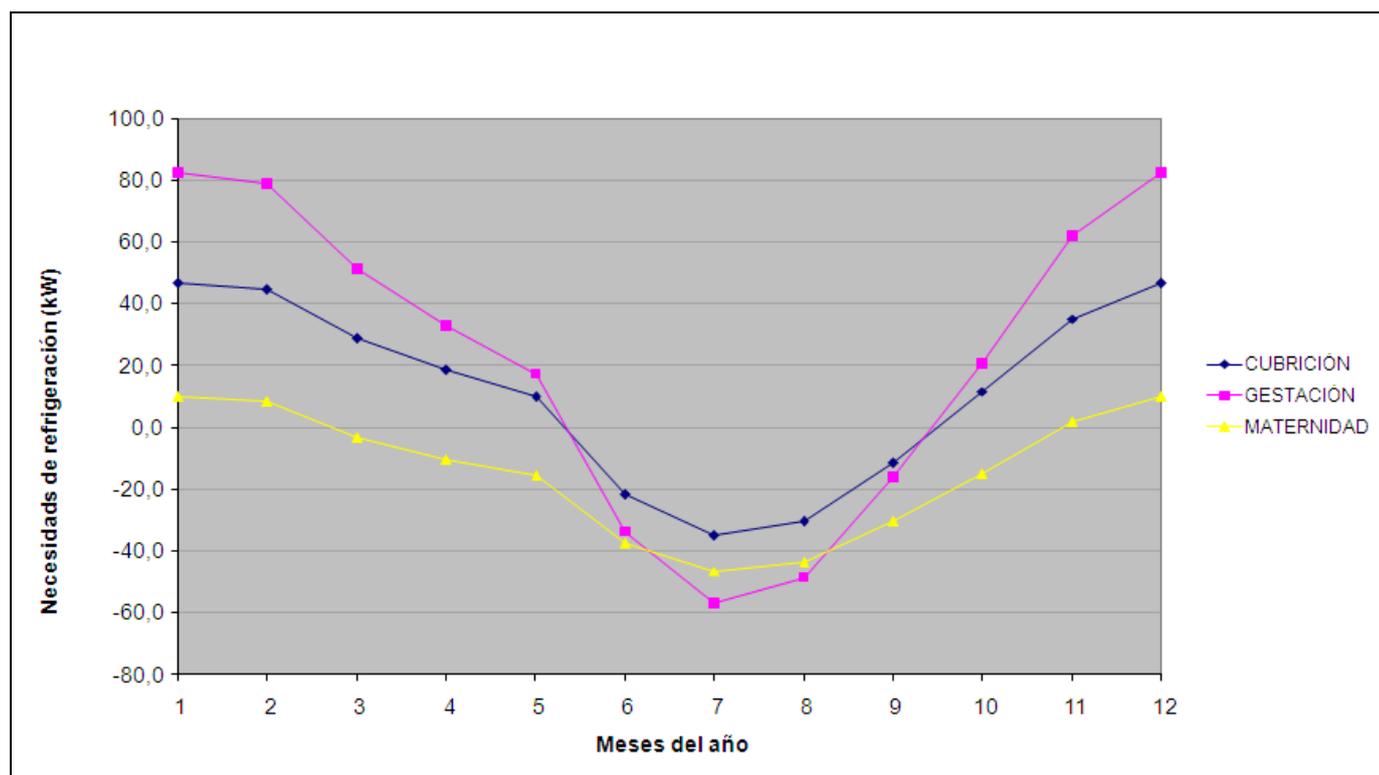


Figura 19.: Necesidades de refrigeración (kW) en función del mes del año

Necesidades de calefacción en función del mes del año

Se realiza un cálculo mensual de la demanda térmica de calefacción (Tabla 28 y Figura 20).

Época del año	Cubrición	Gestación	Maternidad
enero	37,6	59,2	60,0
febrero	33,6	52,2	56,0
marzo	27,2	40,5	50,4
abril	12,4	13,6	37,1
mayo	-25,5	-56,9	4,6
junio	-27,4	-60,9	3,5
julio	-44,3	-93,0	-10,3
agosto	-42,8	-90,2	-8,7
septiembre	-18,3	-43,8	11,0
octubre	-0,4	-10,0	25,8
noviembre	23,1	32,7	47,0
diciembre	30,9	46,8	54,0
Máxima potencia (kW)	37,6	59,2	60,0

Tabla 28.: Necesidades de calefacción (kW) en función del mes del año

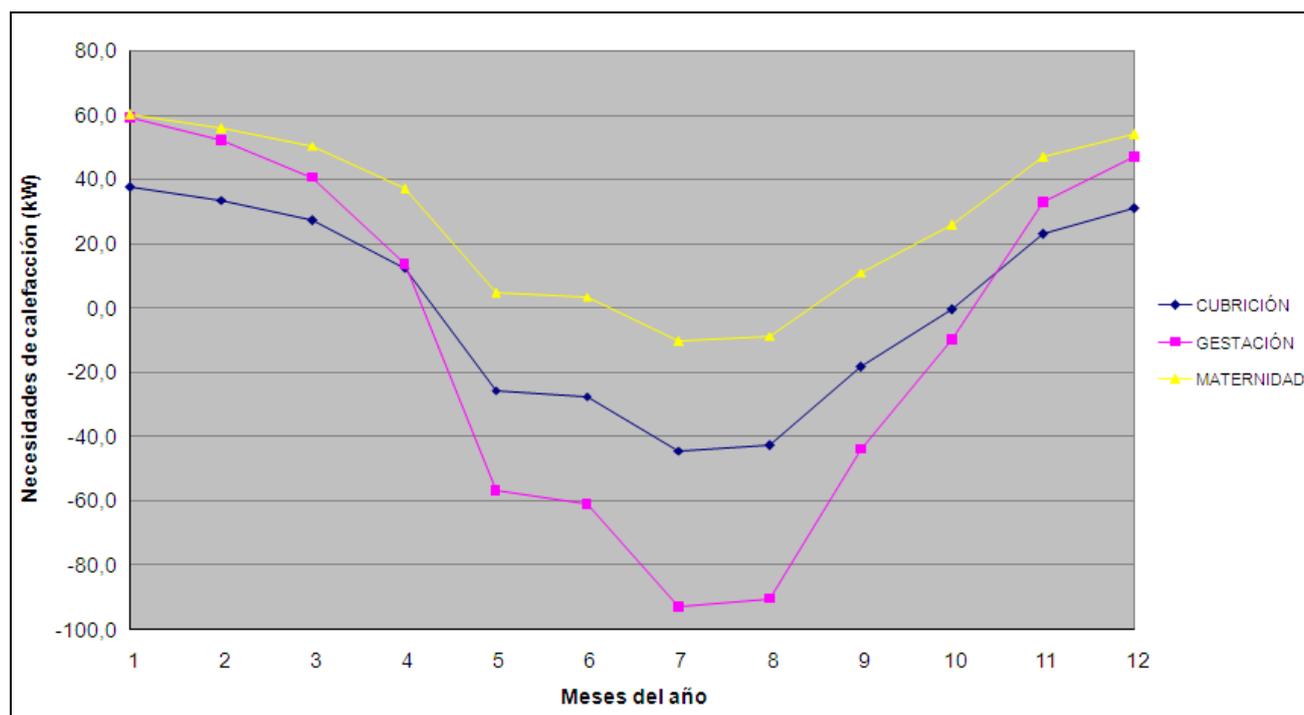


Figura 20.: Necesidades de calefacción (kW) en función del mes del año

4. Descripción de la instalación de climatización

4.1. Características del terreno

4.1.1. Temperatura del suelo

La temperatura tiene una influencia importante en el tamaño del intercambiador de calor de la instalación geotérmica, debido a sus características propias de transferencia de calor, es decir su conductividad.

Si hacemos un estudio de la temperatura que tiene el subsuelo en profundidad en diferentes épocas del año (Figura 21), observamos cuatro curvas:

- En invierno, a medida que profundizamos, la temperatura va aumentando hasta alcanzar un valor fijo (curva azul).
- En verano ocurre lo contrario; a medida que profundizamos la temperatura desciende hasta alcanzar el mismo valor fijo (curva roja).
- En primavera y otoño las variaciones son menores, llegándose a alcanzar, en profundidad, el mismo valor (curvas verde y amarilla).

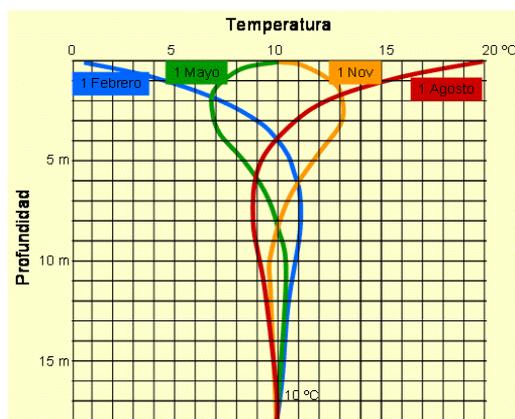


Figura 21.: Variación de la temperatura según la profundidad (Creus, 2008)

Este hecho es sumamente importante porque quiere decir que a partir de una determinada profundidad la temperatura del subsuelo es constante, independientemente de la estación anual en la que nos encontremos y por supuesto, independientemente de la hora del día o de la noche. Disponemos, a unos pocos metros de nosotros, de una fuente de energía relativamente constante a lo largo de todo el año y accesible en todos los lugares. La temperatura media que tiene el subsuelo en un determinado punto es aproximadamente igual a la temperatura media anual de la zona.

A pesar de que la energía geotérmica, proviene del interior de la tierra y no del sol, la gran radiación solar que incide en España propicia, a diferencia de otros países europeos, donde el subsuelo a pocos metros de profundidad tiene temperaturas de 8, 10 o 12°C, que a partir de cinco metros de profundidad la temperatura sea de alrededor de 15°C con pequeñas variaciones. Entre 15 y 20 m de

profundidad, la estabilidad térmica suele ser de 17°C todo el año. La inercia térmica condiciona también el desfase temporal, alcanzando el subsuelo los valores más frescos en primavera, tras el invierno, y los valores más cálidos en otoño tras el verano. De manera que el suelo español reúne mejores condiciones en profundidad para la implantación de bombas de calor, que los países del norte donde existe una gran implantación de éstas.

4.1.2. Conductividad térmica del suelo

La conductividad térmica se puede usar para determinar la longitud del orificio de perforación (pozo) requerido y la separación entre perforaciones. Los cálculos de conductividad se basan en las características geotérmicas del terreno y consideran el flujo de agua freática, la porosidad de los estratos y la heterogeneidad del pozo en toda su profundidad. Además, el volumen del terreno utilizado para los ensayos de respuesta térmica es idéntico al que empleará después el intercambiador de calor (tubo en U) si la instalación sigue adelante.

La energía geotérmica de muy baja temperatura basa sus aplicaciones en la capacidad que el subsuelo posee de acumular calor, y de mantener una temperatura sensiblemente constante a determinada profundidad, a lo largo de todo el año. Sin embargo, su rendimiento puede ser muy diverso, según la temperatura de la que se disponga.

La capacidad del terreno para transmitir el calor y almacenarlo condicionará en gran medida el rendimiento de los aprovechamientos de este tipo de energía. Para las transferencias de calor por convección, la permeabilidad del terreno se convierte también en un factor importante, cuando no decisivo. Por ejemplo, unas gravas no disponen de una alta conductividad térmica por sí solas pero, saturadas de agua, pueden multiplicar por 4 dicha variable. Sin embargo, unas arcillas en idénticas condiciones de saturación alcanzan poco más del doble de conductividad, debido a su baja permeabilidad.

Las aplicaciones van a depender, fundamentalmente, de la temperatura del terreno y de la capacidad del mismo a transmitir/absorber el calor. Este calor será conducido, desde o hasta el terreno, por un agente intercambiador de calor que, en la inmensa mayoría de los casos es un fluido con unas características especiales, como su bajo punto de congelación y su capacidad de mantener el calor, es decir, una baja inercia térmica.

Para esta modalidad de aprovechamiento, las temperaturas del subsuelo no excederán los 30°C, siendo las más comunes a utilizar las que oscilan entre 10-18°C, siendo ese margen de temperaturas no aprovechable directamente para calefacción, que requiere del orden de 40-50°C. La forma de aumentar la temperatura del fluido de intercambio de calor deber proceder de una fuente de energía ajena a la que se puede extraer del subsuelo: para ello, se utiliza la bomba de calor.

4.2. Descripción de la instalación de climatización

La instalación consta de 3 elementos o grupo de elementos principales:

- La bomba de calor geotérmica
- Las sondas geotérmicas
- Los fan-coils (unidades terminales)

Y de dos sistemas de tuberías:

- Uno que une las sondas geotérmicas a la bomba de calor geotérmica
- Otro que une la bomba de calor geotérmica a los fan-coils

En el esquema siguiente, se pueden apreciar los anteriores componentes y la configuración de la instalación (Figura 22).

4.2.1. Bomba de calor

Principales elementos de la bomba de calor

Las distintas etapas del ciclo termodinámico de la bomba de calor se llevan a cabo en equipos especializados. Los elementos principales de la bomba de calor geotérmica son el condensador, el evaporador, el compresor y la válvula de expansión (Figura 23).

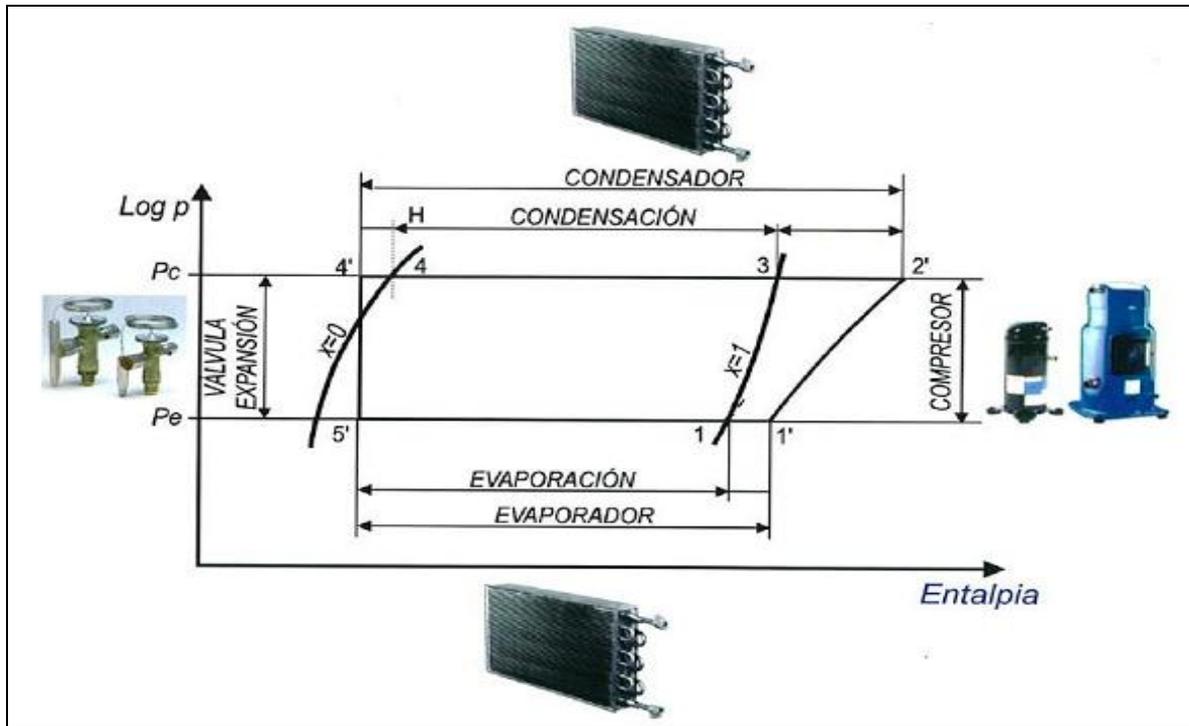


Figura 23.: Componentes principales de la bomba de calor (Casajuana et al., 2010)

El compresor eleva la presión del fluido refrigerante, en el condensador el gas refrigerante comprimido pasa a estado líquido, en la válvula de expansión se disminuye la presión para favorecer la evaporación del líquido refrigerante y es en el evaporador donde el líquido termina de evaporarse.

Condensador y evaporador

Los condensadores y evaporadores son intercambiadores de calor entre dos fluidos que circulan por conductos separados pero que permiten un flujo de calor entre ambos. La tecnología usada para ambos es idéntica.

En el condensador, el refrigerante gaseoso a alta presión cede calor a otro fluido, que en nuestro caso es agua. A la salida del compresor el gas refrigerante está caliente debido al proceso de compresión, denominándose vapor sobrecalentado. En el condensador se procede a enfriar el vapor, eliminar el calor generado en el proceso de condensación y, posteriormente se sigue enfriando hasta conseguir un líquido subenfriado que mejora el ciclo termodinámico de la bomba de calor.

El proceso contrario al condensador se lleva a cabo en el evaporador, en el que la mezcla de líquido y vapor que resulta después del paso del líquido por la válvula de expansión se evapora, absorbiendo calor de un fluido que típicamente es agua glicolada.

En el proceso de evaporación hay que procurar que a la salida del evaporador el fluido refrigerante se encuentre en fase de vapor para evitar que entre líquido en el compresor, lo que daría lugar a problemas en el mismo.

Típicamente los condensadores y evaporadores están constituidos por un paquete de placas corrugadas en acero inoxidable, entre las que circula alternativamente el agua y el refrigerante.

Compresor

El compresor es el equipo capaz de elevar la presión del vapor refrigerante tras su paso por el evaporador. El compresor necesita de un aporte de energía mecánica para poder conseguir comprimir el gas, de esta forma el gas aumentará la cantidad de calor que contiene y su temperatura.

Válvula de expansión

Este elemento sirve para disminuir la presión del líquido refrigerante tras su paso por las etapas de compresión y condensación, quedando en las condiciones adecuadas para la evaporación.

Funcionamiento de la bomba de calor geotérmica

Las leyes que enunciaron Boyle, Mariotte, Charles y Gay-Lussac sobre el comportamiento de los gases no son más que el reflejo de un principio ya conocido desde hace mucho tiempo por los físicos y que puede enunciarse así: “Un gas se calienta cuando se comprime y se enfría cuando se expande”.

Los fundamentos físicos de la bomba de calor son los principios termodinámicos de los ciclos de refrigeración, en los que se constituyen máquinas cuyo objetivo es mantener un determinado volumen a baja temperatura, para lo cual están constantemente evacuando calor desde una zona fría, el foco frío, hasta otra zona a mayor temperatura, foco caliente. De acuerdo a las leyes termodinámicas, para poder transferir calor en el sentido contrario al del flujo natural del calor, será necesario el aporte de un trabajo externo, normalmente aportado por un compresor accionado por un motor eléctrico.

La diferencia significativa entre una máquina de refrigeración y una bomba de calor es que, en la primera, el objetivo se centra en el calor extraído del recinto hacia el terreno, como sucede en verano para refrigeración; mientras que en la bomba de calor, el objetivo puede ser ese mismo, o bien puede ser la aportación de calor, si trabaja en modo calefacción como puede suceder en invierno. Si se consigue aprovechar el frío en el evaporador (válvula de expansión) para refrigerar un ambiente en verano, y el calor en el condensador (compresor) para calentar el mismo ambiente en invierno, se habrá conseguido alcanzar el concepto de climatización.

Los componentes principales de una bomba de calor son cuatro tal como se han comentado en el apartado anterior: el evaporador, el compresor, el condensador y la válvula de expansión. La

máquina trabaja en ciclo cerrado, es decir, por el interior de la máquina circula un fluido refrigerante que, al atravesar los distintos componentes, sufrirá una serie de transformaciones en su estado y propiedades, al final de las cuales volverá a recuperar su estado inicial, repitiéndose cíclicamente dicha secuencia y consiguiendo los transvases de calor deseados.

El evaporador es un intercambiador de calor donde el fluido refrigerante, a baja presión y temperatura, va a absorber el calor traído hasta él por los colectores dispuestos en el subsuelo, que estarán recorridos por un fluido generalmente formado por agua y glicol, éste último para evitar la congelación de la mezcla. Al absorber el calor, el fluido refrigerante pasa de un estado líquido gaseoso a evaporarse completamente a presión constante. A continuación, el refrigerante, ya en estado vapor, pasa al compresor, elevándose su presión, temperatura y contenido energético. El refrigerante pasa al condensador para ceder a presión constante su energía en forma de calor al fluido de distribución de calefacción del recinto que se quiere calentar: el agua que circula o bien por fan-coils, o bien por radiadores o suelo radiante. Debido a esta transformación el refrigerante vuelve a estado líquido al salir del condensador. Finalmente, el fluido refrigerante pasa a la válvula de expansión, donde se acondiciona rebajando su presión y temperatura antes de entrar al evaporador como una mezcla de vapor y líquido, con predominio de vapor, completándose así el ciclo.

La bomba de calor geotérmica impulsa calor de ambientes fríos a ambientes más calientes en sentido contrario al gradiente natural de flujo de calor. Así el calor Q_2 extraído del terreno a baja temperatura T_2 es recogido por el refrigerante en el evaporador para ser llevado hacia el interior del recinto. Sin embargo, para poder ceder este calor a una temperatura más alta T_1 , es necesario subir la presión y temperatura del refrigerante por medio de un compresor cuyo trabajo es recibido en forma de energía por el refrigerante. De este modo, el calor Q_1 finalmente cedido en el interior del local es mayor que el extraído al terreno.

Ha de tenerse en cuenta que en el evaporador y condensador el flujo de calor sigue las leyes de la transmisión de calor, es decir, sigue direcciones decrecientes de temperatura, por lo que para conseguir los flujos de calor deseados, el refrigerante debe estar a una temperatura inferior a la del terreno en el evaporador y a una temperatura superior a la del fluido de la calefacción en el condensador, en ambos caso con un margen de unos 10-15°C para que se dé una buena transferencia de calor y se complementen los procesos de evaporación y condensación.

En el evaporador y en el condensador, la absorción o cesión de calor del refrigerante es debida principalmente a su cambio de fase. Cuando un fluido se está vaporizando o condensando, la presión y la temperatura se mantienen constantes. La temperatura a la que se vaporiza un fluido depende de su presión y viceversa. Por lo tanto, conseguir las temperaturas del refrigerante en el evaporador y el condensador es equivalente a decir que se deben conseguir las presiones en ambos elementos que permiten los cambios de fase a dichas temperaturas. Ésta es la función principal del compresor y de la válvula de expansión, acondicionar las presiones para una adecuada transmisión de calor.

Adicionalmente, el compresor introduce un calor equivalente a su trabajo W hacia el recinto, lo cual parece beneficioso cuando se trata de calentar. Sin embargo, no se debe perder de vista que se trata

de inyectar el máximo calor renovable ofrecido por el terreno, realizando el menor trabajo W externo posible.

La bomba de calor tiene la posibilidad de invertir el sentido del flujo calorífico dependiendo de la temperatura ambiental, es decir, usarla como calefacción en invierno y como sistema de refrigeración en verano, evitando tener que duplicar los equipos instalados, uno para calentar y otro distinto para refrigerar. Para trabajar de forma inversa, las funciones del condensador y del evaporador han de intercambiarse, de modo que el intercambiador conectado térmicamente al sistema de climatización de la casa pasará a trabajar a baja presión como evaporador y el intercambiador conectado térmicamente al terreno pasará a trabajar a mayor temperatura y presión como condensador.

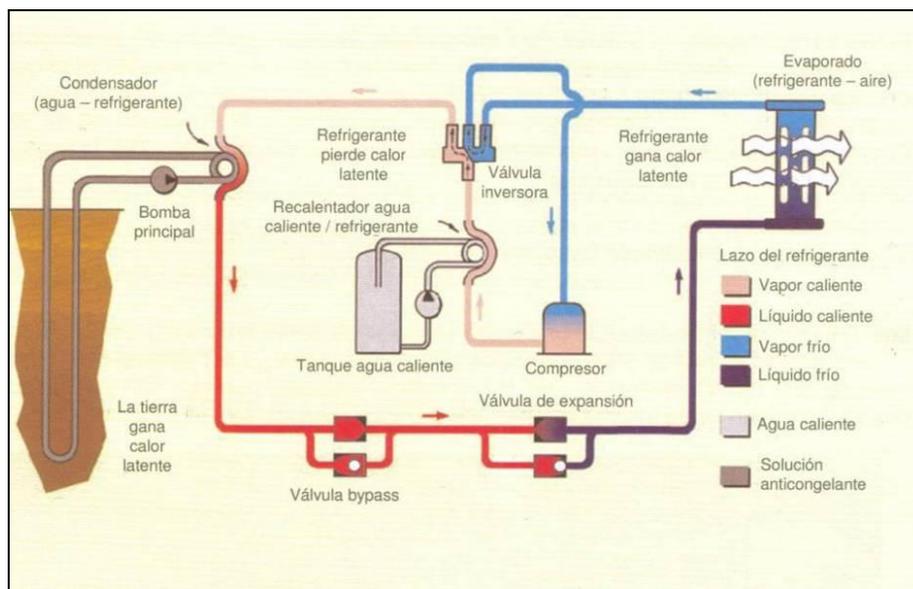


Figura 24.: Bomba de calor geotérmica en modo de refrigeración (Creus, 2008)

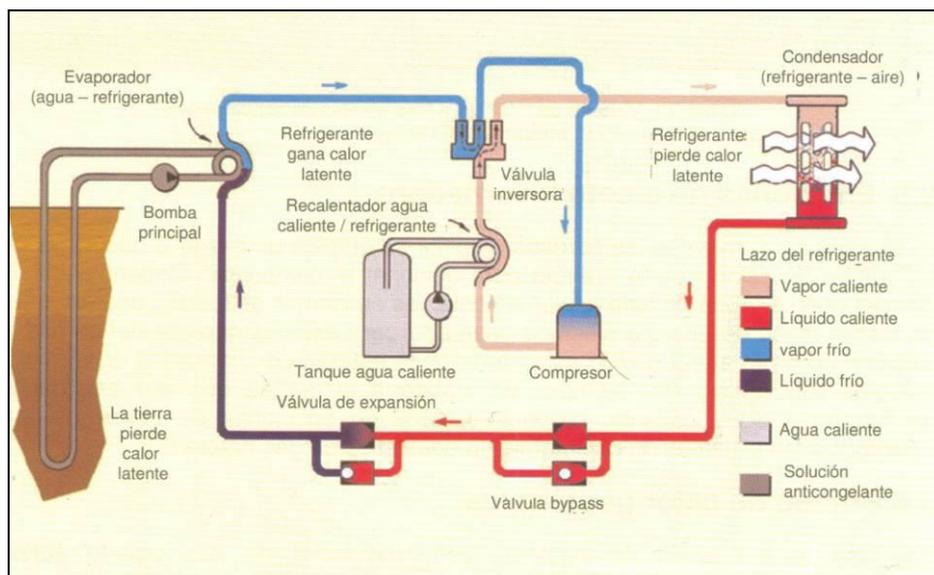


Figura 25.: Bomba de calor geotérmica en modo de calefacción (Creus, 2008)

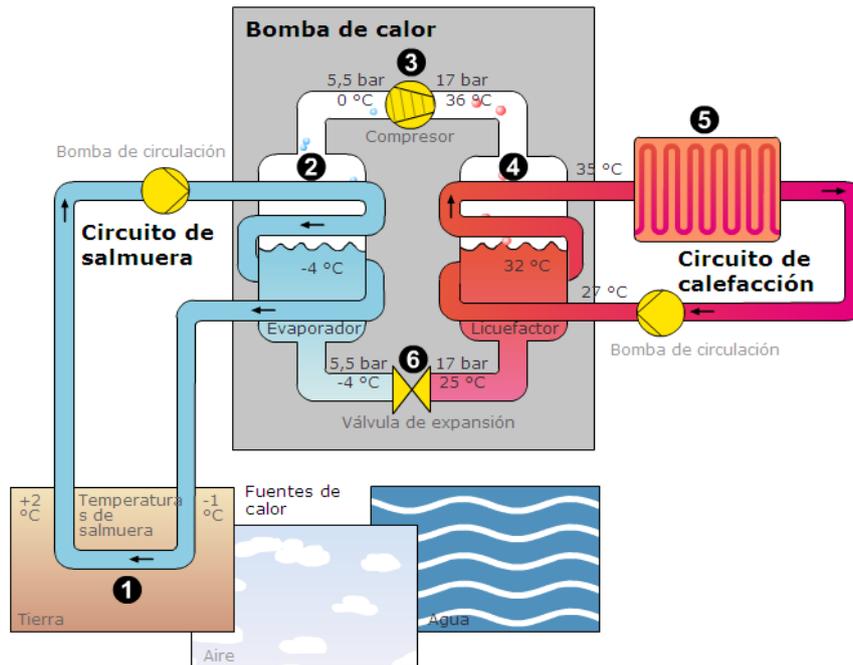


Figura 26.: Bomba de calor geotérmica en modo de calefacción (www.glendimplex.de, mayo 2010)

Para poder llevar a cabo esta reversibilidad de funciones se utiliza una válvula de 4 vías, llamada también válvula inversora. La válvula inversora se encarga de redirigir el flujo de refrigerante al intercambiador correcto en cada modo. Se activa por la propia presión del líquido refrigerante y es pilotada eléctricamente. La tubería superior es la de descarga, mientras que la inferior que se le encara es la de aspiración y las otras dos van a las unidades interior y exterior (Figura 27).

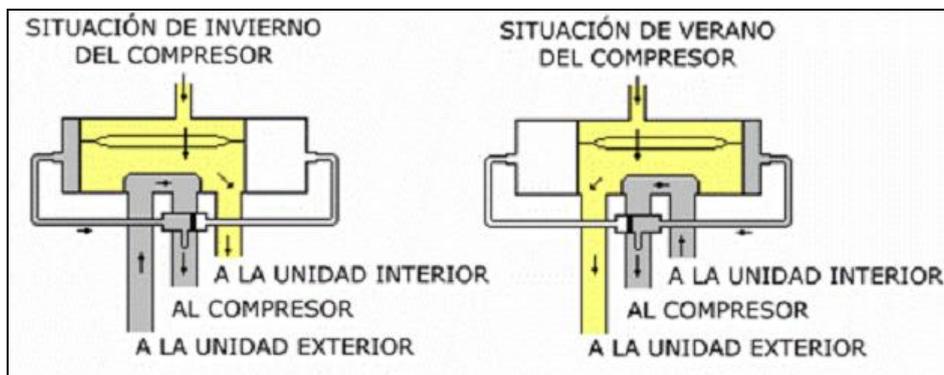


Figura 27.: Sección de una válvula de cuatro vías y situación de verano e invierno de la misma. (IEE. Universidad de Cantabria, Llopis et al., 2008)

Ventajas de la bomba de calor geotérmica

La principal ventaja de este tipo de bomba es que el foco exterior está a una temperatura relativamente constante a lo largo del año, causa directa de un COP elevado (Coefficient of Performance), contrariamente a una bomba de calor convencional que trabaja con el aire atmosférico (de gran variabilidad térmica) y con el cual tiene que trabajar más para producir un aire de temperatura fija.

El COP nos permite saber cuan eficiente es una bomba de calor. El COP de una bomba de calor geotérmica es de 4 a 6, superando al de las bombas de calor más eficientes aire-aire. Esto quiere decir que por cada unidad de energía que usa el sistema, en este caso eléctrica, se obtienen 4 o más unidades de energía en forma de calor o frío de forma gratuita. Destacando que una bomba de calor geotérmica no varía con las condiciones meteorológicas o estacionales, a diferencia de otras fuentes de energías como la energía solar.

Tipos de bomba de calor geotérmica

Dependiendo de los fluidos de entrada y salida, las bombas de calor geotérmicas pueden ser:

- **Bombas de calor agua-agua:** utilizan como fuente de calor el de la tierra y transfieren el calor a radiadores.
- **Bombas de calor agua-aire:** utilizan la misma fuente de calor anterior y lo transfieren mediante aire en conductos situados en el edificio.

En nuestro caso, utilizaremos una bomba de calor agua-agua

Fluido refrigerante

El fluido que circula por el lazo cerrado debe tener una protección anti-hielo cuando su temperatura baja a menos de 4°C al salir del terreno y entrar en el edificio. Existen una gran variedad de soluciones anticongelantes (Tabla 29), y de su comparación se observa que el metanol y el propilenglicol son los recomendados.

	Ventajas		Inconvenientes		Observaciones
Alcoholes					
Metanol	Baja viscosidad. Bomba de baja potencia.	Alta transferencia de calor. Lazos más cortos.	Altamente volátil inflamables y tóxicos.	Mezclado con agua no es inflamable. No es corrosivo.	Recomendado
Etanol	Baja viscosidad. Bomba de baja potencia	Alta transferencia de calor. Lazos más cortos.	Muy volátil, inflamable. No tóxico.	Mezclado con agua no es inflamable. Solo puede usarse desnaturalizado y entonces es tóxico y corrosivo del polietileno.	No recomendado
Glicoles					
Etilenglicol	Refrigeración automóviles.		Tóxico.		No recomendado
Propilenglicol	Menos tóxico que el etilenglicol.		Coste 10 veces más elevado que el metanol.	Alta viscosidad, bajo coeficiente de transferencia de calor.	Recomendado cuando no se permite el uso del metanol por regulaciones ambientales.
Sales					
Cloruro sódico	Utilizado en la industria		Muy corrosivo	Aditivos para inhibir la corrosión y mantener el pH.	No recomendado
Cloruro cálcico	Utilizado en la industria		Muy corrosivo	Aditivos para inhibir la corrosión y mantener el pH.	No recomendado
Acetato de potasio	Utilizado en la industria		Baja tensión superficial	Fuga a través empaquetaduras y juntas de las tuberías.	No recomendado

Tabla 29.: Comparación de soluciones anticongelantes para circuitos geotérmicos de bomba de calor (Creus, 2008)

El papel del fluido refrigerante en la bomba de calor es muy importante, ya que es el vehículo de transporte del calor entre el interior y el exterior. La bomba de calor por ciclo de compresión trabaja en ciclo cerrado, lo que significa para el refrigerante que en cada ciclo va a sufrir dos cambios de fase absorbiendo y cediendo calor a las presiones que convengan en evaporador y condensador, respectivamente. Las propiedades más relevantes de un fluido refrigerante para una aplicación con un salto de temperatura determinado son:

- Presión de evaporación: conviene que la presión en el evaporador (a baja temperatura) sea mayor que la atmosférica para evitar entrada de aire y humedad.
- Punto crítico alejado (cúspide de la campana presión-entalpía) que define las presiones y temperaturas críticas por encima de las cuales no se puede condensar el vapor.
- Punto de congelación suficientemente bajo: de modo que no se produzca solidificación del refrigerante en el intercambiador con el terreno.
- Relación de compresión: la relación entre la presión en el condensador y la del evaporador debe ser tan baja como sea posible, ya que implica menor trabajo de compresión. Eficacia en la transmisión de calor: buen coeficiente de convección que mejore la transmisión de calor en los intercambiadores.
- Bajas pérdidas de presión en su circulación por el circuito.
- Potencia frigorífica volumétrica elevada: alta cantidad de absorción de calor en el evaporador por unidad de volumen de vapor aspirado por el compresor.

4.2.2. Intercambiador de calor subterráneo (sondas geotérmicas)

La función de un intercambiador de calor subterráneo es servir de vía de conexión entre el terreno, que es la fuente o el pozo de calor (en modo calefacción o refrigeración), y el intercambiador de calor mediante el fluido refrigerante de éste.

Para unas condiciones del terreno dadas, la carga del edificio (calefacción y/o refrigeración) es el factor principal que influye en el tamaño (capacidad) del intercambiador subterráneo, pero las temperaturas de salida y retorno del fluido portador de calor al subsuelo son fijadas por el proyectista del sistema geotérmico. Cuanto más elevada sea la temperatura mínima aceptada a la salida del bucle, mayor será el rendimiento del sistema (refrigeración). Sin embargo, el bucle subterráneo correspondiente tendrá mayor longitud y el coste inicial será más elevado. Esto se aplica, análogamente, a los valores más bajos para la temperatura de salida máxima (calefacción); de tal manera que nunca se descienda por debajo de una temperatura mínima del fluido geotérmico en invierno para evitar congelaciones del subsuelo (Temperatura de entrada a la captación geotérmica $> -5^{\circ}\text{C}$), y que no se exceda de una temperatura máxima del fluido geotérmico en verano que evite la degradación del polietileno de la sonda (Temperatura entrada a la captación geotérmica $< 30^{\circ}\text{C}$).

Otros factores que influyen en la longitud de un intercambiador de calor son:

- Tipo y propiedades del fluido portador de calor
- Disposición del bucle subterráneo (distancias entre sondeos, entre colectores horizontales y entre zanjas)
- Profundidad de los sondeos y de las zanjas
- Configuración del intercambiador (número de tubos por zanja, por sondeo, y conexión en serie o en paralelo)
- Temperatura media del terreno
- Propiedades del terreno y de los morteros para el relleno de sondeos
- Condiciones hidrogeológicas locales (velocidad de desplazamiento del agua subterránea)
- Diámetro del tubo (o caudal) para conocer la turbulencia y las temperaturas de funcionamiento extremas.
- Rendimientos de las bombas de calor y consumo de energía necesaria para el bombeo del líquido portador de calor.

Sondas geotérmicas

Una sonda geotérmica vertical está formada, esencialmente, por los tubos verticales, el pie y el material que rellena el espacio anular entre los tubos y las paredes del sondeo.

Las sondas geotérmicas más utilizadas constan de dos tubos (simple U) o de 4 tubos (doble U) unidos por su extremidad inferior mediante unas piezas del mismo material, que constituyen el pie de la sonda (Figura 28). Otro material accesorio es un lastre que se cuelga del pie para facilitar la introducción en el sondeo, y un tubo para inyectar material de cementación.

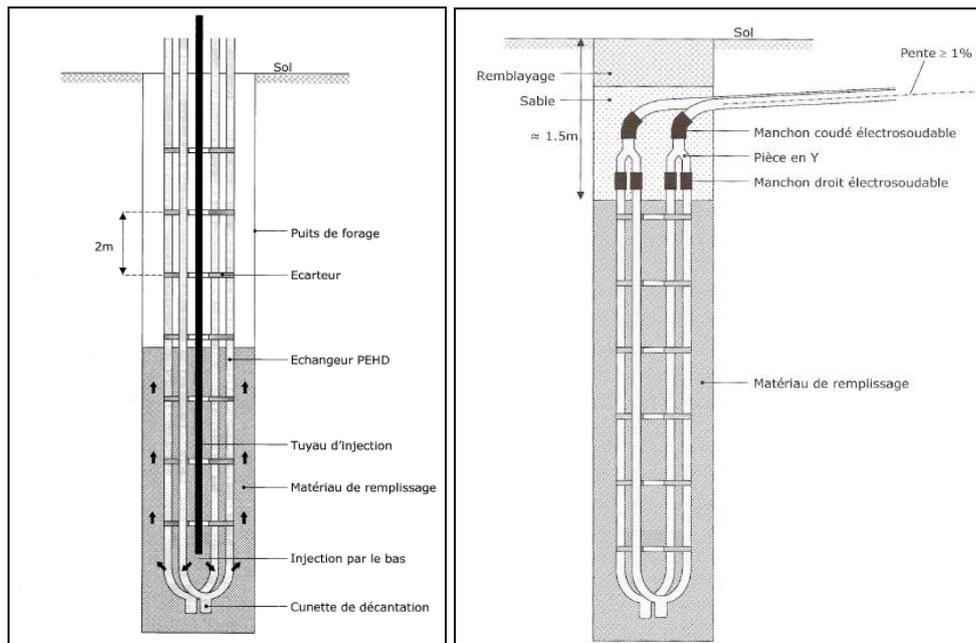


Figura 28.: Partes de una sonda geotérmica vertical en doble U (1); Uniones de las partes superiores de las sondas en doble U (2) (www.xeotherm.com, junio 2010)

El tubo para inyección del material de cementación suele ser de 25 mm de diámetro y se coloca entre los dos o cuatro tubos de la sonda. Se instala hasta el pie de la sonda, descendiendo conjuntamente con ella en el sondeo. Una vez los tubos montados en el sondeo, se dejan a presión con agua para que a la hora de introducir el material de relleno, con una mayor densidad, no resulten aplastados al aumentar la presión exterior. Una vez el sondeo cementado se realiza una prueba de presión. Después, las sondas se llenan con el líquido de transferencia térmica.

El material de relleno, normalmente lechada de cemento, incorpora materiales arcillosos, generalmente bentonita, con objeto de aumentar el coeficiente de dilatación del material fraguado y dotarlo de cierto grado de plasticidad. Los materiales arcillosos se añaden al cemento porque el coeficiente de dilatación del polietileno es mayor que el del cemento. Los cambios de temperatura del fluido conductor de calor que circula por su interior provocan tensiones sobre las tuberías que pueden dañar el polietileno o al relleno del sondeo. La razón de cementar un sondeo es asegurar una unión física y químicamente estable, impermeable y duradera de la sonda geotérmica al terreno.

Material del sistema de tuberías

La tubería de polietileno de alta densidad (HDPE – High Density Polyethylene Piping) es la única recomendada para tubos en U, horizontales o verticales. Es muy flexible, muy resistente al desgaste y posee unas características de transferencia de calor correctas. Su vida útil garantizada es de 30 años. La tubería puede unirse por fusión con calor. Lo que crea una unión muy fuerte.

Antes de introducir el tubo en U, se le añade peso para facilitar su introducción. Una vez el tubo está totalmente introducido en el orificio, se prueba a presión con agua o aire, se llena con agua y se purga. Si el ensayo ha sido satisfactorio, se inyecta bentonita o cemento de la consistencia adecuada

para que pueda fluir a través del pozo y llegar a la zona deseada. En otro sistema de instalación se introduce una tubería de inyección en el fondo del pozo y se retrae a medida que se va inyectando cemento. De este modo, se eliminan las bolsas de aire que pueden existir alrededor de la tubería y se asegura un buen contacto con el terreno.

Otra de las precauciones a tomar antes de realizar el trabajo es asegurarse de que en el subsuelo no existan tuberías de gas, agua, conductos eléctricos, tuberías de desagüe o fosas sépticas. Una vez se ha probado a presión la tubería de polipropileno y se ha consolidado con un material de inyección, se llena el circuito con agua para proceder al ensayo térmico.

Diámetro del pozo (m)	0,114
Longitud del pozo (m)	72
Diámetro interior del tubo en U (m)	0,02744
Diámetro exterior del tubo en U (m)	0,03341
Separación de fijaciones (m)	0,01583
Conductividad del suelo (W/m·K)	2,5
Conductividad del cemento inyectado (W/m·K)	0,7443
Conductividad del tubo en U (W/m·K)	0,389
Capacidad calorífica del subsuelo (MJ/m ³ ·K)	2,5
Capacidad calorífica volumétrica del cemento inyectado (MJ/m ³ ·K)	3,9
Capacidad calorífica volumétrica del tubo en U (MJ/m ³ ·K)	1,77
Coefficiente de convección del fluido (MJ/m ³ ·K)	1,69
Coefficiente de calor de entrada (W/m)	40,4
Tipo de fluido	Agua
Temperatura media del fluido (°C)	30

Tabla 30.: Características típicas del pozo perforado (Universidad de Oklahoma, Creus 2008)

4.2.3. Sistema de difusión: fan-coils

Es un sistema de acondicionamiento y climatización de tipo mixto que resulta ventajoso en edificios donde es preciso economizar el máximo de espacio. Suple a los sistemas centralizados que requieren grandes superficies para instalar sus equipos. La instalación de estos equipos permite suministrar de una manera sencilla aire caliente o frío a cualquier recinto de un edificio.

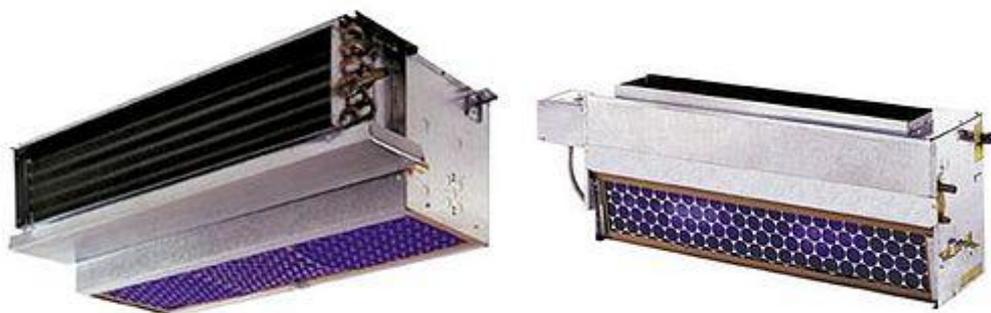


Figura 29.: Fan-coil (www.ciatesa.es, julio 2010)

5. Diseño de la instalación de climatización

5.1. Fan-coils

El modelo del fan-coil se escoge en base a las cargas térmicas calculadas (Tabla 31).

Nave	P_{cal} (kW)	P_{ref} (kW)
Cubrición	37,6	34,9
Gestación	59,2	57,0
Maternidad	60,0	46,5

Tabla 31.: Cargas térmicas necesarias en las naves de cubrición, gestación y maternidad

El número de fan-coils necesarios en la nave es:

$$N_{fan-coil\ invierno} = \frac{P_{cal}}{P_{fan}}$$

$$N_{fan-coil\ verano} = \frac{P_{ref}}{P_{fan}}$$

$$S_{ocupada} = \frac{S_{recinto}}{N_{fan}}$$

Dónde:

P_{cal} = potencia calorífica (W)

P_{ref} = potencia calorífica (W)

P_{fan} : potencia del fan-coil (W)

S : superficie (m^2)

N_{fan} : número de fan-coils

Se escoge el modelo y se calcula el número de fan-coils necesarios en función de la potencia de calefacción/refrigeración de demanda.

Resultado (Caso 1)

Después de realizar dicho procedimiento (Anejo 9.4.1. Fan-coils), obtenemos los siguientes resultados:

Nave	Modelo	Número de fan-coils funcionando (invierno/verano)	Superficie ocupada (m^2 /fan-coil) (invierno/verano)	T_i (°C) (invierno/verano)
Cubrición	ALTO 02 3N R2	8/9	47/42	15/28
Gestación	ALTO 04 3N R2	7/7	77/77	15/28
Maternidad	ALTO 03 3N R2	10/10	54/54	20/25

Tabla 32.: Fan-coils necesarios para la instalación (caso 1)

En el caso 2, en el que las instalaciones están diseñadas para conseguir temperaturas interiores en verano de 25-25-22°C en las naves de cubrición-gestación-maternidad, obtenemos la siguiente instalación:

Nave	Modelo	Número de fan-coils funcionando (invierno/verano)	Superficie ocupada (m²/fan-coil) (invierno/verano)	T_i (°C) (invierno/verano)
Cubrición	ALTO 02 3N R2	8/11	47/34	15/25
Gestación	ALTO 04 3N R2	7/9	77/60	15/25
Maternidad	ALTO 03 3N R2	10/10	54/54	20/22

Tabla 33.: Fan-coils necesarios para la instalación (caso 2)

5.2. Bomba de calor geotérmica

Una de las características más importantes de una bomba de calor del tipo que sea, es que su rendimiento (y la energía necesaria para hacerla funcionar) está directamente relacionado con el salto térmico de temperaturas en el que funciona, concretamente entre la temperatura de la fuente de calor/frío y la del pozo en el que es evacuado/extraído el calor. Cuanto más pequeño es ese salto de temperatura más elevado es el rendimiento de la termo-bomba.

Idealmente, la fuente de calor debería ser tan caliente y estable como fuera posible durante el período de calefacción, y el pozo tan fresco y estable como fuera posible durante el período de refrigeración.

5.2.1. Selección de la bomba de calor geotérmica

Los datos de partida para la selección de las bombas de calor geotérmicas son las cargas térmicas de calefacción y refrigeración calculadas anteriormente.

Nave	P _{cal} (kW)	P _{ref} (kW)
Cubrición	37,6	34,9
Gestación	59,2	57,0
Maternidad	60,0	46,5

Tabla 34.: Cargas térmicas de calefacción y refrigeración necesarias

A partir de estas cargas y del catálogo del fabricante de bombas geotérmicas CIATESA se seleccionan los modelos siguientes:

Nave	Modelo BCG	P _{cal} (kW)	P _{ref} (kW)
Cubrición	DynaCIAT ILG 150V	50,8	38,0
Gestación	DynaCIAT ILG 240V	78,6	59,1
Maternidad	DynaCIAT ILG 240V	78,6	59,1

Tabla 35.: Bombas de calor geotérmicas (BCG) seleccionadas para cada nave

5.2.2. Rendimiento de la bomba de calor geotérmica

El rendimiento en bomba de calor se denomina coeficiente de operación o rendimiento (COP) y caracteriza a ésta cuando trabaja en modo calefacción.

En este caso, el COP es igual a la potencia que se quiere obtener (cantidad de calor que se transmite al local) dividido por la potencia que se tiene que suministrar a cambio para conseguirlo:

$$COP = \frac{Q_{cal}}{Q_{abs}}$$

Cuando la máquina invierte su ciclo y trabaja en modo refrigeración, extrayendo un calor Q_{ref} mediante el evaporador del recinto a una temperatura T_E e inyectando un calor Q_{cal} mediante el condensador al terreno a temperatura T_C , se define el parámetro de rendimiento como coeficiente de eficiencia energética (EER).

En este caso, el EER es igual a la potencia que se quiere extraer (cantidad de calor que se extrae del local) dividido por la potencia que se tiene que suministrar a cambio para conseguirlo:

$$EER = \frac{Q_{ref}}{Q_{abs}}$$

La relación teórica entre el COP y el EER cuando la máquina trabaja calentando o refrigerando entre las mismas temperaturas es la siguiente:

$$COP = EER + 1$$

Resultados

Se comprueba la evolución del COP y del EER (Anejo 9.4.2. Evolución del COP y del EER). Los valores de COP y EER que ofrecen las bombas de calor geotérmicas seleccionadas para las temperaturas de salida de agua caliente y de salida de agua fría especificadas a continuación, según las especificaciones del fan-coil y de la bomba de calor, y tomando unos valores del lado de la seguridad las temperaturas son:

Nave	Cubrición	Gestación	Maternidad
Modelo BCG	DynaCIAT ILG 150V	DynaCIAT ILG 240V	DynaCIAT ILG 240V
P_{cal} (kW)	42,8	65,6	65,6
P_{abs} (kW)	13,0	20,8	20,8
COP_{cal}	3,29	3,15	3,15
P_{ref} (kW)	40,0	62,0	62,0
P_{abs} (kW)	9,2	14,2	14,2
EER	4,35	4,37	4,37

Tabla 36.: Valores del COP y EER para $T_{cal} = 50^{\circ}C$ y $T_{fría} = 7^{\circ}C$

Dónde tenemos:

Modo invierno

$T_{condensador}$: $50^{\circ}C$ (valor más desfavorable determinado por el fan-coil)

$T_{evaporador}$: $2^{\circ}C$ (valor elegido de manera que la bomba nos de una potencia superior a la necesaria y que el salto térmico entre $T_{evaporador}$ y $T_{terreno}$ no sea superior a $15^{\circ}C$)

Modo verano

$T_{condensador}$: $7^{\circ}C$ (valor más desfavorable determinado por el fan-coil)

$T_{evaporador}$: $30^{\circ}C$ (valor elegido de manera que la bomba nos de una potencia superior a la necesaria y que el salto térmico entre $T_{evaporador}$ y $T_{terreno}$ no sea superior a $15^{\circ}C$)

Una vez determinado el valor del COP_{cal} para los tres modelos de bombas a instalar, se determina la potencia absorbida por ellas en cada una de las naves.

Nave	P_{cal} (kW)	P_{abs} (kW)	P_{ref} (kW)	P_{abs} (kW)
Cubrición	37,6	11,42	34,9	8,02
Gestación	59,2	18,79	62,0	14,19
Maternidad	60,0	19,05	46,5	10,64

Tabla 37.: Modelo de bomba de calor geotérmica de la instalación y sus características (caso 1)

En el caso 2, en el que las instalaciones están diseñadas para conseguir temperaturas interiores en verano de 25-25-22°C en las naves de cubrición-gestación-maternidad, obtenemos la siguiente instalación:

Nave	Modelo	COP	EER	P_{cal} (kW)	P_{abs} (kW)	P_{ref} (kW)	P_{abs} (kW)
Cubrición	DynaCIAT ILG 200V	3,12	4,32	37,6	12,05	42,9	9,93
Gestación	DynaCIAT ILG 300V	3,29	4,43	59,2	17,99	70,4	15,89
Maternidad	DynaCIAT ILG 240V	3,15	4,37	60,0	19,05	49,7	11,37

Tabla 38.: Modelo de bomba de calor geotérmica de la instalación y sus características (caso 2)

Fluido refrigerante

Para el caso de las bombas de calor seleccionadas DynaCIAT ILG 150V y DynaCIAT ILG 240V, el refrigerante que emplea el fabricante es el HFC (hidro fluoro carbono) R-410a. Sus características son las siguientes:

Temperatura ebullición (°C)	52,2
Densidad líquido (25°C) (kg/dm ³)	1,0615
Densidad vapor saturado (1 bar)	4,12
Temperatura crítica (°C)	72,2
Presión crítica (bar)	49,5
Densidad crítica (kg/m ³)	0,491
Inflamabilidad en aire	No
Temperatura de evap./cond. a 4 bar (°C)	13,5/-13,4
Temperatura de evap./cond. a 20 bar (°C)	34,1/34

Tabla 39.: Características del fluido refrigerante R-410a (www.ciatesa.es, julio 2010)

5.3. Sondas geotérmicas

5.3.1. Longitud de tubería de sondas

Se diseña el sistema de captación geotérmica para garantizar el 100% de la demanda de calefacción y refrigeración de las naves.

La ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers), en la publicación “Comercial / Institucional GSHP Engineering Manual, (1995)”, ofrece una regla simplificada para obtener estimaciones preliminares de longitudes de sondeos en el caso de intercambiadores de calor verticales para edificios con grandes cargas de calefacción y de refrigeración.

El método de la ASHRAE se basa en la cantidad de energía neta extraída del subsuelo con fines de calefacción o en la cantidad de energía neta evacuada al subsuelo con fines de refrigeración. En este método simplificado se fija la temperatura del terreno así como la temperatura mínima de entrada en la bomba en modo calefacción y la temperatura máxima de entrada en la bomba en modo refrigeración.

$$L_{\text{sondeo,cal}} = \frac{0,05506 \times E_{\text{extraída}}}{\Delta T}$$

Dónde:

L_{cal} : longitud de sondeo para calefacción (m)

$E_{\text{extraída}}$: energía extraída del terreno en invierno (MJ)

ΔT : $T_{\text{entrada,mín}} - T_{\text{terreno}}$

T_{terreno} : temperatura del terreno (°C)

$T_{\text{entrada,mín}}$: temperatura de entrada mínima (°C)

$$L_{\text{sondeo,ref}} = \frac{0,05105 \times E_{\text{evacuada}}}{\Delta T}$$

Dónde:

L_{cal} : longitud de sondeo para refrigeración (m)

$E_{\text{extraída}}$: energía extraída del terreno en invierno (MJ)

ΔT : $T_{\text{entrada,máx}} - T_{\text{terreno}}$

T_{terreno} : temperatura del terreno (°C)

$T_{\text{entrada,mín}}$: temperatura de entrada mínima (°C)

Las estimaciones preliminares relativas a la cantidad de energía que se extrae del terreno, pueden obtenerse a partir de las cargas netas punta de calefacción y de refrigeración del edificio, y de las estimaciones de la cantidad de horas de funcionamiento equivalente a plena potencia del sistema geotérmico:

$$E_{\text{extraída}} = \frac{Q_{\text{cal}} \times FPP_{\text{cal}} \times (COP - 1)}{COP}$$

Dónde:

$E_{\text{extraída}}$: energía extraída del terreno en invierno (kJ)

Q_{cal} : carga máxima de calefacción (kW)

FPP_{cal} : tiempo de funcionamiento de la instalación durante el año (h/año)

$$E_{\text{evacuada}} = \frac{Q_{\text{ref}} \times FPP_{\text{ref}} \times (ERR - 1)}{ERR}$$

E_{evacuado} : energía evacuada en el terreno en verano (kJ)

Q_{ref} : carga máxima de refrigeración (kW)

FPP_{ref} : tiempo de funcionamiento de la instalación durante el año (h/año)

Establecemos que la temperatura del terreno es de 15°C en España. La diferencia de temperatura entre el fluido del intercambiador y el terreno no debe exceder de ±10K en condiciones de baja carga, y de ±15K en carga máxima. Escogemos un salto térmico de temperaturas para el diseño de ±10-15K, con lo que la temperatura mínima de entrada será de 0°C-5 °C y la temperatura máxima de entrada será de 25-30°C.

Se estiman los valores de FPP siguientes:

Nave	Cubrición	Gestación	Maternidad
FPP _{cal} (horas/año)	1.980	1.980	2.340
FPP _{ref} (horas/año)	1.260	1.260	1.800

Tabla 40.: Estimación del tiempo de funcionamiento durante el año o FPP (h/año)

A continuación se muestran las longitudes obtenidas tanto para calefacción como refrigeración con el método de ASHRAE.

Resultado

Después de realizar dichos cálculos (Anejo 9.4.3. Longitud de sondeo) y considerando las longitudes para garantizar el suministro de la mayor demanda -en este caso de calefacción-, obtenemos los siguientes resultados (caso 1):

- En la nave de cubrición, tenemos una longitud final de sondeo de 685 metros.
- En la nave de gestación, tenemos una longitud final de sondeo de 1.057 metros.
- En la nave de maternidad, tenemos una longitud final de sondeo de 1.072 metros.

En el caso 2, en el que las instalaciones están diseñadas para conseguir temperaturas interiores en verano de 25-25-22°C en las naves de cubrición-gestación-maternidad, obtenemos la siguiente instalación:

- En la nave de cubrición, tenemos una longitud final de sondeo de 668 metros.
- En la nave de gestación, tenemos una longitud final de sondeo de 1.078 metros.
- En la nave de maternidad, tenemos una longitud final de sondeo de 1.071 metros.

5.3.2. Características de los pozos

El número de pozos se calcula considerando que haremos pozos de 100 metros de profundidad (tubo en U de longitud de 200 metros). Otra opción sería construir más pozos a menos profundidad pero tendríamos que ver las características detalladas del terreno para determinar la solución más económica en cada caso.

El número de pozos se determina con la fórmula siguiente:

$$N_{\text{pozos}} = \frac{L_{\text{sondeo}}}{200m^*}$$

**tubos doble U*

Dónde:

L_{sondeo}: longitud de sondeo suponiendo sondas en U

El diámetro mínimo del pozo es de 140 mm para facilitar la correcta introducción de las sondas. Este valor es a título indicativo ya que el diámetro de pozo vendrá determinado por la máquina de perforación empleada.

La separación entre sondeos será como mínimo de 6 metros entre ellos y de 2 metros respecto al edificio.

Resultado

Todos los pozos son de 100 metros de profundidad y de aproximadamente 140 mm de diámetro. La separación entre pozos es de 6 metros y la separación de los pozos respecto al edificio es de 2 metros. Por lo tanto, tenemos que:

- la nave de cubrición precisará de 4 pozos
- la nave de gestación precisará de 6 pozos
- la nave de maternidad precisará de 6 pozos

En el caso 2, en el que las instalaciones están diseñadas para conseguir temperaturas interiores en verano de 25-25-22°C en las naves de cubrición-gestación-maternidad, tenemos el mismo número de pozos.

5.4. Sistema de tuberías

Existen dos sistemas de tuberías en nuestra instalación:

- Un sistema de tuberías secundario, interior que une la bomba de calor geotérmica a los fan-coils repartidos en la nave.
- Un sistema de tuberías primario, exterior que une la bomba de calor geotérmica a las sondas geotérmicas.

Cada uno de estos sistemas dispone de una bomba centrífuga que impulsa un caudal a una presión determinada. Para escoger la bomba, tenemos que determinar las pérdidas de carga, que serán las que deberá vencer la bomba y el caudal deseado.

5.4.1. Sistema exterior de tuberías (unión sondas-bomba de calor)

El sistema de tuberías interior unirá la bomba de calor geotérmica a las sondas enterradas.

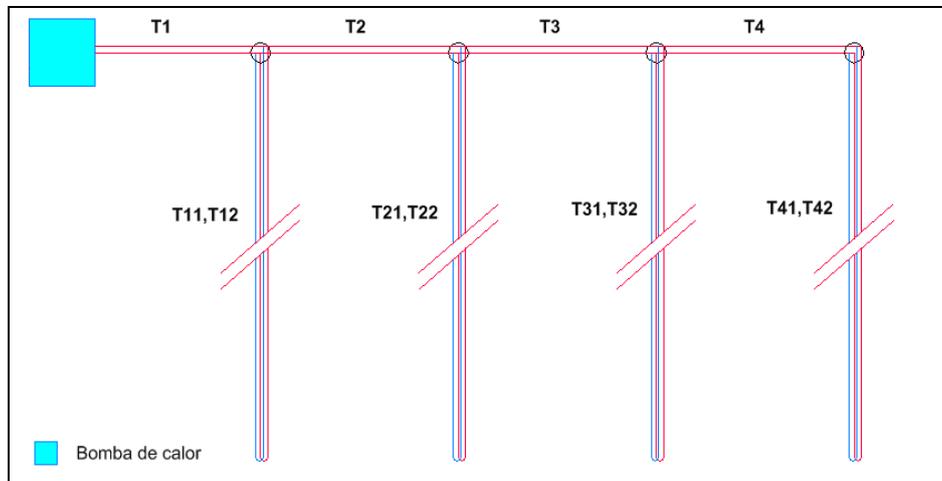


Figura 30.: Sistema exterior de tuberías de la nave de cubrición

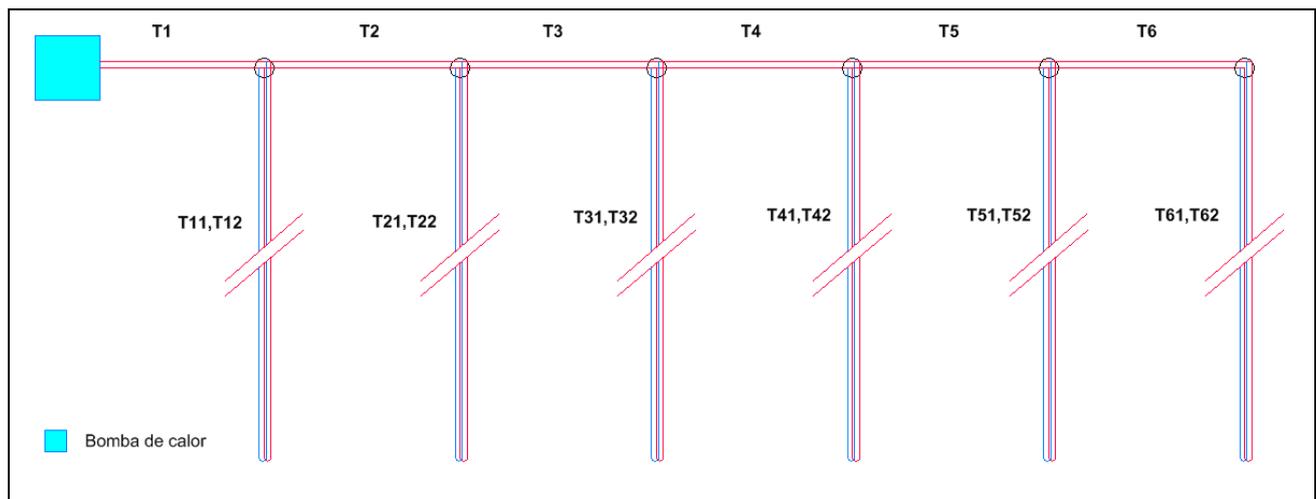


Figura 31.: Sistema exterior de tuberías de la nave de gestación y de la nave de maternidad

Diámetros de tuberías y Pérdidas de carga

Para calcular los diámetros de las tuberías y las pérdidas de carga, tenemos en cuenta lo siguiente:

- Caudal total $\in [0,0018-0,005 \text{ m}^3/\text{h}]$ en el primer tramo conectado a la bomba de calor; Dicho rango que viene determinado por la bomba de calor.
- Velocidad admisible $\in [0,5 - 3,5 \text{ m/s}]$, rango de velocidad admisible en radiadores.
- Pérdida de carga admisible $< 0,04 \text{ m.c.a./m}$

Se divide el sistema de tuberías en tramos como hemos visto en el apartado anterior.

Cálculo de pérdidas de carga y diámetro en tuberías

Se determinan mediante el catálogo el caudal de la bomba de calor Q_{BCG} así como la pérdida de carga $\Delta H_{puntuual,BCG}$ que tiene el fluido al pasar por ésta.

Para el cálculo de las pérdidas de carga lineales, utilizamos la fórmula monomía de Blassius para PE (Caudal = C^{te}):

$$\Delta H_L = \frac{C \times L \times Q^m}{D^n}$$

Dónde:

L: longitud del tramo (m)

D: diámetro del tramo (m)

Para tuberías de PE:

$C = 0,00083$

$m = 1,75$

$n = 4,75$

Las pérdidas de carga singulares se estiman en 20% de las lineales.

$$\Delta H_S \approx 0,20 \times \Delta H_L$$

El caudal de sondas se determina con la fórmula:

$$Q_{sonda} = \frac{Q_{bomba\ de\ calor}}{N_{sondas}}$$

Dónde:

Q: Caudal

N_{sondas}: número de sondas

Conociendo los valores de longitud de cada tramo, y tanteando con los diámetros comerciales, escogemos el valor del diámetro para cumplir las limitaciones anteriores de caudal, velocidad y pérdida de carga.

Resultado

Después de realizar dichos cálculos (Anejo 9.4.4. Sistema exterior de tuberías (unión sondas-bomba de calor), obtenemos los siguientes resultados:

Tramo	D _{int} (m)	DN (m)	Timbraje (bar)	L (m)
T1	0,044	0,050	4	2
T2	0,044	0,050	4	6
T3	0,028	0,032	4	6
T4	0,028	0,032	4	6
T11,12,21,22,31,32,41,42	0,021	0,025	12,5	1600

Tabla 41.: Diámetro, timbraje y longitud de cada tramo del sistema exterior de tuberías de la nave de cubrición

Tramo	D _{int} (m)	DN (m)	Timbraje (bar)	L (m)
T1	0,0554	0,063	4	2
T2	0,0352	0,040	4	6
T3	0,0352	0,040	4	6
T4	0,0280	0,032	4	6
T5	0,0280	0,032	4	6
T6	0,0280	0,032	4	6
T11,12,21,22,31,32,41,42,51,52,61,62	0,0210	0,025	12,5	1600

Tabla 42.: Diámetro, timbraje y longitud de cada tramo del sistema exterior de tuberías de la nave de gestación y de la nave de maternidad

5.4.2. Sistema interior de tuberías (unión bomba de calor/fan-coils)

El sistema de tuberías interior unirá la bomba de calor geotérmica a los fan-coils repartidos en la nave.

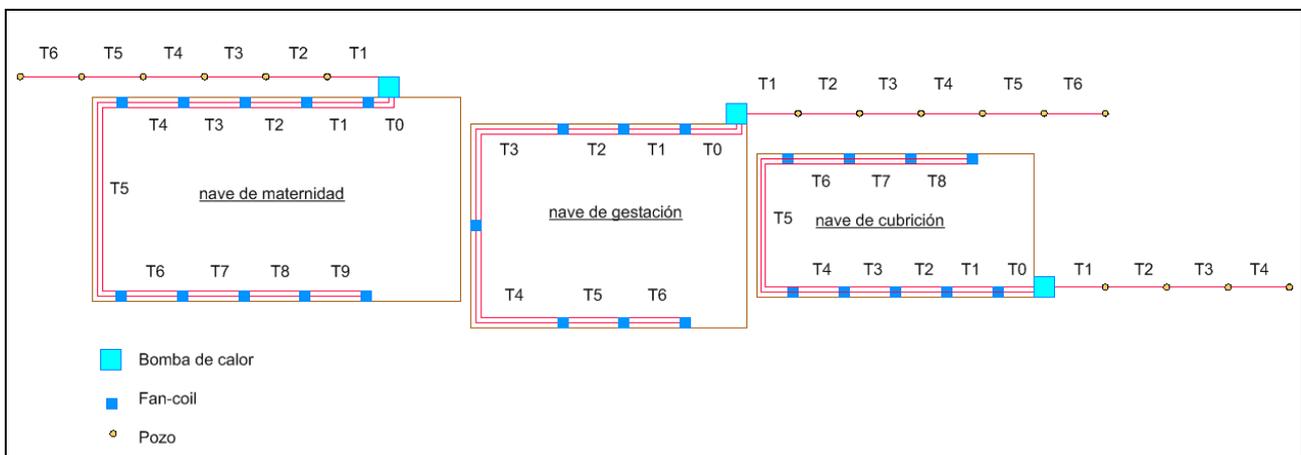


Figura 32.: Esquema del sistema interior de tuberías

Diámetros de tuberías y Pérdidas de carga

Para calcular los diámetros de las tuberías y las pérdidas de carga, tenemos en cuenta lo siguiente:

- Velocidad admisible = 0,5 – 3,5 m/s
- Pérdida de carga admisible < 0,04 mca/m

Se divide el sistema de tuberías en tramos como hemos visto anteriormente.

Las pérdidas de carga se calculan como en el apartado anterior (Sistema primario de tuberías exterior).

Conociendo los valores de longitud de cada tramo, y tanteando con los diámetros comerciales, escogemos el valor del diámetro para cumplir las limitaciones anteriores de caudal, velocidad y pérdida de carga.

Resultado

Después de realizar dichos cálculos (Anejo 9.4.5. Sistema interior de tuberías (unión bomba de calor/fan-coils)), obtenemos los siguientes resultados:

Tramo	D _{int} (mm)	DN (mm)	Timbraje (bar)	L (m)
T0	0,0340	0,040	5	3,5
T1	0,0340	0,040	5	5
T2	0,0340	0,040	5	5
T3	0,0340	0,032	5	5
T4	0,0272	0,032	5	5
T5	0,0272	0,032	5	20,5
T6	0,0272	0,032	5	6
T7	0,0210	0,025	5	6
T8	0,0210	0,025	5	6

Tabla 43.: Diámetro, timbraje y longitud de cada tramo del sistema interior de tuberías de la nave de cubrición

Tramo	D _{int} (mm)	DN (mm)	Timbraje (bar)	L (m)
T0	0,0440	0,050	4	6
T1	0,0440	0,050	4	6
T2	0,0440	0,050	4	6
T3	0,0352	0,040	4	19
T4	0,0280	0,032	4	19
T5	0,0280	0,032	4	6
T6	0,0280	0,032	4	6
T7	0,0440	0,050	4	6

Tabla 44.: Diámetro, timbraje y longitud de cada tramo del sistema interior de tuberías de la nave de gestión

Tramo	D _{int} (mm)	DN (mm)	Timbraje (bar)	L (m)
T0	0,0554	0,063	4	3
T1	0,0440	0,050	4	6
T2	0,0440	0,050	4	6
T3	0,0352	0,040	4	6
T4	0,0352	0,040	4	6
T5	0,0280	0,032	4	26
T6	0,0280	0,032	4	6
T7	0,0280	0,032	4	6
T8	0,0280	0,032	4	6
T9	0,0280	0,032	4	6

Tabla 45.: Diámetro, timbraje y longitud de cada tramo del sistema interior de tuberías de la nave de maternidad

5.4.3. Bomba circuladora de calefacción

Bomba circuladora del sistema exterior de tuberías

El sistema de tuberías exterior necesita una bomba circuladora de suficiente presión para impulsar el agua hasta los pozos y hacerla regresar. Para escoger esta bomba, hace falta conocer el caudal de las tuberías y las pérdidas de carga que tendrá que superar.

Nave de cubrición

La bomba circuladora escogida debe cumplir:

$$Q_{BCG} = 1,8 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 6,48 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H_{\text{mín}} = 3,52 \text{ m.c.a.} = 0,35 \text{ bar}$$

Se escoge el modelo GRUNDFOS UPS 32-60F que trabajará en las siguientes condiciones (Anejo 9.4.6. Bomba circuladora exterior):

$$Q = 6,80 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H = 3,87 \text{ m.c.a.} = 0,39 \text{ bar}$$

Nave de gestación y de maternidad

La bomba circuladora escogida debe cumplir:

$$Q_{BCG} = 2,8 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 10 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H_{\text{mín}} = 3,1 \text{ m.c.a.} = 0,31 \text{ bar}$$

Se escoge el modelo GRUNDFOS UPS 40-60/2F que trabajará en las siguientes condiciones (Anejo 9.4.6. Bomba circuladora exterior):

$$Q = 10 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H = 3,13 \text{ m.c.a.} = 0,31 \text{ bar}$$

Bomba circuladora del sistema interior de tuberías

El sistema de tuberías exterior necesita una bomba circuladora de suficiente presión para impulsar el agua hasta los pozos y hacerla regresar. Para escoger esta bomba, hace falta conocer el caudal de las tuberías y las pérdidas de carga que tendrá que superar.

Nave de cubrición

La bomba circuladora escogida debe cumplir:

$$Q_{BCG} = 6,80 - 6,91 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H_{\text{mín}} = 9,99 \text{ m.c.a.} = 1,0 \text{ bar}$$

Se escoge el modelo GRUNDFOS UPS 40-180F que trabajará en las siguientes condiciones (Anejo 9.4.7. Bomba circuladora interior):

$$Q = 7,08 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H = 10,5 \text{ m.c.a.} = 1,1 \text{ bar}$$

Nave de gestación

La bomba circuladora escogida debe cumplir:

$$Q_{BCG} = 10,58 - 11,59 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H_{\text{mín}} = 13,3 \text{ m.c.a.} = 1,3 \text{ bar}$$

Se escoge el modelo GRUNDFOS UPS 65-180F que trabajará en las siguientes condiciones (Anejo 9.4.7. Bomba circuladora interior):

$$Q = 11,6 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H = 13,4 \text{ m.c.a.} = 1,3 \text{ bar}$$

Nave de maternidad

La bomba circuladora escogida debe cumplir:

$$Q_{BCG} = 9 - 12,24 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H_{\text{mín}} = 15 \text{ m.c.a.} = 1,5 \text{ bar}$$

Se escoge el modelo GRUNDFOS UPS 65-185F que trabajará en las siguientes condiciones (Anejo 9.4.7. Bomba circuladora interior):

$$Q = 12,2 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H = 15,1 \text{ m.c.a.} = 1,5 \text{ bar}$$

6. Estudio económico

El estudio económico se estructura de la siguiente manera: Primero se realizan y se comparan los presupuestos de las dos instalaciones geotérmicas diseñadas (caso 1 y 2) y después se compara:

- La instalación geotérmica diseñada (caso 1) con la instalación actual convencional
- La instalación geotérmica diseñada (caso 2) con la instalación actual convencional
- La instalación geotérmica diseñada - con bomba de calor geotérmica - (caso 1) con una instalación con bomba de calor convencional.

Esta comparación se hará a nivel energético y económico y con el cálculo del VAN y del TIR y de la recuperación de la inversión.

Las dos instalaciones geotérmicas diseñadas son:

- El caso 1 en el que las instalaciones están diseñadas para conseguir temperaturas interiores de 28-28-25°C en verano y de 20-20-15°C en invierno en las naves de cubrición-gestación-maternidad.
- El caso 2 en el que las instalaciones están diseñadas para conseguir temperaturas en verano menores a las anteriormente expuestas. Las temperaturas interiores que se quieren conseguir en verano son de 25-25-22°C en las naves de cubrición-gestación-maternidad. Como dichas temperaturas no se pueden conseguir con el sistema convencional actual de paneles de refrigeración, el sistema propuesto podría ser de gran interés para justificar esta instalación que mejoraría las condiciones ambientales consiguiendo la temperatura óptima para los animales.

6.1. Presupuesto

6.1.1. Presupuesto (caso 1)

En el caso 1 en el que las instalaciones están diseñadas para conseguir temperaturas interiores de 28-28-25°C en verano y de 20-20-15°C en invierno en las naves de cubrición-gestación-maternidad, obtenemos el siguiente presupuesto (Anejo 9.5.1. Presupuesto (caso 1)):

Nave de cubrición

La suma parcial para la nave de cubrición es de 56.866 €.

El presupuesto total para la nave de cubrición, sin subvención ni IVA, es de 79.612 €.

El presupuesto total para la nave de cubrición, con subvención y sin IVA, es de 47.767 €.

Nave de gestación

La suma parcial para la nave de gestación es de 82.786 €.

El presupuesto total para la nave de gestación, sin subvención ni IVA, es de 115.901 €.

El presupuesto total para la nave de gestación, con subvención y sin IVA, es de 69.540 €.

Nave de maternidad

La suma parcial para la nave de maternidad es de 82.816 €.

El presupuesto total para la nave de maternidad, sin subvención ni IVA, es de 115.942 €.

El presupuesto total para la nave de maternidad, con subvención y sin IVA, es de 69.565 €.

Presupuesto total

La suma parcial para el conjunto de las tres naves es de 222.468 €.

El presupuesto total para el conjunto de las tres naves, sin subvención ni IVA, es de 311.455 €.

El presupuesto total para el conjunto de las tres naves, con subvención y sin IVA, es de 186.873 €.

6.1.2. Presupuesto (caso 2)

En el caso 2 en el que las instalaciones están diseñadas para conseguir temperaturas en verano menores a las anteriormente expuestas. Las temperaturas interiores que se quieren conseguir en verano son de 25-25-22°C en las naves de cubrición-gestación-maternidad, obtenemos el siguiente presupuesto (Anejo 9.5.2. Presupuesto (caso 2)):

Nave de cubrición

La suma parcial para la nave de cubrición es de 60.896 €.

El presupuesto total para la nave de cubrición, sin subvención ni IVA, es de 85.254 €.

El presupuesto total para la nave de cubrición, con subvención y sin IVA, es de 51.152 €.

Nave de gestación

La suma parcial para la nave de gestación es de 86.494 €.

El presupuesto total para la nave de gestación, sin subvención ni IVA, es de 121.091 €.
 El presupuesto total para la nave de gestación, con subvención y sin IVA, es de 72.655 €.

Nave de maternidad

La suma parcial para la nave de maternidad es de 82.816 €.
 El presupuesto total para la nave de maternidad, sin subvención ni IVA, es de 115.942 €.
 El presupuesto total para la nave de maternidad, con subvención y sin IVA, es de 69.565 €.

Presupuesto total

La suma parcial para el conjunto de las tres naves es de 230.205 €.
 El presupuesto total para el conjunto de las tres naves, sin subvención ni IVA, es de 322.287 €.
 El presupuesto total para el conjunto de las tres naves, con subvención y sin IVA, es de 193.372 €.

6.1.3. Comparación de los presupuestos (caso 1 y 2)

Comparamos la instalación geotérmica con la que conseguiremos rebajar temperaturas en verano de 28-28-25°C (Caso 1) con la instalación geotérmica con la que alcanzaremos temperaturas de hasta 25-25-22°C (Caso 2) en las naves de cubrición-gestación-maternidad. El presupuesto en el caso 2 aumenta un 3,36% respecto al presupuesto del caso 1 (Tabla 46).

El número de pozos de una instalación a otra no varía ya que la demanda para calefacción en invierno sigue siendo superior a la de refrigeración en verano.

TOTAL (€)	CASO 1	CASO 2
Suma parcial	222.468	230.205
Instalación (40%)	88.987	92.082
Total sin subvención ni IVA	311.455	322.287
IVA (18%)	56.062	58.012
Total sin subvención con IVA	367.517	380.299
Subvención (40% de la inversión)	124.582	128.915
Total con subvención sin IVA	186.873	193.372
IVA (18%)	33.637	34.807
Total con subvención e IVA	220.510	228.179

Tabla 46.: Comparación de presupuestos totales entre el caso 1 y el caso 2

6.2. Comparación de la instalación geotérmica con la instalación actual convencional

Se comparan los gastos energéticos de:

- La instalación geotérmica diseñada (caso 1) con la instalación actual convencional (Anejo 9.5.3.)
- La instalación geotérmica diseñada (caso 2) con la instalación actual convencional (Anejo 9.5.4.)

6.2.1. Gasto energético de la instalación geotérmica (caso 1) respecto al sistema actual convencional

En el sistema actual convencional, no hay ni sistema de calefacción, ni sistema de refrigeración en la nave de cubrición. Por lo cual el gasto energético de calefacción pasa de 0 a 4.523 kWh/mes y el gasto energético de refrigeración pasa de 0 a 2.950 kWh/mes (Tabla 47). Obtenemos, en el sistema geotérmico, los siguientes gastos:

- Gasto de calefacción = 519 €/año
- Gasto de refrigeración = 338 €/año

En el sistema actual convencional, no hay ni sistema de calefacción, ni sistema de refrigeración en la nave de gestación. Por lo cual el gasto energético de calefacción pasa de 0 a 2.559 kWh/mes y el gasto energético de refrigeración pasa de 0 a 4.480 kWh/mes (Tabla 47). Obtenemos, en el sistema geotérmico, los gastos siguientes:

- Gasto de calefacción = 294 €/año
- Gasto de refrigeración = 514 €/año

En el sistema actual convencional, hay un sistema de calefacción mediante caldera y un sistema de refrigeración mediante paneles de refrigeración y chimeneas en la nave de maternidad. Las necesidades de calefacción en dicha nave se suelen cubrir. En este caso, el gasto energético de calefacción pasa de 12.171 a 30.757 kWh/mes y el gasto energético de refrigeración pasa de 6.750 a 1.797 kWh/mes (Tabla 47). Obtenemos los gastos siguientes:

Gasto en la instalación actual convencional:

- Gasto de calefacción gasoil (maternidad) = 8.629 €/año
- Gasto de refrigeración (maternidad) = 774 €/año

Gasto en la instalación geotérmica (caso 1):

- Gasto de calefacción (maternidad) = 3.529 €/año
- Gasto de refrigeración (maternidad) = 1.797 €/año

El gasto energético total para las tres naves es de 6.990 €/año en la instalación geotérmica (caso 1) y de 9.404 €/año en la instalación convencional actual. Por lo cual, el ahorro conseguido es de 2.414 €/año (Tabla 47).

Nave	Mes	INSTALACIÓN GEOTÉRMICA		INSTALACIÓN ACTUAL	
		Demanda eléctrica de calefacción (kWh/mes)	Demanda eléctrica de refrigeración (kWh/mes)	Consumo de gasoil para calefacción (L/mes)	Demanda eléctrica de refrigeración (kWh/mes)
Cubrición	Gasto (kWh/año)	4.523	2.950	0	0
	Gasto (€/año)	519	338	0	0
Gestación	Gasto (kWh/año)	2.559	4.480	0	0
	Gasto (€/año)	294	514	0	0
Maternidad	Gasto (kWh/año)	30.757	15.659	12.171	6.750
	Gasto (€/año)	3.529	1.797	8.629	774
Conjunto de las 3 naves	Gasto (€/año)	4.341	2.649	8.629	774
	Gasto (€/año)		6.990		9.404
	Ahorro (€/año)		2.414		

Tabla 47.: Comparación del gasto energético de la instalación geotérmica respecto a la instalación convencional actual (caso 1)

6.2.2. Gasto energético de la instalación geotérmica respecto al sistema actual convencional (caso 2)

En el sistema actual convencional, no hay ni sistema de calefacción, ni sistema de refrigeración en la nave de cubrición. Por lo cual el gasto energético de calefacción pasa de 0 a 4.770 kWh/mes y el gasto energético de refrigeración pasa de 0 a 8.996 kWh/mes (Tabla 48). Obtenemos, en el sistema geotérmico, los siguientes gastos:

- Gasto de calefacción = 547 €/año
- Gasto de refrigeración = 1.032 €/año

En el sistema actual convencional, no hay ni sistema de calefacción, ni sistema de refrigeración en la nave de gestación. Por lo cual el gasto energético de calefacción pasa de 0 a 2.447 kWh/mes y el gasto energético de refrigeración pasa de 0 a 14.034 kWh/mes (Tabla 48). Obtenemos, en el sistema geotérmico, los gastos siguientes:

- Gasto de calefacción = 281 €/año
- Gasto de refrigeración = 1.610 €/año

En el sistema actual convencional, hay un sistema de calefacción mediante caldera y un sistema de refrigeración mediante paneles de refrigeración y chimeneas en la nave de maternidad. Las necesidades de calefacción en dicha nave se suelen cubrir. En este caso, el gasto energético de calefacción pasa de 12.171 a 30.757 kWh/mes y el gasto energético de refrigeración pasa de 6.750 a 22.300 kWh/mes (Tabla 48). Obtenemos los gastos siguientes:

Gasto convencional:

- Gasto de calefacción (gasoil) = 8.629 €/año
- Gasto de refrigeración (paneles de refrigeracion) = 774 €/año

Gasto geotermia:

- Gasto de calefacción = 3.529 €/año
- Gasto de refrigeración = 2.559 €/año

El gasto energético total para las tres naves es de 9.557 €/año en la instalación geotérmica (caso 2) y de 9.404 €/año en la instalación convencional actual. Por lo cual, no se consigue un ahorro (Tabla 48).

Nave	Mes	INSTALACIÓN GEOTÉRMICA		INSTALACIÓN ACTUAL	
		Demanda eléctrica de calefacción (kWh/mes)	Demanda eléctrica de refrigeración (kWh/mes)	Consumo de gasoil para calefacción (L/mes)	Demanda eléctrica de refrigeración (kWh/mes)
Cubrición	Gasto (kWh/año)	4.770	8.996	0	0
	Gasto (€/año)	547	1.032	0	0
Gestación	Gasto (kWh/año)	2.447	14.034	0	0
	Gasto (€/año)	281	1.610	0	0
Maternidad	Gasto (kWh/año)	30.757	22.300	12.171	6.750
	Gasto (€/año)	3.529	2.559	14.606	774
Conjunto de las 3 naves	Gasto (€/año)	4.357	5.201	8.629	774
	Gasto (€/año)	9.557		9.404	
	Ahorro (€/año)	-154			

Tabla 48.: Comparación del gasto energético de la instalación geotérmica respecto a la instalación convencional actual (caso 2)

6.2.3. Análisis económico (caso 1)

El análisis económico del proyecto supone tomar como referencia una serie de valores actuales de los cuales desconocemos la evolución futura, pero que nos permiten obtener una visión sobre la viabilidad del proyecto en cuanto a su VAN, TIR y a la Recuperación de la Inversión.

Se realiza el estudio sobre un periodo de 15 años.

Para el análisis, se supone un aumento de la producción de lechones (disminución de la mortalidad y aumento de la fertilidad de las cerdas) debido al ajuste de las condiciones ambientales. Para el cálculo se estudian 10 situaciones que van de un aumento en la producción de lechones del 0% al 10%. Este aumento tiene un efecto directo en los beneficios de la granja. Se trata de valorar a partir de que momento salen a cuenta dichas instalaciones debido al ahorro energético que presentan y al efecto en el aumento del beneficio o bien si ya son rentables solamente con el ahorro energético que presentan (aumento en la producción de lechones del 0%).

Como valor de la inversión se coge el presupuesto total con subvención y sin IVA.

Los cobros ordinarios corresponden al diferencial de beneficio supuesto entre la instalación actual convencional y la instalación geotérmica.

Los pagos ordinarios corresponden al diferencial de ahorro económico entre la instalación actual convencional y la instalación geotérmica.

Se realiza una simulación con los siguientes datos de partida:

- Precio actual del kWh = 0,11473 €/kWh
- Precio actual del litro de gasoil = 0,709 €/L
- Volumen anual de ahorro = 2.414 €/año
- Tipo Tasa Actualización = 2%

Los resultados obtenidos en la primera simulación (Aumento de beneficio del 0%) son los siguientes (Tablas 49 y 50).

Año	Inversión	Cobros ordinarios*	Pagos ordinarios	Flujos de Caja	Valor Actual	Valor Actual Acumulado
0	-186.873	0	0	0	-186.873	-186.873
1		0	-2.414	2.414	2.367	-184.506
2		0	-2.414	2.414	2.320	-182.186
3		0	-2.414	2.414	2.275	-179.911
4		0	-2.414	2.414	2.230	-177.681
5		0	-2.414	2.414	2.186	-175.495
6		0	-2.414	2.414	2.144	-173.351
7		0	-2.414	2.414	2.102	-171.250
8		0	-2.414	2.414	2.060	-169.189
9		0	-2.414	2.414	2.020	-167.169
10		0	-2.414	2.414	1.980	-165.189
11		0	-2.414	2.414	1.941	-163.248
12		0	-2.414	2.414	1.903	-161.344
13		0	-2.414	2.414	1.866	-159.478
14		0	-2.414	2.414	1.830	-157.649
15		0	-2.414	2.414	1.794	-155.855

*Los cobros ordinarios corresponden al diferencial de beneficio supuesto entre la instalación actual convencional y la instalación geotérmica. Su valor será de 0; 4500; 9000; 13.500; 18.000; 22.500; 27.000; 31.500; 36.000; 40.500 y 45.000 €/año, correspondiendo al aumento de la producción de lechones de 0; 1; 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10%.

Tabla 49.: Cálculo del VAN y del TIR (parte 1)

Precio lechón (€/lechón)	50
Lechones convencional (Ud)	9.000

Aumento lechones geotérmia	0%	1%	2%	3%	4%	5%
Lechones en geotérmia (Ud)	9000	9090	9180	9270	9360	9450
Aumento del beneficio (€/año)	0	4500	9000	13500	18000	22500
Plazo de recuperación (años)	>15	>15	>15	14	11	9
VAN (r)	-155.855	-98.033	-40.212	17.610	75.432	133.254
TIR	-	-6,59%	-1,07%	3,23%	6,92%	10,25%

Aumento lechones geotérmia	6%	7%	8%	9%	10%
Lechones en geotérmia (Ud)	9540	9630	9720	9810	9900
Aumento del beneficio (€/año)	27000	31500	36000	40500	45000
Plazo de recuperación (años)	7	6	6	5	5
VAN (r)	191.075	248.897	306.719	364.540	422.362
TIR	13,33%	16,25%	19,05%	21,77%	24,41%

Tabla 50.: Cálculo del VAN y del TIR (parte 2)

Si pensamos que con el ajuste de temperaturas, podemos conseguir un aumento mínimo del número de lechones del 5%, tenemos:

- Inversión inicial = 186.873 €
- VAN = 133.254 €
- TIR = 10,25%
- Recuperación de la inversión = 9 años

6.2.4. Cálculo del VAN y el TIR (caso 2)

El análisis económico del proyecto se realiza en las mismas condiciones expuestas en el caso 1.

Se realiza una simulación con los siguientes datos de partida:

- Precio actual del kWh = 0,11473 €/kWh
- Precio actual del litro de gasoil = 0,709 €/L
- Volumen anual de ahorro = -154 €/año
- Tipo Tasa Actualización = 2%

Los resultados obtenidos en la primera simulación (Aumento de beneficio del 0%) son los siguientes (Tablas 51 y 52).

Año	Inversión	Cobros ordinarios*	Pagos ordinarios	Flujos de Caja	Valor Actual	Valor Actual Acumulado
0	-193.372	0	0	0	-193.372	-193.372
1		0	154	-154	-151	-193.523
2		0	154	-154	-148	-193.671
3		0	154	-154	-145	-193.816
4		0	154	-154	-142	-193.958
5		0	154	-154	-139	-194.098
6		0	154	-154	-137	-194.235
7		0	154	-154	-134	-194.369
8		0	154	-154	-131	-194.500
9		0	154	-154	-129	-194.629
10		0	154	-154	-126	-194.755
11		0	154	-154	-124	-194.879
12		0	154	-154	-121	-195.001
13		0	154	-154	-119	-195.120
14		0	154	-154	-117	-195.236
15		0	154	-154	-114	-195.351

*Los cobros ordinarios corresponden al diferencial de beneficio supuesto entre la instalación actual convencional y la instalación geotérmica. Su valor será de 0; 4500; 9000; 13.500; 18.000; 22.500; 27.000; 31.500; 36.000; 40.500 y 45.000 €/año, correspondiendo al aumento de la producción de lechones de 0; 1; 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10%.

Tabla 51.: Cálculo del VAN y del TIR (parte 1)

Precio lechón (€/lechón)	50
Lechones convencional (Ud)	9.000

Aumento lechones geotermia	0%	1%	2%	3%	4%	5%
Lechones en geotermia (Ud)	9000	9090	9180	9270	9360	9450
Aumento del beneficio (€/año)	0	4500	9000	13500	18000	22500
Plazo de recuperación (años)	>15	>15	>15	>15	13	10
VAN (r)	-195.351	-137.529	-79.707	-21.886	35.936	93.758
TIR	-	-	-4,38%	0,44%	4,37%	7,82%

Aumento lechones geotermia	6%	7%	8%	9%	10%
Lechones en geotermia (Ud)	9540	9630	9720	9810	9900
Aumento del beneficio (€/año)	27000	31500	36000	40500	45000
Plazo de recuperación (años)	8	7	6	6	6
VAN (r)	151.579	209.401	267.223	325.044	382.866
TIR	10,97%	13,91%	16,71%	19,41%	22,02%

Tabla 52.: Cálculo del VAN y del TIR (parte 2)

Si, con el ajuste de temperaturas, se puede conseguir un aumento mínimo del número de lechones del 6%, tenemos:

- Inversión inicial = 193.372 €
- VAN = 151.579 €
- TIR = 10,97%
- Recuperación de la inversión = 8 años

7. Conclusión

Se ha analizado la viabilidad técnica y económica de una instalación de energía geotérmica para la climatización de una explotación porcina determinada. Después de valorar dos situaciones - El caso 1 en el que se diseñaban las instalaciones para conseguir temperaturas interiores de 28-28-25°C en verano y de 20-20-15°C en invierno en las naves de cubrición-gestación-maternidad; y el caso 2 en el que se diseñaban las instalaciones para conseguir temperaturas en verano menores a las anteriormente expuestas. Las temperaturas interiores de diseño siendo de 25-25-22°C en las naves de cubrición-gestación-maternidad - se ha concluido que:

El diseño del caso 2 parece más interesante de realizar que el diseño del caso 1 por varias razones:

- En el caso 2, se diseñaban las instalaciones para conseguir temperaturas en verano de 25-25-22°C en las naves de cubrición-gestación-maternidad, frente a 28-28-25°C en el caso 1. Como las temperaturas del caso 2 no se pueden conseguir con el sistema convencional actual de paneles de refrigeración, el sistema geotérmico propuesto presenta una mejora importante de gran interés para justificar esta instalación ya que mejora las condiciones ambientales consiguiendo temperaturas óptimas para los animales.
- El número de pozos a construir no difiere de un caso a otro por una razón: a la hora de diseñar, se coge el valor de la demanda más alta sea en calefacción sea en refrigeración. En nuestro caso, aunque aumenten las necesidades de refrigeración, estas siguen siendo inferiores a las de calefacción. Por lo tanto, a nivel de los pozos, lo único que se hace al incrementar la demanda de refrigeración es aprovechar mejor su capacidad refrigerante.
- Si bien el presupuesto para el caso 2 aumenta un 3,36% respecto al del caso 1 –el presupuesto pasa de 186.873 € a 193.372 €-, el período de recuperación de inversión es el mismo en los dos casos (7 años si se considera un TIR aceptable el que sea superior al 10%).

El proyecto es viable solamente si el ajuste de las temperaturas implica una mejora significativa en la producción de lechones.

En efecto, si el aumento en la producción de lechones es nulo, el proyecto no es viable en cualquiera de los dos casos (VAN y TIR negativos). En conclusión, el ahorro energético anual conseguido con la instalación geotérmica no permite justificar a él solo esta inversión.

Pero si, además del ahorro energético, se consiguen mejoras en la producción de lechones del orden de 5% al 6% sobre la producción total (pasando de 9.000 a 9.450-9.540 cabezas), tenemos que:

- En el caso 1, y con una predicción del aumento de lechones del 5%, el tiempo de recuperación de la inversión es de 9 años con un TIR del 10,25%. El proyecto es viable.
- En el caso 2, y con una predicción del aumento de lechones del 6%, el tiempo de recuperación de la inversión es de 8 años con un TIR del 10,97%. El proyecto es viable.

Este aumento en la producción de lechones parece posible y razonable. Sin embargo, es muy difícil prever lo que pasará realmente en la granja ya que intervienen muchos más factores, como las enfermedades que parecen tener un papel más importante a nivel de la mejora de producción de cerdas y lechones.

8. Bibliografía

Libros

BUXADÉ C., OVEJERO I., SANZ E., (1988). *Bases para el diseño de alojamientos e instalaciones ganaderas*, Ed. Asociación de Ingenieros Agrónomos de Cataluña.

CALVO J.P., (2006). *Energía Geotérmica para el siglo XXI*. Cuadernos de Energía 14, p. 64-68.

CIGR, (1999). *CIGR handbook of agricultural engineering. Volume 1, Land and water engineering*, Ed. CIGR-The International Commission of Agricultural Engineering.

CREUS SOLÉ A., (2008). *Energía Geotérmica de baja temperatura*, Cano Pina, S.L., Ed. Ceysa.

FORCADA F., (1997). *Alojamientos para ganado porcino*, Ed. Mira.

FORCADA F., BABOT D., VIDAL A., BUXADÉ C., (2009). *Diseño de alojamientos e instalaciones*, Ed. Grupo Asís Biomedica.

LLOPIS TRILLO G., RODRIGO ANGULO V., (2008). *Guía energía geotérmica*. Ed. Comunidad de Madrid.

PÉREZ LÓPEZ D., (2008). *Disseny de la instal·lació de climatització de l'ampliació d'una nau industrial destinada a oficines*, Ed. Escola Politècnica Superior, Universitat de Lleida.

PINAZO OJER J.M., (1995), *Manual de climatización Tomo II: Cargas térmicas*, Ed. de la UPV.

POUS J., JUTGLAR L., (2004), *Energía geotérmica*, Ed. CEAC.

SÁNCHEZ-GUZMÁN J., GARCÍA DE LA NOCEDA C., (2005). *Geothermal Energy Development in Spain-Country*, Proceedins World Geothermal Congress.

Páginas web

LA PÁGINA DEL CERDO (2010). [Consultado: Marzo 2010]. Disponible en internet: www.3tres3.com.

BOMBAS GRUNDFOS ESPAÑA, S.A. (2010). Grundfos Commercial Building Services [Consultado: Julio 2010]. Disponible en internet: http://cbs.grundfos.com/BGE_Spain/

para acceder a las bombas: productos > bombas circuladoras de calefacción > Bomba circuladora UPS de Grundfos > Learn more about Grundfos (large) UPS > UPS > introducción datos (estándar/avanzado)

CIAT, CIATESA ESPAÑA, (2010). [Consultado: Julio 2010]. Disponible en internet: www.ciat.fr y www.ciatesa.es.

GLEN DIMPLEX DEUTSHLAND (2010). [Consultado: Mayo 2010]. Disponible en internet: www.glendimplex.de.

GIROD GEOTERMIA (2010). Representante oficial de las bombas geotérmicas Thermia y de los colectores y accesorios para instalaciones geotérmicas MuoviTech. [Consultado: Abril 2010]. Disponible en internet: www.giroadgeotermia.com.

XEOTHERM (2008). Constructeur de champs géothermiques. *DCE Lot Forages Géothermiques*. [Consultado: Mayo 2010]. Disponible en internet: www.xeotherm.com.

Tesis, proyectos y trabajos de final de carrera

CASAJUANA D., FRESNO D., RODRIGUES H., FERNÚS X. (2010). *Diseño de una instalación de climatización utilizando energía geotérmica solar en un edificio de viviendas de Terrassa*. ROSAS CASALS M. Proyecto Final de Máster. Universidad Católica Nuestra Señora de la Asunción y Universitat Politècnica de Catalunya.

MERCÈ TUSET O., (2007). *Disseny de la instal·lació de climatització amb energia geotèrmica i terra radiant d'una vivenda unifamiliar al terme municipal de la Sentiu de Sió*. CABEZA L. F. Proecto Final de Carrera. Escola Politècnica Superior. Universitat de Lleida.

Normas

CÓDIGO TÉCNICO DE LA EDIFICACIÓN (2010). *CTE-DB-HE: Ahorro de Energía*. Ministerio de Vivienda.

9. Anejos

9.1. Datos climáticos

9.1.1. Datos de temperaturas medias, máximas y mínimas

Año	Temperatura media mensual (°C)															
	1987	1991	1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998	2004	2005	2006	2007	2008	2009	Año medio
enero	1,4	4,0	1,6	3,2	5,4	6,1	7,6	5,6	6,3	7,0	2,4	4,0	4,6	5,6	4,3	4,6
febrero	4,4	5,8	0,0	4,9	7,4	8,2	5,8	8,4	6,6	4,4	3,8	5,0	8,3	8,1	6,4	5,9
marzo	8,5	11,1	9,2	8,9	11,3	9,2	9,0	11,2	10,2	7,9	9,3	11,0	9,9	9,8	9,8	9,9
abril	12,8	10,9	13,7	12,3	11,6	12,9	12,5	13,2	11,0	11,0	13,3	14,0	13,7	13,1	12,0	12,6
mayo	15,0	14,8	17,6	16,7	18,0	17,6	16,2	17,0	15,8	15,5	18,2	18,8	17,3	15,8	18,5	17,0
junio	20,9	21,3	17,4	21,9	22,0	21,3	21,5	20,1	22,0	22,5	23,3	22,1	21,3	20,2	22,5	21,3
julio	25,0	25,2	24,0	23,3	27,0	25,9	24,0	21,7	24,2	22,8	24,3	26,1	23,0	23,2	24,1	24,3
agosto	26,3	26,4	25,5	24,3	26,0	23,8	23,3	23,9	24,0	23,2	22,4	22,3	22,1	22,9	24,2	24,1
setiembre	23,6	21,3	19,8	18,6	18,3	18,0	17,7	20,4	20,1	20,2	19,2	20,6	18,8	13,8	19,5	19,3
octubre	14,4	12,4	13,7	12,0	14,3	17,0	14,3	16,5	13,6	16,0	15,3	16,8	14,3	18,4	15,2	14,9
noviembre	7,6	8,1	9,7	7,5	10,0	10,5	8,8	8,8	7,3	7,1	8,3	11,6	6,5	7,0	10,3	8,7
diciembre	5,4	6,0	6,2	6,1	5,6	6,2	6,8	6,5	3,6	5,7	2,3	2,9	4,5	3,8	5,3	5,1
Año	Temperatura media de las máximas (°C)															
	1987	1991	1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998	2004	2005	2006	2007	2008	2009	Año medio
enero	6,4	9,7	5,5	7,0	12,6	12,3	11,7	9,6	11,8	18,6	18,1	15,4	18,7	17,9	19,7	13,0
febrero	10,3	12,3	0,0	11,5	13,8	15,3	11,5	15,5	13,2	14,3	17,0	19,1	19,9	19,9	16,6	14,0
marzo	15,5	16,5	16,0	16,5	20,1	17,3	16,0	20,2	18,7	22,3	25,4	26,0	26,2	24,4	24,5	20,4
abril	20,9	17,8	21,0	20,0	18,6	21,0	19,8	21,2	18,2	24,8	31,4	26,9	28,3	29,6	27,0	23,1
mayo	15,0	14,8	17,6	16,7	18,0	17,6	16,2	17,0	15,8	30,4	31,4	35,9	31,8	31,0	33,8	22,9
junio	30,0	29,4	23,4	29,6	30,3	28,5	28,9	26,9	29,9	39,0	37,2	35,9	34,3	34,6	38,2	31,7
julio	32,7	33,7	31,4	31,4	35,4	33,7	32,0	29,3	32,8	37,2	39,9	39,4	36,2	36,5	38,1	34,6
agosto	35,3	34,7	33,0	32,1	33,7	31,1	30,2	31,4	32,9	38,6	35,6	34,9	39,6	37,7	38,0	34,6
setiembre	32,1	27,9	26,6	25,1	24,5	25,0	25,2	27,3	26,9	33,7	35,8	37,0	31,6	25,8	33,9	29,2
octubre	19,8	18,8	18,7	17,4	19,0	23,5	21,7	23,1	20,6	31,4	28,3	29,2	28,2	33,2	30,1	24,2
noviembre	12,8	13,4	14,9	12,3	13,8	16,3	14,9	14,9	14,0	18,8	20,3	20,6	18,3	17,6	22,6	16,4
diciembre	8,7	9,7	10,2	10,8	9,6	10,5	11,3	11,7	9,1	16,0	15,5	19,7	18,5	15,4	19,1	13,0
Año	Temperatura media de las mínimas (°C)															
	1987	1991	1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998	2004	2005	2006	2007	2008	2009	Año medio
enero	-3,5	-1,6	-2,3	-0,7	-1,8	0,0	3,4	1,6	0,8	-3,9	-10,4	-6,0	-8,4	-5,0	-7,2	-3,0
febrero	-1,4	-0,6	0,0	-1,8	1,0	1,0	0,2	1,3	-0,1	-3,4	-8,4	-4,1	-3,4	-2,0	-3,8	-1,7
marzo	1,4	5,7	2,3	1,3	2,5	1,1	1,9	2,1	1,7	-5,0	-10,6	-3,0	-1,8	-1,8	-1,2	-0,2
abril	4,7	4,0	6,4	4,7	4,7	4,7	5,2	5,1	3,7	-0,5	1,1	0,1	3,6	0,1	3,4	3,4
mayo	6,5	15,9	16,7	18,0	17,7	17,0	16,6	16,3	16,7	3,9	7,0	6,1	4,0	6,5	5,0	11,6
junio	11,9	13,1	11,3	14,2	13,6	14,2	14,2	13,3	14,0	8,8	11,4	6,8	9,6	7,9	10,1	11,6
julio	17,3	16,6	16,5	15,1	18,7	18,1	16,0	14,1	15,6	11,1	12,1	15,0	11,8	11,0	12,4	14,8
agosto	17,4	18,1	18,0	16,4	18,2	16,5	16,5	16,5	15,1	10,9	10,5	10,4	9,4	8,8	11,0	14,2
setiembre	15,1	14,6	13,1	12,2	12,0	11,0	10,3	13,5	13,4	6,9	5,0	8,2	4,6	-0,1	8,1	9,9
octubre	9,0	6,1	8,7	6,6	9,7	10,5	6,9	9,8	6,6	2,6	5,2	6,4	1,9	6,7	-1,0	6,4
noviembre	2,4	2,7	4,6	2,6	6,1	4,7	2,7	2,7	0,6	-4,4	-1,8	1,9	-9,0	-7,0	-1,0	0,5
diciembre	2,0	2,3	2,2	1,4	1,6	1,9	2,3	1,2	-1,8	-5,5	-6,0	-5,5	-8,6	-	-7,2	-1,4

Tabla 1.: Temperatura media, media de las máximas y media de las mínimas mensuales de la estación de Candasnos de un periodo de 15 años. Datos obtenidos de la Oficina de Regantes, (periodo 2004-2009) y de Carlos Cantero (año 1987 y periodo 1991-1998)

9.1.2. Datos de humedad relativa media

Año	Humedad relativa media (%)						Año medio
	2004	2005	2006	2007	2008	2009	
enero	76,7	80,2	85,3	88,2	88,3	86,3	84,2
febrero	84,8	65,6	72,2	76,6	79,4	75,6	75,7
marzo	69,5	60,2	67	62	64	65,1	64,6
abril	70,1	58	62,3	75	63,7	71,4	66,8
mayo	67,7	54,6	54,1	61,5	73,3	61,5	62,1
junio	57,1	53,5	53,8	58,1	62,3	58,6	57,2
julio	59,3	52,3	54,1	56,7	60,9	60,9	57,4
agosto	61,9	59,4	50,5	57,6	62,5	65,6	59,6
septiembre	67,4	62,8	67	65,2	71,3	70,2	67,3
octubre	68,3	77,2	74,2	69,1	76	74,2	73,2
noviembre	76,9	79,6	78,1	67,4	80,2	78	76,7
diciembre	83,1	83,1	91,7	81,1	85,5	84,5	84,8

Tabla 2.: Humedad relativa media de la estación de Candasnos de 6 años (Oficina de Regantes, 2004-2009)

9.1.3. Datos de temperatura y humedad relativa medias

Año	Temperatura media mensual (°C)						Año medio
	2004	2005	2006	2007	2008	2009	
enero	7,0	2,4	4,0	4,6	5,6	4,3	4,2
febrero	4,4	3,8	5,0	8,3	8,1	6,4	6,3
marzo	7,9	9,3	11,0	9,9	9,8	9,8	10,0
abril	11,0	13,3	14,0	13,7	13,1	12,0	13,2
mayo	15,5	18,2	18,8	17,3	15,8	18,5	17,7
junio	22,5	23,3	22,1	21,3	20,2	22,5	21,9
julio	22,8	24,3	26,1	23,0	23,2	24,1	24,1
agosto	23,2	22,4	22,3	22,1	22,9	24,2	22,8
septiembre	20,2	19,2	20,6	18,8	13,8	19,5	18,4
octubre	16,0	15,3	16,8	14,3	18,4	15,2	16,0
noviembre	7,1	8,3	11,6	6,5	7,0	10,3	8,7
diciembre	5,7	2,3	2,9	4,5	3,8	5,3	3,8

Tabla 3.: Temperaturas medias de la estación de Candasnos de 6 años (Oficina de Regantes, 2004-2009)

9.2. Cargas térmicas de refrigeración

9.2.1. Resistencias térmicas superficiales

Posición del cerramiento y sentido del flujo de calor	Situación del cerramiento					
	De separación con espacio exterior o local abierto			De separación con otro local, desván o cámara de aire		
Cerramientos verticales o con pendiente sobre la horizontal > 60° y flujo horizontal. 	0,13 (0,11)	0,07 (0,06)	0,20 (0,17)	0,13 (0,11)	0,13 (0,11)	0,26 (0,22)
Cerramientos horizontales o con pendiente sobre la horizontal ≤ 60° y flujo ascendente. 	0,11 (0,09)	0,06 (0,05)	0,17 (0,14)	0,11 (0,09)	0,11 (0,09)	0,22 (0,18)
Cerramientos horizontales y flujo descendente. 	0,20 (0,17)	0,06 (0,05)	0,26 (0,22)	0,20 (0,17)	0,20 (0,17)	0,40 (0,34)

Tabla 4.: Resistencias térmicas superficiales $1/h_i$, $1/h_e$ y $1/h_i+1/h_e$ en $m^2h^\circ C/kcal$ ($m^2^\circ C/W$) (Norma CTE-DB-HE)

9.2.2. Cálculo del coeficiente global de transmisión de calor U

Cubierta (flujo de calor descendente en verano)

$$1/h_i = 0,17 \text{ m}^2^\circ C/W$$

$$1/h_e = 0,05 \text{ m}^2^\circ C/W$$

$$1/h_i + 1/h_e = 0,22 \text{ m}^2^\circ C/W$$

$$e_{\text{fibrocemento}} = 0,006 \text{ m}$$

$$k_{\text{fibrocemento}} = 0,230 \text{ W/m}^\circ C$$

$$e_{\text{poliuretano}} = 0,030 \text{ m}$$

$$k_{\text{poliuretano}} = 0,023 \text{ W/m}^\circ C$$

$$U = 0,64 \text{ W/m}^2^\circ C$$

Cerramientos laterales de separación con espacio exterior

$$1/h_i = 0,11 \text{ m}^2^\circ C/W$$

$$1/h_e = 0,06 \text{ m}^2^\circ C/W$$

$$1/h_i + 1/h_e = 0,17 \text{ m}^2^\circ C/W$$

$$e_{\text{ladrillo}} = 0,200 \text{ m}$$

$$k_{\text{ladrillo}} = 0,488 \text{ W/m}^\circ C$$

$$e_{\text{cemento}} = 0,015 \text{ m}$$

$$k_{\text{cemento}} = 1,395 \text{ W/m}^\circ C$$

$$e_{\text{poliuretano}} = 0,030 \text{ m}$$

$$k_{\text{poliuretano}} = 0,023 \text{ W/m}^\circ C$$

$$U = 0,53 \text{ W/m}^2^\circ C$$

Cerramientos laterales de separación con espacio interior o local abierto

$$1/h_i = 0,11 \text{ m}^2\text{C/W}$$

$$1/h_e = 0,11 \text{ m}^2\text{C/W}$$

$$1/h_i + 1/h_e = 0,22 \text{ m}^2\text{C/W}$$

$$e_{\text{ladrillo}} = 0,200 \text{ m}$$

$$k_{\text{ladrillo}} = 0,488 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$e_{\text{cimento}} = 0,015 \text{ m}$$

$$k_{\text{cimento}} = 1,395 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$e_{\text{poliuretano}} = 0,030 \text{ m}$$

$$k_{\text{poliuretano}} = 0,023 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$U = 0,51 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Terreno (flujo de calor descendente en verano)

En este tipo de cerramiento, la carga aportada de refrigeración se considera nula.

Puertas de separación con espacio exterior

$$1/h_i = 0,11 \text{ m}^2\text{C/W}$$

$$1/h_e = 0,06 \text{ m}^2\text{C/W}$$

$$1/h_i + 1/h_e = 0,17 \text{ m}^2\text{C/W}$$

$$e_{\text{poliéster}} = 0,010 \text{ m}$$

$$k_{\text{poliéster}} = 0,24 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$U = 4,72 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Puertas laterales de separación con espacio interior o local abierto

$$1/h_i = 0,11 \text{ m}^2\text{C/W}$$

$$1/h_e = 0,11 \text{ m}^2\text{C/W}$$

$$1/h_i + 1/h_e = 0,22 \text{ m}^2\text{C/W}$$

$$e_{\text{poliéster}} = 0,010 \text{ m}$$

$$k_{\text{poliéster}} = 0,24 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$U = 3,82 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Ventanas de vidrio de separación con espacio exterior

$$1/h_i = 0,11 \text{ m}^2\text{C/W}$$

$$1/h_e = 0,06 \text{ m}^2\text{C/W}$$

$$1/h_i + 1/h_e = 0,17 \text{ m}^2\text{C/W}$$

$$e_{\text{vidrio}} = 0,004 \text{ m}$$

$$k_{\text{vidrio}} = 1,05 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$U = 5,75 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Ventanas de vidrio de separación con espacio interior o local abierto

$$1/h_i = 0,11 \text{ m}^2\text{C/W}$$

$$1/h_e = 0,11 \text{ m}^2\text{C/W}$$

$$1/h_i + 1/h_e = 0,22 \text{ m}^2\text{C/W}$$

$$e_{\text{vidrio}} = 0,004 \text{ m}$$

$$k_{\text{vidrio}} = 1,05 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$U = 4,47 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Ventanas de poliéster de separación con espacio exterior

$$1/h_i = 0,11 \text{ m}^2\text{C/W}$$

$$1/h_e = 0,06 \text{ m}^2\text{C/W}$$

$$1/h_i + 1/h_e = 0,17 \text{ m}^2\text{C/W}$$

$$e_{\text{poliéster}} = 0,003 \text{ m}$$

$$k_{\text{poliéster}} = 0,24 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$U = 5,48 \text{ W/m}^2\text{C}$$

9.2.3. Cálculo del calor sensible por transmisión Q_{sen}

Nave de cubrición

Como valor de las temperaturas, se coge $T_e = 34,6^\circ\text{C}$ y $T_i = 28^\circ\text{C}$.

Elemento	Superficie (m ²)	U (W/m ² °C)	Q _{sen} (W)
Cubierta	378	0,64	1607
Cerramiento NO	81,8	0,53	288
Cerramiento NE	57,3	0,53	202
Cerramiento SE	81,7	0,53	288
Cerramiento SO	54,7	0,51	0
Terreno	378	0	0
Puerta NO	1,6	4,72	50
Puerta NE	1,6	4,72	50
Puerta SE*	0	0	0
Puerta SO	4,8	3,82	0
TOTAL (W)			2485

*En este caso, T_e es igual a T_i de la nave de al lado, por lo tanto el diferencial de temperaturas es nulo.

Nave de gestación

Como valor de las temperaturas, se coge $T_e = 34,6^\circ\text{C}$ y $T_i = 28^\circ\text{C}$.

Elemento	Superficie (m ²)	U (W/m ² °C)	Q _{sen} (W)
Cubierta	540	0,64	2296
Cerramiento NO	88,75	0,53	313
Cerramiento NE	85,2	0,51	0
Cerramiento SE	88,75	0,53	313
Cerramiento SO	88,4	0,51	-135
Terreno	540	0	0
Puerta NO*	0	0	0
Puerta NE	4,8	3,82	0
Puerta SE*	0	0	0
Puerta SO	1,6	3,82	41
TOTAL (W)			2827

*En este caso, T_e es igual a T_i de la nave de al lado, por lo tanto el diferencial de temperaturas es nulo.

Nave de maternidad

Como valor de las temperaturas, se coge $T_e = 34,6^\circ\text{C}$ y $T_i = 25^\circ\text{C}$.

Elemento	Superficie (m ²)	U (W/m ² °C)	Q _{sen} (W)
Cubierta	540	0,64	3333
Cerramiento NO	69,25	0,53	354
Cerramiento NE	56	0,51	275
Cerramiento SE	76,25	0,51	375
Cerramiento SO	56	0,53	286
Terreno	540	0	0
Ventana vidrio NO	5,75	4,72	262
Puerta NO*	0	0	0
Puerta NE*	0	0	0
Puerta SE	8	3,82	295
Puerta SO*	0	0	6
TOTAL (W)			5186

*En este caso, T_e es igual a T_i de la nave de al lado, por lo tanto el diferencial de temperaturas es nulo.

9.2.4. Valores de la radiación solar I_{ori}

Hora solar	N	NE	E	SE	S	SO	O	NO	Horizontal
10	50	98	400	466	217	50	50	50	722
11	54	57	183	356	284	72	54	54	794
12	54	54	59	202	309	202	59	54	816
13	54	54	54	72	284	356	183	57	794
14	50	50	50	50	217	466	400	98	722
15	48	44	44	44	133	511	568	249	593
16	44	37	37	37	57	492	647	407	433

Tabla 5.: Valores de la radiación solar I_{ori} (W/m^2) en función de la orientación para una latitud de $41,62^\circ$ en verano (Pérez López, 2008)

9.2.5. Cálculo de la carga a través de ventanas

Nave de cubrición

Para los cálculos, se coge Altitud=276 m, $T_e = 34,6^\circ C$ y $T_i = 28^\circ C$.

Elemento	Superficie (m^2)	U ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)	q_{cc} (W/m^2)	I_{ori} (W/m^2)	q_{rad} (W/m^2)	Q_{sen} (W)
Ventana vidrio NO	2,3	5,75	38,2	249,0	250,6	664
Ventana poliéster NO	8,2	5,48	36,4	249,0	250,6	2354
Ventana vidrio NE	0,575	5,75	38,2	44,0	44,3	47
Ventana vidrio SE	4,6	5,75	38,2	44,0	44,3	379
Ventana poliéster SE	8,2	5,48	36,4	44,0	44,3	662
TOTAL						4106

Nave de gestación

Para los cálculos, se coge Altitud=276 m, $T_e = 34,6^\circ C$ y $T_i = 28^\circ C$.

Elemento	Superficie (m^2)	U ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)	q_{cc} (W/m^2)	I_{ori} (W/m^2)	q_{rad} (W/m^2)	Q_{sen} (W)
Ventana vidrio NO	5,75	5,75	38,2	249,0	250,6	1661
Ventana vidrio SE	5,75	5,75	38,2	44,0	44,3	474
TOTAL						2135

Nave de maternidad

Para los cálculos, se coge Altitud=276 m, $T_e = 34,6^\circ\text{C}$ y $T_i = 25^\circ\text{C}$.

Elemento	Superficie (m^2)	U ($\text{W}/\text{m}^2\text{°C}$)	q_{cc} (W/m^2)	I_{ori} (W/m^2)	q_{rad} (W/m^2)	Q_{sen} (W)
Ventana vidrio NO	5,75	5,75	46	249	251	1703
Ventana vidrio SE	5,75	4,47	43	44	44	503
TOTAL						2205

9.2.6. Cálculo de la carga de los animales

Nave de cubrición

Valores por animal:

$$m_{\text{máximo}} = 190 \text{ kg}$$

$$Q_{\text{tot}} = 5,5 \cdot 190^{0,76} = 297 \text{ W/animal}$$

$$T_i = 28^\circ\text{C}$$

$$Q_{\text{sen}} = 297 \cdot [0,8 - 1,28 \cdot 10^{-7} \cdot (28+10)^4] = 158 \text{ W/animal}$$

$$Q_{\text{lat}} = 297 - 158 = 139 \text{ W/animal}$$

$$P = 139 / 0,680 = 204 \text{ g/(h-animal)}$$

Valores totales para la nave:

$$\text{Número máximo de animales} = 138$$

$$Q_{\text{tot}} = 297 \cdot 138 = 40.935 \text{ W} = 41,0 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{sen}} = 158 \cdot 138 = 21.823 \text{ W} = 21,8 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{lat}} = 139 \cdot 138 = 19.112 \text{ W} = 19,1 \text{ kW}$$

$$P_{\text{total}} = 28.152 \text{ g/h}$$

Nave de gestación

Valores por animal:

$$m_{\text{máximo}} = 220 \text{ kg}$$

$$g = 114 \text{ días}$$

$$Q_{\text{total}} = 5,5 \cdot 220^{0,76} + 2 \cdot 10^{-6} \cdot 114^3 + 76 \cdot 0,18 = 348 \text{ W/animal}$$

$$T_i = 28^\circ\text{C}$$

$$Q_{\text{sen}} = 348 \cdot [0,8 - 1,28 \cdot 10^{-7} \cdot (28 + 10)^4] = 186 \text{ W/animal}$$

$$Q_{\text{lat}} = 348 - 186 = 162 \text{ W/animal}$$

$$P = 162 / 0,680 = 238 \text{ g/(h}\cdot\text{animal)}$$

Valores totales para la nave:

$$\text{Número máximo de animales} = 216$$

$$Q_{\text{tot}} = 348 \cdot 216 = 75.219 \text{ W} = 75,2 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{sen}} = 186 \cdot 216 = 40.099 \text{ W} = 40,1 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{lat}} = 162 \cdot 216 = 35.119 \text{ W} = 35,1 \text{ kW}$$

$$P_{\text{total}} = 51.408 \text{ g/h}$$

Nave de maternidad

Valores por animal:

$$m_{\text{máximo}} = 220 \text{ kg}$$

$$Q_{\text{tot}} = 5,5 \cdot 220^{0,76} + 28 \cdot 6 = 500 \text{ W/animal}$$

$$T_i = 25^\circ\text{C}$$

$$Q_{\text{sen}} = 500 \cdot [0,8 - 1,28 \cdot 10^{-7} \cdot (25 + 10)^4] = 304 \text{ W/animal}$$

$$Q_{\text{lat}} = 500 - 304 = 196 \text{ W/animal}$$

$$P = 196 / 0,680 = 288 \text{ g/(h}\cdot\text{animal)}$$

Valores totales para la nave:

$$\text{Número máximo de animales} = 60$$

$$Q_{\text{tot}} = 500 \cdot 60 = 29.976 \text{ W} = 30,0 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{sen}} = 304 \cdot 60 = 18.223 \text{ W} = 18,2 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{lat}} = 196 \cdot 60 = 11.753 \text{ W} = 11,8 \text{ kW}$$

$$P_{\text{total}} = 17.280 \text{ g/h}$$

9.2.7. Diagrama psicrometrico

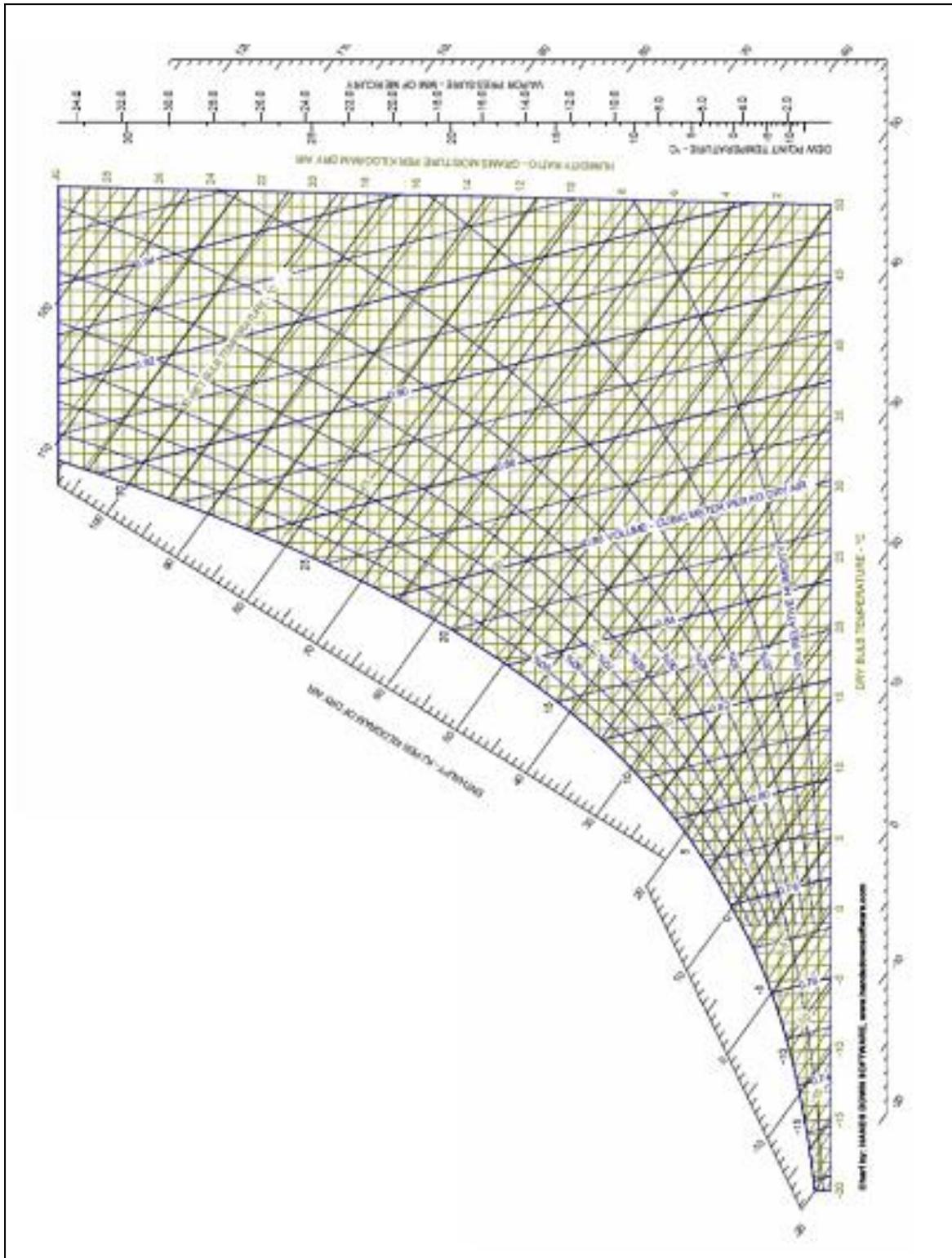


Fig. 1.: Diagrama psicrometrico

9.2.8. Cálculos del caudal volumétrico de ventilación de verano, C y de la carga térmica debida a la ventilación Q_{total}

Nave de cubrición

Caudal volumétrico de ventilación de verano, C:

$$P_{total} = 28.152 \text{ g/h}$$

$$\rho_{aire} = 1,2 \text{ kg}_{aire} / \text{m}^3_{aire}$$

$$T_{e,media} = 24,1^\circ\text{C} \quad HR_{e,media} = 57,4\% \quad W_e = 11,5 \text{ g}_{agua}/\text{kg}_{aire}$$

$$h_e = 11,5 \cdot 1,2 = 13,8 \text{ g/m}^3$$

$$T_i = 28^\circ\text{C} \quad HR_i = 70\% \quad W_i = 17 \text{ g}_{agua}/\text{kg}_{aire}$$

$$h_i = 20,4 \text{ g/m}^3$$

$$C_{total} = 1,25 \cdot 28.152 / (20,4 - 13,8) = 5.323 \text{ m}^3/\text{h} = 1,48 \text{ m}^3/\text{s}$$

Carga térmica debida a la ventilación:

$$T_e = 34,6^\circ\text{C}$$

$$W_e = 0,0115 \text{ kg}_{agua}/\text{kg}_{aire}$$

$$T_i = 28^\circ\text{C}$$

$$HR_i = 70\%$$

$$W_i = 0,017 \text{ kg}_{agua}/\text{kg}_{aire}$$

$$C_{total} = 1,48 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{sen} = 1200 \cdot 1,48 \cdot (34,6 - 28) = 11.790 \text{ W}$$

$$Q_{lat} = 3002400 \cdot 1,25 \cdot (0,0115 - 0,017) = -24.418 \text{ W}$$

$$Q_{total} = -12.627 \text{ W} = -12,6 \text{ kW}$$

Nave de gestación

Caudal volumétrico de ventilación de verano, C:

$$P_{total} = 51.408 \text{ g/h}$$

$$\rho_{aire} = 1,2 \text{ kg}_{aire} / \text{m}^3_{aire}$$

$$T_{e,media} = 24,1^\circ\text{C} \quad HR_{e,media} = 57,4\% \quad W_e = 11,5 \text{ g}_{agua}/\text{kg}_{aire}$$

$$h_e = 11,5 \cdot 1,2 = 13,8 \text{ g/m}^3$$

$$T_i = 28^\circ\text{C} \quad HR_i = 70\% \quad W_i = 17 \text{ g}_{agua}/\text{kg}_{aire}$$

$$h_i = 20,4 \text{ g/m}^3$$

$$C_{total} = 1,25 \cdot 51.408 / (20,4 - 13,8) = 9.781 \text{ m}^3/\text{h} = 2,72 \text{ m}^3/\text{s}$$

Carga térmica debida a la ventilación:

$$T_e = 34,6^\circ\text{C}$$

$$W_e = 0,0115 \text{ kg}_{agua}/\text{kg}_{aire}$$

$$T_i = 28^\circ\text{C}$$

$$HR_i = 70\%$$

$$W_i = 0,017 \text{ kg}_{agua}/\text{kg}_{aire}$$

$$C_{total} = 2,72 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{sen} = 1200 \cdot 2,72 \cdot (34,6 - 28) = 21.665 \text{ W}$$

$$Q_{lat} = 3002400 \cdot 2,72 \cdot (0,0115 - 0,017) = -44.868 \text{ W}$$

$$Q_{total} = -23.203 \text{ W} = -23,2 \text{ kW}$$

Nave de maternidad

Caudal volumétrico de ventilación de verano, C:

$$P_{\text{total}} = 17.280 \text{ g/h}$$

$$\rho_{\text{aire}} = 1,2 \text{ kg}_{\text{aire}} / \text{m}^3_{\text{aire}}$$

$$T_{e,\text{media}} = 24,1^\circ\text{C} \quad \text{HR}_{e,\text{media}} = 57,4\% \quad W_e = 11,5 \text{ g}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{aire}}$$

$$T_i = 25^\circ\text{C} \quad \text{HR}_i = 60\% \quad W_i = 12 \text{ g}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{aire}}$$

$$C_{\text{total}} = 1,25 \cdot 17.280 / (14,4 - 13,8) = 3.273 \text{ m}^3/\text{h} = 0,91 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$h_e = 11,5 \cdot 1,2 = 13,8 \text{ g}/\text{m}^3$$

$$h_i = 14,4 \text{ g}/\text{m}^3$$

Carga térmica debida a la ventilación:

$$T_e = 34,6^\circ\text{C}$$

$$W_e = 0,0115 \text{ kg}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{aire}}$$

$$T_i = 25^\circ\text{C}$$

$$\text{HR}_i = 60\%$$

$$W_i = 0,012 \text{ kg}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{aire}}$$

$$C_{\text{total}} = 0,91 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{\text{sen}} = 1200 \cdot 0,91 \cdot (34,6 - 25) = 10.524 \text{ W}$$

$$Q_{\text{lat}} = 3002400 \cdot 0,90 \cdot (0,0115 - 0,012) = -1.365 \text{ W}$$

$$Q_{\text{total}} = 9.159 \text{ W} = 9,2 \text{ kW}$$

9.3. Cargas térmicas de calefacción

9.3.1. Cálculo del coeficiente global de transmisión de calor U

Cubierta (flujo de calor ascendente en invierno)

$$1/h_i + 1/h_e = 0,14 \text{ m}^2\text{C/W}$$

$$e_{\text{fibrocemento}} = 0,006 \text{ m}$$

$$k_{\text{fibrocemento}} = 0,230 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$e_{\text{poliuretano}} = 0,030 \text{ m}$$

$$k_{\text{poliuretano}} = 0,023 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$U = 0,68 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Terreno (flujo de calor ascendente en invierno)

En este caso, solamente se tiene en cuenta el coeficiente de convección interior.

$$1/h_i = 0,17 \text{ m}^2\text{C/W}$$

$$e_{\text{hormigón}} = 0,100 \text{ m}$$

$$k_{\text{hormigón}} = 0,732 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$U = 3,26 \text{ W/m}^2\text{C}$$

De los cálculos anteriores de coeficiente global de transmisión de calor, ya conocemos:

Cerramientos laterales de separación con espacio exterior	$U = 0,53 \text{ W/m}^2\text{C}$
Cerramientos laterales de separación con espacio interior o local abierto	$U = 0,51 \text{ W/m}^2\text{C}$
Puertas de separación con espacio exterior	$U = 4,72 \text{ W/m}^2\text{C}$
Puertas de separación con espacio interior o local abierto	$U = 3,82 \text{ W/m}^2\text{C}$
Ventanas de vidrio de separación con espacio exterior	$U = 5,75 \text{ W/m}^2\text{C}$
Ventanas de vidrio de separación con espacio interior o local abierto	$U = 4,47 \text{ W/m}^2\text{C}$
Ventanas de poliéster de separación con espacio exterior	$U = 5,48 \text{ W/m}^2\text{C}$

9.3.2. Cálculo de calor sensible por transmisión Q_{sen}

Nave de cubrición

Como valor de las temperaturas, se coge $T_e = -3,0^{\circ}\text{C}$ y $T_i=15^{\circ}\text{C}$.

Elemento	Superficie (m^2)	U ($\text{W}/\text{m}^2\text{C}$)	Q_{sen} (W)
Cubierta	378	0,68	-4628
Cerramiento NO	81,8	0,53	-781
Cerramiento NE	57,3	0,53	-547
Cerramiento SE	81,7	0,53	-780
Cerramiento SO	54,7	0,51	0
Terreno	378	3,26	-22189
Puerta NO	1,6	4,72	-136
Puerta NE	1,6	4,72	-136
Puerta SE*	0	0	0
Puerta SO	4,8	3,82	0
TOTAL (W)			-29196

*En este caso, T_e es igual a T_i de la nave de al lado, por lo tanto el diferencial de temperaturas es nulo.

Nave de gestación

Como valor de las temperaturas, se coge $T_e = -3,0^{\circ}\text{C}$ y $T_i=15^{\circ}\text{C}$.

Elemento	Superficie (m^2)	U ($\text{W}/\text{m}^2\text{C}$)	Q_{sen} (W)
Cubierta	540	0,68	-6612
Cerramiento NO	88,75	0,53	-847
Cerramiento NE	85,2	0,51	0
Cerramiento SE	88,75	0,53	-847
Cerramiento SO	88,4	0,51	-812
Terreno	540	3,26	-31698
Puerta NO*	0	0	0
Puerta NE	4,8	3,82	0
Puerta SE*	0	0	0
Puerta SO	1,6	3,82	-110
TOTAL (W)			-41521

*En este caso, T_e es igual a T_i de la nave de al lado, por lo tanto el diferencial de temperaturas es nulo.

Nave de maternidad

Como valor de las temperaturas, se coge $T_e = -3,0^\circ\text{C}$ y $T_i = 20^\circ\text{C}$.

Elemento	Superficie (m ²)	U (W/m ² °C)	Q _{sen} (W)
Cubierta	540	0,68	-8448
Cerramiento NO	69,25	0,53	-844
Cerramiento NE	56	0,51	-657
Cerramiento SE	76,25	0,51	-895
Cerramiento SO	56	0,53	-683
Terreno	540	3,26	-40500
Puerta NO*	0	0	0
Puerta NE*	0	0	0
Puerta SE	8	3,82	-703
Puerta SO*	0	0	0
TOTAL (W)			-52730

*En este caso, T_e es igual a T_i de la nave de al lado, por lo tanto el diferencial de temperaturas es nulo.

9.3.3. Cálculo de la carga de los animales

Cálculo de la carga de los animales

Nave de cubrición

Valores por animal:

$$m_{\text{mínimo}} = 180 \text{ kg}$$

$$Q_{\text{tot}} = 5,5 \cdot 180^{0,76} = 285 \text{ W/animal}$$

$$T_i = 15^\circ\text{C}$$

$$Q_{\text{sen}} = 285 \cdot [0,8 - 1,28 \cdot 10^{-7} \cdot (15+10)^4] = 214 \text{ W/animal}$$

$$Q_{\text{lat}} = 285 - 214 = 71 \text{ W/animal}$$

$$P = 71 / 0,680 = 105 \text{ g/h.animal}$$

Valores totales para la nave:

$$\text{Número mínimo de animales} = 120$$

$$Q_{\text{tot}} = 285 \cdot 120 = 34.163 \text{ W} = 34,2 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{sen}} = 214 \cdot 120 = 25.622 \text{ W} = 25,6 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{lat}} = 71 \cdot 120 = 8.541 \text{ W} = 8,5 \text{ kW}$$

$$P_{\text{total}} = 12.600 \text{ g/h}$$

Nave de gestación

Valores por animal:

$$m_{\text{mínimo}} = 210 \text{ kg}$$

$$g = 114 \text{ días}$$

$$Q_{\text{total}} = 5,5 \cdot 210^{0,76} + 2 \cdot 10^{-6} \cdot 114^3 + 76 \cdot 0,18 = 337 \text{ W/animal}$$

$$T_i = 15^\circ\text{C}$$

$$Q_{\text{sen}} = 337 \cdot [0,8 - 1,28 \cdot 10^{-7} \cdot (15 + 10)^4] = 253 \text{ W/animal}$$

$$Q_{\text{lat}} = 337 - 253 = 84 \text{ W/animal}$$

$$P = 84 / 0,680 = 124 \text{ g/h.animal}$$

Valores totales para la nave:

$$\text{Número mínimo de animales} = 214$$

$$Q_{\text{tot}} = 337 \cdot 214 = 72.057 \text{ W} = 72,1 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{sen}} = 253 \cdot 214 = 54.043 \text{ W} = 54,0 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{lat}} = 84 \cdot 214 = 18.014 \text{ W} = 18,0 \text{ kW}$$

$$P_{\text{total}} = 26.536 \text{ g/h}$$

Nave de maternidad

Valores por animal:

$$m_{\text{mínimo}} = 195 \text{ kg}$$

$$Q_{\text{tot}} = 5,5 \cdot 195^{0,76} + 28 \cdot 6 = 471 \text{ W/animal}$$

$$T_i = 20^\circ\text{C}$$

$$Q_{\text{sen}} = 471 \cdot [0,8 - 1,28 \cdot 10^{-7} \cdot (20 + 10)^4] = 328 \text{ W/animal}$$

$$Q_{\text{lat}} = 471 - 328 = 143 \text{ W/animal}$$

$$P = 143 / 0,680 = 210 \text{ g/h.animal}$$

Valores totales para la nave:

$$\text{Número mínimo de animales} = 50$$

$$Q_{\text{tot}} = 471 \cdot 50 = 23.527 \text{ W} = 23,5 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{sen}} = 328 \cdot 50 = 16.382 \text{ W} = 16,4 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{lat}} = 143 \cdot 50 = 7.145 \text{ W} = 7,1 \text{ kW}$$

$$P_{\text{total}} = 10.500 \text{ g/h}$$

9.3.4. Cálculo de la carga debida a la ventilación

Nave de cubrición

Caudal volumétrico de ventilación de verano, C:

$$P_{\text{total}} = 12.600 \text{ g/h}$$

$$\rho_{\text{aire}} = 1,2 \text{ kg}_{\text{aire}} / \text{m}^3_{\text{aire}}$$

$$T_e = 4,2^\circ\text{C}$$

$$\text{HR}_e = 84,2\%$$

$$W_e = 4,5 \text{ g}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{aire}}$$

$$h_e = 10,5 \cdot 1,2 = 5,4 \text{ g/m}^3$$

$$T_i = 15^\circ\text{C}$$

$$\text{HR}_i = 70\%$$

$$W_i = 7,5 \text{ g}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{aire}}$$

$$h_i = 9,0 \text{ g/m}^3$$

$$C_{\text{total}} = 1,25 \cdot 12.600 / (9,0 - 5,4) = 4.361 \text{ m}^3/\text{h} = 1,21 \text{ m}^3/\text{s}$$

Carga térmica debida a la ventilación:

$$T_e = -3,0^\circ\text{C}$$

$$W_e = 0,003 \text{ kg}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{aire}}$$

$$T_i = 15^\circ\text{C}$$

$$\text{HR}_i = 70\%$$

$$W_i = 0,0075 \text{ kg}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{aire}}$$

$$C_{\text{total}} = 1,21 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{\text{sen}} = 1200 \cdot 1,21 \cdot (-3,0 - 15) = -26.175 \text{ W}$$

$$Q_{\text{lat}} = 3002400 \cdot 1,21 \cdot (0,003 - 0,0075) = -16.367 \text{ W}$$

$$Q_{\text{total}} = -42.542 \text{ W} = -42,5 \text{ kW}$$

Nave de gestación

Caudal volumétrico de ventilación de verano, C:

$$P_{\text{total}} = 26.536 \text{ g/h}$$

$$\rho_{\text{aire}} = 1,2 \text{ kg}_{\text{aire}} / \text{m}^3_{\text{aire}}$$

$$T_e = 4,2^\circ\text{C}$$

$$\text{HR}_e = 84,2\%$$

$$W_e = 4,5 \text{ g}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{aire}}$$

$$h_e = 10,5 \cdot 1,2 = 5,4 \text{ g/m}^3$$

$$T_i = 15^\circ\text{C}$$

$$\text{HR}_i = 70\%$$

$$W_i = 7,5 \text{ g}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{aire}}$$

$$h_i = 9,0 \text{ g/m}^3$$

$$C_{\text{total}} = 1,25 \cdot 26.536 / (9,0 - 5,4) = 9.198 \text{ m}^3/\text{h} = 2,56 \text{ m}^3/\text{s}$$

Carga térmica debida a la ventilación:

$$T_e = -3,0^\circ\text{C}$$

$$W_e = 0,003 \text{ kg}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{aire}}$$

$$T_i = 15^\circ\text{C}$$

$$\text{HR}_i = 70\%$$

$$W_i = 0,0075 \text{ kg}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{aire}}$$

$$C_{\text{total}} = 2,56 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{\text{sen}} = 1200 \cdot 2,56 \cdot (-3,0 - 15) = -55.210 \text{ W}$$

$$Q_{\text{lat}} = 3002400 \cdot 2,56 \cdot (0,003 - 0,0075) = -34.522 \text{ W}$$

$$Q_{\text{total}} = -89.732 \text{ W} = -89,7 \text{ kW}$$

Nave de maternidad

Caudal volumétrico de ventilación de verano, C:

$$P_{\text{total}} = 10.500 \text{ g/h}$$

$$\rho_{\text{aire}} = 1,2 \text{ kg}_{\text{aire}} / \text{m}^3_{\text{aire}}$$

$$T_e = 4,2^\circ\text{C}$$

$$\text{HR}_e = 84,2\%$$

$$W_e = 4,5 \text{ g}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{aire}}$$

$$h_e = 10,5 \cdot 1,2 = 5,4 \text{ g/m}^3$$

$$T_i = 20^\circ\text{C}$$

$$\text{HR}_i = 60\%$$

$$W_i = 9,0 \text{ g}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{aire}}$$

$$h_i = 10,8 \text{ g/m}^3$$

$$P = 210 \text{ g/h.animal}$$

$$C_{\text{total}} = 1,25 \cdot 10.500 / (10,8 - 5,4) = 2.432 \text{ m}^3/\text{h} = 0,68 \text{ m}^3/\text{s}$$

Carga térmica debida a la ventilación:

$$T_e = -3,0^\circ\text{C}$$

$$W_e = 0,003 \text{ kg}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{aire}}$$

$$T_i = 20^\circ\text{C}$$

$$\text{HR}_i = 60\%$$

$$W_i = 0,009 \text{ kg}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{aire}}$$

$$C_{\text{total}} = 0,68 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{\text{sen}} = 1200 \cdot 0,68 \cdot (-3,0 - 20) = -18.652 \text{ W}$$

$$Q_{\text{lat}} = 3002400 \cdot 0,68 \cdot (0,003 - 0,009) = -12.171 \text{ W}$$

$$Q_{\text{total}} = -30.822 \text{ W} = -30,8 \text{ kW}$$

9.4. Diseño de la instalación de climatización

9.4.1. Fan-coils

Datos y cálculos de invierno

Nave de cubrición

Datos del catálogo:

Modelo: ALTO 02 3N R2

$T_{\text{agua}} = 45/50^{\circ}\text{C}$

$T_{\text{aire}} = 21^{\circ}\text{C}$

$P_{\text{fan}} = 5.000 \text{ W}$

Caudal de agua = 873 l/h = $2,4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$

Caudal de aire = 700 m³/h

Cálculos:

Número de fan-coils = $37,6 / 5 = 7,5 = 8$

Superficie ocupada = $378 / 8 = 47 \text{ m}^2/\text{fan-coil}$

Nave de gestación

Datos del catálogo:

Modelo: ALTO 04 3N R2

$T_{\text{agua}} = 45/50^{\circ}\text{C}$

$T_{\text{aire}} = 21^{\circ}\text{C}$

$P_{\text{fan}} = 9.500 \text{ W}$

Caudal de agua = 1.660 l/h = $4,6 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$

Caudal de aire = 1.275 m³/h

Cálculos:

Número de fan-coils = $59,2 / 9,5 = 6,2 = 7$

Superficie ocupada = $540 / 7 = 77 \text{ m}^2/\text{fan-coil}$

Nave de maternidad

Datos del catálogo:

Modelo: ALTO 03 3N R2

$T_{\text{agua}} = 45/50^{\circ}\text{C}$

$T_{\text{aire}} = 21^{\circ}\text{C}$

$P_{\text{fan}} = 6.990 \text{ W}$

Caudal de agua = $1.220 \text{ l/h} = 3,4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$

Caudal de aire = $975 \text{ m}^3/\text{h}$

Cálculos:

Número de salas = 5

Superficie por sala = $540 / 5 = 108 \text{ m}^2/\text{sala}$

P_{cal} por sala = $60,0 / 5 = 12,0 \text{ kW/sala}$

Número de fan-coils por sala = $12 / 6,9 = 1,7 = 2 \text{ fan-coils}$

Superficie ocupada = $108 / 2 = 54 \text{ m}^2/\text{fan-coil}$

Datos y cálculos de verano

Nave de cubrición

Datos del catálogo:

Modelo: ALTO 02 3N R2

$T_{\text{agua}} = 7/12^{\circ}\text{C}$

$T_{\text{aire}} = 27^{\circ}\text{C}$

$P_{\text{fan}} = 4.220 \text{ W}$

Caudal de agua = $758 \text{ l/h} = 2,1 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$

Caudal de aire = $700 \text{ m}^3/\text{h}$

Cálculos:

Número de fan-coils = $34,9 / 4,22 = 8,3 = 9$

Superficie ocupada = $378 / 9 = 42 \text{ m}^2/\text{fan-coil}$

Nave de gestación

Datos del catálogo:

Modelo: ALTO 04 3N R2

$$T_{\text{agua}} = 7/12^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{aire}} = 27^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{fan}} = 8.750 \text{ W}$$

$$\text{Caudal de agua} = 1.500 \text{ l/h} = 4,2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{Caudal de aire} = 1.275 \text{ m}^3/\text{h}$$

Cálculos:

$$\text{Número de fan-coils} = 57,0 / 8,75 = 6,5 = 7$$

$$\text{Superficie ocupada} = 540 / 7 = 77 \text{ m}^2/\text{fan-coil}$$

Nave de maternidad

Datos del catálogo:

Modelo: ALTO 03 3N R2

$$T_{\text{agua}} = 7/12^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{aire}} = 25^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{fan}} = 5.190 \text{ W}$$

$$\text{Caudal de agua} = 888 \text{ l/h} = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{Caudal de aire} = 975 \text{ m}^3/\text{h}$$

Cálculos:

$$\text{Número de salas} = 5$$

$$\text{Superficie por sala} = 540 / 5 = 108 \text{ m}^2/\text{sala}$$

$$P_{\text{ref}} \text{ por sala} = 46,5 / 5 = 9,3 \text{ kW/sala}$$

$$\text{Número de fan-coils por sala} = 9,3 / 5,19 = 1,8 = 2 \text{ fan-coils}$$

$$\text{Superficie ocupada} = 108 / 2 = 54 \text{ m}^2/\text{fan-coil}$$

9.4.2. Evolución del COP y del EER

Evolución del COP

Evolución del COP de las bombas de calor seleccionadas en función de la temperatura de salida del agua caliente del condensador y de la temperatura de salida del agua del evaporador:

Nave de cubrición

$T_{\text{agua caliente}} (^{\circ}\text{C})$	$P_{\text{cal}} (\text{kW})$	$P_{\text{abs}} (\text{kW})$	COP
30	46,3	8,4	5,51
35	45,3	9,3	4,87
40	44,5	10,5	4,24
45	43,8	11,7	3,74
50	42,8	13,0	3,29
55	41,5	14,5	2,86

Tabla 6.: Evolución COP considerando $T_{\text{salida agua evaporador}} = 2^{\circ}\text{C}$ (Modelo DynaCIAT ILG 150V)

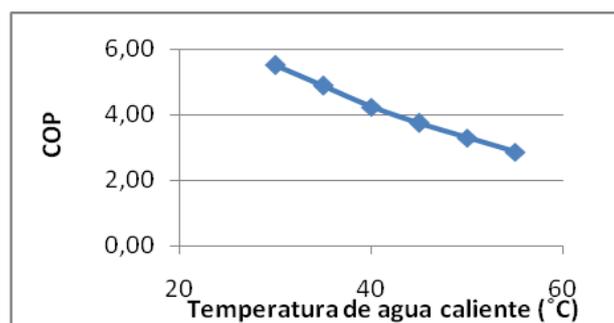


Fig. 2.: Evolución COP considerando $T_{\text{salida agua evaporador}} = 2^{\circ}\text{C}$ (Modelo DynaCIAT ILG 150V)

Nave de gestación

$T_{\text{agua caliente}} (^{\circ}\text{C})$	$P_{\text{cal}} (\text{kW})$	$P_{\text{abs}} (\text{kW})$	COP
30	71,3	13,2	5,40
35	69,9	14,7	4,76
40	68,4	16,5	4,15
45	66,8	18,5	3,61
50	65,6	20,8	3,15
55	63,8	23,3	2,74

Tabla 7.: Evolución COP considerando $T_{\text{salida agua evaporador}} = 2^{\circ}\text{C}$ (Modelo DynaCIAT ILG 240V)

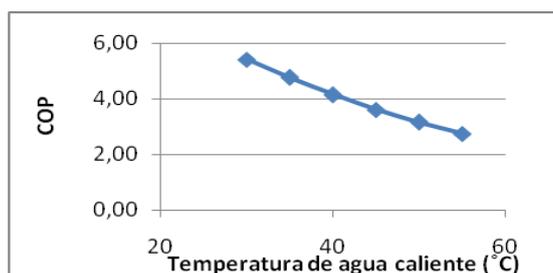


Fig. 3.: Evolución COP considerando $T_{\text{salida agua evaporador}} = 2^{\circ}\text{C}$ (Modelo DynaCIAT ILG 240V)

Nave de maternidad

$T_{\text{agua caliente}} (^{\circ}\text{C})$	$P_{\text{cal}} (\text{kW})$	$P_{\text{abs}} (\text{kW})$	COP
30	71,3	13,2	5,40
35	69,9	14,7	4,76
40	68,4	16,5	4,15
45	66,8	18,5	3,61
50	65,6	20,8	3,15
55	63,8	23,3	2,74

Tabla 8.: Evolución COP considerando $T_{\text{salida agua evaporador}} = 2^{\circ}\text{C}$ (Modelo DynaCIAT ILG 240V)

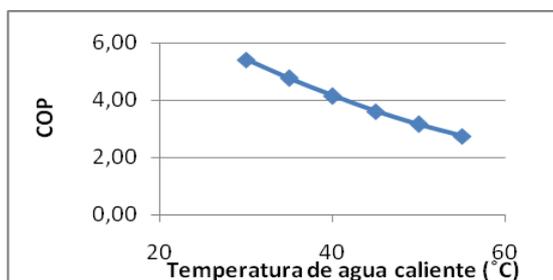


Fig. 4.: Evolución COP considerando $T_{\text{salida agua evaporador}} = 2^{\circ}\text{C}$ (Modelo DynaCIAT ILG 240V)

Evolución del ERR

Evolución del ERR de las bombas de calor seleccionadas en función de la temperatura de salida del agua caliente del condensador y de la temperatura de salida del agua del evaporador.

Nave de cubrición

$T_{\text{agua caliente}} (^{\circ}\text{C})$	$P_{\text{ref}} (\text{kW})$	$P_{\text{abs}} (\text{kW})$	ERR
30	40	9,2	4,35
35	38	10,2	3,73
40	35,9	11,4	3,15
45	33,8	12,7	2,66
50	31,5	14,1	2,23
55	29	15,5	1,87

Tabla 9.: Evolución ERR considerando $T_{\text{salida agua evaporador}} = 7^{\circ}\text{C}$ (Modelo DynaCIAT ILG 150V)

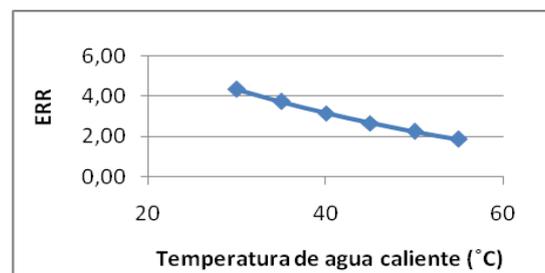


Fig. 5.: Evolución ERR considerando $T_{\text{salida agua evaporador}} = 7^{\circ}\text{C}$ (Modelo DynaCIAT ILG 150V)

Nave de gestación

$T_{\text{agua caliente}} (^{\circ}\text{C})$	$P_{\text{ref}} (\text{kW})$	$P_{\text{abs}} (\text{kW})$	ERR
30	62,0	14,2	4,37
35	59,1	15,8	3,74
40	55,6	17,6	3,16
45	51,8	19,8	2,62
50	47,6	22,2	2,14
55	43,4	24,6	1,76

Tabla 10.: Evolución ERR considerando $T_{\text{salida agua evaporador}} = 7^{\circ}\text{C}$ (Modelo DynaCIAT ILG 240V)

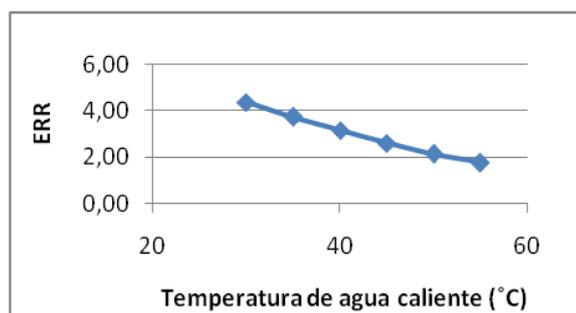


Fig. 6.: Evolución ERR considerando $T_{\text{salida agua evaporador}} = 7^{\circ}\text{C}$ (Modelo DynaCIAT ILG 240V)

Nave de maternidad

$T_{\text{agua caliente}} (^{\circ}\text{C})$	$P_{\text{ref}} (\text{kW})$	$P_{\text{abs}} (\text{kW})$	ERR
30	62,0	14,2	4,37
35	59,1	15,8	3,74
40	55,6	17,6	3,16
45	51,8	19,8	2,62
50	47,6	22,2	2,14
55	43,4	24,6	1,76

Tabla 11.: Evolución ERR considerando $T_{\text{salida agua evaporador}} = 7^{\circ}\text{C}$ (Modelo DynaCIAT ILG 240V)

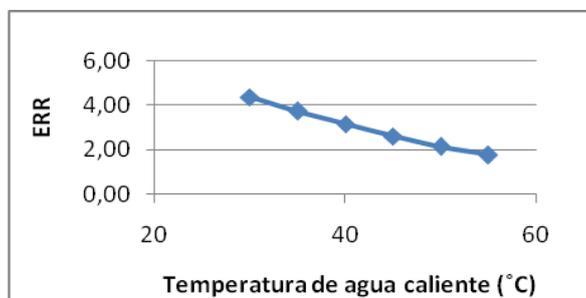


Fig. 7.: Evolución ERR considerando $T_{\text{salida agua evaporador}} = 7^{\circ}\text{C}$ (Modelo DynaCIAT ILG 240V)

9.4.3. Longitud de sondeo

Cálculo de la longitud de sondeo para calefacción y refrigeración

Nave de cubrición

Modelo bomba de calor geotérmica = ILG DynaCIAT ILG 150V

Modo calefacción:

$$\text{COP}_{\text{cal}} = 3,29$$

$$\text{FPP}_{\text{cal}} = 1.980 \text{ h}$$

$$Q_{\text{cal}} = 37,6 \text{ kW}$$

$$\Delta T = T_{\text{entrada,mín}} - T_{\text{terreno}} = 15^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{terreno}} = 15^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{entrada,mín}} = 0^{\circ}\text{C}$$

$$E_{\text{extraída,terreno}} = 37,6 \cdot 1.980 \cdot (3,29 - 1) / 3,29 = 51.819 \text{ kWh} = 186.548 \text{ MJ}$$

$$L_{\text{sondeo,cal}} = 0,05506 \cdot 186.548 / 15 = 685 \text{ m}$$

Modo refrigeración:

$$\text{ERR} = 4,35$$

$$\text{FPP}_{\text{ref}} = 1260 \text{ h}$$

$$Q_{\text{ref}} = 34,9 \text{ kW}$$

$$\Delta T = T_{\text{entrada,mín}} - T_{\text{terreno}} = 15^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{terreno}} = 15^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{entrada,mín}} = 30^{\circ}\text{C}$$

$$E_{\text{evacuada,terreno}} = 34,9 \cdot 1.260 \cdot (4,35 - 1) / 4,35 = 33.865 \text{ kWh} = 121.914 \text{ MJ}$$

$$L_{\text{sondeo,ref}} = 0,05105 \cdot 121.914 / 15 = 415 \text{ m}$$

Nave de gestación

Modelo bomba de calor geotérmica = ILG DynaCIAT ILG 240V

Modo calefacción:

$$\text{COP}_{\text{cal}} = 3,15$$

$$\text{FPP}_{\text{cal}} = 1.980 \text{ h}$$

$$Q_{\text{cal}} = 59,2 \text{ kW}$$

$$\Delta T = T_{\text{entrada,mín}} - T_{\text{terreno}} = 15^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{terreno}} = 15^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{entrada,mín}} = 0^{\circ}\text{C}$$

$$E_{\text{extraída,terreno}} = 59,2 \cdot 1.980 \cdot (3,15 - 1) / 3,15 = 80.005 \text{ kWh} = 288.016 \text{ MJ}$$

$$L_{\text{sondeo,cal}} = 0,05506 \cdot 288.016 / 15 = 1.057 \text{ m}$$

Modo refrigeración:

$$ERR = 4,37$$

$$FPP_{ref} = 1.260 \text{ h}$$

$$Q_{ref} = 57,0 \text{ kW}$$

$$\Delta T = T_{entrada,mín} - T_{terreno} = 15^\circ\text{C}$$

$$T_{terreno} = 15^\circ\text{C}$$

$$T_{entrada,mín} = 30^\circ\text{C}$$

$$E_{evacuada,terreno} = 57,0 \cdot 1.260 \cdot (4,37 - 1) / 4,37 = 55.385 \text{ kWh} = 199.387 \text{ MJ}$$

$$L_{sondeo,ref} = 0,05105 \cdot 199.387 / 15 = 677 \text{ m}$$

Nave de maternidad

Modelo bomba de calor geotérmica = ILG DynaCIAT ILG 240V

Modo calefacción:

$$COP_{cal} = 3,15$$

$$FPP_{cal} = 1.980 \text{ h}$$

$$Q_{cal} = 60,0 \text{ kW}$$

$$\Delta T = T_{entrada,mín} - T_{terreno} = 15^\circ\text{C}$$

$$T_{terreno} = 15^\circ\text{C}$$

$$T_{entrada,mín} = 0^\circ\text{C}$$

$$E_{extraída,terreno} = 60,0 \cdot 1.980 \cdot (3,15 - 1) / 3,15 = 81.086 \text{ kWh} = 291.909 \text{ MJ}$$

$$L_{sondeo,cal} = 0,05506 \cdot 291.909 / 15 = 1.072 \text{ m}$$

Modo refrigeración:

$$ERR = 4,37$$

$$FPP_{ref} = 1.800 \text{ h}$$

$$Q_{ref} = 46,5 \text{ kW}$$

$$\Delta T = T_{entrada,mín} - T_{terreno} = 15^\circ\text{C}$$

$$T_{terreno} = 15^\circ\text{C}$$

$$T_{entrada,mín} = 30^\circ\text{C}$$

$$E_{evacuada,terreno} = 46,5 \cdot 1.800 \cdot (4,37 - 1) / 4,37 = 64.547 \text{ kWh} = 232.368 \text{ MJ}$$

$$L_{sondeo,ref} = 0,05105 \cdot 232.368 / 15 = 791 \text{ m}$$

9.4.4. Sistema exterior de tuberías (unión sondas-bomba de calor)

En los siguientes casos, tanteamos con diámetros de tubería de polietileno de presión 4 bares para los tramos 1, 2, 3, 4 (nave de cubrición) y para los tramos 1, 2, 3, 4, 5, 6 (nave de gestación y maternidad); y de presión 12,5 bar para los tramos 11, 12, 21, 22, 31, 32, 41, 42 (nave de cubrición y para los tramos 11, 12, 21, 22, 31, 32, 41, 42, 51, 52, 61, 62 (nave de gestación y maternidad) (Tabla y Tabla).

DN (mm)	Espesor (mm)	D _{int} (mm)
32,0	2,0	28,0
40,0	2,4	35,2
50,0	3,0	44,0
63,0	3,8	55,4
75,0	4,5	66,0
90,0	5,4	79,2

Tabla 12.: Tubería de polietileno PN 4 bar

DN (mm)	Espesor (mm)	D _{int} (mm)
25,0	2,0	21,0
32,0	2,4	27,2
40,0	3,0	34,0
50,0	3,7	42,6
63,0	4,7	53,6
75,0	5,6	63,8
90,0	6,7	76,6

Tabla 13.: Tubería de polietileno PN 12,5 bar

Nave de cubrición

Pérdidas de carga - Bomba de calor:

$$Q_{BCG} = 1,8 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 6,48 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Delta H_{\text{puntual,BCG}} = 31 \text{ kPa} = 3,1 \text{ m.c.a.}$$

Pérdidas de carga - Tramo 1:

$$L = 2 \text{ m}$$

$$DN = 0,050 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,044 \text{ m}$$

$$S = 1,52 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$Q_{T1} = 1,8 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$v = 1,18 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,04 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0218 \text{ m.c.a./m}$$

Pérdidas de carga - Tramo 2:

$$L = 6 \text{ m}$$

$$DN = 0,050 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,044 \text{ m}$$

$$S = 1,52 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$Q_{T2} = Q_{T1} - 2 \cdot Q_{\text{sondas}} = 1,8 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 0,225 \cdot 10^{-3} = 1,35 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$v = 0,89 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,03 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0044 \text{ m.c.a./m}$$

Pérdidas de carga - Tramo 3:

$$L = 6 \text{ m}$$

$$DN = 0,032 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,028 \text{ m}$$

$$S = 1,52 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$Q_{T3} = Q_{T2} - 2 \cdot Q_{\text{sondas}} = 1,35 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 0,225 \cdot 10^{-3} = 0,9 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$v = 1,46 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,11 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0185 \text{ m.c.a./m}$$

Pérdidas de carga - Tramo 4:

$$L = 6 \text{ m}$$

$$DN = 0,032 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,028 \text{ m}$$

$$S = 0,62 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$Q_{T4} = Q_{T3} - 2 \cdot Q_{\text{sondas}} = 0,9 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 0,225 \cdot 10^{-3} = 0,45 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$v = 0,73 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,03 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0055 \text{ m.c.a./m}$$

Pérdidas de carga – Sondas/Tramos 11, 12, 21, 22, 31, 32, 41, 42:

Número de pozos = 4 pozos

Número de sondas = $2 \cdot 4 = 8$ sondas

$$Q_{\text{sonda}} = Q_{\text{BCG}} / \text{Número de sondas} = 1,8 \cdot 10^{-3} / 8 = 0,225 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$L = 200 \text{ m}$$

$$DN = 0,025 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,021 \text{ m}$$

$$S = 0,35 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$v = 0,65 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,04 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0002 \text{ m.c.a./m}$$

Pérdidas de carga totales:

Se calculan las pérdidas de carga totales para el recorrido más desfavorable (des de la bomba de calor hasta el último pozo):

$$(\Delta H_L + \Delta H_S)_{T1-T4} = 0,04 + 0,03 + 0,11 + 0,03 = 0,21 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S)_{T41,T42} = 0,04 \text{ m.c.a.}$$

$$\Delta H_{\text{puntual,BCG}} = 3,1 \text{ m.c.a.}$$

Timbraje: Tramo 1, 2, 3, 4

La presión a aguantar en cada tramo es igual a la suma de:

- las pérdidas de cargas totales lineales y singulares de los tramos 1, 2, 3, 4 multiplicado por 2 (ida des de la bomba de calor hasta el último pozo y vuelta)
- la pérdida de carga en la bomba de calor

$$P_{\text{tramo}} = \Delta H_{\text{puntual,BCG}} + 2 \cdot (\Delta H_L + \Delta H_S)_{T1,T2,T3,T4} = 3,1 + 2 \cdot 0,21 = 3,52 \text{ m.c.a.} = 0,35 \text{ bar}$$

$$\text{Timbraje} = 4 \text{ bar} > P_{\text{tramo}} = 0,35 \text{ bar}$$

Escogemos un timbraje de 4 bar, lo que permite soportar ampliamente las presiones calculadas.

Timbraje: Tramos 11, 12, 21, 22, 31, 32, 41, 42 (Sondas)

La presión a aguantar en cada tramo/sonda es igual a la suma de:

- las pérdidas de cargas totales lineales y singulares de los tramos 1, 2, 3, 4 multiplicado por 2 (ida des de la bomba de calor hasta el último pozo y vuelta)
- la pérdida de carga en la bomba de calor
- la presión a aguantar en dichos tramos debido a la diferencia de cotas ($z = 100 \text{ m}$)

$$\begin{aligned} P_{\text{sonda}} &= \Delta H_{\text{puntual,BCG}} + 2 \cdot (\Delta H_L + \Delta H_S)_{T1-T4} + (\Delta H_L + \Delta H_S)_{11,12,21,22,31,32,41,42} + z \\ &= 3,1 + 2 \cdot 0,21 + 0,04 + 100 \\ &= 103,6 \text{ m.c.a.} \\ &= 10,4 \text{ bar} \end{aligned}$$

$$\text{Timbraje} = 12,5 \text{ bar} > P_{\text{sonda}} = 10,4 \text{ bar}$$

Escogemos un timbraje de 12,5 bar, lo que permite soportar las presiones calculadas.

Diámetro, timbraje y longitud de tuberías:

Tramo	D _{int} (m)	DN (m)	Timbraje (bar)	L (m)
T1	0,044	0,050	4	2
T2	0,044	0,050	4	6
T3	0,028	0,032	4	6
T4	0,028	0,032	4	6
T11,12,21,22,31,32,41,42	0,021	0,025	12,5	1600

Tabla 14.: Diámetro, timbraje y longitud de cada tramo

L(m)	Timbraje (bar)	DN (mm)	D _{int} (mm)	V _{tuberías} (m ³)
8	4	50	44	1,22 · 10 ⁻²
12	4	32	28	7,39 · 10 ⁻³
1600	12,5	25	21	0,554
Total				0,574

Tabla 15.: Longitud necesaria de cada tipo de tubería

Nave de gestación / Nave de maternidad

Pérdidas de carga - Bomba de calor:

$$Q_{BCG} = 2,8 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 10 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Delta H_{\text{puntual,BCG}} = 15 \text{ kPa} = 1,5 \text{ m.c.a.}$$

Pérdidas de carga - Tramo 1:

$$L = 2 \text{ m}$$

$$DN = 0,063 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,0554 \text{ m}$$

$$S = 2,41 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$Q_{T1} = 2,8 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$v = 1,16 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,03 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0158 \text{ m.c.a./m}$$

Pérdidas de carga - Tramo 2:

$$L = 6 \text{ m}$$

$$DN = 0,040 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,0352 \text{ m}$$

$$S = 0,97 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$Q_{T2} = Q_{T1} - 2 \cdot Q_{\text{sondas}} = 2,8 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 0,225 \cdot 10^{-3} = 2,3 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$v = 2,4 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,20 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0330 \text{ m.c.a./m}$$

Pérdidas de carga - Tramo 3:

$$L = 6 \text{ m}$$

$$DN = 0,040 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,0352 \text{ m}$$

$$S = 0,97 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$Q_{T3} = Q_{T2} - 2 \cdot Q_{\text{sondas}} = 2,3 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 0,225 \cdot 10^{-3} = 1,87 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$v = 1,92 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,13 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0223 \text{ m.c.a./m}$$

Pérdidas de carga - Tramo 4:

$$L = 6 \text{ m}$$

$$DN = 0,032 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,028 \text{ m}$$

$$S = 0,62 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$Q_{T4} = Q_{T3} - 2 \cdot Q_{\text{sondas}} = 1,87 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 0,225 \cdot 10^{-3} = 1,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$v = 2,27 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,24 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,040 \text{ m.c.a./m}$$

Pérdidas de carga - Tramo 5:

$$L = 6 \text{ m}$$

$$DN = 0,032 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,028 \text{ m}$$

$$S = 0,62 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$Q_{T4} = Q_{T3} - 2 \cdot Q_{\text{sondas}} = 1,4 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 0,225 \cdot 10^{-3} = 0,93 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$v = 1,52 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,12 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0197 \text{ m.c.a./m}$$

Pérdidas de carga - Tramo 6:

$$L = 6 \text{ m}$$

$$DN = 0,032 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,028 \text{ m}$$

$$S = 0,62 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$Q_{T4} = Q_{T3} - 2 \cdot Q_{\text{sondas}} = 0,93 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 0,225 \cdot 10^{-3} = 0,46 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$v = 0,76 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,04 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0058 \text{ m.c.a./m}$$

Pérdidas de carga - Sondas:

Número de pozos = 6 pozos

Número de sondas = 2 · Número de pozos = 12 sondas

$$Q_{\text{sonda}} = Q_{\text{BCG}} / \text{Número de sondas} = 0,225 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

Pérdidas de carga – Sondas/Tramos 11, 12, 21, 22, 31, 32, 41, 42, 51, 52, 61, 62:

Número de pozos = 6 pozos

Número de sondas = 2 · 6 = 12 sondas

$$Q_{\text{sonda}} = Q_{\text{BCG}} / \text{Número de sondas} = 2,8 \cdot 10^{-3} / 12 = 0,23 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$L = 200 \text{ m}$$

$$DN = 0,025 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,021 \text{ m}$$

$$S = 0,35 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$v = 0,67 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,04 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0002 \text{ m.c.a./m}$$

Pérdidas de carga totales:

Se calculan las pérdidas de carga totales para el recorrido más desfavorable (des de la bomba de calor hasta el último pozo):

$$(\Delta H_L + \Delta H_S)_{T1-T6} = 0,03 + 0,20 + 0,13 + 0,24 + 0,12 + 0,04 = 0,76 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S)_{T61,T62} = 0,04 \text{ m.c.a.}$$

$$\Delta H_{\text{puntual,BCG}} = 0,8 \text{ m.c.a.}$$

Timbraje: Tramo 1, 2, 3, 4, 5, 6

La presión a aguantar en cada tramo es igual a la suma de:

- las pérdidas de cargas totales lineales y singulares de los tramos 1, 2, 3, 4, 5, 6 multiplicado por 2 (ida des de la bomba de calor hasta el último pozo y vuelta)
- la pérdida de carga en la bomba de calor

$$P_{\text{tramo}} = \Delta H_{\text{puntual,BCG}} + 2 \cdot (\Delta H_L + \Delta H_S)_{T1,T2,T3,T4,T5,T6} = 1,5 + 2 \cdot 0,8 = 3,1 \text{ m.c.a.} = 0,31 \text{ bar}$$

$$\text{Timbraje} = 4 \text{ bar} > P_{\text{tramo}} = 0,31 \text{ bar}$$

Escogemos un timbraje de 4 bar, lo que permite soportar ampliamente las presiones calculadas.

Timbraje: Tramo 11, 12, 21, 22, 31, 32, 41, 42, 51, 52, 61, 62 (Sondas)

La presión a aguantar en cada tramo/sonda es igual a la suma de:

- las pérdidas de cargas totales lineales y singulares de los tramos 1, 2, 3, 4, 5, 6 multiplicado por 2 (ida des de la bomba de calor hasta el último pozo y vuelta)
- la pérdida de carga en la bomba de calor
- la presión a aguantar en dichos tramos debido a la diferencia de cotas ($z = 100 \text{ m}$)

$$\begin{aligned}
 P_{\text{sonda}} &= \Delta H_{\text{puntual,BCG}} + 2 \cdot (\Delta H_L + \Delta H_S)_{T1-T6} + (\Delta H_L + \Delta H_S)_{11,12,21,22,31,32,41,42} + z \\
 &= 1,5 + 2 \cdot 0,76 + 0,04 + 100 \\
 &= 103,1 \text{ m.c.a.} \\
 &= 10,3 \text{ bar}
 \end{aligned}$$

Timbraje = 12,5 bar > P_{sonda} = 10,3 bar

Escogemos un timbraje de 12,5 bar, lo que permite soportar las presiones calculadas.

Diámetro, timbraje y longitud de tuberías:

Tramo	D _{int} (m)	DN (m)	Timbraje (bar)	L (m)
T1	0,0554	0,063	4	2
T2	0,0352	0,040	4	6
T3	0,0352	0,040	4	6
T4	0,0280	0,032	4	6
T5	0,0280	0,032	4	6
T6	0,0280	0,032	4	6
T11,12,21,22,31,32,41,42,51,52,61,62	0,0210	0,025	12,5	1600

Tabla 16.: Diámetro, timbraje y longitud de cada tramo

L(m)	Timbraje (bar)	DN (mm)	D _{int} (mm)	V _{tuberías} (m ³)
2	4	63	55,4	4,82 · 10 ⁻³
12	4	40	35,2	1,17 · 10 ⁻²
18	4	32	28	1,11 · 10 ⁻²
1600	12,5	25	21	0,554
Total				0,582

Tabla 17.: Longitud necesaria de cada tipo de tubería

9.4.5. Sistema interior de tuberías (unión bomba de calor/fan-coils)

Nave de cubrición

En este caso, tanteamos con diámetros de tubería de polietileno de presión 5 bar.

DN (mm)	Espesor (mm)	D _{int} (mm)
25,0	2,0	21,0
32,0	2,4	27,2
40,0	3,0	34,0
50,0	3,7	42,6
63,0	4,7	53,6
75,0	5,6	63,8
90,0	6,7	76,6

Tabla 18.: Tubería de polietileno PN 5 bar

Pérdidas de carga - Fan-coils:

Invierno

$$Q_{FC} = 0,24 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 873 \text{ l/h}$$

Número de fan-coils = 8 fan-coils

$$\Delta H_{\text{puntual,FC}} = 55 \text{ kPa} = 5,5 \text{ m.c.a.}$$

Verano

$$Q_{FC} = 0,21 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 758 \text{ l/h}$$

Número de fan-coils = 9 fan-coils

$$\Delta H_{\text{puntual,FC}} = 45 \text{ kPa} = 4,5 \text{ m.c.a.}$$

Pérdidas de carga - Bomba de calor:

Invierno

$$Q_{BCG} = Q_{FC} \cdot \text{Número de fan-coils}$$

$$Q_{BCG} = 0,24 \cdot 10^{-3} \cdot 8 = 1,92 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{BCG} = 6,91 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Delta H_{\text{puntual,BCG}} = 36 \text{ kPa} = 3,6 \text{ m.c.a.}$$

Verano

$$Q_{BCG} = Q_{FC} \cdot \text{Número de fan-coils}$$

$$Q_{BCG} = 0,21 \cdot 10^{-3} \cdot 9 = 1,89 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{BCG} = 6,80 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Delta H_{\text{puntual,BCG}} = 34 \text{ kPa} = 3,4 \text{ m.c.a.}$$

Pérdidas de carga - Tramo 0:

Invierno

$$L = 3,5 \text{ m}$$

$$Q_{T0} = Q_{BCG} = 1,92 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$DN = 0,040 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,034 \text{ m}$$

$$S = 9,1 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$v = 2,11 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,17 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0474 \text{ m.c.a./m}$$

Verano

$$L = 3,5 \text{ m}$$

$$Q_{T0} = Q_{BCG} = 1,89 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$DN = 0,040 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,034 \text{ m}$$

$$S = 9,1 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$v = 2,08 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,16 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0461 \text{ m.c.a./m}$$

Pérdidas de carga - Tramo 1:

Invierno

$$L = 5 \text{ m}$$

$$Q_{T1} = Q_{T0} - Q_{FC} = 1,68 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$DN = 0,040 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,034 \text{ m}$$

$$S = 9,1 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$v = 1,85 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,13 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0262 \text{ m.c.a./m}$$

Verano

$$L = 5 \text{ m}$$

$$Q_{T1} = Q_{T0} - Q_{FC} = 1,68 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$DN = 0,040 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,034 \text{ m}$$

$$S = 9,1 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$v = 1,85 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,13 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0262 \text{ m.c.a./m}$$

Pérdidas de carga - Tramo 2:

Invierno

$$L = 5 \text{ m}$$

$$Q_{T2} = Q_{T1} - Q_{FC} = 1,44 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$DN = 0,040 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,034 \text{ m}$$

$$S = 9,1 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$v = 1,59 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,10 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0200 \text{ m.c.a./m}$$

Verano

$$L = 5 \text{ m}$$

$$Q_{T2} = Q_{T1} - Q_{FC} = 1,47 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$DN = 0,040 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,034 \text{ m}$$

$$S = 9,1 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$v = 1,62 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,10 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0208 \text{ m.c.a./m}$$

Pérdidas de carga - Tramo 3:

Invierno

$$L = 5 \text{ m}$$

$$Q_{T3} = Q_{T2} - Q_{FC} = 1,20 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$DN = 0,040 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,034 \text{ m}$$

$$S = 9,1 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$v = 1,32 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,07 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0146 \text{ m.c.a./m}$$

Verano

$$L = 5 \text{ m}$$

$$Q_{T3} = Q_{T2} - Q_{FC} = 1,26 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$DN = 0,040 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,034 \text{ m}$$

$$S = 9,1 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$v = 1,39 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,08 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0159 \text{ m.c.a./m}$$

Pérdidas de carga - Tramo 4:

Invierno

$$L = 5 + 20,5 = 25,5 \text{ m}^*$$

$$Q_{T4} = Q_{T3} - Q_{FC} = 0,96 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$DN = 0,032 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,0272 \text{ m}$$

$$S = 5,8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$v = 1,65 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,14 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0056 \text{ m.c.a./m}$$

*se juntan los tramos 4 y 5 en verano ya que el fan-coil número 5 queda fuera de servicio.

Verano

$$L = 5 \text{ m}$$

$$Q_{T4} = Q_{T3} - Q_{FC} = 1,05 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$DN = 0,032 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,0272 \text{ m}$$

$$S = 5,8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$v = 1,81 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,17 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0333 \text{ m.c.a./m}$$

Pérdidas de carga - Tramo 5:

Invierno

$$L = 0 \text{ m}^*$$

Verano

$$L = 20,5 \text{ m}$$

$$Q_{T5} = Q_{T4} - Q_{FC} = 0,84 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$DN = 0,032 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,0272 \text{ m}$$

$$S = 5,8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$v = 1,45 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,11 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0055 \text{ m.c.a./m}$$

*se juntan los tramos 4 y 5 en verano ya que el fan-coil número 5 queda fuera de servicio.

Pérdidas de carga - Tramo 6:

Invierno

$$L = 5 \text{ m}$$

$$Q_{T6} = Q_{T4} - Q_{FC} = 0,72 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$DN = 0,032 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,0272 \text{ m}$$

$$S = 5,8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$v = 1,24 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,09 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0172 \text{ m.c.a./m}$$

Verano

$$L = 5 \text{ m}$$

$$Q_{T6} = Q_{T5} - Q_{FC} = 0,63 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$DN = 0,032 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,0272 \text{ m}$$

$$S = 5,8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$v = 1,08 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,07 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0136 \text{ m.c.a./m}$$

Pérdidas de carga - Tramo 7:

Invierno

$$L = 5 \text{ m}$$

$$Q_{T7} = Q_{T6} - Q_{FC} = 0,48 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$DN = 0,025 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,021 \text{ m}$$

$$S = 3,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$v = 1,39 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,14 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0289 \text{ m.c.a./m}$$

Verano

$$L = 5 \text{ m}$$

$$Q_{T7} = Q_{T6} - Q_{FC} = 0,42 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$DN = 0,025 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,021 \text{ m}$$

$$S = 3,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$v = 1,21 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,11 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0229 \text{ m.c.a./m}$$

Pérdidas de carga - Tramo 8:

Invierno

$$L = 5 \text{ m}$$

$$Q_{T8} = Q_{T7} - Q_{FC} = 0,24 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$DN = 0,025 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,021 \text{ m}$$

$$S = 3,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$v = 0,69 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,04 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0086 \text{ m.c.a./m}$$

Verano

$$L = 5 \text{ m}$$

$$Q_{T8} = Q_{T7} - Q_{FC} = 0,21 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$DN = 0,025 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,021 \text{ m}$$

$$S = 3,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$v = 0,61 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,03 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0068 \text{ m.c.a./m}$$

Pérdidas de carga totales:

Se calculan las pérdidas de carga totales para el recorrido más desfavorable (des de la bomba de calor hasta el último fan-coil):

Invierno

$$(\Delta H_L + \Delta H_S)_{T0-T8} = 0,89 \text{ m.c.a.}$$

$$\Delta H_{\text{puntual,FC}} = 55 \text{ kPa} = 5,5 \text{ m.c.a.}$$

$$\Delta H_{\text{puntual,BCG}} = 36 \text{ kPa} = 3,6 \text{ m.c.a.}$$

Verano

$$(\Delta H_L + \Delta H_S)_{T0-T8} = 1,24 \text{ m.c.a.}$$

$$\Delta H_{\text{puntual,FC}} = 45 \text{ kPa} = 4,5 \text{ m.c.a.}$$

$$\Delta H_{\text{puntual,BCG}} = 34 \text{ kPa} = 3,4 \text{ m.c.a.}$$

Timbraje: Tramo 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8

La presión a aguantar en cada tramo es igual a la suma de:

- las pérdidas de cargas totales lineales y singulares de los tramos 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8 multiplicado por 2 (ida des de la bomba de calor hasta el último fan-coil y vuelta)
- la pérdida de carga en la bomba de calor
- la pérdida de carga del último fan-coil

$$P_{\text{tramo}} = 2 \cdot (\Delta H_L + \Delta H_S)_{T0-T8} + \Delta H_{\text{puntual,FC}} + \Delta H_{\text{puntual,BCG}}$$

Invierno

$$P_{\text{tramo}} = 2 \cdot 0,89 + 5,5 + 3,6 = 9,99 \text{ m.c.a.}$$

$$P_{\text{tramo}} = 1,00 \text{ bar}$$

Verano

$$P_{\text{tramo}} = 2 \cdot 1,24 + 4,5 + 3,4 = 9,14 \text{ m.c.a.}$$

$$P_{\text{tramo}} = 0,91 \text{ bar}$$

En el caso más desfavorable (invierno), tenemos $P_{\text{tramo}} = 1,00 \text{ bar}$.

Timbraje = 5 bar > $P_{\text{tramo}} = 1,00 \text{ bar}$

Escogemos un timbraje de 5 bar, lo que permite soportar ampliamente las presiones calculadas.

Diámetro, timbraje y longitud de tuberías

Como diámetro final se coge el valor más elevado de los dos cálculos (invierno/verano).

Tramo	D _{int} (mm)	DN (mm)	Timbraje (bar)	L (m)
T0	0,0340	0,040	5	3,5
T1	0,0340	0,040	5	5
T2	0,0340	0,040	5	5
T3	0,0340	0,032	5	5
T4	0,0272	0,032	5	5
T5	0,0272	0,032	5	20,5
T6	0,0272	0,032	5	6
T7	0,0210	0,025	5	6
T8	0,0210	0,025	5	6

Tabla 19.: Diámetro, timbraje y longitud de cada tramo

L(m)	Timbraje (bar)	DN (mm)	D _{int} (mm)	V _{tuberías} (m ³)
18,5	5	40	34	1,68 · 10 ⁻²
31,5	5	32	27,2	1,83 · 10 ⁻²
12	5	25	21	4,16 · 10 ⁻³
Total				3,93 · 10 ⁻²

Tabla 20.: Longitud necesaria de cada tipo de tubería

Nave de gestación

En este caso, tenemos 7 fan-coils operativos tanto en invierno como en verano, por lo tanto, calculamos las pérdidas de carga en el momento más desfavorable (en invierno, cuando los caudales de fan-coil y bomba de calor son mayores).

En este caso, tanteamos con diámetros de tubería de polietileno de presión 4 bar.

DN (mm)	Espesor (mm)	D _{int} (mm)
32,0	2,0	28,0
40,0	2,4	35,2
50,0	3,0	44,0
63,0	3,8	55,4
75,0	4,5	66,0
90,0	5,4	79,2

Tabla 21.: Tubería de polietileno PN 4 bar

Pérdidas de carga - Fan-coils:

Invierno

$$Q_{FC} = 0,46 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 1.660 \text{ l/h}$$

Número de fan-coils = 7 fan-coils

$$\Delta H_{\text{puntual,FC}} = 95 \text{ kPa} = 9,5 \text{ m.c.a.}$$

Verano

$$Q_{FC} = 0,42 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 1.500 \text{ l/h}$$

Número de fan-coils = 7 fan-coils

$$\Delta H_{\text{puntual,FC}} = 80 \text{ kPa} = 8,0 \text{ m.c.a.}$$

Pérdidas de carga - Bomba de calor:

Invierno

$$Q_{BCG} = Q_{FC} \cdot \text{Número de fan-coils}$$

$$Q_{BCG} = 0,46 \cdot 10^{-3} \cdot 7 = 3,22 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{BCG} = 11,59 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Delta H_{\text{puntual,BCG}} = 22 \text{ kPa} = 2,2 \text{ m.c.a.}$$

Verano

$$Q_{BCG} = Q_{FC} \cdot \text{Número de fan-coils}$$

$$Q_{BCG} = 0,42 \cdot 10^{-3} \cdot 7 = 2,94 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{BCG} = 10,58 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Delta H_{\text{puntual,BCG}} = 16 \text{ kPa} = 1,6 \text{ m.c.a.}$$

Pérdidas de carga - Tramo 0:

$$L = 6 \text{ m}$$

$$Q_{T0} = Q_{BCG} = 3,22 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$DN = 0,050 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,044 \text{ m}$$

$$S = 1,52 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$v = 2,12 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,12 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0201 \text{ m.c.a./m}$$

Pérdidas de carga – Tramo 1:

$$L = 6 \text{ m}$$

$$Q_{T1} = Q_{T0} - Q_{FC} = 2,76 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$DN = 0,050 \text{ m}$$

$$D_{int} = 0,044 \text{ m}$$

$$S = 1,52 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$v = 1,82 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,09 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0153 \text{ m.c.a./m}$$

Pérdidas de carga – Tramo 2:

$$L = 6 \text{ m}$$

$$Q_{T2} = Q_{T1} - Q_{FC} = 2,3 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$DN = 0,040 \text{ m}$$

$$D_{int} = 0,0352 \text{ m}$$

$$S = 9,7 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$v = 2,36 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,19 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0321 \text{ m.c.a./m}$$

Pérdidas de carga – Tramo 3:

$$L = 19 \text{ m}$$

$$Q_{T3} = Q_{T2} - Q_{FC} = 1,84 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$DN = 0,032 \text{ m}$$

$$D_{int} = 0,028 \text{ m}$$

$$S = 6,2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$v = 2,99 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,39 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0204 \text{ m.c.a./m}$$

Pérdidas de carga – Tramo 4:

$$L = 19 \text{ m}$$

$$Q_{T4} = Q_{T3} - Q_{FC} = 1,38 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$DN = 0,032 \text{ m}$$

$$D_{int} = 0,028 \text{ m}$$

$$S = 6,2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$v = 2,24 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,23 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0123 \text{ m.c.a./m}$$

Pérdidas de carga – Tramo 5:

$$L = 6 \text{ m}$$

$$Q_{T5} = Q_{T4} - Q_{FC} = 0,92 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$DN = 0,032 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,028 \text{ m}$$

$$S = 6,2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$v = 1,49 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,12 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0192 \text{ m.c.a./m}$$

Pérdidas de carga – Tramo 6:

$$L = 6 \text{ m}$$

$$Q_{T5} = Q_{T4} - Q_{FC} = 0,46 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$DN = 0,032 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,028 \text{ m}$$

$$S = 6,2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$v = 0,75 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,03 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0057 \text{ m.c.a./m}$$

Pérdidas de carga totales:

$$(\Delta H_L + \Delta H_S)_{T0-T6} = 0,79 \text{ m.c.a.}$$

$$\Delta H_{\text{puntual,FC}} = 95 \text{ kPa} = 9,5 \text{ m.c.a.}$$

$$\Delta H_{\text{puntual,BCG}} = 22 \text{ kPa} = 2,2 \text{ m.c.a.}$$

Timbraje: Tramo 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7

La presión a aguantar en cada tramo es igual a la suma de:

- las pérdidas de cargas totales lineales y singulares de los tramos 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 multiplicado por 2 (ida des de la bomba de calor hasta el último fan-coil y vuelta)
- la pérdida de carga en la bomba de calor
- la pérdida de carga del último fan-coil

$$P_{\text{tramo}} = 2 \cdot (\Delta H_L + \Delta H_S)_{T0-T7} + \Delta H_{\text{puntual,FC}} + \Delta H_{\text{puntual,BCG}}$$

$$P_{\text{tramo}} = 2 \cdot 0,79 + 9,5 + 2,2 = 13,3 \text{ m.c.a.}$$

$$P_{\text{tramo}} = 1,3 \text{ bar}$$

En el caso más desfavorable (invierno), tenemos $P_{\text{tramo}} = 1,3 \text{ bar}$

Timbraje = 4 bar > $P_{\text{tramo}} = 1,3 \text{ bar}$

Escogemos un timbraje de 4 bar, lo que permite soportar ampliamente las presiones calculadas.

Diámetro, timbraje y longitud de tuberías

Tramo	D _{int} (mm)	DN (mm)	Timbraje (bar)	L (m)
T0	0,0440	0,050	4	6
T1	0,0440	0,050	4	6
T2	0,0440	0,050	4	6
T3	0,0352	0,040	4	19
T4	0,0280	0,032	4	19
T5	0,0280	0,032	4	6
T6	0,0280	0,032	4	6
T7	0,0440	0,050	4	6

Tabla 22.: Diámetro, timbraje y longitud de cada tramo

L(m)	Timbraje (bar)	DN (mm)	D _{int} (mm)	V _{tuberías} (m ³)
18	4	50	44	2,74 · 10 ⁻²
19	4	40	35,2	1,85 · 10 ⁻²
31	4	32	28	1,91 · 10 ⁻²
Total				6,49 · 10⁻²

Tabla 23.: Longitud necesaria de cada tipo de tubería

Nave de maternidad

En este caso, tenemos 10 fan-coils operativos tanto en invierno como en verano, por lo tanto, calculamos las pérdidas de carga en el momento más desfavorable (en invierno, cuando los caudales de fan-coils y bomba de calor son mayores).

En este caso, tanteamos con diámetros de tubería de polietileno de presión 4 bar.

DN (mm)	Espesor (mm)	D _{int} (mm)
32,0	2,0	28,0
40,0	2,4	35,2
50,0	3,0	44,0
63,0	3,8	55,4
75,0	4,5	66,0
90,0	5,4	79,2

Tabla 24.: Tubería de polietileno PN 4 bar

Pérdidas de carga - Fan-coils:

Invierno

$$Q_{FC} = 0,34 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 1.220 \text{ l/h}$$

Número de fan-coils = 10 fan-coils

$$\Delta H_{\text{puntual,FC}} = 100 \text{ kPa} = 10 \text{ m.c.a.}$$

Verano

$$Q_{FC} = 0,25 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 888 \text{ l/h}$$

Número de fan-coils = 10 fan-coils

$$\Delta H_{\text{puntual,FC}} = 80 \text{ kPa} = 8,0 \text{ m.c.a.}$$

Pérdidas de carga - Bomba de calor:

Invierno

$$Q_{BCG} = Q_{FC} \cdot \text{Número de fan-coils}$$

$$Q_{BCG} = 0,34 \cdot 10^{-3} \cdot 10 = 3,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{BCG} = 12,24 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Delta H_{\text{puntual,BCG}} = 22 \text{ kPa} = 2,2 \text{ m.c.a.}$$

Verano

$$Q_{BCG} = Q_{FC} \cdot \text{Número de fan-coils}$$

$$Q_{BCG} = 0,25 \cdot 10^{-3} \cdot 10 = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{BCG} = 9,0 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Delta H_{\text{puntual,BCG}} = 12 \text{ kPa} = 1,2 \text{ m.c.a.}$$

Pérdidas de carga - Tramo 0:

$$L = 3 \text{ m}$$

$$Q_{T0} = Q_{BCG} = 3,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$DN = 0,063 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,0554 \text{ m}$$

$$S = 2,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$v = 1,41 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,04 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0148 \text{ m.c.a./m}$$

Pérdidas de carga - Tramo 1:

$$L = 6 \text{ m}$$

$$Q_{T1} = Q_{T0} - Q_{FC} = 3,06 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$DN = 0,050 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,044 \text{ m}$$

$$S = 1,52 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$v = 2,01 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,11 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0184 \text{ m.c.a./m}$$

Pérdidas de carga - Tramo 2:

$$L = 6 \text{ m}$$

$$Q_{T2} = Q_{T1} - Q_{FC} = 2,72 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$DN = 0,050 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,044 \text{ m}$$

$$S = 1,52 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$v = 1,79 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,09 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0149 \text{ m.c.a./m}$$

Pérdidas de carga - Tramo 3:

$$L = 6 \text{ m}$$

$$Q_{T3} = Q_{T2} - Q_{FC} = 2,38 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$DN = 0,040 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,0352 \text{ m}$$

$$S = 0,97 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$v = 2,45 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,2 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0341 \text{ m.c.a./m}$$

Pérdidas de carga - Tramo 4:

$$L = 6 \text{ m}$$

$$Q_{T4} = Q_{T3} - Q_{FC} = 2,04 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$DN = 0,040 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,0352 \text{ m}$$

$$S = 0,97 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$v = 2,10 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,16 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0261 \text{ m.c.a./m}$$

Pérdidas de carga - Tramo 5:

$$L = 26 \text{ m}$$

$$Q_{T5} = Q_{T4} - Q_{FC} = 1,7 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$DN = 0,032 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,028 \text{ m}$$

$$S = 0,62 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$v = 2,76 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,34 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0130 \text{ m.c.a./m}$$

Pérdidas de carga - Tramo 6:

$$L = 6 \text{ m}$$

$$Q_{T6} = Q_{T5} - Q_{FC} = 1,36 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$DN = 0,032 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,028 \text{ m}$$

$$S = 0,62 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$v = 2,21 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,23 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0380 \text{ m.c.a./m}$$

Pérdidas de carga - Tramo 7:

$$L = 6 \text{ m}$$

$$Q_{T7} = Q_{T6} - Q_{FC} = 1,02 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$DN = 0,032 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,028 \text{ m}$$

$$S = 0,62 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$v = 1,66 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,14 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0230 \text{ m.c.a./m}$$

Pérdidas de carga - Tramo 8:

$$L = 6 \text{ m}$$

$$Q_{T8} = Q_{T7} - Q_{FC} = 0,68 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$DN = 0,032 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,028 \text{ m}$$

$$S = 0,62 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$v = 1,10 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,07 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0113 \text{ m.c.a./m}$$

Pérdidas de carga - Tramo 9:

$$L = 6 \text{ m}$$

$$Q_{T8} = Q_{T7} - Q_{FC} = 0,34 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$DN = 0,032 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0,028 \text{ m}$$

$$S = 0,62 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$v = 0,55 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_L + \Delta H_S = 0,02 \text{ m.c.a.}$$

$$(\Delta H_L + \Delta H_S) / L = 0,0034 \text{ m.c.a./m}$$

Pérdidas de carga totales:

$$(\Delta H_L + \Delta H_S)_{T0-T7} = 1,4 \text{ m.c.a.}$$

$$\Delta H_{\text{puntual,FC}} = 95 \text{ kPa} = 10 \text{ m.c.a.}$$

$$\Delta H_{\text{puntual,BCG}} = 22 \text{ kPa} = 2,2 \text{ m.c.a.}$$

Timbraje: Tramo 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9

La presión a aguantar en cada tramo es igual a la suma de:

- las pérdidas de cargas totales lineales y singulares de los tramos 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9 multiplicado por 2 (ida des de la bomba de calor hasta el último fan-coil y vuelta)
- la pérdida de carga en la bomba de calor
- la pérdida de carga del último fan-coil

$$P_{\text{tramo}} = 2 \cdot (\Delta H_L + \Delta H_S)_{T0-T7} + \Delta H_{\text{puntual,FC}} + \Delta H_{\text{puntual,BCG}}$$

$$P_{\text{tramo}} = 2 \cdot 1,4 + 10 + 2,2 = 15 \text{ m.c.a.}$$

$$P_{\text{tramo}} = 1,5 \text{ bar}$$

En el caso más desfavorable (invierno), tenemos $P_{\text{tramo}} = 1,5 \text{ bar}$

Timbraje = 4 bar > $P_{\text{tramo}} = 1,5 \text{ bar}$

Escogemos un timbraje de 4 bar, lo que permite soportar ampliamente las presiones calculadas.

Diámetro, timbraje y longitud de tuberías

Tramo	D_{int} (mm)	DN (mm)	Timbraje (bar)	L (m)
T0	0,0554	0,063	4	3
T1	0,0440	0,050	4	6
T2	0,0440	0,050	4	6
T3	0,0352	0,040	4	6
T4	0,0352	0,040	4	6
T5	0,0280	0,032	4	26
T6	0,0280	0,032	4	6
T7	0,0280	0,032	4	6
T8	0,0280	0,032	4	6
T9	0,0280	0,032	4	6

Tabla 25.: Diámetro, timbraje y longitud de cada tramo

L(m)	Timbraje (bar)	DN (mm)	D_{int} (mm)	$V_{\text{tuberías}}$ (m ³)
3	4	63	55,4	$0,72 \cdot 10^{-2}$
12	4	50	44	$1,82 \cdot 10^{-2}$
12	4	40	35,2	$1,17 \cdot 10^{-2}$
50	4	32	28	$3,72 \cdot 10^{-2}$
Total				$7,43 \cdot 10^{-2}$

Tabla 26.: Longitud necesaria de cada tipo de tubería

9.4.6. Bomba circuladora exterior

Nave de cubierta

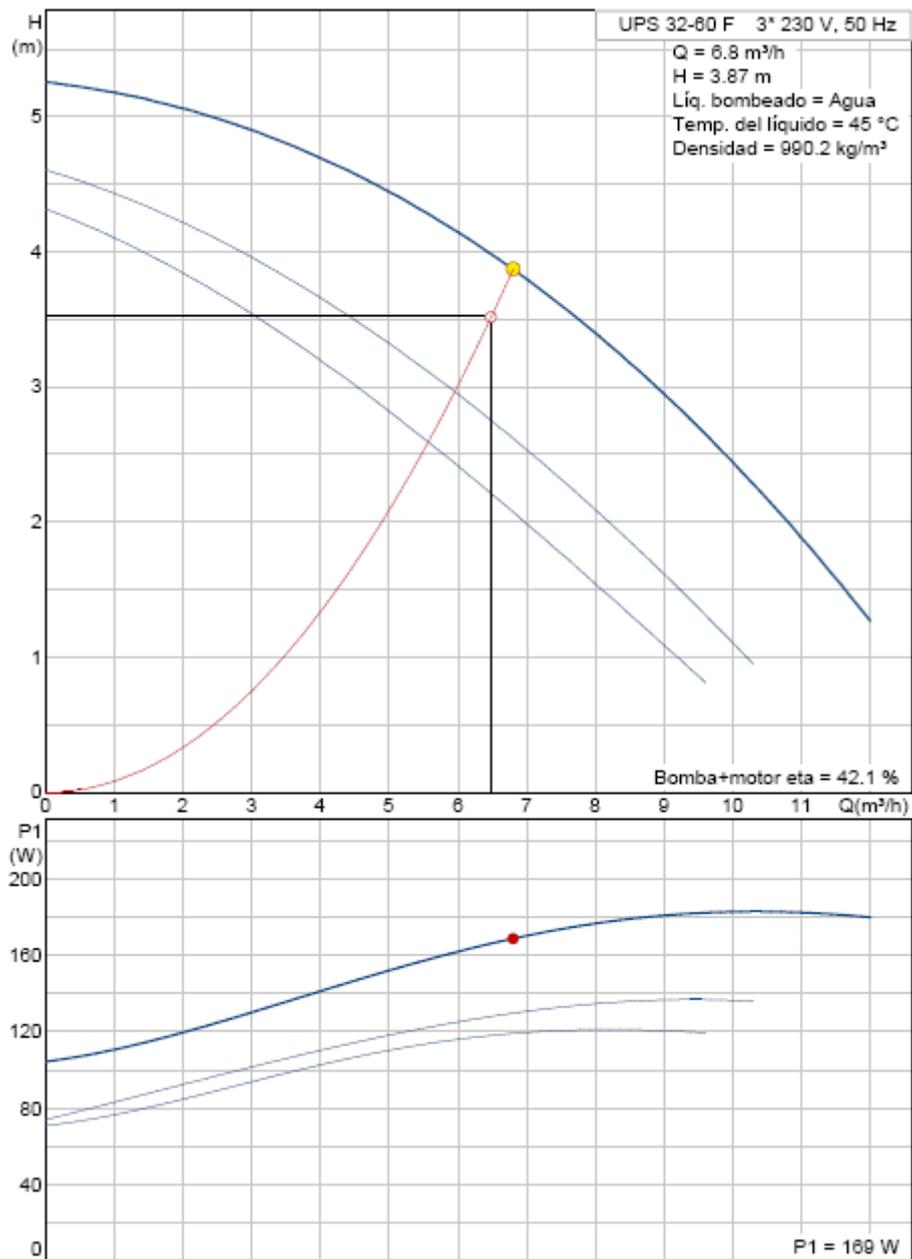


Fig. 8.: Curva de funcionamiento de la bomba circuladora GRUNDFOS UPS 32-60F con el punto de partida calculado ($Q_{BCG} = 6.48 \text{ m}^3/\text{h}$; $H_{\text{mín}} = 3.52 \text{ m.c.a.}$) y el punto de funcionamiento con esta bomba ($Q_{BCG} = 6.80 \text{ m}^3/\text{h}$; $H_{\text{mín}} = 3.87 \text{ m.c.a.}$)

Nave de gestación y de maternidad

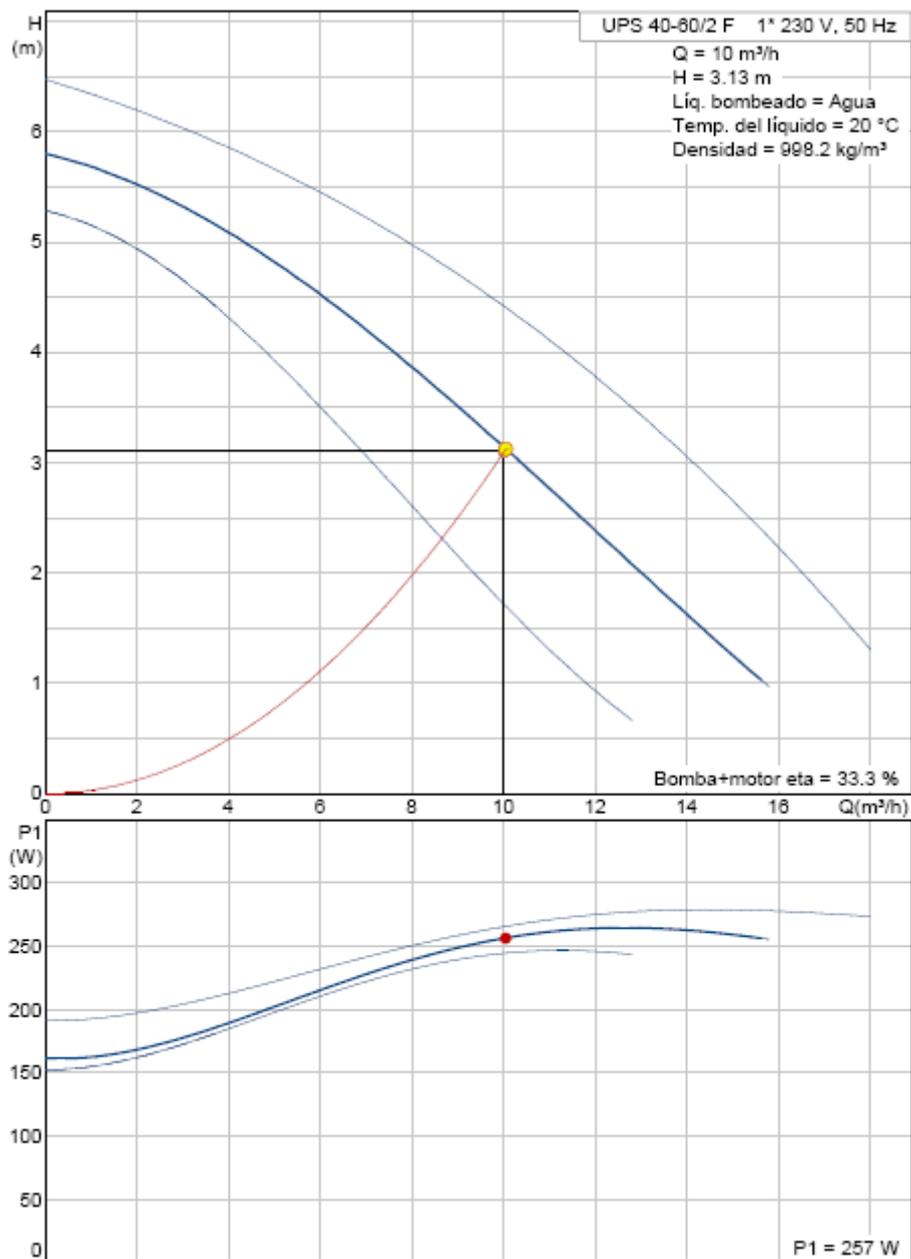


Fig. 9.: Curva de funcionamiento de la bomba circuladora GRUNDFOS UPS 40-60/2F con el punto de partida calculado ($Q_{BCG} = 10 \text{ m}^3/\text{h}$; $H_{\text{mín}} = 3,1 \text{ m.c.a.}$) y el punto de funcionamiento con esta bomba ($Q_{BCG} = 10 \text{ m}^3/\text{h}$; $H_{\text{mín}} = 3,13 \text{ m.c.a.}$)

9.4.7. Bomba circuladora interior

Nave de cubierta

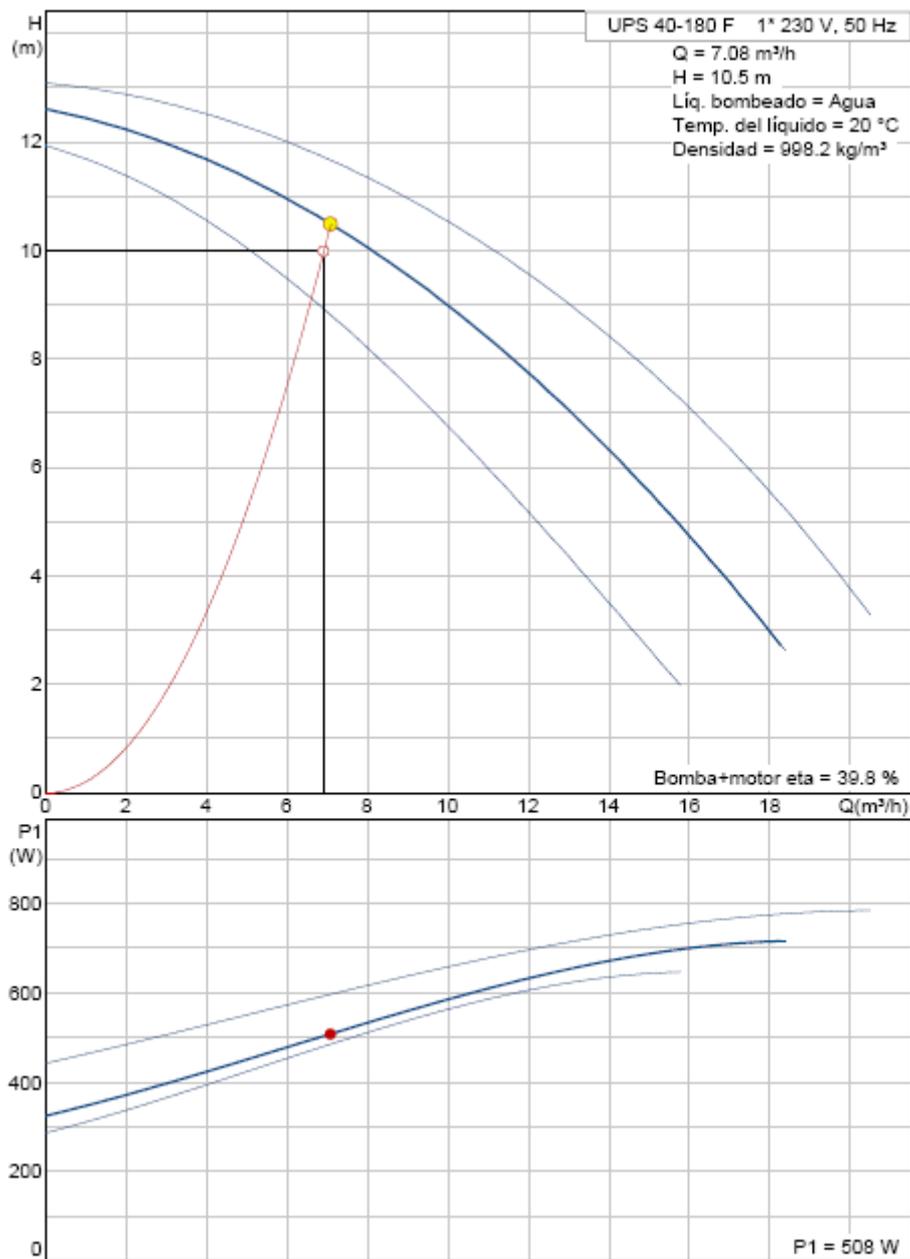


Fig. 10.: Curva de funcionamiento de la bomba circuladora GRUNDFOS UPS 40-180F; Punto de partida ($Q_{BCG} \cong 6,91$ m³/h; $H_{\min} = 9,99$ m.c.a.); Punto de funcionamiento ($Q = 7,08$ m³/h; $H = 10,5$ m.c.a.)

Nave de gestación

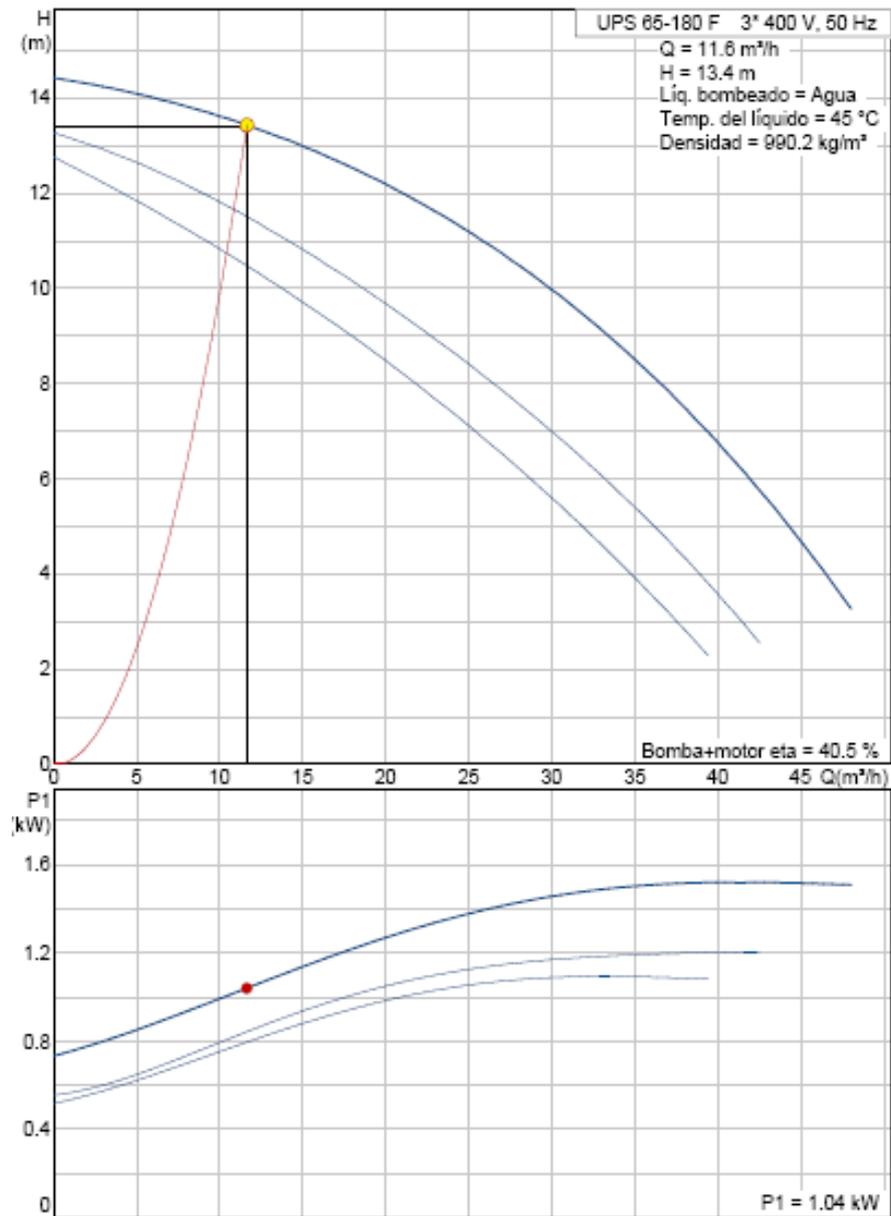


Fig. 11.: Curva de funcionamiento de la bomba circuladora GRUNDFOS UPS 65-180F; Punto de partida ($Q_{BCG} \equiv 11.59$ m³/h; $H_{mín.} = 13.3$ m.c.a.); Punto de funcionamiento ($Q = 11.6$ m³/h; $H = 13.4$ m.c.a.)

Nave de maternidad

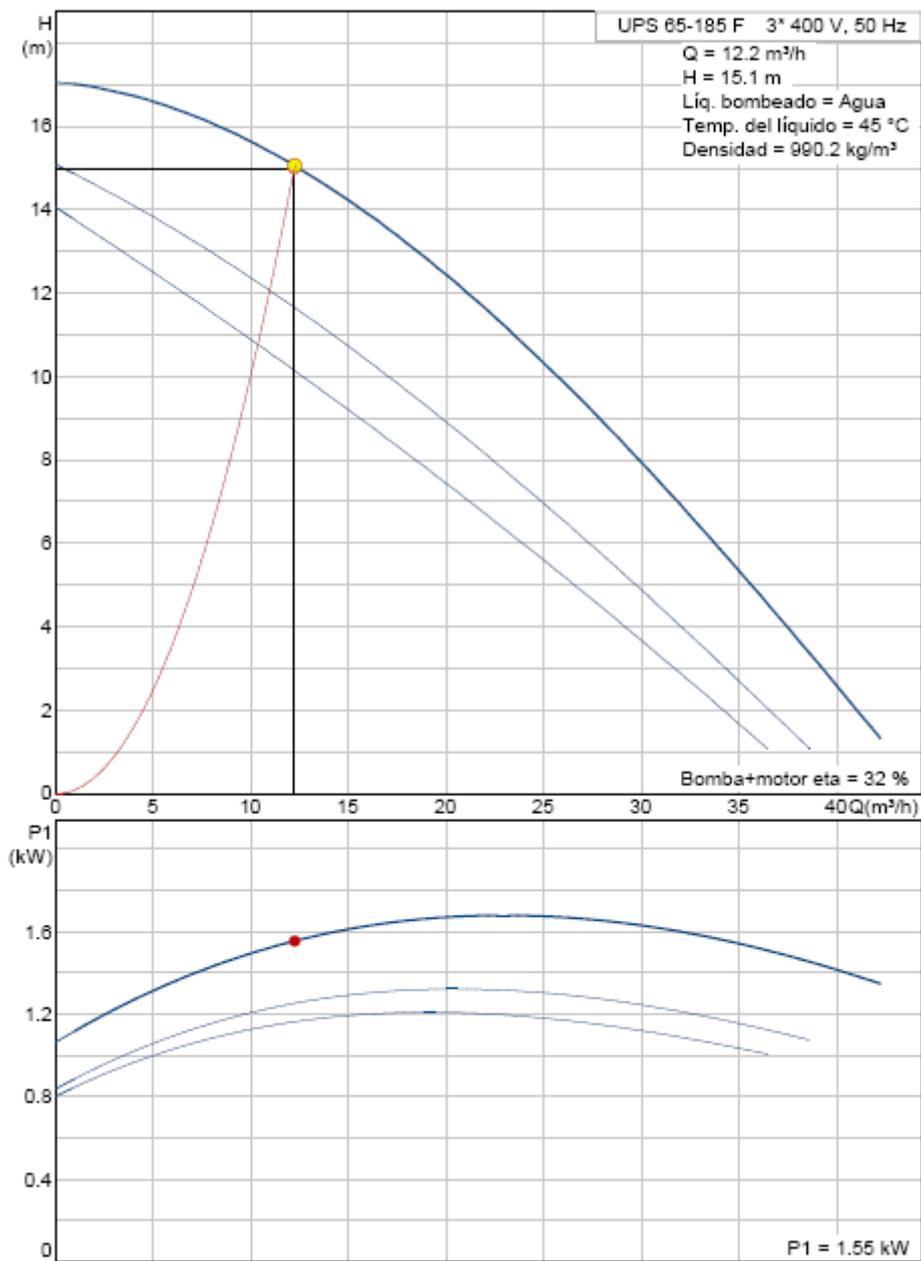


Fig. 12.: Curva de funcionamiento de la bomba circuladora GRUNDFOS UPS 65-185F; Punto de partida ($Q_{BCG} = 12,2$ m³/h; $H_{min} = 15,0$ m.c.a.); Punto de funcionamiento ($Q = 12,2$ m³/h; $H = 15,1$ m.c.a.)

9.5. Estudio económico

9.5.1. Presupuesto (caso 1)

Descripción	Unidad	Cantidad	Precio (€/Ud)	Total (€)
Bomba de calor geotérmica agua-agua CIATESA DynaCIAT 150 V	Ud	1	11.585,00	11.585
Circuito interior: bomba de calor geotérmica / fan-coils				
Tubería de polietileno PLASEX de DN 40 mm, espesor 3 mm, diámetro interior 34 mm y timbraje 5 bar	m	18,5	1,60	30
Tubería de polietileno PLASEX de DN 32 mm, espesor 2,4 mm, diámetro interior 27,2 mm y timbraje 5 bar	m	31,5	1,03	32
Tubería de polietileno PLASEX de DN 25 mm, espesor 2 mm, diámetro interior 21 mm y timbraje 5 bar	m	12	0,65	8
Bomba de circulación del circuito interior GRUNDFOS UPS 40-180 F	Ud	1	722,00	722
Fan-coil ALTO 02 3N R2	Ud	9	294,75	2.653
Circuito exterior: bomba de calor geotérmica / sondas geotérmicas				
Tubería de polietileno PLASEX de DN 50 mm, espesor 3 mm, diámetro interior 44 mm y timbraje 4 bar	m	8	2,06	16
Tubería de polietileno PLASEX de DN 32 mm, espesor 2 mm, diámetro interior 28 mm y timbraje 4 bar	m	12	0,82	10
Tubería de polietileno PLASEX de DN 25 mm, espesor 2 mm, diámetro interior 21 mm y timbraje 12,5 bar	m	1600	0,73	1.168
Bomba de circulación del circuito exterior GRUNDFOS UPS 32-60 F	Ud	1	1.094,00	1.094
Pozo con tubo en doble U de 100 m de profundidad	Ud	4	9.887,00	39.548
		Suma parcial		56.866
		Instalación (40%)		22.746
		Total sin subvención ni IVA		79.612
		IVA (18%)		14.330
		Total sin subvención con IVA		92.350
		Subvención (40% de la inversión)		31.845
		Total con subvención		47.767
		IVA (18%)		8.598
		Total con subvención e IVA		56.365

Tabla 27.: Presupuesto de la instalación geotérmica en nave de cubrición

Descripción	Unidad	Cantidad	Precio (€/Ud)	Total (€)
Bomba de calor geotérmica agua-agua CIATESA DynaCIAT 240 V	Ud	1	16.149,00	16.149
Circuito interior: bomba de calor geotérmica / fan-coils				
Tubería de polietileno PLASEX de DN 50 mm, espesor 3 mm, diámetro interior 44 mm y timbraje 4 bar	m	18	2,06	37
Tubería de polietileno PLASEX de DN 40 mm, espesor 2,4 mm, diámetro interior 35,2 mm y timbraje 4 bar	m	19	1,29	25
Tubería de polietileno PLASEX de DN 32 mm, espesor 2 mm, diámetro interior 28 mm y timbraje 4 bar	m	31	0,82	25
Bomba de circulación del circuito interior GRUNDFOS UPS 65-180 F	Ud	1	1.567,00	1.567
Fan-coil ALTO 04 3N R2	Ud	7	526,50	3.686
Circuito exterior: bomba de calor geotérmica / sondas geotérmicas				
Tubería de polietileno PLASEX de DN 63 mm, espesor 3,8 mm, diámetro interior 55,4 mm y timbraje 4 bar	m	2	3,23	6
Tubería de polietileno PLASEX de DN 40 mm, espesor 2,4 mm, diámetro interior 35,2 mm y timbraje 4 bar	m	12	1,29	15
Tubería de polietileno PLASEX de DN 32 mm, espesor 2 mm, diámetro interior 28 mm y timbraje 4 bar	m	18	0,82	15
Tubería de polietileno PLASEX de DN 25 mm, espesor 2 mm, diámetro interior 21 mm y timbraje 12,5 bar	m	1600	0,73	1.168
Bomba de circulación del circuito exterior GRUNDFOS UPS 40-60/2F	Ud	1	771,00	771
Pozo con tubo en doble U de 100 m de profundidad	Ud	6	9.887,00	59.322
			Suma parcial	82.786
			Instalación (40%)	33.114
			Total sin subvención ni IVA	115.901
			IVA (18%)	20.862
			Total sin subvención con IVA	136.763
			Subvención (40% de la inversión)	46.360
			Total con subvención	69.540
			IVA (18%)	12.540
			Total con subvención e IVA	82.058

Tabla 28.: Presupuesto de la instalación geotérmica en nave de gestación

Descripción	Unidad	Cantidad	Precio (€/Ud)	Total (€)
Bomba de calor geotérmica agua-agua CIATESA DynaCIAT 240 V	Ud	1	16.149,00	16.149
Circuito interior: bomba de calor geotérmica / fan-coils				
Tubería de polietileno PLASEX de DN 63 mm, espesor 3,8 mm, diámetro interior 55,4 mm y timbraje 4 bar	m	3	3,23	10
Tubería de polietileno PLASEX de DN 50 mm, espesor 3 mm, diámetro interior 44 mm y timbraje 4 bar	m	12	2,06	25
Tubería de polietileno PLASEX de DN 40 mm, espesor 2,4 mm, diámetro interior 35,2 mm y timbraje 4 bar	m	12	1,29	15
Tubería de polietileno PLASEX de DN 32 mm, espesor 2 mm, diámetro interior 28 mm y timbraje 4 bar	m	50	0,82	41
Bomba de circulación del circuito interior GRUNDFOS UPS 65/185 F	Ud	1	1.678,00	1.678
Fan-coil ALTO 03 3N R2	Ud	10	360,00	3.600
Circuito exterior: bomba de calor geotérmica / sondas geotérmicas				
Tubería de polietileno PLASEX de DN 63 mm, espesor 3,8 mm, diámetro interior 55,4 mm y timbraje 4 bar	m	2	3,23	6
Tubería de polietileno PLASEX de DN 40 mm, espesor 2,4 mm, diámetro interior 35,2 mm y timbraje 4 bar	m	12	1,29	15
Tubería de polietileno PLASEX de DN 32 mm, espesor 2 mm, diámetro interior 28 mm y timbraje 4 bar	m	18	0,82	15
Tubería de polietileno PLASEX de DN 25 mm, espesor 2 mm, diámetro interior 21 mm y timbraje 12,5 bar	m	1600	0,73	1.168
Bomba de circulación del circuito exterior GRUNDFOS UPS 40-60/2F	Ud	1	771,00	771
Pozo con tubo en doble U de 100 m de profundidad	Ud	6	9.887,00	59.322
		Suma parcial		82.816
		Instalación (40%)		33.126
		Total sin subvención ni IVA		115.942
		IVA (18%)		20.870
		Total sin subvención con IVA		136.811
		Subvención (40% de la inversión)		46.377
		Total con subvención		69.565
		IVA (18%)		12.522
		Total con subvención e IVA		82.087

Tabla 29.: Presupuesto de la instalación geotérmica en nave de maternidad

Total (€)	
Suma parcial	222.468
Instalación (40%)	88.987
Total sin subvención ni IVA	311.455
IVA (18%)	56.062
Total sin subvención con IVA	367.517
Subvención (40% de la inversión)	124.582
Total con subvención sin IVA	186.873
IVA (18%)	33.637
Total con subvención e IVA	220.510

Tabla 30.: Presupuesto total de la instalación geotérmica

9.5.2. Presupuesto (caso 2)

Descripción	Unidad	Cantidad	Precio (€/Ud)	Total (€)
Bomba de calor geotérmica agua-agua CIATESA DynaCIAT 200V	Ud	1	14.978,00	14.978
Circuito interior: bomba de calor geotérmica / fan-coils				
Tubería de polietileno	m			90
Bomba de circulación del circuito interior GRUNDFOS UPS 40-180 F	Ud	1	722	722
Fan-coil ALTO 02 3N R2	Ud	11	294,75	3.242
Circuito exterior: bomba de calor geotérmica / sondas geotérmicas				
Tubería de polietileno	m			1.544
Bomba de circulación del circuito exterior GRUNDFOS UPS 40-60/2F	Ud	1	771,00	771
Pozo con tubo en doble U de 100 m de profundidad	Ud	4	9.887,00	39.548
			Suma parcial	60.896
			Instalación (40%)	24.358
			Total sin subvención ni IVA	85.254
			IVA (18%)	15.346
			Total sin subvención con IVA	100.600
			Subvención (40% de la inversión)	34.102
			Total con subvención	51.152
			IVA (18%)	9.207
			Total con subvención e IVA	60.360

Tabla 31.: Presupuesto de la instalación geotérmica en nave de cubrición

Descripción	Unidad	Cantidad	Precio (€/Ud)	Total (€)
Bomba de calor geotérmica agua-agua CIATESA DynaCIAT 300 V	Ud	1	18.607,00	18.607
Circuito interior: bomba de calor geotérmica / fan-coils				
Tubería de polietileno	m			100
Bomba de circulación del circuito interior GRUNDFOS UPS 65-180 F	Ud	1	1567	1.567
Fan-coil ALTO 04 3N R2	Ud	9	526,50	4.739
Circuito exterior: bomba de calor geotérmica / sondas geotérmicas				
Tubería de polietileno	m			1.388
Bomba de circulación del circuito exterior GRUNDFOS UPS 40-60/2F	Ud	1	771,00	771
Pozo con tubo en doble U de 100 m de profundidad	Ud	6	9.887,00	59.322
			Suma parcial	86.494
			Instalación (40%)	34.598
			Total sin subvención ni IVA	121.091
			IVA (18%)	21.796
			Total sin subvención con IVA	142.888
			Subvención (40% de la inversión)	48.437
			Total con subvención	72.655
			IVA (18%)	13.078
			Total con subvención e IVA	85.733

Tabla 32.: Presupuesto de la instalación geotérmica en nave de gestación

Descripción	Unidad	Cantidad	Precio (€/Ud)	Total (€)
Bomba de calor geotérmica agua-agua CIATESA DynaCIAT 240 V	Ud	1	16.149,00	16.149
Circuito interior: bomba de calor geotérmica / fan-coils				
Tubería de polietileno PLASEX de DN 50 mm, espesor 3 mm, diámetro interior 44 mm y timbraje 4 bar	m	12	2,06	25
Tubería de polietileno PLASEX de DN 40 mm, espesor 2,4 mm, diámetro interior 35,2 mm y timbraje 4 bar	m	12	1,29	15
Tubería de polietileno PLASEX de DN 32 mm, espesor 2 mm, diámetro interior 28 mm y timbraje 4 bar	m	50	0,82	41
Bomba de circulación del circuito interior GRUNDFOS UPS 65/185 F	Ud	1	1.678,00	1.678
Fan-coil ALTO 03 3N R2	Ud	10	360,00	3.600
Circuito exterior: bomba de calor geotérmica / sondas geotérmicas				
Tubería de polietileno PLASEX de DN 63 mm, espesor 3,8 mm, diámetro interior 55,4 mm y timbraje 4 bar	m	2	3,23	6
Tubería de polietileno PLASEX de DN 40 mm, espesor 2,4 mm, diámetro interior 35,2 mm y timbraje 4 bar	m	12	1,29	15
Tubería de polietileno PLASEX de DN 32 mm, espesor 2 mm, diámetro interior 28 mm y timbraje 4 bar	m	18	0,82	15
Tubería de polietileno PLASEX de DN 25 mm, espesor 2 mm, diámetro interior 21 mm y timbraje 12,5 bar	m	1600	0,73	1.168
Bomba de circulación del circuito exterior GRUNDFOS UPS 40-60/2F	Ud	1	771,00	771
Pozo con tubo en doble U de 100 m de profundidad	Ud	6	9.887,00	59.322
	Suma parcial			82.816
	Instalación (40%)			33.126
	Total sin subvención ni IVA			115.942
	IVA (18%)			20.870
	Total sin subvención con IVA			136.811
	Subvención (40% de la inversión)			46.377
	Total con subvención			69.565
	IVA (18%)			12.522
	Total con subvención e IVA			82.087

Tabla 33.: Presupuesto de la instalación geotérmica en nave de maternidad

Total (€)	
Suma parcial	230.205
Instalación (40%)	92.082
Total sin subvención ni IVA	322.287
IVA (18%)	58.012
Total sin subvención con IVA	373.853
Subvención (40% de la inversión)	128.915
Total con subvención sin IVA	193.372
IVA (18%)	34.807
Total con subvención e IVA	228.179

Tabla 34.: Presupuesto total de la instalación geotérmica

9.5.3. Comparación de la instalación geotérmica con la instalación actual convencional (caso 1)

Mes	P _{cal} (kW)	P _{ref} (kW)	FPP _{cal} (h/d)	FPP _{ref} (h/d)	Demanda de calefacción (kWh/mes)	Demanda de refrigeración (kWh/mes)
E	8,8	64,9	24	0	6.319	0
F	4,6	62,0	24	0	3.334	0
M	-9,3	51,3	0	0	0	0
A	-21,4	40,9	0	0	0	0
M	-42,0	22,7	0	0	0	0
J	-62,5	2,3	0	0	0	0
J	-77,5	-11,4	0	24	0	8.216
A	-73,1	-6,4	0	24	0	4.616
S	-52,7	11,3	0	0	0	0
O	-31,9	31,7	0	0	0	0
N	-7,5	51,6	0	0	0	0
D	7,3	63,8	24	0	5.230	0
Gasto (kWh/año)			2.160	1.440	14.882	12.832

Mes	INSTALACIÓN GEOTÉRMICA		INSTALACIÓN ACTUAL	
	COP = 3,29	ERR = 4,35	Consumo de gasoil (L/mes)	Demanda eléctrica de refrigeración (kWh/mes)
	Demanda eléctrica de calefacción (kWh/mes)	Demanda eléctrica de refrigeración (kWh/mes)		
E	1.921	0	0	0
F	1.013	0	0	0
M	0	0	0	0
A	0	0	0	0
M	0	0	0	0
J	0	0	0	0
J	0	1.889	0	0
A	0	1.061	0	0
S	0	0	0	0
O	0	0	0	0
N	0	0	0	0
D	1.590	0	0	0
Gasto (kWh/año)	4.523	2.950	0	0
Gasto (€/año)	519	338	0	0

Tabla 35.: Comparación del gasto energético de la instalación geotérmica respecto a la instalación convencional actual en la nave de cubrición (caso 1)

Mes	P _{cal} (kW)	P _{ref} (kW)	FPP _{cal} (h/d)	FPP _{ref} (h/d)	Demanda de calefacción (kWh/mes)	Demanda de refrigeración (kWh/mes)
E	6,9	113,7	24	0	4.973	0
F	-0,3	108,7	0	0	0	0
M	-25,1	90,0	0	0	0	0
A	-47,5	71,6	0	0	0	0
M	-85,8	39,3	0	0	0	0
J	-124,1	5,7	0	0	0	0
J	-152,1	-18,1	0	24	0	13.058
A	-143,1	-9,1	0	24	0	6.518
S	-105,8	21,4	0	0	0	0
O	-67,1	55,2	0	0	0	0
N	-22,7	90,2	0	0	0	0
D	4,3	111,8	24	0	3.087	0
Gasto (kWh/año)			1.440	1.440	8.060	19.576

Mes	INSTALACIÓN GEOTÉRMICA		INSTALACIÓN ACTUAL	
	COP = 3,29		ERR = 4,35	
	Demanda eléctrica de calefacción (kWh/mes)	Demanda eléctrica de refrigeración (kWh/mes)	Consumo de gasoil (L/mes)	Demanda eléctrica de refrigeración (kWh/mes)
E	1.579	0	0	0
F	0	0	0	0
M	0	0	0	0
A	0	0	0	0
M	0	0	0	0
J	0	0	0	0
J	0	2.988	0	0
A	0	1.491	0	0
S	0	0	0	0
O	0	0	0	0
N	0	0	0	0
D	980	0	0	0
Gasto (kWh/año)	2.559	4.480	0	0
Gasto (€/año)	294	514	0	0

Tabla 36.: Comparación del gasto energético de la instalación geotérmica respecto a la instalación convencional actual en la nave de gestación (caso 1)

Mes	P _{cal} (kW)	P _{ref} (kW)	FPP _{cal} (h/d)	FPP _{ref} (h/d)	Demanda de calefacción (kWh/mes)	Demanda de refrigeración (kWh/mes)
E	33,4	23,7	24	0	24.069	0
F	29,2	21,5	24	0	21.056	0
M	16,0	13,8	24	0	11.514	0
A	5,4	6,5	24	0	3.890	0
M	-12,1	-6,0	0	24	0	4.292
J	-29,5	-19,9	0	24	0	14.356
J	-42,1	-29,2	0	24	0	21.036
A	-39,3	-26,1	0	24	0	18.774
S	-21,3	-13,8	0	24	0	9.970
O	-3,6	0,2	0	0	0	0
N	18,6	14,3	24	0	13.393	0
D	31,9	22,9	24	0	22.962	0
Gasto (kWh/año)			4.320	3.600	96.884	68.428

Mes	INSTALACIÓN GEOTÉRMICA		INSTALACIÓN ACTUAL	
	COP = 3,29		ERR = 4,35	
	Demanda eléctrica de calefacción (kWh/mes)	Demanda eléctrica de refrigeración (kWh/mes)	Consumo de gasoil (L/mes)	Demanda eléctrica de refrigeración (kWh/mes)
E	7.641	0	3.024	0
F	6.685	0	2.645	0
M	3.655	0	1.447	0
A	1.235	0	489	0
M	0	982	0	1.350
J	0	3.285	0	1.350
J	0	4.814	0	1.350
A	0	4.296	0	1.350
S	0	2.282	0	1.350
O	0	0	0	0
N	4.252	0	1.682	0
D	7.290	0	2.885	0
Gasto (kWh/año)	30.757	15.659	12.171	6.750
Gasto (€/año)	3.529	1.797	8.629	774

Tabla 37.: Comparación del gasto energético de la instalación geotérmica respecto a la instalación convencional actual en la nave de maternidad (caso 1)

9.5.4. Comparación de la instalación geotérmica con la instalación actual convencional (caso 2)

Mes	P _{cal} (kW)	P _{ref} (kW)	FPP _{cal} (h/d)	FPP _{ref} (h/d)	Demanda de calefacción (kWh/mes)	Demanda de refrigeración (kWh/mes)
E	8,8	43,7	24	0	6.319	0
F	4,6	41,2	24	0	3.334	0
M	-9,3	32,0	0	0	0	0
A	-21,4	23,1	0	0	0	0
M	-42,0	7,6	0	0	0	0
J	-62,5	-10,6	0	24	0	7.639
J	-77,5	-22,3	0	24	0	16.089
A	-73,1	-18,1	0	24	0	13.056
S	-52,7	-2,9	0	24	0	2.077
O	-31,9	15,2	0	0	0	0
N	-7,5	32,3	0	0	0	0
D	7,3	42,8	24	0	5.230	0
Gasto (kWh/año)			2.160	2.880	14.882	38.862

Mes	INSTALACIÓN GEOTÉRMICA		INSTALACIÓN ACTUAL	
	COP = 3,29	ERR = 4,35	Consumo de gasoil (L/mes)	Demanda eléctrica de refrigeración (kWh/mes)
	Demanda eléctrica de calefacción (kWh/mes)	Demanda eléctrica de refrigeración (kWh/mes)		
E	2.025	0	0	0
F	1.069	0	0	0
M	0	0	0	0
A	0	0	0	0
M	0	0	0	0
J	0	1.768	0	0
J	0	3.724	0	0
A	0	3.022	0	0
S	0	481	0	0
O	0	0	0	0
N	0	0	0	0
D	1.676	0	0	0
Gasto (kWh/año)	4.770	8.996	0	0
Gasto (€/año)	547	1.032	0	0

Tabla 38.: Comparación del gasto energético de la instalación geotérmica respecto a la instalación convencional actual en la nave de cubrición (caso 2)

Mes	P _{cal} (kW)	P _{ref} (kW)	FPP _{cal} (h/d)	FPP _{ref} (h/d)	Demanda de calefacción (kWh/mes)	Demanda de refrigeración (kWh/mes)
E	6,9	75,5	24	0	4.973	0
F	-0,3	71,3	0	0	0	0
M	-25,1	55,3	0	0	0	0
A	-47,5	39,6	0	0	0	0
M	-85,8	12,2	0	0	0	0
J	-124,2	-16,7	0	24	0	12.019
J	-152,1	-37,0	0	24	0	26.626
A	-143,1	-29,3	0	24	0	21.121
S	-105,8	-3,3	0	24	0	2.404
O	-67,1	25,7	0	0	0	0
N	-22,7	55,6	0	0	0	0
D	4,3	74,0	24	0	3.079	0
Gasto (kWh/año)			1.440	2.880	8.052	62.169

Mes	INSTALACIÓN GEOTÉRMICA		INSTALACIÓN ACTUAL	
	COP = 3,29 ERR = 4,35		Consumo de gasoil (L/mes)	Demanda eléctrica de refrigeración (kWh/mes)
	Demanda eléctrica de calefacción (kWh/mes)	Demanda eléctrica de refrigeración (kWh/mes)		
E	1.512	0	0	0
F	0	0	0	0
M	0	0	0	0
A	0	0	0	0
M	0	0	0	0
J	0	2.713	0	0
J	0	6.010	0	0
A	0	4.768	0	0
S	0	543	0	0
O	0	0	0	0
N	0	0	0	0
D	936	0	0	0
Gasto (kWh/año)	2.447	14.034	0	0
Gasto (€/año)	281	1.610	0	0

Tabla 39.: Comparación del gasto energético de la instalación geotérmica respecto a la instalación convencional actual en la nave de gestación (caso 2)

Mes	Pcal (kW)	Pref (kW)	FPPcal (h/d)	FPPref (h/d)	Demanda de calefacción (kWh/mes)	Demanda de refrigeración (kWh/mes)
E	33,4	13,0	24	0	24.069	0
F	29,2	11,1	24	0	21.056	0
M	16,0	4,1	24	0	11.514	0
A	5,4	-2,3	24	24	3.890	1.639
M	-12,1	-13,3	0	24	0	9.554
J	-29,5	-25,9	0	24	0	18.654
J	-42,1	-34,1	0	24	0	24.538
A	-39,3	-31,4	0	24	0	22.596
S	-21,3	-20,5	0	24	0	14.790
O	-3,6	-7,9	0	24	0	5.681
N	18,6	4,6	24	0	13.393	0
D	31,9	12,3	24	0	22.962	0
Gasto (kWh/año)			4.320	5.040	96.884	97.452

Mes	INSTALACIÓN GEOTÉRMICA		INSTALACIÓN ACTUAL	
	COP = 3,29	ERR = 4,35	COP = 3,29	
	Demanda eléctrica de calefacción (kWh/mes)	Demanda eléctrica de refrigeración (kWh/mes)	Demanda eléctrica de calefacción (kWh/mes)	
E	7.641	0	3.024	0
F	6.685	0	2.645	0
M	3.655	0	1.447	0
A	1.235	375	489	0
M	0	2.186	0	1.350
J	0	4.269	0	1.350
J	0	5.615	0	1.350
A	0	5.171	0	1.350
S	0	3.384	0	1.350
O	0	1.300	0	0
N	4.252	0	1.682	0
D	7.290	0	2.885	0
Gasto (kWh/año)	30.757	22.300	12.171	6.750
Gasto (€/año)	3.529	2.559	8.629	774

Tabla 40.: Comparación del gasto energético de la instalación geotérmica respecto a la instalación convencional actual en la nave de maternidad (caso 2)



Groupes de production d'eau glacée

DYNACIAT LG

Efficacité énergétique élevée
 Compacts et **silencieux**
 Compresseurs Scroll
 Echangeurs à **plaques** brasées
 Régulation électronique auto adaptative



Puissance frigorifique : 35 à 350 kW
 Puissance calorifique : 40 à 415 kW

UTILISATION

Les producteurs d'eau glacée ou d'eau chaude monoblocs à condensation par eau DYNACIAT série LG, sont des machines de puissance moyenne particulièrement adaptées aux applications de conditionnement d'air ou de chauffage de locaux collectifs et tertiaire, ainsi que les process et locaux industriels.

Ces appareils, monoblocs sont conçus pour être implantés en standard à l'intérieur d'un local, hors gel et hors intempéries.

Pour fonctionner en mode FROID, ces groupes doivent être refroidis par une circulation d'eau venant d'une source externe : nappe, eau de ville en utilisant une vanne de contrôle de débit ou raccordés à un aéroréfrigérant ou une tour de refroidissement.

Sur une source d'eau la série LGP peut être utilisée en mode CHAUD comme pompe à chaleur pendant la période hivernale.

Reliée à un plancher chauffant ou rafraîchissant, des ventilo-convecteurs ou une centrale de traitement d'air, une pompe à chaleur série LGP, permet le chauffage et la climatisation des bâtiments grâce à un jeu de vannes placées sur le réseau hydraulique (non fourni).

Chaque machine est entièrement assemblée, câblée électriquement (régulation et puissance), chargée en réfrigérant et testée en usine.

La mise en oeuvre est simplifiée, seuls les raccordements électriques et hydrauliques sont à prévoir sur le site.

GAMME

DYNACIAT série LG - LGP
 modèles Froid seul ou chaud seul à condenseur à eau

DYNACIAT série LGN
 modèles Froid seul sans condenseur (pour split system)

DYNACIAT série ILG
 modèles pompes à chaleur Eau/Eau réversibles

DESSCRIPTIF

Les DYNACIAT série LG sont livrés en standard avec les composants suivants :

- condenseur à eau,
- évaporateur eau glacée,
- régulation de puissance en sortie d'eau glacée ou chaude,
- coffret électrique de contrôle, automaticité et démarrage :
- . Alimentation électrique : 3-50Hz 400V (+6%/-10%) + terre
- . Circuit commande 1-50Hz 230V (+6%/-10%) (transformateurs montés en standard sur la machine),
- carrosserie pour installation intérieure.

■ Conformité aux directives Européennes CE

- Directive "BASSE TENSION" (LVD),
- Machines 98 / 37 CEE
- Electromagnétique CEM 89 / 336 CEE
- Equipement sous pression DESP 97 / 23 CEE catégorie 2 (LG-LGP-ILG) hors domaine DESP (LGN) ensemble incomplet

■ Conforme aux normes

- EN 60-204 et EN 378-2



CARACTÉRISTIQUES TECHNIQUES ET ÉLECTRIQUES

DynaCiat® ILG		120V	150V	200V	240V	300V
Puissance frigorifique ①	kW	29,2	38,0	50,8	59,1	77,0
Puissance absorbée ①	kW	8,0	10,2	13,9	15,8	20,2
Efficacité EER ③		3,65	3,72	3,65	3,74	3,81
Puissance calorifique ②	kW	38,9	50,8	67,9	78,6	101,5
Puissance absorbée ②	kW	9,1	11,7	16,1	18,1	23,3
Performances COP ③		4,27	4,34	4,22	4,34	4,35
Niveau puissance sonore	dB(A)	67	70	69	70	73
Compresseur		SCROLL hermétique 2900 tr/mn				
Mode de démarrage		Direct en cascade				
Nombre		1		2		
Type huile frigorifique		POE 3MAF (32 cst).				
Quantité d'huile	l (cir1)	3.25	4.14	6.50	6.50	8.28
Nb circuits frigorifiques		1				
Fluide frigorigène		R410A				
Charge frigorigène	kg (cir1)	3.9	4	6.5	7.8	9.7
Alimentation électrique	ph/Hz/V	3~50Hz 400V (+6%/-10%) + Terre				
Intensité nominale Maxi	A	23.0	28.0	41.0	46.0	56.0
Intensité démarrage	A	118.0	198.0	139.0	141.0	226.0
Intensité démarrage option Soft Start	A	81.0	118	90.0	104.0	146.0
Pouvoir de coupure	kA	50				
Protection coffret		IP22				
Section Maxi câbles	mm²	50	50	50	50	50
Tension circuit Cde	ph/Hz/V	1~50Hz 230V (+6%/-10%) -transformateur monté				
Régulation de puissance	%	100-0	100-0	100-50-0	100-50-0	100-50-0
Circuit intérieur		Echangeur à plaques brasées				
Contenance en eau	l	2.7	3.6	4.8	5.3	9.9
Débit d'eau minimum	m³/h	5	6,5	9	10	13,5
Débit d'eau Maximum	m³/h	14	18	25	28	36
Raccordements eau	Ø	G 1"1/4		G 1"1/2		G 2"
Pression de service maxi	bar	10 bars coté EAU				
Circuit extérieur		Echangeur à plaques brasées				
Contenance en eau	l	2.7	3.6	4.8	5.8	9.9
Débit d'eau minimum	m³/h	5	6,5	9	10	13,5
Débit d'eau Maximum	m³/h	14	18	25	28	36
Raccordements eau	Ø	G 1"1/2				G 2"
Pression de service maxi	bar	10 bars coté EAU				
Température stockage	°C	-20°C / +50°C				
Volume eau mini	l	226	299	197	222	292
Hauteur en service ④	mm	1201	1201	1201	1201	1201
Longueur	mm	798	798	1492	1492	1492
Profondeur	mm	883	883	883	883	883
Poids à vide	kg	226	289	379	452	595
Poids ordre de marche	kg	237	301	394	468	622

Puissances basées sur :

① / FROID : +12°C/+7°C et +30°C/+35°C

② / CHAUD : +40°C/+45°C et +12°C/+7°C

③ EER ou COP en valeurs brutes

④ Hauteur hors plots-attaches de manutention

PRINCIPAUX COMPOSANTS

■ Carrosserie

- habillage par panneaux démontables en tôle galvanisée,
- peinture laquée couleurs RAL 7024 et RAL 7035

■ Compresseurs hermétiques SCROLL

- Moteur incorporé refroidi par les gaz aspirés
- Protection du moteur par thermostat interne du bobinage
- Montage sur plots antivibratiles

■ Evaporateur

- Echangeur(s) de type plaques brasées
- Plaques d'extrémité et internes en acier inoxydable AISI 316
- Profil des plaques optimisé haute performance
- Isolation thermique

■ Condenseur

■ Séries LG - LGP - ILG

- Echangeur(s) de type plaques brasées
- Plaques d'extrémité et internes en acier inoxydable AISI 316
- Profil des plaques optimisé haute performance
- Isolation thermique

■ Série LGN

- Appareil sans condenseur
- Raccordement possible sur condenseur à air séparé de type CIAT EUROPA 2C ou AIRIAL
- Manchettes frigorifiques pour LGN sans condenseur.

■ Fonctions de contrôle et organes de sécurité

- Détendeur(s) thermostatique(s)
- Sécurités haute et basse pressions réfrigérant,
- Soupapes de sécurité sur circuit frigorifique
- Sondes de température et capteurs de pression,
- Contrôleur de débit d'eau évaporateur monté

■ Coffret électrique

Entièrement câblé, le coffret électrique supportant tous les composants électriques et la carte électronique CPU, assure le pilotage complet de l'appareil, et permet la surveillance du fonctionnement, le réglage des points de consignes d'eau, ou l'interface avec un système de pilotage extérieur.

Il est composé de :

- Circuits de puissance et de commande
- Numérotation filerie
- Interrupteur général de sécurité en façade avec poignée
- Transformateur circuit commande
- Disjoncteurs de protection circuits puissance et commande
- Contacteurs(s) moteur(s) compresseur(s)
- Prise de terre générale
- Module électronique de pilotage à microprocesseur
 - Micro Connect ILG
 - Connect LG - LGP - LGN
- Report alarmes ou informations sur bornes libres,

■ Module électronique de pilotage connect

Module de pilotage électronique CIAT à microprocesseur et CPU, avec automatisme central et accès aux états de marche internes.

Composition :

- Marche, Arrêt, Réarmement ou Commande à distance,
- Sélecteur de mode de fonctionnement FROID ou CHAUD,
- Sorties. RS485 pour liaison GTC (ModBus-JBus),
- adaptateur carte contacts secs additionnels,
- adaptateur pour commande à distance.
- Afficheur LCD analogique multilingue et par voyants LED.

Fonctions :

- Visualisation des informations de fonctionnement par :
 - messages multilingues affichés en texte clair
 - lecture directe des températures et pressions
- Gestion complète des compresseurs avec séquence de démarrage, comptage et égalisation des temps de marche
- Protection anti-court-cycle
- Fonctions auto adaptatives et anticipatives avec ajustement de la régulation sur la dérive de paramètres
- Dispositif de réduction de puissance étagée en cascade sur les multi-compresseurs, en fonction des besoins frigorifiques ou calorifiques contrôlés sur les températures d'eau
- Contrôle des paramètres internes de fonctionnement
- Gestion d'un deuxième point de consigne
- Affichage direct des températures d'eau
- Diagnostic des états de fonctionnement et de défaut : HP/BP, débit d'eau, moteur(s) compresseur(s), antigel
- Télégestion et télésurveillance

OPTIONS (KIT A MONTER SUR CHANTIER)

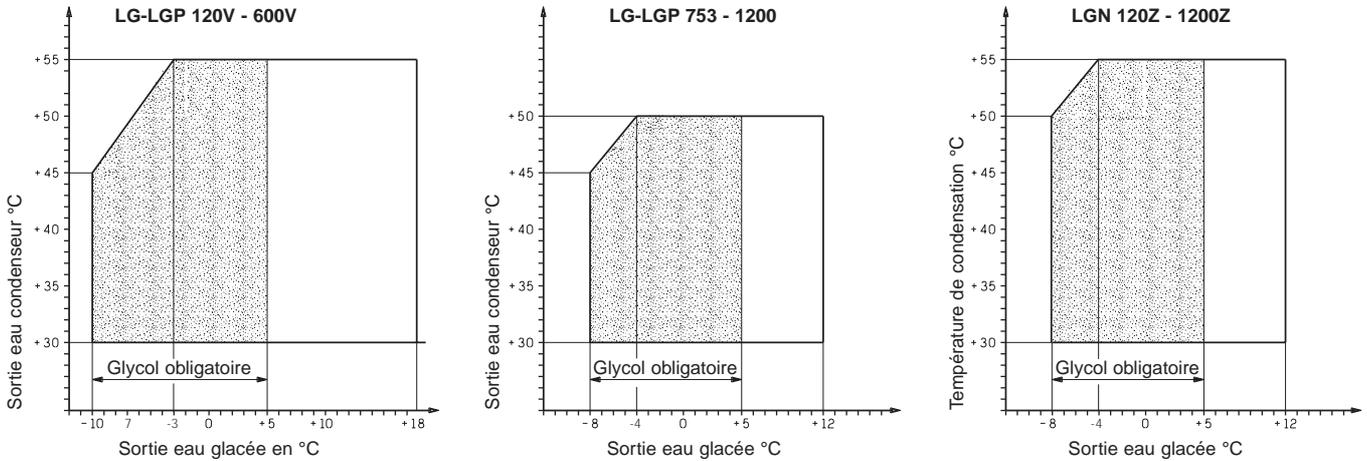
■ Principales options (Livrées séparément)

- Boîtier de télécommande, (sauf ILG)
- Cartes contacts secs additionnels, (sauf ILG)
- Raccords souples évaporateur et condenseur,
- Filtre à eau 600 microns, évaporateur et condenseur,
- Vanne 2 voies condenseur pour eau perdue (eau de ville), (LG 120 - 500)
- Vanne 3 voies condenseur pour démarrage eau basse température, (LG 120 - 500)
- Contrôleur de phases (rotation, absence de phase, surtension et sous-tension),
- Démarreur progressif "Soft Start",

Connect



PLAGE D'UTILISATION



LIMITES EVAPORATEURS

Les courbes ci-contre représentent les écarts de température minimum et maximum admissibles sur l'eau glacée ou glycolée en fonction de la température de sortie.

■ Eau glycolée

Exemple :

Pour une sortie d'eau : + 5 °C

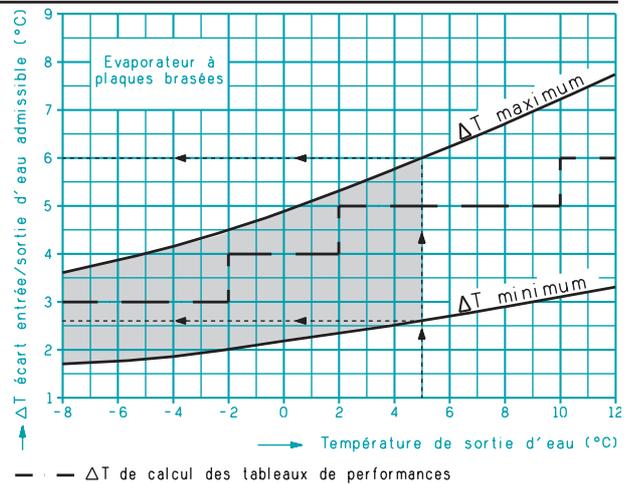
Ecart minimum : 2,6 °C

Régime d'eau : 7,6 / 5 °C

Ecart maximum : 6 °C

Régime d'eau : 11 / 5 °C

Pour des écarts de température non compris entre les deux courbes, nous consulter.



COEFFICIENTS EAU GLYCOLEE

■ Concentration **30 %** en poids de glycol.

■ Point de congélation de la solution : -17,5 °C.

K : coefficients de correction.

Valeurs lues dans la notice :

Pf : Puissance frigorifique suivant tableaux sélection.

Pa : Puissance absorbée compresseurs suivant tableaux sélection.

ΔP : Résistance au passage de l'eau suivant courbes, pour la valeur du débit corrigé (Qc) correspondant.

Valeurs corrigées suivant calculs ci-contre :

Pfc : Puissance frigorifique corrigée.

Qc : Débit corrigé, eau glacée ou eau chaude.

ΔPc : Résistance au passage de l'eau corrigée, évaporateur ou condenseur.

CORRECTION		REGIME POSITIF		REGIME NEGATIF	
		K	Mode de calcul	K	Mode de calcul
Evaporateur	Puissance frigorifique	0,98	$P_{fc} = P_f \times 0,98$	1,00	Voir tableau sélection
	Débit d'eau glacée	1,05	$Q_c = \frac{P_{cf} \times 0,86}{\Delta T} \times 1,05$	1,10	$Q_c = \frac{P_{cf} \times 0,86}{\Delta T} \times 1,10$
	Résistance au passage de l'eau	1,15	$\Delta P_c = \Delta P \times 1,15$	1,30	$\Delta P_c = \Delta P \times 1,30$
	Régime moyen	12 / 7 °C		Voir limites de fonctionnement	
Condenseur	Puissance frigorifique	0,97	$P_{fc} = P_f \times 0,97$		
	Débit d'eau chaude	1,05	$Q_c = \frac{(P_{cf} + P_a) \times 0,86}{\Delta T} \times 1,05$		
	Résistance au passage de l'eau	1,10	$\Delta P_c = \Delta P \times 1,10$		
	Régime moyen	35 / 40 °C			
Evaporateur + condenseur	Puissance frigorifique	0,95	$P_{fc} = P_f \times 0,95$	0,97	$P_{fc} = P_f \times 0,97$
	Débit d'eau glacée	1,05	$Q_c = \frac{P_{cf} \times 0,86}{\Delta T} \times 1,05$	1,10	$Q_c = \frac{P_{cf} \times 0,86}{\Delta T} \times 1,10$
	Résistance au passage de l'eau à l'évaporateur	1,15	$\Delta P_c = \Delta P \times 1,15$	1,30	$\Delta P_c = \Delta P \times 1,30$
	Débit d'eau chaude	1,05	$Q_c = \frac{(P_{cf} + P_a) \times 0,86}{\Delta T} \times 1,05$	1,05	$Q_c = \frac{(P_{cf} + P_a) \times 0,86}{\Delta T} \times 1,05$
	Résistance au passage de l'eau au condenseur	1,10	$\Delta P_c = \Delta P \times 1,10$	1,10	$\Delta P_c = \Delta P \times 1,10$

VOLUME D'EAU MINIMUM

Le régulateur Connect possède une logique d'anticipation lui permettant une grande souplesse dans l'ajustement du fonctionnement en autorisant une dérive des paramètres, notamment sur les installations hydrauliques de faible volume d'eau.

Une gestion adaptée des temps de marche des compresseurs évite ainsi l'enclenchement des fonctions anti-court cycle supprimant dans la plupart des cas, la nécessité de réservoir tampon en accroissant la fiabilité de l'appareil.

Modèles LG - LGP - ILG	120V	150V	200V	240V	300V	350V	400V	500V	540V	600V	753Z	900Z	1000Z	1100Z	1200Z
Volume mini installation (litres)	226	299	197	222	292	286	279	454	217	274	457	364	457	451	565

Remarque :

Les procédés industriels nécessitant une grande stabilité des températures d'eau, et les installations à forte variation de charge thermique, peuvent privilégier l'installation d'un ballon tampon.

NIVEAUX SONORES

La gamme **DYNACIAT LG - LGP - LGN - ILG** se distingue par une conception rigoureuse intégrant les dernières techniques d'assemblage "noiseless", garantissant une atténuation des vibrations et des sources sonores :

- Compresseur(s) Scroll monté (s) sur plots antivibratiles.
- Montage anti-vibratile de circuit frigorifique sur une structure isolée du châssis (120 à 600).
- Tuyauteries désolidarisées de la structure de l'appareil.
- Panneautage double paroi, avec isolation laine minérale 25 mm (753 à 1200).
- Plots antivibratiles à placer entre le sol et l'appareil fournis en standard (753 à 1200).

■ Niveaux de puissance acoustique ref 2×10^{-12} Pa \pm 3 dB

Tailles	SPECTRE DE NIVEAU DE PUISSANCE (dB)							Niveau Lw global dB(A)
	63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz	
120	77	65	65	59	59	61	59	67
150	78	74	72	67	60	64	57	70
200	78	60	60	62	62	64	62	69
240	78	68	68	62	62	64	62	70
300	81	77	75	70	63	67	60	73
350	82	75	75	68	64	69	63	74
400	83	76	76	69	67	70	64	75
500	84	74	77	67	69	72	66	76
540	83	78	76	70	66	69	64	75
600	84	80	78	73	66	70	63	76
753	89	68	70	75	73	69	69	78
900	89	69	71	76	74	70	70	79
1000	89	69	71	76	74	70	70	79
1100	90	71	72	76	74	74	74	81
1200	90	73	72	77	75	76	76	82

■ Niveaux de pression acoustique ref 2×10^{-5} Pa \pm 3 dB

Conditions de mesure :

- champ libre
- à 10 mètres de la machine, 1,50 mètre du sol
- directivité 2

Tailles	SPECTRE DE NIVEAU DE PRESSION (dB)							Niveau Lp global dB(A)
	63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz	
120	46	34	34	28	28	29	28	35
150	47	43	41	35	29	33	25	39
200	47	28	29	31	31	33	30	38
240	47	37	37	31	31	32	31	38
300	50	46	44	38	32	36	28	42
350	51	43	43	37	33	38	31	42
400	52	44	45	37	36	39	32	44
500	53	43	45	36	38	40	34	45
540	51	46	44	39	34	37	33	43
600	52	48	47	41	35	39	31	45
753	57	36	38	43	41	37	37	46
900	57	37	39	44	42	38	38	47
1000	57	37	39	44	42	38	38	47
1100	58	39	40	44	42	42	42	49
1200	58	41	40	45	43	44	44	50

NOTA : Les niveaux de pression acoustique dépendent des conditions d'installation, et ne sont par conséquent communiqués qu'à titre indicatif. Il est rappelé que seuls les niveaux de puissance acoustique sont comparables et certifiés.

Suivant norme ISO 3744 $L_p = L_w - 10 \log S$

PUISSANCES FRIGORIFIQUES - UTILISATION FROID



DYNACIAT ILG

R410A	ILG	Température sortie d'eau à l'évaporateur °C	TEMPÉRATURE SORTIE D'EAU AU CONDENSEUR °C												
			30		35		40		45		50		55		
			Pf	Pa	Pf	Pa	Pf	Pa	Pf	Pa	Pf	Pa	Pf	Pa	
			kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW
R410A	120V	Eau	5	28,9	7,1	27,3	7,9	25,6	8,8	23,8	9,9	21,8	11,1	19,8	12,3
			7	31,0	7,1	29,2	8,0	27,4	8,9	25,5	9,9	23,4	11,1	21,4	12,3
			12	36,5	7,2	34,5	8,0	32,5	8,9	30,5	9,9	28,2	11,1	25,9	12,3
			15	40,0	7,3	38,0	8,0	36,0	8,9	33,5	9,9	31,0	11,1	28,7	12,3
			18	43,5	7,3	41,5	8,1	39,5	8,9	37,0	9,9	34,5	11,1	32,0	12,3
	150V	Eau	5	37,0	9,2	35,5	10,1	33,5	11,3	31,5	12,6	29,3	14,0	27,0	15,4
			7	40,0	9,2	38,0	10,2	35,9	11,4	33,8	12,7	31,5	14,1	29,0	15,5
			12	47,0	9,3	45,0	10,3	42,6	11,4	40,0	12,8	37,5	14,3	34,8	15,7
			15	51,5	9,4	49,0	10,3	46,5	11,5	44,0	12,8	41,0	14,3	38,5	15,8
			18	56,5	9,5	54,0	10,4	51,0	11,5	48,3	12,8	45,0	14,3	42,0	15,8
	200V	Eau	5	50,2	12,3	47,4	13,8	44,2	15,6	41,0	17,6	37,4	19,9	33,8	22,2
			7	53,6	12,4	50,8	13,9	47,4	15,6	44,0	17,6	40,4	19,9	36,8	22,2
			12	63,7	12,5	60,2	13,9	56,8	15,6	52,8	17,6	48,6	19,9	44,6	22,2
			15	70,0	12,5	66,0	14,0	62,5	15,6	58,4	17,6	54,0	19,9	49,6	22,2
			18	76,0	12,6	72,0	14,0	68,0	15,7	64,0	17,7	59,6	19,9	55,0	22,2
	240V	Eau	5	58,6	14,2	55,4	15,8	51,9	17,6	48,2	19,8	44,2	22,2	40,4	24,6
			7	62,0	14,2	59,1	15,8	55,6	17,6	51,8	19,8	47,6	22,2	43,4	24,6
			12	73,6	14,4	70,0	16,0	66,0	17,8	62,0	19,8	57,2	22,2	52,4	24,6
			15	81,0	14,4	77,0	16,0	73,0	17,8	68,3	19,8	63,0	22,2	58,2	24,4
			18	88,0	14,6	84,0	16,0	80,0	17,8	75,2	19,8	69,6	22,2	64,0	24,4
300V	Eau	5	76,0	18,2	72,0	20,2	68,0	22,4	64,0	25,0	59,4	28,0	55,0	30,6	
		7	80,7	18,2	77,0	20,2	73,0	22,6	68,7	25,2	64,0	28,0	59,0	30,8	
		12	95,0	18,6	91,0	20,4	86,0	22,8	81,0	25,4	75,6	28,4	70,7	31,2	
		15	104,0	18,8	100,0	20,6	95,0	22,8	89,2	25,4	83,7	28,4	78,0	31,4	
		18	113,5	19,0	109,0	20,8	104,0	23,0	98,0	25,6	92,0	28,6	86,0	31,4	

Pf : Puissance frigorifique
Pa : Puissance absorbée compresseurs.

Zone d'utilisation eau glycolée obligatoire.
Encrassement de calcul 0,00005 m² °C/W
Conditions Eurovent



Groupes de production d'eau glacée

PUISSANCES CALORIFIQUES - UTILISATION CHAUD



DYNACIAT ILG

DYNACIAT LG

R410A	ILG	Température sortie d'eau à l'évaporateur °C	TEMPÉRATURE SORTIE D'EAU AU CONDENSEUR °C												
			30		35		40		45		50		55		
			Pc kW	Pa kW	Pc kW	Pa kW	Pc kW	Pa kW	Pc kW	Pa kW	Pc kW	Pa kW	Pc kW	Pa kW	
R410A	120V	Eau glycolée	-8	26,9	6,5	26,4	7,3	25,7	8,3	24,8	9,1				
			-4	30,2	6,5	29,5	7,2	28,8	8,2	28,0	9,1	27,1	10,3		
			2	35,9	6,6	35,2	7,3	34,3	8,1	33,4	9,2	32,6	10,3	31,2	11,9
		Eau pure	5	39,9	6,6	38,9	7,3	38,0	8,1	36,9	9,1	35,9	10,2	34,8	11,4
			7	42,2	6,6	41,1	7,3	40,1	8,2	38,9	9,1	37,6	10,2	36,5	11,4
			10	45,6	6,7	44,5	7,4	43,4	8,2	42,1	9,1	40,8	10,1	39,3	11,4
	150V	Eau glycolée	12	48,5	6,8	47,3	7,5	46,0	8,2	44,6	9,1	43,1	10,1	41,7	11,4
			-8	34,6	8,2	34,0	9,2	33,5	10,3	32,7	11,4				
			-4	38,7	8,3	38,0	9,2	37,4	10,4	36,6	11,5	35,9	12,9		
		Eau pure	2	46,3	8,4	45,3	9,3	44,5	10,5	43,8	11,7	42,8	13,0	41,5	14,5
			5	51,4	8,5	50,4	9,4	49,4	10,5	48,4	11,7	47,0	13,1	45,9	14,8
			7	54,2	8,6	53,2	9,5	52,2	10,5	50,8	11,7	49,5	13,1	48,5	14,8
	200V	Eau glycolée	10	58,8	8,7	57,6	9,6	56,3	10,6	54,8	11,8	53,3	13,2	51,7	14,8
			12	62,4	8,9	61,2	9,7	59,7	10,6	58,1	11,8	56,6	13,1	54,8	14,8
			-8	46,4	11,1	45,0	12,7	44,1	14,4	43,3	16,3				
		Eau pure	-4	52,3	11,1	50,9	12,6	50,2	14,3	49,1	16,2	47,7	18,2		
			2	62,3	11,3	60,9	12,7	59,6	14,3	58,0	16,1	56,1	18,0	54,7	20,6
			5	69,6	11,4	67,9	12,8	66,2	14,3	64,5	16,0	62,8	18,2	61,1	20,2
240V	Eau glycolée	7	73,1	11,5	71,3	12,8	69,6	14,3	67,9	16,1	66,0	18,2	64,1	20,1	
		10	79,5	11,6	77,8	12,9	75,4	14,4	73,5	16,2	71,0	18,2	68,7	20,0	
		12	83,7	11,7	82,2	13,0	80,2	14,4	78,0	16,1	75,4	18,1	73,0	19,9	
	Eau pure	-8	53,1	13,1	52,3	14,6	51,7	16,6	50,5	18,6					
		-4	59,8	13,0	58,6	14,6	57,8	16,5	56,5	18,6	55,4	20,9			
		2	71,3	13,2	69,9	14,7	68,4	16,5	66,8	18,5	65,6	20,8	63,8	23,3	
300V	Eau glycolée	5	80,8	13,2	78,8	14,6	76,8	16,3	74,3	18,2	72,1	20,4	69,9	22,9	
		7	85,0	13,3	83,2	14,7	81,1	16,3	78,6	18,1	76,1	20,4	73,6	22,8	
		10	92,4	13,5	89,6	14,9	87,7	16,4	85,5	18,2	82,7	20,3	79,6	22,8	
	Eau pure	12	98,2	13,7	96,1	15,0	93,5	16,5	90,9	18,2	87,3	20,3	84,2	22,8	
		-8	69,1	16,5	67,7	18,3	66,4	20,6	65,1	23,0					
		-4	77,7	16,7	76,6	18,4	75,0	20,7	73,7	23,2	72,2	25,7			

Pc : Puissance calorifique
Pa : Puissance absorbée compresseurs.

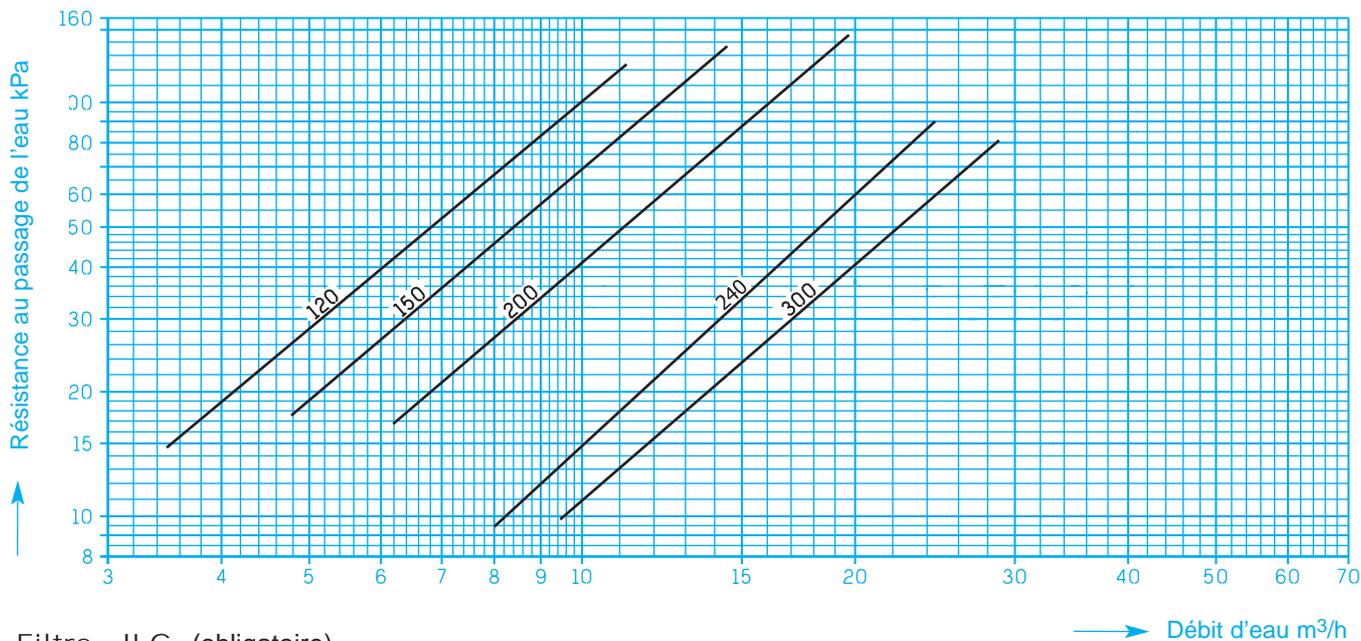
Zone d'utilisation eau glycolée obligatoire.
Encrassement de calcul 0,00005 m² °C/W
Conditions Eurovent

RESISTANCE AU PASSAGE DE L'EAU

ILG 120 - 300

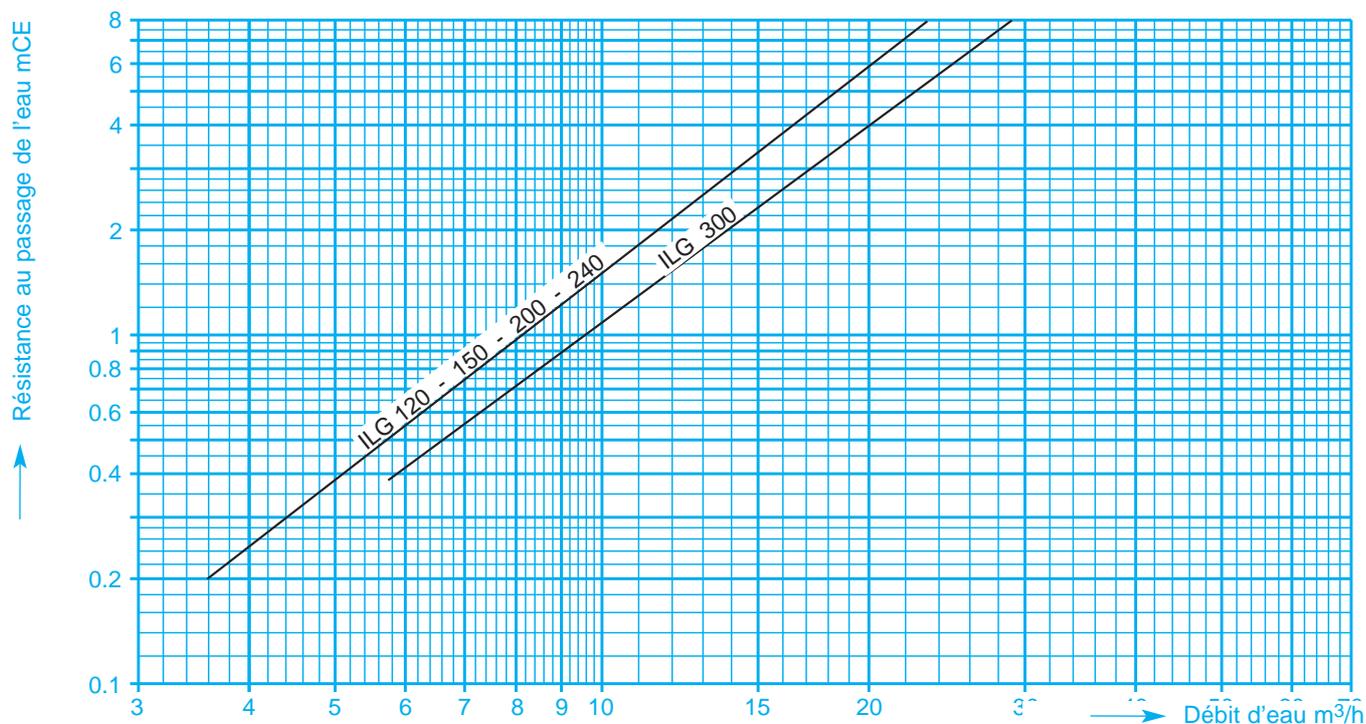
Dans l'évaporateur (utilisation interdite en dehors de ces limites)

CIRCUIT INTERIEUR ET CIRCUIT EXTERIEUR



Filtre - ILG (obligatoire)

→ Débit d'eau m³/h



■ Formules de conversion d'unités

kPa	= bar x 100	Pied (ft)	= mm x 0,0032808
bar	= mCE x 0,0981	Livre (lb)	= kg x 2,205
kg/cm²	= bar x 1,0197	Pied³ /mn (cfm)	= m³/h x 0,5885
Livre/Pouce² (lbf/in²)	= bar x 14,504	Gallons US	= m³ x 264,2
Pouce (in)	= mm x 0,0394	Gallons UK	= m³ x 220

ENCOMBREMENTS

DYNACIAT LGN 120 - 1200

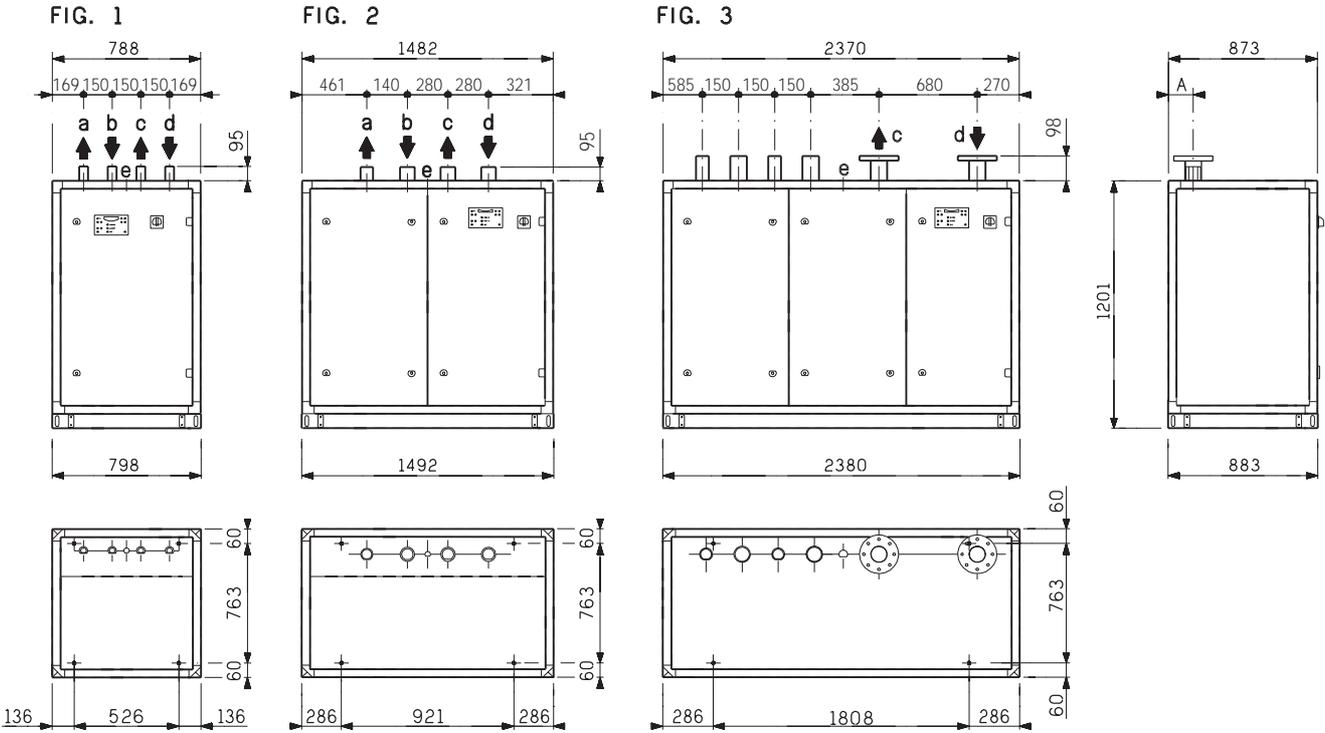
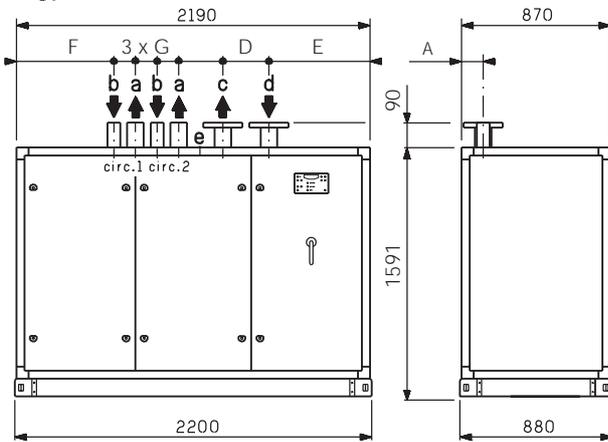
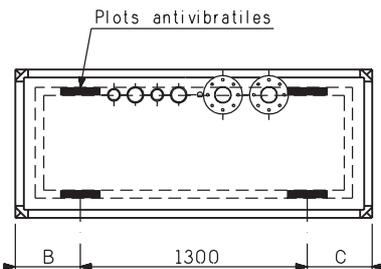


FIG. 4



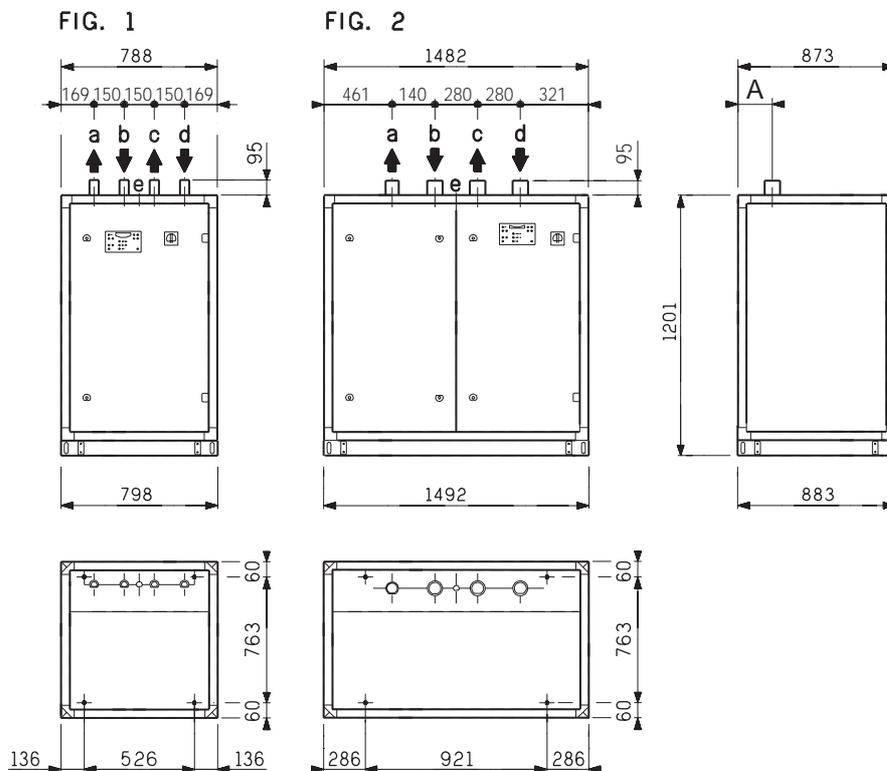
- a: Raccordement tuyauterie(s) refluxement
- b: Raccordement tuyauterie(s) retour liquide
- c: Sortie eau glacée
- d: Entrée eau glacée
- e: Alimentation électrique



LGN	120	150	200	240	300	350	400	500	540	600	753	900	1000	1100	1200	
Figure	1		2				3		4		4		4		4	
Circuit 1	a	1"1/8	1"3/8	1"3/8	1"5/8	2"1/8	1"5/8	Ø 2"1/8								
	b	7/8"	7/8"	1"1/8	1"1/8	1"1/8	1"1/8	1"3/8	1"1/8	1"3/8	1"1/8	1"5/8				
Circuit 2	a							1"3/8	1"5/8	Tube Ø						
	b							1"1/8	1"3/8	1"3/8	1"1/8	1"3/8	2"1/8	2"1/8		
c - d	G 1"1/4		G 1"1/2		G 2"		G 2"1/2		PN 16 DN 80		PN 16 DN 100		PN 16 DN 125			
A	127		111								122		125.8			
B											535	563	563			
C											365	337	337			
D											270	270	270	300	300	
E											690	690	690	607	607	
F											775	775	775			
G											80	80	80			
Masse Kg	Vide	223	284	375	436	518	548	586	591	835	954	975	1135	1135	1161	1229
	en service	232	296	390	452	543	577	621	636	883	1008	1017	1117	1117	1203	1273

ENCOMBREMENTS

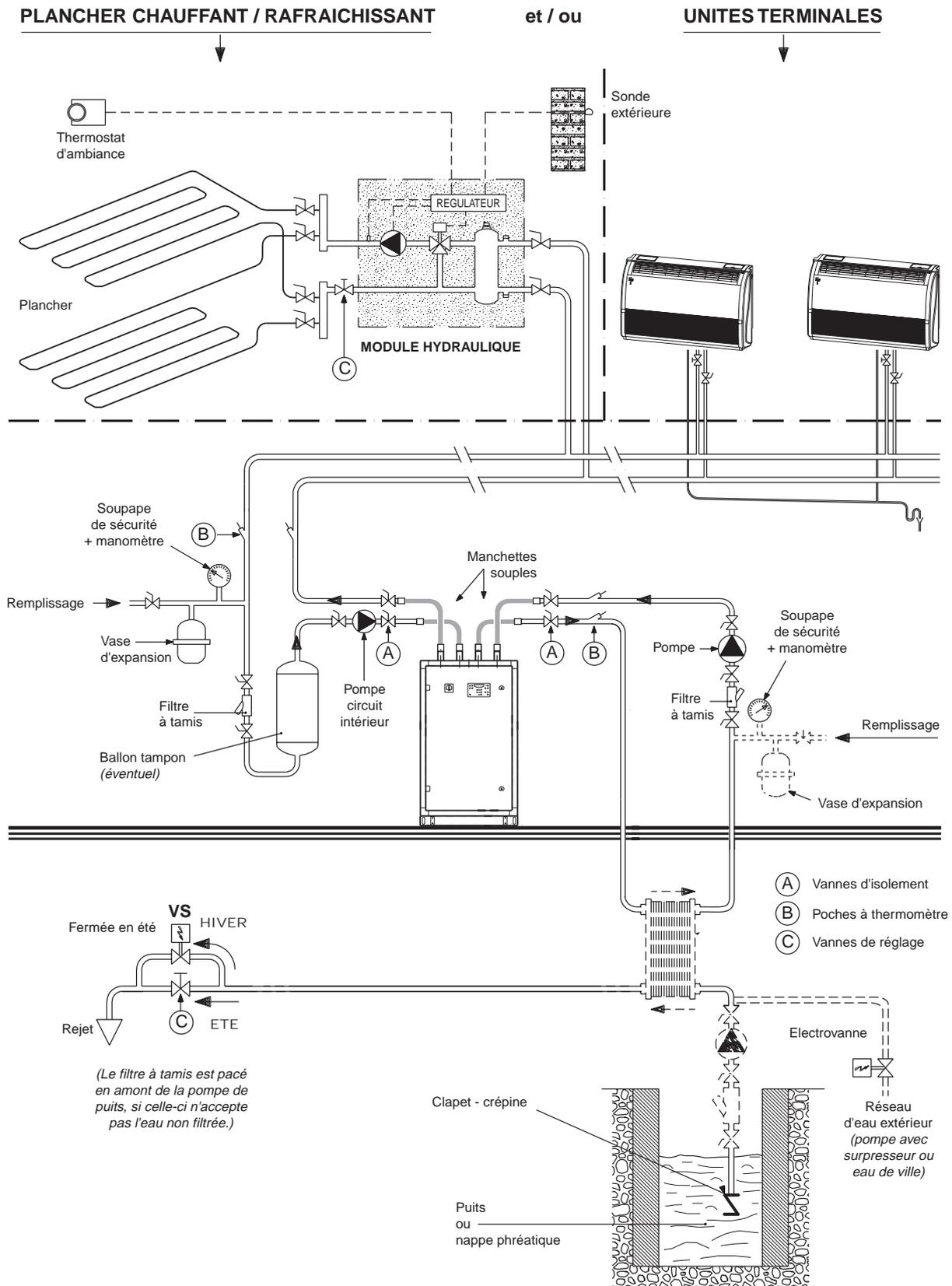
DYNACIAT ILG 120 - 300



- a** : Sortie eau circuit intérieur
- b** : Entrée eau circuit intérieur
- c** : Sortie eau circuit extérieur
- d** : Entrée eau circuit extérieur
- e** : Alimentation électrique

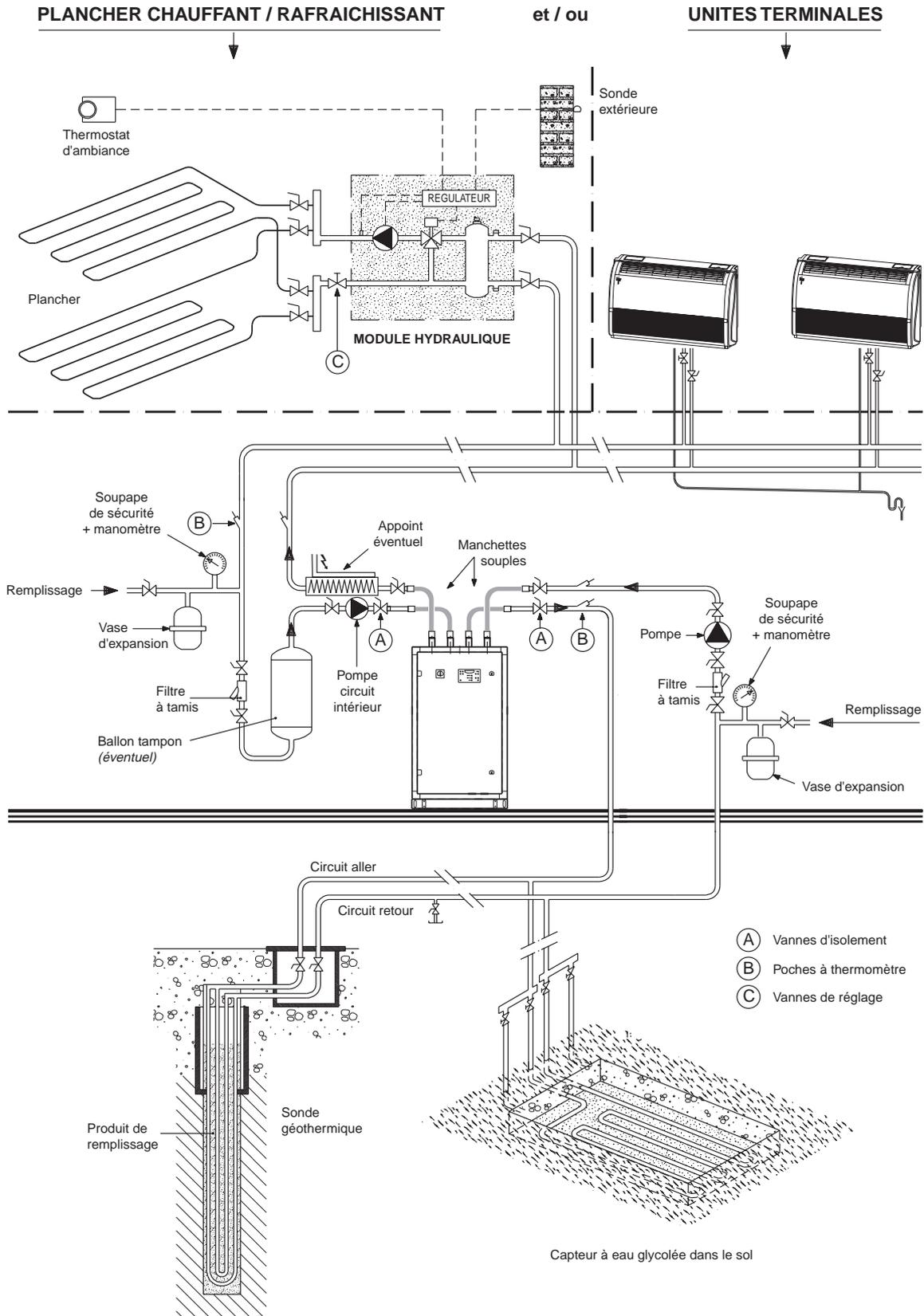
ILG		120	150	200	240	300
Figure		1		2		
Manchons Mâle						
a - b		G 1"1/2				G 2"
c - d						
A		127		126		
Mass Kg	Vide	226	289	379	452	595
	en service	237	301	394	468	622

SCHÉMA DE PRINCIPE D'INSTALLATION SERIE ILG



Nota : les schémas de principe d'installation sont communiqués à titre indicatif et ne constituent en aucun cas un modèle pour exécution.

SCHÉMA DE PRINCIPE D'INSTALLATION SERIE ILG



Nota : les schémas de principe d'installation sont communiqués à titre indicatif et ne constituent en aucun cas un modèle pour exécution.



DYNACIAT SÉRIE LG - LGP - ILG - LGN

Recommandations pour l'installation

■ Critères de qualité d'eau à respecter

Attention : Lors de l'installation, un filtre à eau 600 microns doit impérativement être prévu sur l'entrée de l'appareil.

Le fonctionnement correct et conforme de la machine de production d'eau glacée / eau chaude avec l'assurance d'une durée de vie respectable, dépend directement de la qualité de l'eau utilisée, notamment si celle-ci est susceptible de provoquer des phénomènes d'encrassement, corrosion, formation d'algues ou de micro-organismes.

Une analyse de l'eau doit être effectuée impérativement pour s'assurer que celle-ci est utilisable sur l'appareil, et définir si un traitement chimique sera suffisant pour lui redonner une qualité acceptable et si un système adoucisseur et déminéraliseur sera nécessaire.

Cette analyse devra confirmer ou non la compatibilité de l'eau présente sur le site avec la nomenclature suivante des différents matériaux présents sur le circuit de l'appareil CIAT :

- tube en cuivre 99.9% avec brasures cuivre et argent,
- manchons filetés en bronze ou brides plates en acier suivant les modèles d'appareils,
- échangeurs à plaques et connexions en acier inoxydable AISI 316 - 1.4401, avec brasure cuivre et argent.

Attention : le non respect de ces instructions annulera immédiatement la garantie de la machine.

■ Opérations de levage et de manutention

Les opérations de levage et de manutention doivent s'effectuer dans les plus grandes conditions de sécurité.

Se conformer impérativement au plan de levage présent sur l'appareil et au manuel d'instructions Installation, Fonctionnement, Mise en service et Maintenance.

Avant la manutention, vérifier soigneusement qu'un chemin d'accès suffisant permet l'accès de la machine au local.

Toujours manutentionner verticalement, l'appareil ne devant en aucun cas être penché ou couché à l'horizontal.

■ Emplacement de la machine

Les **DYNACIAT** sont des appareils destinés à être implantés dans un local technique.

Des précautions contre le gel doivent être prises.

Une attention particulière sera portée à l'espace de service nécessaire à la maintenance, y compris en partie supérieure.

La machine doit être placée sur un sol parfaitement plat, horizontal et non combustible et pouvant supporter son propre poids en ordre de marche.

Les nuisances sonores des auxiliaires tels que les pompes sont à étudier soigneusement.

Aussi, avant la mise en place, étudier et traiter au besoin avec l'aide d'un acousticien, les différentes transmissions possibles du bruit, en fonction du local et de sa structure.

Il est **OBLIGATOIRE** d'équiper les tuyauteries de manchons souples (équipement proposé en option).

■ Ventilation locaux machines

Selon les réglementations en vigueur sur le lieu d'installation, le local technique doit respecter certaines règles de ventilation d'air neuf pour ne provoquer ni inconfort ni danger en cas de fuite de fluide frigorigène.

■ Montage des accessoires livrés à part :

Plusieurs accessoires optionnels, livrés séparément, peuvent être à monter sur la machine sur le site.

Se conformer impérativement au manuel d'utilisation (Installation, Fonctionnement, Mise en service et Maintenance)

■ Raccordements électriques :

Se conformer impérativement au manuel d'utilisation (Installation, Fonctionnement, Mise en service et Maintenance)

Toutes les indications nécessaires aux raccordements électriques sont précisées sur les schémas électriques joints à l'appareil (s'y conformer impérativement).

Ces raccordements sont à exécuter suivant les règles de l'art et conformément aux normes et réglementations en vigueur.

Raccordement des câbles électriques à prévoir sur le site :

- . alimentation électrique de l'appareil,
- . autorisation de marche extérieure (facultatif)
- . renvoi de signalisation (option).

Il est important de noter que l'appareil n'est pas protégé contre la foudre d'un point de vue électrique.

De ce fait, les dispositifs de protection adéquates contre ces phénomènes transitoires seront à prévoir sur l'installation, et incorporés sur site dans le coffret d'alimentation électrique.

■ Raccordements des tuyauteries :

Se conformer impérativement manuel d'utilisation (Installation, Fonctionnement, Mise en service et Maintenance)

Chaque tuyauterie doit être correctement alignée avec une pente en direction de la vanne de vidange de l'installation.

Les tuyauteries doivent être montées et raccordées avec un espace de service pour l'accès aux panneaux, puis isolées thermiquement.

Les supports et fixations des tuyauteries doivent être indépendants pour éviter vibrations et tout effort sur l'appareil.

Les vannes d'isolement et de réglage du débit d'eau doivent être prévues lors de l'installation.

- Raccordements de tuyauteries à réaliser sur site :

. alimentation en eau de l'installation avec réducteur de pression,

. évaporateur, condenseur et évacuation,

- Prévoir notamment les accessoires indispensables à tout circuit hydraulique, comme par exemple :

. une vanne thermostatique de contrôle du débit d'eau de refroidissement, placée à l'entrée ou en sortie d'eau condenseur.

. vase d'expansion d'eau,

. piquages en points bas des tuyauteries permettant une vidange,

. vannes d'isolement des échangeurs avec filtre,

. purges d'air aux points hauts des tuyauteries,

. vérifier la contenance en eau de l'installation (prévoir éventuellement une réserve tampon),

. manchons souples de raccordement à l'entrée et à la sortie des échangeurs,

. thermomètres sur chaque entrée et sortie d'eau pour permettre tous les contrôles nécessaires lors de la mise en route ou de la maintenance.

Attention :

- Pression des circuits d'eau inférieure à 4,0 bar.

- Placer le vase d'expansion avant la pompe.

- Ne monter aucune vanne sur le vase d'expansion.

- S'assurer que les pompes de circulation d'eau sont placées immédiatement à l'entrée des échangeurs.

- S'assurer que la pression d'eau à l'aspiration des pompes de circulation est égale ou supérieure à la pression minimale NPSH requise, notamment dans le cas d'un circuit hydraulique "ouvert".

- Analyser les critères de qualité d'eau conformément aux prescriptions techniques.

- Prévoir les protections antigels nécessaires à la machine et à l'installation hydraulique, comme par exemple la possibilité de purge du circuit. En présence de glycol pour la protection contre le gel, il est impératif de contrôler sa nature et sa concentration avant la mise en service.

- Avant d'effectuer les raccordements hydrauliques définitifs, rincer les tuyauteries à l'eau propre pour enlever les débris contenus dans le réseau.

■ Mise en service

La mise en service des machines DynaCiat doit être effectuée par CIAT ou par une société agréée par CIAT.

Se conformer impérativement au manuel d'utilisation (Installation, Fonctionnement, Mise en service et Maintenance)

Liste non exhaustive des opérations lors de la mise en service :

- Contrôle de l'implantation correcte de l'appareil,

- Contrôle de la protection de l'alimentation électrique,

- Contrôle des phases et de leur sens de rotation,

- Vérification des câblages électriques sur l'appareil,

- Contrôle du sens de circulation d'eau sur l'appareil,

- Vérification de la propreté du circuit hydraulique,

- Ajustement du débit d'eau à la valeur spécifiée,

- Contrôle des pressions du circuit frigorifique,

- Vérification du sens de rotation compresseurs,

- Contrôle des pertes de charges et des débits d'eau,

- Relevé des valeurs de fonctionnement.

■ Opérations de maintenance

Les machines nécessitent des opérations de maintenance préventive régulières et spécifiques effectuées par des sociétés agréées par CIAT.

Un relevé des paramètres de fonctionnement est à effectuer sur un formulaire type "CHECK LIST" à retourner chez CIAT.

Pour cela, il faut se référer et se conformer impérativement au manuel d'utilisation (Installation, Fonctionnement, Mise en service et Maintenance).

Il est impératif de souscrire un contrat d'entretien de la machine avec un spécialiste des machines frigorifiques agréé par CIAT, y compris pendant la période de garantie.

DYNACIAT SÉRIE LGN

■ Raccordements frigorifiques

- Se conformer impérativement au manuel d'utilisation (Installation, Fonctionnement, Mise en service et Maintenance).

- Les tuyauteries seront réalisées en cuivre de qualité frigorifique et selon les règles de l'art.

- Ces appareils destinés à être raccordés à un condenseur hors fourniture CIAT, les raccordements frigorifiques, ainsi que la mise en service ne pourront être effectués par nos soins.

- Le tracé des tuyauteries devra être effectué avec soin en tenant compte des contraintes de retour d'huile au compresseur et de pertes de charge pouvant altérer les performances.