



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA  
SUPERIOR INGENIERÍA  
INDUSTRIAL VALENCIA

**TRABAJO FIN DE MASTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL**

# **DISEÑO DE 2 CAMARAS FRIGORÍFICAS DE 1728 M3 Y UN SISTEMA DE HIDROCOOLING EN ARGELIA PARA LA CONSERVACIÓN DE CEREZAS**

AUTOR: CARLOS DE SANTOS GARCÍA

TUTOR: EMILIO NAVARRO PERIS

**Curso Académico: 2020-21**



## RESUMEN

Este proyecto está basado en el diseño de una instalación frigorífica. La instalación frigorífica estará situada en una nave almacén en la provincia de Saida (Argelia) y se utilizará para el almacenamiento y la conservación de cerezas obtenidas durante el periodo de recolección en campos de cerezos situados en la provincia de Saida. La instalación frigorífica consta de dos cámaras frigoríficas adosadas de 1728 m<sup>3</sup> cada una y de un sistema de hidrocóoling. El sistema de hidrocóoling está diseñado para el enfriamiento rápido de las cerezas mediante ducha de agua fría con el objetivo de conseguir un mayor ahorro energético y una mejor calidad de las cerezas. La ducha de agua fría enfriará las cerezas a una temperatura de 4°C en 18 minutos pudiéndose reutilizar el mismo agua. Para mantener el agua a una temperatura cercana a los 0°C se precisa de un depósito de agua con acumulación de hielo producida gracias a un intercambiador de calor de placas de almohada.

**Palabras clave:** Refrigeración, cámaras frigoríficas, conservación de alimentos, cerezas, hidrocóoling, acumulación de hielo, ahorro energético.



## **DOCUMENTOS CONTENIDOS EN EL TFM**

- Memoria
- Presupuesto
- Planos
- Anejos



## INDICE DE LA MEMORIA

1 INTRODUCCION	15
1.1 Antecedentes	15
1.2 Descripción del proyecto	15
2 LAS CEREZAS	17
2.1 Cosecha	17
2.2 Conservación	18
3 CONDICIONES CLIMATOLÓGICAS EN ARGELIA	19
3.1 Temperatura	19
3.2 Humedad relativa	20
4 CERRAMIENTOS DE LAS CAMARAS	21
4.1 Aislante	21
4.2 Panel	22
4.3 Suelo	26
4.4 Accesorios	26
4.5 Puertas	28
4.6 Unidades para el cerramiento de la cámara frigorífica	30
5. ALMACENAMIENTO DE LAS CEREZAS	32
5.1 Espacio de trabajo	33
5.2 Línea de producción	34
5.3 Paletizado	34
5.4 Distribución de la cámara	37
6. CARGAS TÉRMICAS EN LAS CAMARAS FRIGORÍFICAS	41
6.1 Cálculos previos	41
6.2. Cargas térmicas por pérdidas de transmisión por cerramientos	44
6.3. Cargas por renovaciones de aire	46
6.4. Cargas térmicas debido a la refrigeración	48
6.5. Cargas por respiración del producto	51
6.6. Carga térmica provocada por los motores.	53
6.7. Carga térmica emitida por personas	53
6.8. Cargas por iluminación	54
6.9. Cargas térmicas totales	54
7. SISTEMA DE HIDROCOOLING	55
7.1. Cerramientos	58
7.2. Cargas térmicas del sistema de hidrocooling	59
7.3. Energía a acumular en el hidrocooler	63
7.4. Intercambiador del hidrocooler	66



7.5. Sistema de ducha	73
7.6. Accesorios del hidrocooler	76
7.7. Medidas del hidrocooler	78
7.8. Transporte	80
8. EQUIPO FRIGORIFICO	80
8.1. Introducción	80
8.2. Refrigerante	81
8.3. Compresor	83
8.4. Evaporador	92
8.5. Condensador	98
8.6. Válvula de expansión	103
8.7. Tuberías	104
8.8. Elementos	110
8.9. Resumen ciclos frigoríficos	111
9. SALA DE MAQUINAS	113
10. ESTUDIO ENERGETICO	115
10.1 Consideraciones previas	115
10.2 Resultados	117
10.3 Análisis de resultados	124
11. DIAGRAMA DE GANTT	125
12. CONCLUSIONES	126
13. BIBLIOGRAFIA	127

## **INDICE DEL PRESUPUESTO**

PRESUPUESTO	131
-------------	-----

## **INDICE DE LOS PLANOS**

PLANTA DE LA SALA DE TRABAJO	1
ALZADO Y PERFIL DE LAS CAMARAS FRIGORIFICAS	2
DISTRIBUCION EN PLANTA DE LAS CAMARAS FRIGORIFICAS	3
HIDROCOOLER	4
DEPOSITO DEL HIDROCOOLER	5
EQUIPO FRIGORIFICO	6
ESQUEMA UNIFILAR	7



## INDICE DE LOS ANEJOS

1. CALCULOS ELECTRICOS	135
1.1 Máxima intensidad admisible	135
1.2 Caída de tensión	135
1.3 Diámetro de los tubos	136
1.4 Cuadros eléctricos	137
1.5 Calculo de cables	138
2. FICHAS TECNICAS	150

## INDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1. Planta de la nave almacén.	16
Ilustración 2. Planta del espacio de trabajo y planta de las cámaras frigoríficas.	16
Ilustración 3. Situación de Argelia.	16
Ilustración 4. Situación de la provincia de Saida.	17
Ilustración 5. Ejemplo de cerezas.	17
Ilustración 6. Zonas climáticas Argelia. CNERIB (1993).	19
Ilustración 7. Zonas climáticas Argelia. Benhabiles (2008).	20
Ilustración 9. Ancho del panel sándwich.	23
Ilustración 8. Ejemplo de panel sándwich.	23
Ilustración 10. Unión panel sándwich.	24
Ilustración 11. Representación de la posición del panel sándwich y el suelo.	26
Ilustración 12. Perfil en U.	26
Ilustración 13. Perfil cóncavo sanitario.	27
Ilustración 14. Perfil en L.	27
Ilustración 15. Perfil de suspensión.	28
Ilustración 16. Chinos para la sustentación de techos.	28
Ilustración 17. Imágenes de puertas correderas	29
Ilustración 18. Medidas de la puerta corredera.	29
Ilustración 19. Una de las plantaciones de cerezos en Saida.	32
Ilustración 20. Caja cosechera	33
Ilustración 21. Espacio de trabajo de las cerezas.	34
Ilustración 22. Ejemplo de palet americano.	35



Ilustración 23. Medidas palet americano.	35
Ilustración 24. Ejemplo de palet europeo.	35
Ilustración 25. Medidas de palet europeo.	35
Ilustración 26. Distribucion de las cajas en el palet americano.	36
Ilustración 27. Distribución de las cajas en el palet europeo.	36
Ilustración 28. Palet con filas de carga.	37
Ilustración 29. Ejemplo del número de palets por fila.	37
Ilustración 30. Ejemplo del número de palets por columna.	38
Ilustración 31. Distribución de los palets en el espacio de la entrada.	38
Ilustración 32. Estabilidad de la carga de los palets según el número de módulos. Instituto Nacional de Seguridad, Salud y Bienestar en el Trabajo (2018)	39
Ilustración 33. Tres módulos de palets.	39
Ilustración 34. Distribución de las cargas paletizadas en una cámara frigorífica.	40
Ilustración 35. Diagrama psicométrico.	47
Ilustración 36. Croquis del sistema de hidrocooling.	56
Ilustración 37. Puerta rápida.	57
Ilustración 38. Ejemplo de intercambiador de placas.	66
Ilustración 39. Ejemplo de placa de almohada.	66
Ilustración 40. Celda de la placa almohada con esquinas en los centros de soldadura.	67
Ilustración 41. Elemento periódico más pequeño de una placa almohada.	68
Ilustración 42. Diseño placa de almohada.	69
Ilustración 43. Esquema de la capa de hielo alrededor de las placas.	69
Ilustración 44. Espesor de la capa de hielo y distancia entre capas.	72
Ilustración 45. Tanque de agua.	73
Ilustración 46. Separación entre los agujeros y su diámetro.	74
Ilustración 47. Base del depósito de la ducha.	74
Ilustración 48. Tuberías de distribución de agua en la ducha.	75
Ilustración 49. Sentido del agua en las tuberías de distribución hasta las salidas.	75
Ilustración 50. Posición de las salidas.	75
Ilustración 51. Bomba de agua.	77
Ilustración 52. Válvula flotador.	77



Ilustración 53. Bomba turbosoplante.	78
Ilustración 54. Distribución de los inyectores en el fondo del depósito.	78
Ilustración 55. Caja de la ducha del hidrocooler con la carga de los palets.	79
Ilustración 56. Depósito de hielo y agua del hidrocooler.	79
Ilustración 57. Hidrocooler.	79
Ilustración 58. Producción de frío.	80
Ilustración 59. Diagrama P-h.	81
Ilustración 60. Compresor semihermético.	84
Ilustración 61. Centrales frigoríficas.	85
Ilustración 62. Evaporador.	92
Ilustración 63. Salto térmico en función de la humedad relativa de la cámara frigorífica.	94
Ilustración 64. Evaporador IRP-693	96
Ilustración 65. Situación de los evaporadores.	97
Ilustración 66. Ejemplo de condensador axial.	98
Ilustración 67. Condensador CAH 04 P E 08P.	102
Ilustración 68. Válvula de expansión.	103
Ilustración 69. Línea de líquido.	105
Ilustración 70. Línea de aspiración.	106
Ilustración 71. Línea de descarga.	108
Ilustración 72. Válvula solenoide.	110
Ilustración 73. Visor del líquido.	111
Ilustración 74. Esquema del equipo frigorífico.	111
Ilustración 75. Grafica P-h del ciclo frigorífico de las cámaras.	112
Ilustración 76. P-h del ciclo frigorífico del sistema de hidrocooling.	113
Ilustración 77. Contenedor marítimo 40 HC.	114
Ilustración 78. Sala de máquinas.	115
Ilustración 79. Gráfica del consumo eléctrico en kWh de la semana 1 sin sistema de hidrocooling.	117
Ilustración 80. Gráfica del consumo eléctrico en kWh de la semana 1 con sistema de hidrocooling.	117
Ilustración 81. Gráfica comparativa del consumo eléctrico en la semana 1 con sistema de hidrocooling y sin él.	117





Ilustración 82. Gráfica comparativa del consumo eléctrico acumulado en la semana 1 con sistema de hidrocooling y sin él.	117
Ilustración 83. Gráfica del consumo eléctrico en kWh de la semana 2 sin sistema de hidrocooling.	118
Ilustración 84. Gráfica del consumo eléctrico en kWh de la semana 2 con sistema de hidrocooling.	118
Ilustración 85. Gráfica comparativa del consumo eléctrico en la semana 2 con sistema de hidrocooling y sin él.	118
Ilustración 86. Gráfica comparativa del consumo eléctrico acumulado en la semana 2 con sistema de hidrocooling y sin él.	118
Ilustración 87. Gráfica del consumo eléctrico en kWh de la semana 3 sin sistema de hidrocooling.	119
Ilustración 88. Gráfica del consumo eléctrico en kWh de la semana 3 con sistema de hidrocooling.	119
Ilustración 89. Gráfica comparativa del consumo eléctrico en la semana 3 con sistema de hidrocooling y sin él.	119
Ilustración 90. Gráfica comparativa del consumo eléctrico acumulado en la semana 3 con sistema de hidrocooling y sin él.	119
Ilustración 91. Gráfica del consumo eléctrico en kWh de la semana 4 sin sistema de hidrocooling.	120
Ilustración 92. Gráfica del consumo eléctrico en kWh de la semana 4 con sistema de hidrocooling.	120
Ilustración 93. Gráfica comparativa del consumo eléctrico en la semana 4 con sistema de hidrocooling y sin él.	120
Ilustración 94. Gráfica comparativa del consumo eléctrico acumulado en la semana 4 con sistema de hidrocooling y sin él.	120
Ilustración 95. Gráfica del consumo eléctrico en kWh de la semana 5 sin sistema de hidrocooling.	121
Ilustración 96. Gráfica del consumo eléctrico en kWh de la semana 5 con sistema de hidrocooling.	121
Ilustración 97. Gráfica comparativa del consumo eléctrico en la semana 5 con sistema de hidrocooling y sin él.	121
Ilustración 98. Gráfica comparativa del consumo eléctrico acumulado en la semana 5 con sistema de hidrocooling y sin él.	121
Ilustración 99. Gráfica del consumo eléctrico en kWh de la semana 6 sin sistema de hidrocooling.	122



Ilustración 100. Gráfica del consumo eléctrico en kWh de la semana 6 con sistema de hidrocooling.	122
Ilustración 101. Gráfica comparativa del consumo eléctrico en la semana 6 con sistema de hidrocooling y sin él.	122
Ilustración 102. Gráfica comparativa del consumo eléctrico acumulado en la semana 6 con sistema de hidrocooling y sin él.	122
Ilustración 103. Gráfica del consumo eléctrico en kWh de la semana 7 sin sistema de hidrocooling.	123
Ilustración 104. Gráfica del consumo eléctrico en kWh de la semana 7 con sistema de hidrocooling.	123
Ilustración 105. Gráfica comparativa del consumo eléctrico en la semana 7 con sistema de hidrocooling y sin él.	123
Ilustración 106. Gráfica comparativa del consumo eléctrico acumulado en la semana 7 con sistema de hidrocooling y sin él.	123
Ilustración 107. Ejemplos de cuadros electricos.	137

## INDICE DE TABLAS

Tabla 1. Condiciones de almacenamiento de las cerezas.	19
Tabla 2. Temperaturas medias registradas durante el mes de Julio entre los años 1974 y 1984. CNERIB (1993).	20
Tabla 3. Humedades relativas en las zonas climáticas de Argelia según su altura. Benhabiles (2008).	21
Tabla 4. Valores de la resistencia térmica en m <sup>2</sup> K/W	22
Tabla 5. Clasificación de la contribución a la propagación del fuego según la norma UNE-EN 13501-1.	24
Tabla 6. Clasificación de la opacidad de los humos según la norma UNE-EN13501-1.	25
Tabla 7. Clasificación de caída de gotas o partículas según la norma UNE-EN13501-1.	25
Tabla 8. Sobrecarga de uso para panel frigorífico entre dos apoyos según el fabricante Metalpanel.	25
Tabla 9. Resumen de las unidades de los cerramientos.	31
Tabla 10. Resumen paletizado.	37
Tabla 11. Corrección de temperatura. Reglamento de seguridad para instalaciones frigoríficas (2019):	41
Tabla 12. Paredes de las cámaras frigoríficas. En rojo las paredes interiores, en azul las paredes exteriores.	42



Tabla 13. Temperaturas de diseño.	42
Tabla 14. Resistencias térmicas superficiales interiores y exteriores. Calculo de parámetros característicos de la envolvente (2020).	43
Tabla 15. Resistencias térmicas y transmitancias de los cerramientos.	43
Tabla 16. Transmitancias térmicas del suelo.	44
Tabla 17. Cargas térmicas por cerramientos.	46
Tabla 18. Valores de los parámetros para el aire exterior y el interior según el diagrama psicométrico.	47
Tabla 19. Cargas térmicas de refrigeración de las cerezas según el porcentaje de producto que ha pasado por el hidrocooler.	48
Tabla 20. Cargas térmicas de refrigeración de los palets según el porcentaje de producto que ha pasado por el hidrocooler.	49
Tabla 21. Cargas térmicas de refrigeración de los cajas según el porcentaje de producto que ha pasado por el hidrocooler.	50
Tabla 22. Cargas térmicas de refrigeración del agua según el porcentaje de producto que ha pasado por el hidrocooler.	51
Tabla 23. Resumen de cargas por refrigeración.	51
Tabla 24. Energía liberada por las cerezas por respiración al día.	52
Tabla 25. Cargas térmicas por respiración en el caso de que en la cámara se almacene la mayor cantidad de producto posible y entre producto cosechado el mismo día.	52
Tabla 26. Carga aportada por persona según la temperatura de la cámara frigorífica.	53
Tabla 27. Cargas térmicas totales en una sola cámara frigorífica en las peores condiciones.	54
Tabla 28. Cargas térmicas totales en las dos cámaras frigoríficas en las peores condiciones.	55
Tabla 29. Cargas térmicas totales con mayoracion.	55
Tabla 30. Transmitancia térmica de paneles de espesor estrecho.	58
Tabla 31. Capas paredes del hidrocooler.	59
Tabla 32. Resistencias térmicas y transmitancias de los cerramientos en el hidrocooler.	60
Tabla 33. Cargas térmicas por cerramientos en el hidrocooler.	61
Tabla 34. Cargas por refrigeración de producto en el sistema de hidrocooling.	62
Tabla 35. Cantidad de hielo acumulado en función del número de usos por ciclo.	65
Tabla 36. Tiempos de trabajo del hidrocooler durante del día.	65
Tabla 37. Valores de los parámetros geométricos una celda en mm.	67
Tabla 38. Espesor de la capa de hielo según el tiempo de enfriamiento.	71



Tabla 39. Gases freones	82
Tabla 40. Resumen de las propiedades del refrigerante r404a.	83
Tabla 41. Comparación de compresores para la central frigorífica de las cámaras.	89
Tabla 42. Resumen compresor para la central frigorífica del sistema de hidrocooling.	90
Tabla 43. Entalpias y potencias del equipo frigorífico de las cámaras.	91
Tabla 44. Entalpias y potencias del equipo frigorífico del sistema de hidrocooling.	91
Tabla 45. Resumen evaporador IRP-693	96
Tabla 46. Entalpias del ciclo frigorífico de las cámaras	99
Tabla 47. Entalpias del ciclo frigorífico del sistema de hidrocooling.	100
Tabla 48. Resumen condensador CAH 04 P E 08P	102
Tabla 49. Capacidades frigoríficas y flujos máxicos de las líneas de líquido.	105
Tabla 50. Diámetros y velocidades de las líneas de líquido.	106
Tabla 51. Capacidades frigoríficas y flujos máxicos de las líneas de aspiración.	107
Tabla 52. Diámetros y velocidades de las líneas de aspiración.	107
Tabla 53. Factores de fricción de las líneas de líquido.	109
Tabla 54. Pérdidas de carga en las líneas de líquido.	109
Tabla 55. Factores de fricción de las líneas de aspiración.	109
Tabla 56. Pérdidas de carga en las líneas de aspiración.	110
Tabla 57. Factores de fricción de las líneas de descarga.	110
Tabla 58. Pérdidas de carga en las líneas de descarga.	110
Tabla 59. Resumen del ciclo frigorífico de las cámaras.	112
Tabla 60. Resumen del ciclo frigorífico del sistema de hidrocooling.	112
Tabla 61. Intensidad máxima admisible de los conductores.	135
Tabla 62. Diámetro de los tubos.	136
Tabla 63. Datos eléctricos de los evaporadores.	138
Tabla 64. Datos eléctricos de los ventiladores de los evaporadores.	138
Tabla 65. Datos eléctricos de los focos.	139
Tabla 66. Datos eléctricos del subcuadro de las cámaras.	140
Tabla 67. Datos eléctricos de los compresores de las cámaras frigoríficas.	141
Tabla 68. Datos eléctricos del condensador de las cámaras frigoríficas.	141
Tabla 69. Datos eléctricos de los ventiladores del condensador de las cámaras frigoríficas.	141



Tabla 70. Datos eléctricos de la bomba turbosoplante.	143
Tabla 71. Datos eléctricos de la bomba de agua.	144
Tabla 72. Datos eléctricos del subcuadro del hidrocooler.	144
Tabla 73. Datos eléctricos del compresor del hidrocooler.	145
Tabla 74. Datos eléctricos del condensador del sistema de hidrocooling.	145
Tabla 75. Datos eléctricos de los ventiladores del condensador del sistema de hidrocooling.	146
Tabla 76. Datos eléctricos del cuadro de las cámaras frigoríficas.	147
Tabla 77. Datos eléctricos del cuadro del sistema de hidrocooling.	148
Tabla 78. Resumen del cableado eléctrico de las cámaras frigoríficas.	149
Tabla 79. Resumen del cableado eléctrico del sistema de hidrocooling.	149



# **DOCUMENTO 1**

# **MEMORIA**

## 1. INTRODUCCION

### 1.1. Antecedentes

El promotor cuenta con un campo de cerezos y desea construir en una nave almacén un sistema de almacenamiento y conservación para el tratamiento de las cerezas recién cosechadas. En dicha nave se destinara una zona para dicha función. Para ello solicita a la empresa REFRICLIM el cálculo y diseño del proyecto, la provisión de los equipos necesarios y la instalación de dichos equipos.

El presente documento contiene el proyecto de una instalación para la conservación de cerezas en Argelia mediante cámaras frigoríficas de conservación y un sistema de hidrocooling.

Este proyecto ha sido adjudicado a la empresa REFRICLIM en la cual el autor de este documento ha estado realizando prácticas de empresa extracurriculares del Máster de Ingeniería Industrial.

### 1.2. Descripción del proyecto

La instalación se realizará en una nave almacén destinada al tratamiento y la conservación de varios productos.

El promotor es una empresa de Argelia dedicada al cultivo, plantación, cosecha y tratamiento de diferentes productos alimentarios, destacando sus plantaciones de cerezos y olivos.

El promotor ha solicitado la instalación de cámaras frigoríficas para la conservación de las cerezas durante la época de cosecha cuando necesita almacenar un gran volumen de cerezas.

Además, se propone la instalación de un sistema de hidrocooling con el objetivo de mantener la calidad de las cerezas recién cosechadas al producirse un enfriamiento rápido por ducha de agua fría al llegar a la nave almacén.

El volumen reservado para las cámaras frigoríficas de conservación de las cerezas dentro de la nave es de 23,86 metros de largo, 18,9 metros de ancho y 8 metros de altura.

Con el espacio determinado por el promotor, se propone la instalación de 2 cámaras frigoríficas de 18,90 metros de largo, 11,93 metros de ancho y 8 metros de altura para tener mayor flexibilidad en cuanto a la cantidad de producto a enfriar o para afrontar una posible avería o mantenimiento necesario, pudiéndose utilizar solo una de las dos cámaras.

Dichas cámaras frigoríficas se situaran en un espacio de trabajo dedicado al tratamiento y conservación de las cerezas. Este espacio se encuentra en la parte sudeste y se puede apreciar en la Ilustración 1.

En este espacio de trabajo junto a las cámaras frigoríficas, se instalara el sistema de hidrocooling, facilitando así la manipulación del producto al estar próximo de la de las cámaras frigoríficas. Las ilustraciones 2 y 3 muestran la planta del espacio de trabajo y de las cámaras frigoríficas respectivamente.

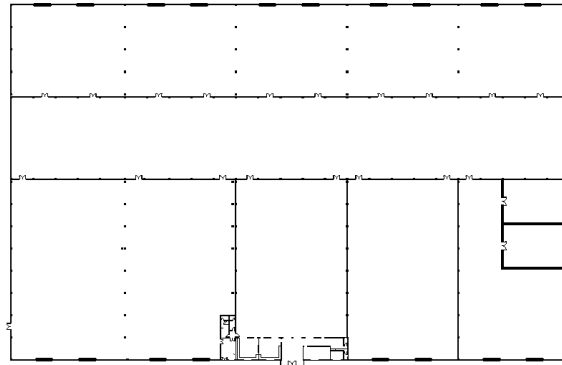


Ilustración 1. Planta de la nave almacén.

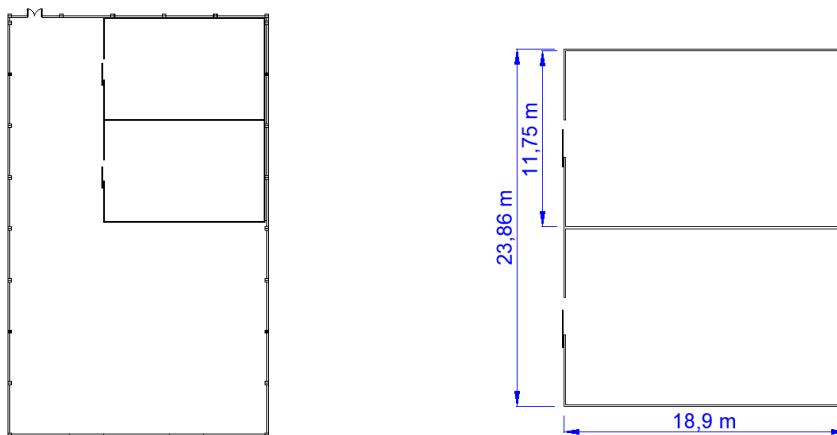


Ilustración 2. Planta del espacio de trabajo y planta de las cámaras frigoríficas.

La nave almacén se encuentra en Argelia, país situado en el norte de África, bañado por el mar Mediterráneo y cerca de España teniendo fácil la exportación de materiales desde Valencia para su instalación.



Ilustración 3. Situación de Argelia.



La nave se encuentra al lado de la plantación de cerezos en la provincia de Saida en el norte de Argelia. Se sitúa a varios kilómetros al sur de la capital de provincia Saida.



Ilustración 4. Situación de la provincia de Saida.

## 2. LAS CEREZAS

Las cerezas son los frutos de los cerezos. Se caracteriza por su pequeño tamaño y de su color que oscila desde rojo claro a morado oscuro. Existen varias variedades de cerezas pero hay 3 tipos principales: las cerezas provenientes del árbol *Prunus Avium*, las guindas provenientes del *Prunus Cerasus* y las cerezas Duke una combinación de las dos especies anteriores.



Ilustración 5. Ejemplo de cerezas.

Las cerezas se utilizan principalmente para el uso alimentario pudiendo ser consumidas directamente o utilizadas para obtener otros productos alimentarios. También pueden ser utilizadas en la obtención de licores y además pueden tener usos medicinales.

Las cerezas provienen del árbol conocido comúnmente como cerezo es un árbol frutal perteneciente a la familia Rosaceae del género *Prunus*.

### 2.1. Cosecha

La cosecha de las cerezas se realiza cuando el fruto ha alcanzado su punto de maduración óptimo. Su maduración no siempre llega en el momento deseado por lo que para solucionar esto se aplican reguladores para que la maduración ocurra en la temporada de cosecha deseada.

La cereza según madura se oscurece su piel y se vuelve más blanda. Es un fruto perecedero debido a la alta respiración y a la transpiración que realiza donde consumen sus propios azúcares, ácidos y agua.

Una buena medida del control de calidad de las cerezas de su punto óptimo de maduración es la cantidad de sólidos solubles totales puesto que estos crecen durante la maduración del fruto.

Otro indicativo de que el fruto cumple con los requisitos de calidad e indica que ya está maduro es el tamaño.

Durante al crecimiento del fruto, muchos de ellos son desechados debido a que han sido dañados durante el proceso por agentes externos como el clima.

Los días de cosecha deben realizarse si las condiciones climatológicas lo permiten y se recomienda que no sea durante las horas de más calor puesto que puede poner en riesgo la calidad del producto al aumentar su calor durante la cosecha.

Las cerezas recién cosechadas hasta su transporte a la nave deben ser almacenadas en lugares frescos, sombreados y donde no afecten otros factores externos como el viento o la lluvia.

Se recomienda realizar el transporte lo antes posible al almacén donde las cerezas son tratadas puesto que con cada hora el producto pierde calidad.

El transporte se debe realizar en un vehículo acondicionado para ello que mantenga los frutos frescos y sombreados y evite las vibraciones para evitar roturas de los frutos.

## **2.2. Conservación**

Una vez recibido el producto en el almacén, para eliminar el calor rápidamente, se realiza el hidrocooling que es el proceso de enfriamiento del producto por ducha fría o por inmersión.

Cuando ha finalizado el tratamiento por hidrocooling el producto es almacenado en las cámaras frigoríficas o enviado a la línea de producción.

En la línea de producción las cerezas serán clasificadas, eliminando las cerezas que no cumplan con los requisitos de calidad y recibirán los tratamientos necesarios para prevenir daños, podredumbres, enfermedades y garantizar el producto limpio y fresco.

Dentro de la cámara las cerezas son almacenadas a las condiciones necesarias para su conservación manteniéndolas a temperatura baja y una humedad alta.

Se almacenarán a una baja temperatura para mejorar el proceso de conservación sin que se llegue a congelar por lo que la temperatura adecuada para su conservación será entorno a 0 °C o superior.

Además con el objetivo de mantener las cerezas frescas, deberá haber una humedad relativa bastante alta que impida su deterioro y conserve su frescura. Para ello se garantizará en la cámara una humedad relativa alta alrededor del 95%.

Temperatura de almacenamiento	0-2 °C
Humedad relativa	95 %
Tiempo de almacenamiento	2 semanas

Tabla 1. Condiciones de almacenamiento de las cerezas.

### 3. CONDICIONES CLIMATOLÓGICAS EN ARGELIA

Argelia es un país situado en el norte de África que presenta una gran diversidad climatológica debido a su geografía. Al norte el país es bañado por el mar Mediterráneo con un clima comparado por ejemplo al presente en el litoral mediterráneo en España u otros países bañados por dicho mar. Por otro lado Argelia cuenta con el desierto del Sahara al sur del país ocupando más de la mitad de su territorio. El clima característico del desierto del Sahara es de inviernos fríos y veranos calurosos.

Para obtener los datos necesarios para realizar los cálculos de diseño de la instalación de conservación de las cerezas se han considerado los parámetros de temperatura y humedad relativa de la zona perteneciente a la región de Saida en Argelia.

#### 3.1. Temperatura

La temperatura de diseño que se trabajara para calcular las instalaciones es la dada por Centre for Studies and Research Integrated Building (CNERIB) of Algeria. En este estudio el país argelino es dividido en 5 zonas climáticas diferentes perteneciendo una a la zona costera, otra a la zona montañosa, una tercera al comienzo del desierto del Sahara y dos zonas climáticas correspondientes al clima del Sahara.

La provincia de Saida pertenece a la zona climática montañosa y de tierras altas E2 la cual viene representada en el siguiente mapa del CNERIB.

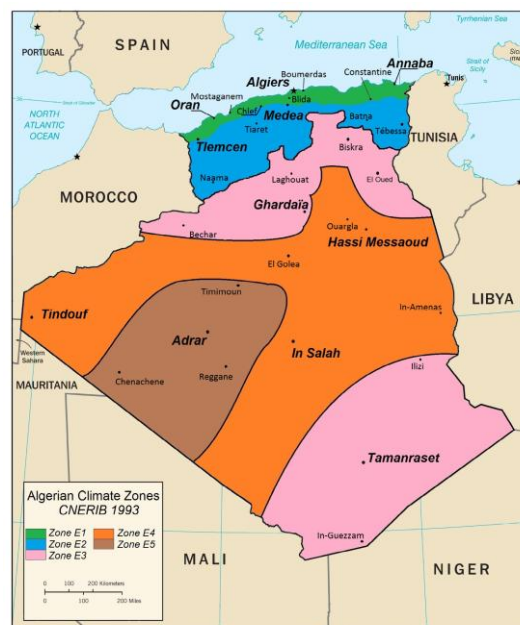


Ilustración 6. Zonas climáticas Argelia. CNERIB (1993).

En la siguiente tabla aparecen las medias de las temperaturas más bajas, más altas y medias del día registradas entre los años 1974 y 1984 durante el mes de Julio, siendo este el más cálido del año, por el CNERIB para las diferentes zonas climáticas E1, E2, E3, E4 y E5.

	Temperatura media (°C)	Temperatura media alta (°C)	Temperatura media baja (°C)
<b>E1: Zona costera</b>	24,2	30,6	18,4
<b>E2: Zona montañosa</b>	24,9	34,5	14,7
<b>E3: Presahara</b>	32,5	40,4	24,5
<b>E4: Sahara</b>	33,4	42,0	24,3
<b>E5: Sahara</b>	36,5	44,9	26,8

Tabla 2. Temperaturas medias registradas durante el mes de Julio entre los años 1974 y 1984. CNERIB (1993).

Para obtener la temperatura de diseño se utilizaran la temperatura media y la temperatura media alta del mes de Julio siendo 24,9 °C y 34,5 °C respectivamente las correspondientes a la zona E2.

### 3.2. Humedad relativa

Como ya se ha indicado anteriormente, las cerezas es un producto que necesita conservarse con una humedad relativa bastante alta. Argelia presenta una humedad relativa ambiente alta en el norte gracias a la presencia del mar. Mientras tanto según nos acercamos al interior del continente esta se reduce a una humedad características de climas desérticos.

Para obtener la humedad relativa de diseño se han tomado los datos de Benhabiles 2008 donde la zona norte de Argelia es dividida en 4 zonas climáticas A, B, C y D según su humedad y diferenciadas también según la altura respecto al mar. En el siguiente mapa vienen representadas.

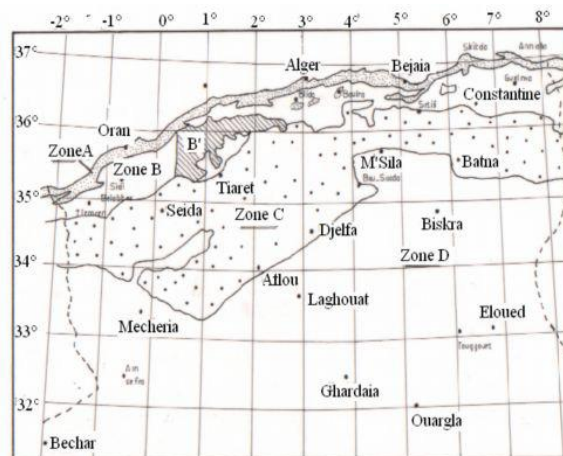


Ilustración 7. Zonas climáticas Argelia. Benhabiles (2008).

La provincia de Saida pertenece a la zona C, una zona intermedia entre la zona costera y la zona desértica. La provincia presenta una altura media respecto al mar de más de 1000 metros. En la siguiente tabla se observa las humedades relativas según las zonas y las alturas.

	Altura	Humedad relativa (%)
Zona A	< 500 m	44
	500 - 1000 m	40
	>1000 m	47
Zona B	< 500 m	30
	500 – 1000 m	28
	> 1000 m	28
Zona C	500 – 1000 m	18
	>1000 m	22
Zona D	< 500 m	11
	500 – 1000 m	13
	>1000 m	17

Tabla 3. Humedades relativas en las zonas climáticas de Argelia según su altura. Benhabiles (2008).

Siguiendo la tabla y teniendo en cuenta de que Saida pertenece a la zona C y tiene una altura superior media a los 1000 metros de altura, se utilizara 22 % como humedad relativa de diseño para las condiciones exteriores.

#### 4. CERRAMIENTO DE LAS CAMARAS

Las cámaras frigoríficas tienen en su interior una temperatura generalmente inferior a la temperatura ambiente por lo que necesitan tener un aislamiento adecuado con el objetivo de reducir las cargas térmicas para poder utilizar un equipo frigorífico de menor potencia obteniendo así un menor coste de la instalación.

Para ello, las paredes de las cámaras deben estar hechas de un material con una baja conductividad que limite dichas cargas.

A la hora de escoger las paredes de aislamiento en cuanto a material se debe tener en cuenta el coste del material y el espesor de aislamiento utilizando solo el material necesario para la reducción de cargas térmicas necesarias.

Además se deberá utilizar un material cuya construcción e instalación sea factible cumpliendo con las condiciones mecánicas necesarias de la cámara frigorífica.

Una manera sencilla de simplificar la instalación de los cerramientos es la colocación de paneles prefabricados. Estos poseen una fácil instalación entre ellos reduciendo la mano de obra y realizando así una construcción fiable y que cumpla con las condiciones mecánicas.

##### 4.1. Aislante

La espuma de poliuretano y la espuma de poliestireno son dos de los mejores aislantes en el mercado actual debido a su baja conductividad y a su bajo precio.

De entre estos dos materiales, la espuma de poliuretano presenta una menor conductividad que provocara una mayor resistencia a la diferencia de temperatura. Además la espuma de poliuretano garantiza una mayor estanqueidad y una menor absorción de agua lo que limitara los problemas que puedan ocurrir. Para este proyecto se utilizara el panel de espuma de poliuretano.

El poliuretano es un material sintético y duro que se fabrica a partir de procesos químicos de transformación de materias primas como el azúcar y el petróleo. De estas dos materias primas se obtiene los componentes poliol e isocianato, estos al mezclarse y después de su reacción, al aplicarse sobre el sitio deseado producen la espuma de poliuretano.

Por lo general hay dos tipos de aplicación, poliuretano proyectado y poliuretano inyectado siendo el primero aplicado en una superficie mientras que el poliuretano inyectado es aplicado en una cavidad.

La baja conductividad térmica del poliuretano produce mayor resistencia térmica respecto a otros materiales. Dicha baja conductividad se produce en la espuma de poliuretano gracias a la formación de una estructura de celdas y al gas en el interior de ellas.

El valor de la conductividad térmica de un elemento puede variar por diferentes factores como la humedad, la estanqueidad al aire y la suciedad. La presencia de humedad o suciedad o la entrada de aire hacen que aumente la conductividad del aislante. La espuma de poliuretano es un material resistente a estos factores, gracias a la permeabilidad al agua, su alto grado de estanqueidad y la difícil entrada de partículas a su estructura de celdas cerradas.

A partir del espesor y la conductividad se puede calcular la resistencia térmica total del poliuretano

$$R = \frac{e}{\lambda}$$

Ecuación 1

donde:

R es la Resistencia térmica en m<sup>2</sup>K/W.

e es el espesor en metros.

λ es la conductividad en W/mK.

Espesor (mm)	Conductividad W/mK			
	0,026	0,028	0,030	0,032
<b>80</b>	3,05	2,85	2,65	2,5
<b>100</b>	3,8	3,55	3,3	3,1
<b>120</b>	4,6	4,25	4	3,75
<b>150</b>	5,75	5,35	5	4,65
<b>180</b>	6,9	6,4	6	5,6
<b>200</b>	7,65	7,1	6,65	6,25

Tabla 4. Valores de la resistencia térmica en m<sup>2</sup>K/W

## 4.2. Panel

### Estructura panel

El tipo de panel escogido para realizar las paredes y el techo de la instalación de este proyecto es un panel sándwich prefabricado de espuma de poliuretano. Dicho panel está formado por dos

capas externas que protegen el interior donde se encuentra el material aislante de la espuma de poliuretano.

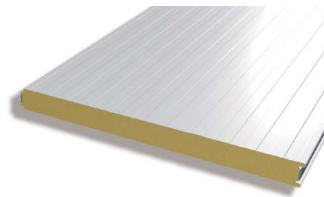


Ilustración 8. Ejemplo de panel sándwich.

Las capas exteriores utilizadas serán dos hojas finas metálicas de 0,5 mm tanto la exterior como la interior de acero galvanizado. Estas capas exteriores aportaran al panel una mayor resistencia mecánica frente a la deformación y a las cargas locales así como una mayor protección frente agentes externos como el agua o la suciedad.

### *Espesor*

Las cámaras positivas necesitan estar aisladas para limitar las cargas térmicas. Para ello se recomienda utilizar espesores de panel de espuma de poliuretano de entre 100 y 120 mm que limitarían las cargas térmicas con un coste no muy elevado garantizando así un mayor ahorro energético. En este caso debido a las posibles altas temperaturas exteriores en Argelia se escogerá el panel de 120 mm de espesor.

### *Tamaño*

El fabricante de los paneles METALPANEL suministrará los paneles con un ancho específico de longitud 1,125 m puesto que es su medida de fabricación. Las longitudes de los paneles corresponderán a las medidas de las cámaras adaptándose a ellas. Los paneles de pared medirán 7,88 metros como la medida de las paredes proyectadas y el techo al medir alrededor de 12x18 m necesitara al menos dos filas de panel de 6 metros puesto que una sola fila implicara la utilización de paneles de gran longitud que darán problemas mecánicos de flexión debido a las cargas. Por razones de transporte, los paneles en realidad tendrán una longitud de 5,95 metros. Esto es debido a que serán enviados en contenedores marítimos a Argelia. Una medida de panel de 6 metros dificultaría su almacenamiento en el contenedor marítimo y aumentarían los costes.

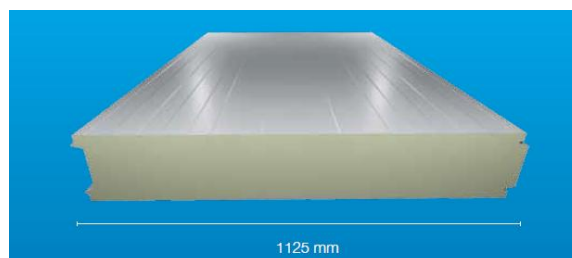


Ilustración 9. Ancho del panel sándwich.

### Unión

Para formar la pared entera o el techo, estos paneles necesitan unirse entre sí de una manera fiable y robusta. Para ello los bordes del panel irán fabricados en una forma macho y hembra facilitando así la unión entre ellos.

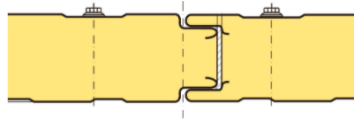


Ilustración 10. Unión panel sándwich.

### Densidad

La densidad del panel escogido para esta instalación será de alrededor de  $40 \text{ kg/m}^3$  pudiendo variar  $2 \text{ kg/m}^3$  arriba o abajo dependiendo de su fabricación.

### Conductividad

La transmitancia el panel de espesor de espesor de  $120 \text{ mm}$  es de  $0,18 \text{ W/m}^2\text{K}$  según los datos del proveedor por lo que se podría obtener la conductividad térmica:

$$0,12 \text{ m} \cdot 0,18 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} = 0,0216 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

### Resistencia y reacción al fuego

En el siguiente apartado el panel utilizado será clasificado según su comportamiento frente al fuego al ser un material de construcción y un elemento de la instalación según la normativa vigente en España.

En las siguientes tablas se analizara la siguiente clasificación para paredes y techos según la norma UNE-EN 13501-1.

La resistencia y la reacción al fuego de las paredes y los techos de las cámaras serán evaluadas según la contribución a la propagación del fuego, la opacidad de los humos y la caída de gotas o partículas.

Clasificación de la contribución a la propagación del fuego		
<b>A1</b>	No combustible	Sin contribución al fuego
<b>A2</b>	No combustible	Sin contribución al fuego
<b>B</b>	Combustible	Contribución muy baja al fuego
<b>C</b>	Combustible	Contribución baja al fuego
<b>D</b>	Combustible	Contribución media al fuego
<b>E</b>	Combustible	Contribución alta al fuego
<b>F</b>	Combustible	Sin clasificación

Tabla 5. Clasificación de la contribución a la propagación del fuego según la norma UNE-EN 13501-1.



Clasificación de la opacidad de los humos	
s1	Velocidad y cantidad baja
s2	Velocidad y cantidad media
s3	Velocidad y cantidad alta

Tabla 6. Clasificación de la opacidad de los humos según la norma UNE-EN13501-1.

Clasificación de caída de gotas o partículas	
d0	No se producen gotas o partículas
d1	Caída de gotas o partículas no inflamadas
d2	Caída de gotas o partículas inflamadas

Tabla 7. Clasificación de caída de gotas o partículas según la norma UNE-EN13501-1.

Según la información del fabricante del panel, su material es clasificado como B s2 d0. Con los datos de las tablas anteriores se obtiene la reacción y la resistencia al fuego del panel siendo este un material combustible pero con una contribución muy baja al fuego, con una producción de humos media y sin producción de gotas o partículas tóxicas.

En el caso de incendio en la instalación el material del panel tendría una contribución muy baja al fuego con una producción de humos media por lo que la instalación contaría con una buena prevención contra el fuego.

### *Prestaciones mecánicas*

El techo de la cámara deberá ser capaz de resistir las cargas que podrían originar problemas de flexión en el techo que pongan en peligro la estructura de la instalación y originen huecos que aumenten la transferencia de calor entre el interior y el exterior.

En la siguiente tabla se puede apreciar las sobrecargas que aguantarían los paneles del proveedor según su longitud y espesor, no considerando las situaciones en las que el panel soporte una gran sobrecarga e indicando que paneles no podrían soportar ninguna carga sin riesgo de flexión y no recomendando su uso.

Sobrecarga de uso para panel frigorífico (kg/m <sup>2</sup> )						
Espesor (mm)	Longitud del panel (m)					
	2	3	4	5	6	7
80	350	264	155	79	x	x
100	-	320	182	120	82	x
120	-	365	233	155	102	x
150	-	422	296	195	128	x
180	-	-	357	241	175	121
200	-	-	392	278	203	145

Tabla 8. Sobrecarga de uso para panel frigorífico entre dos apoyos según el fabricante Metalpanel.

De la tabla sabiendo que el panel de las cámaras proyectadas es de 120 mm de espesor y 6 metros de longitud se conoce que el valor de las sobrecargas que es capaz de soportar el panel es de  $102 \text{ kg/m}^2$ , siendo la sobrecarga máxima soportada por cada panel en kg de:

$$1,125 \text{ m} \cdot 6 \text{ m} \cdot 102 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} = 688,5 \text{ kg}$$

Siendo esta masa demasiado peso a considerar por lo que el panel no tendrá riesgos ante las sobrecargas y los problemas de flexión.

#### 4.3. Suelo

Al ser una cámara positiva a  $0^\circ\text{C}$  la diferencia de temperatura entre el interior de la cámara y el suelo no es tan grande como en otras cámaras negativas de  $-20^\circ\text{C}$ . Por lo que aislar esta parte no produciría tanto ahorro energético y limitaríamos los costes de la instalación realizando un proyecto más económico. En su lugar el suelo estará formado por una capa de hormigón de 50 cm que aislaría la temperatura del suelo exterior.

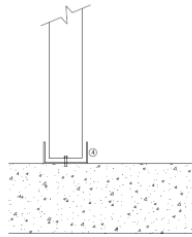


Ilustración 11. Representación de la posición del panel sándwich y el suelo.

#### 4.4. Accesorios

##### *Remateria metálica: Perfil en U*

Los perfiles en U están fabricados en acero galvanizado y son utilizados en el montaje de paneles sándwich en el suelo facilitando la acción del montaje. Este tipo de perfil es usado cuando la cámara no tiene suelo frigorífico.

Las medidas de los perfiles en U para adaptarse al panel serán de 50x120x50mm.

Serán adquiridos con una longitud de 3 metros de largo.

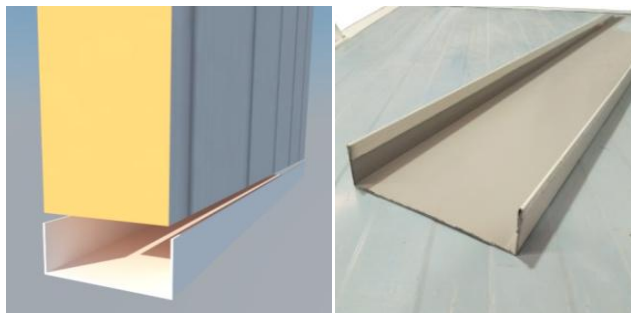


Ilustración 12. Perfil en U.

### *Perfil cóncavo sanitario*

Perfil diseñado para tapar las juntas en el interior de las cámaras frigoríficas con el objetivo de eliminar los ángulos rectos donde es más fácil que la suciedad se acumule. La base está fabricada en aluminio aportando resistencia a las uniones entre los paneles y el perfil fabricado en PVC.

En este proyecto este tipo de perfil será usado para las juntas entre las esquinas de pared-pared y las de pared-techo.

Serán adquiridos con una longitud de 4 metros de largo.



Ilustración 13. Perfil cóncavo sanitario.

### *Remateria metálica: Perfil en L exterior*

Perfil fabricado en acero lacado con una forma angular que le permite ser utilizado en múltiples aplicaciones.

Sera usado para aumentar la resistencia de la unión entre las esquinas pared-pared y pared-techo desde la parte exterior siendo resistente a la abrasión, el desgaste y la corrosión.

Serán adquiridos con una longitud de 3 metros de largo.

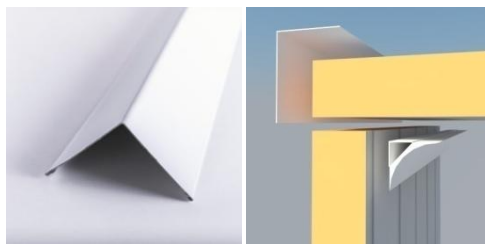


Ilustración 14. Perfil en L.

### *Perfil de suspensión*

Este tipo de perfil es usado cuando se necesita un apoyo extra uniendo dos paneles. Con este perfil se evita el uso de paneles de gran tamaño y da una mayor resistencia al cerramiento de la cámara haciendo posible que pueda resistir más peso.

El perfil de suspensión se utiliza para suspender los paneles del techo por medio de varillas metálicas estableciendo una conexión entre el techo de la cámara y la estructura del edificio que será la encargada de soportar las cargas.

Este tipo de perfiles poseen una gran robustez y un fácil montaje

Serán adquiridos con una longitud de 4 metros de largo.

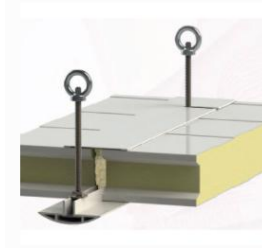


Ilustración 15. Perfil de suspensión.

### *Chinos para sustentación de techos*

Este elemento es usado para la sujeción de techos estando conectado por varillas a la estructura del edificio. Su uso evita la flexión de los paneles de gran longitud aumentando así la resistencia mecánica del cerramiento y aumentando la capacidad de carga.

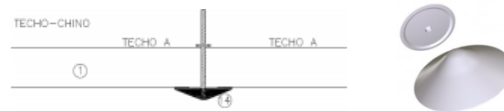


Ilustración 16. Chinos para la sustentación de techos.

### *Silicona*

La silicona será utilizada para el sellado de las juntas machihembradas entre paneles y en las juntas entre paneles y puertas. Este tipo de silicona tendrá un carácter antibacteriano lo que impedirá la acumulación de suciedad en las juntas produciendo un entorno limpio en el interior de las cámaras y reduciendo pérdidas de calor además de aportar estanqueidad a la cámara.

### *Espuma de poliuretano*

La espuma de poliuretano será utilizada para el sellado de las juntas entre paneles y entre los paneles y las puertas. Puesto que es espuma de poliuretano, reducirá la conductividad y las filtraciones que pudiera haber en las juntas entre paneles.

## **4.5. Puertas**

Las cámaras contarán con una puerta corredera cada una. Este tipo de puertas proporcionarán una fácil apertura de las puertas ocupando un espacio despreciable durante su apertura facilitando así la entrada y salida de las cargas.



Ilustración 17. Imágenes de puertas correderas

Este tipo de puertas están diseñadas para ser utilizadas en cámaras de conservación, cámaras de congelación y túneles de congelación. Gracias a sus grandes dimensiones permite el paso de maquinaria como carretillas mecánicas a través de ellas.

La puerta posee un marco de aluminio extrusionado en L con doble rotura de puente térmico. Este marco se adapta a cualquier espesor de panel de las paredes.

La hoja de la puerta está formada por dos chapas metálicas de aluminio y un núcleo con espuma PIR (poliuretano de poliisocianurato).

Estas puertas cuentan con un alto grado de hermeticidad y aislamiento cuando están cerradas, impidiendo el paso de aire del exterior y disminuyendo la conductividad. Dicho cierre se realizara de manera manual.

Las puertas se abrirán de manera paralela a la pared por medio de dos guías, una encima de la puerta y la otra debajo pudiendo desplazarse la puerta a lo largo de las guías gracias al carro de rodamientos.

Los perfiles de las guías tanto la superior como la inferior están fabricados en aluminio y con rodaduras de polietileno.

La puerta incluirá un paso de carretilla y un cubreguías de aluminio para mantener un ambiente limpio.

Las medidas de las puertas serán de 250 cm de largo y 300 cm de alto con el objetivo de garantizar la entrada y la salida de carretillas motorizadas transportando la carga.

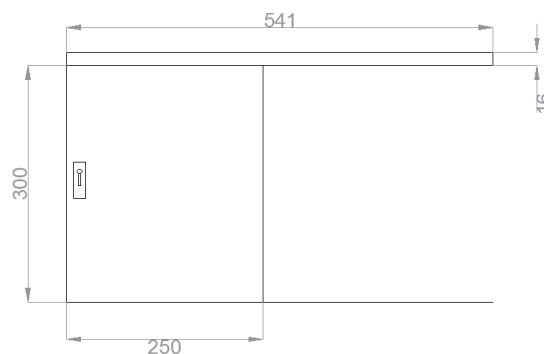


Ilustración 18. Medidas de la puerta corredera.

#### 4.6. Unidades para el cerramiento de la cámara frigorífica

##### Panel

- Paredes:

2 paredes de 23,86 m de largo y 3 paredes de 18,90 m de largo. Con 7,88 m de altura ambas.

$$\frac{23,86 \text{ metros/pared}}{1,125 \text{ metros/panel}} \cdot 2 \text{ paredes} \approx 44 \text{ paneles}$$

$$\frac{18,9 \text{ metros/pared}}{1,125 \text{ metros/panel}} \cdot 3 \text{ paredes} \approx 51 \text{ paneles}$$

$$44 + 51 = 95 \text{ paneles}$$

Se requerirán 95 paneles de 7,88 metros de largo para las paredes.

- Techo:

Techo de la cámara 18,9 metros de largo y 11,9 metros de ancho.

$$\frac{18,9 \text{ metros/fila}}{1,125 \text{ metros/panel}} \cdot 4 \text{ filas} \approx 68 \text{ paneles}$$

Se requerirán 68 paneles de 5,95 metros de largo para el techo.

##### Perfil en U

2 paredes de 24 m de largo y 3 paredes de 18 metros de largo.

$$\frac{23,86 \text{ metros/pared}}{3 \text{ metros/perfil}} \cdot 2 \text{ paredes} \approx 16 \text{ perfiles}$$

$$\frac{18,9 \text{ metros/pared}}{3 \text{ metros/perfil}} \cdot 3 \text{ paredes} \approx 19 \text{ perfiles}$$

$$19 + 16 = 35 \text{ perfiles}$$

Se requerirán 35 perfiles U.

##### Perfil cóncavo sanitario

4 esquinas de 11,75 metros de ancho, 4 esquinas de 18,66 metros de largo y 8 esquinas de 7,88 metros de altura.

$$\frac{11,75 \text{ metros/esquina}}{4 \text{ metros/perfil}} \cdot 4 \text{ esquinas} \approx 12 \text{ perfiles sanitarios}$$

$$\frac{18,66 \text{ metros/esquina}}{4 \text{ metros/perfil}} \cdot 4 \text{ esquinas} \approx 20 \text{ perfiles sanitarios}$$

$$\frac{7,88 \text{ metros/esquina}}{4 \text{ metros/perfil}} \cdot 8 \text{ esquinas} \approx 16 \text{ perfiles sanitarios}$$

$$12 + 20 + 16 = 48 \text{ perfiles sanitarios}$$

Se requerirán 48 perfiles cóncavos sanitarios.

### Perfil exterior en L

2 esquinas de 24 metros de ancho, 2 esquinas de 18 metros de largo y 4 esquinas de 7 metros de altura.

$$\frac{23,86 \text{ metros/esquina}}{3 \text{ metros/perfil}} \cdot 2 \text{ esquinas} \approx 16 \text{ perfiles exteriores}$$

$$\frac{18,9 \text{ metros/esquina}}{3 \text{ metros/perfil}} \cdot 2 \text{ esquinas} \approx 13 \text{ perfiles exteriores}$$

$$\frac{7,88 \text{ metros/esquina}}{3 \text{ metros/perfil}} \cdot 4 \text{ esquinas} \approx 12 \text{ perfiles exteriores}$$

$$16 + 13 + 12 = 41 \text{ perfiles exteriores}$$

Se requerirán 41 perfiles exteriores.

### Perfil de suspensión

2 techos de 18,66 metros de largo

$$\frac{18 \text{ metros/techo}}{4 \text{ metros/perfil}} \cdot 2 \text{ techos} \approx 10 \text{ perfiles omega}$$

Se requerirán 10 perfiles de suspensión.

### Resumen de los cerramientos

Elemento	Medidas (m)	Espesor (mm)	Cantidad
Panel pared	1,125x7,88	120	95
Panel techo	1,125x5,95	120	68
Perfil U	3	50x120x50	35
Perfil sanitario	4	-	48
Perfil exterior	3	50x150	41
Perfil de suspensión	4	-	10
Puerta	2,5x3	100	2

Tabla 9. Resumen de las unidades de los cerramientos.

## 5. ALMACENAMIENTO DE LAS CEREZAS

La empresa promotora posee varias plantaciones de cerezos con un área total de 160 hectáreas situadas en un radio de alrededor 50 km al sur de la ciudad de Saida.



Ilustración 19. Una de las plantaciones de cerezos en Saida.

Según los datos de años anteriores proporcionados por el promotor durante la temporada de cosecha cada hectárea de cerezos proporciona 10 toneladas de cerezas a tratar considerando que hay cerezas que han sido desechadas porque no se encontraban en condiciones de continuar con el proceso por no cumplir los requisitos de calidad requeridos a la hora de cosechar.

$$190 \text{ hectareas} \times 10 \frac{\text{toneladas}}{\text{hectarea}} = 1900 \text{ toneladas a tratar}$$

La temporada de recolección de la cereza se produce durante la primavera en los meses de Marzo, Abril y Mayo dependiendo del año.

Durante este periodo de tiempo, se produce un trabajo intensivo llegando a producirse largas jornadas laborales de 6 o 7 días a la semana que comienzan antes del amanecer y que concluyen hasta entrada la noche.

La cosecha debe completarse en el menor tiempo posible cuando los frutos han alcanzado su etapa de maduración ideal para obtener una cosecha homogénea y que las cerezas no sean recolectadas demasiado maduras.

Para ello el promotor espera recolectar las 190 hectáreas de cerezos en un tiempo estimado de 45 días, considerando las condiciones climatológicas adversas que se pueden producir.

Sabiendo el tiempo de cosecha se puede obtener la cantidad de cerezas recogidas por día.

$$\frac{1.900 \text{ toneladas}}{45 \text{ días}} = 42,22 \frac{\text{toneladas}}{\text{día}}$$

Conociendo las toneladas de cerezas de entrada diarias y las dimensiones de las cámaras de conservación es posible dimensionar el equipo frigorífico necesario para dicha conservación.

El promotor cuenta con los campos de cerezos próximos a la nave donde se encuentra la instalación frigorífica de conservación de las cerezas. Esto quiere decir que las cerezas pueden ir llegando al almacén en periodos cortos de tiempo ofreciendo una llegada continua del producto.

En la recolección, las cerezas son recogidas en cajas cosecheras  $\frac{3}{4}$  con unas medidas de 600 mm de largo, 400 mm de ancho y 240 mm de altura pudiendo albergar una capacidad de 18 kg de cerezas.





Ilustración 20. Caja cosechera

Este tipo de cajas están hechas de plástico y están diseñadas para soportar impactos y tener una gran resistencia a la deformación siendo así útiles durante la recolecta y el transporte soportando así impactos o movimientos bruscos que podrían dañar las cerezas y su calidad.

Estas cajas tienen agarraderas que facilitan su manipulación. Además tienen una base que facilita su apilado llegando a ser útil durante la recolecta al mantener todas las cajas juntas, durante su transporte al minimizar el espacio utilizado e impedir movimientos bruscos e impactos entre ellas y sobre todo para su almacenamiento siendo posible almacenar varias filas de cajas.

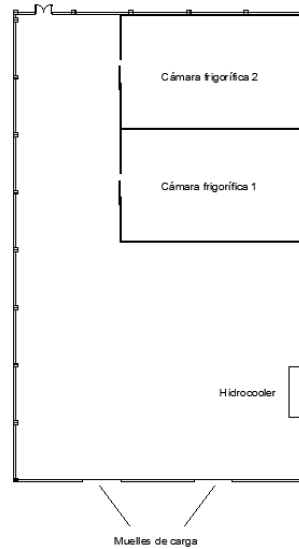
Las cajas también poseen ranuras tanto en los laterales como en la base. Estas ranuras tienen la función de mantener el producto aireado, facilitando así su conservación durante la cosecha y el transporte. Estas ranuras además de tener la función de airear el producto, serán útiles a la hora de utilizar el hidrocooler puesto que dejara caer el agua entre las cajas pudiéndose reutilizar y minimizando el consumo de agua.

Las cajas cosecheras una vez recibidas en la nave almacén serán tratadas en el sistema de hidrocooling. Posteriormente, pueden tener uno de estos dos caminos: ser enviadas a las cámaras frigoríficas directamente o ser enviadas a la línea de producción.

Si sucediera algún problema en el sistema de hidrocooling o una gran acumulación de producto, las cajas cosecheras deberían enviarse a las cámaras frigoríficas con el objetivo de mejorar su conservación.

### **5.1. Espacio de trabajo**

El espacio de trabajo donde se encuentran las cámaras, la línea de producción y el sistema de hidrocooling para la conservación de las cerezas tiene conexión con el exterior a través de dos muelles de carga. El área inmediatamente alrededor de los muelles de carga estará reservada para un almacenamiento temporal del producto recién llegado de la cosecha o del producto que vaya a abandonar la nave hacia sus destinos. El sistema de hidrocooling estará situado a la derecha cerca de los muelles de carga puesto es el primer destino de las cerezas.



**Ilustración 21. Espacio de trabajo de las cerezas.**

## 5.2. Línea de producción

En la línea de producción las cerezas serán lavadas y recibirán los tratamientos adecuados para cumplir con los requisitos de calidad. A su vez serán seleccionadas según aspectos como su tamaño y su color y serán desechadas las cerezas que no cumplan con los requisitos de calidad y que tengan defectos. Además se retirará todo el material sobrante como pueden ser las hojas u otros restos orgánicos.

El paso de las cerezas por la línea de producción se puede producir tras salir del hidrocooler o el día que vayan a abandonar la nave y sean transportadas.

Para el cálculo de las cargas y para realizar un estudio homogéneo en el que no haya distinción entre las cerezas que tras pasar por el hidrocooler van a las cámaras o a la línea de producción se supondrá que se respeta la cadena de frío y que el ambiente de la línea de producción está preparado para mantener la temperatura de las cerezas.

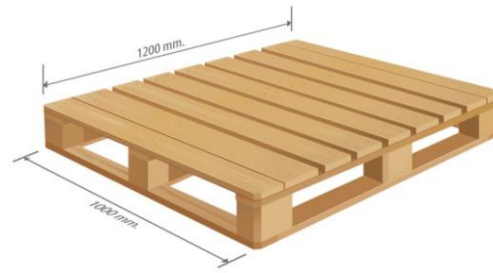
## 5.3. Paletizado

Desde la cosecha las cajas cosecheras son apiladas en palets con el objetivo de facilitar su manipulación y su transporte puesto que son fácilmente cargadas en el camión que las llevara a la nave almacén. En el almacén, las cajas son trasladadas y manipuladas fácilmente gracias a los palets. El hidrocooler también estará habilitado para recibir la carga en palets.

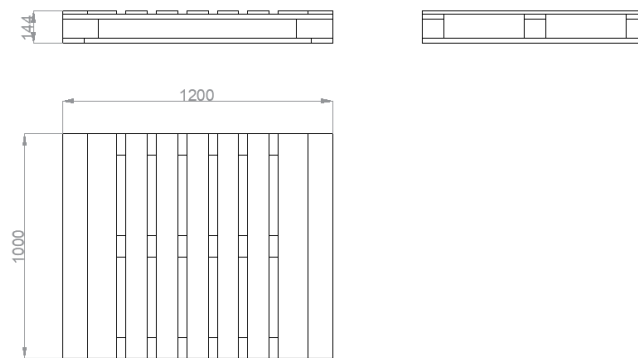
En la nave se podrán utilizar dos tipos de palet que se ajustaran a las necesidades del cliente.

### *Palet americano*

El palet americano tiene unas medidas de 1.200 mm de largo, 1.000 mm de ancho y 144 mm de altura.



**Ilustración 22. Ejemplo de palet americano.**



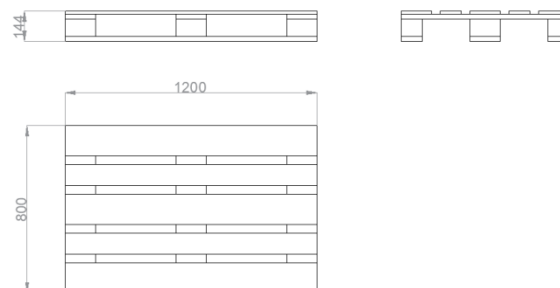
**Ilustración 23. Medidas palet americano.**

### **Palet europeo**

El palet europeo tiene unas medidas de 1200 mm de largo, 800 mm de ancho y 144 mm de altura.



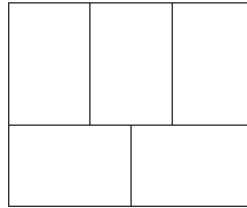
**Ilustración 24. Ejemplo de palet europeo.**



**Ilustración 25. Medidas de palet europeo.**

### *Distribución de cajas en el palet*

- Palet americano



**Ilustración 26.** Distribucion de las cajas en el palet americano.

En el palet americano caben 5 cajas cosecheras por altura.

- Palet europeo



**Ilustración 27.** Distribución de las cajas en el palet europeo.

En el palet europeo caben 4 cajas cosecheras por altura.

### *Altura de los palets con carga*

La altura de los palets dentro de las cámaras dependerá del medio de transporte en el que llegue o abandone la nave la carga.

De esta manera se evitan trabajos de manipulación extra reduciendo los tiempos de trabajo en la nave.

Teniendo en cuenta que la altura de una caja de camión es de 2,6 metros y de que la paletización se realiza de forma manual, se estima una altura de la carga de 1,7 metros permitiendo así un fácil apilamiento dentro de la cámara.

Altura de los palets:

$$\frac{1,7 \text{ metros}}{0,24 \text{ metros/altura}} = 7,08 \text{ alturas de cajas}$$

Peso palet americano:

$$18 \frac{\text{kg}}{\text{caja}} \cdot 5 \frac{\text{cajas}}{\text{altura}} \cdot 7 \text{ alturas} = 630 \text{ kg}$$

Peso palet europeo:

$$18 \frac{kg}{caja} \cdot 4 \frac{cajas}{altura} \cdot 7 alturas = 504 kg$$



Ilustración 28. Palet con filas de carga.

### Resumen paletizado

Tipo de caja	Tipo de palet	Numero de cajas base	Numero de alturas	Numero de cajas palet	Peso total palet (kg)	Altura total palet (m)
Cosechera	Europeo	4	7	28	504	1,824
	Americano	5	7	35	630	1,824

Tabla 10. Resumen paletizado.

#### 5.4. Distribución de la cámara

Para la distribución de la cámara se considerara el espacio de un palet americano, sustituyéndose este espacio por un palet europeo en caso de ser necesario.

Para aprovechar el máximo espacio posible los palets con las cerezas serán almacenados sin pasillos de circulación estando a una pequeña distancia unos de otros.

A la entrada de la cámara se dejara un espacio para que las carretillas motorizadas puedan realizar maniobras.

Con el objetivo de facilitar la manipulación de los palets y su transporte dentro de la cámara y aprovechar el espacio lo máximo posible, los palets serán elevados por su largo de 1,2 metros, por lo que ese lado del palet se distribuirá a lo largo de los 11,75 metros de ancho de la cámara.

Entre los 12 metros de ancho de la cámara se dispondrá una fila de 8 palet, quedando un hueco de 23 cm entre cada carga y 27 cm entre la carga y las paredes de la cámara.

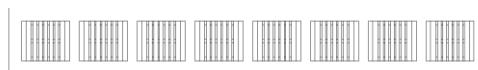


Ilustración 29. Ejemplo del número de palets por fila.

En los 18,66 metros de largo de la cámara se reservaran 6,16 metros para que las carretillas elevadoras puedan realizar maniobras.

En los 12,5 metros restantes se dispondrán columnas de 10 palets de lado 1 metros, quedando un hueco de 25 cm entre cada carga y entre la carga y las paredes de la cámara.



Ilustración 30. Ejemplo del número de palets por columna.

En el espacio de la entrada también se podrán colocar 2 columnas de 4 palets en cada lateral dejando suficiente espacio para maniobrar.

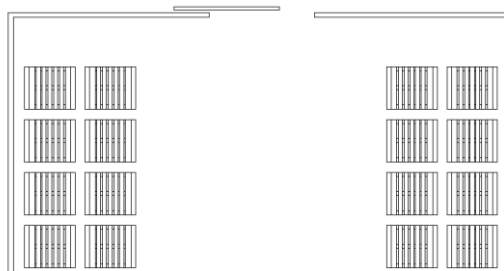


Ilustración 31. Distribución de los palets en el espacio de la entrada.

Cada cámara tendrá una capacidad máxima de 96 bases de palet.

$$8 \frac{\text{palets}}{\text{fila}} \cdot 10 \text{ filas} + 4 \frac{\text{palets}}{\text{columna lateral}} \cdot 4 \text{ columnas laterales} = 96 \text{ bases de palet}$$

### Altura total

Con el objetivo de garantizar un almacenamiento seguro y estable se almacenaran los palets a tres alturas obteniendo así un alto grado de estabilidad y seguridad según el Instituto Nacional de Seguridad, Salud y Bienestar en el Trabajo (2018).

		NIVELES	
		ALTURA	ESTABILIDAD
INESTABILIDAD	0	6 MÓDULOS	0
ESTABILIDAD CRÍTICA	2	5 MÓDULOS	2
	4	4 MÓDULOS	4
ESTABILIDAD GARANTIZADA	6	3 MÓDULOS	6
	8	2 MÓDULOS	8
	10	1 MÓDULOS	10

Nivel de estabilidad = 0 ESTABILIDAD MUY BAJA/ RIESGO ALTO  
 Nivel de estabilidad = 2 o 4 INESTABILIDAD MEDIA/ RIESGO MEDIO  
 Nivel de estabilidad = 6, 8 o 10 ESTABILIDAD GARANTIZADA/ RIESGO BAJO

Ilustración 32. Estabilidad de la carga de los palets según el número de módulos. Instituto Nacional de Seguridad, Salud y Bienestar en el Trabajo (2018)

$$0,144 \text{ metros} + 0,24 \frac{\text{metros}}{\text{altura}} \cdot 7 \text{ alturas} = 1,824 \frac{\text{metros}}{\text{palet}}$$

$$3 \text{ palets} \cdot 1,824 \frac{\text{metros}}{\text{palet}} = 5,472 \text{ metros}$$



Ilustración 33. Tres módulos de palets.

### Capacidad total de la cámara

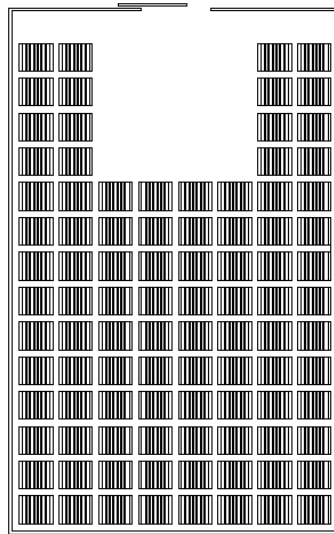
El número de palets total de la cámara frigorífica será:

$$3 \text{ alturas} \cdot 96 \frac{\text{palets}}{\text{altura}} = 288 \text{ palets por cámara}$$

La capacidad máxima de la cámara será de 288 palets.

Se espera que cada día se recolecten 42,22 toneladas. La entrada diaria será de 67 palets entre las dos cámaras.

$$\frac{42222 \text{ kg}}{630 \text{ kg/palet}} = 67,02 \text{ palets.}$$



**Ilustración 34. Distribución de las cargas paletizadas en una cámara frigorífica.**

$$\text{Cantidad máxima de cerezas en una cámara} = 288 \text{ palets} \cdot 630 \frac{\text{kg}}{\text{palet}} = 181.440 \text{ kg}$$

Con lo cual la cantidad máxima de cerezas en las dos cámaras será de 362.860 kg.

### **Manipulación de los productos**

Para facilitar el transporte y la manipulación de las cargas durante la entrada y salida de los productos se recomiendan que vayan entrando y saliendo los productos por 2 columnas, facilitando así el trabajo y realizando una mejor labor de seguimiento.

La manipulación y transporte de los productos tanto en el interior de las cámaras frigoríficas como en el exterior de ellas podrá realizarse con carretillas motorizadas elevadoras. Dichas carretillas podrán manipular y transportar fácilmente las cargas paletizadas por medio de dos horquillas.

Estas carretillas pueden elevar y descender las cargas paletizadas con las horquillas. Este movimiento es realizado gracias a que las horquillas se desplazan verticalmente por un mástil situado en la parte delantera de la carretilla.

Las carretillas podrán desplazarse tanto hacia delante como marcha atrás gracias a su motor que podrá ser térmico o eléctrico.

Las carretillas elevadoras deberán soportar cargas de 630 kg de peso y poder elevar las cargas a 3,792 metros de altura. También deberán poder circular por un espacio de 1,7 metros en caso de ser necesario.



## 6. CARGAS TÉRMICAS EN LAS CÁMARAS FRIGORÍFICAS

El estudio de las cargas térmicas determinara la potencia frigorífica necesaria de la instalación.

Los cálculos de las cargas térmicas se realizaran en función de las peores condiciones posibles con el objetivo de satisfacer la demanda en caso de que se dé en esas condiciones.

### 6.1. Cálculos previos

#### *Temperatura exterior*

Previamente se ha obtenido la temperatura exterior media máxima en el mes más cálido con la que se trabajara para obtener un estudio con las peores condiciones posibles.

Sin embargo la temperatura de diseño no actuara de igual forma en todas las partes de la cámaras y dependerá de la orientación a la que estén expuestas.

Para corregir la temperatura exterior se utilizara la siguiente tabla del *Reglamento de seguridad para instalaciones frigoríficas (2019)*:

Orientación	Temperatura de exterior de cálculo corregida
Norte	$T_{ext}$
Sur	$T_{ext} + 5$
Este	$T_{ext} + 5$
Oeste	$T_{ext} + 10$
Techo	$T_{ext} + 15$
Paredes interiores	$T_{ext} - 4$

Tabla 11. Corrección de temperatura. Reglamento de seguridad para instalaciones frigoríficas (2019):

Las cámaras frigoríficas de la instalación tienen una pared orientada al este que limita con la pared de la nave almacén. El promotor no proporciona información acerca de la pared de la nave almacén por lo que se considerara la temperatura exterior de pared este. El resto de paredes son interiores.

La pared que divide las dos cámara se considerara como pared interior considerando el caso de que una de las dos cámaras no esté trabajando.

El techo de las cámaras estará próximo al techo de la nave almacén. El promotor no proporciona información acerca del techo de la nave almacén por lo que se considerara la temperatura de techo exterior.

El suelo no cuenta con vacío sanitario y para obtener su valor se tomara la correlación de la *Guía técnica Condiciones Climáticas Exteriores de Proyecto del Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía* tomando la temperatura ambiente media del mes de Julio 29,4°C de referencia.

$$T_{terreno} = 0,0068 \cdot T_{amb}^2 + 0,963 \cdot T_{amb} + 0,6865 = 34,88 \text{ } ^\circ\text{C}$$

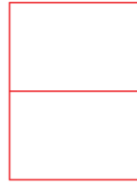


Tabla 12. Paredes de las cámaras frigoríficas. En rojo las paredes interiores, en azul las paredes exteriores.

Sabiendo la temperatura exterior máxima media en el mes más cálido en la región de Saida es de 34,5°C se obtienen las temperaturas exteriores de diseño.

Cerramiento	Temperatura de diseño (°C)
Pared este	39,5
Paredes interiores	30,5
Techo	49,5
Suelo	34,88

Tabla 13. Temperaturas de diseño.

### Transmitancia térmica total

La transmitancia térmica total viene dada por la expresión:

$$U = \frac{1}{R_t}$$

Ecuación 2

siendo  $R_t$  la resistencia térmica total en  $m^2K/W$ .

- Transmitancia térmica paredes, techos y puertas.

$R_t$  para paredes, techos y puertas viene dada por la fórmula:

$$R_t = R_{si} + R_{panel} + R_{se}$$

Ecuación 3

Siendo:

$R_{panel}$  la resistencia térmica del panel en  $m^2K/W$ .

$R_{si}$  y  $R_{se}$  las resistencias térmicas superficiales correspondientes al aire interior y exterior respectivamente en  $m^2K/W$ .

$R_{panel}$  viene dado por la fórmula:

$$R_{panel} = R_{chapa} + R_{espuma} + R_{chapa}$$

Ecuación 4

donde  $R_{chapa}$  y  $R_{espuma}$  son las resistencias térmicas de la chapa de acero y de la espuma de poliuretano respectivamente en  $m^2K/W$ .

El fabricante del panel aporta la transmitancia total del panel de espesor 120 mm y con ella se puede calcular la resistencia térmica del panel con la formula:

$$R_{panel} = \frac{1}{U_{panel}} = \frac{1}{0,18 \frac{W}{m^2K}} = 5,55 \frac{m^2K}{W}$$

El fabricante de la puerta aporta la transmitancia total de la puerta y con ella se puede calcular la resistencia térmica de la puerta con la formula:

$$R_{panel\ puerta} = \frac{1}{U_{panel\ puerta}} = \frac{1}{0,22 \frac{W}{m^2K}} = 4,54 \frac{m^2K}{W}$$

Los valores de  $R_{si}$  y  $R_{se}$  vienen dados por la siguiente tabla del documento *Cálculo de parámetros característicos de la envolvente* (2020) del CTE.




Posición del cerramiento		$R_{se}$	$R_{si}$
Cerramientos verticales o con pendiente sobre la horizontal $>60^\circ$		0,04	0,13
Cerramientos horizontales o con pendiente sobre la horizontal $\leq 60^\circ$		0,04	0,10
Cerramientos horizontales		0,04	0,17

Tabla 14. Resistencias térmicas superficiales interiores y exteriores. Cálculo de parámetros característicos de la envolvente (2020).

La siguiente tabla muestra un resumen de las resistencias térmicas y transmitancias de los cerramientos:

Cerramiento	$R_a$ ( $m^2K/W$ )	$R_{si}$ ( $m^2K/W$ )	$R_{se}$ ( $m^2K/W$ )	$R_t$ ( $m^2K/W$ )	$U$ ( $W/m^2K$ )
Pared interior	5,55	0,13	-	5,68	0,176
Pared exterior	5,55	-	0,04	5,59	0,179
Techo	5,55	-	0,04	5,59	0,179
Puertas	4,54	0,13	-	4,67	0,214

Tabla 15. Resistencias térmicas y transmitancias de los cerramientos.

- Transmitancia térmica suelo.

Para obtener una transmitancia térmica del suelo de referencia se utilizara el método proveniente del *Cálculo de parámetros característicos de la envolvente* (2020). Dicho método de cálculo precisa de la siguiente tabla.

B'	R <sub>a</sub>	D = 0.5 m					D = 1.0 m					D ≥ 1.5 m				
		R <sub>s</sub> [m <sup>2</sup> ·K/ W]					R <sub>s</sub> [m <sup>2</sup> ·K/ W]					R <sub>s</sub> [m <sup>2</sup> ·K/ W]				
	0,00	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50
1	2,35	1,57	1,30	1,16	1,07	1,01	1,39	1,01	0,80	0,66	0,57	-	-	-	-	-
2	1,56	1,17	1,04	0,97	0,92	0,89	1,08	0,89	0,79	0,72	0,67	1,04	0,83	0,70	0,61	0,55
3	1,20	0,94	0,85	0,80	0,78	0,76	0,88	0,76	0,69	0,64	0,61	0,85	0,71	0,63	0,57	0,53
4	0,99	0,79	0,73	0,69	0,67	0,65	0,75	0,65	0,60	0,57	0,54	0,73	0,62	0,56	0,51	0,48
5	0,85	0,69	0,64	0,61	0,59	0,58	0,65	0,58	0,54	0,51	0,49	0,64	0,55	0,50	0,47	0,44
6	0,74	0,61	0,57	0,54	0,53	0,52	0,58	0,52	0,48	0,46	0,44	0,57	0,50	0,45	0,43	0,41
7	0,66	0,55	0,51	0,49	0,48	0,47	0,53	0,47	0,44	0,42	0,41	0,51	0,45	0,42	0,39	0,37
8	0,60	0,50	0,47	0,45	0,44	0,43	0,48	0,43	0,41	0,39	0,38	0,47	0,42	0,38	0,36	0,35
9	0,55	0,46	0,43	0,42	0,41	0,40	0,44	0,40	0,38	0,36	0,35	0,43	0,39	0,36	0,34	0,33
10	0,51	0,43	0,40	0,39	0,38	0,37	0,41	0,37	0,35	0,34	0,33	0,40	0,36	0,34	0,32	0,31
12	0,44	0,38	0,36	0,34	0,34	0,33	0,36	0,33	0,31	0,30	0,29	0,36	0,32	0,30	0,28	0,27
14	0,39	0,34	0,32	0,31	0,30	0,30	0,32	0,30	0,28	0,27	0,27	0,32	0,29	0,27	0,26	0,25
16	0,35	0,31	0,29	0,28	0,27	0,27	0,29	0,27	0,26	0,25	0,24	0,29	0,26	0,25	0,24	0,23
18	0,32	0,28	0,27	0,26	0,25	0,25	0,27	0,25	0,24	0,23	0,22	0,27	0,24	0,23	0,22	0,21
≥20	0,30	0,26	0,25	0,24	0,23	0,23	0,25	0,23	0,22	0,21	0,21	0,25	0,22	0,21	0,20	0,20

Tabla 16. Transmitancias térmicas del suelo.

U<sub>s</sub> se obtiene en función de los valores de la resistencia térmica del aislante R<sub>a</sub>, el ancho de la banda del aislante perimétrico D y la longitud característica de la solera B'.

En este caso la solera no precisa de aislamiento térmico por lo que se tomara el valor R<sub>a</sub>=0.

La longitud característica B' viene dada por la siguiente expresión:

$$B' = \frac{A}{\frac{1}{2}P}$$

Ecuación 5

donde P es la longitud del perímetro expuesto de la solera (m) y A es el área de la solera (m<sup>2</sup>).

Siendo la cámara de 11,75x18,66 m tiene una superficie total de 219,26 m<sup>2</sup> y un perímetro de 60,82 m por lo que la longitud característica será:

$$B' = \frac{219,26 \text{ m}^2}{\frac{1}{2} \cdot 60,82 \text{ m}} = 7,11 \text{ m}$$

De la tabla cogemos el valor en el que sucedan las peores condiciones por lo que se utiliza B'=7 para obtener U<sub>s</sub>.

Para B'=7 y R<sub>a</sub>=0 el valor de U<sub>s</sub> es de 0,66 W/m<sup>2</sup>K.

## 6.2. Cargas térmicas por pérdidas de transmisión por cerramientos

Los cerramientos serán los encargados de limitar las cargas ejercidas por el exterior en el interior de las cámaras frigoríficas. A través de estos cerramientos se producirá una transmisión de calor que atravesara el panel y será necesario de eliminar.

La carga por cerramientos viene dada por la siguiente expresión:

$$Q = U \cdot S \cdot \Delta T$$

Ecuación 6

donde:

Q es la transmitancia del cerramiento en W/ m<sup>2</sup>K.

S es la superficie del cerramiento en m<sup>2</sup>.

ΔT la diferencia de temperaturas en K.

Cargas por pérdidas en paredes interiores:

$$Q_1 = 0,176 \frac{W}{m^2K} \cdot 147,04 m^2 \cdot 30,5K = 789,31 W$$

$$Q_2 = 0,176 \frac{W}{m^2K} \cdot 85,09 m^2 \cdot 30,5K = 456,76 W$$

Siendo Q<sub>1</sub> la carga por pérdidas de transmisión de la pared interior de 18,66 metros de largo y Q<sub>2</sub> la carga por pérdidas de transmisión de la pared interior de 11,75 metros de largo.

La carga térmica de la pared contigua a la otra cámara será Q=0 en el caso de que estén operando las dos cámaras.

Cargas por pérdidas en pared exterior:

$$Q = 0,179 \frac{W}{m^2K} \cdot 92,59 m^2 \cdot 39,5K = 654,66 W$$

Cargas por pérdidas en techo:

$$Q = 0,179 \frac{W}{m^2K} \cdot 219,26 m^2 \cdot 49,5K = 1.942,75 W$$

Cargas por pérdidas en puertas:

$$Q = 0,214 \frac{W}{m^2K} \cdot 7,5 m^2 \cdot 30,5K = 48,95 W$$

Cargas por pérdidas en solera:

$$Q = 0,66 \frac{W}{m^2K} \cdot 219,26 m^2 \cdot 34,88K = 5.047,54 W$$

Cámara	Pared	U (W/m <sup>2</sup> K)	S (m <sup>2</sup> )	T <sub>ext</sub> (°C)	T <sub>int</sub> (°C)	ΔT (K)	Q (W)
Cámara 2	Norte	0,176	147,04	30,5	0	30,5	789,31
	Oeste	0,176	85,09	30,5	0	30,5	456,76
	Este	0,179	92,59	39,5	0	39,5	654,66
	Techo	0,179	219,26	49,5	0	49,5	1.942,75
	Suelo	0,66	219,26	34,88	0	34,88	5.047,54
	Puerta	0,214	7,5	30,5	0	30,5	48,95
Cámara 1	Oeste	0,176	85,09	30,5	0	30,5	456,76
	Este	0,179	92,59	39,5	0	39,5	654,66
	Sur	0,176	147,04	30,5	0	30,5	789,31
	Techo	0,179	219,26	49,5	0	49,5	1.942,75
	Suelo	0,66	219,26	34,88	0	34,88	5.047,54
	Puerta	0,214	7,5	30,5	0	30,5	48,95
Dos cámaras funcionando	Contigua	0,176	147,04	0	0	0	0
Una cámara funcionando	Contigua	0,176	147,04	30,5	0	30,5	789,31

Tabla 17. Cargas térmicas por cerramientos.

Con las cargas obtenidas de todas las paredes se obtiene la carga por pérdidas de transmisión de cada cámara para los diferentes casos.

Caso 1. Carga total por pérdidas de transmisión en una cámara si solo una cámara está funcionando.

$$Q = 9.729,28 \text{ W}$$

Caso 2. Carga total por pérdidas de transmisión en una cámara si las dos cámaras están funcionando.

$$Q = 8.939,97 \text{ W}$$

Por lo tanto la carga total de las dos cámaras funcionando será de 17.879,94 W.

### 6.3. Cargas por renovaciones de aire

El aire de la cámara es sustituido a diario. Estas renovaciones de aire se producen principalmente durante la apertura de las puertas. Las renovaciones de aire generan cargas térmicas debido a la diferencia entre las condiciones del aire del exterior de la cámara y el del interior de la cámara. Las cargas térmicas por renovaciones de aire vienen dadas por la siguiente expresión:

$$Q_{\text{renovaciones}} = V \cdot \rho \cdot n \cdot \Delta h$$

Ecuación 7

siendo:

V el volumen de la cámara.

ρ la densidad del aire (kg/m<sup>3</sup>).

n el numero de renovaciones por día.

Δh la diferencia de entalpías entre el aire exterior y el aire interior de la cámara.

El volumen de la cámara se conoce sabiendo sus dimensiones 11,75 x 18,66 x 7,88 m siendo este volumen de 1.728 m<sup>3</sup>.

La densidad del aire exterior y del aire interior de la cámara es distinta. Para conocer el flujo másico que entra y sale de la cámara se utilizara la densidad del aire del interior de la cámara en las condiciones de temperatura a 0°C, humedad relativa de 95% y presión atmosférica siendo la densidad resultante de 1,289 kg/m<sup>3</sup>.

Las cámaras frigoríficas presentan un gran volumen por lo que se estima que el número de renovaciones al día sea como máximo de 2.

El valor de las entalpías se toma del diagrama psicrométrico de aire húmedo. En este diagrama se pueden obtener las entalpías en función de la humedad relativa y la temperatura.

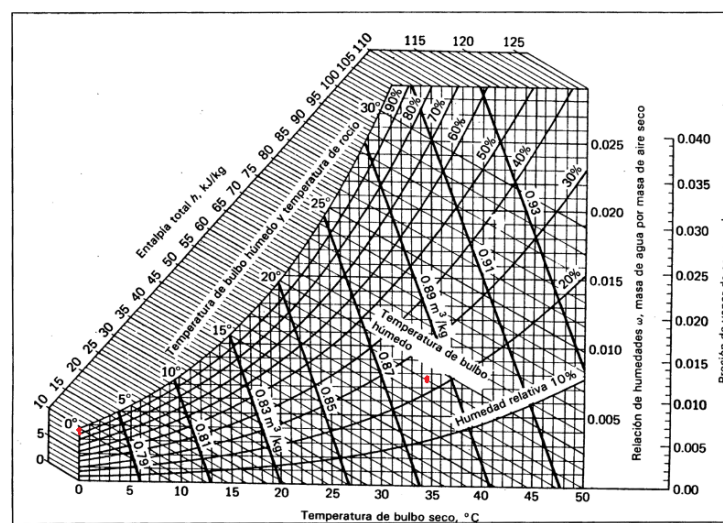


Ilustración 35. Diagrama psicrométrico.

	Temperatura (°C)	Humedad relativa	Entalpia (kJ/kg)
Aire exterior	34,5	22 %	55
Aire interior	0	95%	8,5

Tabla 18. Valores de los parámetros para el aire exterior y el interior según el diagrama psicrométrico.

Por lo tanto la diferencia de entalpías será:

$$\Delta h = 55 \frac{kJ}{kg} - 8,5 \frac{kJ}{kg}$$

Con todos los datos obtenidos la carga total por renovaciones por aire será:

$$Q_{renovaciones} = 1.728m^3 \cdot 1,289 \frac{kg}{m^3} \cdot \frac{2}{dia} \cdot \left( 55 \frac{kJ}{kg} - 8,5 \frac{kJ}{kg} \right) = 2.397,54 W$$

#### 6.4. Cargas térmicas debido a la refrigeración

##### *Cargas térmicas de las cerezas*

Las cerezas llegan en el transporte a la nave a 25°C y en el caso de que pasen por el hidrocooler se disminuye su temperatura a 4°C.

En este estudio de cargas se consideraran varios casos según el porcentaje de las cerezas que han pasado por el hidrocooler: 100%, 75%, 50%, 25% y 0%.

Se realizaran los cálculos considerando que las cerezas tardan un día en enfriarse.

La carga debido a la refrigeración del producto viene dada por la siguiente fórmula:

$$Q_{\text{cerezas}} = \frac{C_p \cdot m_{\text{ent}} \cdot (T_{\text{ent}} - T_{\text{cam}}) + C_p \cdot m_{\text{hid}} \cdot (T_{\text{hid}} - T_{\text{cam}})}{1 \text{ día}}$$

Ecuación 8

siendo:

$C_p$  el calor específico de las cerezas en J/kgK

$m_{\text{ent}}$  la cantidad de producto que entra a la cámara sin pasar por el hidrocooler en kg.

$T_{\text{ent}}$  la temperatura del producto que entra a la cámara sin pasar por el hidrocooler en K.

$m_{\text{hid}}$  la cantidad de producto que entra a la cámara tras pasar por el hidrocooler en kg.

$T_{\text{hid}}$  la temperatura del producto que entra a la cámara tras pasar por el hidrocooler en K.

El calor específico de las cerezas es de 3640 J/kgK, sabiendo que la entrada diaria de cerezas a la nave es de 42,22 toneladas a las dos cámaras y conociendo el resto de valores se puede calcular la carga de refrigeración para cada caso.

Porcentaje que ha pasado por el hidrocooler	Cantidad que ha pasado por el hidrocooler (kg)	Cantidad sin pasar por el hidrocooler (kg)	Carga de refrigeración (W)
100	42.222,22	0	7.115,23
75	31.666,67	10.555,56	16.453,96
50	21.111,11	21.111,11	25.792,70
25	10.555,55	31.666,67	35.131,43
0	0	42.222,22	44.470,16

Tabla 19. Cargas térmicas de refrigeración de las cerezas según el porcentaje de producto que ha pasado por el hidrocooler.

Además de las cerezas en la cámara se enfrían otros materiales como los palets, las cajas y el agua que puede quedar tras pasar el hidrocooler. Estas cargas hay que tenerlas en cuenta para dimensionar el equipo frigorífico.

Al igual que con las cargas de refrigeración de las cerezas se consideraran los casos según el porcentaje de producto que entra al sistema de hidrocooling.



Para realizar el cálculo de estas cargas se considerara su temperatura de entrada la misma que la de las cerezas, trabajando así en las peores condiciones.

### Cargas térmicas de los palets

Un palet puede llegar a pesar alrededor de 25 kg. En el caso del europalet la carga que soportaría cada europalet sería de 504 kg siendo esta menor que la del palet americano y teniendo así un mayor porcentaje de peso de la carga total.

$$\text{Porcentaje de peso del palet} = \frac{25}{504} \cdot 100 = 4,96\%$$

La carga debido a la refrigeración del palet viene dada por la siguiente fórmula:

$$Q_{\text{palet}} = \frac{C_{\text{palet}} \cdot m_{\text{ent}} \cdot \%_{\text{palet}} \cdot (T_{\text{ent}} - T_{\text{cam}}) + C_{\text{palet}} \cdot m_{\text{hid}} \cdot \%_{\text{palet}} \cdot (T_{\text{hid}} - T_{\text{cam}})}{1 \text{ día}}$$

Ecuación 9

siendo:

$C_{\text{palet}}$  el calor específico del palet en J/kgK.

$\%_{\text{palet}}$  el porcentaje de la carga equivalente al peso del palet.

Para este cálculo se tomara un calor específico del palet de 1760 J/kgK y conociendo el resto de valores, se puede calcular la carga de refrigeración de los palets para cada caso.

Porcentaje que ha pasado por el hidrocooler	Cantidad que ha pasado por el hidrocooler (kg)	Cantidad sin pasar por el hidrocooler (kg)	Carga de refrigeración palet (W)
100	42.222,22	0	170,64
75	31.666,67	10.555,56	394,61
50	21.111,11	21.111,11	618,57
25	10.555,55	31.666,67	842,54
0	0	42.222,22	1.066,50

Tabla 20. Cargas térmicas de refrigeración de los palets según el porcentaje de producto que ha pasado por el hidrocooler.

### Cargas de las cajas

Una caja cosechera puede llegar a pesar 1,2 kg teniendo ella una capacidad de 18 kg

$$\text{Porcentaje de peso de las cajas} = \frac{1,2}{18} \cdot 100 = 6,66\%$$

La carga debido a la refrigeración de las cajas viene dada por la siguiente fórmula:

$$Q_{cajas} = \frac{C_{cajas} \cdot m_{ent} \cdot \%_{cajas} \cdot (T_{ent} - T_{cam}) + C_{cajas} \cdot m_{hid} \cdot \%_{cajas} \cdot (T_{hid} - T_{cam})}{1 \text{ día}}$$

Ecuación 10

siendo:

$C_{cajas}$  el calor específico de las cajas en J/kgK.

$\%_{cajas}$  el porcentaje de la carga equivalente al peso de las cajas.

Las cajas estarán hechas de polietileno por lo que su calor específico será de 1900 J/kgK y conociendo el resto de valores, se puede calcular la carga de refrigeración de las cajas para cada caso.

Porcentaje que ha pasado por el hidrocooler	Cantidad que ha pasado por el hidrocooler (kg)	Cantidad sin pasar por el hidrocooler (kg)	Carga de refrigeración cajas (W)
100	42.222,22	0	247,35
75	31.666,67	10.555,56	572,35
50	21.111,11	21.111,11	897,35
25	10.555,55	31.666,67	1.222,34
0	0	42.222,22	1.547,34

Tabla 21. Cargas térmicas de refrigeración de los cajas según el porcentaje de producto que ha pasado por el hidrocooler.

### Cargas de agua retenida

Tras su paso por el sistema de hidrocooling el producto y las cajas pueden llegar a retener agua. En el peor de los casos las cajas entrarían a las cámaras sin pasar por la línea de producción. Esta agua también supondrá una carga cuando entre a la cámara. Se estimara una temperatura de entrada de 4°C y una cantidad de entrada del 5% del peso del producto.

La carga debido a la refrigeración del agua viene dada por la siguiente fórmula:

$$Q_{agua \text{ retenida}} = \frac{C_{agua} \cdot m_{hid} \cdot \%_{agua} \cdot (T_{hid} - T_{cam})}{1 \text{ día}}$$

Ecuación 11

siendo:

$C_{agua}$  el calor específico del agua de 4180 J/kgK.

$\%_{agua}$  el porcentaje de la carga equivalente al peso del agua retenida.

Porcentaje que ha pasado por el hidrocooler	Cantidad de agua retenida (kg)	Carga de refrigeración agua (W)
100	2.111,11	408,54
75	1.583,33	306,40
50	1.055,56	204,27
25	527,78	102,13
0	0	0

Tabla 22. Cargas térmicas de refrigeración del agua según el porcentaje de producto que ha pasado por el hidrocooler.

### Resumen cargas de refrigeración

Con el sumatorio de todas estas cargas obtenemos las cargas totales por refrigeración de una cámara para los diferentes casos.

$$Q_{refrigeracion} = Q_{cerezas} + Q_{palets} + Q_{cajas} + Q_{agua\ retenida}$$

Ecuación 12

Porcentaje que ha pasado por el hidrocooler	Cargas por producto (W)				
	Cerezas	Palets	Cajas	Agua	Total
100	7.115,23	170,64	247,35	408,54	7941,76
75	16.453,96	394,61	572,35	306,40	17.727,32
50	25.792,70	618,57	897,35	204,27	27.512,88
25	35.131,43	842,54	1.222,34	102,13	37.298,45
0	44.470,16	1.066,50	1.547,34	0	47.084,01

Tabla 23. Resumen de cargas por refrigeración.

### 6.5. Cargas por respiración del producto

Las frutas y las verduras necesitan respirar con el objetivo de mantener vivos sus tejidos. Esta respiración provoca un intercambio de energía que significa una carga térmica que será necesario que sea contrarrestada. Este intercambio de energía se produce por la combustión de la respiración en la que las frutas y las verduras necesitan oxígeno y expulsan dióxido de carbono.

El calor que desprendan las cerezas dependerá también de la temperatura a la que se encuentren, desprendiendo mayor energía las cerezas que hayan entrado a la cámara recientemente.

Por ello al igual que en el apartado anterior se consideraran los casos según el porcentaje de las cerezas que han pasado por el hidrocooler: 100%, 75%, 50%, 25% y 0%.

Se realizarán los cálculos considerando la energía que desprenden las cerezas por respiración por kilogramo al día.

La carga debido a la respiración de las cerezas viene dada por la siguiente fórmula:

$$Q_{respiracion} = \frac{E_{cam} \cdot m_{cam} + E_{ent} \cdot m_{ent} + E_{hid} \cdot m_{hid}}{1 \text{ día}}$$

Ecuación 13

siendo:

$E_{cam}$  es la energía liberada por las cerezas almacenadas dentro de la cámara a 0°C en J/kg.

$E_{ent}$  es la energía liberada por las cerezas que entran a la cámara sin pasar por el sistema de hidrocooler a 25°C en J/kg.

$E_{ent}$  es la energía liberada por las cerezas que entran a la cámara tras pasar por el sistema de hidrocooler a 4°C en J/kg.

$m_{cam}$  la cantidad de producto que hay almacenado en la cámara en kg.

$m_{ent}$  la cantidad de producto que entra a la cámara sin pasar por el hidrocooler en kg.

$m_{hid}$  la cantidad de producto que entra a la cámara tras pasar por el hidrocooler en kg.

La siguiente tabla nos muestra la cantidad de energía liberada por las cerezas por kilogramo en función de su temperatura.

Temperatura de las cerezas (°C)	Energía liberada por respiración al día (J/kg)
0	1.050
4	1.962
25	6.750

Tabla 24. Energía liberada por las cerezas por respiración al día.

Conociendo el resto de valores se puede calcular para los diferentes casos la carga de respiración total de una cámara si la carga entra solo en una cámara y teniendo la máxima capacidad posible.

Porcentaje que ha pasado por el hidrocooler	Cantidad almacenada a 0°C (kg)	Cantidad que entra a la cámara (kg)		Carga de respiración total (W)
		Tras pasar por el hidrocooler	Sin pasar por el hidrocooler	
100	139.217,78	42.222,22	0	2.650,68
75	139.217,78	31.666,67	10.555,56	3.235,63
50	139.217,78	21.111,11	21.111,11	3.820,59
25	139.217,78	10.555,55	31.666,67	4.405,54
0	139.217,78	0	42.222,22	4.990,49

Tabla 25. Cargas térmicas por respiración en el caso de que en la cámara se almacene la mayor cantidad de producto posible y entre producto cosechado el mismo día.

La carga total en una cámara llena si no entrara producto sería:

$$Q_2 = \frac{E_{cam} \cdot m_{cam}}{1 \text{ dia}} = \frac{1050 \frac{J}{kg} \cdot 181440 \text{ kg}}{(3600 \cdot 24) \text{ seg}} = 2.205 \text{ W}$$

### 6.6. Carga térmica provocada por los motores.

El funcionamiento de los motores dentro de la cámara provoca una carga térmica debida al trabajo que ejercen. Esta carga es principalmente causada por los motores de los ventiladores de los evaporadores. A esto se le puede añadir el funcionamiento de los motores de las carretillas motorizadas cuando manipulan las cargas dentro de la nave.

A la hora de realizar este cálculo no se conocen los datos de los evaporadores por lo que se estimara que la carga térmica provocada por los motores sea el 8% de la suma de las anteriores cargas térmicas en las peores condiciones en cada cámara. Por lo tanto la formula será la siguiente:

$$Q_{motores} = 0,08 \cdot (Q_{cerramientos} + Q_{renovaciones} + Q_{refrigeracion} + Q_{respiracion})$$

Ecuación 14

$$Q_{motores} = 0,08 \cdot (9.729,28 + 2.397,54 + 47.084,01 + 4.990,49) = 5.136,11 \text{ W}$$

### 6.7. Carga térmica emitida por personas

El cuerpo humano emite calor de forma constante. Este calor se intensifica dependiendo de la temperatura ambiente emitiendo una mayor carga cuando la diferencia de temperaturas es mayor. Este calor también depende de la actividad que esté realizando la persona puesto que si está realizando una actividad que precise de esfuerzo físico se emitirá más calor al entorno.

La carga térmica que produce una sola persona que esté trabajando en un día completo viene dada en la siguiente tabla según la temperatura.

Temperatura de la cámara (°C)	Potencia aportada por persona (W)
15	180
10	210
5	240
0	270
-5	300
-10	330
-15	360
-20	390
-25	420

Tabla 26. Carga aportada por persona según la temperatura de la cámara frigorífica.

La cámara se encuentra a 0°C por lo que el calor liberado por cada persona será de 270 W.

Para hacer el cálculo de la carga se estimara que trabajaran 2 personas durante 16 horas en una cámara manipulando los productos en el peor de los casos.

Por lo tanto la potencia total emitida por las personas en una cámara será:

$$Q_{personas} = 2 \text{ personas} \cdot 270 \frac{W}{\text{persona} \cdot \text{dia}} \cdot \frac{16 \text{ horas}}{24 \text{ horas/dia}} = 360 W$$

### 6.8. Cargas por iluminación

La iluminación en el interior de las cámaras produce calor debido a que la potencia eléctrica de las lámparas se convierte en una carga térmica. Para realizar el cálculo de estas cargas térmicas se estimara que las lámparas producen 8 W por metro cuadrado.

Las cargas por iluminación por cámaras serán:

$$Q_{iluminacion} = 8 \frac{W}{m^2} \cdot 219,26 m^2 = 1.754,04 W$$

### 6.9. Cargas térmicas totales

La suma de todas las cargas térmicas anteriores supone la carga térmica total.

$$Q_{total} = Q_{cerramientos} + Q_{renovaciones} + Q_{refrigeracion} + Q_{respiracion} + Q_{motores} + Q_{iluminacion} + Q_{personas}$$

Ecuación 15

En las siguientes tablas se puede apreciar un resumen de todas las cargas térmicas que afectan a una cámara y a las dos cámaras en las peores condiciones para los diferentes casos.

Porcentaje de entrada diario que ha pasado por el hidrocooler	100	75	50	25	0
Cargas por cerramientos (W)	9.729,28	9.729,28	9.729,28	9.729,28	9.729,28
Cargas por renovaciones (W)	2.397,54	2.397,54	2.397,54	2.397,54	2.397,54
Cargas por refrigeración (W)	7.941,76	17.727,32	27.512,88	37.298,45	47.084,01
Cargas por respiración (W)	2.650,68	3.235,63	3.820,59	4.405,54	4.990,49
Cargas por motores (W)	5.136,11	5.136,11	5.136,11	5.136,11	5.136,11
Cargas por personas (W)	360	360	360	360	360
Cargas por iluminación (W)	1.754,04	1.754,04	1.754,04	1.754,04	1.754,04
<b>Carga total (W)</b>	<b>29.969,41</b>	<b>40.339,92</b>	<b>50.710,44</b>	<b>61.080,96</b>	<b>71.451,47</b>

Tabla 27. Cargas térmicas totales en una sola cámara frigorífica en las peores condiciones.

Porcentaje de entrada diario que ha pasado por el hidrocooler	100	75	50	25	0
Cargas por cerramientos (W)	17.879,94	17.879,94	17.879,94	17.879,94	17.879,94
Cargas por renovaciones (W)	4.795,08	4.795,08	4.795,08	4.795,08	4.795,08
Cargas por refrigeración (W)	7.941,76	17.727,32	27.512,88	37.298,45	47.084,01
Cargas por respiración (W)	4.855,68	5.440,63	6.025,59	6.610,54	7.195,49
Cargas por motores (W)	10.272,22	10.272,22	10.272,22	10.272,22	10.272,22
Cargas por personas (W)	720	720	720	720	720
Cargas por iluminación (W)	3.508,08	3.508,08	3.508,08	3.508,08	3.508,08
<b>Carga total (W)</b>	<b>49.972,76</b>	<b>60.343,27</b>	<b>70.713,79</b>	<b>81.084,31</b>	<b>91.454,82</b>

Tabla 28. Cargas térmicas totales en las dos cámaras frigoríficas en las peores condiciones.

Con el fin de asegurar las cargas en las peores condiciones se añadirá un coeficiente de seguridad del 15%.

$$Q_{mayoracion} = 1,15 \cdot Q_{total}$$

Ecuación 16

Porcentaje de entrada diario que ha pasado por el hidrocooler	Cargas totales (W)		Cargas con mayoracion (W)	
	1 cámara	2 cámaras	1 cámara	2 cámaras
100	29.969,41	49.972,76	34.464,82	57.468,67
75	40.339,92	60.343,27	46.390,91	69.394,76
50	50.710,44	70.713,79	58.317,01	81.320,86
25	61.080,96	81.084,31	70.243,10	93.246,96
0	71.451,47	91.454,82	82.169,19	105.173,04

Tabla 29. Cargas térmicas totales con mayoracion.

## 7. SISTEMA DE HIDROCOOLING

El sistema por hidrocooling se encarga de enfriar rápidamente el producto a su llegada a la nave almacén limitando así las cargas térmicas en las cámaras de conservación y almacenamiento y a su vez mejorando las condiciones de conservación.

El sistema consiste en una ducha de agua fría sobre el producto que disminuye la temperatura de entrada del producto a una temperatura próxima a la temperatura de la cámara frigorífica reduciendo así las bacterias y hongos presentes en las cerezas durante la cosecha mejorando la calidad del producto para el consumidor. El agua fría cae por gravedad sobre las cerezas provocando una transmisión de calor entre el agua fría y las cerezas consiguiendo un enfriamiento rápido.

Hay dos tipos de sistemas de hidrocooling por ducha de agua fría:

**Sistema dinámico:** El producto se mueve a lo largo de un túnel a través de una cinta. En el túnel el producto recibirá la ducha de agua fría. Con este método se consigue un sistema continuo que permite que no se pare la acción de enfriamiento de ducha fría puesto que el movimiento de la cinta transportadora permite la entrada y salida del producto sin necesidad de parar el sistema mejorando los tiempos de trabajo.

Sistema estático: El producto permanece sin moverse en un armario. En el interior el producto recibirá la ducha de agua fría. Con este método será necesario realizar la parada del sistema de enfriamiento durante la entrada y salida de los productos con el objetivo de limitar pérdidas innecesarias.

Para este proyecto se escoge el sistema estático puesto que la entrada diaria de producto durante la cosecha lo permite y resulta un sistema más económico para el cliente.

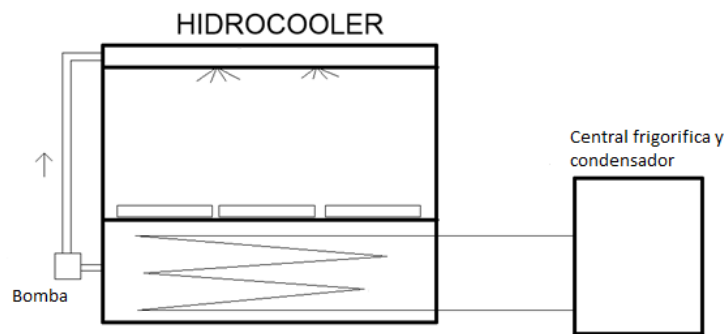


Ilustración 36. Croquis del sistema de hidrocooling.

Las cerezas llegan a la nave almacén tras ser recolectadas en los campos de cerezos. Debido a las altas temperaturas exteriores estas vendrán con una elevada temperatura. Se estima esa temperatura de alrededor 25 °C. Para limitar las cargas térmicas en el interior de las cámaras de conservación el hidrocooling reducirá la temperatura de las cerezas a una temperatura de 4°C o inferior.

Este sistema de hidrocooling permite un rápido enfriamiento del producto lo que mejora su conservación y su calidad posterior. Mientras que en las cámaras el enfriamiento de un producto recién ingresado puede tardar un día, el enfriamiento por ducha de agua fría se puede conseguir en cuestión de minutos.

Una vez acabado el enfriamiento de una carga de tres palets, estos serán retirados y almacenados y serán sustituidos por otra carga que entrara en el hidrocooler, repitiendo así el proceso de enfriamiento. La entrada y salida de la carga paletizada del hidrocooler será por medio de carretillas elevadoras. Durante este tiempo la ducha de agua fría permanecerá apagada.

Para la entrada y la salida de las cerezas el hidrocooler contará con una puerta rápida que facilitara la manipulación de la carga gracias a su fácil y rápido uso. Durante el tiempo que el producto este enfriándose la puerta permanecerá cerrada con el fin de evitar cargas térmicas y otras pérdidas.





Ilustración 37. Puerta rápida.

El agua que es utilizado para enfriar las cerezas proviene de un depósito situado debajo de la caja donde van colocados la carga paletizada. En este depósito la temperatura del agua se mantiene cerca de los 0°C.

El agua es impulsada a la parte superior de la caja del hidrocooler por medio de una bomba y cae por efecto de la gravedad sobre la carga de cerezas a través de pequeños agujeros en la parte superior de la caja donde está contenida la carga. De esta manera el agua fría cae uniformemente sobre la carga paletizada.

El agua que ducha a las cerezas es reciclado y vuelve al depósito debido a que la base donde está situada la carga paletizada estará compuesta por una rejilla que devolverá el agua al depósito con el fin de reutilizarla y producir un mayor ahorro.

La temperatura del depósito se mantendrá en 0,5°C. Para ello se utilizara un sistema de acumulación de hielo en el depósito por medio de un intercambiador de placas. El hielo se acumulara alrededor de la superficie del intercambiador y será controlado por medio de sensores para que no ponga en peligro la instalación.

A través del intercambiador circulara el refrigerante a -7 °C produciéndose así un intercambio de energía que permitirá la acumulación de hielo.

Esta acumulación de hielo debe realizarse cuando el sistema de hidrocooling no esté enfriando las cerezas puesto que se producirían grandes pérdidas de energía y se convertiría en un sistema poco eficaz. El enfriamiento de la carga paletizada producirá una carga térmica en el hielo produciéndose así su fusión. Esta fusión del hielo absorbería la carga térmica proveniente de las cerezas.

De esta manera cuando se haya producido la fusión del hielo la temperatura del agua comenzaría a elevarse produciéndose un intercambio de energía entre las cerezas y el agua ineficiente. Para prevenir esto, cuando sea necesario se deberá parar de realizar la tarea del enfriamiento del producto para realizar la acumulación de hielo.

Estas dos acciones deberán ir alternándose a lo largo de un día de trabajo. Antes de que lleguen las primeras cargas paletizadas al sistema de hidrocooling se deberá realizar la acción de la acumulación de hielo para que el trabajo de enfriamiento de las cerezas esté listo cuando lleguen las cargas paletizadas.

El agua se podrá reutilizar a lo largo del día. Esto puede generar inconvenientes, puesto que tras el uso del agua durante el enfriamiento puede contaminarse de bacterias, hongos, arena, restos vegetales y otras impurezas. Para evitar esto será necesario cambiar el agua del depósito tras la jornada y ser sustituido por agua limpia para la siguiente jornada. El vaciado del agua se producirá a través de un desagüe. También es necesario habilitar una entrada de agua al depósito.

Además también se incorporara un filtrado en la circulación del agua que podrá desechar las impurezas presentes en el agua de gran tamaño. Para complementar el proceso del control de calidad del agua, se añadirá cloro con el objetivo de que actúe como agente desinfectante actuando frente a los organismos presentes en el agua tras su paso por las cerezas.

### 7.1. Cerramientos

El agua y el hielo contenidos en el sistema de hidrocooling necesitaran mantenerse a temperaturas inferiores a la temperatura ambiente. Esto causara cargas térmicas por cerramientos al igual que sucede con las cámaras frigoríficas.

Para reducir estas cargas, el armario estará aislado también con panel sándwich de espuma de poliuretano que gracias a su baja conductividad se limitaran las cargas térmicas provenientes del ambiente exterior reduciendo el aumento de temperatura del hielo y del agua debido a estas cargas y aumentando el tiempo que permanece el hielo antes de su fusión.

El área total de las paredes del hidrocooler será bastante más pequeña en comparación con las cámaras frigoríficas. Al ser una superficie reducida las cargas térmicas serán inferiores puesto que incidirán sobre la superficie total del hidrocooler.

Se necesitara panel sándwich de un espesor estrecho para reducir las cargas térmicas, puesto que utilizar un panel sándwich de espesor grueso no compensaría la inversión.

Espesor (mm)	Transmitancia térmica (W/m <sup>2</sup> K)
30	0,65
40	0,52
60	0,33

Tabla 30. Transmitancia térmica de paneles de espesor estrecho.

Se elegirá panel de 60 mm de espesor con una transmitancia térmica de 0,33 W/m<sup>2</sup>K, lo que garantizara una gran reducción de las cargas térmicas.

Los 60 mm de espesor de poliuretano estarán limitados por dos láminas de acero galvanizado que aportaran resistencia mecánica al panel sándwich.

La transmitancia el panel de espesor de espesor de 60 mm es de 0,3 W/m<sup>2</sup>K según los datos del proveedor por lo que se podría obtener la conductividad térmica:

$$0,06 \text{ m} \cdot 0,33 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} = 0,0198 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

El uso de estos paneles para el hidrocooler tanto para la caja de la ducha como para el depósito de agua podría generar problemas de higiene.

Para solucionar esto, las paredes interiores de la parte de la ducha y del depósito son cubiertas con láminas de acero inoxidable AISI 304 con un espesor de 2 mm.

Capas	Espesor
Panel sándwich de espuma de poliuretano	60 mm
Acero inoxidable AISI 304	2mm

Tabla 31. Capas paredes del hidrocooler.

La ducha con agujeros y las rejillas por las que cae el agua desde la caja de la ducha hasta el depósito de agua y hielo también estarán fabricadas de acero inoxidable AISI 304.

### *Estructura del hidrocooler*

Para poder soportar el peso de los palets con carga, el peso del agua en el depósito de la ducha y los paneles el hidrocooler tendrá una estructura compuesta por barras de acero galvanizado de perfil cuadrado.

El hidrocooler tendrá una columna en cada esquina que recorrerán el alto del hidrocooler. Estas columnas estarán unidas entre sí a sus esquinas adyacentes por barras horizontales en la base del hidrocooler, en la rejilla de la base de los palets, en la base del depósito de la ducha y en la parte superior del hidrocooler.

Habrán también 6 columnas adicionales de 1,63 m que ayudarán a soportar la carga del peso de los palets. Dichas 6 columnas estarán distribuidas en el largo del hidrocooler con 3 en cada cara y unidas por tres barras viga. Estas vigas se situarán unidas a cada columna con su columna correspondiente del lado opuesto y se situarán debajo de la rejilla de la base de los palets soportando su peso. Además estas 6 columnas estarán unidas a las columnas de las esquinas por las barras previamente mencionadas.

La base del depósito de la ducha también contará con dos barras viga situadas debajo de este que recorrerán el ancho del hidrocooler y estarán unidas a las barras previamente mencionadas.

Todas estas columnas y vigas previamente mencionadas tendrán un perfil cuadrado de 60 mm de lado y de 4 mm de espesor.

## **7.2. Cargas térmicas del sistema de hidrocooling.**

Al igual que en las cámaras, para calcular la potencia que necesita el sistema de hidrocooling es necesario obtener un estudio de cargas térmicas.

En este caso, el estudio es mucho más simple puesto que la mayoría de cargas térmicas que afectan a las cámaras frigoríficas no influyen en este sistema de hidrocooling. El estudio se centra en las cargas por cerramientos, en las cargas por enfriamiento del producto y por pérdidas de agua.

El agua es el fluido encargado de enfriar las cerezas. Sobre el agua y el hielo acumulado incidirán las cargas térmicas que elevarán su temperatura.

### Cargas térmicas por cerramientos

Las cargas por cerramientos afectaran principalmente al depósito de agua puesto que hay esta almacenada. Sin embargo, para realizar el estudio se considerara las cargas térmicas en toda su estructura.

El sistema de hidrocooling estará colocado en el interior de la nave por lo que se utilizara una temperatura exterior de diseño de 34,5°C para todas sus partes. Se estimara una temperatura interior de 0,5°C.

Las paredes están aisladas con panel sándwich de 60 mm con chapa y contarán con paredes interiores de acero inoxidable de 2 mm de espesor. La puerta estará fabricada de lona de PVC de 2 mm de espesor.

Se utilizara el mismo sistema de cálculo de cargas por cerramientos que se utilizo para las cámaras.

El fabricante del panel aporta la transmitancia total del panel de espesor 60 mm y con ella podemos calcular la resistencia térmica del panel con la formula:

$$R_{panel} = \frac{1}{U_{panel}} = \frac{1}{0,33 \frac{W}{m^2K}} = 3,03 \frac{m^2K}{W}$$

El fabricante de la puerta fabricada en lona de PVC aporta la transmitancia total de la puerta y con ella podemos calcular la resistencia térmica de la puerta con la formula:

$$R_{PVC} = \frac{1}{U_{PVC}} = \frac{1}{3,3 \frac{W}{m^2K}} = 0,3 \frac{m^2K}{W}$$

Las resistencias térmicas superficiales correspondientes al aire interior son seleccionadas de la tabla 14 siendo 0,13 para las paredes, 0,1 para la pared del techo del hidrocooler y 0,17 para la pared inferior del hidrocooler.

La resistencia térmica del acero inoxidable se calcula conociendo su espesor de 2mm y su conductividad térmica de 16,3 W/mK.

$$R_{acero} = \frac{e_{acero}}{\lambda_{acero}} = \frac{0,002 m}{16,3 W/mK} = 0,000122 \frac{m^2K}{W}$$

La resistencia térmica del acero inoxidable será despreciable.

Cerramiento	R <sub>a</sub> (m <sup>2</sup> K/W)	R <sub>si</sub> (m <sup>2</sup> K/W)	R <sub>t</sub> (m <sup>2</sup> K/W)	U (W/m <sup>2</sup> K)
Pared	3,03	0,13	3,16	0,316
Techo	3,03	0,10	3,13	0,319
Suelo	3,03	0,17	3,20	0,313
Puerta	0,30	0,13	0,43	2,33

Tabla 32. Resistencias térmicas y transmitancias de los cerramientos en el hidrocooler.

Pared	U (W/m <sup>2</sup> K)	S (m <sup>2</sup> )	T <sub>ext</sub> (°C)	T <sub>int</sub> (°C)	ΔT (K)	Q (W)
Lateral 1	0,316	5,70	30,5	0,5	30	54,04
Lateral 2	0,316	5,70	30,5	0,5	30	54,04
Frontal	0,316	7,88	30,5	0,5	30	74,70
Trasera	0,316	17,31	30,5	0,5	30	164,10
Techo	0,319	5,79	30,5	0,5	30	55,41
Suelo	0,313	5,79	30,5	0,5	30	54,37
Puerta	2,33	9,43	30,5	0,5	30	659,16

Tabla 33. Cargas térmicas por cerramientos en el hidrocooler.

Con las cargas obtenidas de todas las paredes se obtiene la carga por pérdidas de transmisión total.

$$Q_{\text{cerramientos}} = 1.115,81 \text{ W}$$

### Cargas térmicas debidas a la refrigeración del producto

Las cerezas llegan en el transporte a la nave a 25°C, entran al hidrocooler y este disminuye su temperatura a 4 °C.

En el hidrocooler pasaran un tiempo estimado de 18 minutos de ducha fría.

La carga debido a la refrigeración del producto viene dada por la siguiente fórmula:

$$Q_{\text{refrigeracion}} = \frac{C_{\text{cerezas}} \cdot m_{\text{cerezas}} \cdot \Delta T + C_{\text{palets}} \cdot m_{\text{palets}} \cdot \Delta T + C_{\text{cajas}} \cdot m_{\text{cajas}} \cdot \Delta T}{18 \text{ min}}$$

Ecuación 17

siendo:

$C_{\text{cerezas}}$  el calor específico de las cerezas en J/kgK.

$m_{\text{cerezas}}$  la masa de las cerezas que entran al sistema de hidrocooling en kg.

$\Delta T$  la diferencia de temperaturas entre la temperatura de entrada y la de salida en K.

$C_{\text{palets}}$  el calor específico de los palets en J/kgK.

$m_{\text{palets}}$  la masa de los palets que entran al sistema de hidrocooling en kg.

$C_{\text{cajas}}$  el calor específico de las cajas en J/kgK.

$m_{\text{palets}}$  la masa de las cajas que entran al sistema de hidrocooling en kg.

En cada periodo entran tres palets con una carga de 630 kg como máximo. Cada palet pesa 25 kg. Las cajas pesan el 6,66% de la masa de las cerezas.

Producto	Calor específico (J/kgK)	Cantidad (kg)	$\Delta T$ (°C)	Q (W)
Cerezas	3640	1890	21	133.770
Palets	1760	75	21	2.566,67
Cajas	1900	126	21	4.655

Tabla 34. Cargas por refrigeración de producto en el sistema de hidrocooling.

$$Q_{refrigeracion} = 140991,67W$$

### Cargas térmicas por entrada de aire

Para mejorar el intercambio de calor entre el hielo y el agua se instalaran agitadores por aire, dichos agitadores inyectaran agua en el hidrocooler, pero a su vez provocaran una carga termica por la entrada de aire caliente.

$$Q_{entrada} = 80m^3 \cdot 1,289 \frac{kg}{m^3} \cdot \frac{1}{hora} \cdot \left( 55 \frac{kJ}{kg} - 14 \frac{kJ}{kg} \right) = 1.174,42 W$$

### Cargas térmicas por perdidas de agua

Tras cada uso del sistema de enfriamiento puede quedar agua retenida en las cargas paletizadas. Esta agua es retirado junto a las cargas paletizadas cuando finaliza el proceso de enfriamiento, necesitando así ser reemplazada cuando se inicie el proceso de acumulación de hielo. Esta nueva agua será obtenida de la red de abastecimiento y entrara al sistema de hidrocooling a una temperatura mucho más alta que el agua que reside en el depósito. Esto supondrá perdidas térmicas que será necesario compensarlas.

Se estima que agua que entra desde la red de abastecimiento tiene una temperatura de 25°C mientras que el agua del depósito permanece a 0,5°C. Sin embargo, el agua retenida supondría una carga térmica en caso de volver al depósito puesto que se encontraría a una temperatura de 4 °C, por lo que en las cargas térmicas por renovaciones de agua se incluye la disminución de temperatura de 25 °C a 4 °C puesto que el paso de temperatura de 4 °C a 0,5 °C ya se incluye en las cargas térmicas por refrigeración del producto.

Se estima que el agua que puede llegar a quedar retenida en una carga paletizada es del 5% de la masa de las cerezas.

Habiendo 3 palets con una masa total de 1890 kg por proceso de enfriamiento, el agua retenida será:

$$0,05 \cdot 1890 = 94,5 \text{ kg de agua retenida por proceso}$$

Las pérdidas de energía acumuladas de agua serán sustituidas durante el proceso de acumulación de hielo dando la siguiente carga por refrigeración de agua:

$$Q_{agua} = C_{agua} \cdot m_{agua} \cdot \Delta T$$

Ecuación 18

siendo:

$C_{agua}$  el calor específico del agua en J/kgK.

$m_{agua}$  la masa del agua reemplazado en kg.

$\Delta T$  la diferencia de temperaturas entre la temperatura de entrada y la del depósito en K.

### 7.3. Energía a acumular en el hidrocooler

#### *Energía total por cada periodo de enfriamiento*

El agua que se utiliza para enfriar las cerezas se calentará con cada uso. Las cargas térmicas que inciden en el agua elevarán su temperatura.

Para saber la energía que adquiere el agua se calcula la energía que pierden los productos al enfriarse y la energía que ejercen las cargas térmicas por cerramientos. El enfriamiento de las cerezas en el sistema del hidrocooling dura 18 minutos, durante ese periodo de tiempo las cargas por cerramientos, las cargas por refrigeración y las cargas por entrada de aire afectarán a la energía del agua. Se estima que se reservarán 2 minutos al reposo de las cerezas en el hidrocooler para que drenen el agua acumulado en el producto y para que se produzca el cambio de palets. En este periodo de tiempo de 2 minutos se producirán cargas por cerramientos.

Ganancias de energía durante cada uso:

$$E = (Q_{refrigeracion} + Q_{cerramientos} + Q_{entrada}) \cdot 18 \text{ min} \\ = (140.991,67 + 1.115,81 + 1.174,42) \cdot 18 \cdot 60 \text{ seg} = 154.744,45 \text{ kJ}$$

Ganancias de energía durante el cambio de carga:

$$E = (Q_{cerramientos}) \cdot 2 \text{ min} = (1.115,81) \cdot 2 \cdot 60 \text{ seg} = 133,90 \text{ kJ}$$

Ganancias totales:

$$E = 154.878,35 \text{ kJ}$$

A esta energía adquirida durante los procesos de enfriamiento y salida y entrada del producto hay que sumarle la energía aportada por la sustitución del agua durante la acumulación del hielo.

$$E = 163.173,56 \text{ kJ}$$

### Acumulación de hielo necesaria

Para hacer frente a las cargas térmicas es necesaria una acumulación de hielo en el depósito de agua.

La acumulación de hielo permite mantener la temperatura del agua cerca de los 0°C aumentando su temperatura cuando se ejerzan las cargas térmicas y produciendo su fusión que absorberá la energía que produzcan las cargas térmicas.

La energía a contrarrestar viene dada por la siguiente fórmula:

$$E = L_{hielo} \cdot m_{hielo}$$

Ecuación 19

siendo:

E la energía necesaria a almacenar en kJ.

$m_{hielo}$  la masa del hielo acumulado en kg.

$L_{hielo}$  la entalpia de fusión del hielo 334 kJ/kg.

Por lo tanto la masa de hielo acumulada necesaria por cada periodo del sistema de hidrocóoling será de 488,54 kg.

Se aplica un coeficiente de seguridad del 10% para asegurar el correcto uso del sistema aumentando la capacidad máxima acumulable del hielo.

$$m_{mayoracion} = 1,1 \cdot m_{hielo} = 537,40 \text{ kg}$$

El sistema de hidrocóoling trataría una cantidad diaria de cerezas de 42,22 toneladas, teniendo en cuenta que en cada ducha de hidrocóoling entran 1.890 kg, el número de usos en un día sería:

$$numero \ de \ ciclos = \frac{42.222,22 \text{ kg}}{1.890 \text{ kg/ciclo}} = 22,34 \text{ ciclos}$$

Conociendo el número de usos diarios, la cantidad total de hielo a producir a lo largo del día será:

$$m_{hielo \ diaria} = 22,34 \text{ usos} \cdot 537,40 \frac{\text{kg}}{\text{uso}} = 12.005,52 \text{ kg de hielo diarios}$$

Para dimensionar el depósito de agua y la cantidad total de hielo acumulado se eligen un total de 6 periodos de acumulación de hielo, uno por la noche y 5 durante el día. El total de la cantidad de hielo diaria será dividido entre el número de periodos para obtener la cantidad total de acumulación del depósito.

$$m_{acumulacion \ hielo} = \frac{12.005,52 \text{ kg}}{6} = 2.000,92 \text{ kg}$$

Para que la acumulación de hielo del depósito encaje con la acumulación de hielo de un determinado número de usos se dimensionara la acumulación superior a la calculada.



Numero de usos	Energía adquirida (kJ)	Masa de hielo acumulado (kg)
1	179.491,60	537,40
2	358.983,20	1.074,80
3	538.474,80	1.612,20
4	717.966,40	2.149,60

Tabla 35. Cantidad de hielo acumulado en función del número de usos por ciclo.

Por lo tanto la acumulación de hielo mantendrá al sistema de hidrocóoler operando durante 4 ciclos con una masa total de 2.149,60 kg. Con esta acumulación de hielo el sistema será capaz de almacenar 717.966,40 kJ.

### Horas diarias de trabajo en el hidrocóoler

El hidrocóoler tendrá una autonomía de 4 duchas de enfriamiento del producto por lo que podrá trabajar durante 1 hora y 20 minutos hasta que se vuelva a iniciar el proceso de acumulación de hielo, alcanzando así 7560 kg de producto enfriado. Posteriormente se realizara el proceso de acumulación del hielo que durara una hora. La nave almacén tendrá jornadas de trabajo de alrededor de 16 horas en la época de la cosecha. La siguiente tabla muestra la distribución de horas de trabajo del hidrocóoler.

Numero de ciclos de trabajo	Tipo de trabajo	Tiempo	Tiempo acumulado	Cantidad de producto acumulado (kg)
1	Enfriado	1 h 20 min	1 h 20 min	7.560
	Acumulación	1 h 30 min	2 h 50 min	
2	Enfriado	1 h 20 min	4 h 10 min	15.120
	Acumulación	1 h 30 min	5 h 40 min	
3	Enfriado	1 h 20 min	7 h	22.680
	Acumulación	1 h 30 min	8 h 30 min	
4	Enfriado	1 h 20 min	9 h 50 min	30.240
	Acumulación	1 h 30 min	11 h 20 min	
5	Enfriado	1 h 20 min	12 h 40 min	37.800
	Acumulación	1 h 30 min	14 h 10 min	
6	Enfriado	1 h 20 min	15 h 30 min	45.360

Tabla 36. Tiempos de trabajo del hidrocóoler durante del día.

### Potencia equipo

Para acumular hielo será necesario ejercer una potencia frigorífica en el depósito del hidrocóoler. Sera necesario una rápida acumulación de hielo para poder continuar con la línea de trabajo. Para ello se elegirá un equipo capaz de acumular el hielo necesario en 1 hora y media.

$$Potencia\ frigorifica = \frac{717.966,40\ kJ}{5400\ seg} = 132,95\ kW$$

#### 7.4. Intercambiador del hidrocooler

El sistema que se utilizara para enfriar el agua del depósito será el de acumulación de hielo. En este sistema el refrigerante se evaporara a una temperatura inferior a la del punto de congelación del agua y absorberá su calor produciéndose la formación de hielo. El hielo se formara alrededor de la superficie de contacto del evaporador con el agua formándose una capa que se irá fusionando a medida que se produzcan los ciclos del hidrocooler.

Para este proyecto se propone un intercambiador de calor por placas planas donde se acumulara el hielo formado a su alrededor.

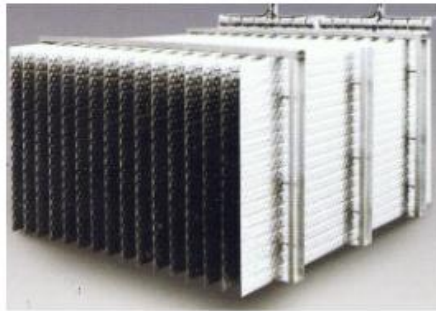


Ilustración 38. Ejemplo de intercambiador de placas.

El intercambiador por placas tendrá dos tuberías de entrada que distribuirán el refrigerante por las superficies del intercambiador y dos de salida que recogerán el refrigerante ya evaporado. Las tuberías de entrada se situaran en una esquina inferior del depósito mientras que la tubería de salida estará situada la parte superior. De esta forma el refrigerante tendrá flujo ascendente por las superficies de intercambio.

Las placas elegidas son de tipo almohada. Este tipo de placas presenta una forma ondulada gracias a las continuas soldaduras que presenta su superficie. Su proceso de fabricación se realiza mediante la unión de dos láminas de metal a través de una soldadura por puntos a lo largo de la superficie de las láminas. Posteriormente el espacio entre las dos láminas es presurizado, provocando de esta manera la forma ondulada de las placas. Las laminas escogidas para la fabricación de las placas serán del material acero 316 L.

Este tipo de placas presenta ventajas respecto a un serpentín de tubos en cuanto a la actividad de la acumulación de hielo, obteniendo de esta forma un mayor rendimiento del espacio utilizado. La sencilla forma de las placas permite un mejor aprovechamiento del espacio, permitiendo así una mayor acumulación de hielo.

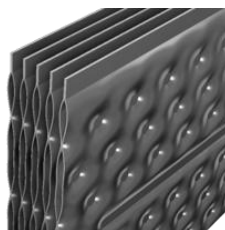
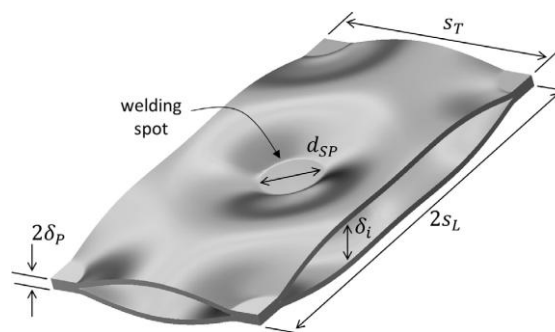


Ilustración 39. Ejemplo de placa de almohada.

Su innovador diseño y su sellado hermético junto con su estructura garantizan la utilización de refrigerantes a una gran variedad de temperaturas y con altas presiones. Otra de las ventajas es su sencilla forma y poco peso, facilitando de esta forma la instalación y además resultando una opción económica y de fácil fabricación.

Uno de los grandes problemas que presenta este sistema es el difícil cálculo de los parámetros geométricos así como el estudio del comportamiento del refrigerante debido la forma de fabricación de las placas y a su forma ondulada. En este proyecto se simplificarán los cálculos.

Las soldaduras son realizadas de manera uniforme a lo largo de las láminas mediante un trabajo automatizado. Varios parámetros geométricos serán determinados dividiendo la placa en celdas, siendo limitada la celda por los centros de 4 soldaduras adyacentes e incluyendo en el centro una soldadura.



**Ilustración 40. Celda de la placa almohada con esquinas en los centros de soldadura.**

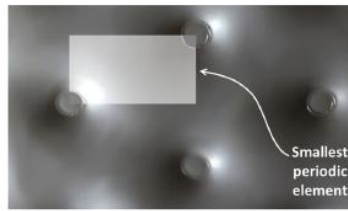
$S_T$  es la distancia entre dos centros de soldadura de una fila,  $2S_L$  es la distancia entre dos centros de una columna,  $d_{SP}$  es el diámetro del agujero de la soldadura,  $\delta_p$  es el espesor de las laminas y  $\delta_i$  es el máximo espacio entre las laminas. Los valores utilizados para los parámetros geométricos en milímetros son los siguientes:

$S_T$	$2S_L$	$d_{SP}$	$\delta_p$	$\delta_i$
42	72	10,5	1	3

**Tabla 37. Valores de los parámetros geométricos una celda en mm.**

Las placas tendrán alrededor de 1x1 metros, por lo tanto 14 filas de celdas y 24 columnas de celdas, haciendo un total de 336 celdas. Cada celda posee un agujero de soldadura en el centro y 4 cuartos en las esquinas, por lo que habrá un total de dos agujeros por celda y teniendo en cuenta que las celdas perimetrales no cuentan con los mismos agujeros, cada placa tendrá un total de 635 agujeros de soldadura.

Para calcular el área interior en contacto con el refrigerante y el área exterior en contacto con el hielo, se realizarán los cálculos de las aproximaciones de los estudios de Piper (2015) donde se toma de referencia el área de la celda antes mencionada dividida en 4 partes siendo esta nueva celda el área periódico más pequeño.



**Ilustración 41. Elemento periódico más pequeño de una placa almohada.**

El área exterior de esta celda viene determinada por la siguiente fórmula:

$$A_{ext} = A_{int} + A_{SP}$$

**Ecuación 20**

donde :

$A_{SP}$  es el área de la soldadura

$A_{ext}$  es el área exterior de la celda

$A_{int}$  es el área interior de la celda

El área de la soldadura es el área de la mitad de un agujero. Por lo tanto:

$$A_{SP} = 0,125 \cdot \pi \cdot d_{SP}^2$$

**Ecuación 21**

El área interior de la celda vendrá determinada por la siguiente aproximación:

$$\left( \frac{A_{int}}{0,5S_T S_L - \pi d_{SP}^2 / 8} - 1 \right) = \left( 3,12 \left( \frac{S_T}{2S_L} \right)^2 - 5,74 \left( \frac{S_T}{2S_L} \right) + 3,08 \right) \frac{\delta_i^2}{(0,5S_T)^2 + S_L^2}$$

**Ecuación 22**

Por lo tanto  $A_{int}$  y  $A_{ext}$  serán  $14,93 \text{ cm}^2$  y  $15,36 \text{ cm}^2$  respectivamente.

El área total de la placa vendrá determinada por la siguiente aproximación:

$$A_{tot} = 4 \cdot A_{ext} \left( \frac{B - 2I}{S_T} \right) \left( \frac{L - 2I}{S_L} \right)$$

**Ecuación 23**

donde

$A_{tot}$  es el área total de la placa

B es el largo de la placa

L es la altura de la placa

I es el ancho del sellado de los bordes

La placa tendrá unas dimensiones de 1,008 de alto y 1,028 junto con un sellado de 1 cm de ancho, por lo que el área de total exterior de contacto será de 1,011 m<sup>2</sup>

Con el objetivo de que el refrigerante se evapore y ceda calor de forma uniforme a lo largo de las placas, se añadirán soldaduras adicionales con el objetivo de establecer un camino para el refrigerante en forma de zigzag.

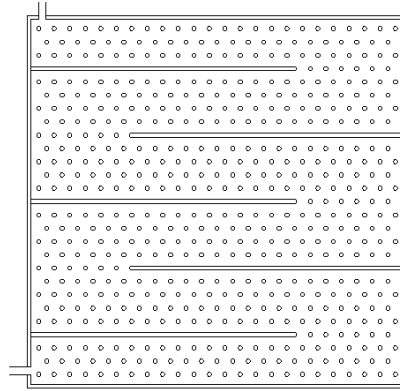


Ilustración 42. Diseño placa de almohada.

### *Espesor capa de hielo*

Para realizar este cálculo se va a suponer que la temperatura de la superficie externa del intercambiador se encuentra a -7°C y la temperatura del agua que limita con la capa de hielo formada es de 0°C. A su vez, para simplificar el cálculo, se estimara que el área de la capa de hielo es de 1 m<sup>2</sup>.

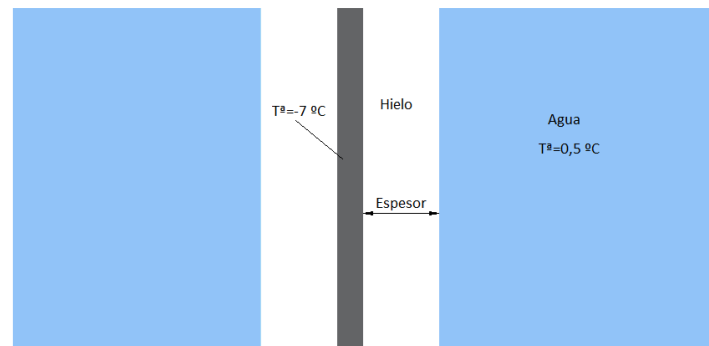


Ilustración 43. Esquema de la capa de hielo alrededor de las placas.

El calor por conducción transferido en la capa de hielo viene dado por la siguiente fórmula:

$$P = \frac{dE}{dt} = k \cdot A \cdot \frac{dT}{dx}$$

Ecuación 24

siendo:

P la potencia transferida en W.

E la energía transferida en J.

t el tiempo en segundos.

k la conductividad térmica del hielo 2,2 W/(m·K).

A la superficie de transmisión en m<sup>2</sup>.

T la temperatura de la capa de hielo en K.

x la distancia desde la superficie del intercambiador hasta un punto de la capa de hielo en m.

Suponiendo que la temperatura varía linealmente en todo el área se realiza la aproximación para los casos de las dos caras de la capa de hielo:

$$\frac{dT}{dx} = \frac{T - T_0}{e}$$

Ecuación 25

donde:

e es el espesor de la capa en m.

T es la temperatura de la cara de la capa de hielo externa en K.

T<sub>0</sub> es la temperatura de la cara de la capa de hielo en contacto con la placa en K.

Para que ocurra el cambio de estado será necesario absorber la energía del agua. La energía necesaria para que esto ocurra en función de la variación de la longitud de la capa de hielo producida viene dada por la siguiente expresión:

$$dE = \rho_{hielo} \cdot A \cdot L_{hielo} \cdot de$$

Ecuación 26

donde:

$\rho_{hielo}$  es la densidad del hielo en kg/m<sup>3</sup>.

A es el área de la capa de hielo en m<sup>2</sup>.

L<sub>hielo</sub> es la entalpia de fusión del hielo en kJ/kg.

Igualando las expresiones previas e integrando se obtiene el espesor de la capa de hielo producido en función del tiempo.

$$e(t) = \sqrt{e_0^2 + \frac{2 \cdot k \cdot (T - T_0)}{\rho_{hielo} \cdot L_{hielo}} t}$$

Ecuación 27

Cuanto mayor sea la capa de hielo peor será la conducción de calor del hielo y por tanto el tiempo que tarda en aumentar una longitud de la capa de hielo será mayor.

Para ello se estudiará lo que tarda en aumentar la capa de hielo para intervalos de 1 mm con el objetivo de obtener una mayor aproximación.

Espesor inicial intervalo (cm)	Espesor final intervalo (cm)	Tiempo (s)	Tiempo acumulado
0	0,1	9,94	9,94
0,1	0,2	29,83	39,77
0,2	0,3	49,71	89,48
0,3	0,4	69,59	159,07
0,4	0,5	89,48	248,55
0,5	0,6	109,36	357,91
0,6	0,7	129,24	487,15
0,7	0,8	149,13	636,28
0,8	0,9	169,01	805,30
0,9	1	188,90	994,19
1	1,1	208,78	1202,97
1,1	1,2	228,66	1431,64
1,2	1,3	248,55	1680,18
1,3	1,4	268,43	1948,62
1,4	1,5	288,32	2236,93
1,5	1,6	308,20	2545,13
1,6	1,7	328,08	2873,22
1,7	1,8	347,97	3221,18
1,8	1,9	367,85	3589,03
1,9	2	387,73	3976,77
2	2,1	407,62	4384,39
2,1	2,2	427,50	4811,89
2,2	2,3	447,39	5259,28

Tabla 38. Espesor de la capa de hielo según el tiempo de enfriamiento.

El tiempo reservado para la acumulación de hielo durante el día es de 1 hora y media por lo que el espesor de la capa de hielo formado en ese tiempo será de 2,3 cm.

### Dimensionado del intercambiador

Las placas escogidas para esta opción de intercambiador tendrán un ancho total de 3 mm y un espesor de 1mm cada cara de las placas. El refrigerante se evapora a  $-7^{\circ}\text{C}$  pasando entre las dos caras de las placas y absorbiendo su calor que a su vez absorbe calor del depósito.

Se desea formar una capa de hielo de espesor de 2,3 cm sobre las caras de las capas para poder cumplir con las exigencias de la acumulación de hielo. Además se dejara un espacio adicional de 2 cm entre cada capa de hielo. Por lo tanto la longitud que ocupara cada placa con el hielo será:

$$2,3 \text{ cm} + 0,5 \text{ cm} + 2,3 \text{ cm} + 2 \text{ cm} = 7,1 \text{ cm}$$

El depósito del tanque cuenta con unas medidas de 4,188 m de largo, 1,376 m de ancho y 1,568 m de altura. Las tuberías de entrada y salida repartirán y recogerán el refrigerante respectivamente por las placas intercambiadoras a lo largo de los 4,188 metros. Las placas tendrán unas dimensiones de 1 m x 1 m y se distribuirán por un espacio útil de 3.9 m de largo.

$$\text{Numero de placas} = \frac{3,9 \text{ metros}}{0,071 \text{ metros/filas}} = 54,93 \text{ placas}$$

Las 55 placas del intercambiador proporcionaran una superficie de 110 m<sup>2</sup>.

$$\text{Cantidad de hielo en placas} = \rho \cdot S \cdot e = 2319,50 \text{ kg}$$

siendo:

$\rho$  la densidad del hielo 916,8 kg/m<sup>3</sup>

S la superficie total del intercambiador en metros cuadrados

e el espesor de la capa de hielo en metros

Como se puede apreciar con 2,3 cm de espesor de capa de hielo se produce una acumulación de hielo más alta que la necesitada. Para producir los 2149,60 kg sería solo necesaria una capa de hielo de 2,14 cm.

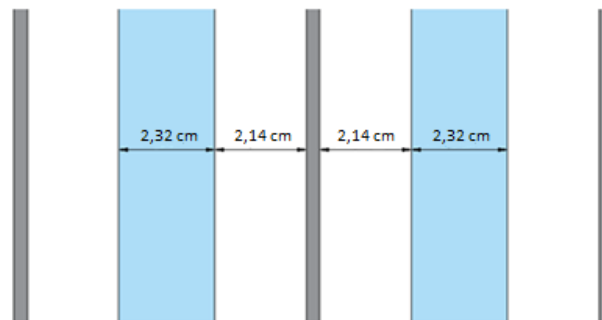


Ilustración 44. Espesor de la capa de hielo y distancia entre capas.

### Tanque de agua

Las placas del intercambiador y el hielo acumulado estarán sumergidos en el agua del depósito. El agua del depósito podrá llegar a una altura de 1,35 m, con esa altura estarán sumergidas las placas de 1 metro de altura. Además el depósito tendrá 4,188 metros de largo y 1,376 metros de ancho haciendo un total de volumen máximo de 7,78 m<sup>3</sup>. Las placas del intercambiador se situaran de 15 cm del fondo y a 15,85 cm de una pared y 18,95 cm de la otra.



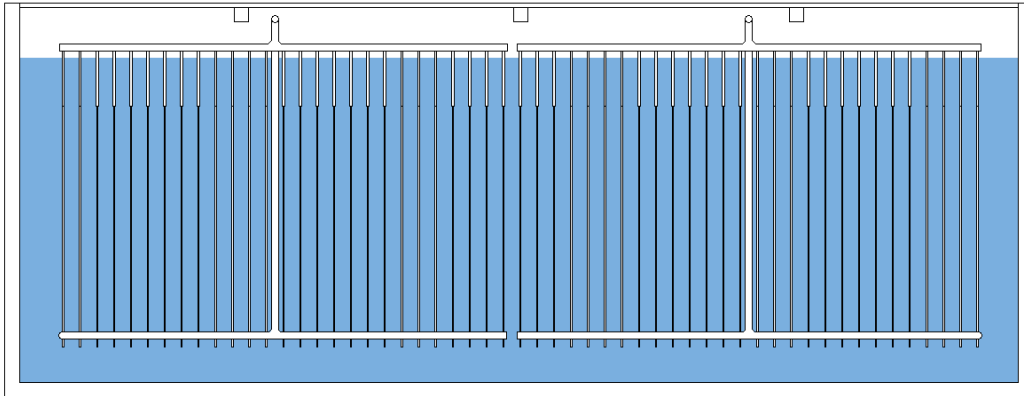


Ilustración 45. Tanque de agua.

### *Distribuidor y recolector de gas refrigerante*

El refrigerante será distribuido y recolectado de las placas a través de dos tuberías fabricadas con acero 316 L. Las tuberías de distribución se situarán a lo largo del tanque justamente al lado de una de las esquinas inferiores de las placas del intercambiador. De este distribuidor se bifurcarán tuberías que transportarán el refrigerante a las placas entrando por la parte baja de uno de los laterales de las placas. El recolector realizará la tarea contraria, recolectará el refrigerante evaporado de las placas. Las placas tendrán salidas de refrigerante en la esquina superior a la de la entrada. Estas salidas estarán conectadas a los recolectores que darán salida al refrigerante del hidrocóoler en la parte superior del depósito del agua, sobre la altura máxima del nivel de agua. Dichas tuberías de recolección también recorrerán el largo del depósito.

## **7.5. Sistema de ducha**

### **Deposito de la ducha**

El agua bombeada a la parte superior del hidrocóoler es almacenada en un pequeño depósito que actúa como ducha por la que cae el agua sobre el producto enfriándolo. Esto ocurre puesto que la parte inferior de este depósito está perforada por pequeños agujeros que dejan caer el agua sobre las cerezas. Las medidas del depósito de la ducha son de 4,188 m de largo, 1,1 metros de ancho y 22,6 cm de alto.

Por los agujeros de la ducha debe pasar un gran caudal de agua para poder enfriar el producto en un periodo corto de tiempo y a su vez deben estar distribuidos de forma que el agua caiga sobre las cerezas de forma uniforme facilitando así el enfriamiento por igual de todas las cerezas. Para que ocurra esto, los agujeros tendrán un diámetro de 0,7 cm y estarán espaciados 5 cm de cada centro del agujero. Estos agujeros estarán espaciados en un área de 4,1 m de largo por 1 m de ancho. Además, no habrá agujeros encima de las dos barras de la estructura que soportan el peso de la chapa.

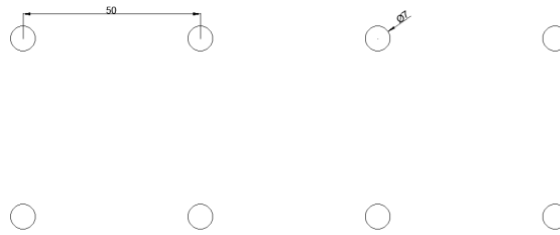


Ilustración 46. Separación entre los agujeros y su diámetro.

Con esta distribución habrá 21 filas y 81 columnas de agujeros que harían un total de 1640 agujeros en el depósito superior de la ducha.

Con lo cual el área total de la salida del agua del depósito será:

$$A = \pi \frac{D^2}{4} \cdot n^{\circ} \text{ de agujeros} = \pi \frac{0,007^2}{4} \cdot 1701 = 0,065 \text{ m}^2$$

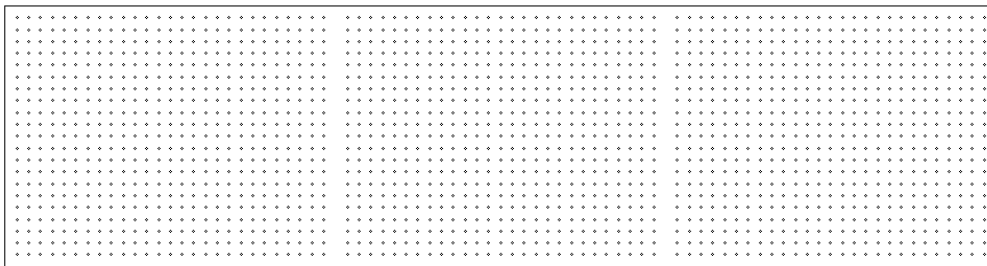


Ilustración 47. Base del depósito de la ducha.

### Tuberías de distribución

Para ayudar a que el agua caiga de forma distribuida y uniforme sobre las cerezas, se instalara una red de tuberías de PVC en el depósito de la ducha. Estas tuberías expulsaran agua de manera distribuida a través de varias salidas. Estas salidas expulsan el agua hacia arriba, logrando de esta forma un caudal uniforme a través de ellas.

Desde la bomba una tubería principal transportara el agua al depósito de la ducha. Esta tubería principal circulará desde la bomba de agua hasta la parte trasera de la parte superior del hidrocooler, recorriendo la parte posterior del depósito de la ducha. De esta tubería principal saldrán 6 tuberías que entraran al depósito de la ducha y serán las encargadas de transportar el agua hacia las tuberías donde se encuentran las salidas. Habrá 3 sistemas en forma de red que se encontraran justo encima de los palets con las cerezas. Cada sistema con forma de red estará conectado por un par de tuberías provenientes de la tubería principal. Estas tuberías están conectadas entre sí por 4 tuberías con 5 salidas de agua cada una, expulsando de esta forma el caudal de agua. Con el objetivo de que el agua caiga uniformemente, las salidas apuntaran hacia arriba, de esta forma se logra que el agua no caiga de forma desproporcionada por efecto de la gravedad. El agua será expulsada de forma distribuida por las tuberías al subir la altura del agua dentro de la propia tubería. Las tuberías de distribución serán soportadas por soportes metálicos que mantendrán la estructura fija. Dichos soportes recorrerán el largo del hidrocooler situándose debajo de las tuberías.

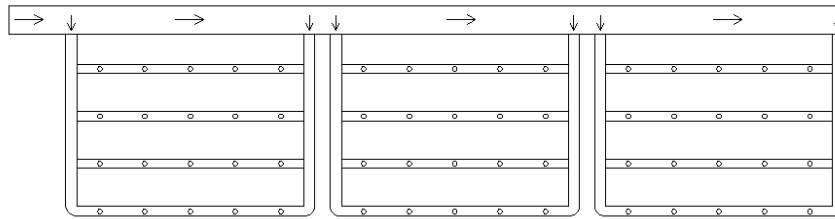


Ilustración 48. Tuberías de distribución de agua en la ducha.

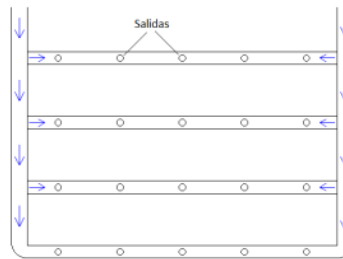


Ilustración 49. Sentido del agua en las tuberías de distribución hasta las salidas.



Ilustración 50. Posición de las salidas.

### Caudales

El agua fría será vertida con un caudal total de alrededor de 23,33 l/s, es decir, cada sistema expulsara 7,77 l/s. El agua circulara a velocidades comprendidas entre 1 m/s y 2 m/s con el objetivo de disminuir los daños en las tuberías. Las tuberías expulsaran el agua a una velocidad en torno a 1 m/s.

La velocidad del agua viene determinada por la siguiente fórmula:

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2}$$

Ecuación 28

siendo:

v la velocidad del refrigerante en m/s

Q el caudal en m<sup>3</sup>/s

D el diámetro de la tubería en m.

	Caudal (l/s)	Diámetro (cm)	Velocidad (m/s)
Tubería principal	23,33	14	1,52
Tubería secundaria	3,89	6	1,38
Tubería con salidas	1,94	4,5	1,22
Salidas	0,39	2,5	0,79

Ecuación 29. Caudales, diámetros y velocidades de las tuberías de la ducha.

## 7.6. Accesorios del hidrocooler

### Bomba de agua

Una bomba de agua será la encargada de transportar el agua del depósito a la parte alta del hidrocooler donde se encuentra la ducha por la que caerá el agua fría sobre las cerezas. Esta bomba de agua deberá proporcionar un caudal entorno a 24 l/s y la presión deseada para alcanzar un mínimo de 10 mca de presión en el punto más crítico del circuito. Para calcular la altura necesaria que deberá proporcionar la bomba se utiliza la ecuación de Bernoulli:

$$\frac{P}{\rho g} + z + \frac{v^2}{2g} = \text{constante}$$

Ecuación 30

donde:

v es la velocidad del fluido

$\rho$  es la densidad del fluido

g es la aceleración gravitatoria

P es la presión

z es la altura

Aplicando la ecuación de Bernoulli al sistema de la ducha, la ecuación resultaría:

$$H_b + z(\text{bomba}) = z(\text{ducha}) + \frac{P}{\rho g}(\text{ducha}) + h_f + h_{\text{locales}}$$

Ecuación 31

donde:

$H_b$  es la altura de la bomba en mca.

z es la altura posicional de los elementos en m.

$\frac{P}{\rho g}$  es la altura de presión deseada en la ducha en mca.

$h_f$  son las pérdidas por fricción en mca.

$h_{\text{locales}}$  son las pérdidas locales en mca.

Se considerara una altura de 4 metros entre la bomba y la ducha y unas pérdidas de 2 mca de pérdidas locales en el filtro.

Las tuberías de PVC proporcionan unas pérdidas por fricción despreciables, por lo que se considerara  $h_f=0$ .

Teniendo en cuenta las consideraciones anteriores la altura mínima que deberá suministrar la bomba será de 16 mca.

Se escoge el modelo CLM 65-125 B1 de la marca MATRA que proporcionara un caudal de 84 m<sup>3</sup>/h con una altura de 16,5 mca con una potencia nominal de 5,5 kW.



Ilustración 51. Bomba de agua.

### **Filtro**

Tras cada uso del hidrocooler el agua se ve contaminada tanto por restos orgánicos en las cerezas como por la suciedad presente en ellas. Para eliminar estas impurezas se utilizara filtros autolimpiantes. Este tipo de filtros utilizan cartuchos de polipropileno por los que pasara el agua quedando las impurezas retenidas en ellos. Se instalaran dos filtros autolimpiantes. El agua saldrá del depósito a través de dos tuberías en las que habrá un filtro en cada una de ellas y posteriormente se conectaran a la bomba de agua.

### **Válvula flotador**

Cada vez que ocurran perdidas de cantidad de agua o al inicio de cada jornada, el depósito de agua necesitara ser llenada a través de la entrada de agua instalada en el hidrocooler proveniente de una alimentación de agua.

Con el objetivo de que el nivel de agua se mantenga en las condiciones ideales de trabajo y que no sobrepase su límite, se instala una válvula flotador en el depósito que se activara cuando el nivel de agua llegue a su límite, cerrando de esta manera el paso de agua de alimentación.



Ilustración 52. Válvula flotador.

### **Agitador**

El agua fría en el hidrocooler estará en continuo movimiento siendo impulsado por la bomba de agua y cayendo a través de las duchas por el depósito. El movimiento continuo facilita la transmisión de calor por convección entre las placas de hielo y el agua fría, ayudando a mantener su temperatura alrededor de 0,5°C. Para facilitar este movimiento, se instalarán agitadores por aire que garantizarán el intercambio de calor por convección.

Los inyectores de aire tendrán la función de ejercer la agitación. Dichos inyectores estarán situados en el fondo del depósito, expulsarán aire por sus orificios y este subirá hasta la superficie del tanque debido a la diferencia de densidades entre el agua y el aire. Los inyectores de 3 cm de diámetro se distribuirán a lo largo del fondo del depósito, emitiendo un caudal uniforme a través de ellos.

Una bomba turbosoplante será la encargada de transmitir el aire a los inyectores. Dicha bomba tendrá un caudal de 80 m<sup>3</sup>/h y una presión de 130 mbar.



**Ilustración 53. Bomba turbosoplante.**



**Ilustración 54. Distribución de los inyectores en el fondo del depósito.**

### **7.7. Medidas del hidrocooler**

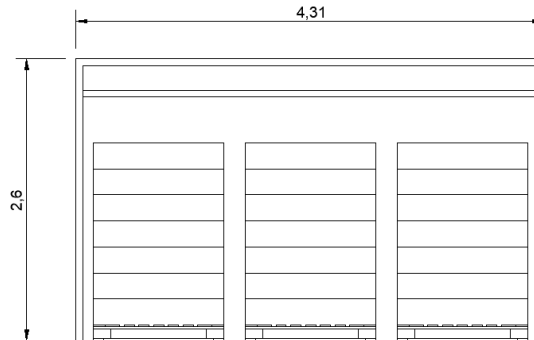
Los cerramientos del hidrocooler estarán compuestos por dos zonas:

- La zona de la ducha.
- El depósito de agua e hielo.

El largo del hidrocooler se ajustará a las medidas de 3 palets americanos de 1,2 metros de largo. Se dejará un espacio de 20 cm entre cada palet y un espacio de 10 cm entre los palets y las paredes. Sumando el espesor de las paredes el largo total será de 4,312 metros.

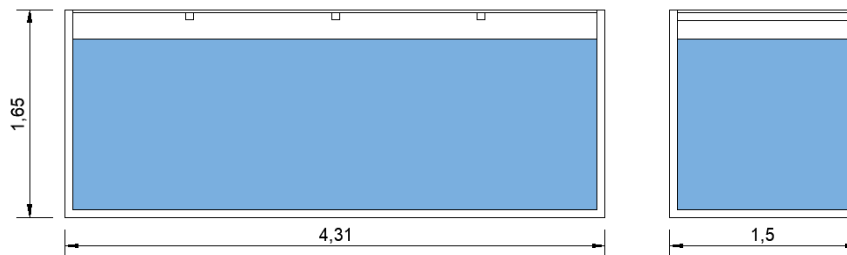
La carga de los palets medirá 1,824 m como máximo. Para dejar suficiente espacio disponible la puerta por la que entran las cargas paletizadas tendrá unas medidas de 4,188 x 2,25 m. Sumando la parte del depósito de la ducha, la parte superior del hidrocooler tendrá una altura total de 2,6 m desde el techo hasta la rejilla que separa la caja de la ducha del depósito.

Para el fondo del hidrocooler se utilizara una longitud total de 1,5 metros por lo que entraran perfectamente los palets con 1 metro de ancho. Con esta medida el depósito contara con un gran espacio de ancho.



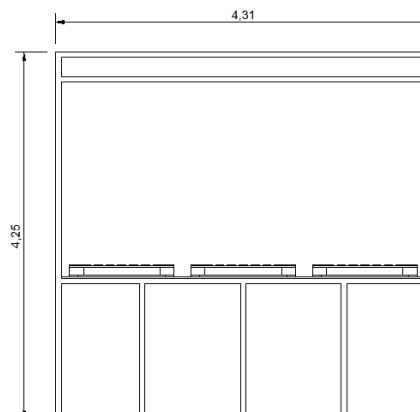
**Ilustración 55. Caja de la ducha del hidrocooler con la carga de los palets.**

Para la zona del depósito se reservara una altura de 1,65 metros. Esta altura garantizará un depósito de gran volumen para almacenar agua y hielo. Además se reservara un espacio entre la rejilla que separa las dos zonas y la altura máxima del depósito con el objetivo de que el agua no rebase las rejillas.



**Ilustración 56. Depósito de hielo y agua del hidrocooler.**

Las medidas totales de la caja del hidrocooler serán de 4,312 metros de largo, 1,5 metros de fondo y 4,25 metros de alto.



**Ilustración 57. Hidrocooler.**

## 7.8. Transporte

Las medidas del hidrocooler presentan una dificultad a la hora de ser enviado por transporte marítimo a Argelia, puesto que con estas medidas sería necesario un contenedor marítimo especial que aumentaría los costes de transporte una cantidad considerable.

Para evitar este coste, la fabricación del hidrocooler permitirá que sea dividido en dos para su envío a Argelia dividiéndose la zona del producto del depósito de agua. Una vez recibido en Argelia, las dos partes se unirán de nuevo.

## 8. EQUIPO FRIGORIFICO

### 8.1. Introducción

La producción de frío consiste en la extracción de calor de un foco frío con una temperatura baja dirigiéndolo hacia un foco caliente con una temperatura alta. Al contrario que la transferencia de calor desde un foco caliente a un foco frío, la producción de frío necesita energía externa para poder realizarse.

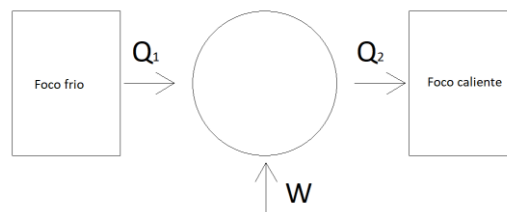


Ilustración 58. Producción de frío.

El refrigerante es el encargado de transportar el calor. Extraerá el calor del foco frío y lo liberará en el foco caliente. Este refrigerante pasa 4 etapas que conforman el ciclo de refrigeración: Evaporación, compresión, condensación y expansión.

### *Evaporación*

Durante la evaporación el refrigerante en estado líquido extrae el calor del foco frío, esto hace que el refrigerante entre en un estado de evaporación cambiando de líquido a gas. Durante esta etapa la presión y temperatura del refrigerante permanecen teóricamente constantes aumentando de esta forma la entalpía del fluido. Al terminar el proceso de evaporación el refrigerante se encuentra completamente en estado gaseoso.

### *Compresión*

En esta etapa se ejerce trabajo sobre el fluido en estado gaseoso comprimiéndolo y aumentando su presión y consecuentemente aumentando la temperatura del gas y su entalpía. En el



ciclo ideal el trabajo que se realiza debería ser isentrópico, sin embargo el trabajo realizado dependerá del rendimiento del compresor. Este rendimiento será aportado por el fabricante del compresor.

### Condensación

El refrigerante entra en esta etapa como vapor sobrecalentado y libera este calor al foco caliente. Esta transferencia de calor del refrigerante al foco caliente provoca su condensación. El vapor sobrecalentado alcanza el punto de saturación y posteriormente condensa a presión y temperatura constantes. Al terminar el proceso de condensación el refrigerante se encuentra en estado líquido con una menor entalpia al haberse producido el intercambio de energía con el foco caliente.

### Expansión

En esta etapa, por medio de un elemento, la presión y temperatura del fluido disminuyen desde sus valores en la etapa de la condensación hasta sus valores en la etapa de evaporación siendo un proceso isoentálpico.

### Ciclo de refrigeración

El ciclo de refrigeración viene dado por el diagrama p-h donde se representan los valores en función de la presión y la temperatura del refrigerante. En este diagrama se pueden apreciar todas las etapas anteriormente mencionadas.

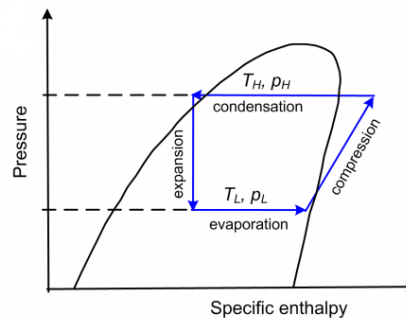


Ilustración 59. Diagrama P-h.

## 8.2. Refrigerante

Para la elección del refrigerante se tienen en cuenta diferentes criterios que garanticen el correcto funcionamiento de la instalación y que supongan un ahorro económico.

Sistemas como el de utilizar agua con glicol son desechados para las cámaras proyectadas y para el sistema de hidrocooling puesto que a pesar de su nula toxicidad y ser beneficioso su uso para el medioambiente, su uso es mas específico para grandes instalaciones centralizadas.

El amoníaco es un buen refrigerante, sin embargo esta opción es desechada debido a su alta toxicidad, así con el fin de garantizar la seguridad de trabajo en caso de algún problema en la instalación esta opción será desechada.

Los gases freones son un tipo de refrigerantes muy utilizados en el sector. Estos refrigerantes no son ni tóxicos ni corrosivos ni inflamables por lo que la seguridad de la instalación aumentaría con su uso. Sin embargo el uso de estos gases daña la atmosfera aumentando el efecto invernadero y el calentamiento global.

Estos son algunos de los gases freones:

Gases freones		
R417A	R422A	R422D
R427A	R437A	R404A
R407A	R410A	R410B
R407C	R407F	R434A
R507	R32	R134A
R448A	R449A	

Tabla 39. Gases freones

### R404A

El refrigerante R404A ha sido uno de los refrigerantes más utilizados los últimos años debido a su gran capacidad frigorífica, su bajo costo y a que puede trabajar a un gran rango de temperaturas desde baja temperatura a media.

Está formado por una mezcla casi azeotrópica de otros gases refrigerantes puros : 44% R125, 4% R134a y 20% R22.

Teniendo las características antes mencionadas, fue un sustituto perfecto de los gases R22 y R502, anteriormente prohibidos. Sin embargo debido al alto impacto que tiene el refrigerante R404a ha sufrido también fuertes restricciones los últimos años por la normativa F-Gas del reglamento de la Unión Europea debido a su Global Warming Potential (GWP) de 3780. Finalmente el refrigerante R404a ha dejado de usarse en nuevos equipos e instalaciones en la Unión Europea desde el 1 de Enero de 2020.

A pesar de estas restricciones en Argelia aun es posible realizar nuevas instalaciones con gas R404a y debido a su bajo costo y a su alta capacidad frigorífica será el gas elegido para la instalación frigorífica de este proyecto.

Componentes	% en peso
1,1,1,2- Tetrafluoroetano (R-134a)	4
Pentafluoroetano (R-125)	44
1,1,1-Trifluoroetano (R-143a)	52
Propiedades físicas	
Peso molecular	97,61 g/mol
Temperatura ebullición a (1,013 bar)	-46,45 °C
Deslizamiento temperatura de ebullición (a 1,013 bar)	0,7 K
Temperatura crítica	72,07 °C
Presión crítica	37,31 bares
Densidad crítica	484 kg/m <sup>3</sup>
Densidad del líquido (25°C)	1048 kg/m <sup>3</sup>
Densidad del líquido (-25°C)	1236 kg/m <sup>3</sup>
Densidad del vapor saturado (a 1,013 bar)	5,41 kg/m <sup>3</sup>
Presión del vapor (25°C)	12,42 bares
Presión del vapor (-25°C)	2,49 bares
Calor latente de vaporización (a 1,013 bar)	200 kJ/kg
Calor específico del líquido (25°C) (1,013 bar)	1,64 kJ/kg·K
Calor específico del vapor (25°C) (1,013 bar)	0,88 kJ/kg·K
Conductibilidad térmica del líquido (25°C)	0,064 W/mK
Conductibilidad térmica del vapor (1,013 bar)	0,0143 W/mK
Solubilidad con el agua (25°C)	Despreciable
Límite de inflamabilidad (25°C)	Ninguno
Toxicidad (AEL)	1000
ODP	0
PCA (GWP)	3922

Tabla 40. Resumen de las propiedades del refrigerante r404a.

### 8.3. Compresor

El compresor es el encargado de elevar la presión en el ciclo, desde la presión a la salida del evaporador hasta la presión a la entrada del condensador. Su función será aspirar el refrigerante en estado vapor producido en el evaporador, comprimirlo en el mismo compresor y descargarlo en el condensador. Será el encargado de hacer funcionar el ciclo frigorífico aportando trabajo externo.

#### *Tipos de compresor*

La elección del tipo de compresor ofrece una amplia variedad de posibilidades. Los tipos de compresor más utilizados en cámaras frigoríficas son los siguientes:

- Compresor de pistón
- Compresor de tornillo
- Compresor rotativo
- Compresor Scroll
- Compresor centrífugo

En esta instalación se ha elegido la utilización de compresores de pistón, siendo estos uno de los compresores más utilizados hoy en día en refrigeración. Esto es debido al pequeño volumen que ocupan en una instalación, a la gran variedad de compresores de pistón que existen según su potencia y a su reducido precio.

Este tipo de compresor es de desplazamiento positivo en el que en un cilindro un pistón se mueve ascendiendo y descendiendo según la apertura de las válvulas de aspiración y de descarga. Cuando el pistón desciende aspira el refrigerante proveniente del evaporador con la válvula de aspiración abierta y la válvula de descarga cerrada. Posteriormente cuando el pistón asciende se produce lo contrario, el refrigerante es descargado al condensador permaneciendo la válvula de descarga abierta y la válvula de aspiración cerrada.

Los compresores de pistón se dividen en 3 grupos según su accesibilidad:

- Compresores abiertos:

En este tipo de compresores el motor y el compresor se encuentran separados, estando conectados mediante un manguito o correa. Están diseñados para grandes potencias y cuentan con la ventaja de que son fáciles de reparar gracias a su accesibilidad. Cuentan con el problema de su baja estanqueidad.

- Compresores herméticos

Este tipo de compresor es todo lo contrario que el compresor abierto. Tanto el motor como el compresor se encuentran en un recipiente cerrado herméticamente garantizando así la estanqueidad del compresor. Sin embargo, este tipo de compresores no pueden ser reparados. Se utilizan para bajas potencias y poseen un bajo costo.

- Compresores semiherméticos

Los compresores semiherméticos al igual que los compresores herméticos poseen tanto el motor como el compresor en un recipiente cerrado. Sin embargo, al contrario que los compresores herméticos, este recipiente se puede abrir siendo accesible su reparación. Se utilizan para una gran variedad de potencias y poseen un costo más elevado que los compresores herméticos.



Ilustración 60. Compresor semihermético.

### *Selección de compresor de pistón*

- Cámaras frigoríficas

Para las cámaras frigoríficas se selecciona un compresor semihermético debido a su diversidad de modelo en cuanto a potencias, tener un precio más bajo que los compresores abiertos y pudiéndose reparar. Todo esto hace que el compresor semihermético sea el más flexible.

Para la instalación de las cámaras frigoríficas se propone una central frigorífica. Cada evaporador no irá conectado a un compresor de manera independiente. En su lugar, todos los evaporadores van conectadas a una central frigorífico. De esta forma se consigue un mayor ahorro energético puesto que el equipo frigorífico de las cámaras no estará funcionando a su máxima potencia frecuentemente, pudiendo de esta manera utilizar menos compresores de manera simultánea.

Además utilizando una central frigorífica, la instalación será mucho más fácil de controlar y de adaptar a la instalación.

La central frigorífica es el conjunto de 2 o más compresores situados en una plataforma metálica. Los compresores de una central frigorífica están conectados en paralelo y comparten colectores comunes de aspiración y de descarga, aspirando conjuntamente de todos los evaporadores de la instalación y descargando el refrigerante sobre el evaporador.

De esta forma se comparten varios elementos comunes de la instalación, simplificando el sistema y proporcionando un ahorro económico.

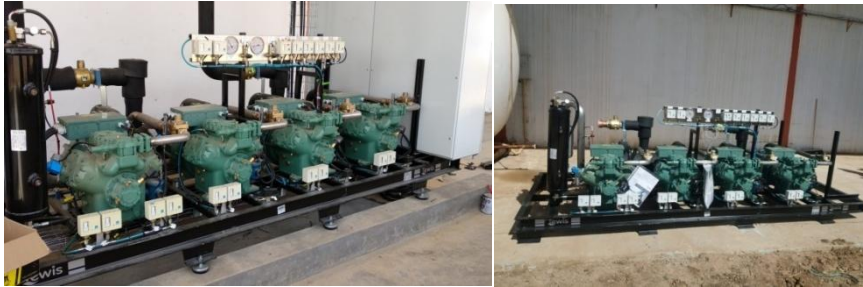


Ilustración 61. Centrales frigoríficas.

- Sistema de hidrocooling

En el caso del sistema de hidrocooling existen más dificultades a la hora de elegir el sistema de compresión del refrigerante.

La potencia a la que trabaje el sistema de hidrocooling prácticamente no variara por lo que una de las posibilidades que existiría sería la instalación de un solo compresor en una unidad condensadora. Esta opción simplificaría enormemente la instalación. Sin embargo esta opción presenta dificultades de encontrar una unidad condensadora de un solo compresor en el mercado, además de los problemas que se originarían en caso de avería pues afectaría a toda la unidad condensadora. Por estas razones se desecha la opción de unidad condensadora de monocompresor semihermético.

La opción de instalar un compresor de tornillo parece interesante puesto que un solo compresor proporciona una gran potencia. Eligiendo un compresor de tornillo se alcanzaría además una gran eficiencia. Sin embargo, esta opción sería una gran inversión para la instalación y este tipo de compresores conlleva un mantenimiento especializado difícil de llevar a cabo por trabajadores locales de Argelia. Además una de las principales ventajas de los compresores de tornillo es que son capaces de trabajar el 100% del tiempo, requisito intrascendente para la instalación del sistema de hidrocooling

De esta manera, aunque cada opción cuenta con ciertas ventajas, al igual que para la instalación de las cámaras frigoríficas, se instalará una central frigorífica con condensador separado para el sistema de hidrocooling.

### *Complementos del compresor*

- Bypass de arranque

Línea bypass que conecta a la línea de aspiración con la línea de descarga por medio de una válvula.

- Resistencia de cárter

Su función es evaporar el refrigerante líquido que puede quedar en el compresor cuando este se encuentra apagado.

- Antivibrador

Se utiliza para reducir las vibraciones mecánicas transmitidas por el compresor a la línea de descarga.

- Válvulas de retención

Su misión es evitar el retorno de refrigerante al compresor cuando este se encuentre parado.

### *Componentes central frigorífica*

- Separador de aceite

El compresor contiene aceite que se encarga de su lubricación. Este aceite puede ser descargado junto al refrigerante al sistema y puede provocar daños en él en grandes cantidades. Para evitar esto se instala un separador de aceite a la salida de los compresores que retiene el aceite y lo devuelve a los compresores.

En el separador de aceite irán incluidos distintos elementos como la válvula de retención, reguladores de nivel y filtros.

- Presostatos

Los presostatos tienen la función de abrir o cerrar el circuito en función de la presión medida. Con el fin de evitar daños los presostatos interrumpirán el sistema cuando la presión sea inferior al límite de baja presión o cuando la presión exceda el límite superior de presión.

- Manómetros

Serán los encargados de medir la presión del sistema en distintos puntos de la central.

- Deposito de liquido

Mientras el sistema está funcionando puede haber variaciones del volumen del refrigerante en el sistema. Esto se puede deber a las variaciones de la temperatura o al funcionamiento de las válvulas. Para soportar estas variaciones de volumen se dispone un depósito de líquido en la central que almacenara o expulsara refrigerante en el sistema según las necesidades de volumen que se precisen.

- Colectores

Los colectores serán los elementos donde se conecten los compresores tanto a la entrada como a la salida del refrigerante siendo el colector de aspiración el que recibe el refrigerante de la línea de aspiración y el colector de descarga el correspondiente a la línea de descarga.

### *Situación*

La central frigorífica ira instalada fuera de la nave almacén en una zona habilitada para su instalación y control. Dicha zona mantendrá la central frigorífica segura de la acción de agentes externos que puedan afectar y dañar la instalación. Para simplificar el diseño de la instalación, la central frigorífica estará instalada próxima al condensador.

### *Potencia de la central frigorífica*

Para calcular la potencia frigorífica total de la instalación se consideraran las peores condiciones posibles.

- Cámaras frigoríficas

Para obtener la potencia frigorífica de las dos cámaras se deberá tener en cuenta un desescarche de 6 horas al igual que el calculado previamente para una sola cámara.

$$Potencia\ frigorifica = Q_{mayoracion} \cdot \frac{24\ horas}{18\ horas} = 105.173,04 \cdot \frac{24}{18} = 140.230,72\ W$$

- Sistema de hidrocooling

La central frigorífica deberá ser capaz de hacer trabajar al sistema con una potencia frigorífica total de 132,95 Kw.

### *Criterios de selección del compresor*

Para elegir los compresores de la central frigorífica se tendrán en cuenta varios criterios.

- Potencia frigorífica

La central frigorífica de las cámaras deberá ser capaz de trabajar en las condiciones que permitan a los evaporadores de las cámaras frigoríficas trabajar a la potencia y temperatura de evaporación deseadas. Lo mismo ocurre en el caso del sistema de hidrocooling, su central frigorífica deberá ser capaz de suministrar la potencia deseada durante el periodo de acumulación de hielo.

- Refrigerante

La central frigorífica deberá ser capaz de trabajar con el refrigerante r404a.

- Precio

Con el objetivo de que la instalación sea más económica para el cliente, se seleccionaran los compresores que sean más económicos y que cumplan todas las condiciones de trabajo para el correcto funcionamiento de la instalación.

- Temperaturas de condensación y de evaporación.

Las centrales deberán hacer funcionar al sistema en las condiciones de temperatura previamente mencionadas.

- Potencia eléctrica absorbida

El compresor consumirá potencia eléctrica cuando esté trabajando. Un consumo menor indicara un mayor ahorro energético y un menor gasto por parte del cliente. Este consumo eléctrico determinara la eficiencia energética del sistema (EER) y el coeficiente de rendimiento (COP). Para que el sistema sea lo más eficiente posible se buscara maximizar dichos valores con el fin de aumentar el ahorro energético.

- Número de compresores

La potencia frigorífica será dividida por el número de compresores. Si se utilizan un mayor número de compresores sus modelos requerirán una menor potencia frigorífica individual. El número de compresores determinara el precio de las centrales, un mayor número de ellos supondrá un incremento del precio. Sin embargo, con un mayor número de compresores en la central será más fácil controlar la potencia frigorífica del sistema pudiendo desconectar uno o varios compresores produciendo de esta forma un mayor ahorro energético en el caso de las cámaras frigoríficas. En el caso de la central del sistema de hidrocooling se escogerán dos compresores.

### *Compresores elegidos*

- Cámaras frigoríficas

La potencia frigorífica total de la instalación es dividida por el número de compresores. Se propone una central frigorífica de 2 o 3 compresores que facilitaran el trabajo a diferentes niveles de potencia según las necesidades de la instalación desconectando compresores en caso de ser necesario. De entre todos los modelos seleccionados por el selector se escoge el compresor que tenga una capacidad frigorífica superior a la calculada previamente en las condiciones de trabajo de la instalación dividida por el número de compresores. Se buscaran compresores que garanticen una potencia individual superior a 70,12 Kw en caso de que la central tenga 2 compresores o superior a 46,74 Kw en caso de que tenga 3 compresores.

El selector de BITZER selecciona los compresores que cumplan con las condiciones anteriormente mencionadas. Se compararan los dos casos, los modelos de compresores para una central de 2 o 3 compresores.



Numero de compresores en la central	2	3
<b>Modelo de compresor</b>		
Modelo de compresor	6GE-34Y	4GE-23Y
Caballos de potencia	34	23
Potencia frigorífica	73,6 kW	49,8 Kw
Consumo eléctrico	34,4 kW	23 Kw
Corriente (400 V)	57,7 A	38,2 A
Temperatura gas de descarga	91,7 °C	91,2 °C
Motor	M2	M2
Volumen desplazado a 50 Hz	126,8 m <sup>3</sup> /h	84,5 m <sup>3</sup> /h
Numero de cilindros	6	4
Diámetro de los cilindros	75 mm	75 mm
Carrera de los cilindros	55 mm	55 mm
Peso	230 kg	196 kg
Conexión línea de aspiración	2 1/8"	2 1/8"
Conexión línea de descarga	1 3/8"	1 1/8"
Intensidad máxima	65,5 A	43,9 A
Consumo eléctrico máximo	40 kW	27 kW
<b>Central frigorífica</b>		
Potencia frigorífica total	147,2 kW	149,4 kW
Consumo eléctrico total	68,8 kW	69 kW

**Tabla 41. Comparación de compresores para la central frigorífica de las cámaras.**

Ambas opciones poseen una potencia frigorífica y un consumo eléctrico total similar.

La opción de 2 compresores sería una opción más barata y más simple, sin embargo, instalar una central de 3 compresores facilitaría la variación de la potencia frigorífica suministrada garantizando así un mayor ahorro energético.

La opción de la central frigorífica de 3 compresores ofrece más ventajas y por lo tanto será la opción escogida.

- Sistema de hidrocooling

La potencia frigorífica total de la instalación es dividida entre los dos compresores. Se buscarán compresores que garanticen una potencia individual superior a 66,48 Kw.

El selector de BITZER selecciona los compresores que cumplan con las condiciones anteriormente mencionadas.

Numero de compresores en la central	2
<b>Modelo de compresor</b>	
Modelo de compresor	6GE-34Y
Caballos de potencia	34
Potencia frigorífica	68,3 kW
Consumo eléctrico	33,2 kW
Corriente (400 V)	56 A
Temperatura gas de descarga	94,2 °C
Motor	M2
Volumen desplazado a 50 Hz	126,8 m <sup>3</sup> /h
Numero de cilindros	6
Diámetro de los cilindros	75 mm
Carrera de los cilindros	55 mm
Peso	230 kg
Conexión línea de aspiración	2 1/8"
Conexión línea de descarga	1 3/8"
Intensidad máxima	65,5 A
Consumo eléctrico máximo	40 kW
<b>Central frigorífica</b>	
Potencia frigorífica total	136,6 kW
Consumo eléctrico total	66,4 kW

Tabla 42. Resumen compresor para la central frigorífica del sistema de hidrocooling.

### Relación de compresión

La relación de compresión es el cociente entre la presión a la entrada y a la salida del compresor. Esta relación determina la capacidad que tiene el compresor de elevar la presión del sistema de baja a alta presión.

Los datos de alta y baja presión son recogidos de la grafica presión-entalpia del refrigerante r404a.

- Cámaras frigoríficas:

$$r_c = \frac{P_{alta}}{P_{baja}} = \frac{22,70 \text{ bares}}{5,10 \text{ bares}} = 4,45$$

- Sistema de hidrocooling:

$$r_c = \frac{P_{alta}}{P_{baja}} = \frac{22,70 \text{ bares}}{4,77 \text{ bares}} = 4,76$$

### Rendimiento isentrópico del compresor

Como se ha indicado anteriormente el trabajo del compresor en condiciones ideales tiene carácter isentrópico. El rendimiento isentrópico del compresor viene dado por el cociente de la potencia real entre la potencia ideal. Conociendo el rendimiento isentrópico es posible calcular la potencia real del compresor.

Para los compresores y sistema elegido se estima un rendimiento isentrópico del 0,772 para el caso de las cámaras frigoríficas y del 0,771 para el caso del sistema de hidrocooling.

### Rendimiento mecánico y rendimiento eléctrico

En el compresor y en el motor eléctrico puede haber pérdidas. Las pérdidas mecánicas son ocasionadas por rozamientos en el compresor mientras que las pérdidas eléctricas ocurren en el motor eléctrico.

Para calcular los rendimientos eléctrico y mecánico del compresor calcularemos la potencia que ejerce el compresor al sistema en las condiciones que nos facilita el selector de Bitzer. Para ello se utilizará los siguientes datos obtenidos del selector de Bitzer y de la grafica presión-entalpia del refrigerante r404a.

- Cámaras frigoríficas

Potencia frigorífica por cada compresor ( $P_F$ )	49,8 Kw
Consumo eléctrico del compresor ( $P_E$ )	23 Kw
Entalpia a la entrada del evaporador ( $h_4$ )	266,89 kJ/kg
Entalpia a la entrada del compresor ( $h_1$ )	366,15 kJ/kg
Entalpia a la salida del compresor en condiciones ideales ( $h_{2s}$ )	395,92 kJ/kg

Tabla 43. Entalpias y potencias del equipo frigorífico de las cámaras.

$$\text{Caudal masico en cada compresor (m)} = \frac{P_F}{(h_4 - h_1)} = \frac{49,8 \text{ kW}}{(366,15 - 266,89) \text{ kJ/kg}} = 0,5017 \text{ kg/s}$$

$$h_2 = \frac{h_{2s} - h_1}{\zeta_{isentropico}} + h_1 = \frac{(395,92 - 366,15) \text{ kJ/kg}}{0,772} + 366,15 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 404,71 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Potencia del compresor (P}_C) = m \cdot (h_2 - h_1) = 0,5017 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (404,71 - 366,15) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 19,35 \text{ kW}$$

$$\text{Rendimiento total} = \frac{P_C}{P_E} = \frac{19,35 \text{ kW}}{23 \text{ kW}} = 0,8413$$

El rendimiento conjunto de los rendimientos mecánico y eléctrico del compresor será de 0,8413.

- Sistema de hidrocooling

Potencia frigorífica por cada compresor ( $P_F$ )	68,3 Kw
Consumo eléctrico del compresor ( $P_E$ )	33,2 Kw
Entalpia a la entrada del evaporador ( $h_4$ )	266,89 kJ/kg
Entalpia a la entrada del compresor ( $h_1$ )	366,97 kJ/kg
Entalpia a la salida del compresor en condiciones ideales ( $h_{2s}$ )	398,60 kJ/kg

Tabla 44. Entalpias y potencias del equipo frigorífico del sistema de hidrocooling.

$$\text{Caudal masico en cada compresor (m)} = \frac{P_F}{(h_1 - h_4)} = \frac{68,3 \text{ kW}}{(366,97 - 266,89) \text{ kJ/kg}} = 0,6824 \text{ kg/s}$$

$$h_2 = \frac{h_{2s} - h_1}{\zeta_{isentropico}} + h_1 = \frac{(398,60 - 366,97) \text{ kJ/kg}}{0,771} + 366,97 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 407,99 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Potencia del compresor } (P_C) = m \cdot (h_2 - h_1) = 0,6824 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (407,99 - 366,03) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 28,63 \text{ kW}$$

$$\text{Rendimiento total} = \frac{P_C}{P_E} = \frac{28,63 \text{ kW}}{33,2 \text{ kW}} = 0,8623$$

El rendimiento conjunto de los rendimientos mecánico y eléctrico del compresor será de 0,8623.

#### 8.4. Evaporador

El evaporador será el elemento del equipo frigorífico en el que se produzca la etapa de la evaporación dentro de las cámaras. En el esquema frigorífico está situado entre la válvula de expansión y la línea de aspiración que llegara al compresor. El evaporador debe ser el encargado de transferir el calor desde el foco frío hasta el refrigerante. Para ello debe poder intercambiar la potencia necesaria en la instalación frigorífica teniendo una gran superficie de contacto entre el evaporador, el refrigerante y el foco frío.

En este apartado solo se hablara de los evaporadores en las cámaras frigoríficas puesto que en el caso del hidrocooler ya se ha hablado de esta parte. En las cámaras frigoríficas el intercambio de calor se realizara por aire. El aire de la cámara pasara a través del evaporador e intercambiara calor con el refrigerante. Para que esto suceda, el evaporador tendrá ventiladores que aspiren y expulsen el aire, haciéndolo pasar por el intercambiador de calor en el interior del evaporador facilitando así el intercambio de calor entre el refrigerante y el aire y a su vez facilitar la distribución de aire frío a lo largo de la cámara frigorífica.

Para el equipo frigorífico se propone el uso de evaporadores cúbicos industriales. Este tipo de evaporadores está diseñado para trabajar en cámaras frigoríficas de gran volumen a una gran potencia y garantizando el intercambio de calor entre el refrigerante y la cámara gracias a sus potentes ventiladores.

Las cámaras frigoríficas de la instalación de este proyecto son de gran volumen. Para garantizar la distribución de aire frío expulsado por los evaporadores se propone la colocación de dos evaporadores.



Ilustración 62. Evaporador.

#### Desescarche

En el interior del evaporador el aire al pasar puede condensar debido a la alta humedad presente en la cámara frigorífica y a su baja temperatura de rocío en el interior del evaporador. Además, teniendo en cuenta que la temperatura de evaporación es menor de 0°C, el agua

condensada se puede llegar a congelar formándose escarcha o hielo. Esta escarcha o hielo se puede llegar a acumular dentro del evaporador alrededor de la superficie del intercambiador impidiendo el intercambio de calor entre el refrigerante y el aire. De esta manera, la acumulación de hielo o escarcha dentro del evaporador afectaría el correcto uso de la instalación disminuyendo la potencia frigorífica aportada bajando el rendimiento del sistema.

Para evitar esta acumulación de escarcha o hielo, el evaporador deberá tener un sistema de desescarche. Este sistema de desescarche aportará calor en el evaporador con el objetivo de derretir el hielo. Esta aportación de calor se puede realizar desde el interior o el exterior del evaporador pasando a ser el punto más caliente en la cámara frigorífica. Esto quiere decir que será necesario que el evaporador no esté produciendo potencia frigorífica cuando el desescarche este funcionando.

#### - Desescarche eléctrico

Este sistema consiste en el uso de resistencias eléctricas que mediante la aplicación de energía eléctrica crean calor fundiendo la escarcha o el hielo presente en el intercambiador.

El calor desprendido por las resistencias eléctricas tiene que ser directamente transmitido al intercambiador con el fin limitar las pérdidas que pueda ejercer sobre la cámara. La potencia del desescarche no será muy elevada en la instalación puesto que son cámaras con temperatura positiva.

#### *Potencia total de los evaporadores*

Durante el tiempo que el sistema de desescarche esté funcionando el evaporador no trabajara por lo que la potencia total de equipo frigorífico se incrementará para contrarrestar las horas no trabajadas.

Se estimará que el desescarche trabajara durante 6 horas. Para obtener la potencia frigorífica total que deberán compensar los dos evaporadores de cada cámara se considerará la potencia necesaria en las peores condiciones previamente calculada:

$$Potencia\ frigorífica = Q_{mayoracion} \cdot \frac{24\ horas}{18\ horas} = 82.169,19 \cdot \frac{24}{18} = 109.558,92\ W$$

#### *Temperatura de evaporación*

Para mantener la temperatura de la cámara y hacer frente a las cargas térmicas, se debe producir un intercambio de calor entre el interior de la cámara y el refrigerante. Para que esto se produzca, el refrigerante en el evaporador se deberá mantener a una temperatura más baja que la temperatura de la cámara. De esta manera el aire expulsado por el evaporador será más frío y contrarrestará las pérdidas por cargas térmicas. La diferencia entre la temperatura de evaporación y la temperatura del interior de la cámara se denomina salto térmico.

Es importante determinar una óptima temperatura de evaporación en la cámara frigorífica puesto que cuanto mayor sea el salto térmico se obtiene una mayor seguridad de que la cámara se

mantenga en las condiciones de temperatura idóneas, sin embargo, la potencia necesaria aumentaría y la instalación se volvería más ineficiente.

Otro factor a tener en cuenta a la hora de seleccionar el salto térmico de temperatura es el de la humedad relativa de la cámara frigorífica. El salto térmico tiene una gran influencia sobre la humedad relativa especialmente en cámaras de temperatura positiva. Cuanto más baja sea la temperatura de evaporación del refrigerante mayor será la humedad condensada en el evaporador, lo que se traduce como una reducción de la humedad relativa en el interior de la cámara.

Las cerezas necesitan una humedad relativa alta de alrededor del 95% para su conservación. Esto quiere decir que el salto térmico tendrá que ser bajo con el objetivo de mantener esa humedad.

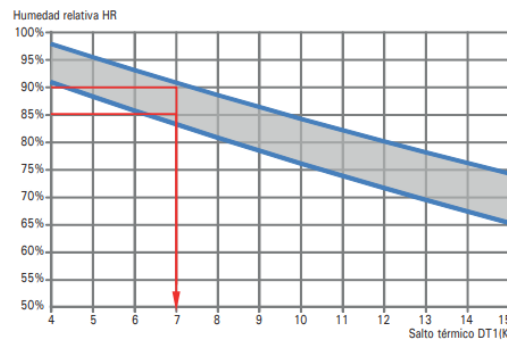


Ilustración 63. Salto térmico en función de la humedad relativa de la cámara frigorífica.

En la tabla anterior obtenemos el valor del salto térmico, utilizando la línea superior de la gráfica que indica el salto térmico de un evaporador estático. El salto térmico que se utilizara para el diseño de la instalación frigorífica de las cámaras será de 5°C.

$$DT1 = 5^{\circ}C$$

Las cerezas se conservaran a 0°C en las cámaras por lo que la temperatura de evaporación del refrigerante será:

$$T_{evap} = T_{camara} - DT1 = 0^{\circ}C - 5^{\circ}C = -5^{\circ}C$$

En el caso del sistema de hidrocóoling, se utilizara una temperatura de evaporación de -7 °C puesto que necesita una temperatura de evaporación más baja para poder congelar el agua del depósito.

### Crterios de selección del evaporador

Para elegir los evaporadores de las cámaras frigoríficas se tendrán en cuenta varios criterios.

- Potencia

Los evaporadores deberán poder compensar las cargas térmicas para mantener las cámaras frigoríficas a la temperatura y humedad necesarias. Para ello cada cámara contara con evaporadores que puedan suministrar la potencia frigorífica previamente calculada en las condiciones necesarias.

Los evaporadores de una sola cámara deberán poder suministrar una potencia de 109.558,92 W. Teniendo en cuenta que cada cámara tendrá 2 evaporadores y con el objetivo de simplificar el sistema ambos evaporadores pertenecerán al mismo modelo, la potencia mínima de cada evaporador será de 54.779,46 W.

- Refrigerante

El evaporador deberá ser capaz de trabajar con el refrigerante r404a.

- Precio

Con el objetivo de que la instalación sea más económica para el cliente, se seleccionaran los evaporadores que sean más económicos y que cumplan todas las condiciones de trabajo para el correcto funcionamiento de la instalación.

- Temperaturas de entrada de aire y de evaporación.

El evaporador deberá trabajar con las temperaturas de cámara y de evaporación deseadas de 0°C y -5°C respectivamente. Estas temperaturas afectaran a la potencia frigorífica del modelo del evaporador disminuyendo su capacidad al disminuir su temperatura de evaporación.

- Paso de aleta

La separación de las aletas es un factor importante a la hora de seleccionar un evaporador. La escarcha tiende a formarse sobre las aletas, llegando a juntarse unas con otras si no hay separación suficiente y bloqueando de esta manera el evaporador e impidiendo el flujo de aire a través de él.

Esta separación de las aletas dependerá del rango de temperatura de trabajo del evaporador. El evaporador trabajara en un cámara positiva de 0°C pero con una temperatura de evaporación de -5°C. Para este rango de temperaturas se elegirán pasos de aleta superiores a 4 mm.

Una separación de aleta menor significara un evaporador de menor coste por lo que se seleccionaron evaporadores con paso de aleta pequeños que cumplan con los requisitos.

- Espacio

Los evaporadores deberán ser capaces de instalarse en el espacio reservado para ellos adaptándose a las medidas de la cámara frigorífica. En el caso de las cámaras frigoríficas de la instalación, los evaporadores podrán tener grandes medidas puesto que hay un gran espacio reservado para ellos.

- Ventiladores

Un mayor número de ventiladores garantiza que el evaporador pueda trabajar a diferente potencia según las necesidades de las cargas en cada momento, permaneciendo apagados algunos ventiladores en caso de no necesitar tanta potencia frigorífica y permitiendo de esta manera no trabajar a grandes potencias continuamente. Esto se traduce en un mayor ahorro energético. Sin embargo el número de ventiladores aumentara el precio del evaporador siendo una variable a considerar.

### Selección del evaporador

Para seleccionar el evaporador se utiliza el selector de KOXKA aportando los datos de los requisitos previamente establecidos.

El software de KOXKA selecciona los evaporadores que cumplan con las condiciones previamente mencionadas para un rango de capacidades frigoríficas próximo a la capacidad deseada.

De entre todos los modelos seleccionados por el selector se escoge el evaporador que tenga una capacidad frigorífica superior a la calculada previamente en las condiciones de trabajo de la cámara y que tenga el precio más económico.

El modelo elegido será el IRP-693. Este modelo cuenta con 3 ventiladores por lo que será fácil regular la potencia, obteniendo así un mayor ahorro energético.

MODELO IRP-693	
Capacidad frigorífica	56,6 kW
Temperatura entrada del aire	0°C
Temperatura de evaporación	-5°C
Temperatura de salida del aire	-2,3°C
Caudal de aire	45000 m <sup>3</sup> /h
Proyección de aire	43 m
Refrigerante	R404a
Paso de aleta	4 mm
Superficie del intercambiador	332 m <sup>2</sup>
Volumen interno	88 dm <sup>3</sup>
Largo	4510 mm
Ancho	790 mm
Alto	1135 mm
Peso	443 kg
Numero de ventiladores	3
Diámetro de los ventiladores	630 mm
Velocidad de los ventiladores	1360 rpm
Potencia absorbida total	5700 W
Consumo total	9,6 A
Alimentación eléctrica	Trifásica
Conexión de entrada de refrigerante	2 x 1 3/8"
Conexión de salida de refrigerante	2 x 2 1/8"

Tabla 45. Resumen evaporador IRP-693

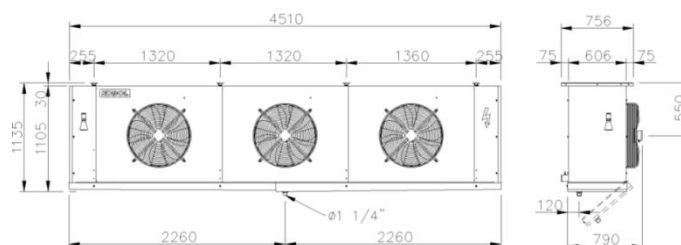


Ilustración 64. Evaporador IRP-693



### *Características generales*

El evaporador contará con el sistema de desescarche eléctrico previamente mencionado.

El material de los tubos por los que circulara el refrigerante será el cobre mientras que las aletas del intercambiador estarán fabricadas en aluminio.

La carcasa exterior estará fabricada con chapa de acero galvanizado y pintada con pintura epoxy-poliéster polimerizada al horno a 180°C.

Incorpora doble bandeja de desescarche para facilitar el drenaje del agua resultante del mismo.

El evaporador contará con 3 ventiladores de rotor externo, protección IP-54 y protector térmico con los que se garantizara trabajar variando la potencia según las necesidades.

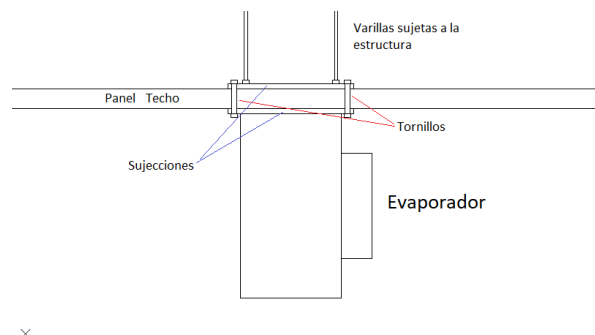
La proyección de aire de 43 metros desde los dos evaporadores de la cámara garantizara la distribución en ella.

La longitud de separación de la aleta de 4,2 mm será la suficientemente larga para que la acumulación de escarcha en las aletas no bloquee el flujo del aire.

La temperatura de salida del evaporador de -2,3°C mantendrá una temperatura de cámara de 0°C contrarrestando las cargas térmicas de las cámaras.

### *Situación de los evaporadores*

El peso de los evaporadores será soportado por la estructura de la nave almacén por medio de varillas. Estas varillas sujetaran por medio de tornillos varios soportes situados en el techo que serán los encargados de sujetar el evaporador. De esta manera, los evaporadores estarán colocados en el techo de la cámara frigorífica.



**Ilustración 65. Situación de los evaporadores.**

Los dos evaporadores de cada cámara estarán colocados a lo largo de la parte superior próxima a la pared opuesta a la entrada de la cámara. Con esta situación se garantiza la distribución del aire a lo largo de la cámara gracias a la gran proyección de los evaporadores y a su distribución a lo largo de la pared de la cámara de 11,75 metros de largo.

### *Recalentamiento en el evaporador*

En el intercambio de calor entre el refrigerante y la cámara frigorífica, el refrigerante adquiere el calor a presión y temperatura constantes pasando de líquido a gas. Una vez que el refrigerante está en estado gaseoso, el cambio de fase de líquido a gas ya no puede adquirir más calor por lo que la temperatura del refrigerante comienza a aumentar produciéndose el recalentamiento.

El salto de temperatura entre la temperatura de la cámara y la temperatura de evaporación es de 5°C, siendo este valor relativamente pequeño. El valor del sobrecalentamiento será menor que este valor por lo que se estima que el valor del recalentamiento será de 3°C en el evaporador como máximo.

En el caso del sistema de hidrocóoling, el recalentamiento será superior puesto que la diferencia entre la temperatura de evaporación y la del medio es mayor, por lo que se estima un recalentamiento de 5°C.

## **8.5. Condensador**

El condensador será el elemento del equipo frigorífico en el que se produzca la etapa de la condensación. En el esquema frigorífico está situado entre la línea de líquido dirigida a la válvula de expansión y la línea de descarga proveniente del grupo compresor. El evaporador es el encargado de liberar el calor proveniente del refrigerante al foco caliente. Para ello debe poder intercambiar la potencia necesaria en la instalación frigorífica teniendo una gran superficie de contacto entre el condensador, el refrigerante y el foco caliente.

Habrà un condensador común para las dos cámaras frigoríficas y otro para el sistema de hidrocóoling. El funcionamiento de este condensador consistirá en el intercambio de calor del refrigerante al ambiente exterior a través del aire. Al igual que sucede con los evaporadores, el aire circulará a través del condensador e intercambiando el calor con el refrigerante gracias al uso de ventiladores.

Se escoge el tipo de condensador axial debido a su bajo precio y a su alta eficiencia en cuanto al ratio de calor intercambiado con el exterior y consumo eléctrico. Este tipo de condensadores además trabaja para un gran rango de potencias.

La instalación de los condensadores será situada al aire libre fuera de la nave almacén con el objetivo de intercambiar calor con el exterior. Como se ha indicado anteriormente, los condensadores irán situados próximos a centrales frigoríficas por lo que se opta su instalación en una plataforma encima de la central frigorífica. Los condensadores se sitúan en el exterior mientras que las centrales se encuentran en un lugar cerrado.



**Ilustración 66. Ejemplo de condensador axial.**

### Temperatura de condensación

Para que suceda el intercambio de calor que provoca que el refrigerante se condense, el refrigerante durante la condensación se deberá mantener a una temperatura más alta que la temperatura exterior, siendo el exterior el foco caliente que recibe el calor proveniente de las cámaras frigoríficas. De esta manera el calor es liberado en el exterior a una gran temperatura y esta cesión del calor por parte del refrigerante provocara que condense de gas a líquido.

Al igual que como sucede en la evaporación, debe haber un salto térmico entre la temperatura de condensación del refrigerante y la temperatura ambiente que garantice el intercambio de energía.

La condensación de esta instalación será realizada por aire. Para tener la seguridad de que se produce un correcto intercambio de calor entre el refrigerante y el ambiente exterior se establece un salto térmico entre la temperatura de condensación y la temperatura ambiente de 15°C.

$$DT2 = 15^{\circ}C$$

La temperatura exterior máxima media en el mes más caluroso es de 34,5, para diseñar la instalación en las peores condiciones posibles se tomara esta temperatura como referencia, por lo que la temperatura de condensación del refrigerante será:

$$T_{cond} = T_{exterior} + DT2 = 34,5^{\circ}C + 15^{\circ}C = 39,5^{\circ}C$$

### Potencia de condensador

El condensador necesitara disipar tanto el calor adquirido por el refrigerante en el interior de las cámaras como el trabajo que aporta la central frigorífica durante la compresión.

Por tanto:

$$P_{cond} = P_{evap} + W$$

Ecuación 32

Como se ha calculado anteriormente, la potencia frigorífica total de la instalación de las cámaras frigoríficas en las peores condiciones es de 140,23 kW. Mientras que la potencia frigorífica del sistema de hidrocooling es de 132,95 kW.

Para calcular la potencia total a disipar en el condensador se necesitaran los datos de las entalpias de la grafica presión-entalpia del refrigerante r404a.

- Cámaras frigoríficas

Entalpia a la entrada del compresor ( $h_1$ )	366,15 kJ/kg
Entalpia a la salida del compresor en condiciones ideales ( $h_{2s}$ )	395,92 kJ/kg
Entalpia real a la salida del compresor ( $h_2$ )	404,71 kJ/kg
Entalpia a la salida del condensador	266,89 kJ/kg
Entalpia a la entrada del evaporador ( $h_4$ )	266,89 kJ/kg

Tabla 46. Entalpias del ciclo frigorífico de las cámaras

Para calcular la potencia del condensador se necesitará conocer el caudal másico total de la instalación.

$$\text{caudal masico total de la instalacion } (m) = \frac{P_F}{(h_4 - h_1)} = \frac{149,4 \text{ kW}}{(366,15 - 266,89) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 1,51 \text{ kg/s}$$

Por lo tanto la potencia total a disipar del condensador será:

$$P_{Cond} = m \cdot (h_2 - h_3) = 1,51 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (404,71 - 266,89) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 208,11 \text{ kW}$$

La instalación de un condensador de una mayor potencia no supondrá un impacto en términos de ahorro energético tan grande en la instalación como supondría la instalación de una central frigorífica de mayor potencia.

Para la elección del modelo de condensador de la instalación se aplicara un factor de seguridad del 15%.

$$P_{Condensacion \text{ total}} = 1,15 \cdot P_{Cond} = 239,32 \text{ kW}$$

- Sistema de hidrocooling

Entalpia a la entrada del compresor ( $h_1$ )	366,97 kJ/kg
Entalpia a la salida del compresor en condiciones ideales ( $h_{2s}$ )	398,60 kJ/kg
Entalpia real a la salida del compresor ( $h_2$ )	407,99 kJ/kg
Entalpia a la salida del condensador	266,89 kJ/kg
Entalpia a la entrada del evaporador ( $h_4$ )	266,89 kJ/kg

Tabla 47. Entalpias del ciclo frigorífico del sistema de hidrocooling.

Para calcular la potencia del condensador se necesitara conocer el caudal másico total de la instalación.

$$\text{caudal masico total de la instalacion } (m) = \frac{P_F}{(h_4 - h_1)} = \frac{136,6 \text{ kW}}{(366,97 - 266,89) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 1,36 \text{ kg/s}$$

Por lo tanto la potencia total a disipar del condensador será:

$$P_{Cond} = m \cdot (h_2 - h_3) = 1,36 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (407,99 - 266,89) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 191,90 \text{ kW}$$

La instalación de un condensador de una mayor potencia no supondrá un impacto en términos de ahorro energético tan grande en la instalación como supondría la instalación de una central frigorífica de mayor potencia.

Para la elección del modelo de condensador de la instalación se aplicara un factor de seguridad del 15%.

$$P_{Condensacion \text{ total}} = 1,15 \cdot P_{Cond} = 220,69 \text{ kW}$$



La potencia a disipar es parecida tanto en las cámaras frigoríficas como en el hidrocooling. Por este motivo y para simplificar el sistema, la instalación y las compras, se instalarán dos condensadores del mismo modelo, uno para las cámaras frigoríficas y otro para el sistema de hidrocooling.

### *Criterios de selección de los condensadores*

Para la elección del condensador de la instalación elegir se tendrán en cuenta varios criterios.

#### - Potencia

Cada condensador deberá poder disipar el calor proveniente de los evaporadores y de la central frigorífica anteriormente calculado de 239,32 kW. Se deberá escoger un modelo de condensador que cumpla con este requisito en las condiciones exteriores deseadas.

#### - Refrigerante

Los condensadores deberán ser capaces de trabajar con el refrigerante r404a.

#### - Precio

Con el objetivo de que la instalación sea más económica para el cliente, se seleccionará el modelo de condensador más económico y que cumpla todas las condiciones de trabajo para el correcto funcionamiento de la instalación.

#### - Temperaturas de entrada de aire y de condensación.

El condensador deberá trabajar con la temperatura exterior de diseño y la temperatura de condensación deseadas de 34,5°C y 49,5°C respectivamente. Estas temperaturas afectarán a la potencia del modelo del condensador.

### *Condensador elegido*

El software de KOXKA nos selecciona los condensadores que cumplan con las condiciones anteriormente mencionadas para un rango de capacidades frigoríficas próximo a la capacidad deseada.

De entre todos los modelos seleccionados por el selector se escoge el condensador que tenga una capacidad superior a la calculada previamente en las condiciones de trabajo de la cámara y del sistema de hidrocooling y que tenga el precio más económico.

El modelo elegido será el CAH 04 P E 08P. En la siguiente tabla resumen se muestran los datos de trabajo del condensador.

MODELO CAH 04 P E 08P	
Potencia	239,8 kW
Temperatura entrada del aire	34,5 °C
Temperatura de condensación requerida	49,5 °C
Temperatura de condensación real	49,1 °C
Caudal de aire	68400 m <sup>3</sup> /h
Refrigerante	R404a
Paso de aleta	2,4 mm
Superficie del intercambiador	647,2 m <sup>2</sup>
Volumen interno	83,4 dm <sup>3</sup>
Largo	4095 mm
Ancho	2275 mm
Alto	608 mm
Peso	840 kg
Numero de ventiladores	4
Diámetro de los ventiladores	910 mm
Velocidad de los ventiladores	660 rpm
Potencia absorbida total	3,6kW
Consumo total	8,8 A
Modo de conexión	Trifásica
Conexión de entrada de refrigerante	2 x 1 5/8"
Conexión de salida de refrigerante	2 x 1 1/8"

Tabla 48. Resumen condensador CAH 04 P E 08P

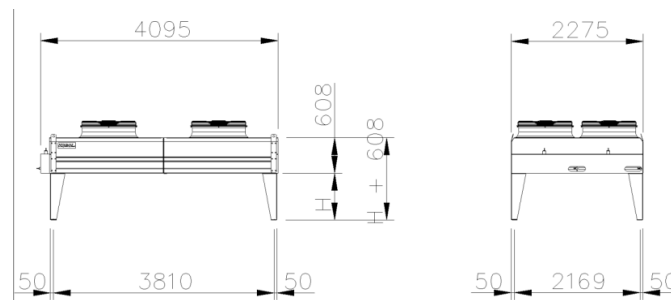


Ilustración 67. Condensador CAH 04 P E 08P.

### Características generales

El condensador contará con 4 ventiladores dispuestos en dos líneas de dos. De esta forma se aprovechará mucho mejor el espacio.

El condensador será instalado de manera horizontal con los ventiladores apuntando hacia arriba. Será necesaria la instalación de patas en el condensador.

El material de los tubos por los que circulará el refrigerante será el cobre mientras que las aletas del intercambiador estarán fabricadas en aluminio.

La carcasa exterior estará fabricada con chapa de acero galvanizado y pintada con pintura epoxy-poliéster polimerizada al horno a 180°C.

Los ventiladores estarán equipados con motores trifásicos de rotor externo.

### *Subenfriamiento en el condensador*

En el intercambio de calor entre el refrigerante y el ambiente exterior, el refrigerante cede el calor a presión y temperatura constantes pasando de gas a líquido. Una vez que el refrigerante está en estado líquido, el cambio de fase de gas a líquido ya no puede ceder más calor por lo que la temperatura del refrigerante comienza a disminuir produciéndose el subenfriamiento.

Se estima que el descenso de temperatura debido a las condiciones a la diferencia de temperatura entre la temperatura exterior y la temperatura de condensación será de 5°C en ambos condensadores.

### **8.6. Válvula de expansión**

La válvula de expansión termostática será la encargada de crear la caída de presión entre el condensador y el evaporador. Para realizar esta caída de presión controlara el flujo que entra en el evaporador.

Este componente se situara en la línea de líquido junto a los elementos de evaporación. Tanto en el caso de los evaporadores de las cámaras frigoríficas como en el caso del hidrocooler cada aparato contara con dos válvulas de expansión. Estas válvulas de expansión se dividirán la carga total del evaporador por lo que estarán diseñadas para trabajar cada una con la mitad de la capacidad frigorífica del evaporador siendo esta de 28,3 kW para el caso de los evaporadores de las cámaras frigoríficas .En el caso del sistema de hidrocooling será de 68,3 Kw.

El refrigerante entra en estado líquido en la válvula de expansión y sale en una mezcla de gas y líquido debido a la brusca caída de presión. La válvula de expansión deberá realizar la caída de presión desde la temperatura de condensación hasta la temperatura de evaporación.



**Ilustración 68. Válvula de expansión.**

### *Válvulas de expansión elegidas*

Para elegir la válvula de expansión deberá poder trabajar con la capacidad frigorífica del evaporador, realizar la caída de presión desde el condensador al evaporador y garantizar el recalentamiento y el subenfriamiento en la instalación.

- Cámaras frigoríficas

Cada evaporador tendrá dos válvulas de expansión. Utilizando el programa Coolselector de Danfoss se escoge la válvula de expansión TE 5-4 que cumple con los requisitos previamente descritos.

#### - Hidrocooler

El hidrocooler tendrá dos válvulas de expansión. Utilizando el programa Coolselector de Danfoss se escoge la válvula de expansión TE 20-8 que cumple con los requisitos previamente descritos.

#### *Características de las válvulas de expansión*

Fabricada en acero inoxidable y sellada herméticamente.

Este tipo de válvula se suministra por piezas que se pueden elegir según las necesidades. Estas piezas son los elementos, el orificio y el cuerpo de la válvula.

### 8.7. Tuberías

Desde un elemento a otro el refrigerante será transportado por tuberías. Estas tuberías estarán fabricadas en cobre al ser un material bastante resistente y con un precio económico. Las tuberías serán seleccionadas por su diámetro y la velocidad del fluido. Un menor diámetro de tubería supondrá un menor coste y una mayor velocidad del fluido.

Cada línea entre los elementos trabaja a velocidades diferentes puesto que estas dependen de la función y el estado del refrigerante y de la diferencia de altura entre elementos. Además, dependiendo de la velocidad, el diámetro y la longitud de la tubería pueden existir pérdidas de presión y caídas de temperatura.

La velocidad del refrigerante en la tubería viene dada por la siguiente expresión.

$$v = \frac{4 \cdot m}{\rho \cdot \pi \cdot D^2}$$

Ecuación 33

siendo:

v la velocidad del refrigerante en m/s

m el caudal másico en kg/s

$\rho$  la densidad en kg/m<sup>3</sup>

D el diámetro de la tubería en metros.

De la anterior formula se obtiene el diámetro de la tubería:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot m}{\rho \cdot \pi \cdot v}}$$

Ecuación 34



### Línea de líquido

La línea de líquido es la línea entre el condensador y el evaporador. Es la línea donde el refrigerante tiene una menor velocidad puesto que se encuentra en estado líquido y presenta una menor densidad. Por esta razón la velocidad de la línea será baja entre 1 y 1,5 m/s.

Esta tubería presenta tramos ascendentes debido a la altura de los evaporadores por lo que se recomienda no utilizar velocidades bajas

La cantidad de refrigerante se dividirá entre los evaporadores y sus tuberías, por lo que se necesitara un mayor diámetro de tubería a la salida del condensador para posteriormente irse dividiendo y disminuyendo el tamaño de la tubería.

La diferencia de potencia entre trabajar a la máxima potencia de las dos cámaras y a la mínima potencia de una cámara es muy grande para el caso de las cámaras frigoríficas. Por ello se opta por la instalación de dos circuitos para las cámaras frigoríficas. De esta manera cada cámara tendrá su propio circuito independiente. Además el sistema de hidrocooling contara con otro circuito.

Para realizar el cálculo del diámetro necesario se considerara la densidad obtenida de la grafica p-h del refrigerante r404a siendo esta densidad de  $934,58 \text{ kg/m}^3$ .

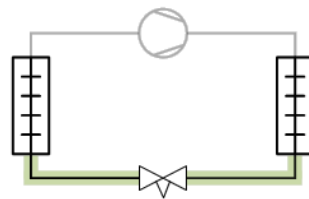


Ilustración 69. Línea de líquido.

En los circuitos de las cámaras frigoríficas habrá una tubería principal y de la cual se ramificaran tuberías a los evaporadores. Los evaporadores cuentan con dos entradas por lo que se necesitaran dos ramificaciones por evaporador. Estas tuberías serán completamente iguales para cada evaporador puesto que necesitaran transportar el mismo caudal másico de diseño.

La siguiente tabla muestra los diferentes flujos másicos y las capacidades frigoríficas de diseño correspondientes.

Tramo	Capacidad frigorífica (W)	Flujo másico (kg/s)
Condensador - Hidrocooler	136.600	1,36
Hidrocooler - Entrada	68.300	0,68
Condensador - Principal	109.558,92	1,10
Principal - Evaporador	54.779,46	0,55

Tabla 49. Capacidades frigoríficas y flujos másicos de las líneas de líquido.

Con el flujo másico conocido y estipulando una velocidad de diseño de 1,5 m/s se calcula los diámetros de la tubería. Dichos diámetros vienen reflejados en la siguiente tabla.

Tramo	Diámetro teórico (mm)	Diámetro comercial (pulgadas)	Velocidad real (m/s)
Condensador - Hidrocooler	35,15	1 5/8	1,27
Hidrocooler - Entrada	24,85	1 1/8	1,37
Condensador - Principal	31,61	1 3/8	1,46
Principal - Evaporador	22,35	1 1/8	1,11

Tabla 50. Diámetros y velocidades de las líneas de líquido.

### Línea de aspiración

La línea de aspiración es la línea entre el evaporador y la central frigorífica. En esta línea la velocidad del fluido será alta puesto que el refrigerante se encuentra en estado gaseoso con una baja densidad. La velocidad de la línea estará entre 10 y 15 m/s.

La central frigorífica se encuentra a una altitud menor que los evaporadores por lo que en esta línea no habrá problemas por tramos ascendentes.

La cantidad de refrigerante irá aumentando a medida que se van incorporando los ramales a la tubería principal, por lo que el diámetro de la tubería irá aumentando a medida que se vayan unificando los ramales.

Al igual que sucede con la línea de líquido, el sistema de hidrocooling y cada cámara tendrá su circuito independiente

Para realizar el cálculo del diámetro necesario se considerara la densidad obtenida de la grafica p-h del refrigerante r404a siendo esta densidad de 25,43 kg/m<sup>3</sup> para las líneas de las cámaras frigoríficas y de 23,51 kg/m<sup>3</sup> para las líneas del sistema de hidrocooling.

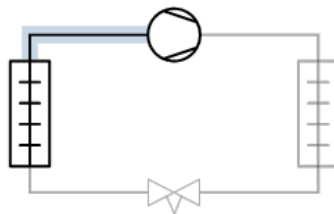


Ilustración 70. Línea de aspiración.

En los circuitos de las cámaras frigoríficas habrá una tubería principal y de la cual se ramificaran tuberías provenientes de los evaporadores. Los evaporadores cuentan con dos salidas por lo que se necesitaran dos ramificaciones por evaporador. Estas tuberías serán completamente iguales para cada evaporador puesto que necesitaran transportar el mismo caudal másico de diseño.

La siguiente tabla muestra los diferentes flujos másicos y las capacidades frigoríficas de diseño correspondientes.

Tramo	Capacidad frigorífica (W)	Flujo másico (kg/s)
Salida - Hidrocooler	68.300	0,68
Hidrocooler - Central	136.600	1,36
Evaporador - Principal	54.779,46	0,55
Principal - Central	109.558,92	1,10

Tabla 51. Capacidades frigoríficas y flujos másicos de las líneas de aspiración.

Con el flujo másico conocido y estipulando una velocidad de diseño de 15 m/s se calcula los diámetros de la tubería. Dichos diámetros vienen reflejados en la siguiente tabla.

Tramo	Diámetro teórico (mm)	Diámetro comercial (pulgadas)	Velocidad real (m/s)
Salida - Hidrocooler	49,54	2 1/8	14,74
Hidrocooler - Central	70,07	3 1/8	13,31
Evaporador - Principal	44,64	2 1/8	10,97
Principal - Central	63,13	2 5/8	14,25

Tabla 52. Diámetros y velocidades de las líneas de aspiración.

#### - Aislamiento

En esta tubería el refrigerante circula a una temperatura muy baja por lo que puede recibir cargas térmicas debido a la diferencia de temperatura con el exterior. Además en el lado exterior de la tubería puede existir condensación debido a su baja temperatura.

Para evitar lo anterior, la línea de aspiración será aislada con el aislante térmico de espuma elastomérica fabricada en cacho sintético como medida de aumentar el ahorro energético de la instalación.

#### Línea de descarga

La línea de descarga es la línea entre la central frigorífica y el condensador. En esta línea la velocidad del fluido será alta puesto que el refrigerante se encuentra en estado gaseoso con una baja densidad. El compresor descarga sobre esta línea en dirección al condensador.

El condensador estará situado encima de la central frigorífica por lo que la línea tendrá un tramo ascendente. La velocidad del refrigerante en esta línea será de entorno a 15 m/s.

La central frigorífica se encuentra a una altitud menor que los evaporadores por lo que en esta línea no habrá problemas por tramos ascendentes.

Para realizar el cálculo del diámetro necesario se considerara la densidad obtenida de la grafica p-h del refrigerante r404a siendo esta densidad de 112,11 kg/m<sup>3</sup> para la línea de las cámaras frigoríficas y de 109,65 kg/m<sup>3</sup> para la línea del sistema de hidrocooling.

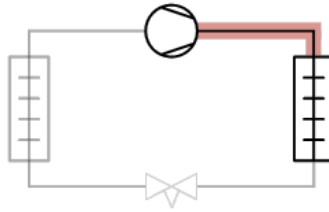


Ilustración 71. Línea de descarga.

Tanto el hidrocooler como las cámaras frigoríficas tendrán sus propias líneas de descarga que conectaran sus compresores y condensadores entre sí.

La línea de descarga del circuito de las cámaras frigoríficas presenta un caudal másico de 1,51 kg/s. Para calcular el diámetro se considerara una velocidad de diseño de 15 m/s.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot m}{\rho \cdot \pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,51 \text{ kg/s}}{112,11 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \pi \cdot 15 \text{ m/s}}} = 33,81 \text{ mm}$$

El diámetro comercial de la tubería de descarga será de 1 3/8''

La línea de descarga del circuito del sistema de hidrocooler presenta un caudal másico de 1,36 kg/s. Para calcular el diámetro se considerara una velocidad de diseño de 15 m/s.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot m}{\rho \cdot \pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,36 \text{ kg/s}}{109,65 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \pi \cdot 15 \text{ m/s}}} = 32,45 \text{ mm}$$

El diámetro comercial de la tubería de descarga será de 1 3/8''

### Pérdidas de carga

La fricción de las partículas de fluido entre sí o con las paredes en una tubería puede originar pérdidas de presión.

La ecuación de Darcy-Weisbach es una de las ecuaciones que permite la evaluación de las pérdidas de carga en una tubería longitudinal.

Su expresión es la siguiente:

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

Ecuación 35

donde:

$h_f$  es la pérdida de carga debida a la fricción en m.

$f$  es el factor de fricción.

$L$  es la longitud en m.

$D$  es el diámetro de la tubería en m.

$v$  es la velocidad media del fluido en m/s.

$g$  es la aceleración de la gravedad en  $m/s^2$ .

El factor de fricción  $f$  será obtenido del diagrama de Moody, su valor dependerá de la rugosidad de la tubería ( $\epsilon/D$ ) y del número de Reynolds ( $Re$ ).

- Línea de líquido

Tramo	D (mm)	$v$ ( $mm^2/s$ )	$v$ (m/s)	Re	$\epsilon/D$	$f$
Condensador - Hidrocooler	38,24	0,097	1,27	500.668	0,000039	0,014
Hidrocooler - Entrada	26,04	0,097	1,37	367.781	0,000058	0,015
Condensador - Principal	32,13	0,097	1,46	483.606	0,000047	0,014
Principal - Evaporador	26,04	0,097	1,11	297.984	0,000058	0,015

Tabla 53. Factores de fricción de las líneas de líquido.

Tramo	D (mm)	L (m)	$v$ (m/s)	$f$	$h_f$ (bar)
Condensador - Hidrocooler	38,24	12	1,27	0,014	0,033
Hidrocooler - Entrada	26,04	3	1,37	0,015	0,015
Condensador - Principal 1	32,13	12	1,46	0,014	0,052
Principal 1 - Evaporador 1	26,04	2	1,11	0,015	0,007
Principal 1 - Evaporador 2	26,04	8	1,11	0,015	0,027
Condensador - Principal 2	32,13	24	1,46	0,014	0,104
Principal 2 - Evaporador 3	26,04	2	1,11	0,015	0,007
Principal 2 - Evaporador 4	26,04	8	1,11	0,015	0,027

Tabla 54. Pérdidas de carga en las líneas de líquido.

- Línea de aspiración

Tramo	D (mm)	$v$ ( $mm^2/s$ )	$v$ (m/s)	Re	$\epsilon/D$	$f$
Salida - Hidrocooler	50,42	0,443	14,74	1.677.632	0,000030	0,012
Hidrocooler-Central	74,80	0,443	13,31	2.247.377	0,000020	0,012
Evaporador-Principal	50,42	0,418	10,97	1.323.223	0,000030	0,012
Principal-Central	62,62	0,418	14,25	2.134.773	0,000024	0,012

Tabla 55. Factores de fricción de las líneas de aspiración.

Tramo	D (mm)	L (m)	v (m/s)	f	h <sub>f</sub> (bar)
Salida - Hidrocooler	50,42	3	14,74	0,012	0,020
Hidrocooler - Central	74,80	12	13,31	0,012	0,044
Evaporador 1 - Principal 1	50,42	2	10,97	0,012	0,007
Evaporador 2 - Principal 1	50,42	8	10,97	0,012	0,029
Principal 1 - Central	62,62	14	14,25	0,012	0,069
Evaporador 3 - Principal 2	50,42	2	10,97	0,012	0,007
Evaporador 4 - Principal 2	50,42	8	10,97	0,012	0,029
Principal 2 - Central	62,62	26	14,25	0,012	0,129

Tabla 56. Pérdidas de carga en las líneas de aspiración.

- Línea de descarga

Tramo	D (mm)	v (mm <sup>2</sup> /s)	v (m/s)	Re	ε/D	f
Hidrocooler	32,13	0,143	16,18	3.635.408	0,000047	0,012
Cámaras	32,13	0,144	17,54	3.913.613	0,000047	0,012

Tabla 57. Factores de fricción de las líneas de descarga.

Tramo	D (mm)	L (m)	v (m/s)	f	h <sub>f</sub> (bar)
Hidrocooler	32,13	3	16,18	0,012	0,161
Cámaras	32,13	3	17,54	0,012	0,193

Tabla 58. Pérdidas de carga en las líneas de descarga.

## 8.8. Elementos

### Válvula solenoide

La válvula solenoide es la encargada de la apertura o cierre del refrigerante al evaporador. Se utiliza debido a su situación de difícil acceso puesto que se facilita la apertura y cierre de la válvula por electricidad. Esta apertura y cierre de la válvula son causados por impulsos magnéticos de un solenoide, de ahí viene su nombre. Se coloca al final de la línea de líquido justo antes de la válvula de expansión y después del visor del líquido. El tamaño de la válvula se ajusta al diámetro de la tubería siendo este de 1 1/8" tanto para el caso de las líneas de las cámaras como para la línea del hidrocooler.



Ilustración 72. Válvula solenoide.

### Válvulas de bola

Las válvulas de bola tendrán la misión de aislar el evaporador en caso de mantenimiento, revisión o reparación. Al contrario que la válvula solenoide, las válvulas de bola se abren o cierran de forma manual. Su cierre o apertura no se produce de forma regular. Su funcionamiento consiste en una esfera perforada que según su posición permite el flujo del refrigerante. Se colocan en la entrada

y en la salida de los evaporadores con el objetivo de aislarlos. Se coloca en la línea de líquido antes del filtro y en la línea de aspiración después del evaporador. El tamaño de las válvulas de bola se ajusta al diámetro de las tuberías de descarga y aspiración siendo estos de 1 1/8" y 2 1/8" respectivamente tanto para el caso de las líneas de las cámaras como para las líneas del sistema de hidrocooling.

### Visor del líquido

El visor del líquido tendrá la función de permitir la visión del estado del refrigerante y el control de la humedad puesto que la presencia de humedad en el refrigerante podría dañar la instalación. Se instala entre el filtro y la válvula solenoide.



Ilustración 73. Visor del líquido.

### Filtro

El filtro tiene la función de eliminar la humedad presente en el refrigerante que puede provocar la formación de hielo que limite el flujo del refrigerante o algún otro contaminante como partículas solidas que pueden provocar caídas de presión y pérdidas de eficiencia. Este elemento se instalara entre la válvula de bola y el visor del líquido.

## 8.9. Resumen de los ciclos frigoríficos

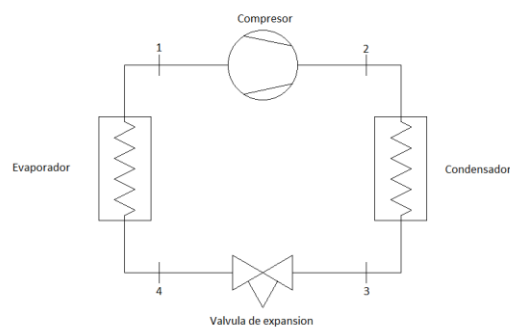


Ilustración 74. Esquema del equipo frigorífico.

**Cámaras frigoríficas**

Punto	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	Entalpia (Kj/kg)
1	5,1	-2	25,43	366,15
2s	22,7	59,25	118,48	395,92
2	22,7	65,58	112,11	404,71
3	22,7	44,21	934,58	266,89
4	5,1	-5,3	57,80	266,89

Tabla 59. Resumen del ciclo frigorífico de las cámaras.

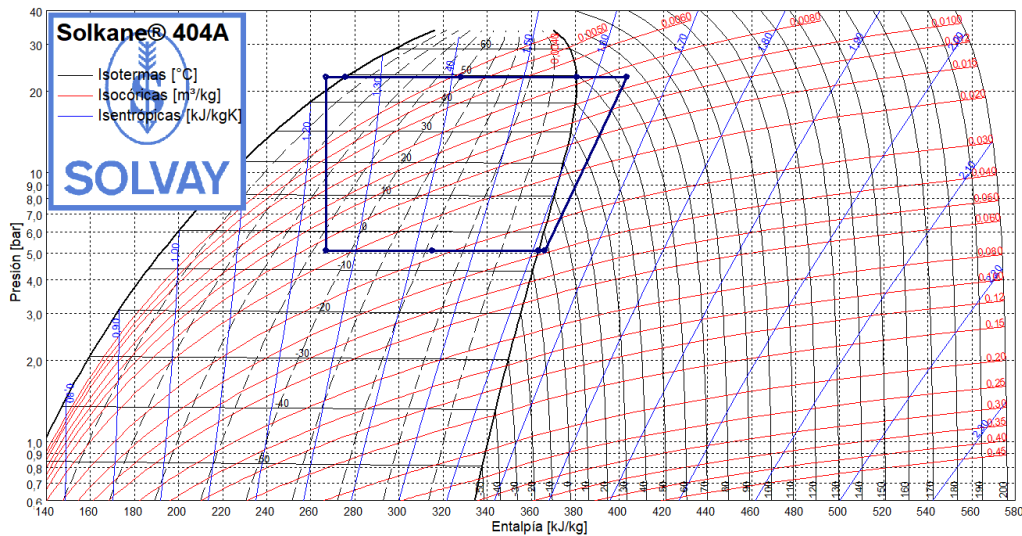


Ilustración 75. Gráfica P-h del ciclo frigorífico de las cámaras.

$$EER = \frac{Q_{Evap}}{W} = \frac{149,4 \text{ kW}}{58,05} = 2,57$$

**Sistema de hidrocooling**

Punto	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	Entalpia (Kj/kg)
1	4,77	-2	23,51	366,97
2s	22,7	61,13	116,14	398,60
2	22,7	66,91	109,65	407,99
3	22,7	44,21	934,58	266,89
4	4,77	-7,3	52,85	266,89

Tabla 60. Resumen del ciclo frigorífico del sistema de hidrocooling.



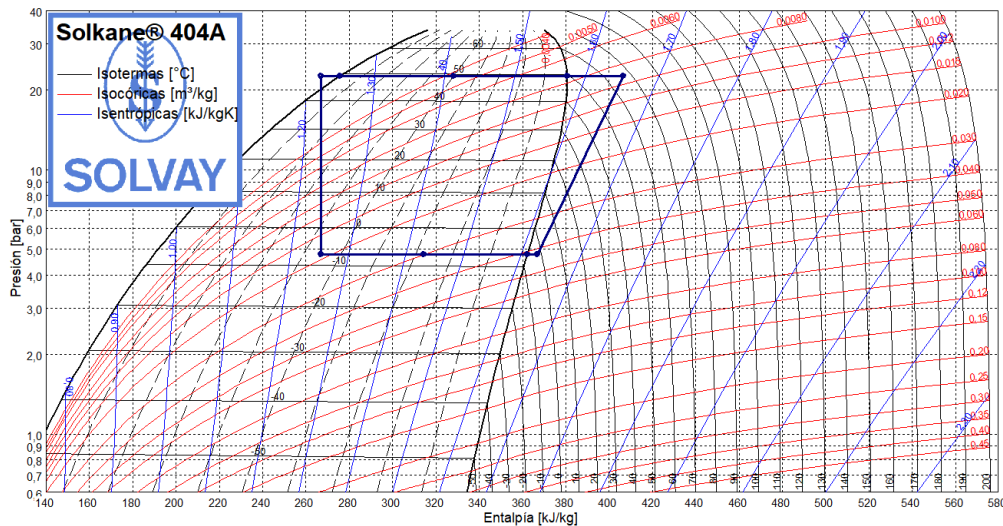


Ilustración 76. P-h del ciclo frigorífico del sistema de hidrocóoling.

$$EER = \frac{Q_{Evap}}{W} = \frac{136,6 \text{ kW}}{57,26} = 2,39$$

## 9. SALA DE MÁQUINAS

La sala de maquinas de una instalación frigorífica es el lugar donde se encuentra las centrales frigoríficas con los compresores, sus cuadros eléctricos donde se controla la instalación y otros elementos de la instalación.

Las centrales frigoríficas tendrán que ir colocadas en un lugar aislado que impida su contacto con agentes externos como los fenómenos meteorológicos que puedan dañarlas o reducir su rendimiento. El acceso a la sala de maquinas solo será permitido al personal autorizado, esta acceso será requerido de forma eventual. Por estas razones el sitio ideal para su situación será un lugar aislado al que no tenga acceso personas ajenas al control de la instalación frigorífica y al mismo tiempo un lugar accesible para el personal autorizado en caso de necesidad. Además, se podrá elegir un lugar donde no interfiera con la distribución de las zonas de trabajo de la nave.

Con el fin de reducir el coste de la instalación frigorífica se recomienda la instalación de la sala de maquinas cercana a las cámaras frigoríficas y al sistema de hidrocóoling para reducir la distancia a los evaporadores.

Los condensadores se instalaran al aire libre con el objetivo de realizar el intercambio de calor con el exterior, liberando el calor proveniente de las cámaras frigoríficas. Los condensadores expulsaran aire a una temperatura superior a la temperatura ambiente siendo esta la razón por la que estos elementos estarán situados en algún lugar donde la expulsión del aire no genere problemas y no haya personal cerca. El acceso a los condensadores solo será necesario cuando se vaya a realizar un mantenimiento o una reparación. Todas estas razones pesarán en elegir un lugar remoto al aire libre para situar los condensadores.

Por la misma razón de reducir el coste de la instalación, los condensadores se situaran en un lugar cercano a las centrales frigoríficas. Los requerimientos de situar las centrales frigoríficas en un lugar aislado de agentes externos y de situar los condensadores en un lugar remoto y al aire libre encaminan a situar la sala de maquinas en un lugar cerrado mientras que los condensadores serán situados justamente encima de las centrales sobre una plataforma al aire libre.

La instalación de la sala de maquinas requiere personal cualificado debido a su complejidad. Debido a la situación generada por la COVID-19 se dificultan los viajes que tendrían que tendría que realizar el personal cualificado de España a Argelia. Por dicha razón se propone realizar la mayor parte de la instalación de la sala de maquinas en España desde la empresa Refriclim.

La sala de maquinas se instalara en un contenedor marítimo 40 HC. De esta forma se puede enviar Argelia dicho contenedor con la mayor parte del trabajo de la sala de maquinas realizado en España.

El contenedor marítimo 40 HC es un contenedor cerrado con paredes laterales, pared de fondo, techo, suelo y puerta fabricado en acero ideal para el transporte de productos secos que no requieran ni ventilación ni refrigeración como en el caso de la maquinaria. Al estar fabricado en acero, el contenedor presenta una estructura resistente que con el aditivo de estar completamente cerrado garantiza la protección frente agentes externos. La presencia de un suelo de madera ayudara a la estabilidad del producto en su interior.

Las medidas y estructura del contenedor cumplen con la normativa de estandarización ISO-668. Con las medidas de dicha normativa se facilita su transporte y manipulación tanto por tierra como por mar.

Las medidas externas del contenedor marítimo 40 HC son 12,19 m de largo, 2,43 m de ancho y 2,59 metros de altura.



**Ilustración 77. Contenedor marítimo 40 HC.**

En el interior se colocaran las centrales frigoríficas tanto de las cámaras como del sistema de hidrocooling junto a los cuadros eléctricos y será enviado a Argelia con casi la totalidad de la instalación de las centrales frigoríficas terminada.

En Argelia, el contenedor se colocara en el exterior de la nave almacén junto a una pared próxima a las cámaras frigoríficas y al sistema de hidrocooling. Allí se utilizara como sala de máquinas y se instalaran los condensadores sobre el techo del contenedor, puesto que de esta forma como se ha indicado antes, se reducirán los costes al permanecer cerca las centrales y los condensadores.

Una vez instalado el contenedor como sala de maquinas, solo será necesario unir las tuberías con los evaporadores y los condensadores además de conectar la instalación eléctrica e insertar el liquido refrigerante.

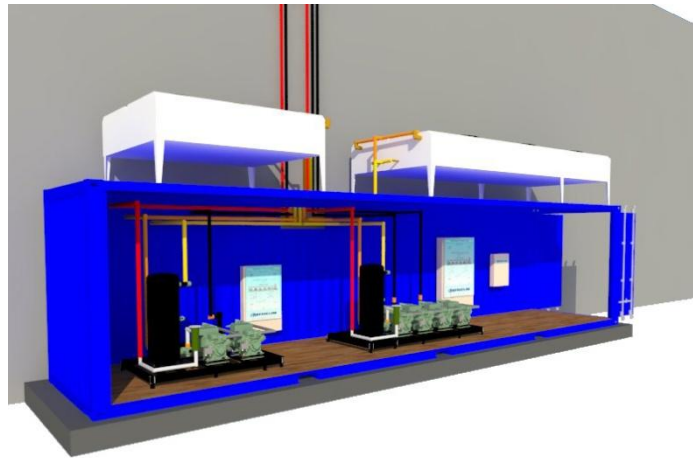


Ilustración 78. Sala de máquinas.

## 10. ESTUDIO ENERGETICO

Se ha realizado un estudio energético comparando el consumo eléctrico teniendo el sistema de hidrocooling y sin sistema de hidrocooling.

### 10.1. Consideraciones previas

Para realizar este estudio se han tenido en cuenta las siguientes consideraciones:

- Se ha simulado un periodo de cosecha en este año 2021 empezando el 3 de Abril.
- Los datos meteorológicos utilizados en esta simulación han sido obtenidos de la pagina web METEOSTAT provenientes de la estación de Saida. Dichos datos meteorológicos están registrados en intervalos de 1 hora.
- Se han calculado las cargas térmicas por cerramientos, por renovaciones de aire, por personas, por motores, por iluminación, por refrigeración y respiración en intervalos de 1 hora teniendo en cuenta las condiciones climatológicas correspondientes y la entrada de productos.
- Los métodos de cálculo utilizados tanto para el estudio del consumo eléctrico con sistema de hidrocooling como sin hidrocooling son los mismos teniendo en cuenta que en el segundo caso las cerezas entran a las cámaras a la misma temperatura que entrarían al sistema de hidrocooling.
- Las cerezas salen del hidrocooler a 4°C y se respeta la cadena de frio antes de entrar a la cámara.
- La temperatura de entrada de las cerezas dependerá de la temperatura exterior, cogiendo esta temperatura como referencia.



- Los Viernes serán considerados festivos y no se trabajará.
- Las primeras cargas de cerezas llegan a las 6 de la mañana.
- En el hidrocooler se utilizara agua distinta cada día, dicha agua será enfriada unas horas antes de que llegue la primera carga a media potencia hasta que alcance la temperatura de 0°C, posteriormente se acumulara hielo con el hidrocooler trabajando a potencia completa como el resto del día.
- En el caso del estudio sin sistema de hidrocooling, los palets irán entrando en las cámaras frigoríficas cada hora en lotes de 4 o 5 palets hasta las 3 de la tarde cuando se finaliza la jornada de la cosecha. En el caso del estudio con sistema de hidrocooling, la entrada de los palets a las cámaras frigoríficas dependerá del uso del hidrocooler y de su disponibilidad para enfriar.
- Los equipos del mismo tipo trabajaran de forma alterna cuando no trabajen de forma simultánea, alternándose en cambios por día o por horas, de esta forma se facilita el desescarche de los evaporadores o se deja reposar los compresores sin llegar a desconectar todo el equipo.
- Para el cálculo del consumo eléctrico se consideran los consumos de las centrales frigoríficas, de los ventiladores de los evaporadores, del desescarche, de los ventiladores de los condensadores, de la bomba de agua y del agitador de aire.
- Las cámaras frigoríficas se empiezan a llenar el día 3 de Abril, primero se llena una mientras que la otra permanece apagada y posteriormente se inicia el almacenamiento de esta segunda cámara. El llenado de una cámara tarda 4 días. Cuando ambas cámaras se encuentran llenas el producto permanece en las cámaras 8 días y cada día entra las cámaras la misma cantidad que sale.
- Las cerezas que son cosechadas en un día entran todas a la misma cámara.
- Todos los días entran 67 palets de cerezas en las cámaras, además, en el caso del estudio con el sistema de hidrocooling, todos esos palets pasan por el hidrocooler.
- Las cargas por iluminación, por personas y por renovaciones de aire solo se tienen en cuenta cuando sale o entra producto

## 10.2. Resultados

### Semana 1

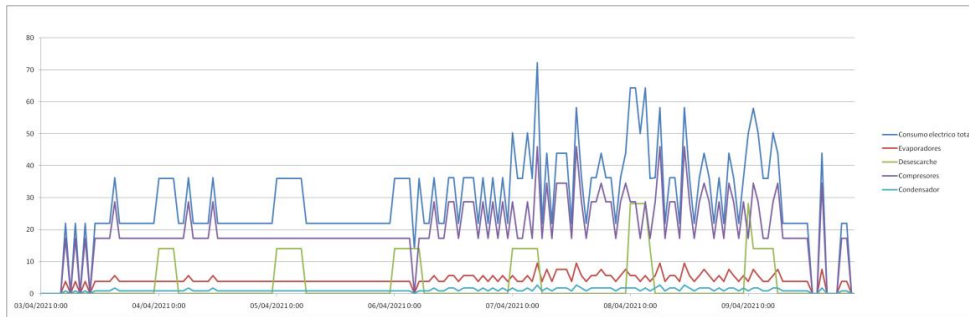


Ilustración 79. Gráfica del consumo eléctrico en kWh de la semana 1 sin sistema de hidrocóoling.

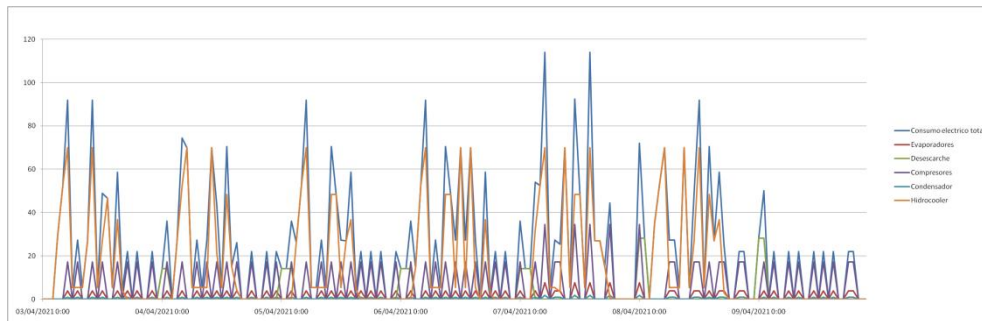


Ilustración 80. Gráfica del consumo eléctrico en kWh de la semana 1 con sistema de hidrocóoling.

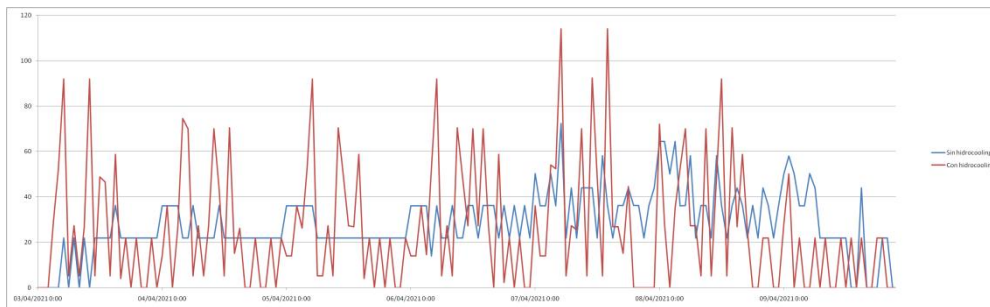


Ilustración 81. Gráfica comparativa del consumo eléctrico en la semana 1 con sistema de hidrocóoling y sin él.

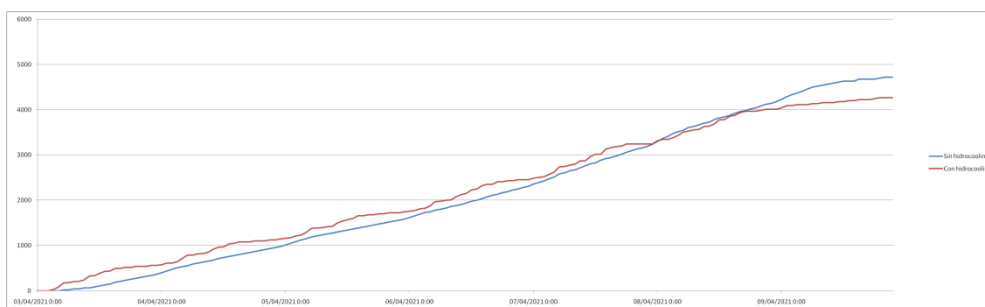


Ilustración 82. Gráfica comparativa del consumo eléctrico acumulado en la semana 1 con sistema de hidrocóoling y sin él.

Semana 2

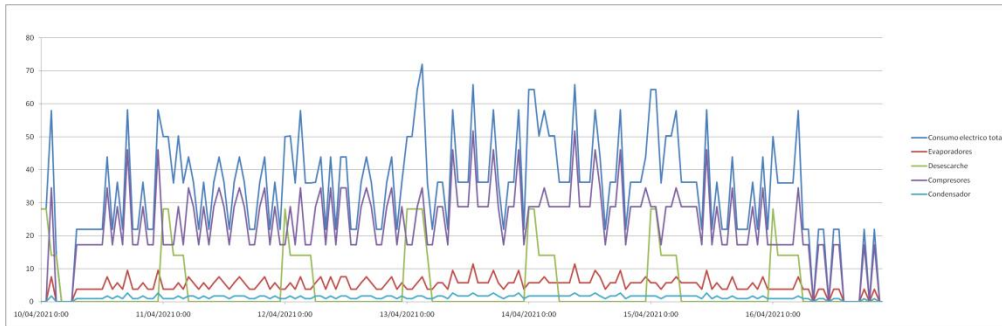


Ilustración 83. Gráfica del consumo eléctrico en kWh de la semana 2 sin sistema de hidrocooling.

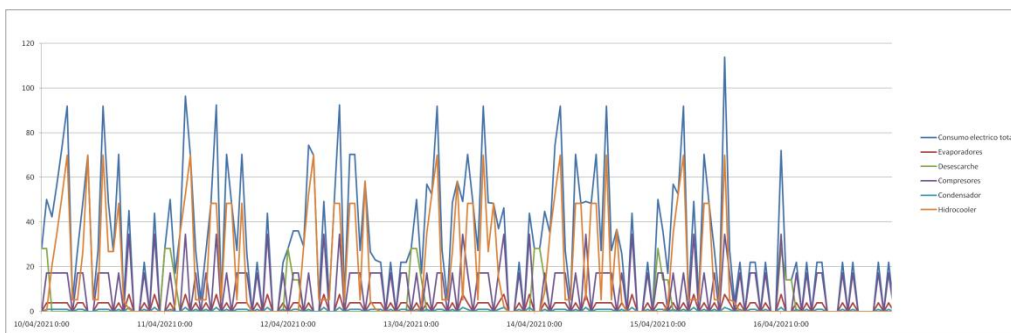


Ilustración 84. Gráfica del consumo eléctrico en kWh de la semana 2 con sistema de hidrocooling.

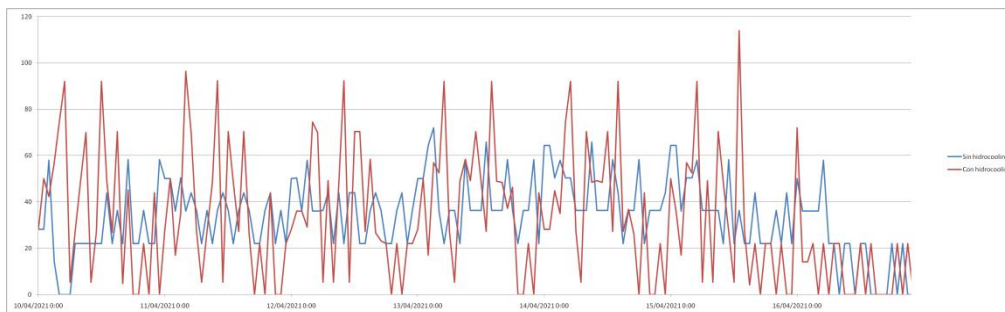


Ilustración 85. Gráfica comparativa del consumo eléctrico en la semana 2 con sistema de hidrocooling y sin él.

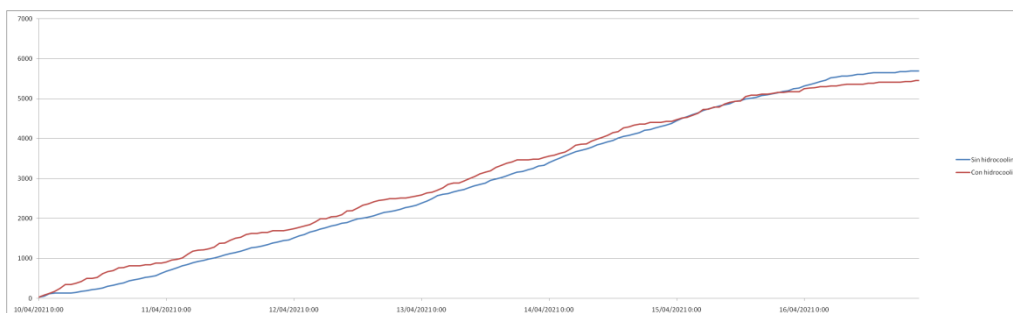


Ilustración 86. Gráfica comparativa del consumo eléctrico acumulado en la semana 2 con sistema de hidrocooling y sin él.

Semana 3

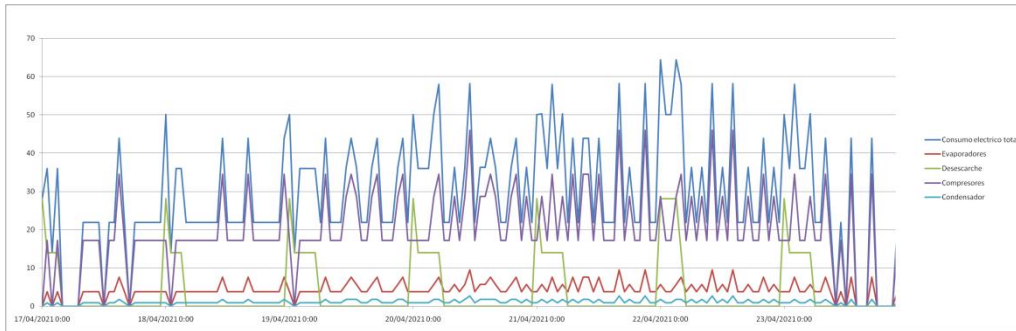


Ilustración 87. Gráfica del consumo eléctrico en kWh de la semana 3 sin sistema de hidrocóoling.

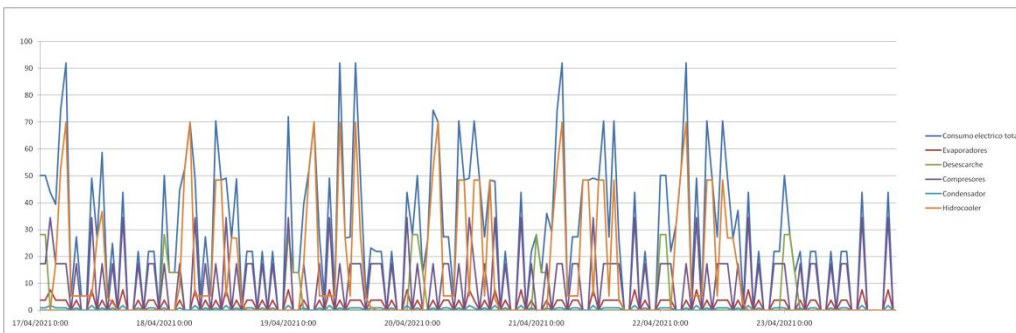


Ilustración 88. Gráfica del consumo eléctrico en kWh de la semana 3 con sistema de hidrocóoling.

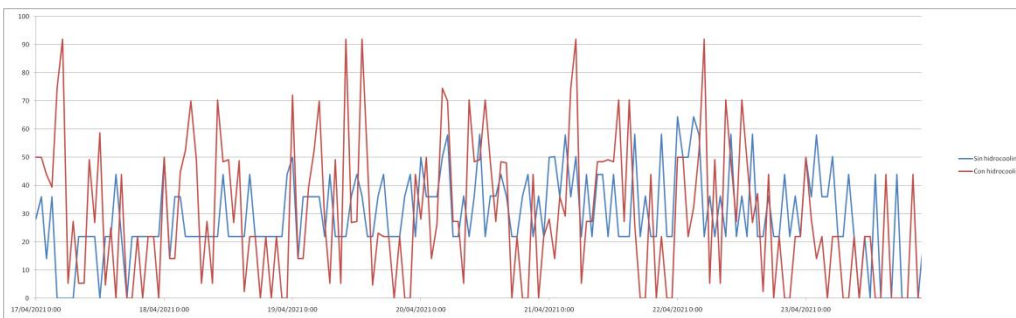


Ilustración 89. Gráfica comparativa del consumo eléctrico en la semana 3 con sistema de hidrocóoling y sin él.

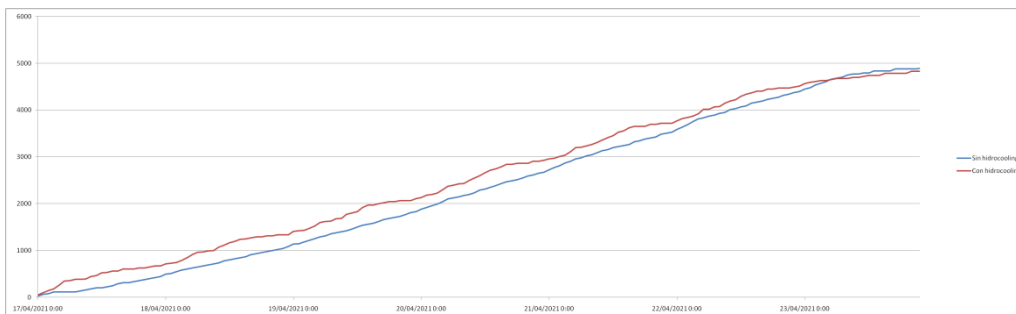


Ilustración 90. Gráfica comparativa del consumo eléctrico acumulado en la semana 3 con sistema de hidrocóoling y sin él.

Semana 4

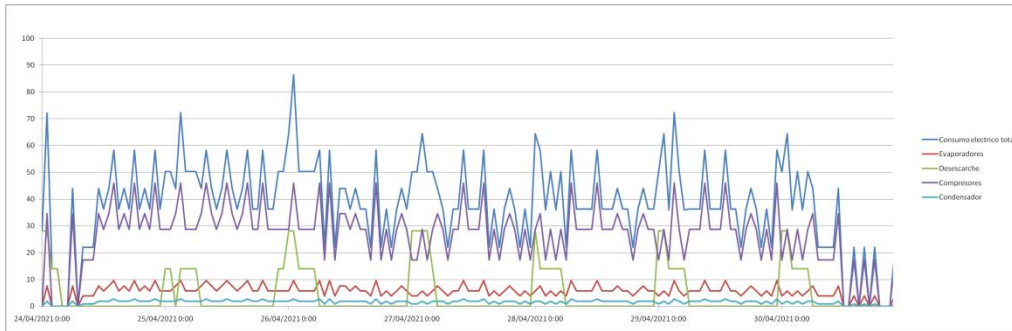


Ilustración 91. Gráfica del consumo eléctrico en kWh de la semana 4 sin sistema de hidrocooling.

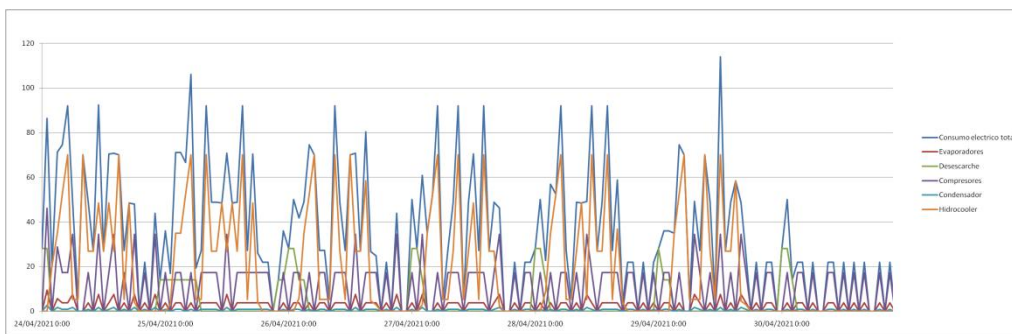


Ilustración 92. Gráfica del consumo eléctrico en kWh de la semana 4 con sistema de hidrocooling.

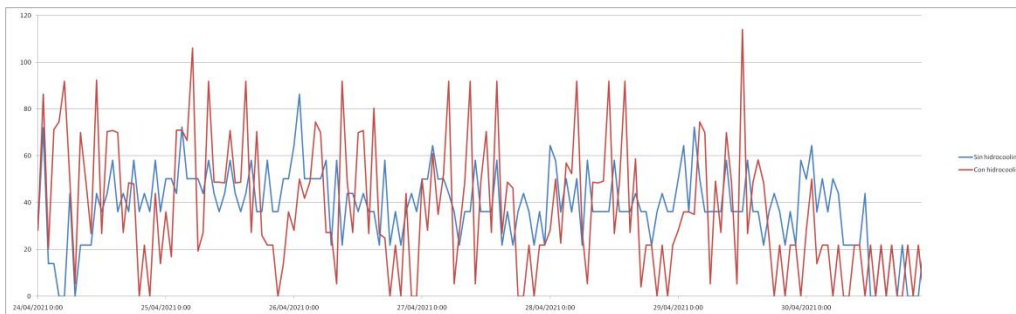


Ilustración 93. Gráfica comparativa del consumo eléctrico en la semana 4 con sistema de hidrocooling y sin él.

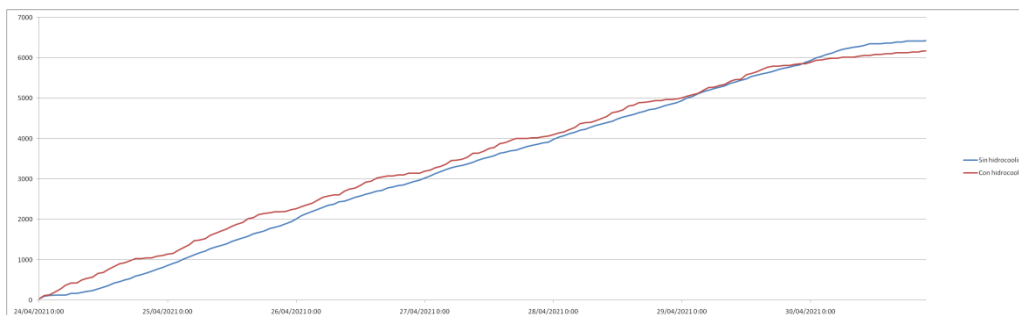
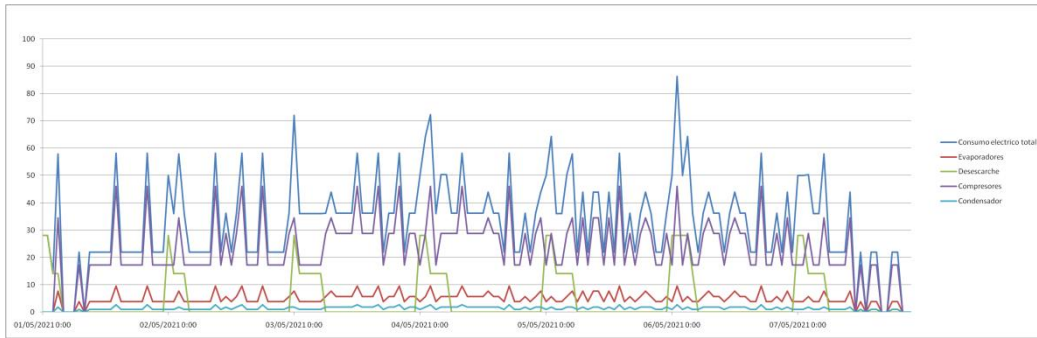


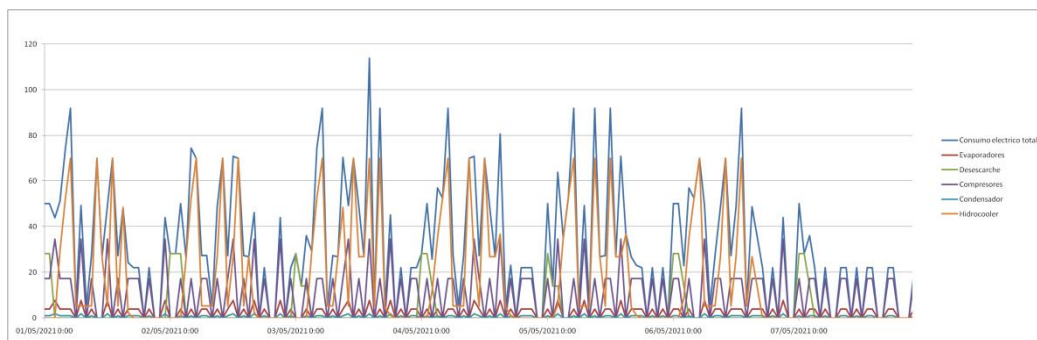
Ilustración 94. Gráfica comparativa del consumo eléctrico acumulado en la semana 4 con sistema de hidrocooling y sin él.



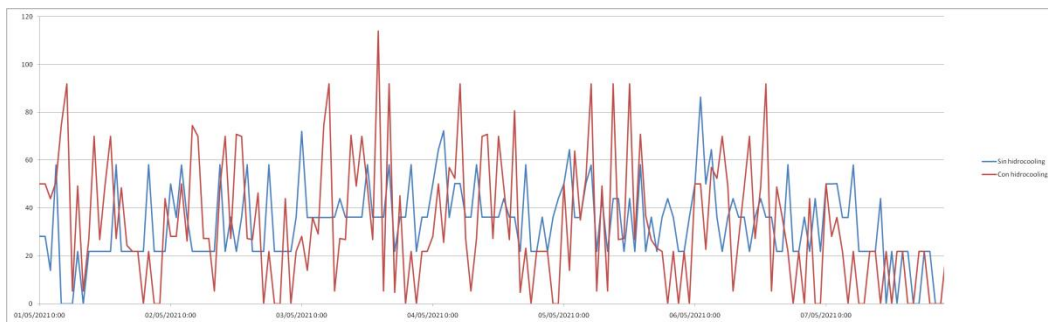
**Semana 5**



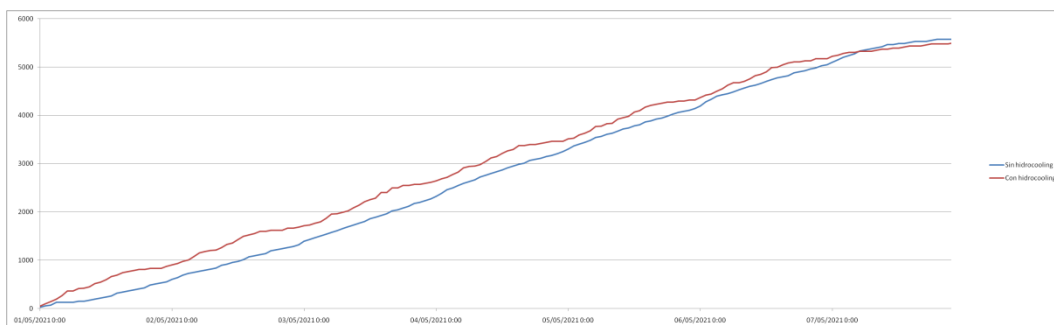
**Ilustración 95. Gráfica del consumo eléctrico en kWh de la semana 5 sin sistema de hidrocooling.**



**Ilustración 96. Gráfica del consumo eléctrico en kWh de la semana 5 con sistema de hidrocooling.**



**Ilustración 97. Gráfica comparativa del consumo eléctrico en la semana 5 con sistema de hidrocooling y sin él.**



**Ilustración 98. Gráfica comparativa del consumo eléctrico acumulado en la semana 5 con sistema de hidrocooling y sin él.**

Semana 6

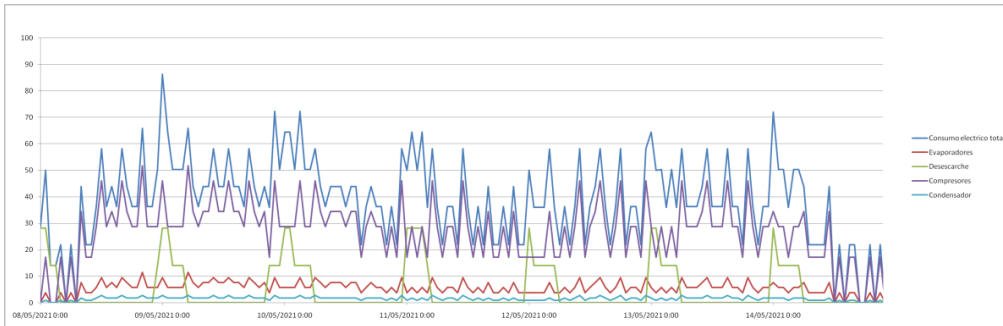


Ilustración 99. Gráfica del consumo eléctrico en kWh de la semana 6 sin sistema de hidrocooling.

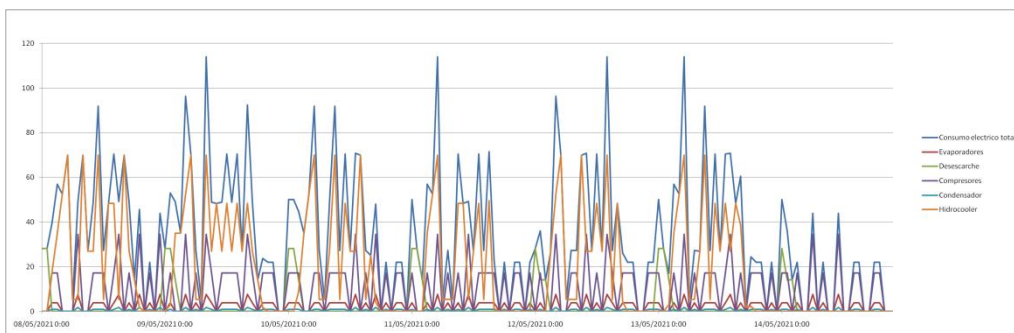


Ilustración 100. Gráfica del consumo eléctrico en kWh de la semana 6 con sistema de hidrocooling.

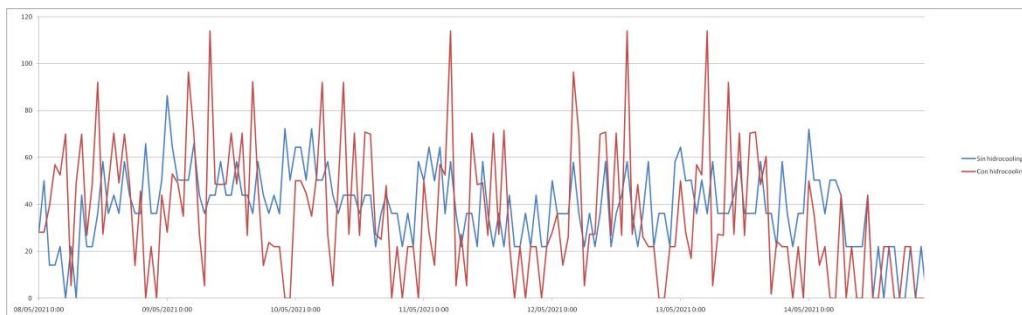


Ilustración 101. Gráfica comparativa del consumo eléctrico en la semana 6 con sistema de hidrocooling y sin él.

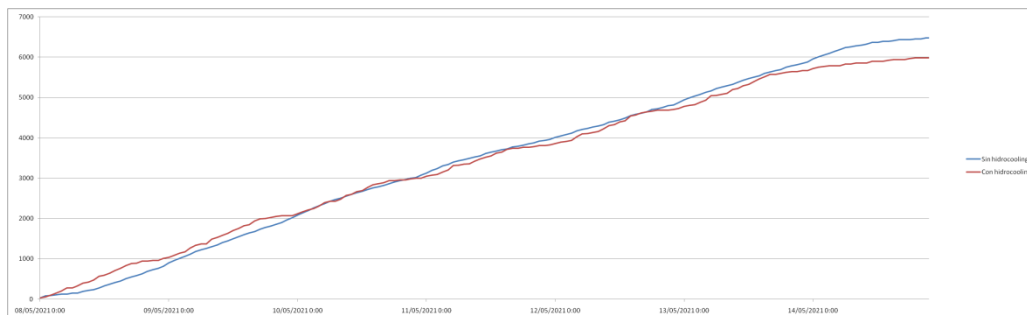


Ilustración 102. Gráfica comparativa del consumo eléctrico acumulado en la semana 6 con sistema de hidrocooling y sin él.

Semana 7

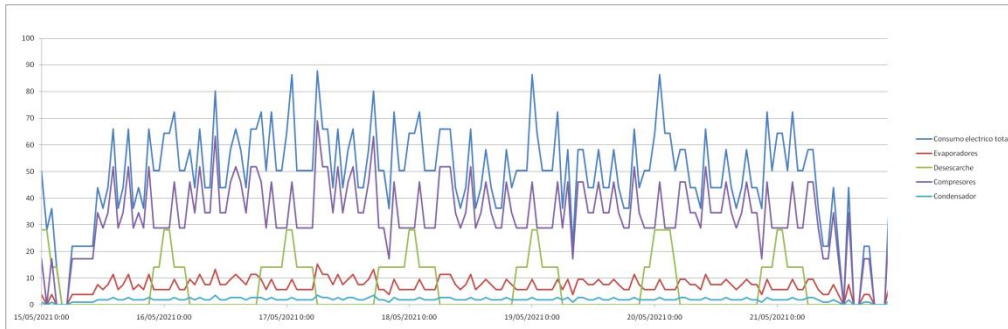


Ilustración 103. Gráfica del consumo eléctrico en kWh de la semana 7 sin sistema de hidrocóoling.

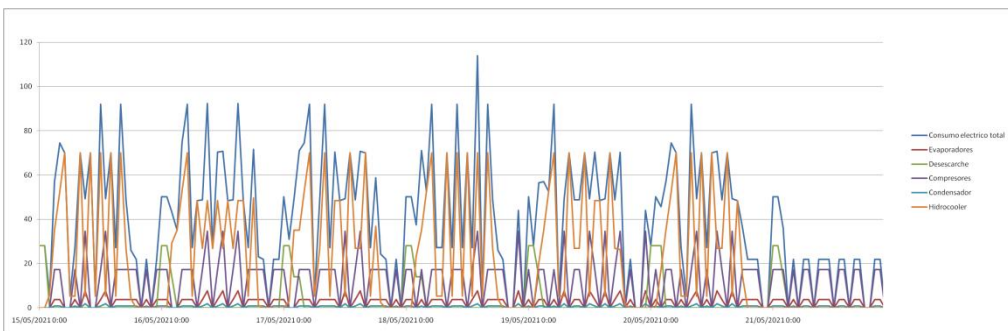


Ilustración 104. Gráfica del consumo eléctrico en kWh de la semana 7 con sistema de hidrocóoling.

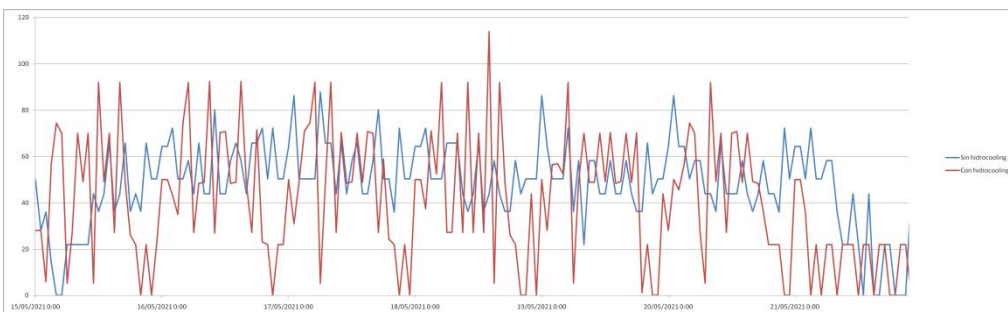


Ilustración 105. Gráfica comparativa del consumo eléctrico en la semana 7 con sistema de hidrocóoling y sin él.

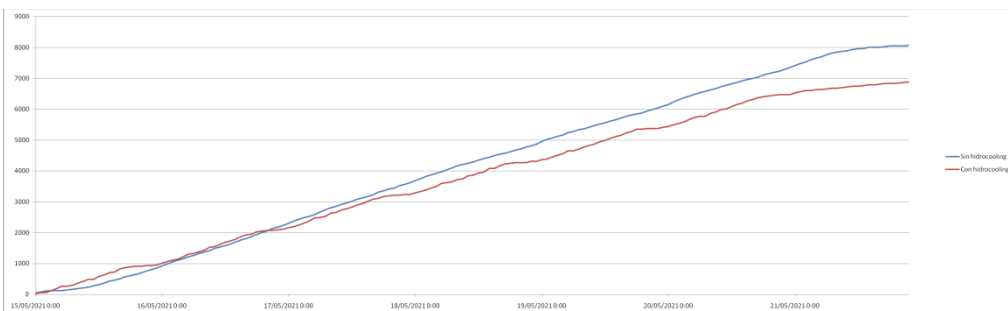


Ilustración 106. Gráfica comparativa del consumo eléctrico acumulado en la semana 7 con sistema de hidrocóoling y sin él.



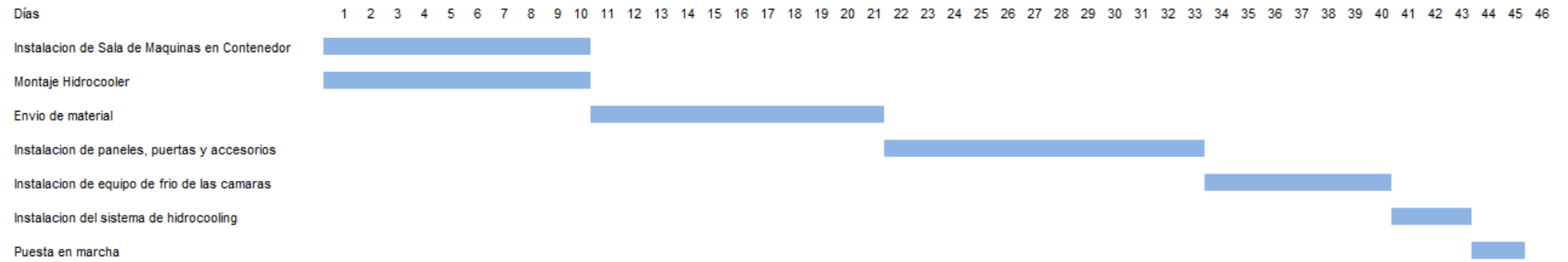
### 10.3. Análisis de resultados

Como se puede observar en las graficas el consumo eléctrico utilizando el sistema de hidrocooling presenta un consumo eléctrico poco constante en el que destacan los picos de energía consumida durante los periodos de acumulación de hielo del hidrocooler, además esto conlleva que las cámaras necesiten menos potencia eléctrica para enfriar el producto llegando a tener bastantes periodos en el que no se produce ningún consumo al no presentar cargas térmicas. En el caso de no utilizar el sistema de hidrocooling, el sistema presenta un consumo más constante sin llegar a obtener grandes picos de consumo eléctrico.

En la simulación con el sistema de hidrocooling no se llega a utilizar el equipo de las cámaras frigoríficas al completo en ningún momento, como mucho se llega a utilizar 2 de los 3 compresores de la central frigorífica y solo un evaporador por cámara, mientras que trabajando sin el sistema de hidrocooling en varios periodos se utilizan los 3 compresores de la central frigorífica y todos los ventiladores de los evaporadores de una de las dos cámaras frigoríficas.

Con los datos obtenidos en las graficas se puede afirmar que se produce ahorro energético al tener el modelo con sistema de hidrocooling un consumo eléctrico menor por semana. Sin embargo la diferencia de consumo eléctrico entre los dos modelos varía dependiendo de la semana notándose un gran ahorro energético las semanas 1,6 y 7 y no apreciándose ahorro energético las semanas 3 y 5.

### 11. DIAGRAMA DE GANTT



## 12. CONCLUSIONES

Los campos de cerezos producen 42,22 toneladas diarias de cerezas durante el periodo de cosecha que necesitaran almacenarse en las cámaras frigoríficas. Entre las dos cámaras frigoríficas habrá una capacidad máxima de 362.860 kg.

El sistema de hidrocóoling permite enfriar rápidamente las cerezas para lograr una mejor conservación postcosecha que garantizara una mayor calidad del producto al reducir la deshidratación y a su vez, el agua limpiara el producto eliminando impurezas.

El equipo frigorífico en las cámaras necesario sin utilizar el sistema de hidrocóoling necesitaría poder suministrar una potencia frigorífica de 140,23 kW. Para ello se selecciona dos evaporadores industriales por cámara frigorífica, una central frigorífica formada por 3 compresores de pistón semiherméticos y un condensador axial.

El sistema de hidrocóoling será capaz de enfriar 1890 kg de cerezas distribuidos en tres palets desde una temperatura de 25°C a 4°C en un tiempo estimado de 18 minutos. Durante ese tiempo el agua será bombeada desde el depósito situado en la parte inferior del hidrocóoler hasta la ducha situada en la parte superior del hidrocóoler.

Para poder enfriar las cerezas se necesitara acumular hielo en el depósito del hidrocóoler. El depósito tendrá una capacidad de acumulación de 2.149,6 kg de hielo. Este hielo será formado gracias a un intercambiador de calor de 55 placas de almohada de 1,011 m<sup>2</sup> donde se formara una capa de hielo de 2,14 cm alrededor de cada placa como máximo.

El equipo frigorífico del sistema de hidrocóoling será capaz de acumular esa cantidad de hielo en 1 h y media necesitando una potencia frigorífica de 132,95 kW. Para ello se selecciona una central frigorífica formada por 2 compresores de pistón semiherméticos y un condensador axial.

Utilizando el sistema de hidrocóoling se generan grandes picos de consumo eléctrico cuando se está produciendo la acumulación de hielo. En cambio si no se utilizara el sistema de hidrocóoling el consumo sería mucho más constante. Sin embargo, en el estudio energético realizado, utilizando el sistema de hidrocóoling se produciría un menor consumo eléctrico semanalmente llegando a producirse un ahorro energético considerable durante algunas semanas.

Con el sistema de hidrocóoling se podría reducir el equipo frigorífico de las cámaras si se utilizara siempre, reduciendo así la inversión inicial.

### 13. BIBLIOGRAFIA

- M. Piper, A. Zibart, J.M. Tran, E.Y. Kenig (2015). Determination of the geometric design parameters of pillow-plate heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 91, 1168-1175.
- M. Piper, A. Zibart, E.Y. Kenig (2017). New design equations for turbulent forced convection heat transfer and pressure loss in pillow-plate channels. *International Journal of Thermal Sciences*, 120, 459-468.
- M. Piper, A. Zibart, J.M. Tran, E.Y. Kenig (2015). Numerical investigation of turbulent forced convection heat transfer in pillow plates. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 94, 516-527.
- O. Ketfi, M. Merzouk, N.K. Merzouk, M. Bouroius (2017). Feasibility study and performance evaluation of low capacity water-LiBr absorption cooling systems functioning in different Algerian climate zones. *International Journal refrigeration*, 82, 36-50.
- CNERIB classification (1993). CNERIB, Ministère de l'habitat, Recommandations architecturales. Editions ENAG.
- A. Labed, A. Rouag, A. Benchabane, N. Moumami, M. Zerouali, (2014). Applicability of solar desiccant cooling systems in Algerian Sahara: Experimental investigation of flat plate collectors. *J. Appl. Eng. Sci. Technol.*, 1 (2), 61-69.
- A. Benhabiles, B. Abbad, M. Berdja, A. Noui, S. Chikh, K. Daoud, L. Oufer (2008) Climatisation solaire en Algérie. *Revue générale du froid et du conditionnement d'air*, 1085, 22-26.
- A.P. Candan, D. Raffo, T. Gomila, A. Colodmer (2017). Pautas para el mantenimiento de la calidad de las cerezas frescas. Ediciones INTA.
- A.P. Candan. Cosecha y Poscosecha de cerezas. *Fruticultura y Diversificación*, 32-38.
- I. Iglesias, M. Peris, S. Ruiz, J. Rodrigo, J. Malagón, F. García, G. López, P. Bañuls, M.A. Manzano, M. Lopez-Corrales, J.A. Rubio (2016). El cultivo del cerezo en España: producción, consumo e intercambios comerciales. *Fruticultura*, 48, 6-39.
- T. Orzechowski, M. Orzechowski, M. Osowska, K. Rownicka (2019). Domestic hot water supply with air-source CO<sub>2</sub> heat pump. 2<sup>nd</sup> International Conference on the Sustainable Energy and Environmental Development.
- J. Romanillos (2016). El hielo en la acumulación termofrigrorífica: Sistemas y aplicaciones para refrigeración industrial. Tecnofrio.
- G. Thorpe (2008). The design and operation of hydrocoolers. A Smart water Funded Project. Institute of Sustainability and Innovation. Victoria University.
- Ministerio de Industria, Comercio y Turismo (2019). Reglamento de seguridad para instalaciones frigoríficas y sus instrucciones técnicas complementarias, RD 552/2019, de 27 de Septiembre.
- Ministerio de Transporte, Movilidad y Agenda Urbana (2020). Calculo de parámetros característicos de la envolvente. Código Técnico de Edificación. DA DB-HE / 1.



Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (2010). Guía técnica: Condiciones climáticas exteriores de proyecto. Ahorro y Eficiencia Energética en Climatización.

Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (2007). Soluciones con Aislamiento de Poliuretano. Guía Técnica para la Rehabilitación de la Envoltura Térmica de los Edificios.

R. Gonzalez (2016). 1.1 Reacción al fuego: Protección Pasiva. Colegi d'Enginyers Graduats i Enginyers Tecnics Industrials de Barcelona.

Instituto Nacional de Seguridad, Salud y Bienestar en el trabajo (2018). Seguridad en el almacenamiento de materiales mediante paletizado y apilado sobre el suelo.

Asociación de instaladores de aislamiento (2020). Poliuretano proyectado e inyectado: Guía de ventajas y soluciones de espuma rígida de poliuretano proyectado e inyectado para aislamiento térmico, acústico e impermeabilización, conforme al CTE.

Danfoss (2018). Válvulas de expansión termostática de Danfoss.  
<https://assets.danfoss.com/documents/94261/AD135086437198es-000404.pdf>

Wenco (2018). Bulbo G2. <https://wencoreutilizables.cl/assets/uploads/2020/09/bulbo-g2.pdf>

Documento Básico SI Seguridad en caso de incendio (n.d.).  
[http://www.asturcons.org/docsnormativa/4421\\_607.pdf](http://www.asturcons.org/docsnormativa/4421_607.pdf).

Fundación Española de la Nutrición (n.d.). Cereza.  
<https://www.fen.org.es/MercadoAlimentosFEN/pdfs/cereza.pdf>.

Gas Servei (n.d.). R-404A. <https://gas-servei.com/shop/docs/ficha-tecnica-r-404a-gas-servei.pdf>.

Hiansa (2018). Panel frigorífico. <https://www.hiansa.com/wp-content/uploads/2020/10/HIANSA-PANEL-FRIGORIFICO-ficha-producto.pdf>.

Intarcon (n.d.). <https://www.intarcon.com/pdfs/ES/Metodo%20c%C3%A1lculo%20evaporadores.pdf>

Danfoss (2021). Solenoid valve Type EV220B and EV220BW.  
<https://assets.danfoss.com/documents/185916/AI236986441887en-001201.pdf>.

Calor específico. <http://www.valvias.com/prontuario-propiedades-materiales-calor-especifico.php>.

Polietileno-Alta densidad. <http://www.goodfellow.com/S/Polietileno-Alta-Densidad.html>.

Calor latente de fusión. <http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/estadistica/otros/fusion/fusion.htm>.

Diseño y cálculo de tuberías frigoríficas.  
<https://blogsaverroes.juntadeandalucia.es/amrandado/diseño-y-cálculo-de-tuberías-frigoríficas/>.

Palet Americano o Universal: Características, medidas y peso. <https://www.transeop.com/blog/Palet-Americano-universal-caracteristicas-medidas/401/>.

E. Yi, A. Trigilio, S. di Scipio (2014) Aplicación del co2 como refrigerante puro en un ciclo en cascada similar al proceso phillips para licuefacción de gas natural. Revista de la Facultad de Ingeniería Universidad Central de Venezuela, 29 (1).

Sistema de almacenamiento de agua helada del banco de hielo. <https://www.plate-coil.com/es/ice-water-storage-system-of-ice-bank.html>.



Meteostat Saida. <https://meteostat.net/es/station/60536?t=2021-04-10/2021-04-16>.

Crecimiento de una capa de hielo.

[http://laplace.us.es/wiki/index.php/Crecimiento\\_de\\_una\\_capa\\_de\\_hielo#:~:text=Como%20el%20agua%20cerca%20del,de%20la%20capa%20de%20hielo](http://laplace.us.es/wiki/index.php/Crecimiento_de_una_capa_de_hielo#:~:text=Como%20el%20agua%20cerca%20del,de%20la%20capa%20de%20hielo).

Calculo de la sección de los cables. <https://www.areatecnologia.com/electricidad/secciones-de-cables.html>.

Pillow plate heat exchanger. [https://en.wikipedia.org/wiki/Pillow\\_plate\\_heat\\_exchanger](https://en.wikipedia.org/wiki/Pillow_plate_heat_exchanger).

Tipos de palets. <https://www.embalajesdemadera.net/tipos-de-palets/>.

Visor de líquido. <https://store.danfoss.com/es/es/Climate-Solutions---cooling/Visores-de-ADquido/Visores-de-ADquido/Visor-de-ADquido%2C-SGP-6s-N%2C-Soldar%2C-ODF/p/014L0148>.

Qué compresor frigorífico elegir. <https://guide.directindustry.com/es/que-compresor-frigorifico-elegir/>

Clasificación y tipos de gases refrigerantes. <https://asircra.com/noticias/clasificacion-y-tipos-de-gases-refrigerantes>

Contenedor marítimo. <https://www.containex.com/es/es/contenedores-y-modulos/contenedor-maritimo>

Cargas térmicas de refrigeración.

[http://www.scalofrios.es/frio/Cargas%20Termicas/Apuntes%20Maquinas%20\(Cargas%20termicas%20de%20Refrigeracion\).pdf](http://www.scalofrios.es/frio/Cargas%20Termicas/Apuntes%20Maquinas%20(Cargas%20termicas%20de%20Refrigeracion).pdf).



# **DOCUMENTO 2**

# **PRESUPUESTO**



## PRESUPUESTO

	<b>Cantidad</b>	<b>Precio</b>
<b>CAMARAS FRIGORIFICAS</b>		
<b>AISLAMIENTO</b>		
Panel sándwich de poliuretano 120 mm de espesor	1.297,35 m <sup>2</sup>	36.293,37 €
Perfil metálico en U 50x120x50	105 ml	483,00 €
Perfil cóncavo sanitario	192 ml	568,80 €
Perfil metálico exterior en L	123 ml	516,60 €
Perfil metálico de suspensión	40 ml	660,00 €
Botes de espuma de poliuretano	144 ud.	864,00 €
Cartuchos de silicona antibacteriana	144 ud.	597,60 €
Chinos para la sustentación de techos	100 ud.	144,00 €
Puerta frigorífica cámara positiva 250x300 cm	2 ud.	6.277,32 €
<b>EQUIPO FRIGORIFICO</b>		
Central frigorífica 149,4 kW	1 ud.	16.727,84 €
Condensador 239,8 kW	1 ud.	8.326,50 €
Evaporador 56,6 kW	4 ud.	27.565,20 €
Cuadro eléctrico	3 ud.	8.000,00 €
Válvula de expansión	8 ud.	1.248,00 €
Válvula solenoide	8 ud.	768,00 €
Válvula de bola línea de liquido	4 ud.	169,60 €
Válvula de bola línea de aspiración	4 ud.	512,00 €
Filtro	4 ud.	256,00 €
Visor del liquido	4 ud.	128,00 €
<b>ACCESORIOS</b>		
Tuberías de cobre		6.370,11 €
Cable eléctrico		3.185,06 €
Soportes		1.274,02 €
Desagües		260,00 €
Contenedor 40 HC		3.500,00 €
<b>MANO DE OBRA</b>		
Instalación sala de maquinas		3.600,00 €
Dirección de obra y puesta en marcha		6.000,00 €
	<b>Total</b>	<b>134.295,02 €</b>



<b>SISTEMA DE HIDROCOOLING</b>		
<b>HIDROCOOLER</b>		
Hidrocooler	1 ud.	34.900,00 €
<b>EQUIPO FRIGORIFICO</b>		
Central frigorífica 136,6 kW	1 ud.	12.757,77 €
Condensador 239,8 kW	1 ud.	8.326,50 €
Cuadro eléctrico	2 ud.	4.000,00 €
Válvula de expansión	2 ud.	312,00 €
Válvula solenoide	2 ud.	192,00 €
Válvula de bola línea de liquido	2 ud.	84,80 €
Válvula de bola línea de aspiración	2 ud.	256,00 €
Filtro	2 ud.	128,00 €
Visor del liquido	2 ud.	64,00 €
<b>ACCESORIOS</b>		
Tuberías de cobre		2.612,11 €
Cable eléctrico		1.306,05 €
<b>MANO DE OBRA</b>		
Instalación sala de maquinas sistema de hidrocooling		1380,00 €
<b>Total</b>		<b>66.319,23 €</b>

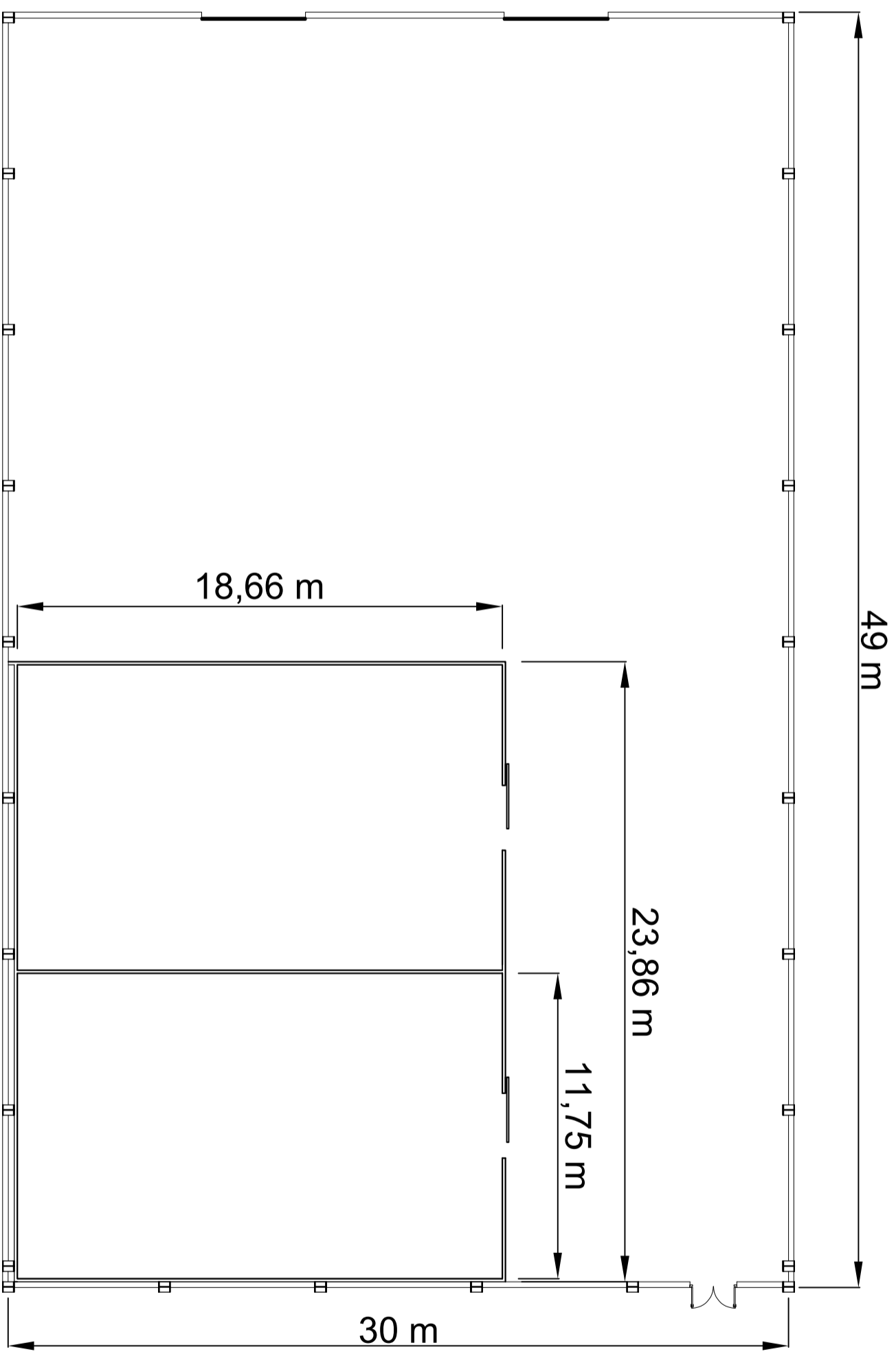
<b>TRANSPORTE</b>		
Transporte contenedor 40 HC Valencia-Oran	9 ud.	15.280,00€
<b>Total</b>		<b>17.190,00 €</b>

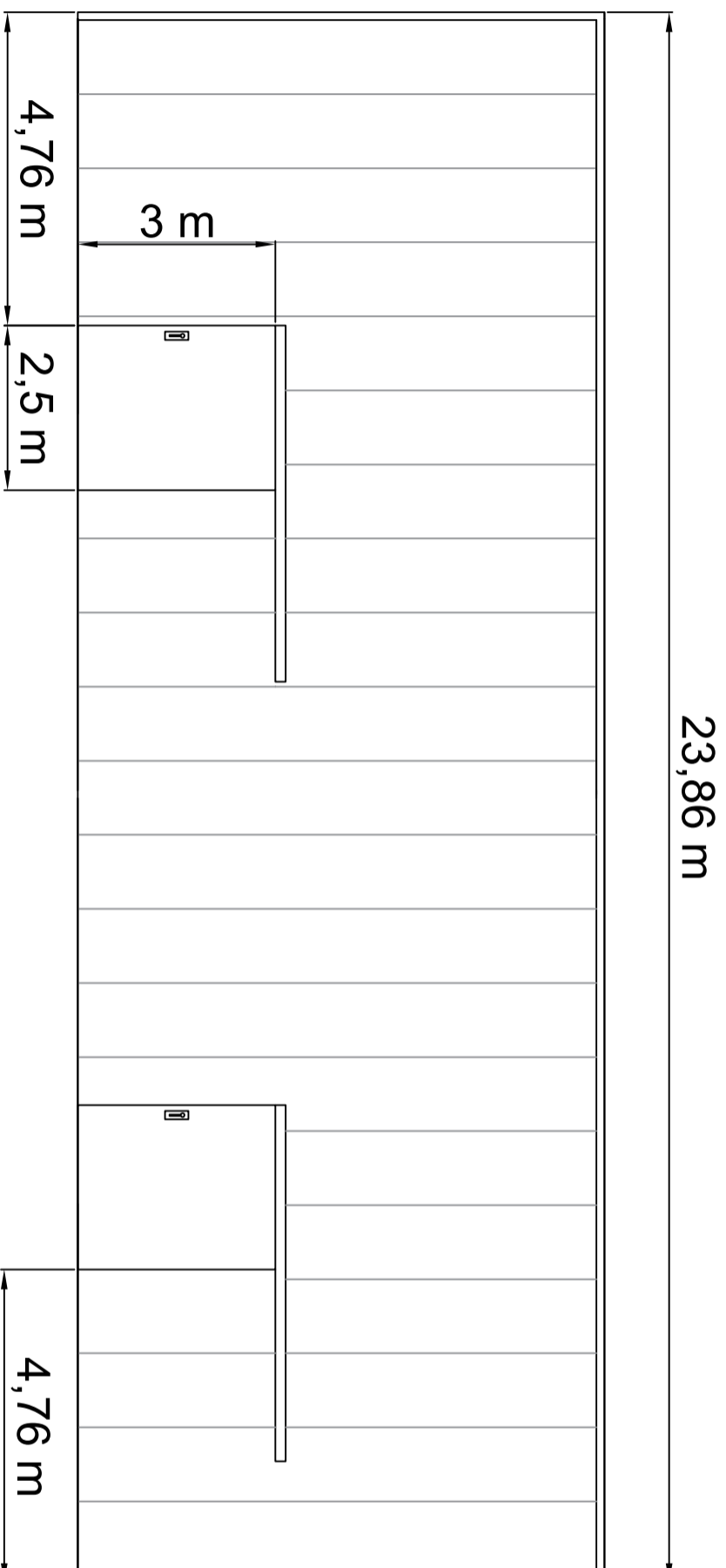
<b>TOTAL</b>	<b>217.804,25 €</b>
--------------	---------------------



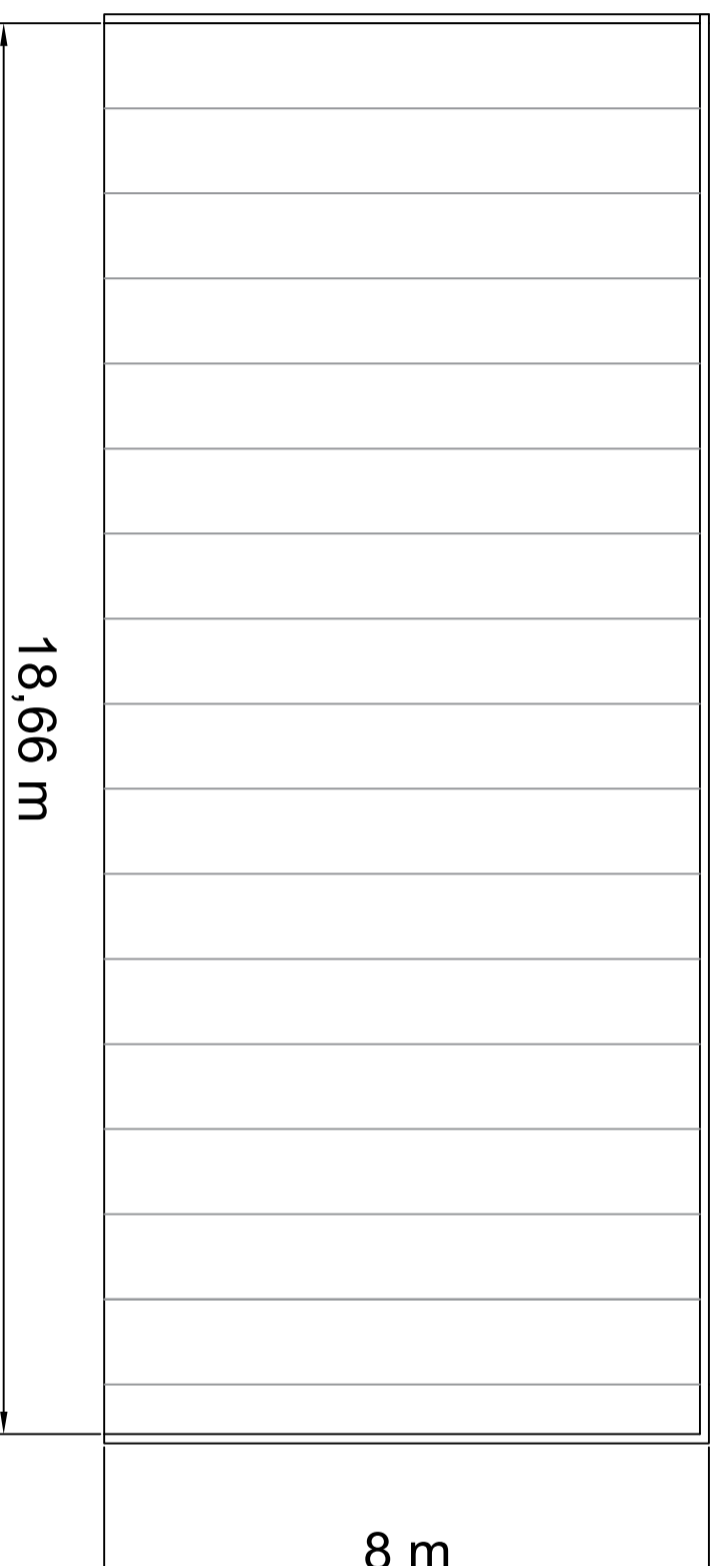
# **DOCUMENTO 3**

## **PLANOS**



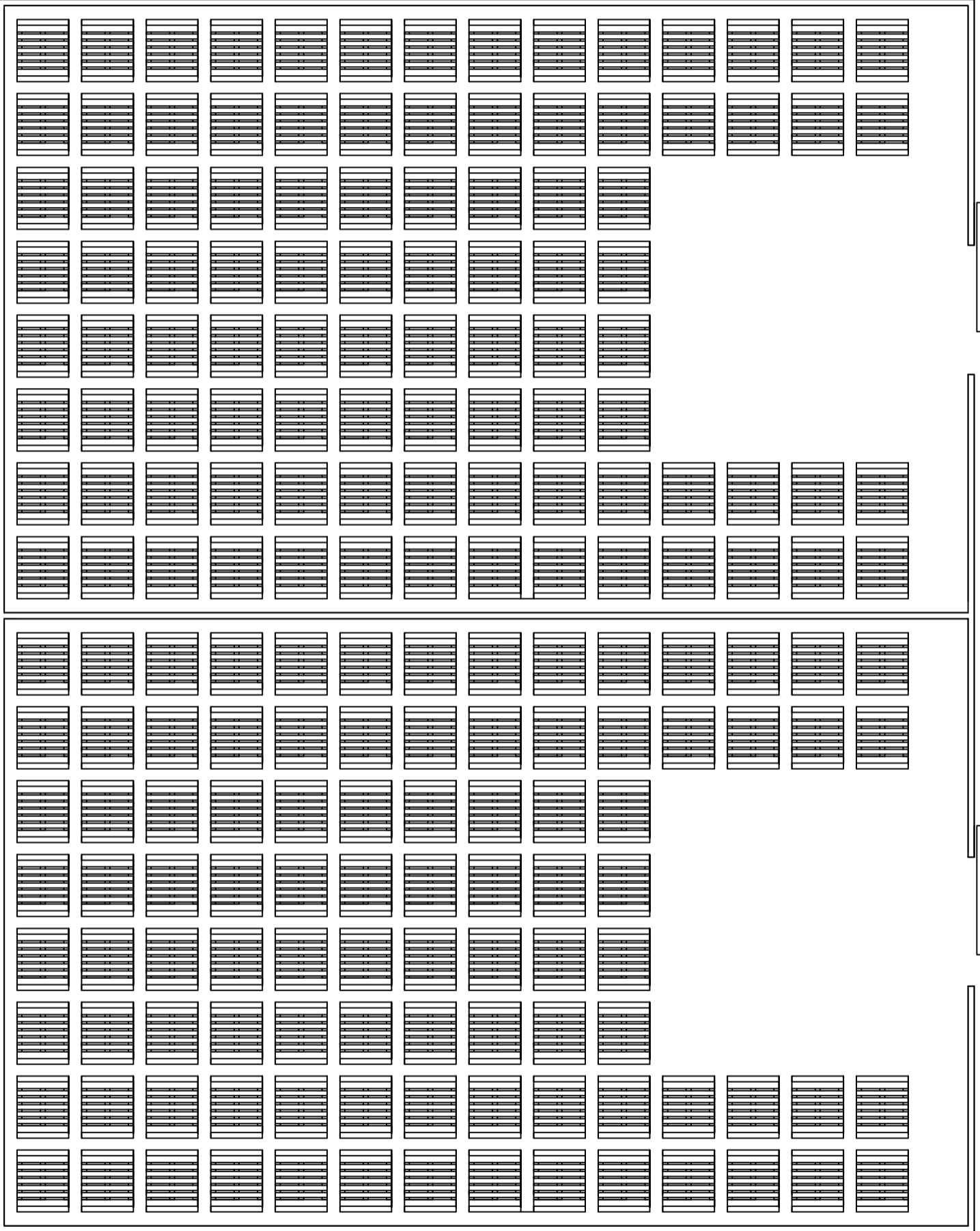


# Alzado

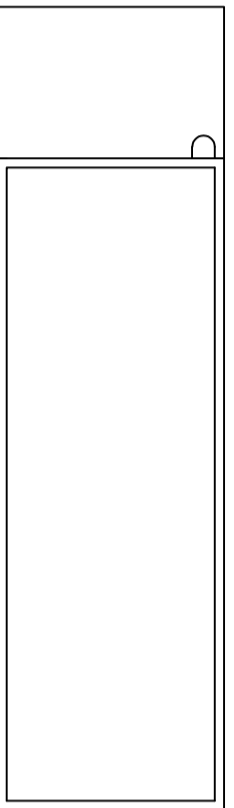
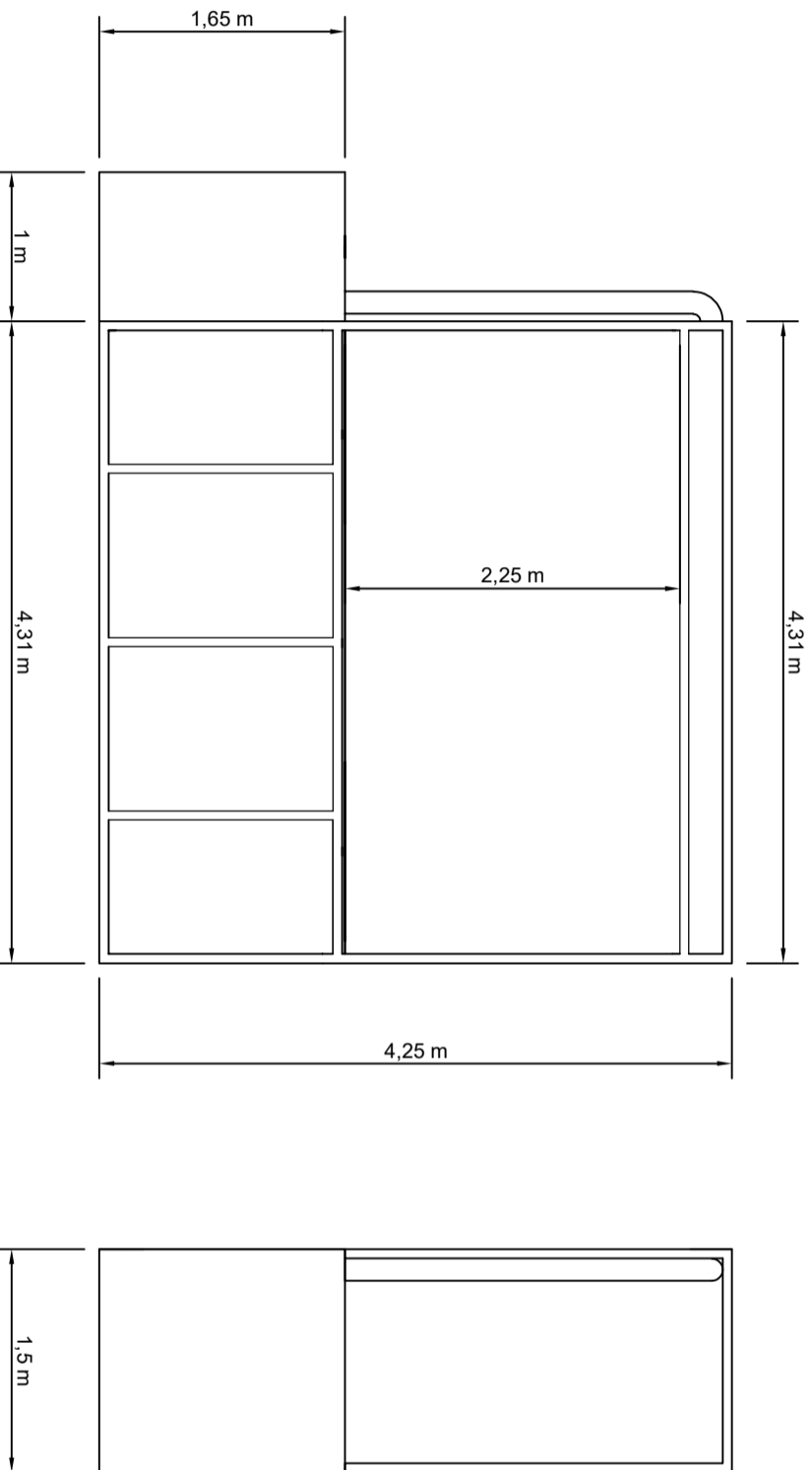


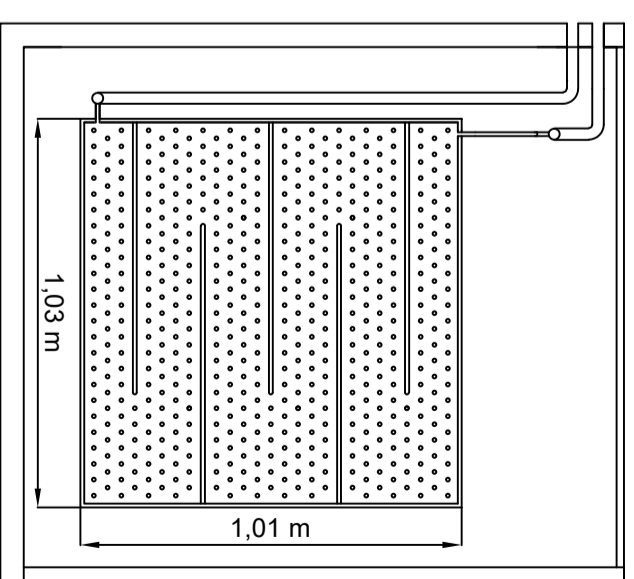
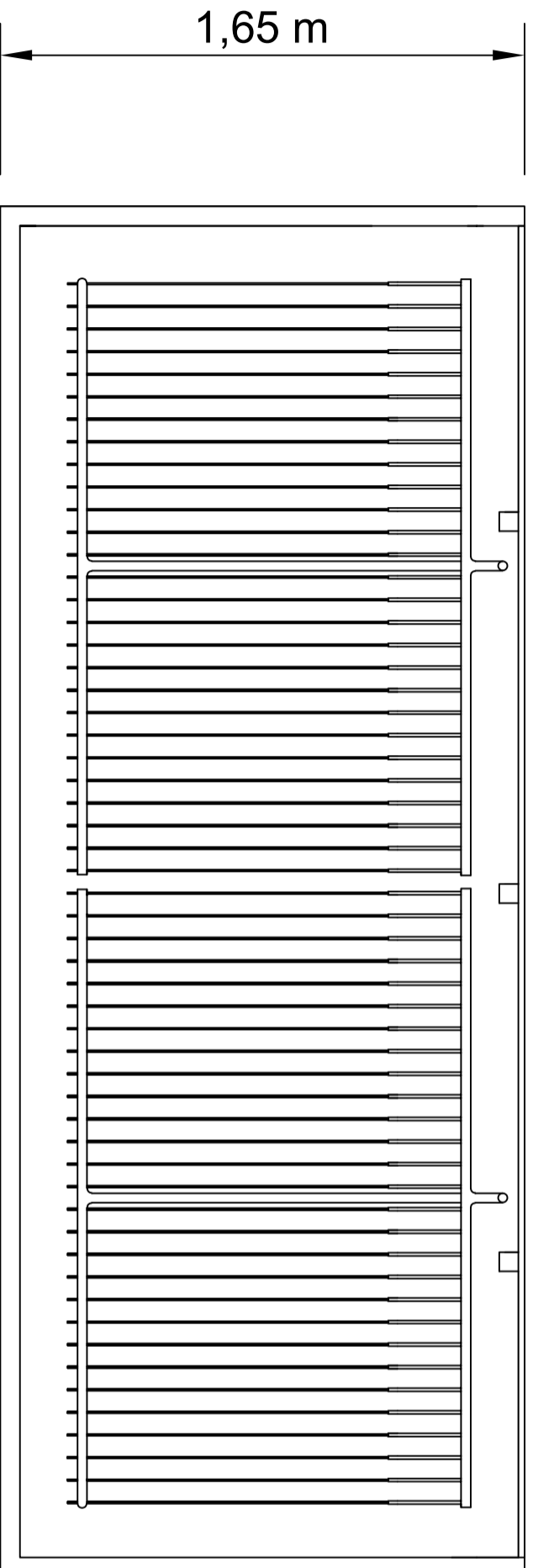
# Perfil

TRABAJO FINAL DE MASTER EN INGENIERIA INDUSTRIAL		Proyecto: DISEÑO DE 2 CAMARAS FRIGORIFICAS DE 1728 M3 Y UN SISTEMA DE HIDROCOOLING EN ARGELIA PARA LA CONSERVACION DE CEREZAS		Plano: Alzado y perfil de las camaras frigorificas		Fecha: Septiembre 2021		Nº Plano: 2	
 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA		 ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL VALENCIA		Autor: Carlos de Santos García		Escala: 1:100			

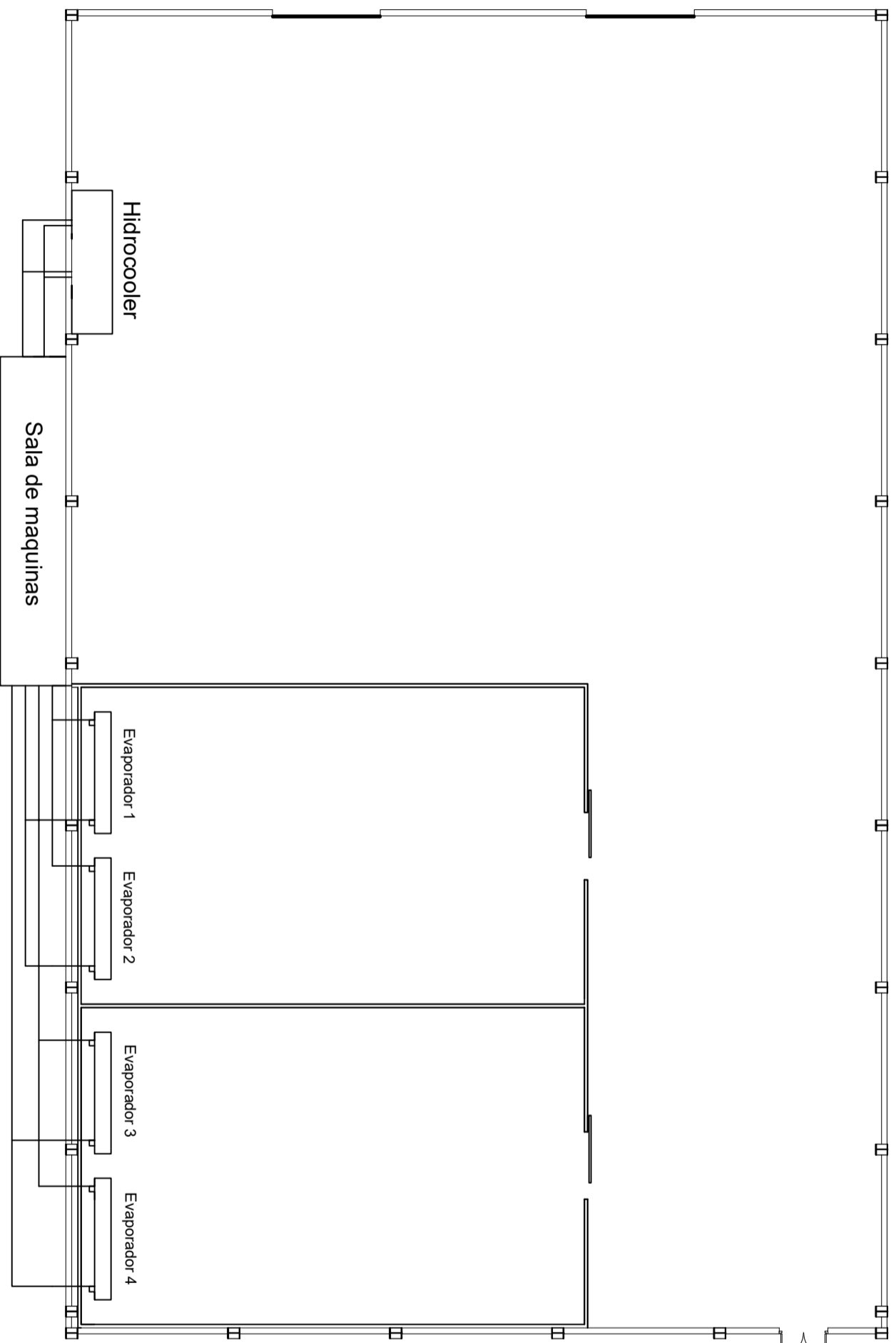




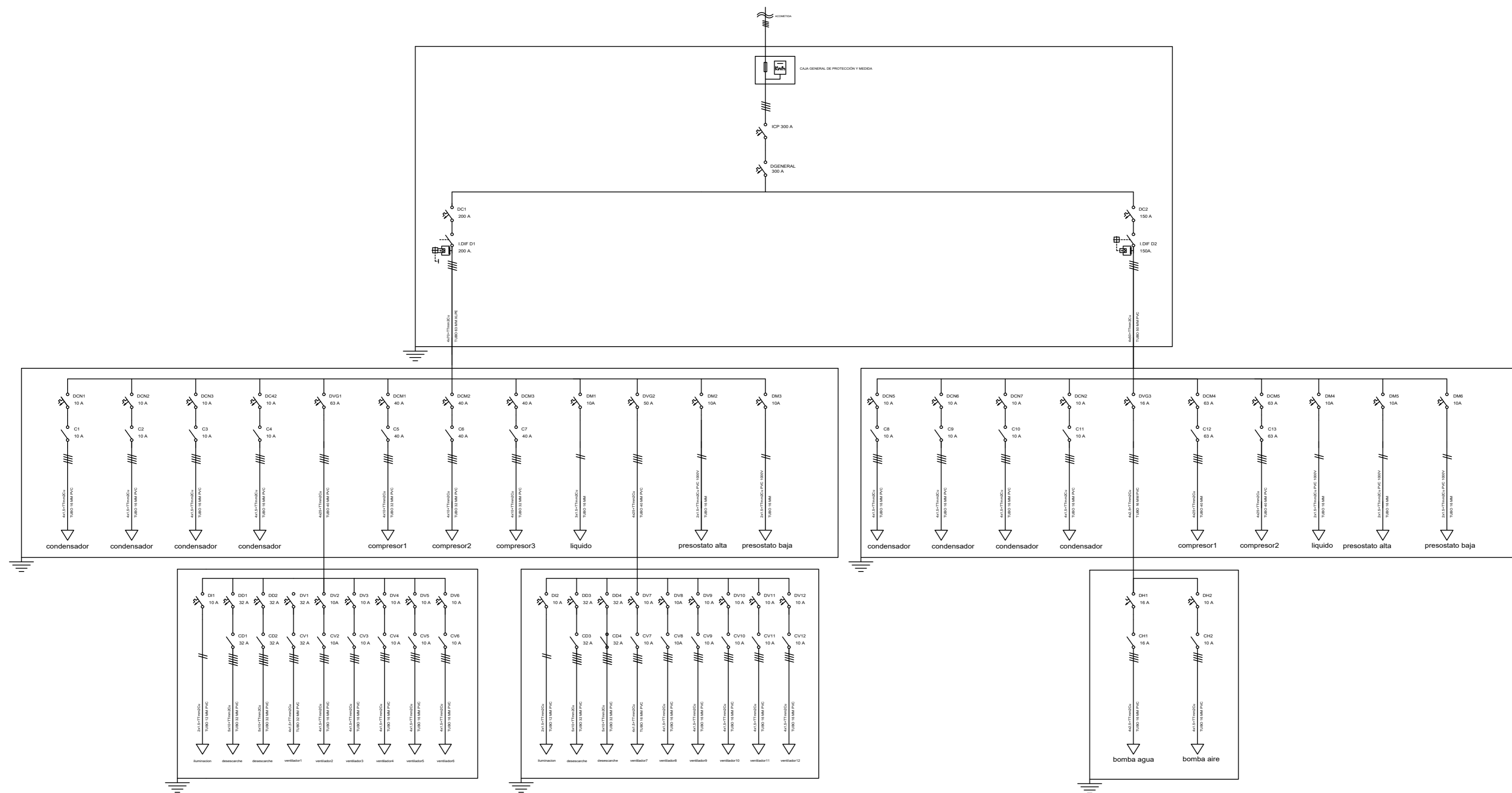




<p>TRABAJO FINAL DE MASTER EN INGENIERIA INDUSTRIAL</p> <p> UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA</p> <p> ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR INGENIERIA INDUSTRIAL VALENCIA</p>	<p>Proyecto: DISEÑO DE 2 CAMARAS FRIGORÍFICAS DE 1728 M3 Y UN SISTEMA DE HIDROCOOLING EN ARGELIA PARA LA CONSERVACION DE CEREZAS</p>	<p>Plano: Depósito del hidrocóoler</p> <p>Autor: Carlos de Santos García</p>	<p>Fecha: Septiembre 2021</p> <p>Escala: 1:20</p>	<p>Nº Plano: 5</p>
---	--	--	---	--------------------



— Linea de aspiracion  
 - - - Linea de liquido



TRABAJO FINAL DE MASTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL



Proyecto:  
**DISEÑO DE 2 CAMARAS FRIGORÍFICAS DE 1728 M3 Y UN SISTEMA DE HIDROCOOLING EN ARGELIA PARA LA CONSERVACION DE CEREZAS**

Fecha: \_\_\_\_\_

Escala: \_\_\_\_\_

Septiembre 2021

Plano: \_\_\_\_\_

Nº Plano: \_\_\_\_\_

Esquema unifilar

Carlos de Santos García  
 Autor proyecto



# **DOCUMENTO 4**

## **ANEJOS**

## 1. CALCULOS ELÉCTRICOS

Para dimensionar los cables se tendrá en cuenta la condición térmica y la caída de tensión.

### 1.1. Máxima intensidad admisible

Los conductores de los cables poseen resistencia eléctrica que provoca un calentamiento. Esto se produce por el efecto Joule donde parte de la energía eléctrica se transforma en calor provocando pérdidas.

Para disminuir la resistencia eléctrica de los conductores será necesario aumentar la sección del conductor.

Para dimensionar los cables se utilizara el Reglamento electrónico de baja tensión (REBT) cumpliendo así con la normativa UNE HD 60364-5-52:2014.

La ITC-BT-19 muestra las máximas intensidades admisibles por sección de conductor en la siguiente tabla para conductores instalados al aire con una temperatura ambiente de 40°C.

INTENSIDAD MÁXIMA ADMISIBLE DE LOS CONDUCTORES																			
Método de instalación	Número de conductores cargados y tipo de aislamiento																		
A1	3PVC	2PVC							3XLPE	2XLPE									
A2	3PVC	2PVC			3XLPE				2XLPE										
B1				3PVC		2PVC					3XLPE				2XLPE				
B2				3PVC	2PVC					3XLPE	2XLPE								
C						3PVC				2PVC			3XLPE		2XLPE				
E								3PVC				2PVC			3XLPE	2XLPE			
F										3PVC				2PVC		3XLPE	2XLPE		
Sección mm <sup>2</sup>	2	3	4	5a	5b	6a	6b	7a	7b	8a	8b	9a	9b	10a	10b	11	12	13	
Cobre (No enterrado)	1,5	11	11,5	12,5	13,5	14	14,5	15,5	16	16,5	17	17,5	19	20	20	21	23	—	
	2,5	15	15,5	17	18	19	20	20	21	22	23	24	26	27	26	28	30	32	—
	4	20	20	22	24	25	26	26	29	30	31	32	34	36	36	38	40	44	—
	6	25	26	29	31	32	34	36	37	39	40	41	44	46	46	49	52	57	—
	10	33	36	40	43	45	46	49	52	54	54	57	60	63	65	68	72	78	—
	16	45	48	53	59	61	63	66	69	72	73	77	81	85	87	91	97	104	—
	25	59	63	69	77	80	82	86	87	91	95	100	103	108	110	115	122	135	146
	35	—	—	—	95	100	101	106	109	114	119	124	127	133	137	143	153	168	182
	50	—	—	—	116	121	122	128	133	139	145	151	155	162	167	174	188	204	220
	70	—	—	—	148	155	155	162	170	178	185	193	199	208	214	223	243	262	282
	95	—	—	—	180	188	187	196	207	216	224	234	241	252	259	271	298	320	343
	120	—	—	—	207	217	216	226	240	251	260	272	280	293	301	314	350	373	397
	150	—	—	—	—	247	259	276	289	299	313	322	337	343	359	401	430	458	—
	185	—	—	—	—	281	294	314	329	341	356	368	385	391	409	460	493	523	—
	240	—	—	—	—	330	345	368	385	401	419	435	455	468	489	545	583	617	—

Tabla 61. Intensidad máxima admisible de los conductores.

### 1.2. Caída de tensión

Los cables eléctricos poseen resistencia eléctrica. Dicha resistencia eléctrica provoca que la tensión que llega al receptor sea inferior a la del principio del cable.

Una gran caída de tensión puede derivar en una tensión baja en el receptor lo que puede provocar problemas eléctricos.

Para este tipo de instalaciones industriales la caída de tensión no debe sobrepasar el 6,5%.

La caída de tensión en una línea trifásica viene reflejada en la siguiente fórmula:

$$\Delta V = \frac{L \cdot P}{\sigma \cdot V \cdot S}$$

donde:

L es la longitud del cable en m.

P es la potencia del aparato receptor en W.

$\sigma$  es la conductividad del conductor en  $m/\Omega \cdot mm^2$ .

V es la tensión de salida en Voltios.

S es la sección del cable en  $mm^2$ .

Para simplificar el cálculo se fijara una conductividad del cobre de  $58 m/\Omega \cdot mm^2$ .

### 1.3. Diámetro de los tubos

La siguiente tabla refleja el diámetro exterior de los tubos según el número de conductores y su sección.

#### DIÁMETRO TUBOS FIJOS EN SUPERFICIE

Sección nominal de los conductores unipolares ( $mm^2$ )	Diámetro exterior de los tubos (mm)				
	Número de conductores				
	1	2	3	4	5
1,5	12	12	16	16	16
2,5	12	12	16	16	20
4	12	16	20	20	20
6	12	16	20	20	25
10	16	20	25	32	32
16	16	25	32	32	32
25	20	32	32	40	40
35	25	32	40	40	50
50	25	40	50	50	50
70	32	40	50	63	63
95	32	50	63	63	75
120	40	50	63	75	75
150	40	63	75	75	--
185	50	63	75	--	--
240	50	75	--	--	--

Tabla 62. Diámetro de los tubos.

#### 1.4. Cuadros eléctricos

Los cuadros eléctricos tienen la función de proteger la instalación eléctrica frente a sobrecargas y cortocircuitos y a su vez controlar la instalación encendiendo y apagando los elementos cuando se requiere y adaptándose a las necesidades de temperatura.

Los cuadros eléctricos principales se instalarán en la sala de máquinas mientras que las cámaras frigorífica y el hidrocóoler llevarán también un subcuadro eléctrico de control junto a ellos con el objetivo de agilizar el proceso y facilitar el trabajo.

Los cuadros eléctricos contarán con un modo de control automático y manual mediante microprocesador electrónico. Además los evaporadores y condensadores serán también controlados por los presostatos.

Características de los cuadros eléctricos:

- Caja metálica compacta.
- Disyuntores magnetotérmicos.
- Interruptor diferencial general
- Microprocesador
- Microprocesador para el control de la temperatura
- Sinópticos
- Contactores

Los cuadros eléctricos estarán perfectamente señalizados mediante indicadores luminosos con el objetivo de facilitar el control y la ubicación.



Ilustración 107. Ejemplos de cuadros eléctricos.



## 1.5. Calculo de cables

### Subcuadro cámara frigorífica

En los evaporadores trabajaran dos elementos eléctricos, los ventiladores y el sistema de desescarhe. El sistema de desescarhe estará apagado cuando los evaporadores estén enfriando las cámaras frigoríficas y se pondrá en funcionamiento cuando los ventiladores estén apagados no llegando a trabajar ambas funciones a la vez.

Datos eléctricos evaporadores:

Potencia ventiladores	5,7 kW
Intensidad ventiladores	9,6 A
Conexión	Trifásica
Potencia desescarhe	14,6 kW

Tabla 63. Datos eléctricos de los evaporadores.

$$\text{Factor de potencia} = \frac{5700 \text{ W}}{\sqrt{3} \cdot 9,6 \text{ A} \cdot 400 \text{ V}} = 0,857$$

- Línea ventiladores - subcuadro

Cada ventilador cuenta con su cableado independiente.

Potencia ventilador individual	1,9 kW
Intensidad ventilador individual	3,2 A

Tabla 64. Datos eléctricos de los ventiladores de los evaporadores.

Datos de la línea:

Numero de circuitos: 3 por evaporador.

Método de instalación: B1- Conductores aislados en tubos en montaje superficial o empotrados en obra.

Conductores unipolares 4x1.5mm<sup>2</sup>.

Aislante PVC.

Intensidad máxima admisible a 40°C según ITC-BT-19: 13,5 A.

Diámetro exterior tubo: 16 mm.

Protección térmica: Interruptor magnetotérmico 10 A.

$$\text{Caída de tensión} = \frac{26 \cdot 1900}{58 \cdot 400 \cdot 1,5} = 1,42 \text{ V}$$

0,35 % de caída de tensión.

- Línea Desescarche - subcuadro

$$Intensidad\ desescarche = \frac{14600\ W}{\sqrt{3} \cdot 400\ V \cdot 0,857} = 24,59\ A$$

Datos de la línea:

Numero de circuitos: 1 por evaporador.

Método de instalación: B1- Conductores aislados en tubos en montaje superficial o empotrados en obra.

Conductores unipolares 5x10mm<sup>2</sup>.

Aislante PVC.

Intensidad máxima admisible a 40°C según ITC-BT-19: 43 A

Diámetro exterior tubo: 32 mm

Protección térmica: Interruptor magnetotérmico 40 A.

$$Caída\ de\ tensión = \frac{26 \cdot 14600}{58 \cdot 400 \cdot 10} = 1,64\ V$$

0,41 % de caída de tensión.

- Línea iluminación – subcuadro cámara frigorífica

Cada subcuadro de las cámaras frigoríficas controlara la iluminación de la cámara. La iluminación estará compuesta por 6 focos en cada cámara frigorífica.

Datos eléctricos iluminación:

Potencia foco	150 W
Numero de focos	6

Tabla 65. Datos eléctricos de los focos.

$$Intensidad = \frac{150\ W \cdot 6}{230\ V} = 3,91\ A$$

Datos de la línea:

Numero de circuitos: 1 por subcuadro (2 en total).

Método de instalación: B1- Conductores aislados en tubos en montaje superficial o empotrados en obra.

Conductores unipolares 2x1,5mm<sup>2</sup>.

Aislante PVC.

Intensidad máxima admisible a 40°C según ITC-BT-19: 13,5 A.

Diámetro exterior tubo: 12 mm.

Protección térmica: Interruptor magnetotérmico 10 A.

$$Caida de tension 1 = \frac{21,5 \cdot 900}{58 \cdot 230 \cdot 1,5} = 0,98 V$$

0,42 % de caída de tensión.

### Cuadro cámaras frigoríficas

- Línea subcuadro cámara frigorífica – cuadro cámaras frigoríficas

Los dos subcuadros de las cámaras irán conectados al cuadro eléctrico situado en la sala de maquinas para las cámaras frigoríficas. Cada subcuadro tiene su cableado independiente y controla la conexión de los dos evaporadores de cada cámara.

Datos eléctricos subcuadro:

Potencia	30,1 kW
Intensidad	53,1 A

Tabla 66. Datos eléctricos del subcuadro de las cámaras.

Datos de la línea:

Numero de circuitos: 1 por subcuadro (2 en total).

Método de instalación: B1- Conductores aislados en tubos en montaje superficial o empotrados en obra.

Conductores unipolares 4x25mm<sup>2</sup>.

Aislante PVC.

Intensidad máxima admisible a 40°C según ITC-BT-19: 77 A.

Diámetro exterior tubo: 40 mm.

Protección térmica: Interruptor magnetotérmico 63 A.

Cada subcuadro tiene su cableado independiente:

$$Caida de tension 1 = \frac{26 \cdot 30100}{58 \cdot 400 \cdot 25} = 1,35 V$$

0,34 % de caída de tensión.

$$Caida de tension 2 = \frac{38 \cdot 30100}{58 \cdot 400 \cdot 25} = 1,97 V$$

0,49% de caída de tensión.

- Línea compresor cámaras frigoríficas – cuadro cámaras frigoríficas

Datos eléctricos compresor:

Potencia	23 kW
Intensidad	38,2 A
Conexión	Trifásica

Tabla 67. Datos eléctricos de los compresores de las cámaras frigoríficas.

Datos de la línea:

Método de instalación: B1- Conductores aislados en tubos en montaje superficial o empotrados en obra.

Numero de circuitos: 1 por compresor (3 en total).

Conductores unipolares 4x10mm<sup>2</sup>.

Aislante PVC.

Intensidad máxima admisible a 40°C según ITC-BT-19: 43 A.

Diámetro exterior tubo: 32 mm.

Protección térmica: Interruptor magnetotérmico 40 A.

$$Caída\ de\ tensión = \frac{2 \cdot 23000}{58 \cdot 400 \cdot 10} = 0,20\ V$$

0,05 % de caída de tensión

- Línea condensador cámaras frigoríficas – cuadro cámaras frigoríficas

Cada ventilador cuenta con su cableado independiente.

Datos eléctricos condensador:

Potencia	3,6 kW
Intensidad	8,8 A
Conexión	Trifásica

Tabla 68. Datos eléctricos del condensador de las cámaras frigoríficas.

Datos de la línea:

Cada ventilador cuenta con su cableado independiente.

Potencia ventilador individual	0,9 kW
Intensidad ventilador individual	2,2 A

Tabla 69. Datos eléctricos de los ventiladores del condensador de las cámaras frigoríficas.

Numero de circuitos: 4 por condensador

Método de instalación: B1- Conductores aislados en tubos en montaje superficial o empotrados en obra.

Conductores unipolares 4x1,5mm<sup>2</sup>.

Aislante PVC.

Intensidad máxima admisible a 40°C según ITC-BT-19: 13,5 A.

Diámetro exterior tubo: 16 mm.

Protección térmica: Interruptor magnetotérmico 10 A.

$$Caida\ de\ tension = \frac{4 \cdot 900}{58 \cdot 400 \cdot 1,5} = 0,10\ V$$

0,026 % de caída de tensión.

- Línea presostato alta presión - cuadro cámaras frigoríficas

Datos de la línea:

Método de instalación: B1- Conductores aislados en tubos en montaje superficial o empotrados en obra.

Conductores unipolares 3x1,5mm<sup>2</sup>.

Aislante PVC.

Intensidad máxima admisible a 40°C según ITC-BT-19: 13,5 A.

Diámetro exterior tubo: 16 mm.

Protección térmica: Interruptor magnetotérmico 10 A.

- Línea presostato baja presión - cuadro cámaras frigoríficas

Datos de la línea:

Método de instalación: B1- Conductores aislados en tubos en montaje superficial o empotrados en obra.

Conductores unipolares 3x1,5mm<sup>2</sup>.

Aislante PVC.

Intensidad máxima admisible a 40°C según ITC-BT-19: 13,5 A.

Diámetro exterior tubo: 16 mm.

Protección térmica: Interruptor magnetotérmico 10 A.

- Línea depósito del líquido - cuadro cámaras frigoríficas

Datos de la línea:

Método de instalación: B1- Conductores aislados en tubos en montaje superficial o empotrados en obra.

Conductores unipolares 3x1,5mm<sup>2</sup>.

Aislante PVC.

Intensidad máxima admisible a 40°C según ITC-BT-19: 13,5 A.

Diámetro exterior tubo: 16 mm.

Protección térmica: Interruptor magnetotérmico 10 A.

### Subcuadro hidrocooler

A este subcuadro están conectadas la bomba de agua y la bomba turbosoplante del hidrocooler.

- Línea bomba turbosoplante – subcuadro hidrocooler

Datos eléctricos bomba turbosoplante:

Potencia	0,4 kW
Conexión	Trifásica

Tabla 70. Datos eléctricos de la bomba turbosoplante.

$$Intensidad = \frac{400 \text{ W}}{\sqrt{3} \cdot 400 \text{ V} \cdot 0,8} = 0,72 \text{ A}$$

Datos de la línea:

Método de instalación: B1- Conductores aislados en tubos en montaje superficial o empotrados en obra.

Conductores unipolares 4x1,5mm<sup>2</sup>.

Aislante PVC.

Intensidad máxima admisible a 40°C según ITC-BT-19: 13,5 A.

Diámetro exterior tubo: 16 mm.

Protección térmica: Interruptor magnetotérmico 10 A.

$$Caída \text{ de tensión} = \frac{2 \cdot 400}{58 \cdot 400 \cdot 1,5} = 0,023 \text{ V}$$

0,0057 % de caída de tensión.

- Línea bomba de agua – subcuadro hidrocooler

Datos eléctricos bomba de agua:

Potencia	5,5 kW
Intensidad	11 A
Conexión	Trifásica

Tabla 71. Datos eléctricos de la bomba de agua.

Datos de la línea:

Método de instalación: B1- Conductores aislados en tubos en montaje superficial o empotrados en obra.

Conductores unipolares 4x2,5mm<sup>2</sup>.

Aislante PVC.

Intensidad máxima admisible a 40°C según ITC-BT-19: 18 A.

Diámetro exterior tubo: 16 mm.

Protección térmica: Interruptor magnetotérmico 16 A.

$$Caída\ de\ tensión = \frac{2 \cdot 7500}{58 \cdot 400 \cdot 2,5} = 0,26\ V$$

0,065 % de caída de tensión.

#### Cuadro sistema de hidrocooling

- Línea subcuadro hidrocooler – cuadro sistema de hidrocooling

El subcuadro del hidrocooler estará conectado al cuadro eléctrico situado en la sala de maquinas que además controla la central frigorífica y el condensador.

Datos eléctricos subcuadro:

Potencia	5,9 kW
Intensidad	11,72 A

Tabla 72. Datos eléctricos del subcuadro del hidrocooler.

Datos de la línea:

Método de instalación: B1- Conductores aislados en tubos en montaje superficial o empotrados en obra.

Conductores unipolares 4x2,5mm<sup>2</sup>.

Aislante PVC.

Intensidad máxima admisible a 40°C según ITC-BT-19: 18 A.

Diámetro exterior tubo: 16 mm.

Protección térmica: Interruptor magnetotérmico 16 A.

$$Caida\ de\ tension = \frac{10 \cdot 7900}{58 \cdot 400 \cdot 2,5} = 1,36\ V$$

0,34 % de caída de tensión.

- Línea compresor sistema de hidrocooling – cuadro sistema de hidrocooling

Datos eléctricos compresor:

Potencia	33,2 kW
Intensidad	56 A
Conexión	Trifásica

Tabla 73. Datos eléctricos del compresor del hidrocooler.

Datos de la línea:

Método de instalación: B1- Conductores aislados en tubos en montaje superficial o empotrados en obra.

Numero de circuitos: 1 por compresor (2 en total).

Conductores unipolares 4x25mm<sup>2</sup>.

Aislante PVC.

Intensidad máxima admisible a 40°C según ITC-BT-19: 77 A.

Diámetro exterior tubo: 40 mm.

Protección térmica: Interruptor magnetotérmico 63 A.

$$Caida\ de\ tension = \frac{2 \cdot 33200}{58 \cdot 400 \cdot 25} = 0,12\ V$$

0,03 % de caída de tensión.

- Línea condensador sistema de hidrocooling – cuadro sistema de hidrocooling

Cada ventilador cuenta con su cableado independiente.

Datos eléctricos condensador:

Potencia	3,6 kW
Intensidad	8,8 A
Conexión	Trifásica

Tabla 74. Datos eléctricos del condensador del sistema de hidrocooling.



Datos de la línea:

Cada ventilador cuenta con su cableado independiente.

Potencia ventilador individual	0,9 kW
Intensidad ventilador individual	2,2 A

Tabla 75. Datos eléctricos de los ventiladores del condensador del sistema de hidrocóling.

Numero de circuitos: 4 por condensador

Método de instalación: B1- Conductores aislados en tubos en montaje superficial o empotrados en obra.

Conductores unipolares 4x1,5mm<sup>2</sup>.

Aislante PVC.

Intensidad máxima admisible a 40°C según ITC-BT-19: 13,5 A.

Diámetro exterior tubo: 16 mm.

Protección térmica: Interruptor magnetotérmico 10 A.

$$Caida\ de\ tension = \frac{4 \cdot 900}{58 \cdot 400 \cdot 1,5} = 0,10\ V$$

0,026 % de caída de tensión.

- Línea presostato alta presión - cuadro cámaras frigoríficas

Método de instalación: B1- Conductores aislados en tubos en montaje superficial o empotrados en obra.

Conductores unipolares 3x1,5mm<sup>2</sup>.

Aislante PVC.

Intensidad máxima admisible a 40°C según ITC-BT-19: 13,5 A.

Diámetro exterior tubo: 16 mm.

Protección térmica: Interruptor magnetotérmico 10 A.

- Línea presostato baja presión - cuadro cámaras frigoríficas

Método de instalación: B1- Conductores aislados en tubos en montaje superficial o empotrados en obra.

Conductores unipolares 3x1,5mm<sup>2</sup>.

Aislante PVC.

Intensidad máxima admisible a 40°C según ITC-BT-19: 13,5 A.

Diámetro exterior tubo: 16 mm.

Protección térmica: Interruptor magnetotérmico 10 A.

- Línea deposito del liquido - cuadro cámaras frigoríficas

Método de instalación: B1- Conductores aislados en tubos en montaje superficial o empotrados en obra.

Conductores unipolares 3x1,5mm<sup>2</sup>.

Aislante PVC.

Intensidad máxima admisible a 40°C según ITC-BT-19: 13,5 A.

Diámetro exterior tubo: 16 mm.

Protección térmica: Interruptor magnetotérmico 10 A.

### *Cámaras frigoríficas total*

El cuadro de las cámaras frigoríficas estará conectado a la red de la nave almacén.

Datos eléctricos cámaras frigoríficas:

Potencia	92 kW
Intensidad	161 A

Tabla 76. Datos eléctricos del cuadro de las cámaras frigoríficas.

Datos de la línea:

Método de instalación: C.

Conductores unipolares 4x70mm<sup>2</sup>.

Aislante XLPE.

Intensidad máxima admisible a 40°C según ITC-BT-19: 208 A.

Diámetro exterior tubo: 63 mm.

Interruptor magnetotérmico 200 A.

$$Caida\ de\ tension = \frac{30 \cdot 92000}{58 \cdot 400 \cdot 70} = 1,70\ V$$

0,42 % de caída de tensión.



### *Sistema de hidrocooling total*

Datos eléctricos sistema de hidrocooling:

Potencia	71 kW
Intensidad	122 A

Tabla 77. Datos eléctricos del cuadro del sistema de hidrocooling.

Datos de la línea:

Método de instalación: C.

Conductores unipolares 4x50mm<sup>2</sup>.

Aislante XLPE.

Intensidad máxima admisible a 40°C según ITC-BT-19: 162 A.

Diámetro exterior tubo: 50 mm.

Interruptor magnetotérmico 150 A.

$$Caída\ de\ tensión = \frac{30 \cdot 71000}{58 \cdot 400 \cdot 50} = 1,84\ V$$

0,46 % de caída de tensión

Resumen

Líneas Cámaras frigoríficas		Aislante	Conductores	Diámetro exterior Tubo	Protección térmica
Subcuadro cámara frigorífica 1	Ventilador Evaporador 1	PVC	4x1.5mm <sup>2</sup>	16	Magnetotérmico 10 A
	Ventilador Evaporador 1	PVC	4x1.5mm <sup>2</sup>	16	Magnetotérmico 10 A
	Ventilador Evaporador 1	PVC	4x1.5mm <sup>2</sup>	16	Magnetotérmico 10 A
	Ventilador Evaporador 2	PVC	4x1.5mm <sup>2</sup>	16	Magnetotérmico 10 A
	Ventilador Evaporador 2	PVC	4x1.5mm <sup>2</sup>	16	Magnetotérmico 10 A
	Ventilador Evaporador 2	PVC	4x1.5mm <sup>2</sup>	16	Magnetotérmico 10 A
	Desescarche Evaporador 1	PVC	5x10mm <sup>2</sup>	32	Magnetotérmico 32 A
	Desescarche Evaporador 2	PVC	5x10mm <sup>2</sup>	32	Magnetotérmico 32 A
Iluminación		PVC	2x1.5mm <sup>2</sup>	12	Magnetotérmico 10 A
Subcuadro cámara frigorífica 1		PVC	4x25mm <sup>2</sup>	40	Magnetotérmico 63 A
Subcuadro cámara frigorífica 2	Ventilador Evaporador 3	PVC	4x1.5mm <sup>2</sup>	16	Magnetotérmico 10 A
	Ventilador Evaporador 3	PVC	4x1.5mm <sup>2</sup>	16	Magnetotérmico 10 A
	Ventilador Evaporador 3	PVC	4x1.5mm <sup>2</sup>	16	Magnetotérmico 10 A
	Ventilador Evaporador 4	PVC	4x1.5mm <sup>2</sup>	16	Magnetotérmico 10 A
	Ventilador Evaporador 4	PVC	4x1.5mm <sup>2</sup>	16	Magnetotérmico 10 A
	Ventilador Evaporador 4	PVC	4x1.5mm <sup>2</sup>	16	Magnetotérmico 10 A
	Desescarche Evaporador 3	PVC	5x10mm <sup>2</sup>	32	Magnetotérmico 32 A
	Desescarche Evaporador 4	PVC	5x10mm <sup>2</sup>	32	Magnetotérmico 10 A
Iluminación		PVC	2x1.5mm <sup>2</sup>	12	Magnetotérmico 10 A
Subcuadro cámara frigorífica 2		PVC	4x25mm <sup>2</sup>	40	Magnetotérmico 63 A
Compresor 1		PVC	4x10mm <sup>2</sup>	32	Magnetotérmico 40 A
Compresor 2		PVC	4x10mm <sup>2</sup>	32	Magnetotérmico 40 A
Compresor 3		PVC	4x10mm <sup>2</sup>	32	Magnetotérmico 40 A
Ventilador Condensador		PVC	4x1.5mm <sup>2</sup>	16	Magnetotérmico 10 A
Ventilador Condensador		PVC	4x1.5mm <sup>2</sup>	16	Magnetotérmico 10 A
Ventilador Condensador		PVC	4x1.5mm <sup>2</sup>	16	Magnetotérmico 10 A
Ventilador Condensador		PVC	4x1.5mm <sup>2</sup>	16	Magnetotérmico 10 A
Presostato de alta presión		PVC	3x1.5mm <sup>2</sup>	16	Magnetotérmico 10 A
Presostato de baja presión		PVC	3x1.5mm <sup>2</sup>	16	Magnetotérmico 10 A
Nivel de líquido		PVC	3x1.5mm <sup>2</sup>	16	Magnetotérmico 10 A
<b>General</b>		XLPE	4x70mm <sup>2</sup>	63	Magnetotérmico 200 A

Tabla 78. Resumen del cableado eléctrico de las cámaras frigoríficas.

Líneas hidrocooler		Aislante	Conductores	Diámetro exterior Tubo	Protección térmica
Subcuadro hidrocooler	Bomba turbosoplante	PVC	4x1.5mm <sup>2</sup>	16	Magnetotérmico 10 A
	Bomba de agua	PVC	4x2.5mm <sup>2</sup>	16	Magnetotérmico 16 A
Subcuadro hidrocooler		PVC	4x2.5mm <sup>2</sup>	16	Magnetotérmico 16 A
Compresor 1		PVC	4x25mm <sup>2</sup>	40	Magnetotérmico 63 A
Compresor 2		PVC	4x25mm <sup>2</sup>	40	Magnetotérmico 63 A
Ventilador Condensador		PVC	4x1.5mm <sup>2</sup>	16	Magnetotérmico 10 A
Ventilador Condensador		PVC	4x1.5mm <sup>2</sup>	16	Magnetotérmico 10 A
Ventilador Condensador		PVC	4x1.5mm <sup>2</sup>	16	Magnetotérmico 10 A
Ventilador Condensador		PVC	4x1.5mm <sup>2</sup>	16	Magnetotérmico 10 A
Presostato de alta presión		PVC	3x1.5mm <sup>2</sup>	16	Magnetotérmico 10 A
Presostato de baja presión		PVC	3x1.5mm <sup>2</sup>	16	Magnetotérmico 10 A
Nivel de líquido		PVC	3x1.5mm <sup>2</sup>	16	Magnetotérmico 10 A
<b>General</b>		XLPE	4x50mm <sup>2</sup>	50	Magnetotérmico 150 A

Tabla 79. Resumen del cableado eléctrico del sistema de hidrocooling.

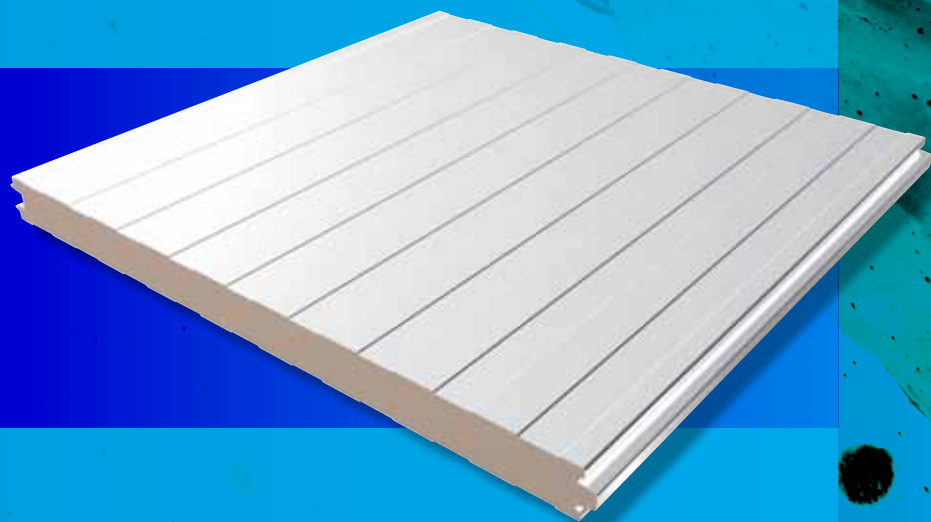


## 2. FICHAS TECNICAS

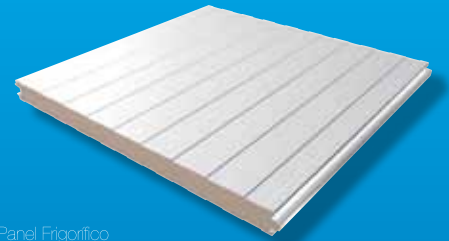
Panel Frigorífico

# ISOTERM

1125<sub>III</sub>



**Metalpanel**



Panel Frigorífico

ISOTERM

11253

# Gama ISOTERM

## Prestaciones mecánicas

- ▣ Sobrecarga de uso para panel frigorífico (en  $\text{kg/m}^2$ ) 1 vano (2 apoyos)
- ▣ Sobrecarga de uso para panel frigorífico (en  $\text{kg/m}^2$ ) 2 o más vanos (2 o más apoyos)
- ▣ Empaquetados y pesos en Kg/ml
- ▣ Transmitancias térmicas

### Sobrecarga de uso para panel frigorífico (en kg/m<sup>2</sup>) 1 vano (2 apoyos)

Overloading of use for frigorific panel (in kg/m<sup>2</sup>) one bay (2 supports)  
Surcharge d'utilisation pour panneau frigorifique (en kg/m<sup>2</sup>) 1 embrasure (2 appuis)

Espesor panel (mm)	Distancia entre apoyos (m)							
	2,00	2,50	3,00	3,50	4,00	5,00	6,00	7,00
40	210	172	124	81	58	--	--	--
60	269	215	171	133	98	--	--	--
80	350	290	264	203	155	79	--	--
100	--	342	320	231	182	120	82	--
120	--	--	365	290	233	155	102	--
150	--	--	422	386	296	195	128	--
180	--	--	--	422	357	241	175	121
200	--	--	--	--	392	278	203	145

### Sobrecarga de uso para panel frigorífico (en kg/m<sup>2</sup>) 2 o más vanos (2 o más apoyos)

Overloading of use for frigorific panel (in kg/m<sup>2</sup>) 2 or more bays (2 or more supports)  
Surcharge d'utilisation pour panneau frigorifique (en kg/m<sup>2</sup>) 2 embrasures ou plus (2 appuis ou plus)

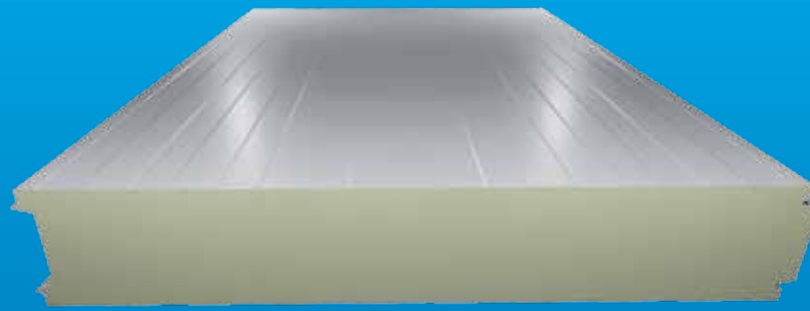
Espesor panel (mm)	Distancia entre apoyos (m)							
	2,00	2,50	3,00	3,50	4,00	5,00	6,00	7,00
40	248	198	139	91	65	--	--	--
60	317	247	192	149	110	--	--	--
80	391	320	296	227	176	104	--	--
100	--	378	358	242	212	133	89	--
120	--	--	409	302	273	190	111	--
150	--	--	473	412	308	215	140	--
180	--	--	--	455	384	265	192	144
200	--	--	--	--	410	306	221	160

### Empaquetados y pesos en kg/ml

Packaging and weight in kg / ml  
Emballages et poids en kg/ml

Espesor panel (mm)	nº de paneles por paquete	peso del panel en Kg/m.l.
40	18	10,3
60	12	11,1
80	9	13,2
100	7	14,0
120	6	14,8
150	5	16,0
180	4	17,2
200	4	18,0





1125 mm

## Isoterm-1125

Específicamente diseñados para obtener un aislamiento óptimo en cámaras frigoríficas, secaderos, salas blancas e incluso túneles de congelación. Ofrecen una completa estanqueidad, facilitando por tanto el control de la temperatura y la humedad. Estas características lo hacen especialmente aconsejable para cubrir las necesidades de la industria agroalimentaria.

Permite una gran versatilidad de acabados, combinando prelacados de 25 micras, acabados en plastisol de 100 y 200 micras, chapa galvanizada e incluso acero inoxidable.

Panel frigorífico						
Esesor panel (mm)	80	100	120	150	180	200
Transmitancia Térmica						
Kcal/m <sup>2</sup> h°C	0,23	0,18	0,16	0,12	0,10	0,09
W/m <sup>2</sup> °C	0,26	0,20	0,18	0,14	0,11	0,10
Ancho útil (mm)						
	1.125	1.125	1.125	1.125	1.125	1.125



1000 mm

## Isoterm-1000 (bajo espesor)

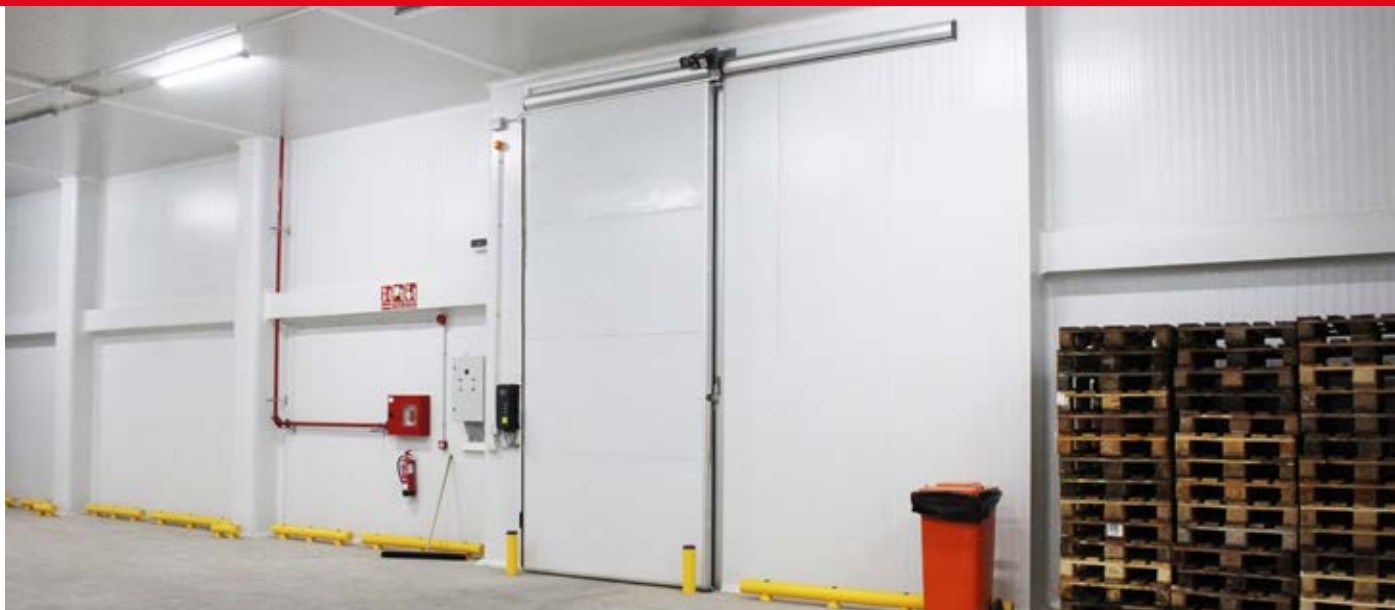
Son paneles diseñados para cerramientos de tabiquería interior, para casetas de obra y falsos techos. Se caracterizan por tener una junta simétrica que proporciona fachadas sin ningún tipo de holgura.

Panel frigorífico para bajos espesores			
Esesor panel (mm)	30	40	60
Transmitancia Térmica			
Kcal/m <sup>2</sup> h°C	0,57	0,46	0,29
W/m <sup>2</sup> °C	0,65	0,52	0,33
Ancho útil (mm)			
	1.000	1.000	1.000

Ficha técnica

# Puerta corredera frigorífica industrial

# PUERTA CORREDERA FRIGORÍFICA INDUSTRIAL



Las puertas correderas frigoríficas Kavidoors están especialmente diseñadas para su uso en cámaras frigoríficas de conservación (+0 °C), congelación (-20 °C) y túneles de congelación (-40 °C). Idónea para entornos de temperatura controlada negativa como laboratorios, restaurantes, industria cárnica o industria pesquera, entre otros. Se recomienda su instalación en cámaras frigoríficas y zonas de acceso donde se requieran puertas de grandes dimensiones o con pasos aéreos. Marcado CE.

## Opciones

- ✓ Hoja a medida.
- ✓ Automatización.
- ✓ Elección del modelo de marco.
- ✓ Sistema capilla para paso riel aéreo.
- ✓ Puerta diseñada en su totalidad con acero inoxidable.
- ✓ Contramarco anodizados.
- ✓ Asa de tirador.
- ✓ Marco lacado en blanco.
- ✓ ISO-Mirilla de doble cristal para puertas de conservación (+0 °C).
- ✓ Cerradura para puerta manual o automática.

## Marco

Marco frigorífico autoportante construido con perfilería de aluminio extrusionado en forma de L tratado en anodizado de 20 micras color plata pulida, con opción lacado en blanco.

Este perfil dispone de puente de doble rotura térmica y contramarcos de aluminio que se ajustan a cualquier espesor en cámaras de paneles.

## Hoja

Superpuesta sobre el marco. Compuesta por un bastidor interior de aluminio anodizado. Núcleo de espuma PIR densidad nominal 40-45 kg/m<sup>3</sup>. La hoja dispone de doble burlete de EPDM flexible que asegura una perfecta hermeticidad. Contramarcos lacados en blanco con acabado en acero inoxidable.

Ancho de luz máximo	4 m
Alto de luz máximo	6 m
Máxima superficie total	12 m <sup>2</sup>

Temperatura	+0 °C	-20 °C	-40 °C
Espesor de la hoja	100 mm	120 mm	140 mm

## Guía

Guía sobre marco frigorífico autoportante. La hoja está sujeta y **se desliza de una pieza** a través del sistema de **carro de rodamientos**. Cuenta, además, con el sistema de **seguridad anticaída-antivuelco de la hoja gracias a su doble guiado patentado por Kaviddoors**, cumpliendo así con el Mercado CE, que establece los requisitos mínimos relacionados con la seguridad del producto respecto a la prevención de riesgos laborales de accidentes.

**Guía inferior** formada por un perfil guía de aluminio en la hoja, patín de guiado en el suelo y patín de presión de la hoja con el marco.

Dispone de **guía superior** formada por perfil de aluminio con rodadura de polietileno con **doble caída de 45°**.

Paso de carretilla incrustado en el suelo con alojamiento para la resistencia.

El **cubreguías** de aluminio con diseño higiénico **facilita las tareas de limpieza** y practicidad del mantenimiento.



## Colores

Disponemos de **gran variedad de colores RAL** para atender las necesidades de cada cliente.

## Herrajes

Maneta interior y exterior.

## Recubrimientos

Amplia gama de recubrimientos para garantizar la **máxima durabilidad, incluso en los ambientes más agresivos**: acero lacado (bandacolor), Inox AISI 304/2B, PVC, PRFV, PET...



### Fácil montaje

Instalación rápida y sencilla con bajo mantenimiento. Puerta premontada.



### Gran resistencia y durabilidad

Resistencia a la corrosión, incluso en ambientes agresivos dependiendo del acabado.



### Flexibilidad

Adaptable a cualquier espesor y mercado.



### Ajustable

Ajuste de precisión con 4 puntos. Rodamientos en PE.



### Estructura auxiliar

No requiere estructura auxiliar.



### Materiales

Materiales en acero inoxidable y aluminio anodizado.



### Elementos mecánicos

Elementos mecánicos resistentes y duraderos.



### Cualidades funcionales

Cualidades funcionales climáticas, higiénicas y sanitarias óptimas.



### Marco

Marco autoportante adaptable a cualquier espesor.



### Industria alimentaria

Apto para el contacto con alimentos.



### Hermeticidad

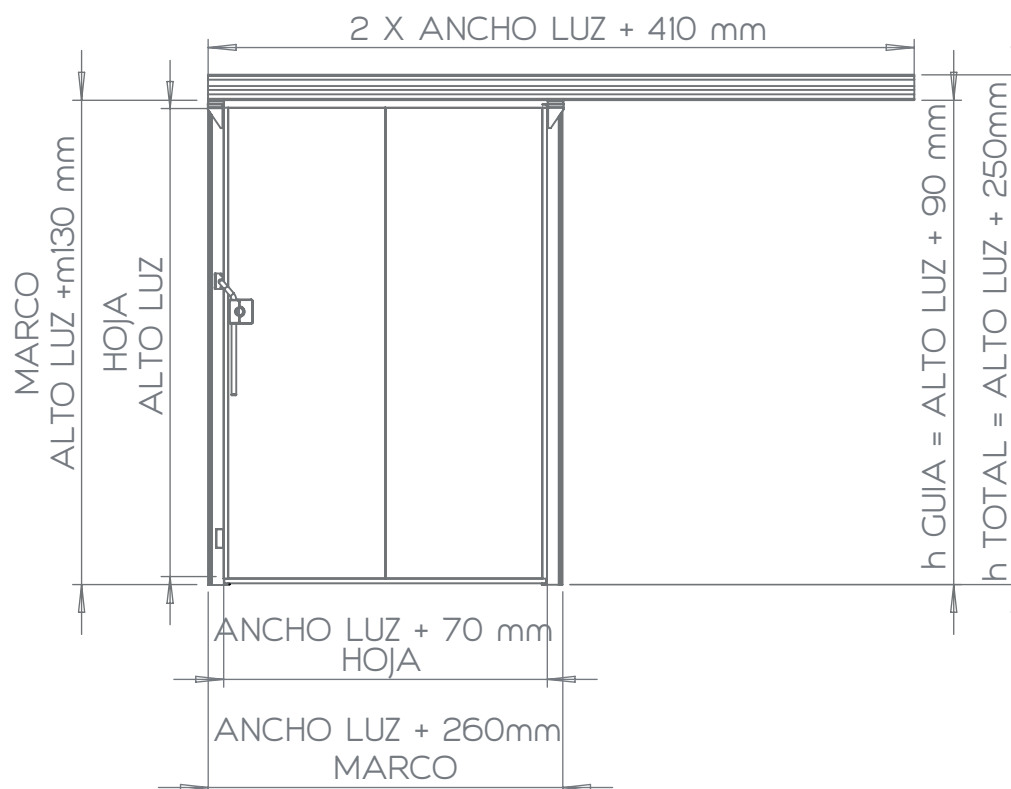
Alta hermeticidad y durabilidad.



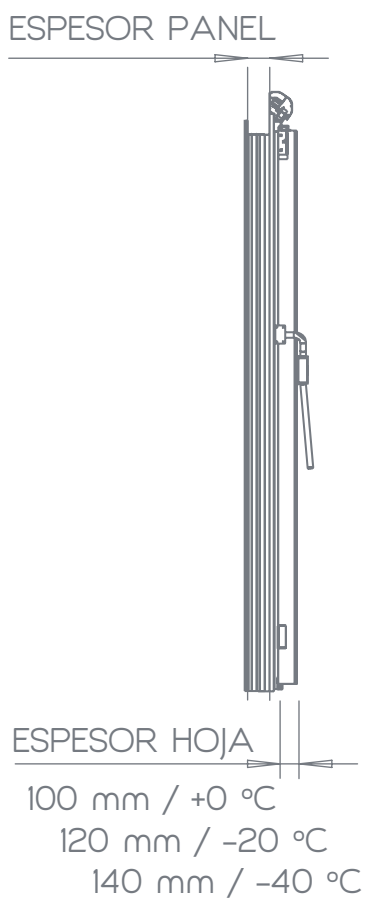
### Guía de instalación

Acceso cómodo a la guía durante la instalación, ajuste o reparación.

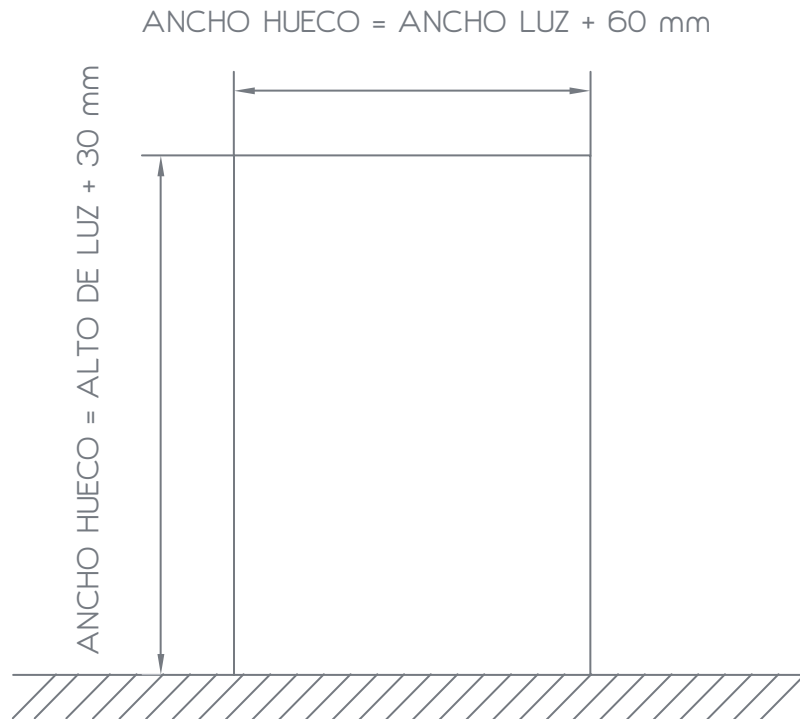
## Vista exterior



## Vista lateral



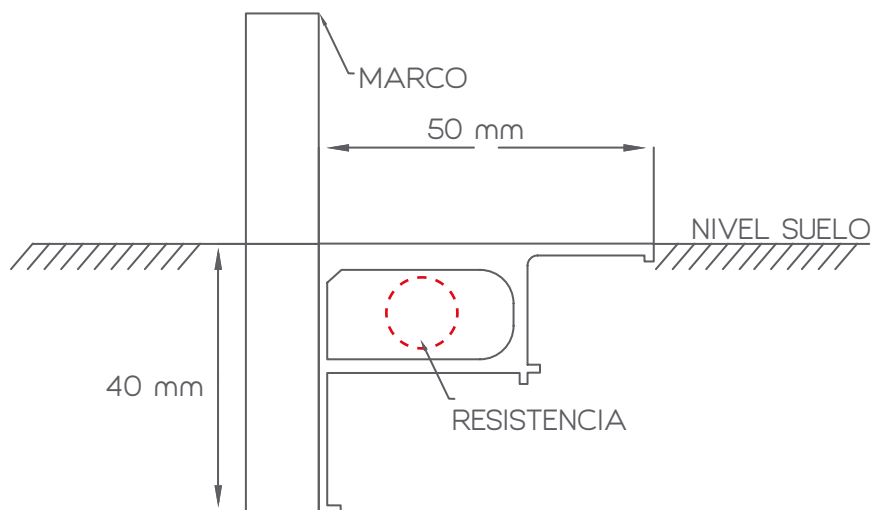
## Medidas hueco



## Dimensiones foso (modelo KSFL)

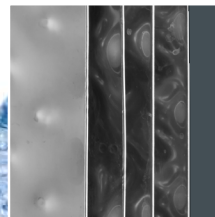
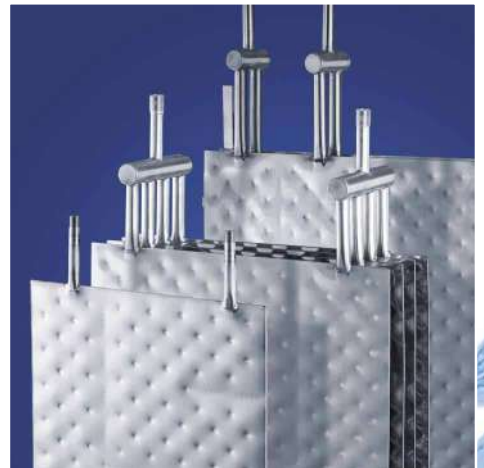
Interior cámara

Exterior cámara



Modelo	KSCV	KSFV	KSTV
	T +0 °C	T -20 °C	T -40 °C
Espesor hoja	100 mm	120 mm	140 mm
Resistencia calefactora	-	30 W/m	50 W/m
W/m <sup>2</sup> K (PIR)	0,22	0,17	0,14

# Pillow Plate Heat Exchanger SYNOTHERM®



**MAZURCZAK**  
THERMOPROSSESSE

# Functional principle of Pillow Plate Heat Exchangers SYNOTHERM®

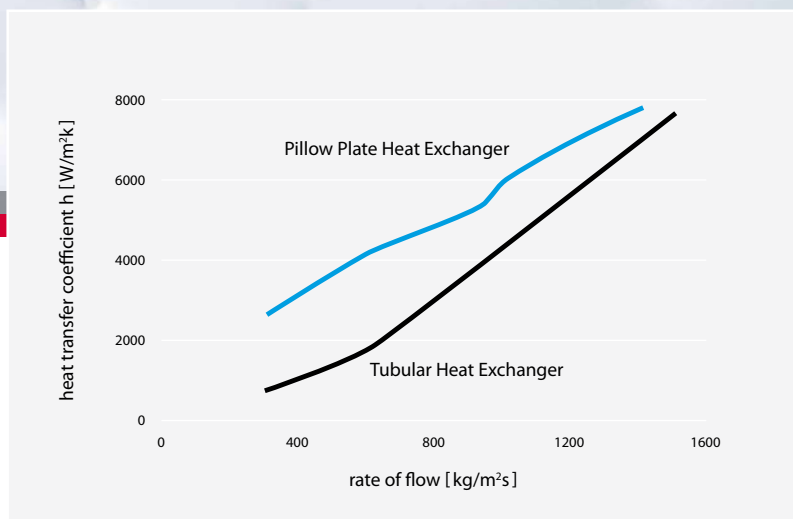


Figure 1:  
Adapted from J. M. Tran, M. Piper und E. Y. Kenig (2014), Experimental Investigation of Convective Heat Transfer and Pressure Drop in Pillow Plates under Single-Phase Through-Flow Conditions, Chem. Ing. Tech. 2015, 87, No. 3, 226–234; <http://dx.doi.org/10.1016/j.cherd.2015.03.031>

## Working Principle

The SYNOTHERM® plate heat exchangers are made of titanium or stainless steel and are ideal for the indirect heating and cooling of process liquids in plants or tanks. They are manufactured to the specific requirements of each customer. They transfer the thermal energy between the heat exchanger medium that flows through the heat exchanger and the process liquid.

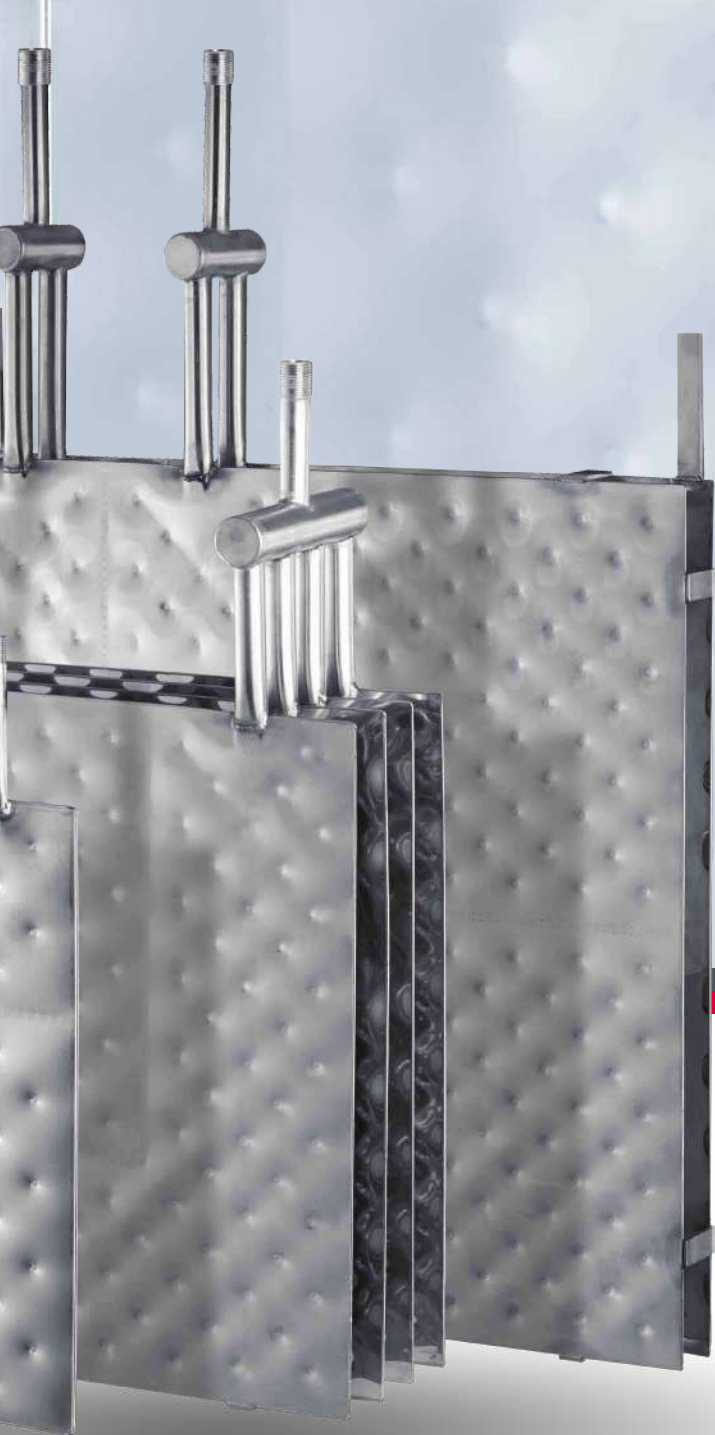
The process liquid in the container circulates around the plate heat exchanger and is heated up to the desired working temperature and maintained.

If heat is generated in a process (for example by a rectifier or an exothermic reaction), this can be cooled down by the heat exchangers.

For heating applications hot water, steam, saturated steam and thermal oil can be used as a heat exchanger medium. Water, salt solutions and glycol are suitable for cooling.







The characteristic pillow structure of the SYNOTHERM® plate heat exchanger allows for a strong flow of the medium through the exchanger and leads to a high heat transfer coefficient  $h$ .

As Figure 1 shows, Pillow Plate heat exchangers have a higher heat transfer coefficient  $\alpha_1 h$  (in  $W/m^2K$ ) depending on the flow rate (in  $kg/m^2s$ ) than tube coil heat exchangers. This causes a higher heat transfer coefficient.

The VDI heat atlas <sup>[2]</sup> indicates a  $\alpha_2$  an overall heat transfer coefficient of  $150 - 1200 W/m^2K$  for tube bundle heat exchangers.

For double-tube heat exchangers, this coefficient is only between  $300 - 1400 W/m^2K$ , whereas plate heat exchangers have a  $\alpha_3$  an overall heat transfer coefficient of  $1000 - 4000 W/m^2K$ !

As the following basic formula <sup>[3]</sup> shows, less heat transfer area  $A$  is required to transfer the same power  $Q$ . Consequently, the SYNOTHERM® plate heat exchangers save space, weight, material and costs.

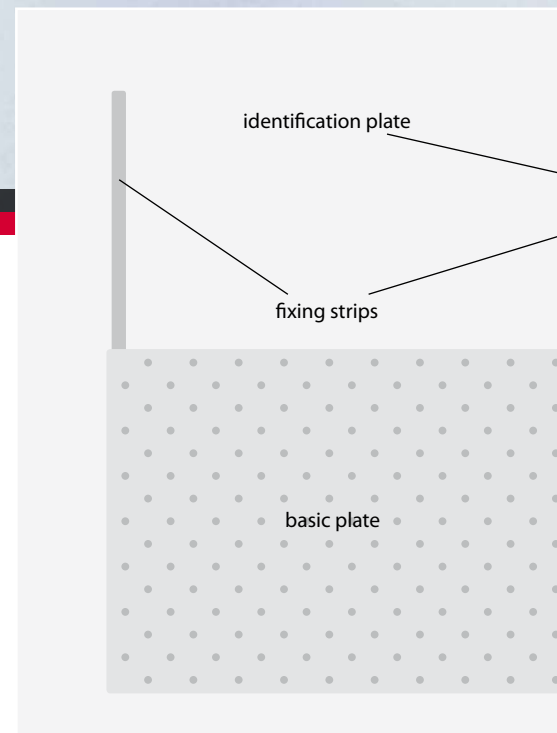
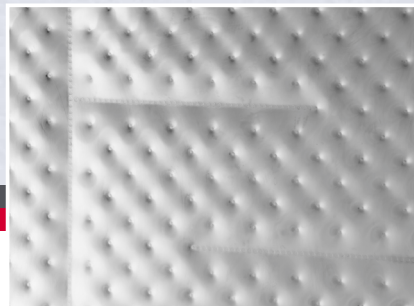
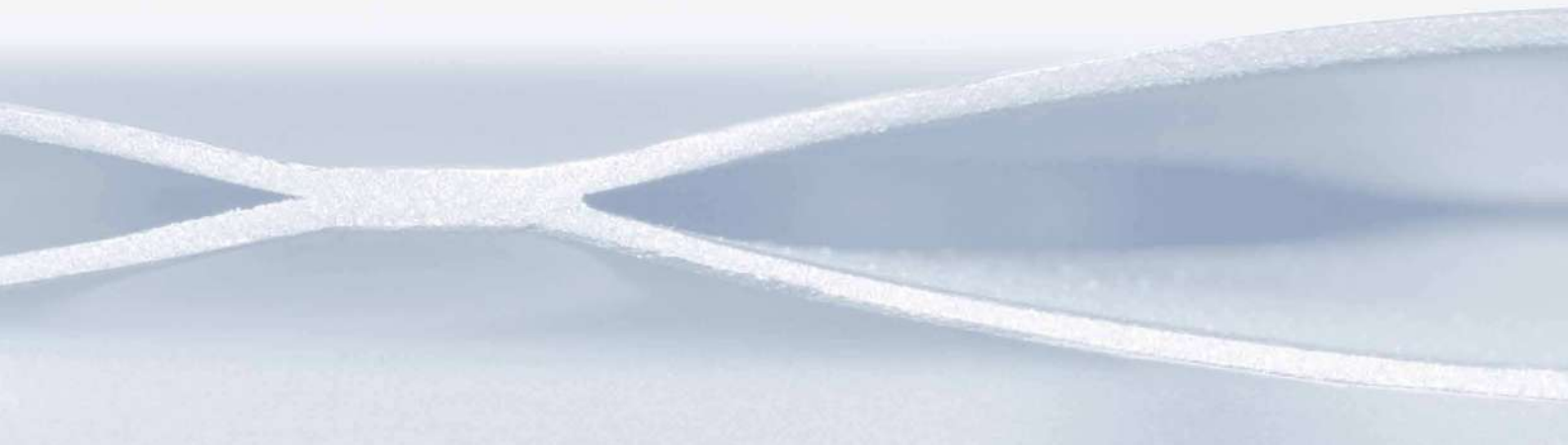
$$Q = k \times A \times \Delta\vartheta_{ln}$$

In the engineering of tanks and GMF-plants, the space requirement of the components plays an important role.

The main advantage of the Pillow Plate heat exchangers compared to conventional coil heat exchangers is that there can be a space saving of up to one third. This reduces the sizes and costs of your tanks and provides more space for the working process.

In addition, plate heat exchangers are lighter and stronger than coil heat exchangers, allowing for easier handling and cleaning!

# Manufacturing Process and Construction



## Standard working materials specification

### code letter

KA	Stainless steel (Material no. 1.4301 / AISI 304)
KI	Stainless steel (Material no. 1.4404 / AISI 316L)
KB	Stainless steel (Material no. 1.4571 / AISI 316Ti)
TI	Titanium (Material no. 3.7035 / grade 2)

## Production Process and Setup

We manufacture the SYNOTHERM® plate heat exchangers at our premises in Schwabach, Germany, and monitor the production process within the scope of DIN EN ISO 9001.

The latest welding technologies produce nearly no annealing colors to the surface during the welding process and pickling of the surface is not necessary. The surface is smooth and can be electroplated for applications with high hygiene requirements.

The SYNOTHERM® plate heat exchangers are manufactured using two metal sheets to form the basic plate.

The substantial quality of the metal sheets used ensures the high quality of our plate heat exchangers.

The metal sheets are cut to the required dimensions by a sheet shear, then a fully automatic spot and edge welding is achieved by a retraceable welding process. The inlet and outlet consists of piping with the appropriate quality connection technology.

As a connection technique, either a flange or a threaded nipple can be welded onto the pipes. This allows us to easily solve your complicated installation situations.



# Design, Safety and Quality



## Design and Conception

For an efficient and bespoke design for your application, we offer our computer-aided heat demand calculation. With this information, we can determine the energy requirements. With our own, in-house heat exchanger software, we can provide the most suitable SYNOTHERM® plate heat exchanger for your application, giving you the exact information on the required flow rate and the pressure loss.

The SYNOTHERM® plate heat exchangers are individually designed and made according to your requirements. The numerous dimensions and the various connection possibilities provide a variety of installation options, resulting in a solution to even the most difficult installation situation. Our 3D-CAD-drawings illustrate precisely the position of the exchanger in the tank. After ordering, you will receive the production drawings for

approval, which are available in various CAD formats. Based on this information, you can design and construct your line and tank.

Due to our extensive experience in using high-quality metallic materials in aggressive liquids, we are able to select the best material for your application. This guarantees a long life of the heat exchanger as well as a trouble free and safe operation.

To find the best and most cost effective plate heat exchanger solution for you, please use the questionnaires you find on our homepage.

## Maintenance and Handling

The maintenance costs for SYNOTHERM® plate heat exchangers are significantly lower compared to tube heat exchangers. The flat and smooth surface can be cleaned easily and quickly with a steam jet or high-pressure cleaners, resulting in your process being back in operation quickly.

Another advantage is the simple assembly and easy handling of the SYNOTHERM® plate heat exchangers. The fixing strips

easily attach the plate heat exchangers to the tank. In addition, it is possible to design special fasteners to fix the heat exchangers to converters, goods carriers or trolleys, enabling the plate heat exchangers to be lifted in or out of the tank.

## Monitoring Equipment

The temperature and level monitoring of the process liquid can be realized with our temperature sensors, conductive level sensors and level switches with the associated electronics. Level measurement technology control ensures the efficient running of the heat exchanger and avoids any damage due to dry running. By using temperature sensors, you can control the temperature and adjust the flow rate of the heat exchanger medium according to the required solution temperature. With our monitoring technology, the use of SYNOTHERM® plate heat exchangers is even safer and more efficient.



## Safety and Quality

All plate heat exchangers are designed, manufactured and final-tested in compliance with the Pressure Equipment Directive 2014/68/EU. Accordingly, we perform the overpressure test and the leakage test. The test pressure is determined according to DIN EN 13445-5. We ensure that your SYNOTHERM® plate heat exchanger is properly classified and designed in accordance with the pressure equipment directive. For pressure vessels of category 1 and 2, CE conformity is ensured. Our welding specialists are certified according to EN ISO 9606.

Please note that all the details in this brochure are up to date with current technology requirements. We cannot take responsibility or liability for any incorrect or incomplete information in this brochure. We reserve the right to make alterations should they be of a technical advantage or necessity. We are not liable for any problems resulting from improper use by the customer. Trust our high quality products and have a chat with us!

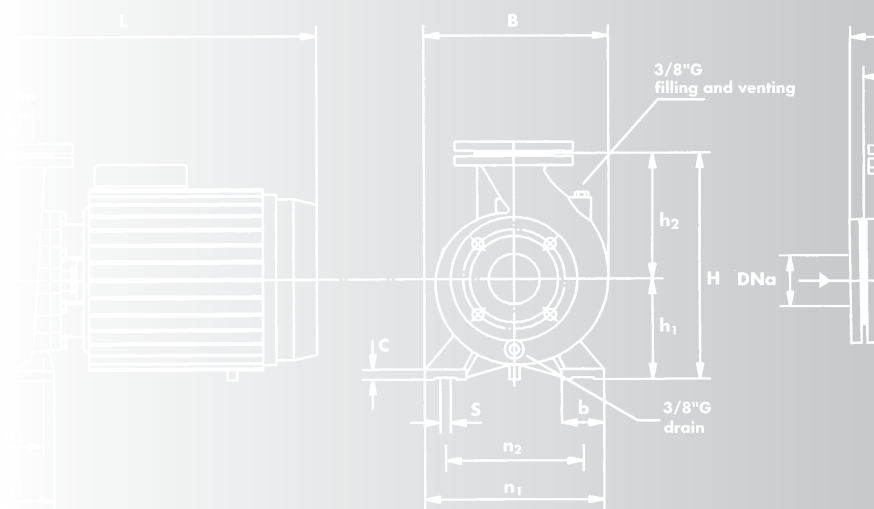
Visit our heat exchanger homepage:  
[www.pillowplate-heat-exchanger-synotherm.com!](http://www.pillowplate-heat-exchanger-synotherm.com!)

## Literature

- [1] J. M. Tran, M. Piper und E. Y. Kenig (2014), Experimental Investigation of Convective Heat Transfer and Pressure Drop in Pillow Plates under Single-Phase Through-Flow Conditions, Chem. Ing. Tech. 2015, 87, No. 3, 226–234; <http://dx.doi.org/10.1016/j.cherd.2015.03.031>
- [2] Gesellschaft, VDI (2013), VDI-Wärmeatlas. 11. Aufl. Wiesbaden: Springer Berlin Heidelberg, S. 85-87
- [3] von Böckh, P./Wetzel T. (Hrsg.) (2015): Wärmeübertragung, Grundlagen und Praxis, 6. Auflage, Karlsruhe, S.9



The long-lasting use and high quality of our products is our aim from development to production to distribution.



## GENERALITA' / FEATURES

Elettropompe centrifughe, monoblocco e monogirante, con corpo pompa, realizzato in accordo alle norme DIN24255-NF E 44-III – UNI7467, collegato al motore mediante supporto, adatte per il pompaggio di acqua pulita e di altri liquidi chimicamente e meccanicamente non aggressivi. La possibilità di installazione in qualunque posizione, fatta eccezione di quella che comporta la bocca aspirante rivolta verso l'alto, unitamente alla forma costruttiva rende agevole e conveniente l'utilizzo per le più svariate esigenze in campo civile, agricolo, industriale o impiantistico in generale.

*Centrifugal, single impeller electric pumps with pump body built according to DIN 24255- NF E 44-III UNI7467 Standards, connected to the motor through a support unit, suitable for pumping clean water and chemically and mechanically non aggressive liquids. It can be installed in any position excluding the one with inlet up-wards and this, along with its special design, makes its use easier and more convenient in most fields: civil, industrial, agricultural.*

## MATERIALI / MATERIALS

- Corpo pompa e supporto motore in ghisa
- Girante in ghisa (su richiesta in bronzo)
- Albero in acciaio inossidabile AISI 303 fino Hp5,5- AISI 304 da Hp7,5
- Tenuta meccanica in ceramica grafite

- *Cast-iron pump body and motor bracket*
- *Cast-iron impeller (bronze impeller upon request)*
- *Stainless steel shaft AISI 303 up to Hp5,5- AISI 304 from Hp7,5*
- *Ceramic graphite mechanical seal*

## MOTORE / MOTOR

- Motore ad induzione del tipo chiuso autoventilato
- Grado di protezione: IP44
- Isolamento classe F
- Forma costruttiva B5 per servizio continuo
- Alimentazione monofase 230V-50Hz
- Alimentazione trifase 230/400V-50Hz fino a 5,5 HP, 400/690V-50Hz per potenze superiori a 7,5 Hp

- *Closed self-ventilated induction motor*
- *Protection: IP44*
- *Isolation class F*
- *B5 construction standards for continuous service*
- *Single-phase feeding 230V-50Hz*
- *Three-phase feeding 230/400V-50Hz up to 5,5 HP, 400/690V-50 Hz for rated output from 7,5 Hp with protection at user's care*

## LIMITI DI IMPIEGO / OPERATING CONDITIONS

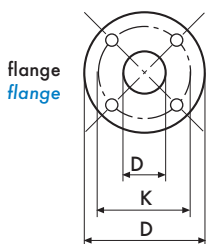
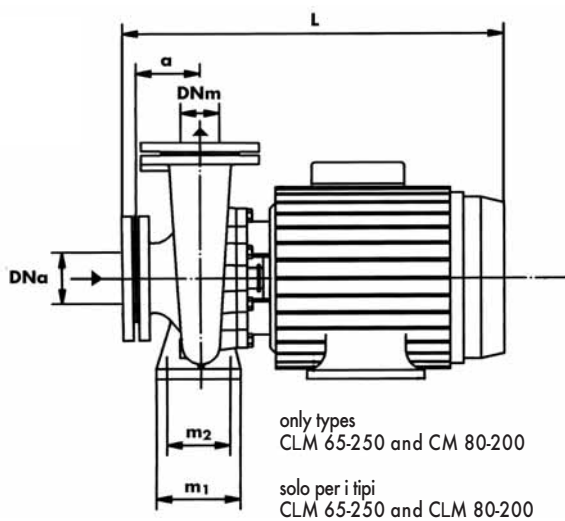
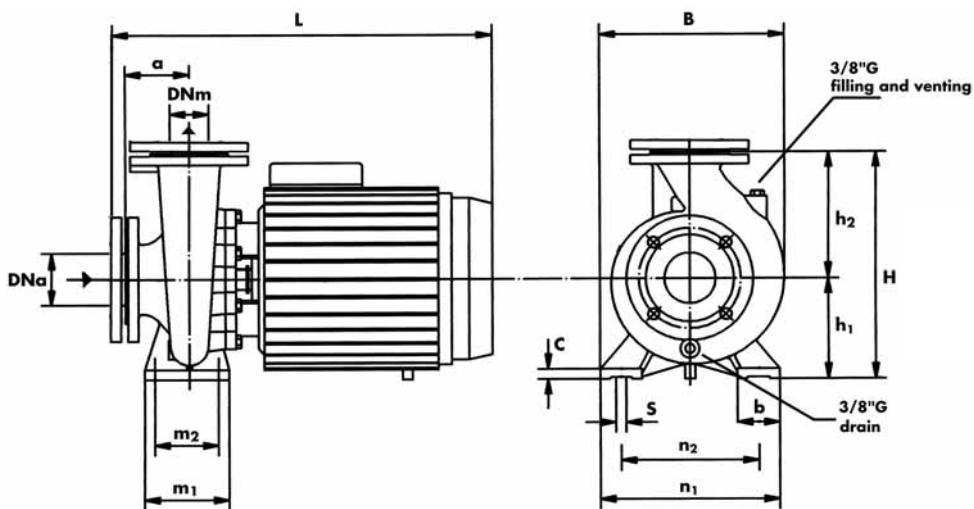
- Pressione massima: 10 bar
- Temperatura liquido max: 90° C
- *Max. operating pressure: 10 bar*
- *Max. temperature of liquid: 90° C*

MODELLO POMPA <i>PUMP'S MODEL</i>	P2 nom. (HP)	P2 nom. (kW)	P1 max. (kW)	I 3X400V	Q (m <sup>3</sup> /h - l/min)															
					0	4.5	6	7.5	9	12	15	18	21	24	27	30	33	36		
					0	75	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600		
					H (m)															
CLM 32-160 C (*)	2	1.5	2.3	4	24.7	24.4	24.1	23.6	23	21.5	19.6	17.2	14.1							
CLM 32-160 B (*)	3	2.2	2.9	5.2	29		28.5	28	27.3	25.7	23.8	21.4	18.5	14.8						
CLM 32-160 A	4	3	4.1	7.1	36.8		36.4	36	35.4	34.2	32.8	31.1	28.8	26	22.3					
CLM 32-200 C (*)	5.5	4	5.2	9.4	41.0		40.0	39.5	38.9	37.5	36.0	34.2	32.2	30.0	27.0					
CLM 32-200B1	7.5	5.5	6.6	11.3	48.0		47.5	47.1	46.6	45.5	44.3	42.5	40.7	38.5	35.7	32.5	28.6			
CLM 32-200 B	7.5	5.5	8	13.7	52.8		52.0	51.5	51.0	50.0	48.5	46.8	45.0	42.7	40.1	37.0	33.3	28.7		
CLM32 200A1	10	7.5	8.5	14.6	56.5		56.0	55.6	55.2	54.0	52.8	51.0	49.2	47.0	44.2	41.0	37.1	33.0		
CLM 32-200 A	10	7.5	9.9	16.5	61.0		60.5	60.1	59.6	58.5	57.2	55.5	53.7	51.5	49.0	46.2	42.7	38.5		
CLM 32-250 C	12.5	9.2	11.9	20.1	70			68.5	68.0	67.0	65.5	63.5	61.5	58.7	55	50.5				
CLM 32-250 B	15	11	14.4	24.2	82			81.0	80.5	79.5	78.5	77.0	75	72.6	70	66.5				
CLM 32-250 A1	20	15	16	27.4	91.0			90.0	89.9	89.0	88.0	86.0	84.0	81.5	79.0	75.5				
CLM 32-250 A	20	15	18.1	30.1	93.0			92.5	92.0	91.5	90.5	89.5	88.0	85.7	83.5	80.0				
CLM 40-125 C (*)	2	1.5	2.3	4	17.4			17.6	17.5	17.3	16.9	16.4	15.8	15.1	14.2	13.3				
CLM 40-125 B (*)	3	2.2	2.9	5.2	20.7				21.3	21.2	21.0	20.6	20.1	19.4	18.7	17.9	17.0			
CLM 40-125 A	4	3	4.1	7.1	25.2				25.8	25.8	25.6	25.4	24.9	24.4	23.7	22.9	22.0	21.1		
CLM 40-160 B (*)	4	3	4.4	7.4	30.0				30.1	30.0	29.6	29.0	28.2	27.1	25.9	24.4	22.8	21.0		
CLM 40-160 A (*)	5.5	4	5.7	9.9	35.4				35.6	35.5	35.3	35.0	34.2	33.2	32.0	30.6	29.0	27.3		
CLM 40-200 B	7.5	5.5	7.8	13.2	46.7				47.0	46.8	46.4	45.6	44.5	43.2	41.6	39.9	37.9	35.8		
CLM 40-200 A	10	7.5	10.2	16.8	56.4				57.8	58.0	57.9	57.6	56.9	56.0	54.7	53.0	51.1	48.9		
CLM 40-250 C	12.5	9.2	12.6	21	65.0				64.3	63.9	63.3	62.6	61.5	60.2	58.8	56.9	54.5	51.6		
CLM 40-250 B	15	11	14.4	24.2	75.5				74.6	74.2	73.5	72.7	71.7	70.4	69.0	67.2	65.0	62.5		
CLM 40-250 A1	20	15	17.5	29.5	85				84.0	83.7	82.9	82.1	80.8	79.5	77.8	75.9	73.8	71.3		
CLM 40-250 A	20	15	19	32	91.5				90.4	89.9	89.3	88.5	87.5	86.6	85.5	84.0	82.5	80.5		
CLM 50-125 B (*)	4	3	4.4	7.4	19.9					20.2	20.2	20.1	20.0	19.8	19.3	19.1	18.7	18.3		
CLM 50-125 A (*)	5.5	4	5.7	9.9	24.5						25.0	24.9	24.8	24.6	24.4	24.2	23.8	23.5		
CLM 50 -160 B1	7.5	5.5	6.2	10.7	29.3								30.3	30.2	30.0	29.6	29.0	28.4		
CLM 50-160 B	7.5	5.5	6.7	11.6	31.1								32.1	32.0	31.7	31.4	31.0	30.4		
CLM 50-160 A1	10	7.5	8.3	14.1	34.3								35.4	35.3	35.0	34.7	34.3	33.8		
CLM 50-160 A	10	7.5	9.4	15.8	36.7								37.9	37.8	37.7	37.4	37.1	36.6		
CLM 50-200 C	12.5	9.2	10.8	18.5	46.0									45.6	45.1	44.5	43.7	42.9		
CLM 50-200 B	15	11	12.4	21	50.8									51.0	50.5	50.0	49.3	48.5		
CLM 50-200 A1	20	15	14.5	25.4	57.0									57.3	57.1	56.7	56.2	55.6		
CLM 50-200 A	20	15	15.4	27	58.0									58.3	58.0	57.5	57.0	56.4		
CLM 50-250 C	20	15	20	32.5	71.5										70.8	70.3	69.7	69.0		
CLM 50-250 B	25	18.5	23	41.5	78.0										78.0	77.4	76.8	76.1		
CLM 50-250 A	30	22	28.5	51.5	90.0										89.5	88.8	88.3	87.7		
CLM 65-125 B1	7.5	5.5	6.4	11	19.4											20.4	20.4	20.3		
CLM 65-125 B	7.5	5.5	7.2	12.6	20.9											22.0	22.0	21.9		
CLM 65-125 A1	10	7.5	8.1	14.0	23.0											24.1	24.1	24.0		
CLM 65-125 A	10	7.5	9.5	16.3	25.4											26.4	26.4	26.4		
CLM 65-160 C	12.5	9.2	11.7	19.5	29.8															
CLM 65-160 B	15	11	13	22.5	33.0															
CLM 65-160 A1	20	15	15.8	27.6	37.1															
CLM 65-160 A	20	15	18	30	39.2															
CLM 65-200 C1	20	15	17.4	29.2	39.7															
CLM 65-200 C	20	15	20	32.5	42.3															
CLM 65-200 B	25	18.5	23	41.5	46.8															
CLM 65-200 A	30	22	28.5	51.5	54.0															
CLM 65-250 B	40	30	37.8	63.5	81.0															
CLM 65-250 A	50	37	45	74.5	90.0															
CLM 80-160 E	12.5	9.2	9.9	17.2	21.4															
CLM 80-160 D	15	11	12.7	22.1	25.4															
CLM 80-160 C1	20	15	14.8	25.5	28.5															
CLM 80-160 C	20	15	15.9	27.4	29.7															
CLM 80-160 B	25	18.5	20.1	34.8	34															
CLM 80-160 A	30	22.5	23.7	39.8	38.8															
CLM 80-200 B	40	30	37.8	63.5	49.0															
CLM 80-200 A	50	37	45	74.5	58.0															

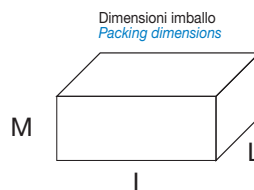
(\*) Disponibile in versione monofase - *Single phase available*

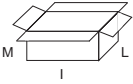






DIMENSIONI/DIMENSIONS (mm)				
DN	D	K	fori/holes	
			n°	∅
32	140	100	4	18
40	150	110	4	18
50	165	125	4	18
65	185	145	4	18
80	200	160	4	18
100	220	180	8	18



MODELLO/ MODEL	DIMENSIONI (mm)/ DIMENSIONS (mm)																		PESO/ WEIGHT kg
	DNm	DNa	a	h1	h2	m1	m2	n1	n2	b	x	s	C	B	H	I	L	M	
CLM 32-160 C	32	50	80	132	160	100	70	240	190	50	12	14	490	240	292	520	260	355	38
CLM 32-160 B	32	50	80	132	160	100	70	240	190	50	12	14	490	240	292	520	260	355	39
CLM 32-160 A	32	50	80	132	160	100	70	240	190	50	12	14	490	240	292	520	260	355	42
CLM 32-200 C	32	50	80	160	180	100	70	240	190	50	12	14	505	268	340	530	305	400	51.5
CLM 32-200 B1	32	50	80	160	180	100	70	240	190	50	12	14	520	268	340	615	310	460	61
CLM 32-200 B	32	50	80	160	180	100	70	240	190	50	12	14	565	268	340	615	310	460	63
CLM 32-200 A1	32	50	80	160	180	100	70	240	190	50	12	14	520	268	340	615	310	460	67
CLM 32-200 A	32	50	80	160	180	100	70	240	190	50	12	14	565	268	340	615	310	460	69
CLM 32-250 C	32	50	100	180	225	125	95	320	250	65	12	14	625	305	405	665	335	535	83
CLM 32-250 B	32	50	100	180	225	125	95	320	250	65	14	14	625	305	405	665	335	535	90
CLM 32-250 A1	32	50	100	180	225	125	95	320	250	65	14	14	625	305	405	665	335	535	95
CLM 32-250 A	32	50	100	180	225	125	95	320	250	65	14	14	695	305	405	735	335	535	120
CLM 40-125 C	40	65	80	112	140	100	70	210	160	50	12	14	495	220	252	520	260	355	36
CLM 40-125 B	40	65	80	112	140	100	70	210	160	50	12	14	495	220	252	520	260	355	37
CLM 40-125 A	40	65	80	112	140	100	70	210	160	50	12	14	495	220	252	250	260	355	40
CLM 40-160 B	40	65	80	132	160	100	70	240	190	50	12	14	500	245	292	520	260	355	47
CLM 40-160 A	40	65	80	132	160	100	70	240	190	50	15	14	500	245	292	520	260	355	50
CLM 40-200 B	40	65	100	160	180	100	70	265	212	50	15	14	590	273	340	615	310	460	65
CLM 40-200 A	40	65	100	160	180	100	70	265	212	50	15	14	590	273	340	615	310	460	71
CLM 40-250 C	40	65	100	180	225	125	95	320	250	65	15	14	630	322	405	665	335	535	84
CLM 40-250 B	40	65	100	180	225	125	95	320	250	65	15	14	630	322	405	665	335	535	91
CLM 40-250 A1	40	65	100	180	225	125	95	320	250	65	15	14	630	322	405	665	335	535	96
CLM 40-250 A	40	65	100	180	225	125	95	320	250	65	15	14	700	322	405	735	335	535	121
CLM 50-125 B	50	65	100	132	160	100	70	240	190	50	12	14	525	250	292	520	260	355	47
CLM 50-125 A	50	65	100	132	160	100	70	240	190	50	12	14	525	250	292	520	260	355	50
CLM 50-160 B1	50	65	100	150	180	100	70	265	212	50	12	14	545	270	340	615	310	460	63
CLM 50-160 B	50	65	100	150	180	100	70	265	212	50	12	14	590	270	340	615	310	460	65
CLM 50-160 A1	50	65	100	150	180	100	70	265	212	50	12	14	545	270	340	615	310	460	69
CLM 50-160 A	50	65	100	150	180	100	70	265	212	50	12	14	590	270	340	615	310	460	71
CLM 50-200 C	50	65	100	160	200	100	70	265	212	50	12	14	635	290	360	665	335	535	82
CLM 50-200 B	50	65	100	160	200	100	70	265	212	50	12	14	635	290	360	665	335	535	89
CLM 50-200 A1	50	65	100	160	200	100	70	265	212	50	12	14	635	290	360	665	335	535	94
CLM 50-200 A	50	65	100	160	200	100	70	265	212	50	12	14	705	290	360	735	335	535	122
CLM 50-250 C	50	65	100	180	225	125	95	320	250	65	14	14	705	332	405	735	355	535	125
CLM 50-250 B	50	65	100	180	225	125	95	320	250	65	14	14	750	332	405	815	355	535	140
CLM 50-250 A	50	65	100	180	225	125	95	320	250	65	14	14	750	332	405	815	355	535	149
CLM 65-125 B1	65	80	100	160	180	125	95	280	212	65	14	14	560	280	340	615	310	460	62
CLM 65-125 B	65	80	100	160	180	125	95	280	212	65	14	14	605	280	340	615	310	460	64
CLM 65-125 A1	65	80	100	160	180	125	95	280	212	65	14	14	560	280	340	615	310	460	68
CLM 65-125 A	65	80	100	160	180	125	95	280	212	65	14	14	605	280	340	615	310	460	70
CLM 65-160 C	65	80	100	160	200	125	95	280	212	65	14	14	635	290	360	665	335	535	84
CLM 65-160 B	65	80	100	160	200	125	95	280	212	65	14	14	635	290	360	665	335	535	90
CLM 65-160 A1	65	80	100	160	200	125	95	280	212	65	14	14	635	290	360	665	355	535	95
CLM 65-160 A	65	80	100	160	200	125	95	280	212	65	14	14	705	290	360	735	355	535	120
CLM 65-200 C1	65	80	100	180	225	125	95	320	250	65	14	14	675	330	405	735	355	535	92
CLM 65-200 C	65	80	100	180	225	125	95	320	250	65	14	14	705	330	405	735	355	535	122
CLM 65-200 B	65	80	100	180	225	125	95	320	250	65	14	14	750	330	405	815	355	535	138
CLM 65-200 A	65	80	100	180	225	125	95	320	250	65	14	14	750	330	405	815	355	535	148
CLM 65-250 B	65	80	100	200	250	160	120	360	280	80	16	19	850	370	450	850	380	490	239
CLM 65-250 A	65	80	100	200	250	160	120	360	280	80	16	19	850	370	450	850	380	490	253
CLM 80-160 E	80	100	125	180	225	125	95	320	250	65	14	14	665	330	405	665	335	535	92
CLM 80-160 D	80	100	125	180	225	125	95	320	250	65	14	14	665	330	405	665	335	535	98.5
CLM 80-160 C1	80	100	125	180	225	125	95	320	250	65	14	14	665	330	405	665	335	535	104
CLM 80-160 C	80	100	125	180	225	125	95	320	250	65	14	14	735	330	405	735	335	535	1299
CLM 80-160 B	80	100	125	180	225	125	95	320	250	65	14	14	780	330	405	815	335	535	143
CLM 80-160 A	80	100	125	180	225	125	95	320	250	65	14	14	780	330	405	815	335	535	152
CLM 80-200 B	80	100	125	180	225	125	95	345	280	65	16	14	870	355	405	850	380	490	233
CLM 80-200 A	80	100	125	180	225	125	95	345	280	65	16	14	870	355	405	850	380	490	247

## Bomba Turbosoplante

Bomba de aire diseñada para spas, bañeras e hidromasaje y aplicaciones similares que produce burbujas al bombear volúmenes medios y altos de aire, de forma continua. También se utiliza para remover el lecho filtrante, en sistemas de lavado, o donde se necesite una corriente baja de aire.

La carcasa de la bomba y el rodete están fabricados en aleación de aluminio inyectado mientras que el eje del motor está fabricado en acero inoxidable y tiene el rodete directamente adaptado al eje y equilibrado dinámicamente. Los motores, de 2 polos monofásicos o trifásicos para uso continuo, están fabricadas de acuerdo a las normas CEI 2/3 1988, e incorporan una protección IP54 externa y un aislamiento de la clase F. Las tensiones standards son 100-120/200-240V para la gama monofásica y 200-240/380-440V para la gama trifásica, con 50/60Hz.



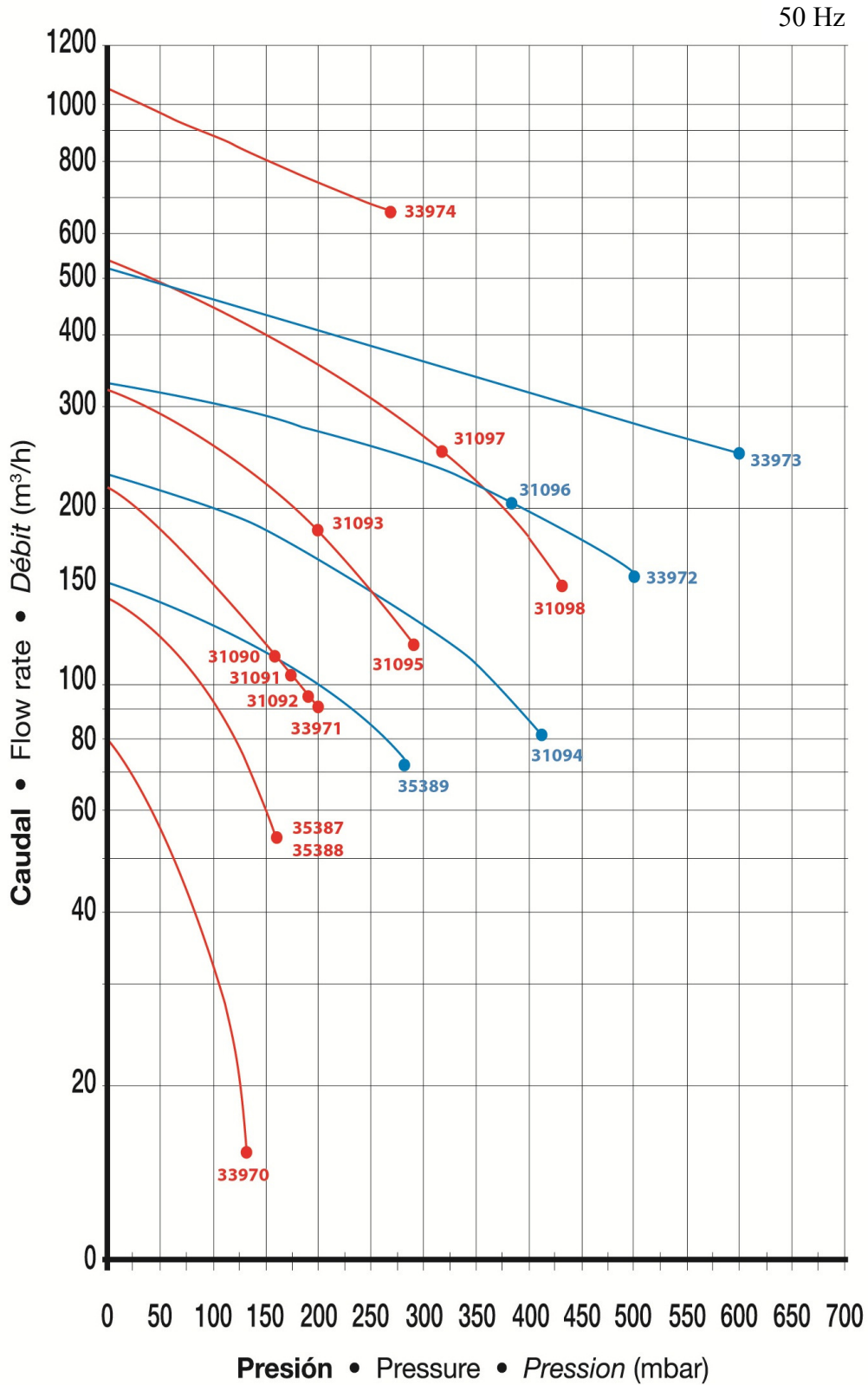
Las turbinas pueden trabajar a una temperatura máxima de 40°C. No se pueden utilizar gases agresivos, inflamables o explosivos.

Consultar para variaciones técnicas.

## Air Blowers

Air pump designed for spas, baths, hydromassage installations and similar which produces a constant stream of air bubbles at medium and high air volume levels. It can also be used to stir up the filter bed, for example in back wash cycles where a low intensity air current is required. The filter casing and impeller are made from an injected aluminium alloy whilst the motor spindle is manufactured from stainless steel, with the impeller dynamically balanced and directly adapted to the spindle. The motors, single phase or 3 phase for continuous use, are made from steel in compliance with CEI 2/3 1988 regulations, and feature IP54 external protection and class-F insulation. The standard voltages are 100-120/200-240V for the monophase range and 200-240/380-440V for the triphase models, at 50/60Hz. The turbines have a maximum working temperature of 40°C. Do not use in conjunction with aggressive, inflammable or explosive gases. Please consult for technical variations.

POTENCIA BOMBA / PUMP POWER	CAUDAL / FLOW (m3/h)	PRESIÓN / PRESSURE (mbar)	VOLTAJE / VOLTAGE (V)	NIVEL SONORO / SOUND LEVEL (dB)	CÓDIGO / CODE
0.4 kW trifásica / 3 phase	80	130	Δ 200-240 / Y 345-415	56	33970-2450
0.85 kW monofásica / single phase	145	160	230	63	35388-2450
0.85 kW trifásica / 3 phase	145	160	Δ 200-240 / Y 345-415	63	35387-2450
1.3 kW monofásica / single phase	210	160	230	64	31090-2450
1.3 kW trifásica / 3 phase	210	170	Δ 200-240 / Y 345-415	64	31091-2450
1.5 kW monofásica / single phase	210	200	230	64	33971-2450
1.6 kW trifásica / 3 phase	210	190	Δ 200-240 / Y 345-415	64	31092-2450
1.6 kW trifásica / 3 phase 2V	150	280	Δ 200-240 / Y 345-415	66	35389-2450
2.2 kW trifásica / 3 phase	318	200	Δ 200-240 / Y 345-415	69	31093-2450
3.4 kW trifásica / 3 phase	230	410	Δ 200-240 / Y 345-415	72	31094-2450
3 kW trifásica / 3 phase	318	290	Δ 200-240 / Y 345-415	69	31095-2450
4,3 kW trifásica / 3 phase 2V	320	380	Δ 345-415 / Y 600-720	73	31096-2450
5.5 kW trifásica / 3 phase	530	300	Δ 345-415 / Y 600-720	70	31097-2450
5.5 kW trifásica / 3 phase 2V	320	500	Δ 345-415 / Y 600-720	73	33972-2450
7.5 kW trifásica / 3 phase	530	430	Δ 345-415 / Y 600-720	70	31098-2450
11 kW trifásica / 3 phase 2V	520	600	Δ 345-415 / Y 600-720	74	33973-2450
12,5 kW trifásica / 3 phase	1050	270	Δ 345-415 / Y 600-720	74	33974-2450





## Características y aplicaciones

El R-404A es una mezcla ternaria compuesta por R-125, R-143A y R-134a. Sus características termodinámicas lo constituyen como el sustituto ideal del R-502 para el sector de la refrigeración en nuevas instalaciones para bajas y medias temperaturas. El R-404A se caracteriza por su notable estabilidad química y de un bajo deslizamiento de temperatura (Glide), de 0,7°C. Su clasificación es **A1** grupo **L1**.

Su principal aplicación son las instalaciones nuevas para bajas y medias temperaturas.

También existe la posibilidad de reconvertir una instalación de R-502 a R-404A, eliminando el 95% del aceite mineral o alquilbencénico original, por un aceite polioléster. Es necesario cambiar el filtro secador (recomendable tamiz molecular XH9 y XH7), la válvula de expansión por una de R-404A, y sobredimensionar el condensador.

El R-404A es una mezcla de refrigerantes a base de HFC, los cuales no son compatibles con los lubricantes tradicionales que trabajaban con R-502. El único lubricante idóneo para utilizar con el R404A es el aceite polioléster(POE).

## Toxicidad y almacenamiento

El R-404A es muy poco tóxico incluso con exposiciones prolongadas de tiempo. El AEL (Allowable Exposure Limit) es de 1000 ppm (8 horas, TWA). Los envases del R-404A deben almacenarse en lugares frescos y ventilados lejos de fuentes de calor. Los vapores, en caso de fuga tienden a acumularse a nivel del suelo.

## Componentes

Nombre químico	% en peso	Nº CAS	Nº . CE
1,1,1,2- Tetrafluoroetano (R-134a)	4	811-97-2	212-377-0
Pentafluoroetano (R-125)	44	354-33-6	206-557-8
1,1,1-Trifluoroetano (R-143a)	52	420-46-2	206-996-5



## Propiedades físicas

PROPIEDADES FÍSICAS	UNIDADES	R-404A
Peso molecular	(g/mol)	97.61
Temperatura ebullición a (1,013 bar)	(°C)	-46.45
Deslizamiento temperatura de ebullición (a 1,013 bar)	(K)	0.7
Temperatura crítica	(°C)	72.07
Presión crítica	(bar abs)	37.31
Densidad crítica	(Kg/m <sup>3</sup> )	484
Densidad del líquido (25°C)	(Kg/m <sup>3</sup> )	1048
Densidad del líquido (-25°C)	(Kg/m <sup>3</sup> )	1236
Densidad del vapor saturado (a 1,013 bar)	(Kg/m <sup>3</sup> )	5.41
Presión del vapor (25°C)	(bar abs)	12.42
Presión del vapor (-25°C)	(bar abs)	2.49
Calor latente de vaporización (a 1,013 bar)	(KJ/Kg)	200
Calor específico del líquido (25°C) (1,013 bar)	(KJ/Kg.K)	1.64
Calor específico del vapor (25°C) (1,013 bar)	(KJ/Kg.K)	0.88
Conductibilidad térmica del líquido (25°C)	(W/mk)	0.064
Conductibilidad térmica del vapor (1,013 bar)	(W/mk)	0.0143
Solubilidad con el agua (25°C)	(ppm)	Despreciable
Límite de inflamabilidad (25°C)	(% vol)	Ninguno
Toxicidad (AEL)	(ppm)	1000
ODP	-	0
PCA (GWP)	-	3922 *

\* De acuerdo con IPPCC-AR4/CIE (Cuarto Informe de Evaluación del Grupo Intergubernamental de Expertos sobre Cambio Climático)-2007

## Comparativa de rendimientos entre el R-404A y el R-502:

Las propiedades termodinámicas del R-404A son muy similares a las del R-502, esto queda evidenciado en el siguiente ejemplo:

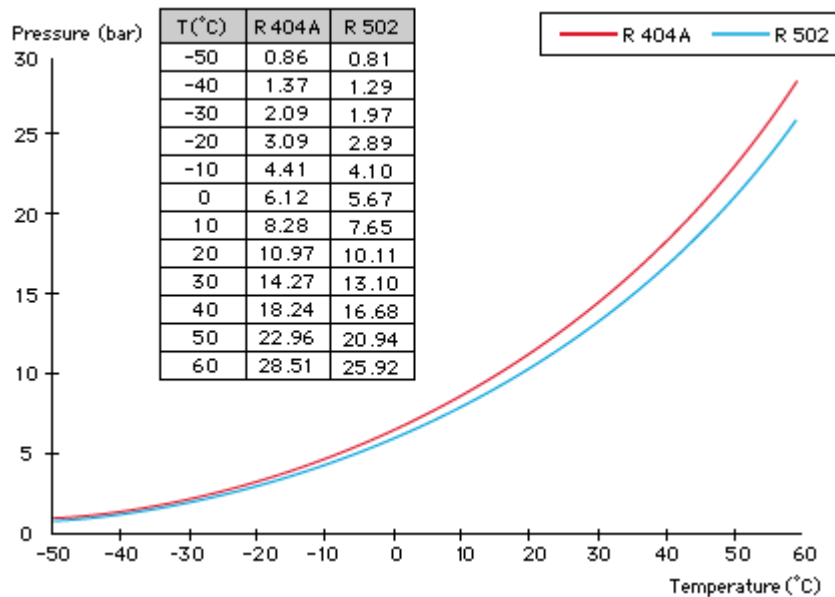
Las condiciones operativas simulan un ciclo real a media temperatura, típico de la refrigeración comercial.

1. Temperatura a la entrada del Evaporador: -25 °C
2. Temperatura a la entrada del Condensador: 45 °C
3. Subenfriamiento: 5 °C
4. Sobrecalentamiento: 45 °C
5. Coeficiente de Compresión Isoentrópica



Ejemplo de un ciclo de refrigeración comercial	R-404A	R-502
Presión de evaporación (bar)	2.54	2.4
Presión de condensación (bar)	20.36	18.72
Trabajo de compresión	8	7.8
Temperatura de descarga (°C)	95	102
COP	1.8	1.9
Capacidad neta de refrigeración (KJ/Kg)	97	95
Capacidad volumétrica de refriger. (KJ/Kg)	1027	1039
Temperatura deslizamiento (evap.) (°C)	0.5	0
Temperatura deslizamiento (cond.) (°C)	0.3	0

Gráfica comparativa temperatura/presión del R-502- R-404A:







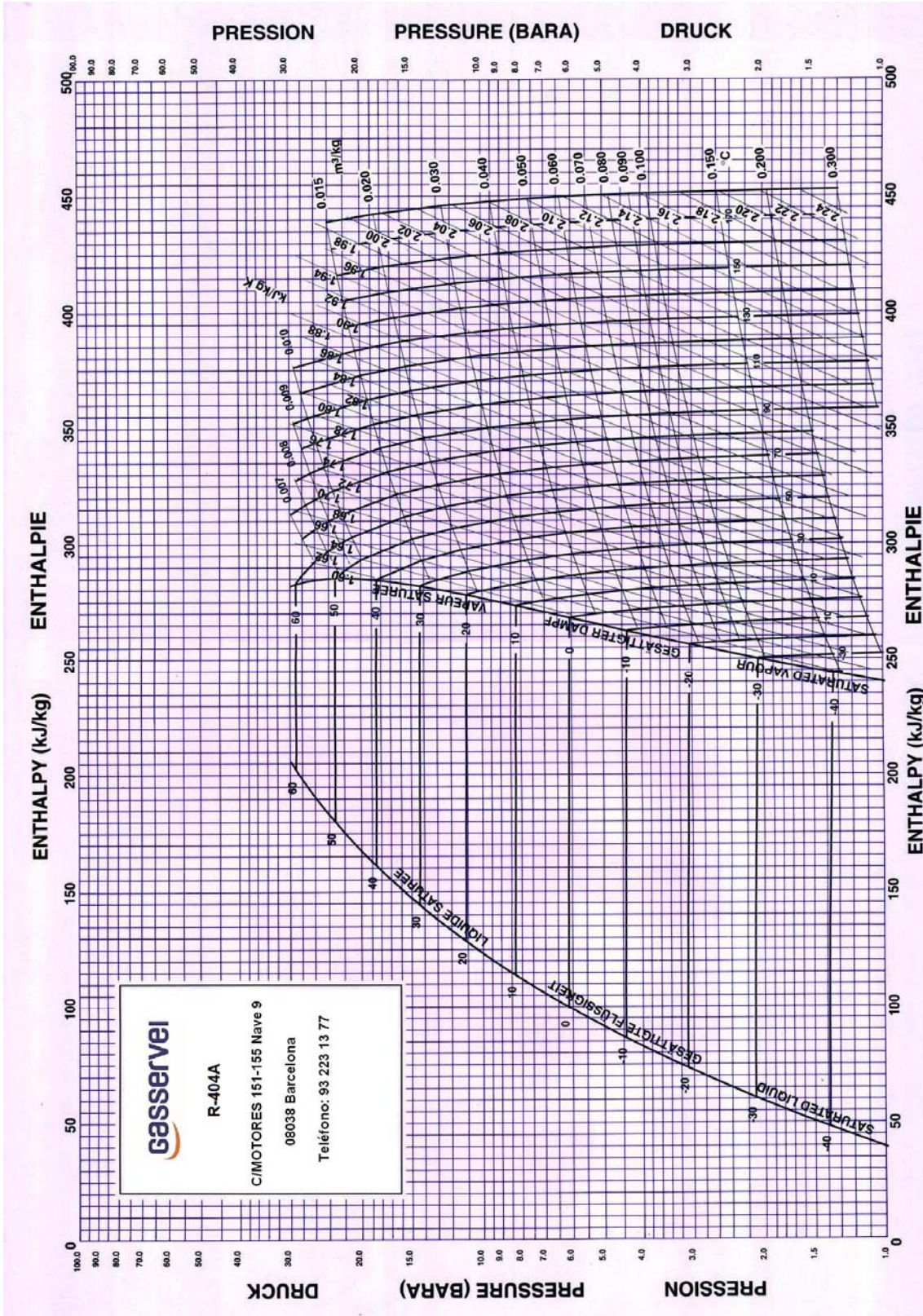
### Tabla de presión/temperatura

TEMP. (°C)	PRESIÓN ABSOLUTA (bar)		DENSIDAD (Kg/m <sup>3</sup> )		ENTALPÍA (kJ/Kg)		ENTROPÍA (kJ/Kg.K)	
	BURBUJA	ROCÍO	BURBUJA	ROCÍO	BURBUJA	ROCÍO	BURBUJA	ROCÍO
-50	0.85	0.82	1319.99	4.49	135.68	337.63	0.8120	1.7191
-45	1.09	1.05	1304.99	5.64	141.64	340.80	0.8384	1.7131
-40	1.36	1.32	1289.70	7.01	147.68	343.95	0.8644	1.7079
-35	1.70	1.65	1274.09	8.62	153.79	347.07	0.8902	1.7034
-30	2.09	2.04	1258.12	10.52	159.97	350.15	0.9158	1.6993
-25	2.55	2.49	1241.76	12.73	166.24	353.18	0.9412	1.6958
-20	3.08	3.01	1224.97	15.30	172.60	356.16	0.9664	1.6926
-15	3.70	3.62	1207.70	18.25	179.04	359.07	0.9914	1.6898
-10	4.40	4.32	1189.90	21.66	185.57	361.90	1.0162	1.6873
-5	5.20	5.11	1171.52	25.55	192.20	364.65	1.0409	1.6849
0	6.11	6.01	1152.51	30.00	198.92	367.31	1.0655	1.6827
5	7.13	7.03	1132.78	35.07	205.76	369.86	1.0899	1.6806
10	8.28	8.16	1112.27	40.38	212.70	372.28	1.1143	1.6765
15	9.55	9.43	1090.89	47.38	219.77	374.57	1.1387	1.6743
20	10.97	10.84	1068.53	54.82	226.97	376.71	1.1630	1.6720
25	12.54	12.40	1045.08	63.28	234.32	378.68	1.1873	1.6695
30	14.25	14.12	1020.38	72.89	241.82	380.47	1.2117	1.6667
35	16.16	16.01	994.26	83.86	249.50	382.03	1.2362	1.6636
40	18.23	18.08	966.50	96.39	257.39	383.35	1.2609	1.6611
45	20.49	20.34	936.81	110.80	265.51	384.38	1.2859	1.6595
50	22.95	22.80	904.81	127.46	273.91	385.08	1.3113	1.6556



# FICHA TÉCNICA R-404A

## Diagrama de Mollier



Dato 23/8/2021

Cliente

Referencia

Oferta



### EVAPORADOR

### IRP-693 E

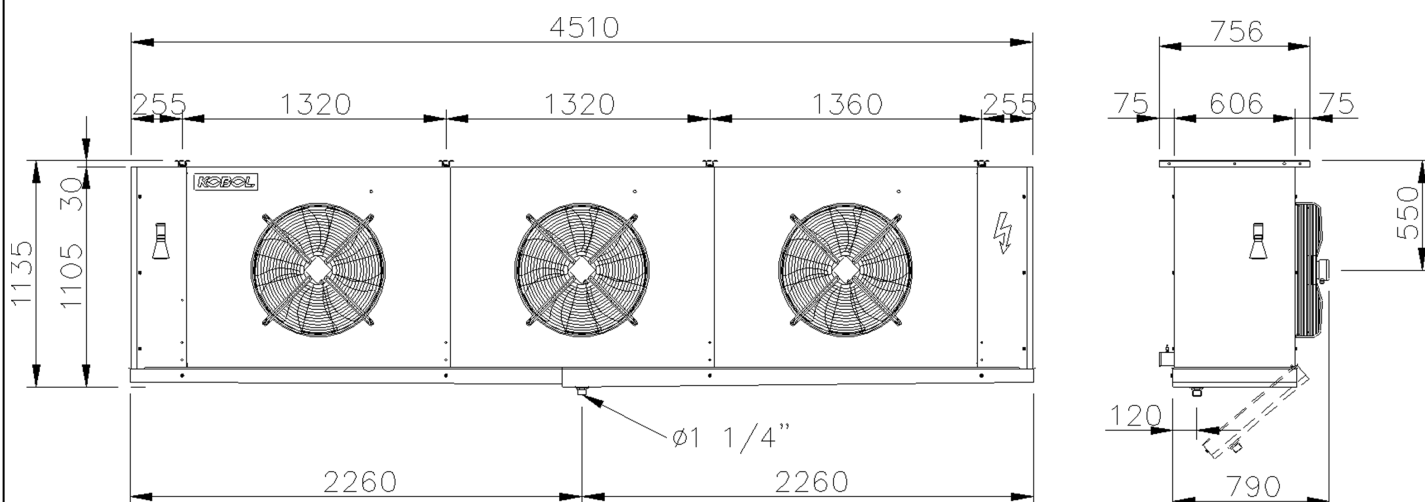
Potencia	<b>56,60</b> kW		
Caudal de Aire	<b>45000,00</b> m <sup>3</sup> /h	Refrigerante	<b>R404A</b>
Velocidad del Aire	<b>3,11</b> m/s	Temperatura Evaporación	Middle <b>-5,0</b> °C
Altitud	<b>0</b> m	Temperatura Condensación	Middle <b>49,5</b> °C
Temperatura Entrada del Aire	<b>0,0</b> °C	Recalentamiento	<b>3,0</b> K
Humedad Relativa Entrada	<b>95,0</b> %	Subenfriamiento	<b>5,0</b> K
Temperatura Salida Aire	<b>-2,3</b> °C		
Humedad Relativa Salida	<b>99,2</b> %		
Flecha de aire	<b>43</b> m		

### Datos Ventilador

Nº Ventiladores	<b>3</b>	Modo de Conexión	<b>Triangulo</b>
Diámetro de la Pala	<b>630</b> mm	Velocidad	<b>1360</b> rpm
Lpa at 5 m	<b>76</b> dB(A)	Potencia	<b>5,70</b> kW
		Corriente	<b>9,60</b> A

### Construction

Peso	<b>443,00</b> kg	Material Aleta	<b>Aluminio</b>
Superficie	<b>332,0</b> m <sup>2</sup>	Material del Tubo	<b>Cobre</b>
Volumen Interno	<b>88,0</b> dm <sup>3</sup>	Conexión de Entrada	<b>2 x 1 3/8"</b>
Paso Aletas	<b>4</b> mm	Conexión de Salida	<b>2 x 2 1/8"</b>

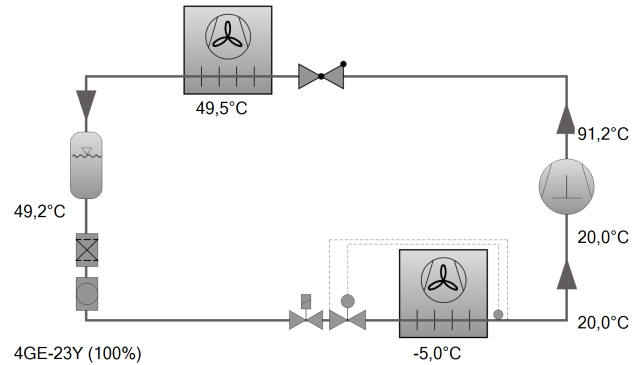




## Selección: Compresores de Pistones Semi-herméticos

### Valores de entrada

Modelo de compresor	4GE-23Y
Modo	Refrigeración y Aire acondicionado
Refrigerante	R404A
Temperatura de referencia	Temp. en el punto de rocío
Temp. de evaporación	-5,00 °C
Temp. de condensación	49,5 °C
Líquido subenfriado (después condensador)	0 K
Temperatura de gas aspirado	20,00 °C
Modo de funcionamiento	Auto
Alimentación eléctrica	400V-3-50Hz
Regulador de capacidad	100%
Recalentamiento útil	100%



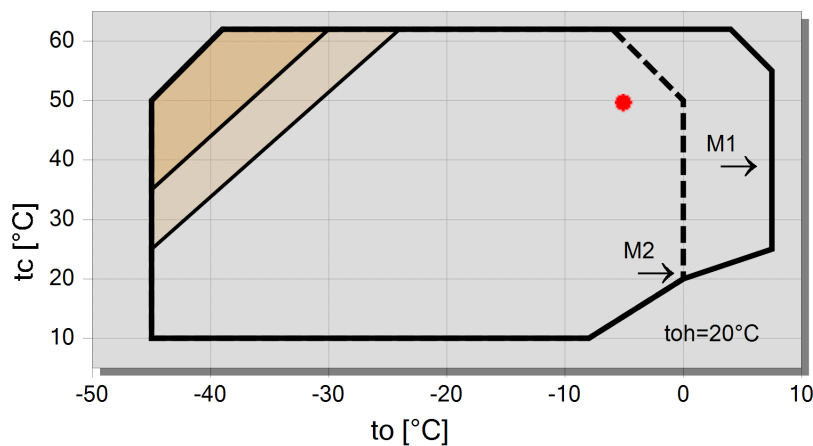
### Resultado

Compresor	<b>4GE-23Y-40P</b>
Escalones de capacidad	100%
Potencia frigorífica	49,8 kW
Potencia frigorífica *	49,8 kW
Potencia en el evap.	49,8 kW
Potencia absorbida	23,0 kW
Corriente (400V)	38,2 A
Gama de tensiones	380-420V
Capacidad del condensador	72,8 kW
COP/EER	2,17
COP/EER *	2,17
Caudal másico	1620 kg/h
Modo de funcionamiento	Estándar
Temp. Gas de descarga no enfriado	91,2 °C

### Datos provisionales

\*según EN12900 (temperatura de gas aspirado 20°C, sin subenfriamiento del líquido)

### Límites de aplicación 100% 4GE-23



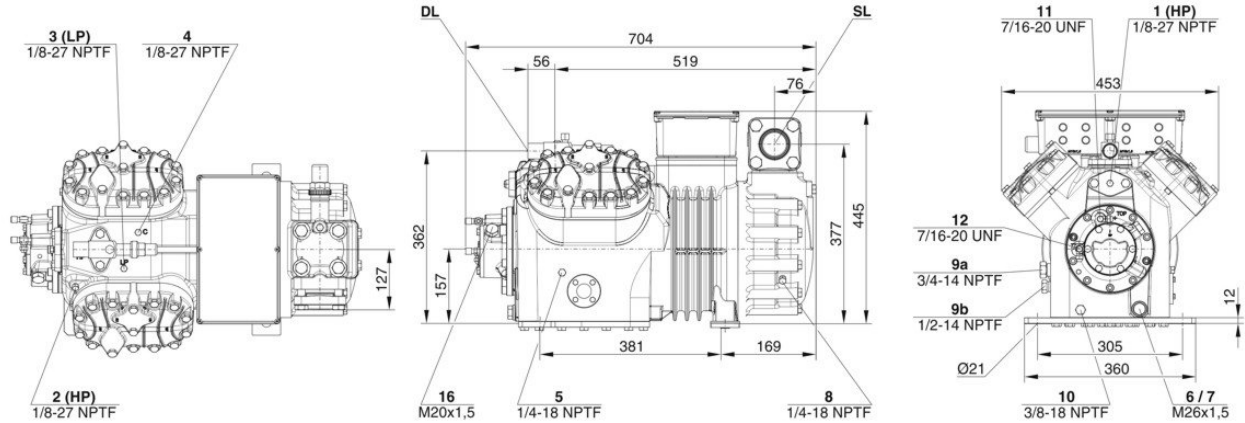
### Leyenda

- enfr. adicional o sobrecalentamiento del gas de aspiración ≤20K
- enfr. adicional o max. <0°C temperatura del gas aspirado
- M1: motor 1
- M2: motor 2
- A



## Datos técnicos: 4GE-23Y

### Dimensiones y conexiones



### Datos técnicos

#### Informaciones técnicas

Volumen desplazado (1450 rpm a 50 Hz)	84,5 m <sup>3</sup> /h
Volumen desplazado (1750 rpm a 60Hz)	101,98 m <sup>3</sup> /h
Nº de cilindros x diámetro x carrera	4 x 75 mm x 55 mm
Peso	196 kg
Presión máxima (BP/AP)	19 / 32 bar
Conexión línea aspiración	54 mm - 2 1/8"
Conexión línea descarga	28 mm - 1 1/8"
Tipo de aceite R134a/R407C/R404A/R507A/R407A/R407F	BSE32(Standard)   R134a tc>70°C: BSE55 (Option)
Aceite para R22 (R12/R502)	B5.2(OPTION)
Aceite para R1234yf	BSE32 (Standard)   R1234yf tc>70°C : BSE55 (Option)
Aceite para R1234ze	BSE55 (Standard)   to>15°C: BSE85K (Option)   tc>70°C: BSE85K (Option)
Aceite para R454C/R455A	BSE32 (Standard)
Aceite para R515B	BSE55 (Standard)   to>15°C: BSE85K (Option)   tc>70°C: BSE85K (Option)

#### Informaciones motor

Versión del motor	2
Tensión del motor (otro bajo demanda)	380-420V PW-3-50Hz
Intensidad máxima en funcionamiento	43.9 A
Relación de bobinado	50/50
Intensidad en arranque (rotor bloqueado)	97.0 A Y / 158.0 A YY
Potencia máx. absorbida	27,0 kW

#### Estándar de entrega

Protección motor	SE-B2, CM-RC-01(OPTION)
Clase de protección	IP54 (Standard), IP66 (Option)
Antivibradores	Standard
Carga de aceite	4,50 dm <sup>3</sup>
Válvula de descarga	Standard
Válvula de aspiración	Standard

#### Opciones disponibles

Sensor de temperatura del gas comprimido	Option
Arranque en vacío	Option
Regulación de capacidad	100-50% (Option)
Regulación de capacidad - en continuo	100-10% (Option)
Ventilador adicional	Option
Refrigerant Injection (RI)	Option
Válvula de servicio aceite	Option
Calefactor de Cárter	140 W (Option)



Control de presión de aceite

MP54 (Option), Delta-PII

**Nivel sonoro medido**

Potencia sonora (-10°C / 45°C)

81,0 dB(A) @50Hz

Potencia sonora (-35°C / 40°C)

86,5 dB(A) @50Hz

Presión sonora @ 1m (-10°C / 45°C)

73 dB(A) @50Hz

Presión sonora @ 1m (-35°C / 40°C)

78,5 dB(A) @50Hz

Potencia sonora (-10°C / 45°C) R134a

79 dB(A) @50Hz

Presión sonora @ 1m (-10°C / 45°C) R134a

71 dB(A) @50Hz



## Compresores de pistones Semi-herméticos

**Motor 1** = p.ej. 4TES-12 con 12"CV", primario para Aire Acondicionado (p.ej. R22, R407C) y Alta Temperatura con R134a.

**Motor 2** = p.ej. 4TES-9 con 8"CV", Motor universal para la refrigeración con temperaturas positivas y negativas (p.ej.: R404A, R507A, R407F, R407A) y A/A con R134a.

**Motor 3** = p.ej. 4TES-8, Refrigeración con R134a.

Para obtener más información sobre el rango de aplicación, utilice el botón "Límites".

### Rangos de trabajo 4VES-7 a 6FE-44 y 44JE-30 a 66FE-88 con R407F / R407A / R22

CIC = inyección de líquido para aplicación a baja temperatura, motor enfriado por los gases de aspiración.

### Datos de rendimiento con certificado ASERCOM

El gremio de fabricantes europeos de componentes para la técnica frigorífica ha implementado un programa de certificación para los datos de potencia de los compresores frigoríficos. El alto estándar de esta certificación se garantiza por:

- \* Verificación de la plausibilidad de los datos, realizada por expertos.
- \* Mediciones regulares por institutos independientes.

Este elevado esfuerzo de trabajo tiene como consecuencia que únicamente se pueda presentar una cantidad limitada de compresores. Por esa razón todavía no se han certificado todos los compresores BITZER. Los datos de potencia de los compresores que han satisfecho estas estrictas exigencias, pueden ostentar la etiqueta "ASERCOM certified". En este software se ha colocado la etiqueta de certificación de los compresores respectivos a la izquierda bajo el campo de resultados o en la impresión de los datos de potencia. Todos los compresores certificados y otras informaciones se hallan listadas en la página web de ASERCOM.

Datos de rendimiento con R404A/R507A a temperaturas de evaporación por debajo de -20°C con refrigeración adicional. Dependiente del tipo de la instalación, se tiene que considerar el consumo de potencia de un ventilador adicional.

### Rendimiento del condensador

Se puede calcular la potencia del condensador sin y con radiación térmica. Se puede seleccionar esta opción en el menú Programa  Opciones. La radiación térmica es constantemente 5% de la demanda de energía. La potencia del condensador es indicada en la línea potencia del cond. (con RT) o potencia del condensador.

### Dato para los niveles sonoros

Los datos de rendimientos están basados en un funcionamiento a 50Hz (unidad IP - 60Hz) y con R404A por defecto. Nivel sonoro: los valores son dados en campo libre y semi-esférico a 1 m de distancia con una tolerancia de +/- 2dB (A).

### Informaciones de base sobre los datos sonoros

Los valores han sido medidos en condiciones de laboratorio. Así, los compresores son puestos libremente sobre una bandeja maciza. Las tuberías están conectadas y en la medida de lo posible exentas de vibraciones y fijadas de manera flexible sobre la cámara de medida de tal modo que la transmisión de vibraciones al entorno es excluida. En un sistema real, diferencias significativas con las medidas de laboratorio pueden existir. El ruido emitido por el compresor puede reverberarse sobre las superficies del sistema, generando así un aumento del nivel sonoro del medio ambiente. Las vibraciones del compresor, según el grado de amortización de sus fijaciones, pueden a través de los pies del compresor y de las tuberías transmitirse a la instalación y entrar en resonancia con otros componentes del sistema, contribuyendo así al aumento del nivel sonoro ambiente. Si llega el caso, estas resonancias pueden ser minimizadas por la utilización de elementos amortiguadores y de fijaciones adaptados.

### Leyenda y posición de las "Dimensiones":

- 1 Presostato de alta presión (AP)
- 2 Sensor de temperatura del gas de descarga (HP)
- 3 Presostato de baja presión (BP)
- 4 Sistema CIC: pulverizador (LP)
- 4b Sonda de CIC (HP)
- 4c Tampón para el llenado de aceite
- 5 Vaciado de aceite
- 6 Vaciado de aceite (tornillo electromagnético)
- 7 Filtro de aceite (tapón magnético)
- 8 Retorno de aceite (separador de aceite)
- 8\* Retorno de aceite con NH3 y de aceite insoluble



- 9 Sistema de igualación de aceite y gas (funcionamiento en paralelo)
  - 9a Sistema de igualación de gas (funcionamiento en paralelo)
  - 9b Sistema de igualación de aceite (funcionamiento en paralelo)
  - 10 Resistencia de cárter
  - 11 Presión aceite +
  - 12 Conexión de la presión de aceite –
  - 13 Conexión para el agua de enfriamiento
  - 14 Inyección de líquido (funcionamiento sin subenfriamiento de líquido y con válvula de expansión termostática)
  - 15 Inyección de líquido (funcionamiento sin subenfriador de líquido y con válvula de expansión termostática)
  - 16 Entrada de refrigerante en el subenfriador de líquido
  - 17 Entrada del refrigerante en el subenfriador de líquido
  - 18 Salida del refrigerante en el subenfriador de líquido
  - 19 Espacio de la abrazadera
  - 20 Placa de bornas
  - 21 Conexión para mantenimiento de la válvula de aceite
  - 22 Válvula de alivio de presión a la atmósfera (lado descarga)
  - 23 Válvula de alivio de presión a la atmósfera (lado aspiración)
  - 24 IQ MODULE
  - SL Línea de aspiración
  - DL Línea descarga
- Dimensions can show tolerances according to EN ISO 13920-B.

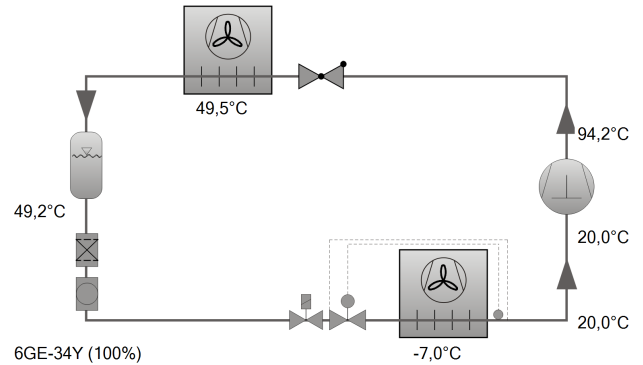




### Selección: Compresores de Pistones Semi-herméticos

#### Valores de entrada

Modelo de compresor	6GE-34Y
Modo	Refrigeración y Aire acondicionado
Refrigerante	R404A
Temperatura de referencia	Temp. en el punto de rocío
Temp. de evaporación	-7,00 °C
Temp. de condensación	49,5 °C
Líquido subenfriado (después condensador)	0 K
Temperatura de gas aspirado	20,00 °C
Modo de funcionamiento	Auto
Alimentación eléctrica	400V-3-50Hz
Regulador de capacidad	100%
Recalentamiento útil	100%



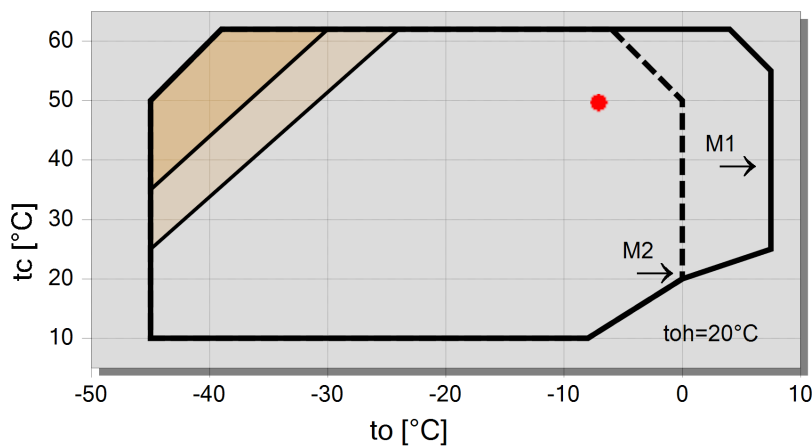
#### Resultado

Compresor	<b>6GE-34Y-40P</b>
Escalones de capacidad	100%
Potencia frigorífica	68,3 kW
Potencia frigorífica *	68,3 kW
Potencia en el evap.	68,3 kW
Potencia absorbida	33,2 kW
Corriente (400V)	56,0 A
Gama de tensiones	380-420V
Capacidad del condensador	101,6 kW
COP/EER	2,06
COP/EER *	2,06
Caudal másico	2211 kg/h
Modo de funcionamiento	Estándar
Temp. Gas de descarga no enfriado	94,2 °C

#### Datos provisionales

\*según EN12900 (temperatura de gas aspirado 20°C, sin subenfriamiento del líquido)

### Límites de aplicación 100% 6GE-34



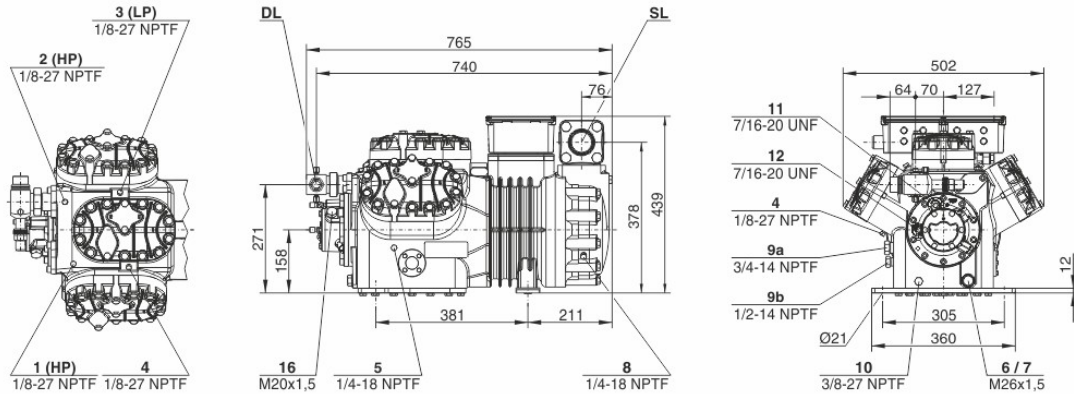
#### Legenda

- enfr. adicional o sobrecalentamiento del gas de aspiración ≤20K
- enfr. adicional o max. <0°C temperatura del gas aspirado
- M1: motor 1
- M2: motor 2
- A



## Datos técnicos: 6GE-34Y

### Dimensiones y conexiones



### Datos técnicos

#### Informaciones técnicas

Volumen desplazado (1450 rpm a 50 Hz)	126,8 m <sup>3</sup> /h
Volumen desplazado (1750 rpm a 60Hz)	153,0 m <sup>3</sup> /h
Nº de cilindros x diámetro x carrera	6 x 75 mm x 55 mm
Peso	230 kg
Presión máxima (BP/AP)	19 / 32 bar
Conexión línea aspiración	54 mm - 2 1/8"
Conexión línea descarga	35 mm - 1 3/8"
Tipo de aceite R134a/R407C/R404A/R507A/R407A/R407F	BSE32(Standard)   R134a tc>70°C: BSE55 (Option)
Aceite para R22 (R12/R502)	B5.2(OPTION)
Aceite para R1234yf	BSE32 (Standard)   R1234yf tc>70°C : BSE55 (Option)
Aceite para R1234ze	BSE55 (Standard)   to>15°C: BSE85K (Option)   tc>70°C: BSE85K (Option)
Aceite para R454C/R455A	BSE32 (Standard)
Aceite para R515B	BSE55 (Standard)   to>15°C: BSE85K (Option)   tc>70°C: BSE85K (Option)

#### Informaciones motor

Versión del motor	2
Tensión del motor (otro bajo demanda)	380-420V PW-3-50Hz
Intensidad máxima en funcionamiento	65.5 A
Relación de bobinado	50/50
Intensidad en arranque (rotor bloqueado)	141.0 A Y / 233.0 A YY
Potencia máx. absorbida	40,0 kW

#### Estándar de entrega

Protección motor	SE-B2, CM-RC-01(OPTION)
Clase de protección	IP54 (Standard), IP66 (Option)
Antivibradores	Standard
Carga de aceite	4,75 dm <sup>3</sup>
Válvula de descarga	Standard
Válvula de aspiración	Standard

#### Opciones disponibles

Sensor de temperatura del gas comprimido	Option
Arranque en vacío	Option
Regulación de capacidad	100-66-33% (Option)
Regulación de capacidad - en continuo	100-10% (Option)
Ventilador adicional	Option
Refrigerant Injection (RI)	Option
Válvula de servicio aceite	Option
Calefactor de Cárter	140 W (Option)



Control de presión de aceite

MP54 (Option), Delta-PII

**Nivel sonoro medido**

Potencia sonora (-10°C / 45°C)	83,3 dB(A) @50Hz
Potencia sonora (-35°C / 40°C)	89,5 dB(A) @50Hz
Presión sonora @ 1m (-10°C / 45°C)	75,3 dB(A) @50Hz
Presión sonora @ 1m (-35°C / 40°C)	81,5 dB(A) @50Hz
Potencia sonora (-10°C / 45°C) R134a	81,3 dB(A) @50Hz
Presión sonora @ 1m (-10°C / 45°C) R134a	73,3 dB(A) @50Hz



## Compresores de pistones Semi-herméticos

**Motor 1** = p.ej. 4TES-12 con 12"CV", primario para Aire Acondicionado (p.ej. R22, R407C) y Alta Temperatura con R134a.

**Motor 2** = p.ej. 4TES-9 con 8"CV", Motor universal para la refrigeración con temperaturas positivas y negativas (p.ej.: R404A, R507A, R407F, R407A) y A/A con R134a.

**Motor 3** = p.ej. 4TES-8, Refrigeración con R134a.

Para obtener más información sobre el rango de aplicación, utilice el botón "Límites".

### Rangos de trabajo 4VES-7 a 6FE-44 y 44JE-30 a 66FE-88 con R407F / R407A / R22

CIC = inyección de líquido para aplicación a baja temperatura, motor enfriado por los gases de aspiración.

### Datos de rendimiento con certificado ASERCOM

El gremio de fabricantes europeos de componentes para la técnica frigorífica ha implementado un programa de certificación para los datos de potencia de los compresores frigoríficos. El alto estándar de esta certificación se garantiza por:

- \* Verificación de la plausibilidad de los datos, realizada por expertos.
- \* Mediciones regulares por institutos independientes.

Este elevado esfuerzo de trabajo tiene como consecuencia que únicamente se pueda presentar una cantidad limitada de compresores. Por esa razón todavía no se han certificado todos los compresores BITZER. Los datos de potencia de los compresores que han satisfecho estas estrictas exigencias, pueden ostentar la etiqueta "ASERCOM certified". En este software se ha colocado la etiqueta de certificación de los compresores respectivos a la izquierda bajo el campo de resultados o en la impresión de los datos de potencia. Todos los compresores certificados y otras informaciones se hallan listadas en la página web de ASERCOM.

Datos de rendimiento con R404A/R507A a temperaturas de evaporación por debajo de -20°C con refrigeración adicional. Dependiente del tipo de la instalación, se tiene que considerar el consumo de potencia de un ventilador adicional.

### Rendimiento del condensador

Se puede calcular la potencia del condensador sin y con radiación térmica. Se puede seleccionar esta opción en el menú Programa  Opciones. La radiación térmica es constantemente 5% de la demanda de energía. La potencia del condensador es indicada en la línea potencia del cond. (con RT) o potencia del condensador.

### Dato para los niveles sonoros

Los datos de rendimientos están basados en un funcionamiento a 50Hz (unidad IP - 60Hz) y con R404A por defecto. Nivel sonoro: los valores son dados en campo libre y semi-esférico a 1 m de distancia con una tolerancia de +/- 2dB (A).

### Informaciones de base sobre los datos sonoros

Los valores han sido medidos en condiciones de laboratorio. Así, los compresores son puestos libremente sobre una bandeja maciza. Las tuberías están conectadas y en la medida de lo posible exentas de vibraciones y fijadas de manera flexible sobre la cámara de medida de tal modo que la transmisión de vibraciones al entorno es excluida. En un sistema real, diferencias significativas con las medidas de laboratorio pueden existir. El ruido emitido por el compresor puede reverberarse sobre las superficies del sistema, generando así un aumento del nivel sonoro del medio ambiente. Las vibraciones del compresor, según el grado de amortización de sus fijaciones, pueden a través de los pies del compresor y de las tuberías transmitirse a la instalación y entrar en resonancia con otros componentes del sistema, contribuyendo así al aumento del nivel sonoro ambiente. Si llega el caso, estas resonancias pueden ser minimizadas por la utilización de elementos amortiguadores y de fijaciones adaptados.

### Leyenda y posición de las "Dimensiones":

- 1 Presostato de alta presión (AP)
- 2 Sensor de temperatura del gas de descarga (HP)
- 3 Presostato de baja presión (BP)
- 4 Sistema CIC: pulverizador (LP)
- 4b Sonda de CIC (HP)
- 4c Tampón para el llenado de aceite
- 5 Vaciado de aceite
- 6 Vaciado de aceite (tornillo electromagnético)
- 7 Filtro de aceite (tapón magnético)
- 8 Retorno de aceite (separador de aceite)
- 8\* Retorno de aceite con NH3 y de aceite insoluble



- 9 Sistema de igualación de aceite y gas (funcionamiento en paralelo)
  - 9a Sistema de igualación de gas (funcionamiento en paralelo)
  - 9b Sistema de igualación de aceite (funcionamiento en paralelo)
  - 10 Resistencia de cárter
  - 11 Presión aceite +
  - 12 Conexión de la presión de aceite –
  - 13 Conexión para el agua de enfriamiento
  - 14 Inyección de líquido (funcionamiento sin subenfriamiento de líquido y con válvula de expansión termostática)
  - 15 Inyección de líquido (funcionamiento sin subenfriador de líquido y con válvula de expansión termostática)
  - 16 Entrada de refrigerante en el subenfriador de líquido
  - 17 Entrada del refrigerante en el subenfriador de líquido
  - 18 Salida del refrigerante en el subenfriador de líquido
  - 19 Espacio de la abrazadera
  - 20 Placa de bornas
  - 21 Conexión para mantenimiento de la válvula de aceite
  - 22 Válvula de alivio de presión a la atmósfera (lado descarga)
  - 23 Válvula de alivio de presión a la atmósfera (lado aspiración)
  - 24 IQ MODULE
  - SL Línea de aspiración
  - DL Línea descarga
- Dimensions can show tolerances according to EN ISO 13920-B.

Dato 23/8/2021

Cliente

Referencia

Oferta



**CONDENSADOR REMOTO CAH 04 P E 08P (D)**

Potencia Requerida	<b>239,80</b> kW	Temp. Cond. Requerida	Middle	<b>49,5</b> °C
Potencia Real	<b>239,80</b> kW	Temp. Cond. Real	Middle	<b>49,5</b> °C
Caudal de Aire	<b>68400,00</b> m <sup>3</sup> /h	Fluido		<b>R404A</b>
Velocidad del Aire	<b>2,27</b> m/s	Temp. Entrada Gas		<b>75,0</b> °C
Altitud	<b>0</b> m	Caudal del Fluido		<b>1,636</b> kg/s
Temperatura Entrada del Aire	<b>34,5</b> °C			

**Datos Ventilador**

Nº Ventiladores	<b>4</b>	Modo de Conexión	<b>Triangulo</b>
Diámetro de la Pala	<b>910</b> mm	Velocidad	<b>660</b> rpm
Lpa at 10 m	<b>50</b> dB(A)	Potencia	<b>3,60</b> kW
		Corriente	<b>8,80</b> A

**Construction**

Peso	<b>840,00</b> kg	Material Aleta	<b>Aluminio</b>
Superficie	<b>647,2</b> m <sup>2</sup>	Material del Tubo	<b>Cobre</b>
Volumen Interno	<b>83,4</b> dm <sup>3</sup>	Conexión de Entrada	<b>2 x 1 5/8"</b>
Paso Aletas	<b>2,4</b> mm	Conexión de Salida	<b>2 x 1 1/8"</b>

