



UNIVERSIDAD DE JAÉN
Escuela Politécnica Superior de Linares

Trabajo Fin de Grado

DISEÑO Y CÁLCULO DE CÁMARA FRIGORÍFICA PARA ALMACENAMIENTO DE VERDURA

Alumno: Javier Ramos Pasadas

Tutor: María Victoria Ortega Garrido
Depto.: Ingeniería Mecánica y Minera

Junio, 2021

UNIVERSIDAD DE JAÉN

Escuela Politécnica Superior de Linares

TRABAJO FIN DE GRADO

Grado en Ingeniería Mecánica

**DISEÑO Y CÁLCULO DE CÁMARA FRÍGORIFICA PARA
ALMACENAMIENTO DE VERDURA**

Alumno: Ramos Pasadas Javier

Tutor: María Victoria Ortega Garrido

Depto: Departamento de ingeniería Mecánica y Minera.

Firma de Tutor/a

ORTEGA
GARRIDO
MARIA
VICTORIA -
53598044V

Firmado digitalmente por
ORTEGA GARRIDO MARIA
VICTORIA - 53598044V
Nombre de
reconocimiento (DN): c=ES,
serialNumber=IDCES-5359
8044V, givenName=MARIA
VICTORIA, sn=ORTEGA
GARRIDO, cn=ORTEGA
GARRIDO MARIA VICTORIA
- 53598044V
Fecha: 2021.06.17 20:23:38
+02'00'

Firma del alumno

Firma del estudiante,
especificando DNI⁴

Javier Ramos
14633522-w

Fdo.: Javier Ramos Pasadas

INDICE MEMORIA

1. MEMORIA.....	1
1.0. HOJA DE DATOS DE LA MEMORIA.....	1
1.1. INTRODUCCIÓN.....	2
1.2. COMPONENTES DE LAS INSTALACIONES Y CARACTERISTICAS...2	
1.2.1. COMPRESORES.....	4
1.2.2. CONDENSADORES.....	5
1.2.3. EVAPORADOR.....	5
1.2.4. VÁLVULA DE EXPANSIÓN.....	6
1.2.5. REGISTRO DE TEMPERATURA.....	7
1.2.6. OTROS COMPONENTES.....	8
1.2.7. GASES REFRIGERANTES.....	8
2. CÁLCULO DE LAS CARGAS TÉRMICAS.....	8
2.1. CONDICIONES EXTERIORES DEL PROYECTO.....	8
2.2. CONDICIONES DE DISEÑO.....	10
2.3. TRANSMISION DE CALOR A TRAVES DE PAREDES, SUELO Y TECHOS.....	11
2.4. CALOR LIBERADO POR ILUMINACIÓN.....	17
2.5. CALOR LIBERADO POR EL PERSONAL.....	18
2.6. CALOR LIBERADO POR LOS VENTILADORES.....	19
2.7. CARGA POR RENOVACIÓN.....	20
2.8. CARGAS TÉRMICAS ANTES DE CONGELACIÓN	23
2.9. CARGAS POR RESPIRACIÓN.....	24
2.10. CARGAS DE EMBALAJE.....	25
2.11. CARGAS GENERADAS POR MÁQUINAS.....	25
2.12. CARGA TERMICAS TOTALES.....	26
3. CICLO DE RANKINE INVERSO.....	27
4. REFRIGERANTES. PROPIEDADES.....	29
4.1. CLASIFICACIÓN SEGÚN SU COMPOSICIÓN.....	29
4.1.1. CFC's.....	29
4.1.2. HCFC's.....	30
4.1.3. HCF's.....	30
4.2. CLASIFICACIÓN SEGÚN EL NÚMERO COMPONENTES.....	30
4.2.1. REFRIGERANTES PUROS.....	30
4.2.2. MEZCLA AZEOTRÓPICA.....	30
4.2.3. MEZCLA SEMI-AZEOTRÓPICA.....	31
4.2.4. MEZCLA ZEOTRÓPICA.....	31

4.3. DENOMINACIÓN DE LOS FREONES.....	31
5. ELECCIÓN DE REFRIGERANTE Y CALCULO DE COMPONENTES.....	33
6. ELECCIÓN DE LOS COMPONENTES.....	39
7. ANEXO DE CÁLCULOS SOFTWARE EES.....	42
8. ANEXO PLANOS.....	60
9. BIBLIOGRAFIA.....	64

Tabla 1. Temperatura y humedades relativas exteriores.....	9
Tabla 2. Características de los alimentos.....	10
Tabla 3. Transmitancia U para materiales más usuales en función de su espesor.....	12
Tabla 4. Valores de coeficiente de conductividad U para diversos materiales.....	14
Tabla 5. Potencia calorífica aportada por las personas.....	19
Tabla 6. Renovación de aire diario por la apertura de puertas.....	21
Tabla 7. Propiedades de gas ideal aire.....	22
Tabla 8. Sumatorio de todas las cargas térmicas.....	26
Tabla 9. Elección del refrigerante.....	34
Tabla 10. Datos extraídos de la gráfica 2.....	37
Tabla 11. Resultados obtenidos por los dos métodos.....	39
Tabla 12. Características del compresor.....	40
Tabla 13. Elección del evaporador.....	41
Tabla 14. R-12.....	43
Tabla 15. R-22.....	45
Tabla 16. R-32.....	47
Tabla 17. R123.....	49
Tabla 18. R134-a.....	51
Tabla 19. R290.....	53
Tabla 20. R502.....	54
Tabla 21. R507.....	56
Tabla 22. R717.....	58

INDICE IMÁGENES

Imagen 1. Máquina frigorífica.....	3
Imagen 2. Equipo de refrigeración estándar.....	3
Imagen 3. Compresores.....	4
Imagen 4. Condensadores.....	5
Imagen 5. Evaporador.....	6
Imagen 6. Válvula de expansión.....	7
Imagen 7. Registro de temperatura.....	7
Imagen 8. Cargopalets.....	11
Imagen 9. Placas sándwich de Poliestireno.....	12
Imagen 10. Carretilla "Cesab BIT-VIT all".....	25
Imagen 11. Ilustración ciclo Rankine.....	27
Imagen 12. Sistema de refrigeración sin compresor.....	28
Imagen 13. Software Bitzer.....	37
Imagen 14. Software frimetal.....	41

1. MEMORIA

1.0. HOJA DE DATOS DE LA MEMORIA.

TITULO DEL DOCUMENTO: DISEÑO Y CÁLCULO DE CÁMARA FRIGORÍFICA PARA EL ALMACENAMIENTO DE VERDURA.

EMPLAZAMIENTO: LOS PINOS S/N

LOCALIDAD: CHAUCHINA PROVINCIA: GRANADA

PROMOTOR: UNIVERSIDAD DE JAÉN

AUTOR DEL PROYECTO: JAVIER RAMOS PASADAS

DNI: 14633522W

DOMICILIO: C/ PROFESOR TIERNO GALVÁN Nº14

LOCALIDAD: ÍLLORA PROVINCIA: GRANADA TELÉFONO: 661122807

En Íllora, a 25 de Junio de 2021

Firma del estudiante,
especificando DNI⁴



14633522-w

Fdo.: Javier Ramos Pasadas

1.1. INTRODUCCIÓN

El objetivo del presente estudio técnico es el cálculo y diseño de una cámara frigorífica para el almacenamiento de verdura. Dicho estudio se emplazará en la localidad de Chauchina, Granada, ya que dicha población se sitúa en la vega granadina, la cual produce gran cantidad y variedad de verduras. En este caso concretamente, en la instalación frigorífica, se almacenarán cebollas.

El cálculo del estudio técnico se realizará comparando distintos refrigerantes. Todo ello se tiene en cuenta para el cálculo de los distintos componentes de los que está compuesta la cámara frigorífica, en función del volumen de verdura almacenada.

Para llevar a cabo el proyecto, en primer lugar, se han de calcular las cargas térmicas. Sabiendo estas, se sabe la potencia frigorífica a la entrada del evaporador.

Una vez obtenida la potencia frigorífica, se elige el tipo de ciclo para poder dimensionar los diferentes elementos de la cámara frigorífica en función de la elección del refrigerante elegido.

Por último, una vez elegidos el tipo de ciclo y tipos de refrigerantes óptimos para la cámara, se tendrá la misma potencia con menores consumos y menor contaminación.

1.2. COMPONENTES DE LAS INSTALACIONES Y CARACTERÍSTICAS

En este apartado se describirán los diferentes componentes que componen un circuito frigorífico. Un equipo de refrigeración es una máquina térmica, “máquina frigorífica”, que absorbe el calor q_1 del recinto frío a la temperatura $T_1 < T_a$ y cede al medio exterior el calor q_2 a la temperatura T_a véase la imagen 1. Para ello, se necesita un aporte de trabajo W_t .

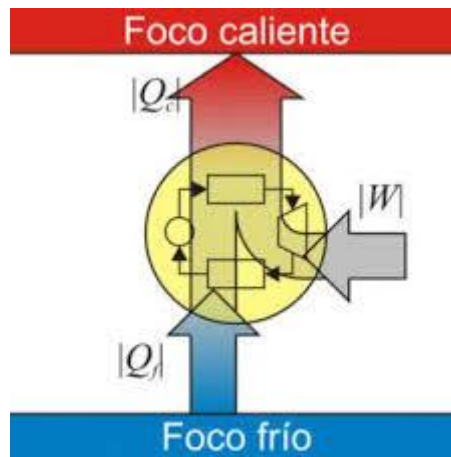


Imagen 1. Máquina frigorífica.

El aporte de energía para el funcionamiento de esta, se realiza por medio de un compresor encargado de comprimir el gas refrigerante, este es el que transmite calor del foco frío al foco caliente como se puede ver de forma gráfica en la imagen 1.

Los componentes principales de un circuito de refrigeración son el compresor, evaporador, condensador y válvula de expansión como se puede ver en la imagen 2. Además, consta de otros elementos de seguridad y control de las instalaciones. Por otro lado, todo sistema de refrigeración consta de un fluido refrigerante que genera un papel fundamental a la hora de calcular y escoger los distintos componentes nombrados anteriormente.

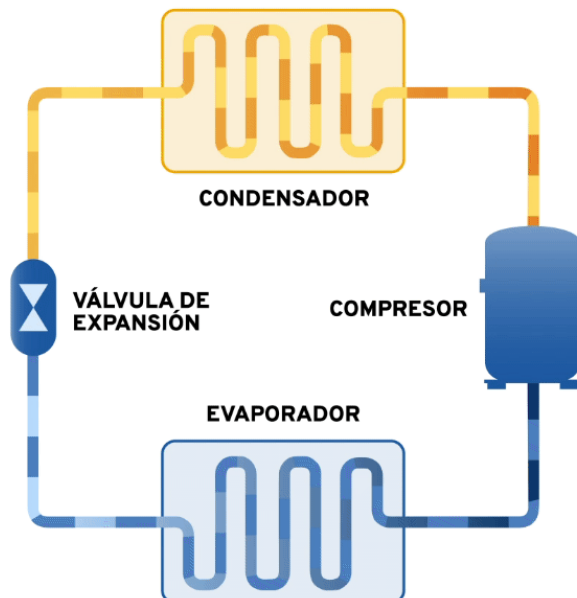


Imagen 2. Equipo de refrigeración estándar

1.2.1. COMPRESORES

El compresor es el elemento activo más importante del circuito de refrigeración. El cual cumple dos funciones principales: reducir la presión en el evaporador hasta que el refrigerante evapora a la temperatura fijada en el evaporador y mantener la presión en ese punto y disipar los vapores elevando la temperatura.

Los compresores más utilizados son:

- a) Rotativos
- b) Alternativos
- c) De tornillo o helicoidales
- d) Centrífugos

Los tres primeros son de desplazamiento positivo, el fluido está sometido en el interior del circuito a una verdadera compresión mecánica.

Los compresores centrífugos generan desplazamiento cinético, ya que realizan el trabajo de compresión mediante la fuerza centrífuga que se ejerce sobre el fluido refrigerante por la rotación de un rodillo. Las características más importantes de funcionamiento y para la elección de un compresor, son la potencia del compresor y la capacidad de refrigeración.



Imagen 3. Compresores

1.2.2. CONDENSADORES

El condensador tiene como función intercambiar el calor de condensación del refrigerante en estado de vapor a la salida del compresor. El condensador tiene que absorber el calor cedido por el evaporador más el calor del trabajo, ver imagen 4.



Imagen 4. Condensadores

La clasificación más común es según su forma de disipar el calor y del fluido exterior utilizado:

- Condensadores refrigerados por aire.
- Condensadores refrigerados por agua.

1.2.3. EVAPORADOR

Este se aloja en el interior de la cámara frigorífica. Su trabajo es el de intercambiar calor con el medio que se enfría con respecto al refrigerante utilizado en la instalación. Como se puede observar en la imagen 2, el evaporador se encuentra entre la válvula de expansión y el compresor.

La clasificación de los evaporadores puede ser según la alimentación del refrigerante, según el tipo de construcción o evaporadores para enfriamiento de líquido.

Tipos de evaporadores según la alimentación del refrigerante.

- a) Altura
- b) Inundados

- c) Sobrealimentados

Tipo de evaporadores según el tipo construcción.

- a) Tubo descubierto
- b) De superficie de placa
- c) Evaporadores aleatados

Evapores para enfriamiento de líquido.

- a) Enfriador de doble tubo
- b) Enfriador Baudelot
- c) Enfriador tipo tanque
- d) Enfriador con serpentín en casco
- e) Enfriador acorazado



Imagen 5. Evaporador

1.2.4. VÁLVULA DE EXPANSIÓN

Este componente tiene la función principal de generar una caída de la presión entre el compresor y el evaporador.

La válvula de expansión permite mejorar la eficiencia del equipo de refrigeración regulando el flujo másico del refrigerante en función de la carga térmica. La válvula de expansión está compuesta, a su vez, de varios elementos como se puede observar en la imagen 6.

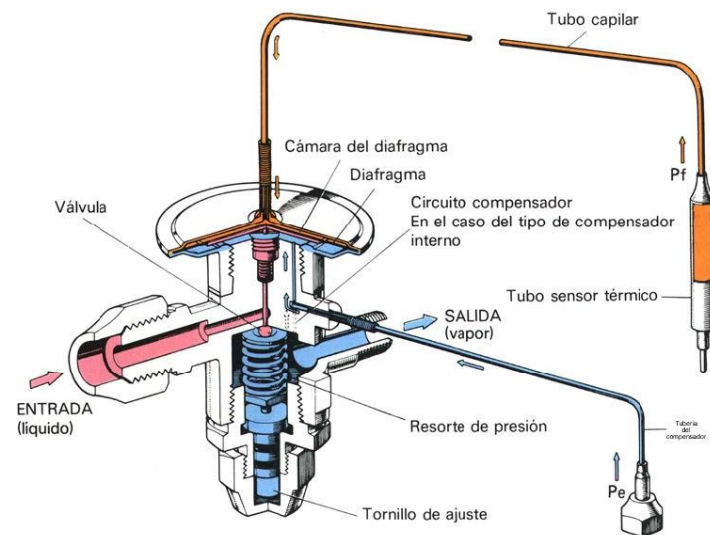


Imagen 6. Válvula de expansión

1.2.5. REGISTRO DE TEMPERATURA

Es un dispositivo electrónico cuya función es realizar diferentes medidas de temperatura de la instalación frigorífica en diferentes intervalos de tiempo para mantener la temperatura constante en el interior de la cámara.

Permitiendo ver de forma gráfica la evolución de la temperatura en diferentes intervalos de tiempo. Este será programado en función de la instalación frigorífica, como ejemplo de registro de temperatura la imagen 7, este normalmente es un dispositivo de control numérico "PLC".



Imagen 7. Registro de temperatura

1.2.6. OTROS COMPONENTES

Otros elementos que componen una instalación frigorífica son acumuladores de aspiración, presostato válvula de equilibrado de presiones y recipiente de líquido.

1.2.7. GASES REFRIGERANTES

Los gases refrigerantes circulan por el circuito cerrado de refrigeración.

Estos gases desempeñan un papel importante fundamental para el cálculo y diseño de una cámara frigorífica.

Ya que estos absorben o ceden calor a los diferentes equipos y transformaciones por los cuales van circulando en el circuito. Los gases refrigerantes se verán más detenidamente en la elección de estos.

2. CÁLCULO DE LAS CARGAS TÉRMICAS

2.1. CONDICIONES EXTERIORES DEL PROYECTO.

Se deben de tener en cuenta dos condiciones estas son las temperaturas exteriores y humedad relativa, así como la localidad donde estará ubicada. Dichas condiciones estarán reflejadas en la tabla 1.

Para la temperatura exterior y humedad relativa se tendrán en cuenta los valores normales o intermedios de verano e invierno. Como ya se ha mencionado en la introducción, la cámara frigorífica se ubicará en Chauchina, Granada, cuya temperatura nominal en verano T^a seca 36 °C y una humedad relativa 49 % y la temperatura nominal de invierno T^a seca -2 °C.

Tabla 1. Temperatura y humedades relativas exteriores

Ciudad	VERANO			ΔT^a (diaria)	INVIERNO		Latitud Norte	
	Condiciones				Condiciones normales		Grados	Minutos
	Normal		Máxima		Tª seca (°C)	Grados día (Base 15)		
	Tª seca (°C)	H.r. (%)	Tª seca (°C)					
Albacete	35	38	42	18	- 7	1377	38	59
Alicante	31	60	---	13	---	338	38	21
Almería	35	65	42	8	5	208	38	49
Ávila	30	41	35	17	- 6	2127	40	39
Badajoz	38	47	48	17	- 1	787	38	52
Barcelona	32	68	38	8	2	656	41	23
Bilbao	30	71	40	---	0	820	43	15
Burgos	32	40	37	15	- 6	2048	42	20
Cáceres	38	37	43	14	- 1	1003	39	28
Cádiz	32	55	---	12	2	227	38	28
Castellón	29	60	---	9	4	452	39	59
Ciudad real	37	58	43	20	- 4	1313	38	59
Córdoba	39	33	44	17	- 1	663	37	52
Coruña	23	63	---	9	2	827	43	22
Guadalajara	33	52	38	18	- 7	1828	40	38
Granada	36	49	40	18	- 2	1042	37	11
Guadalajara	34	37	38	---	- 4	1469	40	38
Huelva	31	58	42	14	1	402	37	15
Huesca	31	73	41	14	- 5	1350	42	08
Jaén	36	37	43	15	0	830	37	45
Las Palmas	34	65	---	4	15	0	28	11
León	33	40	38	16	- 6	2143	42	35
Lérida	36	45	39	14	- 5	1226	41	37
Logroño	33	59	40	14	- 3	1405	42	27
Lugo	30	60	---	14	- 2	1771	43	00
Madrid	34	43	38	15	- 3	1405	40	25
Málaga	28	58	---	6	13	248	36	43
Murcia	36	59	45	14	- 1	432	37	59
Orense	36	---	44	---	- 3	967	42	20
Oviedo	28	65	36	---	- 2	1200	43	21
Palencia	34	40	39	16	- 6	1781	42	00
Palma Mallorca	28	60	---	8	4	527	39	34
Pamplona	32	51	39	12	- 5	1535	42	49
Salamanca	34	46	41	18	- 7	1662	40	57
Santander	25	74	39	7	2	724	43	27
Segovia	33	36	40	17	- 6	1866	40	57
Sevilla	40	43	47	18	1	438	37	23
Tarragona	26	65	33	7	1	626	41	15
Toledo	34	34	41	16	- 4	1158	39	51
Valencia	32	68	38	11	0	516	39	28
Valladolid	33	45	39	13	- 5	1709	41	39
Zamora	32	65	39	18	- 6	1501	41	29
Zaragoza	34	59	44	14	- 3	1151	41	39

2.2. CONDICIONES DE DISEÑO

La cámara frigorífica se encuentra en el interior de una nave industrial, la cual se encuentra aislada. Por tanto, la temperatura en el interior de la nave es de 25 °C teniendo en cuenta las condiciones exteriores del apartado anterior.

El volumen de la cámara es de 315 m³, teniendo de largo 15 m, de ancho 7 m y una altura de 3 m.

La temperatura en el interior de la cámara es de 0 °C, debido a que esta temperatura es la de almacenamiento de las cebollas y una humedad relativa que va desde el 90% a 95%. La duración del almacenamiento es desde 1 mes a 8 meses de duración.

Dichas características nombradas del alimento a refrigerar vienen dadas por la tabla 2.

Tabla 2. Características de los alimentos- Temperatura (°C), humedad relativa (%), calor másico específico (KJ/Kg K), calor de congelación (KJ/kg) y calor de respiración de alimentos refrigerados (KJ/día).

Alimentos	Temperatura almacena- miento	Humedad relativa	Duración almacenaje	Punto de congelación	Calor másico pre solidificación	Calor másico pos solidificación	Calor Congela.	Calor de respira.
LEGUMBRES								
Alcachofas	- 1 a 0	90 a 95	1/2 seman	+ 1	3,64	1,88	280	
Espárragos	0 a + 2	95	2/ 3 "	- 0,5	3,94	2,00	312	11,1
Alubias verdes	+ 4 a + 7	90 a 95	7/10 días	- 0,7	3,81	1,97	298	11,8
Remola. roja	0	95	3/ 5 meses	- 1,0	3,77	1,92	293	3,1
Brocolis	0	90 a 95	10/14 días	- 0,6	3,85	1,97	302	8,7
ColesBruselas	0	90 a 95	3/5 seman.	- 0,8	3,68	1,93	284	6,7
Coles	0	90 a 95	3/4 meses	- 0,9	3,94	1,97	307	1,4
Zanahoria	0	90 a 95	4/ 5 meses	- 1,4	3,76	1,93	293	2,4
Coliflor	0	90 a 95	2/4 seman.	- 0,8	3,89	1,97	307	4,5
Apio	0	90 a 95	2/ 3 meses	- 0,5	3,98	2,00	314	1,9
Maiz	0	90 a 95	4/ 8 días	- 0,5	3,31	1,76	246	
Pepino	+ 7 a + 10	90 a 95	10/14 días	- 0,5	4,06	2,05	319	
Endivia	0	90 a 95	2/3 seman.	- 0,6	3,94	2,00	307	
Ajo	0	65 a 70	6/7 meses	- 0,8	2,89	1,67	207	
Puerro	0	90 a 95	1/ 3 meses	- 0,7	3,68	1,93	293	10,8
Lechuga	0	95	2/3 seman.	- 0,1	4,02	2,00	316	3,9
Melón	+ 2 a + 4	85 a 90	5/15 días	- 1,1	3,89	2,00	307	1,5
" Honeydrew	+ 7 a + 10	85 a 90	3/4 seman.	- 0,9	3,94	2,00	307	1,2
Sandía	+ 4 a + 10	80 a 85	2/3 seman.	- 0,4	4,06	2,00	307	
Champiñón	0	90	3/ 4 días	- 0,9	3,89	1,97	302	7,2
Aceituna	+ 7 a + 10	85 a 90	4/8 seman.	- 1,5	3,25	1,76	251	1,0
Cebolla	0	65 a 70	1/ 8 meses	- 0,8	3,77	1,93	288	1,0
Guisantes	0	90 a 95	1/3 seman.	- 0,6	3,31	1,76	246	8,0
Pimienta	+ 7 a + 10	90 a 95	2/3 seman.	- 0,7	3,94	1,97	307	3,14
Planta nueva	+ 10 a + 13	90	2/4 seman.	- 0,6	3,56	1,84	270	3,0
Planta tardía	+ 3 a + 10	90		- 0,6	3,43	1,80	258	1,8
Ruibarbo	0	95		- 0,9	4,02	2,00	312	
Espinaca	0	90 a 95	10/14 días	- 0,3	3,94	2,00	307	11,1
Tomate verde	+ 13 a + 21	85 a 90	1/3 seman.	- 0,5	3,98	2,00	312	7,2
Tomate morad	+ 7 a 0	85 a 90	4/ 7 días	- 0,5	3,94	2,00	312	4,3
Nabo	0	90 a 95	4/5 meses	- 1,0	3,89	1,97	302	2,2

La cámara frigorífica será capaz de recibir un movimiento diario de entrada de 2500 $\frac{\text{kg}}{\text{día}}$. El almacenamiento se realizará mediante palets, **imagen 7**, “Cargopalets” (1,2 m x 0,8 m) y una altura de 0,85 m. Estos poseen una capacidad de almacenamiento por palets de 500 kg, la resistencia de apilado de este tipo de palets es de 2000 kg. Ya que la altura de la cámara frigorífica es de 3 m, se apilarán en pack de 3. En total, la cámara será capaz de albergar 210 palets, lo que equivale a una capacidad total de la instalación de 105000 kg o 105 toneladas de cebollas.



Imagen 8. Cargopalets

2.3. TRANSMISIÓN DE CALOR A TRAVÉS DE PAREDES, SUELO Y TECHOS

En el interior de la cámara frigorífica la temperatura es inferior a la temperatura exterior, por ende, es importante utilizar materiales adecuados que permitan reducir la demanda de energía. Los equipos y componentes montados en una instalación frigorífica tienen un consumo importante de energía. Teniendo en cuenta que, al reducir el consumo de energía, también se reducirán gastos y tendrá un menor impacto ambiental.

Los materiales más comunes para el cerramiento de las instalaciones frigoríficas son las placas sándwich. La utilización de estas placas tiene múltiples ventajas, ya que, en un único elemento engloba: la disminución de la conductividad térmica del cerramiento y barrera antivapor, ver **imagen 9**.

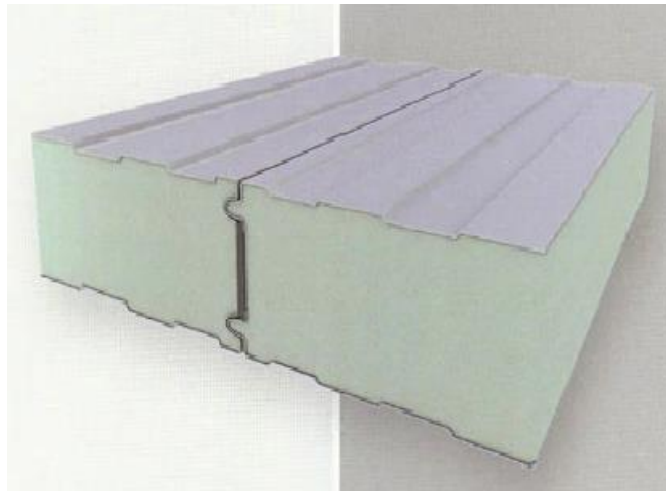


Imagen 9. Placas sándwich de Poliestireno

El material utilizado será placa sándwich de poliestireno, cuya transmitancia se puede ver en la tabla 3, de 80 mm de espesor. Dichas placas, se colocarán en todas las paredes de la cámara, así como en el techo. La puerta de 3 metros de largo y 2,5 metros de alto también estará forrada de dicho material.

Tabla 3. Transmitancia U para materiales más usuales en función de su espesor, (Kcal/ m h °C).

MATERIALES AISLANTES	Masa Volúmica (kg/m ³)	Espesor del aislante (mm)									
		20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
Placa corcho aglomerado	112	1,80	0,92	0,62	0,48	0,37	0,31	0,26	0,23	0,20	0,00
, ,	144	2,10	1,05	0,70	0,52	0,42	0,35	0,30	0,26	0,23	0,20
Placa corcho aglomera. húmedo	192	2,45	1,22	0,82	0,61	0,49	0,41	0,35	0,31	0,27	0,20
Corcho granulado, grano grueso	80 - 112	2,45	1,22	0,82	0,61	0,49	0,41	0,35	0,31	0,27	0,20
Placas de corcho expandido	80 - 96	1,95	0,97	0,65	0,49	0,39	0,32	0,28	0,24	0,22	0,10
Lana de vidrio	80	1,65	0,82	0,55	0,41	0,33	0,27	0,24	0,21	0,18	0,10
Lana vidrio de capa bituminosa	48 - 80	1,65	0,82	0,55	0,41	0,33	0,27	0,24	0,21	0,18	0,10
Poliestireno	24	1,65	0,82	0,55	0,41	0,33	0,27	0,24	0,21	0,18	0,10
, ,	32	1,50	0,75	0,50	0,37	0,30	0,25	0,21	0,19	0,17	0,10
, ,	64	1,65	0,82	0,53	0,41	0,33	0,27	0,24	0,21	0,18	0,18
, ,	88	1,75	0,87	0,58	0,44	0,35	0,29	0,25	0,22	0,19	0,17
Espuma de Poliestireno	40	0,95	0,47	0,32	0,24	0,19	0,16	0,14	0,12	0,10	0,10
Placas de Poliestireno	48	1,90	0,95	0,63	0,47	0,38	0,32	0,27	0,24	0,21	0,19
Lana de escoria	136	1,66	0,84	0,56	0,42	0,34	0,28	0,24	0,21	0,19	0,17
Lana de escoria a granel	176	1,82	0,91	0,61	0,45	0,36	0,30	0,26	0,23	0,20	0,18

Como se puede observar en la tabla 3, para placas de poliestireno con espesor de 80 mm, el valor de la transferencia o conductividad térmica es de 0,47 (Kcal/ m *h* °C) ,que cambiando sus unidades, se obtiene U 0,544 (W/ (m²°C)).

El suelo de la cámara está construido de cemento (en losas) ,el cual tiene una conductividad térmica U 0,90 (Kcal/ m *h* °C), que cambiando sus unidades, se obtiene un valor de U 1,047 (W/ (m²°C)). Se puede observar la conductividad térmica del cemento en la tabla 4.

Es importante tener en cuenta a la hora del cálculo de la transmisión de calor, que la puerta para acceder a la cámara frigorífica no se considera, ya que esta se incluye en el cálculo de transmisión de calor en las paredes donde va situada.

Tabla 4. Valores de coeficiente de conductividad U para diversos materiales.

Materiales	Peso específico (kg/m ³)	Conductividad (Kcal / m h °C)	Materiales	Peso específico (kg/m ³)	Conductividad (Kcal / m h °C)
De construcción			Fibras de vidrio	15 - 110	0,03
Pizarra	2700	1,5	Yeso celular	200	0,055
Arcilla	1800	0,6 - 0,8	Goma espuma	72	0,062
Asfalto	2100	0,65	Yute (acolchado)	94	0,055
Asfalto fundido	1050	0,15	Kapok disuelto en copos	16	0,03
Hormigón ciclópeo	2200	0,10	Kapok comprimido	96	0,057
Hormigón armado	2400	1,3	Kieselgur	200	0,047-0,190
Hormigón pobre	1800	0,8	Lana animal (acolchado)	136	0,033
Hormigón de escorias	1200-1500	0,6	Lana mineral o lana de vidrio	100	0,040
Hormigón de pómez	800	0,40	" " " "	200	0,035
Hormigón celular	500	0,25	" " " "	300	0,040
Cemento	820 - 1950	0,78	" " " "	400	0,047
Cemento (en losas)	1900	0,90	Lana vegetal	150	0,04
Yeso	1000-1200	0,35 - 0,60	Serrín para relleno	190	0,05
Granito	2600	2,7 - 3,5	Losa - madera de fibra comprimida	320	0,055
Gres	2400	1,7	L - madera de trozos aglomerados de cemento	400	0,068
Grava	200	2	L. madera rígida compacta de fibras	1000	0,175
Goma	1100	0,15	Fibra de lino en folios flexibles	80	0,034
Linoleum	1200	0,16	Fibra de lino en folios semiflexibles	210	0,039
Enlucido de yeso	1200	0,60	Cascarilla de arroz dispada	135	0,045
Enlucido de cal	1900	0,80	C. Arroz aglomerada con cemento	380	0,070
Enlucido de cemento	2200	1,20	Maqueria (Carbonato de amianto)	190 - 200	0,051-0,063
Mármol	2500-2800	1,8 - 3,0	Capas de nieve (hasta 3cm.)	100	0,05
Muro ladrillos huecos	800-1200	0,3 - 0,7	Capas de nieve (3 - 7 cm.)	200	0,1
Muro ladrillos macizos	1600-1800	0,6 - 0,8	Capas de nieve (20 - 40 cm.)	500	0,6
Muros de piedra silícea	2200	1,5	Paja comprimida	175	0,05
Muros de piedra caliza	2500	1,7 - 2,1	Fibras de paja sueltas	140	0,047
Muros mampostería fina	1400-2800	1,4 - 2,2	Pelo prensado en fieltro	100	0,032
Piedra caliza	2500	1,9	" " " "	200	0,038
P. Pómez (aglomerada)	500-1100	0,14 - 0,50	Perlita conglomerada con cemento	650-500	0,195-0,092
Grava de río	1450	0,20	Perlita dispada	120 - 150	0,038
Arena seca	1600	0,45	Plumas	80	0,03
Arena húmeda	200	1,00	Pómez natural	390	0,2
Tierra batida	1900	0,52	Pómez conglom. con cemento int.	1000	0,32
Vidrio		0,5 - 0,9	" " " " " "	1200	0,4
Maderas	2400-3200		Pómez conglom. con cemento exter.	800	0,35
Maderas duras en general	700-1000	0,25	" " " " " "	1000	0,45
Maderas blandas en general		0,12	" " " " " "	1200	0,55
Aislantes	350-600		Pómez conglom. con cement. celular	650	0,15
Aerogel (gel de sílice)	130	0,02	Poliestireno expandido	25	0,03
Alfol: en hojas planas	3,6	0,026	Poliuretano expandido	35	0,022
Amianto (cartón)	970	0,17	Cascarilla de arroz	---	0,086
Amianto (en fibras)	57	0,055	Resina sintética (Policloruro -vinilo)	1420	0,162
Amianto (comprimido)	160	0,032	Goma espuma	58	0,027
Caña azúcar -placas rígidas	270	0,05	Escoria de altos hornos	400	0,12
Caña general - placas	250	0,05	Escorias conglomeradas de cemento	1250	0,6
Carbón de leña en piezas	240	0,076	Serrín seco	200	0,06
Papel	700-1200	0,04 - 0,12	Corcho conglomerado con alquitrán	150 - 400	0,05 - 0,07
Papel macerado (de relleno)	56	0,035	Corcho expandido en placas	100 - 150	0,03 - 0,05
Cartón seco	650	0,07	" " " " " "	250	0,04
Cartón alquitranado	1000-2000	0,16	Corcho expandido granulado	130	0,03
Cartón ondulado	---	0,055	Talco en polvo	1080	0,25
Algodón en copos	80	---	Turba en placa	100	0,05
Algodón acolchado	125-320	0,036	Turba en placa comprimida	450	0,1
Crines comprimidas en		0,04			

A la entrada de la cámara da calor por medio de las paredes y techo viene dada por la [ecuación 1].

$$Q_t = U * S * \Delta T \quad [\text{ecuación 1}]$$

Donde:

- Q_t es el calor transmitido (W)
- S es la superficie de cada cerramiento “techo, suelo y las paredes “(m^2).
- U es la transmitancia de la pared o techo ($W/(m^2 \cdot ^\circ C)$).
- ΔT es la diferencia de temperatura entre el exterior de la cámara e interior.

A continuación, se procede a calcular la transmisión a través de las cuatro paredes. Las cuatro paredes y techo, tienen la misma transmitancia U 0,544 ($W/(m^2 \cdot ^\circ C)$), así como el mismo espesor de las paredes sándwich nombrado anteriormente de 80 mm.

- Pared 1; la pared 1 tiene un ancho de 7 m y una altura de 3 m, la temperatura exterior de la cámara y temperatura en el interior de la cámara nombrada en el apartado 2.2. Condiciones de diseño son de $25^\circ C$ y $0^\circ C$ correspondientemente, lo cual dicha diferencia de temperatura será utilizada para todas las paredes, techo y suelo.

Por tanto, la carga de la pared 1:

$$\text{Carga pared 1} = 0,544 * (3 * 7) * (25 - 0) = 285,6 \text{ W} \quad [\text{ecuación 1}]$$

- Pared 2; Tiene las mismas características que la pared 1.

Por tanto, la carga de la pared 2:

$$\text{Carga pared 2} = 0,544 * (3 * 7) * (25 - 0) = 285,6 \text{ W [ecuación 1]}$$

- Pared 3; la pared 3 tiene un ancho de 15 m y de alto 3 m.

Por tanto, la carga de la pared 3:

$$\text{Carga pared 3} = 0,554 * (3 * 15) * (25 - 0) = 612 \text{ W [ecuación 1]}$$

- Pared 4; esta tiene las mismas características que la pared 3.

Por tanto, la carga de la pared 4:

$$\text{Carga pared 4} = 0,554 * (3 * 15) * (25 - 0) = 612 \text{ W [ecuación 1]}$$

- Techo; el techo de la cámara frigorífica como se ha nombrado anteriormente, está constituido del mismo material que las paredes, cuya superficie es 15 m de largo y 7 metros de ancho.

Por tanto, la carga en el techo:

$$\text{Carga en el techo} = 0,554 * (15 * 7) * (25 - 0) = 1428 \text{ W [ecuación 1]}$$

- Suelo; el suelo de la cámara frigorífica está construido por cemento en “losa” cuya transmitancia nombrada en el **apartado 2.3.** es $U 1,047 \text{ (W/ (m}^2\text{°C))}$. La superficie es la misma que la del techo.

Por tanto, la carga del suelo:

$$\text{Carga suelo} = 1,047 * (15 * 7) * (25 - 0) = 2734,38\text{W [ecuación 1]}$$

Como se puede observar, la carga del suelo, con respecto a las demás cargas, transmite considerablemente mucho más calor. Esto es, debido a que, el cemento no tiene tanta capacidad de aislamiento como las placas de poliestireno.

La suma de todas las cargas térmicas por transmisión a través de paredes, suelo y techos viene dada por el siguiente sumatorio de las cargas de transferencia.

Por tanto, la suma total es:

$$\Sigma \text{cargas por transmisión} = 285,6 + 285,6 + 612 + 612 + 1428 + 2734,38 = 5957,47 \text{ W}$$

2.4. CALOR LIBERADO POR LA ILUMINACIÓN

La carga de potencia ocasionada por iluminación viene dada por el calor cedido por la iluminación de las lámparas en el interior de la cámara frigorífica. Este calor se obtiene a partir de la **ecuación 2**.

Esta carga variará en función del tipo de iluminación que se instale dentro de la cámara, así como del número de lámparas con la que esté constituida.

Por tanto:

$$Q_{\text{iluminación}} = \frac{P * t}{24} \text{ [ecuación 2]}$$

Donde:

- P es la potencia de la lámpara (W).

- t es el tiempo de funcionamiento (horas/ día).
- Q Iluminación es la potencia ocasionada por la iluminación.

Se opta por instalar seis lámparas. Cada lámpara tiene dos fluorescentes. Cada tubo fluorescente tiene una potencia de 16 W y una resiliencia de 3 W, por tanto, la potencia de cada lámpara viene dada por la **ecuación 3**.

$$P = 2 * 16 + 2 * 3 = 38 \text{ W [ecuación 3]}$$

Por lo cual, la Potencia total es la potencia de cada lámpara por 6 lámparas obteniendo una potencia de P 228 W.

Se estima un tiempo de funcionamiento de 3 horas al día, ya que dicho tiempo es el cual los operarios estarán manipulando o trabajando en el interior de la instalación.

La distribución de las lámparas se podrá ver en el anexo de planos.

$$Q_{\text{iluminación}} = \frac{228 * 3}{24} = 28,5 \text{ W [ecuación 2]}$$

2.5. CALOR LIBERADO POR EL PERSONAL

El calor liberado por el personal viene dado por la **ecuación 3**.

Por tanto:

$$Q_{\text{persona}} = \frac{q * n * t}{24} \text{ [ecuación 3]}$$

Donde:

- q es el calor por persona
- n es el número de personas en la cámara

- t es el tiempo dentro de la cámara (horas/ día)

El número de personas en el interior de la cámara es de una persona ya que el trabajo se realizará por medio de un elevador eléctrico. Para obtener la potencia calorífica aportada por persona se observará en la **tabla 5**. Esta está en función de la temperatura de enfriamiento en el interior de la instalación frigorífica.

Tabla 5. Potencia calorífica aportada por las personas.

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

El número de horas que el trabajador se encontrará en el interior de la cámara, es de 3 horas/ día.

La potencia calorífica aportada por persona es de 270 W, ya que la temperatura de funcionamiento en el interior de la cámara es de 0 °C obtenida de la tabla 5.

Por lo que el calor liberado por el personal:

$$Q_{\text{persona}} = \frac{270 * 1 * 3}{24} = 33,75 \text{ W [ecuación 3]}$$

2.6. CALOR LIBERADO POR LOS VENTILADORES

Para la obtención del calor liberado por los ventiladores se debe saber el equivalente calorífico del trabajo realizado por los motores instalados en el evaporador, para ello utilizamos la **ecuación 4**.

Es importante tener en cuenta que los ventiladores solo funcionan cuando también esté funcionando la máquina frigorífica, mientras tanto si esta no está funcionando, los ventiladores tampoco lo harán.

Por tanto:

$$Q_{\text{ventilador}} = \frac{P * t}{24} \text{ [ecuación 4]}$$

Donde:

- P potencia total de los ventiladores (W)
- t tiempo de funcionamiento (horas/ día)

Para el diseño de esta instalación, se instalarán dos ventiladores de 0,75 KW de potencia cada uno de los ventiladores o lo que es lo mismo 750 W, por lo cual la potencia total de los dos ventiladores será de 1500 W.

El tiempo de funcionamiento diario de la instalación frigorífica será de 18 horas.

Por tanto, el calor liberado por los ventiladores:

$$Q_{\text{ventilador}} = \frac{1500 * 18}{24} = 1125 \text{ W [ecuación 4]}$$

2.7. CARGA POR RENOVACIÓN

Esta carga se basa en la evacuación de un recinto frigorífico debido a la renovación del aire que se encuentra en su interior. Esta es una variable importante a tener en cuenta, puesto que incluye cuantas renovaciones de aire son aconsejables en función del volumen interior que tenga la cámara frigorífica, para ello debemos mirar la **tabla 6**, para una buena conservación del producto para el cálculo de esta se expresa con la **ecuación 5**.

Tabla 6. Renovación del aire diario por la apertura de puertas.

Volumen de la cámara (m³)	Renovación de aire diario n/d		Volumen de la cámara (m³)	Renovación de aire diario n/d		Volumen de la cámara (m³)	Renovación de aire diario n/d		Volumen de la cámara (m³)	Renovación de aire diario n/d	
	-	+		-	+		-	+		-	+
2,50	52	70	20	16,5	22	100	6,8	9	600	2,5	3,2
3,00	47	63	25	14,5	19,5	150	5,4	7	800	2,1	2,8
4,00	40	53	30	13	17,5	200	4,6	6	1000	1,9	2,4
5,00	35	47	40	11,5	15,0	250	4,1	5,3	1500	1,5	1,95
7,50	28	38	50	10,0	13,0	300	3,7	4,8	2000	1,3	1,65
10,00	24	32	60	9,0	12,0	400	3,1	4,1	2500	1,1	1,45
15,00	19	26	80	7,7	10,0	500	2,8	3,6	3000	1,05	1,30

Ya que el volumen de la cámara frigorífica es de 325 m^3 , debemos interpolar los valores remarcados en azul de la tabla 6 cuya expresión viene dada por la **ecuación 6**, para obtener el número de renovaciones que tiene nuestra instalación.

Por tanto, el número de renovaciones:

$$n \text{ renovaciones} = 4,1 + \left(\frac{315 - 300}{400 - 300} \right) * (4,8 - 4,1) = 4,20 \frac{\text{renovaciones}}{\text{día}} \text{ [ecuación 5]}$$

Por tanto, la expresión de cargas por renovación es:

$$Q \text{ renovación} = (V * \Delta h * n * \rho \text{ aire}) \text{ [ecuación 6]}$$

Donde:

- V es el volumen de la cámara frigorífica (m^3)
- Δt es el incremento de entalpía (KJ/kg)
- n es el número de renovaciones del aire por día
- ρ es la densidad del aire $1,25 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$

El incremento de entalpía ha sido buscado en la tabla 7.

Tabla 7. Propiedades de gas ideal aire

T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/kg · K	T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/kg · K
200	199.97	0.3363	142.56	1707.0	1.29559	580	586.04	14.38	419.55	115.7	2.37348
210	209.97	0.3987	149.69	1512.0	1.34444	590	596.52	15.31	427.15	110.6	2.39140
220	219.97	0.4690	156.82	1346.0	1.39105	600	607.02	16.28	434.78	105.8	2.40902
230	230.02	0.5477	164.00	1205.0	1.43557	610	617.53	17.30	442.42	101.2	2.42644
240	240.02	0.6355	171.13	1084.0	1.47824	620	628.07	18.36	450.09	96.92	2.44356
250	250.05	0.7329	178.28	979.0	1.51917	630	638.63	19.84	457.78	92.84	2.46048
260	260.09	0.8405	185.45	887.8	1.55848	640	649.22	20.64	465.50	88.99	2.47716
270	270.11	0.9590	192.60	808.0	1.59634	650	659.84	21.86	473.25	85.34	2.49364
280	280.13	1.0889	199.75	738.0	1.63279	660	670.47	23.13	481.01	81.89	2.50985
285	285.14	1.1584	203.33	706.1	1.65055	670	681.14	24.46	488.81	78.61	2.52589
290	290.16	1.2311	206.91	676.1	1.66802	680	691.82	25.85	496.62	75.50	2.54175
295	295.17	1.3068	210.49	647.9	1.68515	690	702.52	27.29	504.45	72.56	2.55731
298	298.18	1.3543	212.64	631.9	1.69528	700	713.27	28.80	512.33	69.76	2.57277
300	300.19	1.3860	214.07	621.2	1.70203	710	724.04	30.38	520.23	67.07	2.58810
305	305.22	1.4686	217.67	596.0	1.71865	720	734.82	32.02	528.14	64.53	2.60319
310	310.24	1.5546	221.25	572.3	1.73498	730	745.62	33.72	536.07	62.13	2.61803
315	315.27	1.6442	224.85	549.8	1.75106	740	756.44	35.50	544.02	59.82	2.63280
320	320.29	1.7375	228.42	528.6	1.76690	750	767.29	37.35	551.99	57.63	2.64737
325	325.31	1.8345	232.02	508.4	1.78249	760	778.18	39.27	560.01	55.54	2.66176
330	330.34	1.9352	235.61	489.4	1.79783	780	800.03	43.35	576.12	51.64	2.69013
340	340.42	2.149	242.82	454.1	1.82790	800	821.95	47.75	592.30	48.08	2.71787
350	350.49	2.379	250.02	422.2	1.85708	820	843.98	52.59	608.59	44.84	2.74504
360	360.58	2.626	257.24	393.4	1.88543	840	866.08	57.60	624.95	41.85	2.77170
370	370.67	2.892	264.46	367.2	1.91313	860	888.27	63.09	641.40	39.12	2.79783
380	380.77	3.176	271.69	343.4	1.94001	880	910.56	68.98	657.95	36.61	2.82344
390	390.88	3.481	278.93	321.5	1.96633	900	932.93	75.29	674.58	34.31	2.84856
400	400.98	3.806	286.16	301.6	1.99194	920	955.38	82.05	691.28	32.18	2.87324
410	411.12	4.153	293.43	283.3	2.01699	940	977.92	89.28	708.08	30.22	2.89748
420	421.26	4.522	300.69	266.6	2.04142	960	1000.55	97.00	725.02	28.40	2.92128
430	431.43	4.915	307.99	251.1	2.06533	980	1023.25	105.2	741.98	26.73	2.94468
440	441.61	5.332	315.30	236.8	2.08870	1000	1046.04	114.0	758.94	25.17	2.96770
450	451.80	5.775	322.62	223.6	2.11161	1020	1068.89	123.4	776.10	23.72	2.99034
460	462.02	6.245	329.97	211.4	2.13407	1040	1091.85	133.3	793.36	22.39	3.01260
470	472.24	6.742	337.32	200.1	2.15604	1060	1114.86	143.9	810.62	21.14	3.03449
480	482.49	7.268	344.70	189.5	2.17760	1080	1137.89	155.2	827.88	19.98	3.05608
490	492.74	7.824	352.08	179.7	2.19876	1100	1161.07	167.1	845.33	18.896	3.07732
500	503.02	8.411	359.49	170.6	2.21952	1120	1184.28	179.7	862.79	17.886	3.09825
510	513.32	9.031	366.92	162.1	2.23993	1140	1207.57	193.1	880.35	16.946	3.11883
520	523.63	9.684	374.36	154.1	2.25997	1160	1230.92	207.2	897.91	16.064	3.13916
530	533.98	10.37	381.84	146.7	2.27967	1180	1254.34	222.2	915.57	15.241	3.15916
540	544.35	11.10	389.34	139.7	2.29906	1200	1277.79	238.0	933.33	14.470	3.17888
550	555.74	11.86	396.86	133.1	2.31809	1220	1301.31	254.7	951.09	13.747	3.19834
560	565.17	12.66	404.42	127.0	2.33685	1240	1324.93	272.3	968.95	13.069	3.21751
570	575.59	13.50	411.97	121.2	2.35531						

La temperatura de la cámara frigorífica nombrada en apartados anteriores es de 0 °C como se puede ver en la **tabla 7**. Para entrar en la tabla, la temperatura se pasa a kelvin lo cual son 273 K, de nuevo se interpola la **ecuación 7** para obtener el valor preciso de entalpía cuyos valores de la interpolación están marcados de rojo.

Por lo cual, la entalpía en el interior de la cámara:

$$h_{\text{interior}} = 270,11 + \left(\frac{273 - 270}{280 - 270} \right) * (280,13 - 270,11) \text{ [ecuación 7]}$$

Para la temperatura exterior de la cámara de 25 °C, se pasa a kelvin 298 K, para entrar en la tabla 7 cuyo valor de entalpía es de h_{exterior} 298,18 (KJ/kg), dicho valor marcado en azul.

Por tanto, el calor por renovación:

$$Q_{\text{renovación}} = 315 * (298,18 - 273) * 4,2 * 1,25 * \left(\frac{1000}{24 * 3600} \right) = 481,96 \text{ W [ecuación 5]}$$

2.8. CARGAS TÉRMICAS ANTES DE CONGELACIÓN

La verdura, en este caso cebollas, viene recolectada del campo y lavada para su almacenamiento en la cámara frigorífica. Esta entra en la cámara a una cierta temperatura ambiente, esta temperatura se estima que será de unos 18 °C.

La instalación tiene una entrada diaria de 2500 kg al día. La carga térmica antes de congelación viene dada por la **ecuación 8**.

Por tanto:

$$Q_{\text{congel}} = m * C_e * \Delta t \text{ [ecuación 8]}$$

Donde el incremento de temperatura es la diferencia de la temperatura de la verdura a la entrada de la cámara con respecto a la temperatura de funcionamiento de almacenamiento de esta.

Donde:

- m es la masa de entrada diaria de verdura (kg/ día)
- Ce calor específico de pre-solidificación (KJ/kg)
- Δt diferencia de temperaturas

El calor específico Ce de pre-solidificación viene dado por la **tabla 2**, nombrada en el apartado 2.2. CONDICIONES DE DISEÑO. Por lo cual Ce es 3,77 (KJ/kg).

Por tanto, la carga térmica antes de congelación:

$$Q_{\text{congel}} = \frac{2500 * 3,77 * (18 - 0)}{86,4} = 1963,54 \text{ W [ecuación 8]}$$

2.9. CARGAS POR RESPIRACIÓN

Las verduras, como se ha visto en el apartado de carga térmica antes de congelación, liberan con la respiración de los productos un calor que debe ser considerado, por ello, se aplica la **ecuación 9**.

$$Q_{\text{respiración}} = (m * Cs) \text{ [ecuación 9]}$$

Donde:

- m es la masa de entrada diaria de verdura (kg/ día)
- Cs es el calor de respiración (KJ/ día)

Donde el calor de respiración viene dado por la tabla 2, cuyo valor es 1 (KJ/ día)

$$Q_{\text{respiración}} = \frac{(2500 * 1)}{86,4} = 28,94 \text{ W [ecuación 9]}$$

2.10. CARGAS DE EMBALAJE

Esta carga es la suma de la carga por respiración más la carga térmica antes de congelación multiplicado por 0,1 como se puede observar en la **ecuación 10**.

$$\text{Carga emblaje} = (1963,54 + 28,94) * 0,1 = 199,248 \text{ W [ecuación 10]}$$

2.11. CARGAS GENERADAS POR MÁQUINAS

En el diseño de esta instalación frigorífica, no se tendrá en cuenta las cargas generadas por el trabajo de máquinas, como pueden ser carretillas elevadoras, ya que en este caso se emplearán carretillas eléctricas las cuales no generan cargas térmicas.

En este caso, se utilizará la carretilla del fabricante “Cesab BIT-VIT all” **imagen 10**, con capacidad de 800 kg a 1200 kg, suficiente para levantar los palets utilizados para el almacenamiento de nuestra instalación.



Imagen 10. Carretilla “Cesab BIT-VIT all”

2.12. CARGA TERMICAS TOTALES

Las cargas térmicas totales serán la suma de todas las cargas térmicas mencionadas en apartados anteriores. Estas serán multiplicadas por un coeficiente de seguridad de rango 1,10 a 1,15 dados por la **ecuación 11**.

Dicho coeficiente de seguridad, se utiliza para mayorar la carga y así contrarrestar algunos errores a la hora de cálculo.

Como se puede observar en la **tabla 8**, la suma de todos los valores de las cargas térmicas.

Tabla 8. Sumatorio de todas las cargas térmicas de la instalación (W).

Cargas por Transmisión total	5957,47 W
Cargas por iluminación	28,5 W
Carga por personal	33,75 W
Carga ventiladores	1125 W
Carga por renovación	481,96 W
Carga por congelación	1963,59 W
Carga por respiración	28,94 W
Carga por ensamblaje	199,28 W
Σ total de las cargas	9818,49 W

Por tanto:

$$Q_{\text{total}} = 9818,49 * 1,15 = 11291,26 \text{ W [ecuación 11]}$$

Las cargas térmicas de la instalación son de 11291,26 W o bien 11,29 KW.

3. CICLO DE RANKINE INVERSO

Como se ha nombrado en apartados anteriores, la cámara está compuesta por elementos básicos como el compresor que genera el enfriamiento y condensa el gas

utilizado, por otro lado, la válvula de expansión, por la cual se expande el gas refrigerante que sale del condensador y genera un estado de líquido-gas del elemento refrigerante a bajas presiones y el evaporador es el encargado de transformar el estado de líquido-gas a vapor. Dicha distribución se puede ver en la imagen 11.

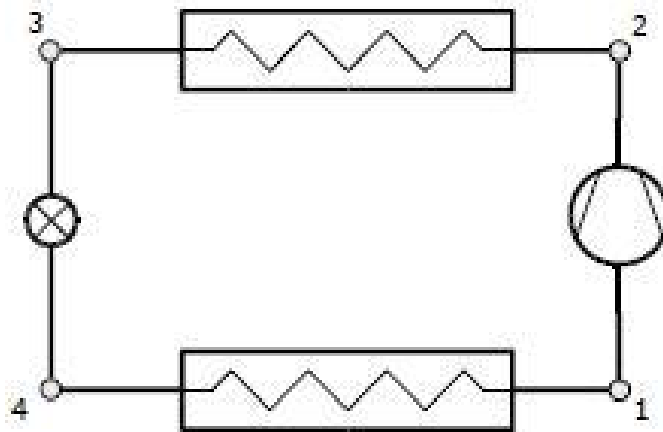


Imagen 11. Ilustración ciclo Rankine

Para el estudio de este, se utiliza un diagrama P-h. Es decir, presión entalpía del ciclo de Rankine inverso como se puede ver en el **diagrama 1**.

Aunque bien es cierto que existen otro tipo de ciclos, como el sistema de refrigeración por absorción.

La instalación de dicho ciclo se podría decir que es prácticamente igual que el ciclo de Rankine inverso, con la única diferencia de que a este no se le instala un compresor ya que este se sustituye por un absorbedor y un generador. La energía aportada por el ciclo de absorción es el calor suministrado al generador, **ver imagen 12**.

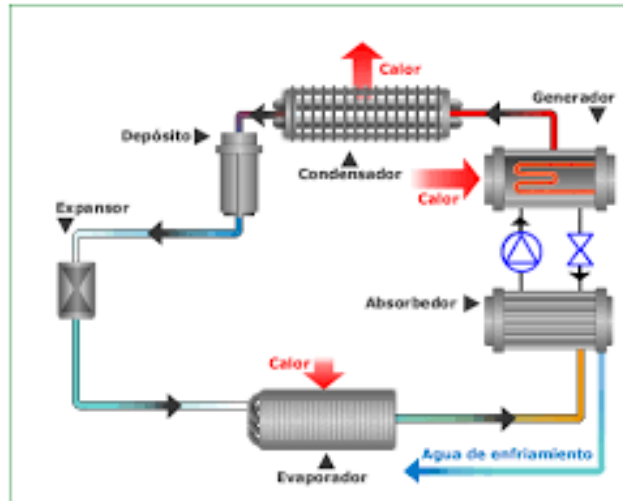


Imagen 12. Sistema de refrigeración sin compresor

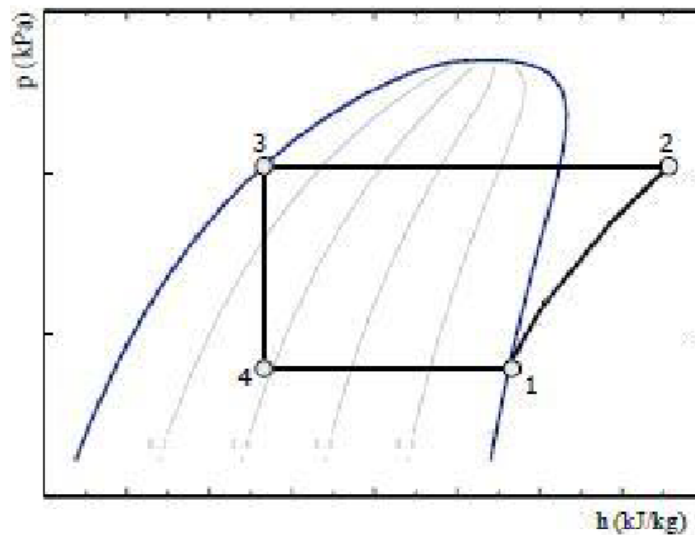


Diagrama 1: Ciclo de Rankine inverso

Donde:

- Tramo de 1-2; el compresor aspira el vapor saturado y comprime adiabáticamente hasta la presión de condensación.
- Tramo de 2-3; en este tramo se produce una condensación de forma isobárica a presión constante, generando que el gas refrigerante que circula por la instalación se condense, cediendo calor necesario a un fluido el cual se mantiene a temperatura ambiente este fluido puede ser aire o agua.

- Tramo de 3-4; en este tramo se produce la expansión, se considera que dicha expansión se lleva a cabo de manera isoentrópica produciendo una caída de presión hasta la presión P_1 .
- Tramo de 4-1; el fluido refrigerante al encontrarse a una temperatura inferior a la del sistema a refrigerar, absorbe calor hasta alcanzar el estado 1, dicho calor absorbido se le denomina carga térmica, el cual se calcula en función de una serie de parámetros, como se puede comprobar en el apartado anterior.

El sistema de Rankine inverso se puede mejorar con respecto a la eficiencia, así como las condiciones de funcionamiento de los diferentes elementos que compone la instalación frigorífica. Estas mejoras se basan en el subenfriamiento y el recalentamiento, como se verá en el apartado correspondiente.

Otros ciclos derivados del ciclo de Rankine inverso, los cuales mejoran la eficiencia del ciclo, pueden ser:

- Doble compresión directa con enfriador intermedio de tipo abierto.
- Doble compresión directa con enfriador intermedio de tipo cerrado
- Doble salto en cascada
- Ciclos criogénicos "Ciclo linde de refrigeración"

4. REFRIGERANTES. PROPIEDADES

El criterio de elección del refrigerante es un factor importante a la hora de diseñar una instalación frigorífica, ya que, en función del refrigerante pueden variar parámetros como el flujo másico o la potencia necesaria para el funcionamiento del compresor, así como el rendimiento y eficiencia de la instalación.

En una instalación frigorífica, se define como fluido frigorígeno aquel que trabaja cíclicamente en el interior de la máquina frigorífica, vaporizando y condensándose cíclicamente mientras absorbe y cede calor respectivamente.

4.0. CLASIFICACIÓN SEGÚN SU COMPOSICIÓN

4.0.1. CFC's

Se definen como Clorofluorocarbonados los que contienen Cloro, Flúor y

Carbono en su estado molecular.

La utilización de estos tipos de refrigerantes dejó de usarse en 1993 en la UEE (Propuesta de Reglamento CEE 594/91, modificado por el 3952/92) y a finales de 1995 en el resto de los países occidentales. La prohibición de este, viene dada por el gran impacto que genera en la capa de ozono.

Algunos de estos refrigerantes son R-12, el cual fue sustituido por el R-134a, R-11 y R-12.

4.0.2. HCFC's

Se definen como hidrofluorocarbonos los cuales contienen Hidrógeno.

El uso de este tipo de refrigerantes fue prohibido desde el 1 de enero de 2015.

Aunque estos no son perjudiciales para la capa de ozono, contribuyen al aumento del efecto invernadero.

Alguno de ellos son R-22, R-123, R-124, etc.

4.0.3. HCF's

Se definen como hidrofluorocarbonos los que contienen Hidrógeno, Flúor y Carbono. Los materiales por los que están compuestos este refrigerante no son perjudiciales para la capa de ozono. Alguno de ellos son R-22, R-123, R-124, etc.

4.1. CLASIFICACIÓN SEGÚN EL NÚMERO COMPONENTES

4.1.1. REFRIGERANTES PUROS

Este tipo de refrigerantes no generan variación de temperatura durante los cambios de estado en el condensador y evaporador.

4.1.2. MEZCLA AZEOTRÓPICA

Los cambios de estado se realizan a temperatura constante sin cambiar la composición.

4.1.3. MEZCLA SEMI-AZEOTRÓPICA

Este tipo de mezcla tienen un comportamiento similar a las mezclas nombradas anteriormente.

La única diferencia con respecto a las mezclas anteriores sería la temperatura de entrada al evaporador y la temperatura de rocío a la salida de este. Esta diferencia de temperatura a la entrada del evaporador y a la salida de este es muy pequeña pero no llega a ser nula.

4.1.4. MEZCLA ZEOTRÓPICA

La evaporación o la condensación existe un deslizamiento de temperatura entre el inicio y final del proceso superior a 3°C.

4.2. DENOMINACIÓN DE LOS FREONES

Esta denominación se hace en función de su composición química. A cada fluido refrigerante se le atribuye un número de identificación y se representa por Rabc.

Donde:

- La primera cifra de la derecha correspondiente a la letra “c” indica el número de átomos de flúor.
- La segunda cifra correspondiente a la letra “b” indica el número de átomos de hidrógeno.
- Por último, la letra “a” correspondiente al número átomos de cloro. Este se obtiene restando la suma del número de átomos de flúor e hidrógeno del número total de átomos que pueden fijarse por el carbono
- Los refrigerantes inorgánicos se suman 700 a la masa molecular del compuesto.

Es importante tener en cuenta una serie de aspectos a la hora de seleccionar un fluido frigorífico, para saber el adecuado para una instalación frigorífica.

Estas características se pueden agrupar en:

- Funcionamiento
- Seguridad

- Económicas

De funcionamiento:

- Las presiones de trabajo han de ser bajas, pero estas han de ser mayores que la presión atmosférica para evitar que el aire exterior se introduzca en el interior del circuito en el caso de que haya una fuga en el mismo.
- Las temperaturas de trabajo han de ser menores de las de solidificación con el fin de que el fluido circule sin ningún problema.
- La relación de compresión ha de ser baja, ya que una relación de compresión baja consigue buenos rendimientos volumétricos. Además, una baja presión en el condensador hace que la instalación sea más barata, lo cual más rentable.
- Generación de frío elevada con el fin de tener que implementar equipos demasiado grandes.
- El líquido refrigerante ha de ser estable a variaciones de temperatura y presión.

De seguridad:

- No deben ser tóxicos
- No deben ser inflamables ni explosivos al mezclarse con aire
- No deben ser corrosivos.
- Deben de ser fácilmente detectables en caso de fuga
- No deben dañar el género almacenado en caso de fuga
- No deben atacar al lubricante
- Deben de ser estables

Económicas:

- El precio debe de ser bajo
- Fácil disponibilidad
- Fácil almacenamiento
- Transporte cómodo

5. ELECCIÓN DE REFRIGERANTE Y CALCULO DE COMPONENTES

Para el cálculo del ciclo de Rankine inverso se ha utilizado un software llamado EES “Engineering Equation Solver”, también se calcula a mano el refrigerante que se vaya a elegir, con el fin de compararlo con los resultados obtenidos en el software.

Una vez calculada la carga térmica de la instalación, se procede al cálculo de los componentes de la instalación en función del tipo de refrigerante, ya que este ejerce un papel muy importante puesto que, de este depende que la instalación tenga un mayor rendimiento.

Se considera un salto térmico de 15 °C en el evaporador, en el condensador se considera la temperatura de 25 °C.

Para este estudio técnico se ha trabajado con los siguientes refrigerantes:

- R-22
- R-32
- R-123
- R-717
- R-134a
- R-290
- R-507
- R-12
- R-502

Aunque la mayoría de los líquidos refrigerantes son HCFC, HFC también se ha estudiado el comportamiento mecánico del R-12, ya no utilizado y prohibido debido a su alta contaminación, aunque es muy eficiente.

En la tabla 9 se muestra el resumen de los cálculos de los diferentes refrigerantes con el software. Mientras que la totalidad de estos, se encuentran en el anexo de cálculos.

En la tabla 9 se podrá ver la elección del refrigerante en función de su COP_r, potencia del compresor y relación de compresión de este.

Tabla 9. Elección del refrigerante COPr, w correspondiente a ($W_{\text{compresor}}$ (KJ/s)) y e.

	R-22	R-32	R-123	R-717	R-132a	R-134a	R-290	R-507	R-12	R-502
COPr	4,044	3,371	4,212	4,107	4,012	4,012	4,968	3,721	4,08	3,83
w(KJ/s)	2,792	3,346	2,678	2,749	2,811	2,811	2,845	3,031	2,77	2,93
e	0,2837	0,2888	0,1718	0,235	0,2424	1,2464	0,3063	0,294	0,29	0,3

Como se puede ver en la tabla 9, los refrigerantes con mayor rendimiento frigorífico COPr son el R-12, R-717 y R-123.

El R-12 quedaría descartado ya que este está clasificado según su composición como CFC's "Clorofluorocarbonados", puesto que dejó de usarse en 1993 debido al enorme impacto que generaba en la capa de ozono.

El R-123, como se puede ver en la tabla de todos los refrigerantes estudiados, es el que mayor rendimiento tiene, con un valor de $COPr=4,212$ y se podría decir que la menor potencia de compresor, así como la menor relación de compresión. Estas características serían las idóneas para su elección como refrigerante de la instalación frigorífica, ya que una relación de compresión baja hace que baje considerablemente el precio de los componentes de la instalación, entre ellos el compresor. Por otro lado, al tener una potencia del compresor baja tendría un ahorro de consumo eléctrico y por lo cual una menor contaminación.

Pero todo no son ventajas en cuanto se habla del R-123, ya que este genera un aumento del efecto invernadero, lo cual llegó a ser retirado del mercado en enero del 2015.

Por lo tanto, el refrigerante idóneo para la instalación es el R-717, ya que cuenta con un $COPr=4,107$ y una relación de compresión baja, además de ser un refrigerante natural NH_3 .

Al ser un refrigerante natural no es dañino para la capa de ozono, por lo tanto, no contribuye al efecto invernadero.

Tiene muy buenas propiedades termodinámicas.

Las instalaciones que tienen como componente el R-717, son instalaciones con menor costes, no solo los costes iniciales sino también de mantenimiento.

Este es más ligero que el aire, lo que hace que este se disperse más fácilmente por la atmósfera. Este es biodegradable, ya que se mantiene en la atmósfera entre 7 y 14 días

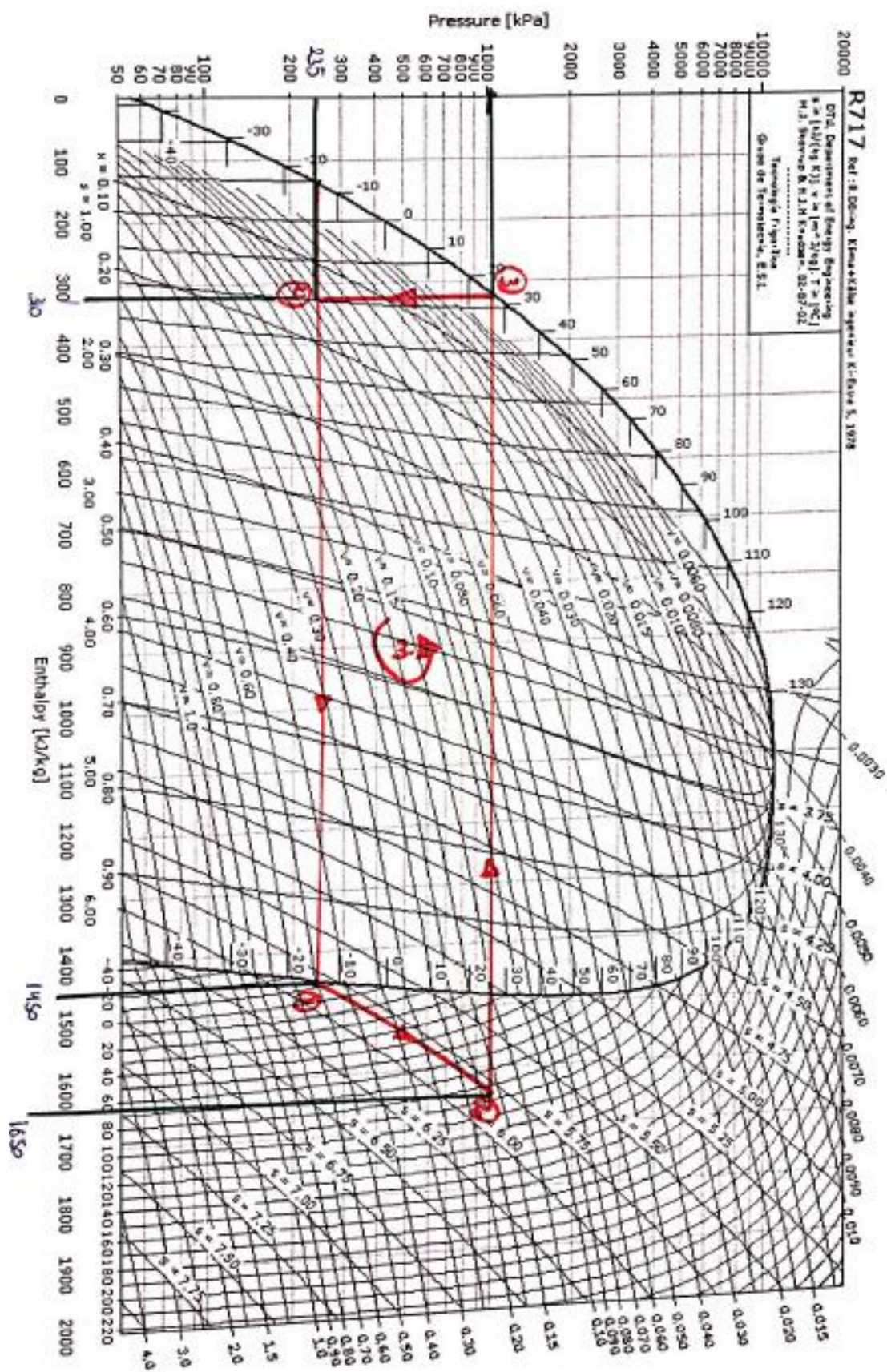
a la cual no le perjudica porque la misma genera más cantidad de amoníaco que la desarrollada por la actividad humana.

Es el refrigerante más económico de todos los estudiados en la tabla 9. La cantidad de refrigerante a usar en las instalaciones es de 2 a 3 veces menor que la de otros refrigerantes.

El único inconveniente, por así decirlo, del amoníaco es su riesgo de explosión, ya que tiene el mismo riesgo de explosión que el gas natural, aunque la larga experiencia de uso del amoníaco demuestra que cuando las medidas preventivas son correctas, el riesgo de explosión es muy bajo.

Una vez elegido el refrigerante, se procederá a calcular de forma manual la potencia del compresor, evaporador y condensador, para ello me apoyo en la **gráfica 2** del refrigerante elegido “R-717”.

Entrando en la gráfica con las temperaturas del evaporador y condensador, se saca las entalpías necesarias para sacar las potencias y calores.



Grafica 2: Diagrama R-717

De la **gráfica 2** se extraen las entalpías, la presión, así como las entropías como se puede ver en la **tabla 10**.

Tabla 10. Datos extraídos de la gráfica 2.

Puntos	Entalpía (KJ/kg)	Entropía (KJ/ kg °C)	Presión (KPa)	Título vapor
1	1440	5,86	235	1
2	1650	5,86	1000	-
3	310	1,50	1000	0
4	310	1,40	235	-

Una vez extraídos los datos principales se procede al cálculo, sabiendo la carga térmica de nuestra instalación $Q_1=11,29$ KW y la diferencia de entalpia en el evaporador obtenemos el flujo másico de la instalación ecuación 12.

$$Q_1 = \dot{m} * (h_1 - h_4) \text{ [ecuación 12]}$$

Donde:

- Q_1 es la carga frigorífica de la instalación (KW)
- $\dot{m}$ es el flujo másico (Kg/s)
- h_1 es la entalpía a la entrada del compresor y salida del evaporador (KJ/kg)
- h_4 es la entalpía a la salida del compresor y entrada al condensador (KJ/kg)

Por lo cual el flujo másico es:

$$11,29 = \dot{m} * (1440 - 310) = 0,0099 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \text{ [ecuación 12]}$$

Trabajo del compresor “ $W_{compresor}$ ” donde $h_1=1440$ (KJ/kg) y $h_2=1650$ (KJ/kg) viene dado por la ecuación 13.

$$W_{compresor} = (h_2 - h_1) = 210 \left(\frac{KJ}{kg} \right) \text{ [ecuación 13]}$$

Potencia del compresor “ $W_{compresor}$ ” dada por la ecuación 14, ya que el compresor trabaja durante 18 horas al día. Este deja de funcionar durante el periodo de 6 horas al día, con el fin de quitar la escarcha que se genera en los conductos, ya que si no estos se atrancarían.

$$W_{compresor} = \dot{m} * (h_2 - h_1) * \left(\frac{24}{18} \right) = 2,772 \left(\frac{KJ}{s} \right) \text{ [ecuación 14]}$$

Cálculo del rendimiento frigorífica COP_r dado por la ecuación 15.

$$COP_r = \frac{Q_1}{W_{compresor}} = 4,0728 \text{ [ecuación 15]}$$

Potencia del condensador dado por la ecuación 16.

$$Q_{Condensador} = \dot{m} * (h_2 - h_3) = 13,26 \left(\frac{KJ}{s} \right) \text{ [ecuación 16]}$$

Potencia del evaporador dado por la ecuación 17.

$$Q_{evaporador} = \dot{m} * (h_1 - h_4) = 11,187 \left(\frac{KJ}{s} \right) \text{ [ecuación 17]}$$

Relación de compresión es la diferencia del punto 1 y el punto 3 como se puede observar en la ecuación 18, donde el valor de la presión se podrá ver en la tabla 10.

$$e = \frac{P_1}{P_3} = 0,235 \text{ [ecuación 18]}$$

Como se muestra en la tabla 11, se puede ver que existe poca o ninguna diferencia entre los resultados obtenidos con el software al cálculo a mano. Como se ha mencionado anteriormente, los cálculos realizados con el software se mostrarán en el apartado de anexo de cálculos, no obstante, se observan los resultados más importantes cálculos para R-717.

Tabla 11. Resultados obtenidos por los dos métodos.

	$\dot{m} \left(\frac{Kg}{s} \right)$	$W_{compresor} \left(\frac{KJ}{s} \right)$	$Q_{condesador} \left(\frac{KJ}{s} \right)$	$Q_{evaporador} \left(\frac{KJ}{s} \right)$	COP_r	e
EES	0,01002	2,749	13,35	11,29	4,107	0,2354
Cálculos	0,0099	2,772	13,26	11,187	4,0728	0,235

6. ELECCIÓN DE LOS COMPONENTES

En este apartado se procederá a la elección de los componentes. Para la elección del compresor, se ha seleccionado en el fabricante Bitzer a través de un software de la empresa entrando con la carga frigorífica y las temperaturas, como se puede ver en la imagen 13.

Open-Type Reciprocating Compressors

Mode: Refrigeration and Air conc

Refrigerant: R717 (NH3)

Reference temperature: Dew point temp.

Compressor selection

☒ Cooling capacity: 11,29 kW

☐ Compressor model

Operating point

Evaporating SST: -15 °C

Condensing SDT: 25 °C

Operating conditions

Liq. subc. (in condenser): 0 K

Suct. gas superheat: 1 K

☐ Useful superheat: 100 %

Capacity control: 100%

Imagen 13. Software Bitzer

Una vez introducidos los parámetros de entrada, como se puede ver en la imagen 13, se da ejecutar, obteniendo qué tipos de compresores pueden ser óptimos para la instalación. En este caso, nos da como resultado un compresor W2TA-K, cuyas características vienen en la tabla 12.

Tabla 12: Características del compresor

Compressor Selection: Open-Type Reciprocating Compressors		

Input Values:		
Compressor model	W2TA-K	
Refrigerant	R717	
Reference temperature	Dew point temp.	
Evaporating SST	-15,00 °C	
Condensing SDT	25,0 °C	
Liq. subc. (in condenser)	0 K	
Suct. gas superheat	1,00 K	
Useful superheat	100%	
Motor speed	1450 /min	
Drive	Coupling (1:1)	
Capacity control	100%	

Result		
Compressor	W2TA	
Capacity steps	100%	
Cooling capacity	9,37	kW
Cooling capacity *	9,27	kW
Evaporator capacity	9,37	kW
Shaft power	2,43	kW
Condenser capacity	11,8	kW
COP/EER	4,15	
COP/EER *	3,81	
Mass flow	29,9	kg/h
Operating mode	Coupling (1:1)	
Compr. speed	1450	/min
Recommended driving motor	3	kW
Discharge gas temp. w/o cooling	123,5	°C

Para la elección del evaporador, se ha elegido una empresa americana llamada frimetal, la cual cuenta también con un software de elección de sus productos en la cual se entra con las mismas características que en el compresor, véase imagen 14.

Capacidad Requerida: kW 11,2

Margen de tolerancia: % 20

Temperatura Entrada Aire: °C 0,0

Temperatura Evaporación: °C -15,0

Temperatura Condensación: °C 25,0

Refrigerante: R717 (AMMONIA)

Alimentación eléctrica: *

Imagen 14. Software frimetal

Una vez añadidos los parámetros de la imagen 14, se ejecuta el software dando un evaporador según las características introducidas de nuestra instalación, véase tabla 13.

Tabla 13. Elección del evaporador

MODEL O	Capacida d [kW]	Aproximac ión [%]	Paso Aleta [mm]	Superficie [m²]	Volumen Interno [dm³]	Caudal de Aire [m³/h]	Proyección de aire [m]	Nivel sonoro [dB(A)]	Datos ventiladores					Dimensiones			
									Alimentación eléctrica	Nº	Diámet ro [mm]	Velocid ad [Rpm]	Potencia absorbida total [W]	Consumo total [A]	Largo [mm]	Anch o [mm]	Alto [mm]
FNHL-1'	9,0	-20	9	14,0	5,5	3060	14	36	1~230V/50Hz	2	300	1350	160	0,8	1320	530	460
FNHB-2	10,0	-10	7	17,5	5,5	3005	14	36	1~230V/50Hz	2	300	1350	160	0,8	1320	530	460
FNHM-2	10,6	-6	4,2	21,0	4,1	3015	14	36	1~230V/50Hz	2	300	1350	160	0,8	1320	530	460
FNHL-2'	11,2	0	9	21,0	8,3	2870	13	36	1~230V/50Hz	2	300	1350	160	0,8	1320	530	460
FNHB-2	12,2	9	7	26,3	8,3	2795	13	36	1~230V/50Hz	2	300	1350	160	0,8	1320	530	460
FNHM-3	12,3	10	4,2	27,9	5,5	2875	14	36	1~230V/50Hz	2	300	1350	160	0,8	1320	530	460

Por tanto, el evaporador seleccionado para nuestra instalación es el FNHL-2.

7. ANEXO DE CÁLCULOS SOFTWARE EES

"Refrigerante R-12"

"Punto 1"

T[1]=-15
x[1]=1
s[1]=Entropy(R12;T=T[1];x=x[1])
h[1]=Enthalpy(R12;T=T[1];x=x[1])
P[1]=Pressure(R12;T=T[1];s=s[1])

"Punto 3"

T[3]=25
x[3]=0
s[3]=Entropy(R12;T=T[3];x=x[3])
h[3]=Enthalpy(R12;T=T[3];s=s[3])
P[3]=Pressure(R12;x=x[3];s=s[3])

"Punto 2"

P[3]=P[2]
s[2]=s[1]
h[2]=Enthalpy(R12;P=P[3];s=s[2])
T[2]=Temperature(R12;P=P[2];s=s[2])

"Punto 4"

h[4]=h[3]
P[4]=P[1]
s[4]=Entropy(R12;P=P[4];h=h[4])
T[4]=Temperature(R12;P=P[4];s=s[4])

Tabla 14. R-12

Sort	1 h_i [KJ/kg]	2 P_i [KPa]	3 s_i [KJ/kg C]	4 T_i [C]	5 x_i
[1]	181	182,4	0,7051	-15	1
[2]	203,3	651,1	0,7051	32,67	
[3]	59,69	651,1	0,2238	25	0
[4]	59,69	182,4	0,2353	-15	

"Calculo del flujo másico de la instalación"

Q1_dot=11,29
Q1_dot=m_dot*(h[1]-h[4])

m_dot=0,09309 [kg/s]

" Cálculo del trabajo del compresor "

$$W_{\text{Compresor}} = (h[2] - h[1])$$

$$W_{\text{Compresor}} = 22,29 \text{ [KJ/kg]}$$

"Cálculo de la potencia del compresor "

$$W_{\text{Compresor_dot}} = \dot{m} \cdot W_{\text{Compresor}} \cdot (24/18)$$

$$W_{\text{Compresor_dot}} = 2,767 \text{ [KJ/s]}$$

"Cálculo del COPr-12"

$$\text{COPr} = (Q1_{\text{dot}} / W_{\text{Compresor_dot}})$$

$$\text{COPr} = 4,08$$

"Calor y potencia del condensador"

$$q_{\text{Condensador}} = (h[2] - h[3])$$

$$q_{\text{Condensador}} = 143,6 \text{ [KJ/kg]}$$

$$Q_{\text{Condensador_dot}} = \dot{m} \cdot q_{\text{Condensador}}$$

$$Q_{\text{Condensador_dot}} = 13,37 \text{ [KJ/s]}$$

"Calor y potencia del evaporador"

$$q_{\text{evaporador}} = (h[1] - h[4])$$

$$q_{\text{evaporador}} = 121,3 \text{ [KJ/kg]}$$

$$Q_{\text{evaporador}} = \dot{m} \cdot q_{\text{evaporador}}$$

$$Q_{\text{evaporador}} = 11,29 \text{ [KJ/s]}$$

" Relación de compresión"

$$e = P[1] / P[3]$$

$$e = 0,2802$$

" Refrigerante R22 "

"Dicho refrigerante es de transición"

"Punto 1"

$$T[1] = -15$$

$$x[1] = 1$$

$s[1] = \text{Entropy}(\text{R22}; T=T[1]; x=x[1])$
 $h[1] = \text{Enthalpy}(\text{R22}; T=T[1]; x=x[1])$
 $P[1] = \text{Pressure}(\text{R22}; T=T[1]; s=s[1])$

"Punto 3"

$T[3] = 25$
 $x[3] = 0$
 $s[3] = \text{Entropy}(\text{R22}; T=T[3]; x=x[3])$
 $h[3] = \text{Enthalpy}(\text{R22}; T=T[3]; s=s[3])$
 $P[3] = \text{Pressure}(\text{R22}; x=x[3]; s=s[3])$

"Punto 2"

$P[3] = P[2]$
 $s[2] = s[1]$
 $h[2] = \text{Enthalpy}(\text{R22}; P=P[3]; s=s[2])$
 $T[2] = \text{Temperature}(\text{R22}; P=P[2]; s=s[2])$

"Punto 4"

$h[4] = h[3]$
 $P[4] = P[1]$
 $s[4] = \text{Entropy}(\text{R22}; P=P[4]; h=h[4])$
 $T[4] = \text{Temperature}(\text{R22}; P=P[4]; s=s[4])$

Tabla 15. R-22

Sort	1 h_i [KJ/kg]	2 P_i [KPa]	3 s_i [KJ/Kg C]	4 T_i [C]	5 x_i
[1]	399	296,3	1,774	-15	1
[2]	430,3	1044	1,774	45,64	
[3]	230,4	1044	1,105	25	0
[4]	230,4	296,3	1,12	-15	

"Cálculo del flujo másico de la instalación"

$Q1_dot = 11,29$
 $Q1_dot = m_dot * (h[1] - h[4])$

$m_dot = 0,06695 \text{ [Kg/s]}$

" Cálculo del trabajo del compresor "

$W_Compresor = (h[2] - h[1])$

$W_Compresor = 31,28 \text{ [KJ/Kg]}$

"Cálculo de la potencia del compresor "

$WCompresor_dot = m_dot * W_Compresor * (24/18)$

WCompresor_dot=2,792 [KJ/s]

"Cálculo del COPr"

COPr=(Q1_dot/WCompresor_dot)

COPr=4,044

"Calor y potencia del condensador"

q_Condensador=(h[2]-h[3])

q_Condensador=199,9 [KJ/kg]

Q_Condensador_dot=m_dot*q_Condensador

Q_Condensador_dot=13,38 [KJ/s]

"Calor y potencia del evaporador"

q_evaporador=(h[1]-h[4])

q_evaporador=168,6 [KJ/kg]

Qevaporador=m_dot*q_evaporador

Q_Condensador_dot=13,38 [KJ/s]

" Relación de compresión de la instalación"

e=P[1]/P[2]

e=0,2837

"Refrigerante R32 mejorado"

T[1]=-15

x[1]=1

s[1]=Entropy(R32;T=T[1];x=x[1])

h[1]=Enthalpy(R32;T=T[1];x=x[1])

P[1]=Pressure(R32;T=T[1];s=s[1])

"Punto 3"

T[3]=25

x[3]=0

s[3]=Entropy(R32;T=T[3];x=x[3])

h[3]=Enthalpy(R32;T=T[3];s=s[3])

P[3]=Pressure(R32;x=x[3];s=s[3])

"Punto 2"

$P[3]=P[2]$
 $s[2]=s[1]$
 $h[2]=\text{Enthalpy}(\text{R32}; P=P[3]; s=s[2])$
 $T[2]=\text{Temperature}(\text{R32}; P=P[2]; s=s[2])$

"Punto 4"

$h[4]=h[3]$
 $P[4]=P[1]$
 $s[4]=\text{Entropy}(\text{R32}; P=P[4]; h=h[4])$
 $T[4]=\text{Temperature}(\text{R32}; P=P[4]; s=s[4])$

Tabla 16. R-32

Sort	1 h_i [KJ/kg]	2 P_i [KPa]	3 s_i [KJ/kg C]	4 T_i [C]	5 x_i
[1]	511,6	488,1	2,211	-15	1
[2]	562,3	1690	2,211	59,63	
[3]	245,6	1690	1,157	25	0
[4]	245,6	488,1	1,181	-15	

"Calculo del flujo másico de la instalación"

$Q1_dot=11,28$
 $Q1_dot=m_dot*(h[1]-h[4])$

$m_dot=0,04241$ [Kg/s]

" Calculo del trabajo del compresor "

$W_Compresor=(h[2]-h[1])$

$W_Compresor=50,72$ [KJ/Kg]

"Calculo de la potencia del compresor "

$WCompresor_dot=m_dot*W_Compresor*(24/18)$

$WCompresor_dot=2,868$ [KJ/s]

"Calculo del COPr-32"

$COPr=(Q1_dot/WCompresor_dot)$

$COPr=3,933$

"Calor y potencia del condensador"

$$q_{\text{Condensador}}=(h[2]-h[3])$$

$$q_{\text{Condensador}}=316,7 \text{ [KJ/kg]}$$

$$Q_{\text{Condensador_dot}}=m_{\text{dot}}*q_{\text{Condensador}}$$

$$Q_{\text{Condensador_dot}}=13,43 \text{ [KJ/s]}$$

"Calor y potencia del evaporador"

$$q_{\text{evaporador}}=(h[1]-h[4])$$

$$q_{\text{evaporador}}=266 \text{ [KJ/kg]}$$

$$Q_{\text{evaporador}}=m_{\text{dot}}*q_{\text{evaporador}}$$

$$Q_{\text{evaporador}}=11,28 \text{ [KJ/s]}$$

"Relación de compresión de la instalación"

$$e=P[1]/P[3]$$

$$e=0,2888$$

"Refrigerante R123 "

"Punto 1"

$$T[1]=-15$$

$$x[1]=1$$

$$s[1]=\text{Entropy}(\text{R123}; T=T[1]; x=x[1])$$

$$h[1]=\text{Enthalpy}(\text{R123}; T=T[1]; x=x[1])$$

$$P[1]=\text{Pressure}(\text{R123}; T=T[1]; s=s[1])$$

"Punto 3"

$$T[3]=25$$

$$x[3]=0$$

$$s[3]=\text{Entropy}(\text{R123}; T=T[3]; x=x[3])$$

$$h[3]=\text{Enthalpy}(\text{R123}; T=T[3]; s=s[3])$$

$$P[3]=\text{Pressure}(\text{R123}; x=x[3]; s=s[3])$$

"Punto 2"

$$P[3]=P[2]$$

$$s[2]=s[1]$$

$$h[2]=\text{Enthalpy}(\text{R123}; P=P[3]; s=s[2])$$

$$T[2]=\text{Temperature}(\text{R123}; P=P[2]; s=s[2])$$

"Punto 4"

$h[4]=h[3]$
 $P[4]=P[1]$
 $s[4]=\text{Entropy}(\text{R123};P=P[4];h=h[4])$
 $T[4]=\text{Temperature}(\text{R123};P=P[4];s=s[4])$

Tabla 17. R123

Sort	1 h_i [KJ/Kg]	2 P_i [KPa]	3 s_i [KJ/ kg C]	4 T_i [C]	5 x_i
[1]	373,5	15,72	1,673	-15	1
[2]	399,7	91,48	1,673	27,52	
[3]	226,2	91,48	1,091	25	0
[4]	226,2	15,72	1,103	-15	

"Cálculo del flujo masico de la instalación"

$Q1_dot=11,28$
 $Q1_dot=m_dot*(h[1]-h[4])$

$m_dot=0,07657$ [Kg/s]

" Cálculo del trabajo del compresor "

$W_Compresor=(h[2]-h[1])$

$W_Compresor=26,23$ [KJ/kg]

"Cálculo de la potencia del compresor "

$WCompresor_dot=m_dot*W_Compresor*(24/18)$

$WCompresor_dot=2,678$ [Kg/s]

"Cálculo del COPr"

$COPr=(Q1_dot/WCompresor_dot)$

$COPr=4,212$

"Calor y potencia del condensador"

$q_Condensador=(h[2]-h[3])$

$q_Condensador=173,6$ [KJ/Kg]

$Q_Condensador_dot=m_dot*q_Condensador$

"Calor y potencia del evaporador"

$$q_{\text{evaporador}}=(h[1]-h[4])$$

$$q_{\text{evaporador}}=147,3 \text{ [KJ/kg]}$$

$$Q_{\text{evaporador}}=m_{\text{dot}} \cdot q_{\text{evaporador}}$$

$$Q_{\text{evaporador}}=11,28 \text{ [KJ/s]}$$

"Relación de compresión de la instalación"

$$e=P[1]/P[3]$$

$$e=0,1718$$

"Refreferante R 134a"

"Punto 1"

$$T[1]=-15$$

$$x[1]=1$$

$$s[1]=\text{Entropy}(\text{R134a}; T=T[1]; x=x[1])$$

$$h[1]=\text{Enthalpy}(\text{R134a}; T=T[1]; x=x[1])$$

$$P[1]=\text{Pressure}(\text{R134a}; T=T[1]; s=s[1])$$

"Punto 3"

$$T[3]=25$$

$$x[3]=0$$

$$s[3]=\text{Entropy}(\text{R134a}; T=T[3]; x=x[3])$$

$$h[3]=\text{Enthalpy}(\text{R134a}; T=T[3]; s=s[3])$$

$$P[3]=\text{Pressure}(\text{R134a}; x=x[3]; s=s[3])$$

"Punto 2"

$$P[3]=P[2]$$

$$s[2]=s[1]$$

$$h[2]=\text{Enthalpy}(\text{R134a}; P=P[3]; s=s[2])$$

$$T[2]=\text{Temperature}(\text{R134a}; P=P[2]; s=s[2])$$

"Punto 4"

$$h[4]=h[3]$$

$$P[4]=P[1]$$

$$s[4]=\text{Entropy}(\text{R134a}; P=P[4]; h=h[4])$$

$$T[4]=\text{Temperature}(\text{R134a}; P=P[4]; s=s[4])$$

Tabla 18. R134-a

Sort	1 h_i [KJ/kg]	2 P_i [KPa]	3 s_i [KJ/ kg C]	4 T_i [C]	5 x_i
[1]	241,5	164	0,9414	-15	1
[2]	270,5	665,8	0,9414	31,17	
[3]	86,4	665,8	0,3243	25	0
[4]	86,4	164	0,3407	-15	

"Cálculo del flujo másico de la instalación"

$$Q1_dot=11,28$$

$$Q1_dot=m_dot*(h[1]-h[4])$$

$$m_dot=0,07274 \text{ [Kg/s]}$$

" Cálculo del trabajo del compresor "

$$W_Compresor=(h[2]-h[1])$$

$$W_Compresor=28,99 \text{ [KJ/kg]}$$

"Cálculo de la potencia del compresor "

$$WCompresor_dot=m_dot*W_Compresor*(24/18)$$

$$WCompresor_dot=2,811 \text{ [KJ/s]}$$

"Calculo del COPr"

$$COPr=(Q1_dot/WCompresor_dot)$$

$$COPr=4,012$$

"Calor y potencia del condensador"

$$q_Condensador=(h[2]-h[3])$$

$$q_Condensador=184,1 \text{ [KJ/kg]}$$

$$Q_Condensador_dot=m_dot*q_Condensador$$

$$Q_Condensador_dot=13,39 \text{ [KJ/s]}$$

"Calor y potencia del evaporador"

$$q_evaporador=(h[1]-h[4])$$

$$q_evaporador=155,1 \text{ [KJ/kg]}$$

$Q_{\text{evaporador}} = \dot{m} \cdot q_{\text{evaporador}}$

$Q_{\text{evaporador}} = 11,28 \text{ [KJ/s]}$

"Relación de compresión de la instalación"

$e = P[1]/P[3]$

$e = 0,2464$

"Refrigerante R290 Propano"

"Punto 1"

$T[1] = -15$

$x[1] = 1$

$s[1] = \text{Entropy}(\text{R290}; T=T[1]; x=x[1])$

$h[1] = \text{Enthalpy}(\text{R290}; T=T[1]; x=x[1])$

$P[1] = \text{Pressure}(\text{R290}; T=T[1]; s=s[1])$

"Punto 3"

$T[3] = 25$

$x[3] = 0$

$s[3] = \text{Entropy}(\text{R290}; T=T[3]; x=x[3])$

$h[3] = \text{Enthalpy}(\text{R290}; T=T[3]; s=s[3])$

$P[3] = \text{Pressure}(\text{R290}; x=x[3]; s=s[3])$

"Punto 2"

$P[3] = P[2]$

$s[2] = s[1]$

$h[2] = \text{Enthalpy}(\text{R290}; P=P[3]; s=s[2])$

$T[2] = \text{Temperature}(\text{R290}; P=P[2]; s=s[2])$

"Punto 4"

$h[4] = h[3]$

$P[4] = P[1]$

$s[4] = \text{Entropy}(\text{R290}; P=P[4]; h=h[4])$

$T[4] = \text{Temperature}(\text{R290}; P=P[4]; s=s[4])$

Tabla 19.R290

Sort	h_i [KJ/kg]	T_i [C]	x_i	P_i [KPa]	s_i [KJ/kg C]
[1]	557,7	-15	1	291,6	2,391
[2]	612,9	30,93		952,2	2,391
[3]	265,5	25	0	952,2	1,226
[4]	265,5	-15		291,6	1,259

"Cálculo del flujo másico de la instalación"

$$Q1_dot = 11,29$$

$$Q1_dot = m_dot * (h[1] - h[4])$$

$$m_dot = 0,03864 \text{ [kg/s]}$$

" Cálculo del trabajo del compresor "

$$W_Compresor = (h[2] - h[1])$$

$$W_Compresor = 55,23 \text{ [KJ/kg]}$$

"Cálculo de la potencia del compresor "

$$WCompresor_dot = m_dot * W_Compresor * (24/18)$$

$$WCompresor_dot = 2,845 \text{ [KJ/s]}$$

"Cálculo del COPr"

$$COPr = (Q1_dot / WCompresor_dot)$$

$$COPr = 3,968$$

"Calor y potencia del condensador"

$$q_Condensador = (h[2] - h[3])$$

$$q_Condensador = 347,4 \text{ [KJ/kg]}$$

$$Q_Condensador_dot = m_dot * q_Condensador$$

$$Q_Condensador_dot = 13,42 \text{ [KJ/s]}$$

"Calor y potencia del evaporador"

$$q_evaporador = (h[1] - h[4])$$

$$q_evaporador = 292,2 \text{ [KJ/kg]}$$

$$Qevaporador = m_dot * q_evaporador$$

$Q_{\text{Condensador}} = 13,42 \text{ [KJ/s]}$

"Relación de compresión"

$e = P[1]/P[3]$

$e = 0,3063$

"Refrigerante R-502"

"Punto 1"

$T[1] = -15$

$x[1] = 1$

$s[1] = \text{Entropy}(\text{R502}; T=T[1]; x=x[1])$

$h[1] = \text{Enthalpy}(\text{R502}; T=T[1]; x=x[1])$

$P[1] = \text{Pressure}(\text{R502}; T=T[1]; s=s[1])$

"Punto 3"

$T[3] = 25$

$x[3] = 0$

$s[3] = \text{Entropy}(\text{R502}; T=T[3]; x=x[3])$

$h[3] = \text{Enthalpy}(\text{R502}; T=T[3]; s=s[3])$

$P[3] = \text{Pressure}(\text{R502}; x=x[3]; s=s[3])$

"Punto 2"

$P[3] = P[2]$

$s[2] = s[1]$

$h[2] = \text{Enthalpy}(\text{R502}; P=P[3]; s=s[2])$

$T[2] = \text{Temperature}(\text{R502}; P=P[2]; s=s[2])$

"Punto 4"

$h[4] = h[3]$

$P[4] = P[1]$

$s[4] = \text{Entropy}(\text{R502}; P=P[4]; h=h[4])$

$T[4] = \text{Temperature}(\text{R502}; P=P[4]; s=s[4])$

Tabla 20. R502

Sort	¹ h_i [KJ/kg]	² P_i [KPa]	³ s_i [KJ/kg C]	⁴ T_i [C]	⁵ x_i
[1]	182,3	348,4	0,7099	-15	1
[2]	204	1162	0,7099	31,69	
[3]	71,7	1162	0,2664	25	0
[4]	71,7	348,4	0,2815	-15	

"Cálculo del flujo másico de la instalación"

$$Q1_dot=11,28$$

$$Q1_dot=m_dot*(h[1]-h[4])$$

$$m_dot=0,102 \text{ [kg/s]}$$

"Cálculo del trabajo del compresor "

$$W_Compresor=(h[2]-h[1])$$

$$W_Compresor=21,69 \text{ [KJ/kg]}$$

"Cálculo de la potencia del compresor "

$$WCompresor_dot=m_dot*W_Compresor*(24/18)$$

$$WCompresor_dot=2,949 \text{ [KJ/s]}$$

"Cálculo del COPr"

$$COPr=(Q1_dot/WCompresor_dot)$$

$$COPr=3,825$$

"Calor y potencia del condensador"

$$q_Condensador=(h[2]-h[3])$$

$$q_Condensador=132,3 \text{ [KJ/kg]}$$

$$Q_Condensador_dot=m_dot*q_Condensador$$

$$Q_Condensador_dot=13,49 \text{ [KJ/s]}$$

"Calor y potencia del evaporador"

$$q_evaporador=(h[1]-h[4])$$

$$q_evaporador=110,6 \text{ [KJ/kg]}$$

$$Qevaporador=m_dot*q_evaporador$$

$$Qevaporador=11,28 \text{ [KJ/s]}$$

"Relación de compresión de la instalación"

$$e=P[1]/P[3]$$

$$e=0,2999$$

"Refrigerante R-507A"

"Punto 1"

T[1]=-15
x[1]=1
s[1]=Entropy(R507A;T=T[1];x=x[1])
h[1]=Enthalpy(R507A;T=T[1];x=x[1])
P[1]=Pressure(R507A;T=T[1];s=s[1])

"Punto 3"

T[3]=25
x[3]=0
s[3]=Entropy(R507A;T=T[3];x=x[3])
h[3]=Enthalpy(R507A;T=T[3];s=s[3])
P[3]=Pressure(R507A;x=x[3];s=s[3])

"Punto 2"

P[3]=P[2]
s[2]=s[1]
h[2]=Enthalpy(R507A;P=P[3];s=s[2])
T[2]=Temperature(R507A;P=P[2];s=s[2])

"Punto 4"

h[4]=h[3]
P[4]=P[1]
s[4]=Entropy(R507A;P=P[4];h=h[4])
T[4]=Temperature(R507A;P=P[4];s=s[4])

Tabla 21.R507

Sort	¹ h_i [KJ/kg]	² P_i [KPa]	³ s_i [KJ/kg C]	⁴ T_i [C]	⁵ x_i
[1]	354,2	377,2	1,601	-15	1
[2]	378,1	1281	1,601	29,62	
[3]	235,7	1281	1,123	25	0
[4]	235,7	377,2	1,141	-15,01	

"Cálculo del flujo másico de la instalación"

Q1_dot=11,28
Q1_dot=m_dot*(h[1]-h[4])

m_dot=0,09517 [kg/s]

" Cálculo del trabajo del compresor "

$$W_{\text{Compresor}}=(h[2]-h[1])$$

$$W_{\text{Compresor}}=23,89 \text{ [KJ/kg]}$$

"Cálculo de la potencia del compresor "

$$W_{\text{Compresor_dot}}=m_{\text{dot}}*W_{\text{Compresor}}*(24/18)$$

$$W_{\text{Compresor_dot}}=3,031 \text{ [KJ/s]}$$

"Cálculo del COPr"

$$\text{COPr}=(Q1_{\text{dot}}/W_{\text{Compresor_dot}})$$

$$\text{COPr}=3,721$$

"Calor y potencia del condensador"

$$q_{\text{Condensador}}=(h[2]-h[3])$$

$$q_{\text{Condensador}}=142,4 \text{ [KJ/kg]}$$

$$Q_{\text{Condensador_dot}}=m_{\text{dot}}*q_{\text{Condensador}}$$

$$Q_{\text{Condensador_dot}}=13,55 \text{ [KJ/s]}$$

"Calor y potencia del evaporador"

$$q_{\text{evaporador}}=(h[1]-h[4])$$

$$Q_{\text{evaporador}}=11,28 \text{ [KJ/s]}$$

$$Q_{\text{evaporador}}=m_{\text{dot}}*q_{\text{evaporado}}$$

$$Q_{\text{evaporador}}=11,28 \text{ [KJ/s]}$$

"Relación de compresión de la instalación"

$$e=P[1]/P[3]$$

$$e=0,2944$$

"Refrigerante R717"

"Punto 1"

$$T[1]=-15$$

$$x[1]=1$$

$$s[1]=\text{Entropy}(\text{R717}; T=T[1]; x=x[1])$$

$$h[1]=\text{Enthalpy}(\text{R717}; T=T[1]; x=x[1])$$

$P[1] = \text{Pressure}(\text{R717}; T=T[1]; s=s[1])$

"Punto 3"

$T[3] = 25$

$x[3] = 0$

$s[3] = \text{Entropy}(\text{R717}; T=T[3]; x=x[3])$

$h[3] = \text{Enthalpy}(\text{R717}; T=T[3]; s=s[3])$

$P[3] = \text{Pressure}(\text{R717}; x=x[3]; s=s[3])$

"Punto 2"

$P[3] = P[2]$

$s[2] = s[1]$

$h[2] = \text{Enthalpy}(\text{R717}; P=P[3]; s=s[2])$

$T[2] = \text{Temperature}(\text{R717}; P=P[2]; s=s[2])$

"Punto 4"

$h[4] = h[3]$

$P[4] = P[1]$

$s[4] = \text{Entropy}(\text{R717}; P=P[4]; h=h[4])$

$T[4] = \text{Temperature}(\text{R717}; P=P[4]; s=s[4])$

Tabla 22. R717

Sort	h_i [KJ/kg]	P_i [KPa]	s_i [KJ/Kg K]	T_i [°C]	x_i
[1]	1444	236,2	5,829	-15	1
[2]	1650	1003	5,829	86,63	
[3]	317,5	1003	1,408	25	0
[4]	317,5	236,2	1,464	-15	

"Cálculo del flujo másico de la instalación"

$Q1_dot = 11,29$

$Q1_dot = m_dot * (h[1] - h[4])$

$m_dot = 0,01002 \text{ [Kg/s]}$

" Cálculo del trabajo del compresor "

$W_Compresor = (h[2] - h[1])$

$W_Compresor = 205,8 \text{ [KJ/kg]}$

"Cálculo de la potencia del compresor "

$WCompresor_dot = m_dot * W_Compresor * (24/18)$

$WCompresor_dot = 2,749 \text{ [KJ/s]}$

"Cálculo del COPr"

$$\text{COPr} = (Q1_dot / W_{\text{Compresor_dot}})$$

$$\text{COPr} = 4,107$$

"Calor y potencia del condensador"

$$q_{\text{Condensador}} = (h[2] - h[3])$$

$$q_{\text{Condensador}} = 1333 \text{ [KJ/kg]}$$

$$Q_{\text{Condensador_dot}} = m_dot * q_{\text{Condensador}}$$

$$Q_{\text{Condensador_dot}} = 13,35 \text{ [KJ/s]}$$

"Calor y potencia del evaporador"

$$q_{\text{evaporador}} = (h[1] - h[4])$$

$$q_{\text{evaporador}} = 1127 \text{ [KJ/kg]}$$

$$Q_{\text{evaporador}} = m_dot * q_{\text{evaporador}}$$

$$Q_{\text{evaporador}} = 11,29 \text{ [KJ/s]}$$

" Relación de compresion"

$$e = P[1] / P[3]$$

$$e = 0,2354$$

8. ANEXO PLANOS

PLANTA. Escala 1/50

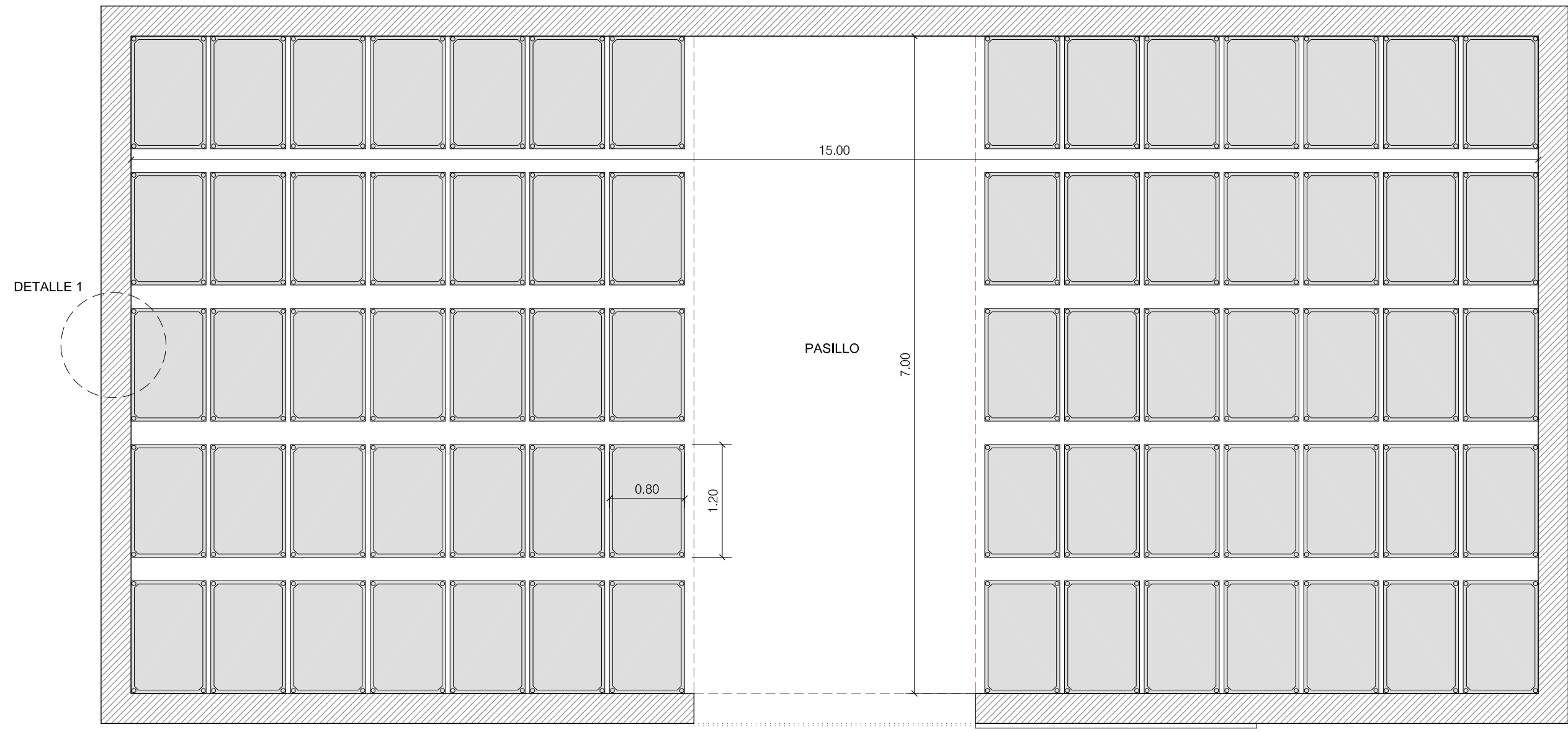


IMAGEN TIPO PALET ESCOGIDO

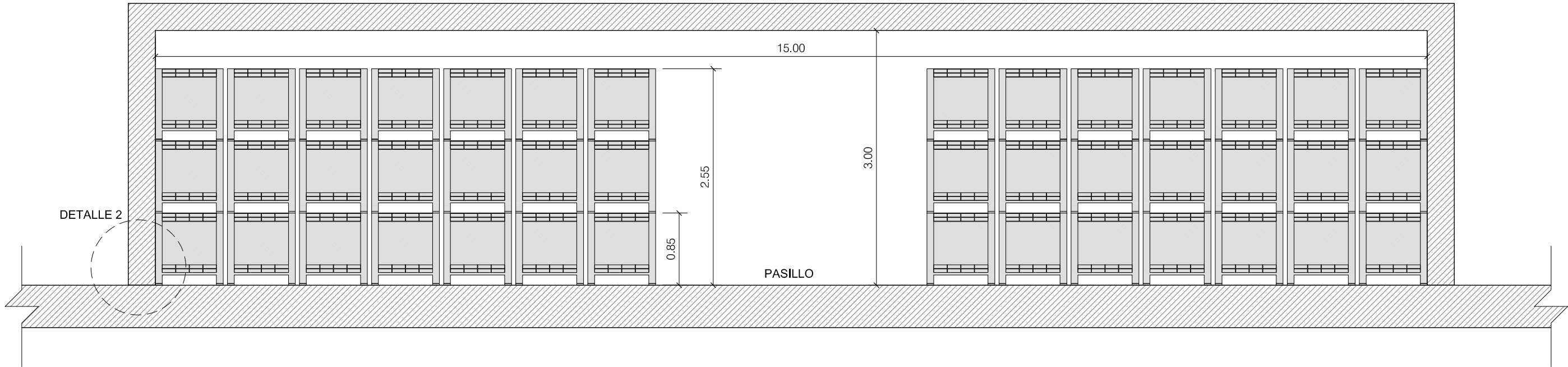


TIPO DE ALMACENAMIENTO: CARGOPALET DE CUATRO PATAS

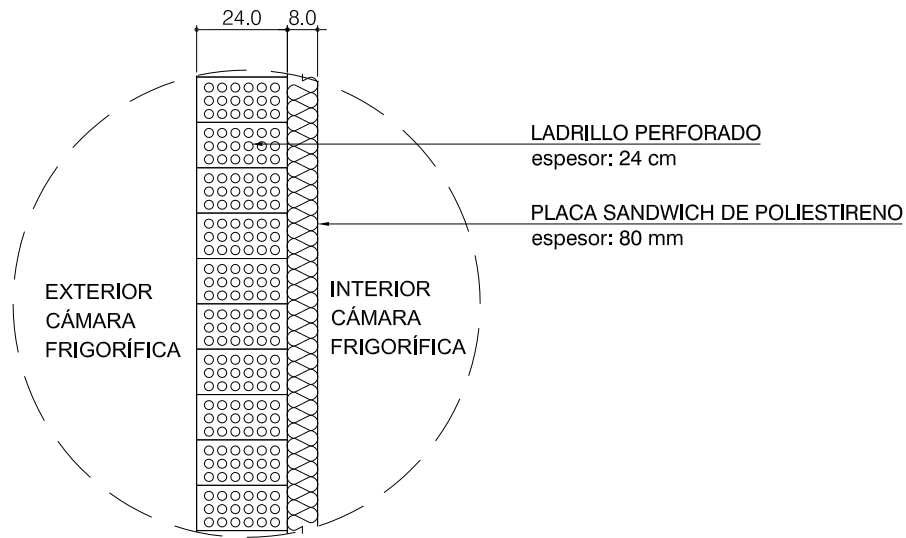
- MARCA: CONGOST
- REFERENCIA: 185740
- DIMENSIONES: L.1200,A.800,h.850 MM
- RESISTENCIA DE CARGA MÁXIMA: 500 kg
- RESISTENCIA DE CARGA EN APILADO: 2000 kg
- MATERIAL: HDPE (POLIETILENO DE ALTA DENSIDAD)
- APILABLE CON SISTEMA DE ENCAJE
- CAPACIDAD DE LA CÁMARA: 210 UNIDADES- 115,5 tn DE CEBOLLAS

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	21/06/2021	JAVIER RAMOS PASADAS	 14633522-W	
COMPROBADO				
ESCALA: 1/50	Título del TFG DISEÑO Y CÁLCULO DE CÁMARA FRIGORÍFICA PARA EL ALMACENAMIENTO DE VERDURA Título del Plano Distribución en planta de cámara frigorífica			Nº PLANO P-01
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:

SECCIÓN A-A'. Escala 1/50



DETALLE 1-PLANTA. Escala 1/20



DETALLE 2-SECCIÓN. Escala 1/20

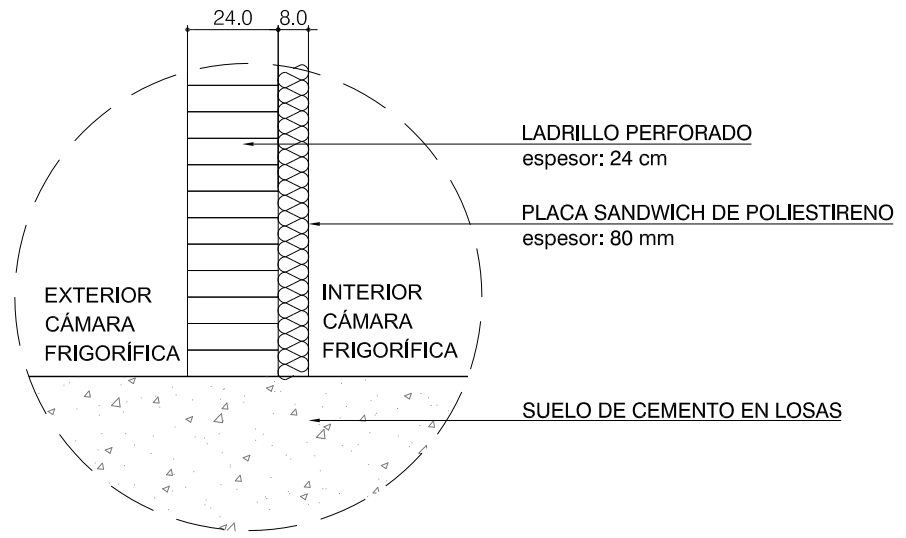
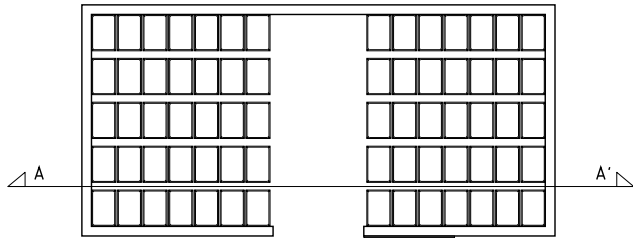
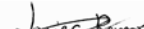


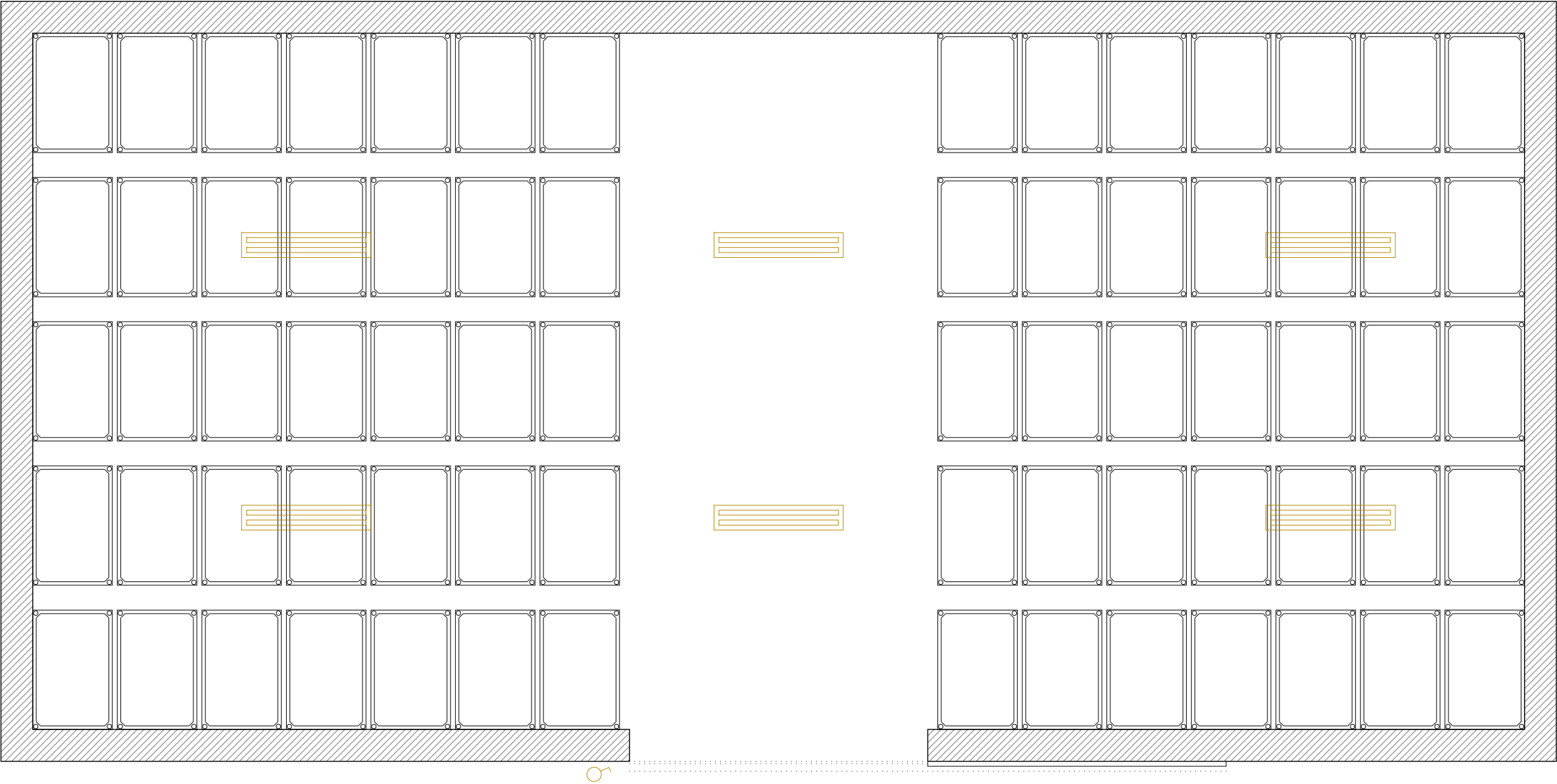
IMAGEN PLACAS SANDWICH POLIESTIRENO



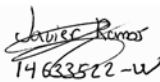
PLANTA GUÍA



	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	21/06/2021	JAVIER RAMOS PASADAS	 14633522-W	
COMPROBADO				
ESCALA: 1/50	Título del TFG DISEÑO Y CÁLCULO DE CÁMARA FRIGORÍFICA PARA EL ALMACENAMIENTO DE VERDURA Título del Plano Distribución en sección de cámara frigorífica			Nº PLANO P-02
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



LEYENDA	
	INTERRUPTOR
	LÁMPARA TUBOS FLUORESCENTES

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	21/06/2021	JAVIER RAMOS PASADAS		
COMPROBADO				
ESCALA: 1/50	Título del TFG DISEÑO Y CÁLCULO DE CÁMARA FRIGORÍFICA PARA EL ALMACENAMIENTO DE VERDURA Título del Plano Distribución de luminarias			Nº PLANO P-03
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:

9. BIBLIOGRAFIA

Imagen 1. Máquina frigorífica. Recuperado de <http://ieshuelin.com/huelinwp/download/Tecnologia/Tecnologia%20industrial/2-Circuito-frigorifico-y-bomba-de-calor.pdf>

Imagen 2. Equipo de refrigeración estándar. Recuperado de <https://www.froztec.com/como-elegir-tus-equipos-de-refrigeracion-industrial>

Imagen 3. Compresores. Recuperado de <https://decalderas.com/nuevo-reglamento-de-instalaciones-frigorificas/>

Imagen 4. Condensadores. Recuperado de <https://frigoristas.wordpress.com/condensadores/>

Imagen 5. Evaporador. Recuperado de <https://www.camarasfrigorificas.es/blog/como-elegir-evaporadores-camara-frigorifica/>

Imagen 6. Válvula de expansión. Recuperado de <https://elmaquinante.blogspot.com/2016/09/la-valvula-de-expansion.html>

Imagen 7. Registro de temperatura. Recuperado de <https://www.aquateknica.com/que-es-el-perfilado-termico-y-cuales-son-sus-aplicaciones/>

Imagen 8. Cargopalets. Recuperado de <https://www.congost.com/ES/pr/185740-cargopalet-cuatro-patas.html>

Imagen 9. Placas sándwich de Poliestireno. Recuperado de <https://www.steelformer.com/es/productos/linea-de-produccion-para-paneles-sandwich/paneles-sandwich-eps-tipo-continuo/?ckattempt=1>

Imagen 10. Carretilla “Cesab BIT-VIT all”. Recuperado de http://expanet.es/productos/cesab/CESAB_BIT.pdf

Imagen 11. Ilustración ciclo Rankine. Recuperado de Yunes A Cengel, Michael A.boles. Termodinámica séptima edición: Mc Graw Hill.

Imagen 12. Sistema de refrigeración sin compresor. Recuperado de <https://athanieto.wordpress.com/tematicas/segundo-principio-de-la-termodinamica/ciclo-de-refrigeracion/>

Yunes A, Cengel (2009). Termodinámica séptima edición. Editorial Mc Graw Hill

Aguera Soriano, José (1999). Termodinámica lógica y motores térmicos. Editorial CIENCIA 3,S.A.

Fernando Cruz Peragón (1999). Ingeniería térmica. Editorial Universidad de Jaén, Servicio de publicaciones e intercambio Científico.

Coronel Toro, Juan Francisco (2006). Colección de Tablas y Gráficas de Instalaciones Frío- Calor. Editorial Universidad de Sevilla.

Compañía EES, 2005 “Engineering Equation Solver”