

DOCUMENTO 2

ANEJOS

ÍNDICE

1. **Anejo 1:** Justificación del dimensionado
2. **Anejo 2:** Construcción.....
3. **Anejo 3:** Diseño instalación de frío.....

ANEJO I
JUSTIFICACIÓN DEL
DIMENSIONADO

ÍNDICE

1	INTRODUCCIÓN	3
2	JUSTIFICACIÓN DIMENSIONADO EN PLANTA.....	3
2.1	Recepción de materia prima	3
2.2	Limpieza del producto	4
2.2.1	Tambor rotativo de limpieza	4
2.2.2	Separador neumático.....	4
2.2.3	Lavado de las espinacas.....	5
2.3	Escaldado	6
2.4	Cortadora.....	8
2.5	Almacenamiento de espinacas en fresco	8
2.6	Congelado mediante sistema 'Flow-Freeze'	9
2.7	Envasado.....	9
2.8	Almacenamiento a temperaturas negativas.....	10
2.9	Dimensiones maquinaria.....	10

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Tambor rotativo de limpieza.....	4
Figura 2: Separador neumático	5
Figura 3: Lavador de cascada	6
Figura 4: Escaldadora (1)	7
Figura 5: Escaldadora (2)	7
Figura 6: Cortadora	8
Figura 7: "Flow-Freeze"	9
Figura 8: Envasadora "Flow-Pack"	10
Figura 9: Tabla de dimensiones de maquinaria	10
Figura 10: Distribución nave	11

1 INTRODUCCIÓN

Para el correcto diseño y dimensionado de la nave expuesta a lo largo del presente trabajo de final de grado, se ha de tener en cuenta el uso destinado para la misma.

En este caso, la nave se utilizará para albergar el proceso de ultracongelado de espinacas.

En el presente anejo se justifican las dimensiones y la disposición de la maquinaria que tendrá que albergar la nave a diseñar en el trabajo.

Se ha estimado una producción diaria de 1 t de espinacas ultracongeladas. Teniendo en cuenta un funcionamiento de dos turnos de trabajo de 8 horas cada uno, el flujo de producto será de 62.5 kg/h.

2 JUSTIFICACIÓN DIMENSIONADO EN PLANTA

El proceso de ultracongelación de espinacas se divide en distintas etapas que serán detalladas a continuación:

- 1) Recepción de materia prima
- 2) Limpieza del producto
- 3) Escaldado
- 4) Cortado
- 5) Almacenado en fresco
- 6) Congelado mediante sistema 'Flow-Freeze'
- 7) Envasado del producto
- 8) Almacenamiento a temperaturas negativas

2.1 Recepción de materia prima

La materia prima es recibida en la zona sucia de la industria mediante camiones. Se realiza una primera selección de la misma, eliminando elementos indeseables y retirando las espinacas que no cumplan con los requisitos de calidad de la empresa. Los residuos producidos se cargarán en camiones en esta misma zona, y se destinarán para alimentación animal.

La descarga de la espinaca, se produce en una tolva de recepción, con una cinta transportadora que llevará el producto hasta el siguiente punto.

2.2 Limpieza del producto

La limpieza del producto se llevará a cabo en tres pasos:

- 1) Tambor rotativo de limpieza.
- 2) Separador neumático.
- 3) Lavado de las espinacas.

2.2.1 Tambor rotativo de limpieza

El tambor rotativo de limpieza, consta de un cilindro horizontal con pequeñas perforaciones de diámetro de 9.5mm. Las espinacas entran al tambor, el cual comienza a rotar a una velocidad de 4-5 rpm, separando las pequeñas partículas extrañas. Se ha elegido el modelo "Serie IRO 60160" de la marca "SHUEIZ" aunque podría utilizarse otro similar.



Figura 1: Tambor rotativo de limpieza

2.2.2 Separador neumático

El separador neumático está compuesto de un soplador, el cual se modula a una determinada fuerza, consiguiendo separar así el producto de las indeseables.

De esta forma, las espinacas pasarán por el soplador, el cual impulsará las hojas hacia arriba, separándolas de los objetos más pesados que no se hayan podido separar en el tambor rotativo.

Esta etapa supone un punto de control crítico (PCC), por lo que se realiza, además, una selección manual de las hojas por si pudiera quedar algún resto no deseado.

En este caso se ha elegido un soplador neumático de la marca “Turatti” modelo “T-Force”, aunque podría utilizarse otro similar.



Figura 2: Separador neumático

2.2.3 Lavado de las espinacas

A continuación, se lavan las hojas de espinacas mediante agua desinfectada para evitar la proliferación de microorganismos fitopatógenos.

Se ha seleccionado un lavador de cascada de la marca “Turatti”, modelo “Niagara 1500” aunque podría utilizarse otro lavador similar.

El principio de funcionamiento de esta máquina, está basado en una serie de flujos de agua laminares y en cascada que separan los cuerpos extraños de las hojas de espinacas. El agua se filtra a través de un sistema de filtrado auto limpiante, colocado debajo de la cuba.



Figura 3: Lavador de cascada

2.3 Escaldado

Las hojas de espinacas pasan a una escaldadora, mediante la cual se realiza un tratamiento térmico que varía desde 93 a 98°C y un tiempo entre 60 y 90 segundos. Estos valores se varían y se ajustan según el contenido de nitritos de la espinaca. Si tiene unos valores altos la temperatura y el tiempo serán mayores para poder reducirlos hasta un límite por debajo de máximo legal.

De esta forma se produce la inactivación de enzimas vegetales que podrían alterar la textura del alimento, modificar su color o alterar su valor nutritivo como la peroxidasa (responsable del pardeamiento de las verduras y hortalizas). Además, se reduce el contenido de nitritos de las espinacas.

Se ha seleccionado una escaldadora de la marca "CABINPLANT" modelo "BC9" aunque podría utilizarse otra de similares características.

Es un paso del proceso muy importante y supone un PCC.

A la salida se rocía la espinaca con agua a una temperatura menor de 10°C para enfriarla, y así bajarle la alta temperatura del escaldado y tener un preenfriamiento antes de la congelación. A la salida de la escaldadora, se realizará otra selección manual para detectar si alguna hoja de espinaca no cumple con los requisitos.



Figura 4: Escaldadora (1)

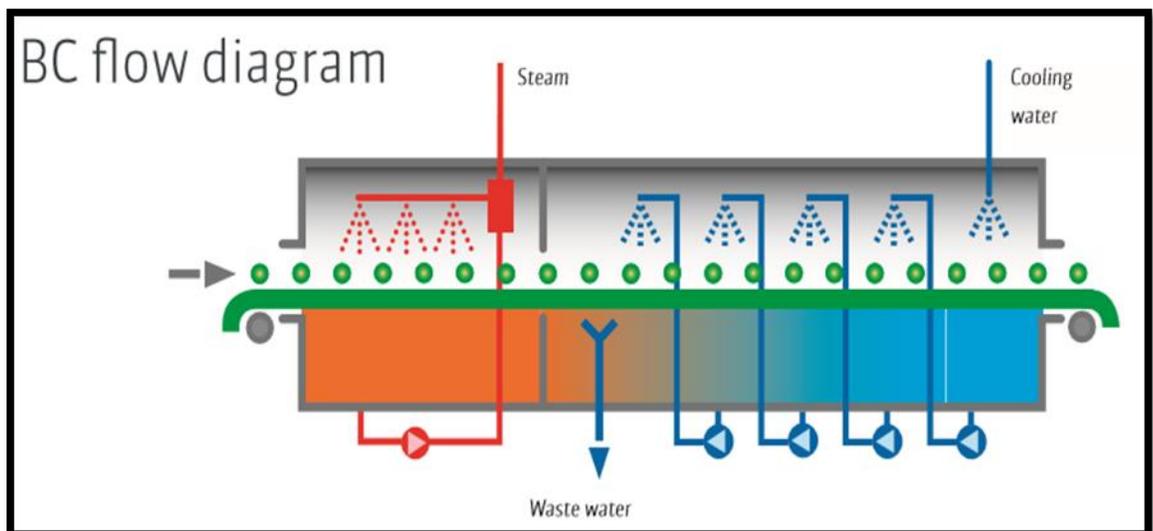


Figura 5: Escaldadora (2)

2.4 Cortadora

La espinaca pasa la cortadora que trocea las hojas.

La cortadora elegida es de la marca “FAM STUMABO”, modelo “TS-1D”, aunque podría utilizarse otra cortadora de similares características. Esta máquina es apropiada para realizar el corte transversal de forma limpia y uniforme. Las cuchillas de la rueda de corte tienen un ligero ángulo para mantener el avance del producto mientras es cortado, garantizando así un mínimo daño a las células de las hojas de espinaca.



Figura 6: Cortadora

2.5 Almacenamiento de espinacas en fresco

En este punto, las espinacas pueden continuar con el proceso y ser congeladas o bien, mantenerse almacenadas en fresco en una cámara a una temperatura de 0°C hasta que se reanude. Se ha diseñado una cámara de 10x8 m con una altura de 7 m, capaz de albergar el caudal de espinacas estimado.

2.6 Congelado mediante sistema 'Flow-Freeze'

Las espinacas pasarán por el sistema de ultracongelación 'Flow-freeze' a -50°C . Mediante esta temperatura, se puede obtener un congelado del producto rápido, conservando la máxima calidad del mismo.

Para ello se ha utilizado un equipo de la marca 'JBT FOOD', el modelo "Frigoscandia FLoFREEZE® IQF Freezer" aunque podría utilizarse otro equipo similar, e incluso utilizarse congeladores de bloques.

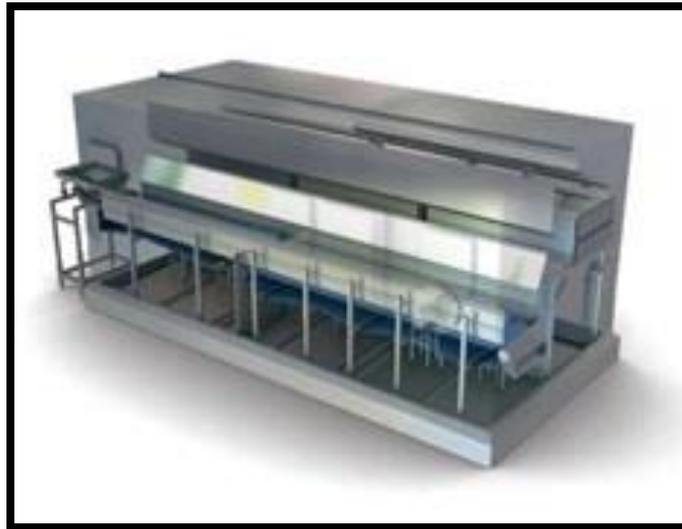


Figura 7: "Flow-Freeze"

2.7 Envasado

En el siguiente paso, las hojas de espinacas congeladas llegan a la zona de envasado. Este proceso está automatizado y es llevado a cabo mediante un software.

De esta forma las hojas de espinaca van cayendo a una pesadora que las divide según el peso. Se forma una bolsa de vacío alrededor del producto, creándose una soldadura hermética a lo largo de la misma. El sistema detecta el inicio de cada producto, y lo alimenta automáticamente sobre el film de tal forma que las hojas ya pesadas y divididas son selladas.

Para esto, se ha seleccionado un equipo de la marca "ULMA", modelo "Envolvedora Flow Pack (HFFS) FV55" aunque podría utilizarse otra maquinaria similar.



Figura 8: Envasadora "Flow-Pack"

2.8 Almacenamiento a temperaturas negativas

Por último, se almacenará el producto ya terminado y envasado, considerando un tiempo máximo de 5 días ya que puede afectar a la calidad. La temperatura de la cámara será de -45°C para su correcta conservación. Se ha estimado unas dimensiones de cámara de 26x30m con una altura de 8 m. Estas dimensiones vienen dadas por el caudal de espinacas estimado, y el tiempo máximo de conservación.

El almacén está compuesto por una serie de estructuras metálicas y estanterías ordenando todo ello en diferentes calles. La gestión del almacén se lleva a cabo mediante un software de gestión de almacenes de la empresa "Mecalux", se trata del "SGA easywms".

2.9 Dimensiones maquinaria

	TAMBOR ROTATIVO DE LIMPIEZA	SEPARADOR NEUMÁTICO	LAVADOR	ESCALDADORA	CORTADORA	FLOW-FREEZE	ENVASADORA
DIMENSIONES (mm)	6000x3000	1600x9425	1920x6580	10300x1500	6000x3000	6200x2500	3500x6000

Figura 9: Tabla de dimensiones de maquinaria

Con todo esto, y viendo las necesidades del proceso y las dimensiones de la maquinaria requerida, se ha estimado que sería necesaria una nave de dimensiones 30 m de anchura, 50 m de longitud y 8 m de altura.

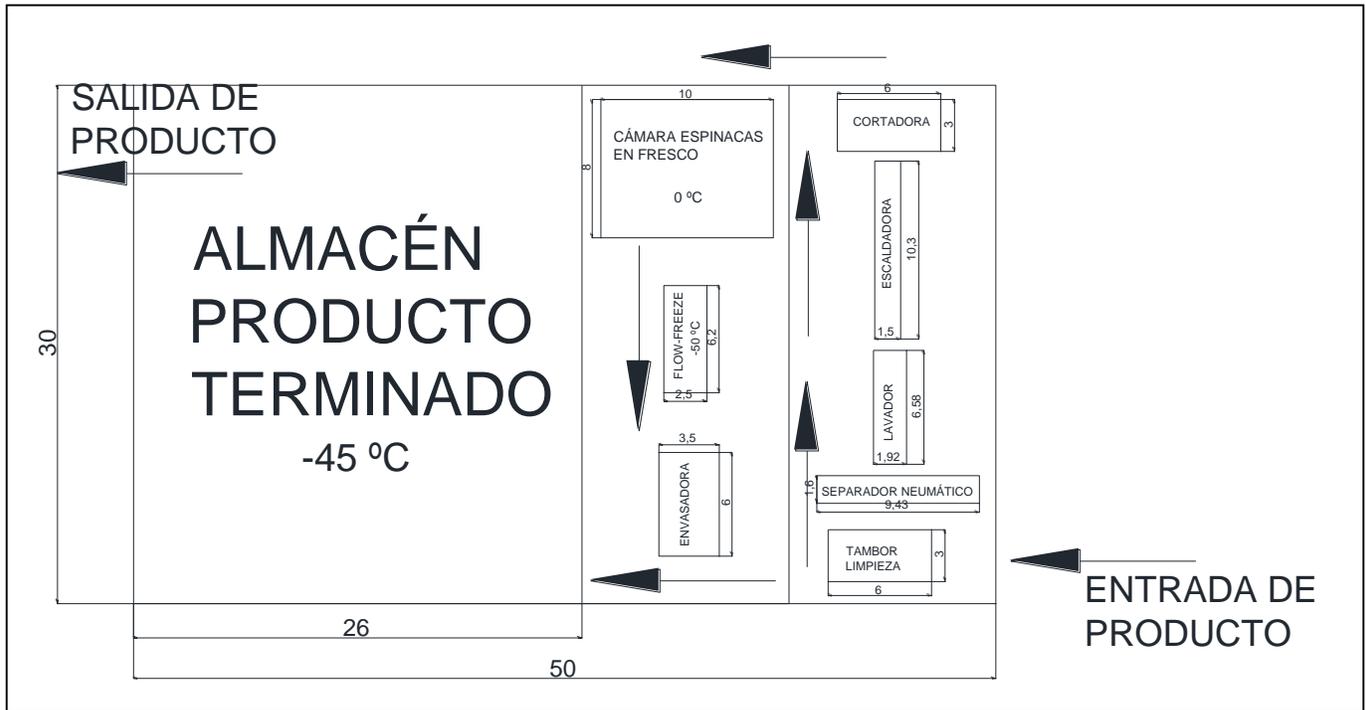


Figura 10: Distribución nave

ANEJO II

CONSTRUCCIÓN

ÍNDICE

1	INTRODUCCIÓN	3
2	CÁLCULO ESTRUCTURA PRINCIPAL	3
2.1	DIMENSIONADO DE LA CERCHA	4
2.1.1	CÁLCULO DE AXILES MEDIANTE 'MÉTODO DE LOS NUDOS'	6
2.1.2	CÁLCULO DE AXILES MEDIANTE "SAP 2000" Y COMPROBACIÓN DE RESULTADOS	10
2.1.3	DIMENSIONADO DE LA CERCHA	13
2.2	DIMENSIONADO DE LOS PILARES	17
2.2.1	COMPROBACIÓN DE RESISTENCIA.....	19
2.2.2	MÉTODO SIMPLIFICADO A PANDEO	19
2.3	DIMENSIONADO DE LAS ZAPATAS	21
2.3.1	CONDICIÓN DE RIGIDEZ	23
2.3.2	DETERMINACIÓN DE PESOS Y COMPROBACIÓN A VUELCO	23
2.3.3	COMPROBACIÓN A DESLIZAMIENTO	24
2.3.4	TRANSMISIÓN DE TENSIONES AL TERRENO	24
2.3.5	COMPROBACIÓN DE SECCIONES DE HORMIGÓN Y DETERMINACIÓN DE LA ARMADURA A TRACCIÓN.....	25

ÍNDICE DE TABLAS Y FIGURAS

Figura 1: Axiles en cercha	5
Figura 2: Numeración nudos y medidas ángulos	6
Figura 3: Esfuerzos nudo 1.....	7
Figura 4: Esfuerzos nudo 15.....	8
Figura 5: Cercha en SAP 2000 (1).....	10
Figura 6: Cercha en SAP 2000 (2).....	11
Figura 7: Momentos en cercha SAP 2000	11
Figura 8: Axiles en cercha SAP 2000	12
Figura 9: Cercha con secciones	21
Figura 10: Detalle Zapata (1).....	22
Figura 11: Detalle zapata (2)	25
Figura 12: Detalle zapata (3)	26
Figura 13: Detalle zapata (4)	26
Tabla 1: Axiles obtenidos mediante ' <i>Método de los nudos</i> '.....	10
Tabla 2: Axiles SAP2000 y Método nudos.....	13
Tabla 3: Perfil armadura	14
Tabla 4: Perfil diagonal inicial y final.....	15
Tabla 5: Perfil diagonals y montantes.....	16
Tabla 6: Resumen perfiles cercha	17
Tabla 7: Perfil pilares.....	19
Tabla 8: Resumen perfiles cercha y pilares	20
Tabla 9: Dimesionado propuesto	21
Tabla 10: Esfuerzos en zapata	22
Tabla 11: Datos materiales de la zapata y del suelo.....	22

1 INTRODUCCIÓN

Consiste en una nave de planta rectangular, de 30 m de anchura y 50 m de longitud (1500 m²), con cubierta a dos aguas (simétrica). La altura de fachada es de 8.6 m y la altura de coronación es de 11 m. Los pórticos tienen una separación de 5 m entre ellos.

Se encuentra situada en el término municipal Agullent, situado en la provincia de Valencia, en la Comunidad Valenciana (España). Concretamente en el Polígono Industrial "Els Planets", en la Calle de Mila, número 1, Finca III, IP-8 Benifet, parcela 24.077(01/06/02/03), cuya referencia catastral es 2407702YJ1020N0001UF, 2407701YJ1020N0001ZF, 2407703YJ1020N0001HF, 2407706YJ1020N0001BF, la cual cuenta con una superficie total de 25093.86m².

Como la superficie total es demasiado elevada para las 2500 t de aceitunas que tendrá la almazara, se ha seleccionado solo una parte de la parcela, la 06 con referencia catastral 2407706YJ1020N0001BF, y con una superficie total de 5263m².

Los muros laterales se cierran con panel prefabricado de hormigón, en disposición horizontal, con una altura de 6 m. Para el resto, (2.6 m) se dispone de panel de fachada mediante correas unidas al pilar. La cubierta se realiza a base de panel tipo sándwich de 4 cm de espesor con placa metálica de 0.8 mm prelacada en ambas caras.

Los elementos estructurales más relevantes de la nave son:

- a) **Pórtico principal:** 30 m de luz y separación entre vanos de 5 m. Se ha desarrollado como estructura triangulada de cubierta (celosía a dos aguas).
- b) **Correas de cubierta y fachada:** Se encuentran espaciadas cada 1.5 m las de la cubierta y cada 1 m las de fachada.

Se ha diseñado la nave para la ultracongelación de hojas de espinacas. Las dimensiones establecidas se ajustan a las necesidades de superficie y altura interior.

Se ha considerado una tensión máxima admisible de 2000 kg/cm².

2 CÁLCULO ESTRUCTURA PRINCIPAL

A continuación, se ha detallado el proceso para el cálculo de las fuerzas ejercidas sobre la estructura de la nave, y así poder dimensionar las distintas partes que la componen.

El cálculo se ha realizado para los dos partes que componen la estructura principal:

1. Cercha
2. Pilares

El cálculo se ha realizado manualmente mediante métodos simplificados, y posteriormente se ha utilizado el programa SAP2000 (Structural Analysis Program), para la comprobación de esfuerzos.

2.1 DIMENSIONADO DE LA CERCHA

Las estructuras metálicas deben proyectarse de forma que puedan resistir los efectos más desfavorables de las cargas aplicadas durante su construcción y durante la vida de la misma, con un grado de seguridad prefijado.

En primer lugar, para poder realizar el dimensionado de la cercha, se deben definir las situaciones de dimensionado que resulten determinantes. Estas deben englobar todas las condiciones y circunstancias previsibles durante la construcción. En este caso, se han clasificado de la siguiente manera:

- **Acciones constantes:** Se refieren a condiciones normales de uso.
- **Acciones transitorias y extraordinarias:** Se refieren a condiciones aplicables durante un periodo de tiempo limitado.

a) Acciones constantes:

Para el cálculo de las acciones constantes, se han tenido en cuenta distintas cargas que serán permanentes a lo largo de la vida de la estructura metálica:

- Peso de las correas \longrightarrow 6 kg/m²
- Peso de la cubierta \longrightarrow 14 kg/m²
- Peso propio de la estructura \longrightarrow 25 kg/m²
- Peso placas solares \longrightarrow 20 kg/m²
- Peso de las cámaras frigoríficas \longrightarrow 20 kg/m²

La suma de todas estas acciones constantes da un total de 85 kg/m² al cual se aplicará un coeficiente de mayoración de 1.35, dando un resultado de 114.75 kg/m².

b) Acciones transitorias y extraordinarias:

En este caso, se tendrán en cuenta las acciones aplicables un periodo limitado de tiempo que puedan afectar a la estructura metálica. Estas incluyen:

- Nieve \longrightarrow 20 kg/m²
- Sobrecarga de uso (operarios) \longrightarrow 40 kg/m²

La suma de ambas da un resultado 60 kg/m², en este caso, aplicará un coeficiente de mayoración de 1.50 dando un total de 90 kg/m².

Como se ha indicado anteriormente, la estructura metálica debe proyectarse para poder resistir las condiciones más desfavorables. La suma de las acciones constantes y las acciones transitorias y extraordinarias mayoradas, supondrá la carga más crítica que deba soportar la estructura a lo largo de su vida. Esta será de 205 kg/m².

El cálculo de la carga uniformemente repartida sobre la estructura, dado que la separación entre los porticos (5 m), dará un valor de 1025 kg/m, que multiplicado por la anchura de la nave dará una carga total de 30750 kg de fuerza.

Sabiendo que la cercha está dividida en un total de 20 nudos, puesto que la separación entre cada vano es de 1.5 m, la carga por nudo será de

$$30750 \text{ kg} / 20 \text{ nudos} = 1537.5 \text{ kg en cada nudo}$$

Los extremos soportarán la mitad de la carga (768.75 kg) por tanto, las fuerzas quedarán distribuidas de la siguiente forma:

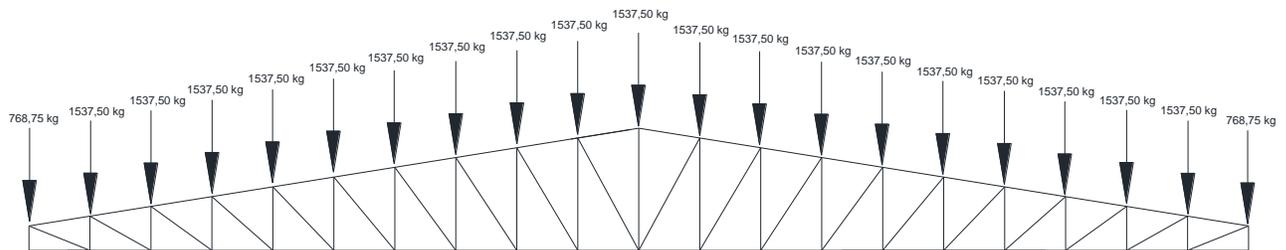


Figura 1: Axiles en cercha

Una vez calculadas las cargas que afectan a la cercha, se ha procedido al cálculo de los esfuerzos axiales mediante el 'Método de los nudos'. Mediante los axiles, podrá calcularse las secciones necesarias para soportar tales esfuerzos.

2.1.1 CÁLCULO DE AXILES MEDIANTE 'MÉTODO DE LOS NUDOS'

Los nudos se han considerado articulados para facilitar su cálculo ya que, aunque en la realidad se comporten como nudos rígidos, las uniones de este tipo de vigas presentan un comportamiento muy similar a una rótula.

Teniendo esta premisa en cuenta, se ha procedido al cálculo de los axiles de las barras mediante este método.

En primer lugar, se han numerado los nudos de forma que facilite su cálculo, midiendo además los ángulos que forman las distintas barras:

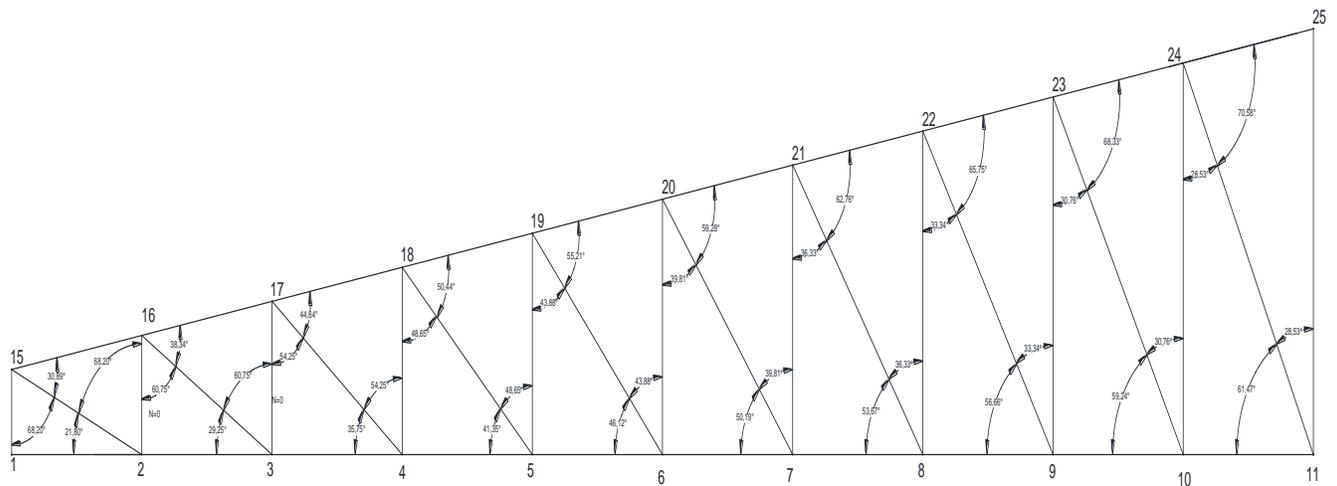


Figura 2: Numeración nudos y medidas ángulos

Sabiendo que la cercha es simétrica, los esfuerzos presentes en la otra mitad de la estructura serán iguales.

A continuación se describen los cálculos realizados para el nudo 1 y 15, siendo el resto de cálculos similares. Al final se adjunta tabla con los resultados obtenidos.

2.1.1.1 CÁLCULO NUDO 1

Se aísla el nudo 1, observando las fuerzas que se ejercen sobre él:

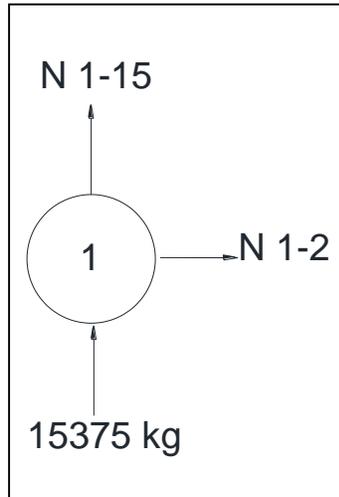


Figura 3: Esfuerzos nudo 1

El axil ' N_{1-15} ' y el axil ' N_{1-2} ' corresponden al esfuerzo de la barra entre el nudo 1 y el nudo correspondiente.

Mediante las ecuaciones en estático, se sabe que:

- $\sum F_H = 0$
- $\sum F_V = 0$

En este caso:

$$\sum F_H = 0 \longrightarrow N_{1-2} = 0 \text{ kg}$$

$$\sum F_V = 0 \longrightarrow N_{1-15} + 15375 = 0 \longrightarrow N_{1-15} = -15375 \text{ kg}$$

El símbolo negativo del resultado indica que la barra trabaja a compresión mientras que, un resultado positivo, indica que la barra trabaja a tracción.

2.1.1.2 CÁLCULO NUDO 15

Se aísla el nudo 15, observando las fuerzas que se ejercen sobre él:

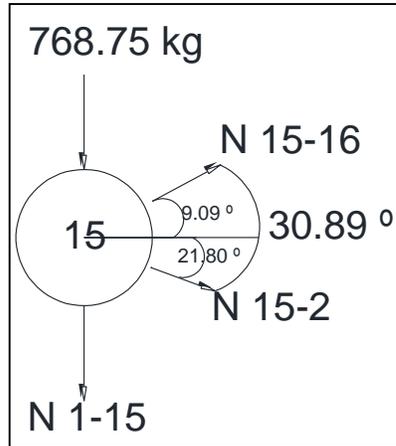


Figura 4: Esfuerzos nudo 15

Partiendo de:

- $\sum F_H = 0$
- $\sum F_V = 0$

$$\sum F_H = 0 \longrightarrow N_{15-16} \cos (9.09) + N_{15-2} \cos (21.8) = 0$$

$$N_{15-16} = - N_{15-2} (\cos (21.8) / \cos (9.09)) \quad (1)$$

$$\sum F_V = 0 \longrightarrow N_{15-16} \sen (9.09) - 768.75 - N_{15-1} - N_{15-2} \sen (21.8) = 0 \quad (2)$$

Sustituyendo (1) en (2):

$$(- N_{15-2} (\cos (21.8) / \cos (9.09))) \cdot \sen (9.09) - 768.75 - N_{15-1} - N_{15-2} \sen (21.8) = 0$$

- $N_{15-2} = 28093.21 \text{ kg}$
- $N_{15-16} = -26415.90 \text{ kg}$

De esta forma se han calculado todos los axiles de las barras obteniendo los resultados que se indican a continuación en 'Tabla 1': Además, los resultados han sido comprobados mediante el software de cálculos de estructuras 'SAP' los cuales se añadirán en el siguiente apartado.

2.1.1.1 RESULTADOS OBTENIDOS

BARRA	AXIL	TIPO	C/T
1-2	0,00	Cordón Inferior	-
1-15	-15375,00	Montante Inicial	Compresión
15-16	-26415,90	Cordón Superior	Compresión
15-2	28093,21	Diagonal Inicial	Tracción
2-3	26084,15	Cordón Inferior	Tracción
2-16	-10432,91	Montante	Compresión
16-3	14243,22	Diagonal	Tracción
16-17	-38669,35	Cordón Superior	Compresión
3-4	38511,30	Cordón Inferior	Tracción
3-17	-6959,54	Montante	Compresión
17-4	7535,18	Diagonal	Tracción
17-18	-45119,23	Cordón Superior	Compresión
4-5	44552,56	Cordón Inferior	Tracción
4-18	-4498,90	Montante	Compresión
18-5	3670,02	Diagonal	Tracción
18-19	-47909,40	Cordón Superior	Compresión
5-6	47307,69	Cordón Inferior	Tracción
5-19	-2424,52	Montante	Compresión
19-6	1066,47	Diagonal	Tracción
19-20	-48657,99	Cordón Superior	Compresión
6-7	48046,88	Cordón Inferior	Tracción
6-20	-768,75	Montante	Compresión
20-21	-48085,54	Cordón Superior	Compresión
20-7	-882,96	Diagonal	Compresión
7-8	47481,62	Cordón Inferior	Tracción
7-21	678,31	Montante	Tracción
21-22	-46609,23	Cordón Superior	Compresión
21-8	-2460,82	Diagonal	Compresión
8-9	46023,85	Cordón Inferior	Tracción
8-22	1982,57	Montante	Tracción
22-23	-44487,30	Cordón Superior	Compresión
22-9	-3812,25	Diagonal	Compresión
9-10	43928,57	Cordón Inferior	Tracción
9-23	3184,82	Montante	Tracción
23-24	-41888,18	Cordón Superior	Compresión

BARRA	AXIL	TIPO	C/T
23-10	-5017,71	Diagonal	Compresión
10-11	41362,09	Cordón Inferior	Tracción
10-24	4311,68	Montante	Tracción
24-25	-38926,39	Cordón Superior	Compresión
24-11	-6124,63	Diagonal	Compresión
25-11	10762,50	Montante	Tracción

Tabla 1: Axiles obtenidos mediante 'Método de los nudos'

2.1.2 CÁLCULO DE AXILES MEDIANTE "SAP 2000" Y COMPROBACIÓN DE RESULTADOS

El SAP2000 es un programa de elementos finitos, con interfaz gráfico 3D orientado a objetos, preparado para realizar, de forma totalmente integrada, la modelación, análisis y dimensionamiento de lo más amplio conjunto de problemas de ingeniería de estructuras.

En el presente trabajo se ha utilizado el programa para comprobar los resultados obtenidos de manera manual.

En el cálculo SAP2000, se han considerado los nudos de la cercha como rígidos.

En primer lugar, se ha dibujado la cercha para poder realizar el cálculo de los axiles:

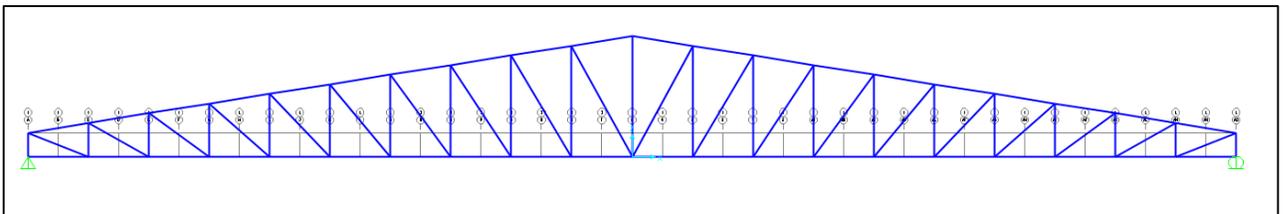


Figura 5: Cercha en SAP 2000 (1)

A continuación, se han calculado los axiles, obteniendo unos resultados muy similares a los calculados mediante el “Método de los nudos”:

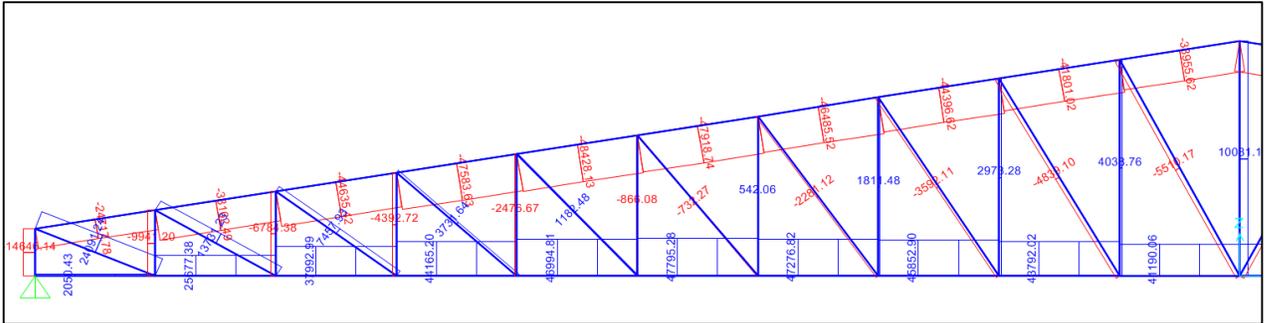


Figura 8: Axiles en cercha SAP 2000

BARRA	AXIL (Método Nudos)	AXIL (SAP 2000)
1-2	0.00	
1-15	-15375.00	-14646.14
15-16	-26415.90	24717.78
15-2	28093.21	24091.24
2-3	26084.15	25677.38
2-16	-10432.91	-9941.20
16-3	14243.22	13731.23
16-17	-38669.35	-38102.49
3-4	38511.30	37992.99
3-17	-6959.54	-6784.38
17-4	7535.18	7457.93
17-18	-45119.23	-44635.42
4-5	44552.56	44165.20
4-18	-4498.90	-4392.72
18-5	3670.02	3731.64
18-19	-47909.40	-47583.63
5-6	47307.69	46994.81
5-19	-2424.52	-2476.67
19-6	1066.47	1182.48
19-20	-48657.99	-48428.13
6-7	48046.88	47795.28
6-20	-768.75	-866.08

BARRA	AXIL (Método Nudos)	AXIL (SAP 2000)
20-21	-48085.54	-47918.74
20-7	-882.96	732.27
7-8	47481.62	47276.82
7-21	678.31	542.06
21-22	-46609.23	-46485.52
21-8	-2460.82	-2281.12
8-9	46023.85	45852.90
8-22	1982.57	1811.48
22-23	-44487.30	-44396.62
22-9	-3812.25	-3592.11
9-10	43928.57	43792.02
9-23	3184.82	2978.28
23-24	-41888.18	-41801.02
23-10	-5017.71	-4839.10
10-11	41362.09	41190.06
10-24	4311.68	4038.76
24-25	-38926.39	-33955.62
24-11	-6124.63	-5510.17
25-11	10762.50	10081.10

Tabla 2: Axiles SAP2000 y Método nudos

2.1.3 DIMENSIONADO DE LA CERCHA

La cercha se divide en tres partes:

- **Armadura:** Parte exterior de la cercha.
- **Diagonales:** Barras diagonales dentro de la cercha.
- **Montantes:** Barras verticales dentro de la cercha.

En este caso, se ha seleccionado 3 secciones distintas para las diferentes partes de la cercha.

2.1.3.1 ARMADURA

Para el dimensionado tanto de la armadura, como del resto de partes que forman la cercha, se ha observado en primer lugar la barra con el esfuerzo axial mayor ya sea de tracción como de compresión.

En este caso, el axial más desfavorable a compresión se encuentra en la parte superior de la armadura (Cordón superior) en la barra N₁₉₋₂₀ con un axial de -48657.99 kg.

Por otro lado, el axial más desfavorable a tracción se encuentra en la parte inferior de la armadura (Cordón inferior) en la barra N₆₋₇ con un axial de 48046.88 kg.

A. Compresión

Una vez obtenido el axial máximo, se ha calculado la tensión de trabajo. Esta tensión se calcula de la siguiente manera:

$$\sigma = N/A$$

N= Axial mayor

A= Área de la barra (cm²)

La tensión calculada debe cumplir una serie de criterios por los que se irá variando el área hasta que se cumplan. Éste área ha sido elegida del '*Prontuario de perfiles*' para tubo cuadrado hueco:

PERFIL	A (cm ²)	i (cm)
140x5mm	26,70	5,54

Tabla 3: Perfil armadura

- $\sigma \leq \sigma_{adm} \longrightarrow \sigma_{adm} = 2000 \text{ kg/cm}^2$

$$\sigma = 1822.40 \text{ kg/cm}^2 \longrightarrow 1822.40 \text{ kg/cm}^2 \leq 2000 \text{ kg/cm}^2 \text{ (CUMPLE)}$$

- $\sigma \leq \sigma_{crit} \longrightarrow \sigma_{crit} = \pi^2 \left(\frac{E}{\lambda^2} \right) = 12251.33 \text{ kg/cm}^2$

E= Esbeltez ($2.1 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$)

$$\lambda = \frac{\beta \cdot L}{i} = \frac{1.5 \cdot 151.91}{5.54} = 41.13$$

β = Pandeo (1.5)

L= Longitud de la barra (cm)

i = Radio de giro (cm)

$$\sigma = 1822.40 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{\text{crit}} = 12251.33 \text{ kg/cm}^2 \longrightarrow 1822.40 \text{ kg/cm}^2 \leq 12251.33 \text{ kg/cm}^2 \quad (\text{CUMPLE})$$

B. Tracción

El cálculo de la tensión será el mismo que para compresión. Se ha seleccionado la misma sección que en el caso anterior (*Tabla 2*)

$$\sigma = N/A \longrightarrow \sigma = 1799.51 \text{ kg/cm}^2$$

En este caso, la tensión calculada debe cumplir un único criterio:

- $\sigma \leq \sigma_{\text{adm}} \longrightarrow \sigma_{\text{adm}} = 2000 \text{ kg/cm}^2$

$$1799.51 \text{ kg/cm}^2 \leq 2000 \text{ kg/cm}^2 \quad (\text{CUMPLE})$$

2.1.3.2 DIAGONAL INICIAL Y FINAL

Se ha seleccionado una sección diferente para la diagonal inicial y final, dado que son las que mayor axil tienen y se podría sobredimensionar el resto.

En este caso el axil de la barra N₆₋₇ (Diagonal inicial) es de 28093.21 kg y actúa a tracción por lo que deberá de cumplir el criterio de $\sigma \leq \sigma_{\text{adm}}$:

PERFIL	A (cm ²)	t (cm)
100x5mm	18,10	3,83

Tabla 4: Perfil diagonal inicial y final

- $\sigma \leq \sigma_{\text{adm}} \longrightarrow \sigma_{\text{adm}} = 2000 \text{ kg/cm}^2$

$$\sigma = 1552.11 \text{ kg/cm}^2 \longrightarrow 1552.11 \text{ kg/cm}^2 \leq 2000 \text{ kg/cm}^2 \quad (\text{CUMPLE})$$

2.1.3.3 RESTO DE DIAGONALES Y MONTANTES

En este caso, el axil más desfavorable a compresión se encuentra en el montante correspondiente a N₂₋₁₆ con un axil de -10432.91 kg.

Por otro lado, el axil más desfavorable a tracción se encuentra en la diagonal correspondiente a N₁₆₋₃ con un axil de 14243.22 kg.

A. Compresión

PERFIL	A (cm ²)	i (cm)
80x5mm	14,10	3,01

Tabla 5: Perfil diagonals y montantes

- $\sigma \leq \sigma_{adm} \longrightarrow \sigma_{adm} = 2000 \text{ kg/cm}^2$

$$\sigma = 739.92 \text{ kg/cm}^2 \longrightarrow 739.92 \text{ kg/cm}^2 \leq 2000 \text{ kg/cm}^2 \quad (\text{CUMPLE})$$

- $\sigma \leq \sigma_{crit} \longrightarrow \sigma_{crit} = \pi^2 \left(\frac{E}{\lambda^2} \right) = 11827.99 \text{ kg/cm}^2$

$$\lambda = \frac{\beta \cdot L}{i} = \frac{1.5 \cdot 84}{3.01} = 41.86$$

$$\sigma = 739.92 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{crit} = 11827.99 \text{ kg/cm}^2 \longrightarrow 739.92 \text{ kg/cm}^2 \leq 11827.99 \text{ kg/cm}^2 \quad (\text{CUMPLE})$$

B. Tracción

El cálculo de la tensión será el mismo que para compresión. Se ha seleccionado la misma sección que en el caso anterior ('Tabla 4')

$$\sigma = \text{N/A} \longrightarrow \sigma = 1010.16 \text{ kg/cm}^2$$

En este caso, la tensión calculada debe cumplir un único criterio:

- $\sigma \leq \sigma_{adm} \longrightarrow \sigma_{adm} = 2000 \text{ kg/cm}^2$

$$1010.16 \text{ kg/cm}^2 \leq 2000 \text{ kg/cm}^2 \quad (\text{CUMPLE})$$

Por tanto, las secciones de la cercha quedarán divididas de la siguiente forma:

TIPO	PERFIL	A (cm ²)
Armadura	140x5mm	26,70
Diagonal inicial y final	100x5mm	18,10
Resto de diagonales y montantes	80x5mm	14,10

Tabla 6: Resumen perfiles cercha

En este caso, se ha llevado a cabo la comprobación de las secciones mediante el SAP 2000 a partir de la cercha calculada anteriormente.

2.2 DIMENSIONADO DE LOS PILARES

Para el cálculo del dimensionado de los pilares principales se han seguido los siguientes pasos:

1. Cálculo axil:

El axil del pilar será el correspondiente al de la reacción en los apoyos de la cercha, es decir, 15375 kg.

2. Cálculo momento máximo ($M_{\text{máx}}$):

Dado que el pilar tiene un comportamiento de una viga empotrada apoyada, su momento máximo estará entre $\frac{qL^2}{8}$ y $\frac{qL^2}{2}$. Se ha elegido $\frac{qL^2}{4}$ para su cálculo.

En primer lugar, se ha calculado la carga uniformemente distribuida (q) sobre el pilar. Esta vendrá influenciada por el viento. Para su cálculo, se ha tenido en cuenta que la nave está ubicada en “zona de viento A”, con unas rachas máximas de 26 m/s lo que es equivalente a 42 kg/m² de presión. Partiendo de estos datos, “ q ” será igual a:

$$q_e = C_p \cdot C_e \cdot q_b$$

q_e = Presión estática del viento.

q_b = Presión dinámica del viento.

C_e = Coeficiente de exposición a la altura máxima del pilar.

C_p = Coeficiente de presión del viento normal a la fachada lateral.

Dado que la nave se encuentra en “zona A-grado III”, C_p será igual a 1.2 y C_e a 2.25. De esta forma:

$$q_e = 1.2 \cdot 2.25 \cdot 42 = 133.4 \text{ kg/m}^2$$

A esta presión se ha aplicado un coeficiente de mayoración de 1.50 quedando un valor de:

$$q_e = 133.4 \text{ kg/m}^2 \cdot 1.5 = 170.1 \text{ kg/m}^2$$

Por último, dado que la separación entre pilares es de 5 m, “ q ” será igual a:

$$q = q_e \cdot 5 \text{ m} = 170.1 \text{ kg/m}^2 \cdot 5 \text{ m} = 850.5 \text{ kg/m}$$

Sabiendo la carga uniformemente distribuida y la longitud del pilar (8.6 m), se ha calculado el $M_{\text{máx}}$:

$$M_{\text{máx}} = \frac{qL^2}{4} = \frac{850.5 \cdot 8.6^2}{4} = 15725.75 \text{ kg}\cdot\text{m}$$

3. Cálculo de la tensión (σ):

El cálculo de la tensión y la elección del dimensionado se ha realizado de dos maneras:

- **Comprobación de resistencia**
- **Método simplificado**

2.2.1 COMPROBACIÓN DE RESISTENCIA

En primer lugar, se ha elegido una sección de pilar. En este caso, se ha elegido los valores estáticos del perfil "HEB" presentes en el "Prontuario de perfiles":

HEB				
	A (cm ²)	I_y (cm)	I_z (cm)	W_y
280	131,4	12,1	7,09	1380

Tabla 7: Perfil pilares

La tensión en este caso será:

$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M_{\text{máx}}}{W} = \frac{15375}{131,4} + \frac{15725,75 \cdot 100}{1380} = 1256,56 \text{ kg/cm}^2$$

Para que esta área de pilar sea correcta, la tensión deberá cumplir el siguiente criterio:

- $\sigma \leq \sigma_{\text{adm}} \longrightarrow \sigma_{\text{adm}} = 2000 \text{ kg/cm}^2$

$$\sigma = 1256,56 \text{ kg/cm}^2 \longrightarrow 1256,56 \text{ kg/cm}^2 \leq 2000 \text{ kg/cm}^2 \text{ (CUMPLE)}$$

2.2.2 MÉTODO SIMPLIFICADO A PANDEO

Se han elegido los valores utilizados para el caso anterior en la "Tabla 6".

En este caso, la tensión se calculará de la siguiente forma y deberá cumplir el siguiente requisito:

$$\sigma = \frac{N}{0.2 \cdot A} + \frac{M_{\text{máx}}}{W} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{N}{N_{\text{crít}}}\right)}$$

$$N_{\text{crít}} = \sigma_{\text{crít}} \times A = 1408.69 \cdot 131.4 = 185101.52 \text{ kg}$$

$$\sigma_{\text{crít}} = \pi^2 \left(\frac{E}{\lambda^2}\right) = 1408.69 \text{ kg/cm}^2$$

$$E = \text{Esbeltéz (2.1 x 10}^6 \text{ kg/cm}^2)$$

$$\lambda = \frac{\beta \cdot L}{i} = \frac{2 \cdot \left(\frac{860}{2}\right)}{7.09} = 121.30$$

$$\beta = \text{Pandeo (2)}$$

$$\sigma = \frac{N}{0.2 \cdot A} + \frac{M_{\text{máx}}}{W} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{N}{N_{\text{crít}}}\right)} = \frac{15375}{0.2 \cdot 131.4} + \frac{15725.75}{1380} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{15375}{185101.52}\right)} = 1827.82 \text{ kg/cm}^2$$

- $\sigma \leq \sigma_{\text{adm}} \longrightarrow \sigma_{\text{adm}} = 2000 \text{ kg/cm}^2$

$$\sigma = 1827.82 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{\text{adm}} = 2000 \text{ kg/cm}^2 \longrightarrow 1827.82 \text{ kg/cm}^2 \leq 2000 \text{ kg/cm}^2 \text{ (CUMPLE)}$$

El dimensionado total de la cercha y de los pilares queda resumido en la siguiente tabla:

TIPO	PERFIL	A (cm ²)
Armadura	140x5mm	26,70
Diagonal inicial y final	100x5mm	18,10
Resto de diagonales y montantes	80x5mm	14,10
Pilares	280 HEB	131.4

Tabla 8: Resumen perfiles cercha y pilares

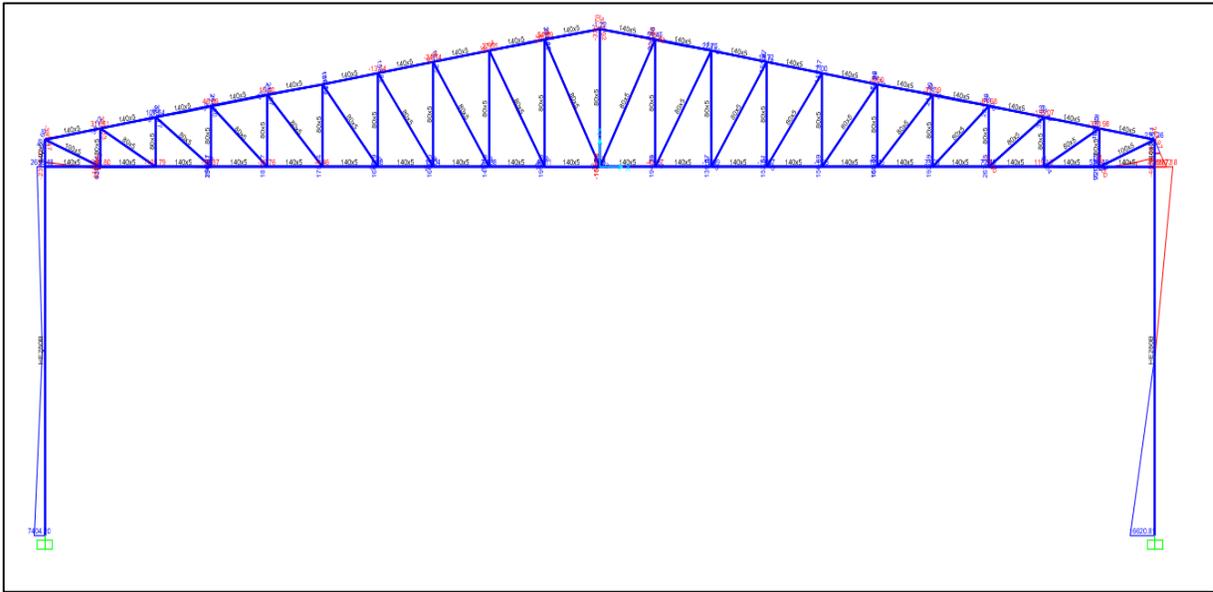


Figura 9: Cercha con secciones

Se ha comprobado la estructura completa con el SAP2000, siendo los perfiles finales obtenidos similares a los obtenidos de manera manual.

2.3 DIMENSIONADO DE LAS ZAPATAS

La zapata es un tipo de cimentación superficial situada bajo los pilares de la estructura y cuya función es transmitir al terreno las tensiones a las que está sometida el resto de la estructura y anclarla.

Su cálculo es un proceso iterativo, es decir, se dan valores a las dimensiones y se comprueba mediante diversos métodos si la solución adquirida es correcta.

Se han dado los siguientes valores:

a₀	b₀	a	b	h	H
0,6	0,4	3	2	0,7	2

Tabla 9: Dimensionado propuesto

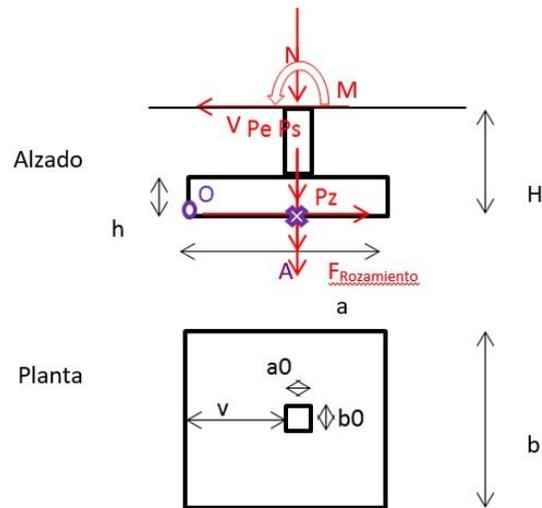


Figura 10: Detalle Zapata (1)

Sabiendo que los esfuerzos que afectan a la zapata son los mismos que los del pilar, puesto que la zapata es la encargada de transmitir estos al terreno, y sabiendo además los datos del suelo y de los materiales utilizados para su construcción (acero y hormigón):

N (kg)	M (kg·m)	V (Kg)	TIPO
10250	10483,83	4876,2	CENTRADA

Tabla 10: Esfuerzos en zapata

	f_{ck} (Kg/cm ²)	γ_g	γ_c	ρ_h (Kg/m ³)		
Datos hormigón (HA-25)	250	1,5	1,5	2400		
	f_{yk} (Kg/cm ²)	γ_s				
Datos acero (B-500 S)	5100	1,5				
	ρ_s (Kg/m ³)	σ_{Adm} (Kg/cm ²)	ϕ' (°)	γ_{Vuelco}	$\gamma_{Deslizamiento}$	
Datos suelo	1800	1,5	30	2	1,5	

Tabla 11: Datos materiales de la zapata y del suelo

Se ha procedido a la comprobación de los valores asignados a la zapata de la siguiente forma:

2.3.1 CONDICIÓN DE RIGIDEZ

En primer lugar, es necesario conocer si la zapata es rígida o flexible.

$v \leq 2h$ —————> Zapata rígida

$v \geq 2h$ —————> Zapata flexible

Siendo “v” vuelo de distancia desde la base del vértice del enano hasta el vértice del lado menor y “h” la altura del centro de la zapata. En este caso:

- $V = \frac{a}{2} - \frac{a_0}{2} = \frac{3}{2} - \frac{0.6}{2} = 1.2 \text{ m}$

- $2h = 2 \times 0.7 = 1.4 \text{ m}$

$1.2 \text{ m} \leq 1.4 \text{ m}$ —————> **Zapata rígida**

2.3.2 DETERMINACIÓN DE PESOS Y COMPROBACIÓN A VUELCO

Se han calculado los pesos que afectan a la zapata:

- $P_E = \rho_{\text{Hormigón}} \cdot a_0 \cdot b_0 \cdot (H-h) = 2400 \cdot 0.6 \cdot 0.4 \cdot (2-0.7) = 748.8 \text{ kg}$
- $P_z = \rho_{\text{Hormigón}} \cdot a \cdot b \cdot h = 2400 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 0.7 = 10080 \text{ kg}$
- $P_s = \rho_{\text{Suelo}} \cdot a \cdot b \cdot (H-h) - \rho_{\text{Suelo}} \cdot a_0 \cdot b_0 \cdot (H-h) = (1800 \cdot 3 \cdot 2 \cdot (2-0.7)) - (1800 \cdot 0.6 \cdot 0.4 \cdot (2-0.7)) = 13478.4 \text{ kg}$
- $\Sigma F_{\text{verticales}} = \Sigma N_T = N + P_E + P_z + P_s = 10250 + 748.8 + 10080 + 13478.4 = 34557.2 \text{ kg}$

A partir de estos, se ha realizado la comprobación a vuelco. Esta comprobación sirve para comprobar que la estructura no se pueda levantar ni volcar en toda su vida:

- $\Sigma M_{\text{Desestabilizadoras}} = M + V \cdot H = 10483.83 + (4876.2 \cdot 2) = 20236.23 \text{ kg}\cdot\text{m}$
- $\Sigma M_{\text{Desestabilizadoras}} \cdot \gamma_{\text{Vuelco}} = 20236.23 \cdot 2 = 40472.46 \text{ kg}\cdot\text{m}$
- $\Sigma M_{\text{Estabilizadores}} = \Sigma F_{\text{verticales}} \cdot \frac{a}{2} = 34557.2 \cdot \frac{3}{2} = 51835.80 \text{ kg}\cdot\text{m}$

$$\Sigma M_{\text{Desestabilizadoras}} \cdot \gamma_{\text{Vuelco}} \leq \Sigma M_{\text{Estabilizadores}} \quad \longrightarrow \quad 40472.46 \text{ kg}\cdot\text{m} \leq 51835.80 \text{ kg}\cdot\text{m}$$

Dado que $\Sigma M_{\text{Desestabilizadoras}} \cdot \gamma_{\text{Vuelco}} \leq \Sigma M_{\text{Estabilizadores}}$ se cumple la comprobación a vuelco.

2.3.3 COMPROBACIÓN A DESLIZAMIENTO

Para cumplir este criterio, $\Sigma F_{\text{Desestabilizadoras}} \cdot \gamma_{\text{Deslizamiento}} \leq \Sigma F_{\text{Estabilizadoras}}$

- $\Sigma F_{\text{Desestabilizadoras}} = V = 4876.2 \text{ kg}$
- $\Sigma F_{\text{Desestabilizadoras}} \cdot \gamma_{\text{Deslizamiento}} = 4876.2 \cdot 1.5 = 7314.30 \text{ kg}$
- $\delta = \frac{2}{3} \cdot \phi' = \frac{2}{3} \cdot 30 = 20^\circ$
- $\Sigma F_{\text{Estabilizadoras}} = F_{\text{Rozamiento}} = \Sigma N_T \cdot \tan \delta = 34557.2 \cdot \tan 20^\circ = 12577.79 \text{ kg}$

$$\Sigma F_{\text{Desestabilizadoras}} \cdot \gamma_{\text{Deslizamiento}} \leq \Sigma F_{\text{Estabilizadoras}} \quad \longrightarrow \quad 7314.30 \text{ kg} \leq 12577.79 \text{ kg}$$

Dado que $\Sigma F_{\text{Desestabilizadoras}} \cdot \gamma_{\text{Deslizamiento}} \leq \Sigma F_{\text{Estabilizadoras}}$ se cumple la comprobación a deslizamiento.

2.3.4 TRANSMISIÓN DE TENSIONES AL TERRENO

Para cumplir este criterio, $\sigma_{\text{máx}} \leq \sigma_{\text{adm}}$. En este caso se sabe que σ_{adm} es de 1.5 kg/cm^2 , por lo que se ha procedido al cálculo de $\sigma_{\text{máx}}$:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{4}{3} \frac{\Sigma N_T}{(a-2e)} \cdot \frac{1}{b}$$

Siendo “a” el lado mayor de la zapata y “b” el lado menor, se ha calculado “e” que corresponde a la excentricidad de la zapata, la cual deberá ser mayor que $\frac{a}{6}$:

$$e = \frac{\sum M}{\sum N_T} = \frac{M+V \cdot H}{\sum N_T} = \left(\frac{10483.83 + 4876.20 \cdot 2}{34557.20} \right) \cdot 100 = 58.56 \text{ cm}$$

$$\frac{a}{6} \leq e \longrightarrow \frac{a}{6} = \left(\frac{3}{6} \right) \cdot 100 = 50 \text{ cm} \leq 58.56 \text{ cm}$$

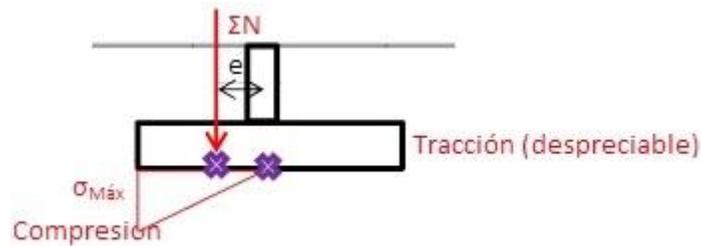


Figura 11: Detalle zapata (2)

De esta forma, ya se puede realizar el cálculo de $\sigma_{\text{máx}}$:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{4}{3} \cdot \frac{\sum N_T}{(a-2e)} \cdot \frac{1}{b} = \frac{4}{3} \cdot \frac{34557.2}{(300-2 \cdot 58.56)} \cdot \frac{1}{200} = 1.26 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{\text{máx}} \leq \sigma_{\text{adm}} \longrightarrow 1.26 \text{ kg/cm}^2 \leq 1.5 \text{ kg/cm}^2 \quad \text{(CUMPLE)}$$

2.3.5 COMPROBACIÓN DE SECCIONES DE HORMIGÓN Y DETERMINACIÓN DE LA ARMADURA A TRACCIÓN

Este apartado se centra en el dimensionado estructural de la zapata, considerando la sección de referencia como un empotramiento. La distribución de cargas es triangulada, pero se ha considerado rectangular puesto que su cálculo es más sencillo y el resultado no difiere de forma significativa.

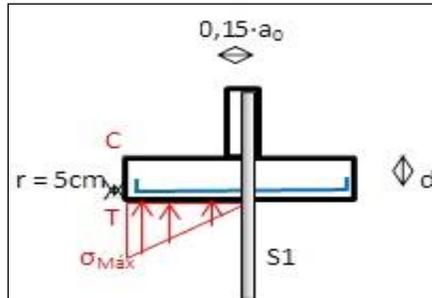


Figura 12: Detalle zapata (3)

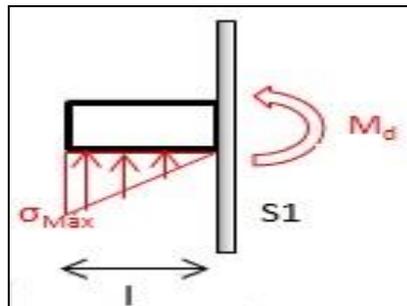


Figura 13: Detalle zapata (4)

En primer lugar, se ha calculado “l”:

$$l = v + 0.15 \cdot a_0 = (1.2 + 0.15 \cdot 0.6) \cdot 100 = 129.00 \text{ cm}$$

v = Vuelo de distancia desde la base del vértice del enano hasta el vértice del lado menor (1.2 m).

a₀ = Lado mayor del enano (0.6 m).

Una vez calculado “l” se ha obtenido el valor del momento “M_d”:

$$M_d = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} \cdot b \cdot l^2}{2} \cdot \gamma_g = \frac{1.26 \cdot 200 \cdot 129^2}{2} \cdot 1.5 = 3144454.72 \text{ kg} \cdot \text{cm} = 31444.55 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

A continuación, se han calculado el número de barras de acero necesarias para la armadura de la zapata, así como la sección de la misma. Se ha llevado a cabo de dos formas diferentes, eligiendo el caso más desfavorable (mayor número de barras):

A. CÁLCULO MECÁNICO

- $U_0 = 0.85 \cdot b \cdot d \cdot \frac{f_{ck}}{\gamma_c} = 0.85 \cdot 200 \cdot 65 \cdot \frac{250}{1.5} = 1841666.67 \text{ kg}$

U_0 = Capacidad mecánica del bloque comprimido.

b = Lado menor de la zapata (2 m).

d = Canto útil de la zapata = $h - r = 70 - 5 = 65 \text{ cm}$

h = Altura del centro de la zapata (0.7 m)

r = Recubrimiento mecánico (5 cm)

- $U_s = U_0 \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \frac{2 \cdot M_d}{U_0 \cdot d}}\right) = 1841666.67 \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \frac{2 \cdot 31444.55}{1841666.67 \cdot 0.65}}\right) = 49028.85 \text{ kg}$

U_s = Capacidad mecánica a tracción

Sabiendo que el diámetro mínimo recomendado de las barras de acero es de 12 mm (EHE-08):

- $U_{\phi 12} = A_{\phi 12} \cdot \frac{f_{yk}}{\gamma_c} = 1.13 \cdot \frac{5100}{1.5} = 3845.31 \text{ kg}$

$U_{\phi 12}$ = Capacidad mecánica de una barra de acero de 12 mm de ϕ

$$A_{\phi 12} = \text{Área de una barra de acero de 12 mm de } \phi = \frac{\pi \cdot \phi^2}{4} = \frac{\pi \cdot 1.2^2}{4} = 1.13 \text{ cm}^2$$

Una vez calculadas la capacidad mecánica de una barra, y la capacidad mecánica del bloque a tracción, se han calculado el número de barras requeridas:

$$n = \frac{U_s}{U_{\phi 12}} = \frac{49028.85}{3845.31} = 12.75 \text{ barras} \longrightarrow \mathbf{13 \text{ barras}}$$

B. CUANTÍAS GEOMÉTRICAS MÍNIMAS

- Área de hormigón = $\frac{0.9}{1000} \cdot b \cdot h = \frac{0.9}{1000} \cdot 200 \cdot 70 = 12.6 \text{ cm}^2$

- $A_{\phi 12}$ = Área de una barra de acero de 12 mm de $\phi = \frac{\pi \cdot \phi^2}{4} = \frac{\pi \cdot 1.2^2}{4} = 1.13 \text{ cm}^2$

$$n = \frac{\text{Área de hormigón}}{A_{\phi 12}} = \frac{12.6}{1.13} = 11.15 \text{ barras} \longrightarrow \mathbf{12 \text{ barras}}$$

Se ha escogido el mayor número de barras de las dos comprobaciones, es decir, 13 barras de acero.

ANEJO III
DISEÑO INSTALACIÓN
DE FRÍO

ÍNDICE

1	DESCRIPCIÓN DEL PRODUCTO A DESARROLLAR	3
2	DSTRIBUCIÓN DE LA NAVE.....	3
3	CARGAS TÉRMICAS.....	5
3.1	NIVEL DE FRÍO DE 2 °C	5
3.2	NIVEL DE FRÍO DE 0°C	8
3.3	NIVEL DE FRÍO DE -45 °C	10
3.4	NIVEL DE FRÍO DE -50 °C	12
3.5	RESUMEN CARGAS	14
4	CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN	14
4.1	DESCRIPCIÓN DEL CIRCUITO	15
4.2	RESULTADOS.....	18
4.3	CÁLCULOS REALIZADOS	21
5	DISEÑO DE EVAPORADORES	23
6	DISEÑO DE CONDENSADORES.....	25

ÍNDICE DE FIGURAS Y TABLAS

Figura 1: Distribución temperatura en nave	4
Figura 2: Circuito de frío	15
Figura 3: Inyección	16
Figura 4: Sistema de recirculación (1)	17
Figura 5: Sistema de recirculación (2)	18
Figura 6: Diagrama Persión-Entalpía (Coolpack).....	18
Figura 7: Gráfica temperaturas de evaporador -10 °C	24
Figura 8: Gráfica de temperaturas del condensador 40 °C	26
Tabla 1: Materiales nivel de frío 2 °C	6
Tabla 2: h y T nivel de frío 2 °C	6
Tabla 3: Humedad nivel de frío 2 °C	7
Tabla 4: h y T nivel de frío 0 °C	8
Tabla 5: Datos espinacas (1).....	9
Tabla 6: Datos espinacas (2).....	10
Tabla 7: Humedad nivel de frío 0 °C	10
Tabla 8: Materiales nivel de frío -45 °C.....	10
Tabla 9: h y T nivel de frío -45 °C	11
Tabla 10: Humedad nivel de frío -45 °C.....	11
Tabla 11: h y T nivel de frío -50 °C	12
Tabla 12: Datos espinacas (3).....	12
Tabla 13: Datos espinacas (4).....	13
Tabla 14: Humedad nivel de frío -50 °C.....	13
Tabla 15: Resumen cargas térmicas	14
Tabla 16: Niveles de presión	19
Tabla 17: Relaciones compresion de los compresores.....	19
Tabla 18: Resumen P, T y h.....	20
Tabla 19: Resumen caudales	20
Tabla 20: Trabajo compresores.....	21
Tabla 21: Eficiencia energética.....	21
Tabla 22: Dimensionado evaporadores	25

1 DESCRIPCIÓN DEL PRODUCTO A DESARROLLAR

Debido al ritmo de vida de la sociedad actual, cocinar se ha convertido en un problema para la mayoría de familias, que se decantan por el consumo de productos preparados, congelados, listos para calentar y ser consumidos.

Por este motivo, el consumo de este tipo de productos está en aumento.

La espinaca en concreto es una de las verduras que mejor mantiene las propiedades con respecto al consumo en fresco.

Al tener mucha vitamina A o niacina, las espinacas congeladas previene enfermedades en los ojos, fortalece el sistema inmunitario y tiene propiedades anticancerígenas. También por su alto contenido de vitamina A, favorece el buen estado de la piel y de las mucosas.

La abundancia de vitamina B6, presente en las espinacas congeladas y también conocida como piridina hace que este alimento sea muy recomendable en casos de diabetes. Además, la vitamina B6 esta verdura ayuda a prevenir enfermedades cardiacas.

El ácido fólico o vitamina B9 de las espinacas congeladas, hace de este un alimento muy recomendable para su consumo en etapas de embarazo o de lactancia.

El elevado contenido de vitamina K en esta verdura hace que tomar las espinacas congeladas sea beneficioso para una correcta coagulación de la sangre. Este alimento también es beneficioso para el metabolismo de los huesos.

De este modo, se ha planteado el diseño de una nave en la que se llevará a cabo la ultracongelación y envasado de espinacas para su posterior distribución y venta.

Se ha estimado una fabricación diaria de 1 t por día.

2 DSTRIBUCIÓN DE LA NAVE

Se ha elegido una nave rectangular de 30x50 m, la cual se divide en cuatro zonas según las necesidades de frío:

- **Zona caliente**
- **Zona media**
- **Zona ultracongelación**
- **Zona cámaras**

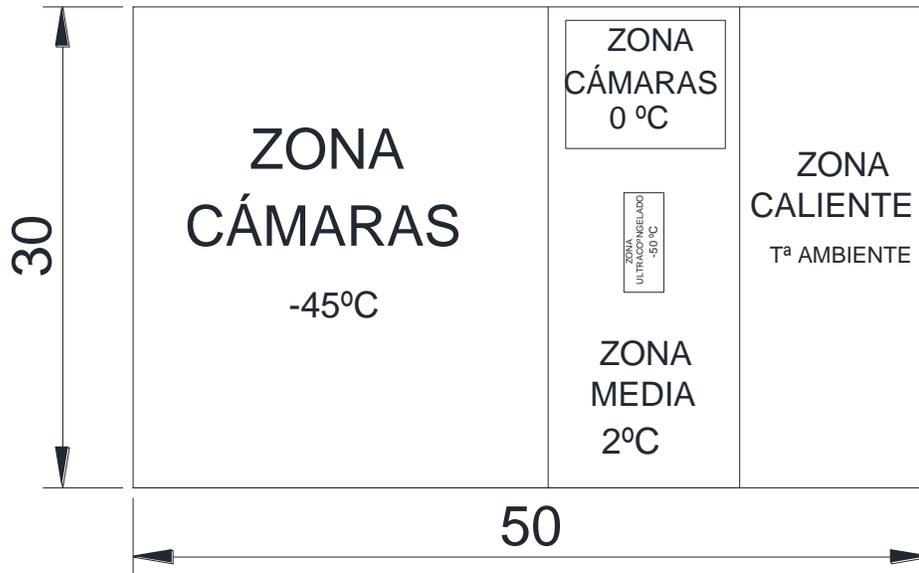


Figura 1: Distribución temperatura en nave

La zona caliente incluye la zona de recepción de la materia prima y la zona del proceso de limpieza, y preparado de las espinacas para su congelación. Esta zona no requiere de refrigeración por lo que se mantendrá a temperatura ambiente.

El resto de la nave (zona media) se mantendrá a una temperatura de 2 °C, que ayudará a la conservación de la materia prima, ralentizando las reacciones oxidativas propias.

La zona de ultracongelación alberga la parte de la nave de mayor requerimiento de frío. Está compuesta por el "Flow-Freeze", por el que pasarán las espinacas para su ultracongelación a -50 °C. Esta temperatura viene dada por la Tm' (Temperatura de subenfriamiento) de las espinacas.

Por último, en la zona de cámaras se encuentran dos:

- **Cámara de materia prima**
- **Almacén de producto terminado**

La cámara de materia prima en la cual se almacenará la espinaca en fresco antes de su congelación, se mantendrá a 0 °C. Se ha seleccionado esta temperatura dado que las espinacas no presentan daños por frío y de esta forma se mantendrán en mejores condiciones.

Por otro lado, el almacén de producto terminado donde se mantendrá el producto congelado y envasado hasta su expedición con un tiempo máximo estimado de 5 días, se mantendrá a una temperatura de $-45\text{ }^{\circ}\text{C}$.

3 CARGAS TÉRMICAS

Para el diseño del circuito de frío de la nave, así como para el diseño de los evaporadores, condensadores y la elección del fluido refrigerante, es necesario conocer las necesidades térmicas de los distintos niveles de frío requeridos en la nave.

Se define el concepto carga térmica como la cantidad de energía térmica por unidad de tiempo (potencia térmica) que un recinto cerrado intercambia con el exterior.

Se dividen en distintos tipos:

- a) Q_1 —————> Pérdidas por transmisión.
- b) $Q_{2.1}$ —————> Energía interna del producto.
- c) $Q_{2.2}$ —————> Enfriamiento de los envases.
- d) $Q_{3.1}$ —————> Disipación de calor generado en procesos fisiológicos.
- e) $Q_{3.2}$ —————> Disipación de calor procedente de procesos de congelación.
- f) Q_4 —————> Necesidades por renovación de aire.
- g) Q_5 —————> Calor desprendido por los ventiladores.
- h) Q_6 —————> Calor desprendido por personas.
- i) Q_7 —————> Necesidades por iluminación.
- j) Q_8 —————> Necesidades por servicio.

3.1 NIVEL DE FRÍO DE $2\text{ }^{\circ}\text{C}$

Este nivel estará compuesto por Q_1 , Q_4 , Q_5 , Q_6 y Q_8 . Q_2 y Q_3 serán nulas debido a que no hay producto. Q_7 será nula en todos los niveles ya que se ha supuesto la instalación de 'LEDS', por lo que el calor desprendido por la iluminación será despreciable.

Para el cálculo de Q_1 se han seleccionado los siguientes materiales, con sus respectivos espesores para su diseño:

	e(m)	k(W/mK)
Ladrillo hueco gran formato GF	0.1	0.29
Aire	0,5	0.092
Cemento	0.03	0.76
Espuma rígida de poliuretano	0.08	0.028

Tabla 1: Materiales nivel de frío 2 °C

Mediante la 'Tabla 1' y sabiendo las conductividades térmicas y las temperaturas exterior e interior y el área que requiere una refrigeración de 2 °C:

T interior	2	°C
T exterior	35	°C
h interior	5	W/m ² K
h exterior	500	W/m ² K
Área	1200	m ²

Tabla 2: h y T nivel de frío 2 °C

Se calcula Q_1 :

$$Q = - \frac{(T_e - T_i)}{\sum_i \frac{e_i}{k_f \cdot A_i} + \sum_j \frac{1}{h_j \cdot A_j}}$$

Ecuación 1

Por otro lado, conociendo las humedades internas y externas, y estimando un número de renovaciones de aire (N) de 3, se ha calculado Q_4 mediante la 'Ecuación 2':

Humedad interior	0.85
Humedad exterior	0.45

Tabla 3: Humedad nivel de frío 2 °C

$$Q_4 = V \times \Delta h \times \rho_i \times N_1 \text{ (kcal/día)}$$

Ecuación 2

V = volumen de la cámara (m³)

Δh = (h₁-h₂) = diferencia de entalpía entre aire exterior e interior

ρ_i = densidad interna (kg/m³)

N = Número renovaciones de aire

El calor desprendido por los ventiladores (Q_5) se ha calculado mediante 'Ecuación 3', suponiendo 16 ventiladores de una potencia de 0.5 CV un tiempo de 12 horas al día de funcionamiento. Esta carga será común en todos los niveles de refrigeración:

$$Q_5 = 861 \times P_E \times t \text{ (kcal/día)}$$

Ecuación 3

P_E = Potencia unitaria de los ventiladores (kW)

t = Horas de funcionamiento

El calor deprendido por operarios (Q_6), suponiendo un máximo de 4 operarios un periodo de tiempo de 16 horas de trabajo y sabiendo que el calor emitido por persona es de 628 kJ/h se ha calculado mediante 'Ecuación 4'. Esta carga será común en todos los niveles excepto en el de -50 °C que será nula puesto que sólo se ubicará el 'Flow- Freeze':

$$Q_6 = N \times q_p \times t_p \text{ (kcal/día)}$$

Ecuación 4

N = Número de personas

q_p = Calor emitido por persona (628 kJ/h)

t_p = Horas de permanencia al día

Q₈ incluirá las necesidades por servicio y se calculará mediante "Ecuación 5". El cálculo será igual en todos los niveles:

$$Q_8 = (0,1-0,15) \times (Q_1+Q_2+Q_3) \text{ (kcal/día)}$$

Ecuación 5

3.2 NIVEL DE FRÍO DE 0°C

Este nivel estará compuesto por las cargas Q₁, Q_{2.1}, Q_{2.2}, Q_{3.1} Q₄, Q₅, Q₆ y Q₈.

Para el cálculo de Q₁ se han seleccionado los materiales incluidos en 'Tabla 1'.

Mediante la 'Tabla 1' y conociendo las conductividades térmicas y las temperaturas exterior e interior y el área:

T interior	0	°C
T exterior	2	°C
h interior	5	W/m ² K
h exterior	500	W/m ² K
Área	440	m ²

Tabla 4: h y T nivel de frío 0 °C

Se ha calculado Q_{21} mediante la 'Ecuación 1'.

Por otro lado, para el cálculo de $Q_{2.1}$ se ha aplicado la 'Ecuación 6', mediante los valores de la 'Tabla 5':

$$Q_{21} = M \times C_p \times (T_e - T_c) \text{ (kcal/día)}$$

Ecuación 6

T_e = Temperatura de entrada del producto (°C)

T_c = Temperatura de conservación del producto (°C)

M = Masa del producto a enfriar (kg)

C_p = Calor específico del producto (kcal/ kg K)

m espinacas	1000	kg/día
Cp espinacas	0.41	Kcal/kg K
T^a espinacas	2	°C
T conservación	0	°C

Tabla 5: Datos espinacas (1)

El cálculo de $Q_{2.2}$ se ha llevado a cabo mediante "Ecuación 7":

$$Q_{22} = (10 - 15\%) Q_{21}$$

Ecuación 7

Para el cálculo de $Q_{3.1}$ se ha utilizado la 'Ecuación 8', sustituyendo los valores de la 'Tabla 6':

$$Q_{31} = m \times \Delta H^r \text{ (kcal/día)}$$

Ecuación 8

m = cantidad de producto almacenado (kg)

ΔH^r = calor respiración (kcal/kg día)

$\Delta H'$ espinacas	4.479	kcal/kg día
m espinacas	1000	kg/día

Tabla 6: Datos espinacas (2)

Por último, conociendo las humedades internas y externas ('Tabla 7'), se ha calculado Q_4 mediante la 'Ecuación 2':

Humedad interior	0.9
Humedad exterior	0.9

Tabla 7: Humedad nivel de frío 0 °C

3.3 NIVEL DE FRÍO DE -45 °C

Este nivel estará compuesto por las cargas Q_1 , $Q_{3.1}$, Q_4 , Q_5 , Q_6 y Q_8 .

Q_2 será nulo, puesto que el producto llega a menor temperatura que la que va a mantenerse, por lo que no desprendería calor.

Para el cálculo de Q_1 se han seleccionado los materiales incluidos en "Tabla 8".

	e(m)	k(W/mK)
Panel sándwich con alma poliuretano con HFC	0.25	0.022
Espuma rígida de poliuretano	0.1	0.028
Acero	0.02	0.97

Tabla 8: Materiales nivel de frío -45 °C

Mediante la "Tabla 8" y conociendo las conductividades térmicas y las temperaturas exterior e interior y el área:

T interior	-45	°C
T exterior	35	°C
h interior	5	W/m ² K
h exterior	500	W/m ² K
Área	1900	m ²

Tabla 9: h y T nivel de frío -45 °C

Se calcula Q_1 con "Ecuación 1".

$Q_{3.1}$. en este caso será igual que en el nivel de 0°C puesto que la cantidad de producto almacenado será el mismo y el calor de respiración es constante.

Se ha calculado Q_4 conociendo las humedades internas y externas ('Tabla 10') y sustituyendo los valores en la "Ecuación 2":

Humedad interior	0.9
Humedad exterior	0.45

Tabla 10: Humedad nivel de frío -45 °C

3.4 NIVEL DE FRÍO DE -50 °C

Este nivel estará compuesto por la sumas de Q_1 , $Q_{2.1}$, $Q_{2.2}$, $Q_{3.2}$, Q_4 , Q_5 y Q_8 .

Para el cálculo de Q_1 se han seleccionado los materiales incluidos en "Tabla 8".

Mediante la 'Tabla 8' y conociendo las conductividades térmicas y las temperaturas exterior e interior y el área:

T interior	-55	°C
T exterior	2	°C
h interior	5	W/m ² K
h exterior	500	W/m ² K
Área	67.7	m ²

Tabla 11: h y T nivel de frío -50 °C

Se calcula Q_1 sustituyendo los valores en 'Ecuación 1'.

Por otro lado, para el cálculo de $Q_{2.1}$ se ha aplicado la 'Ecuación 6', mediante los valores de la 'Tabla 12':

m espinacas	10000	kg/día
Cp espinacas	0.41	Kcal/kg K
T^a espinacas	2	°C
T congelación	-55	°C

Tabla 12: Datos espinacas (3)

Una vez obtenido $Q_{2.1}$, el cálculo de $Q_{2.2}$ se ha llevado a cabo mediante 'Ecuación 7'.

En este nivel de frío, se debe tener en cuenta la disipación de calor procedente de los procesos de congelación ($Q_{3.2}$). Para ello se ha utilizado la 'Ecuación 9' sustituyendo los valores de la 'Tabla 13':

$$Q_{32} = m \times (x_w - x_w^{nc}) \Delta H_w \text{ (kcal/día)}$$

Ecuación 9

m = Cantidad de producto (kg)

x_w = Humedad del producto

x_w^{nc} = Humedad del ambiente

ΔH_w = Calor de fusión del agua (79,7 kcal/kg)

m espinacas	1000	kg/día
x_w	0.87	
x_w^{nc}	0.9	kg agua/ kg espinaca
ΔH_w	79.7	kcal/kg

Tabla 13: Datos espinacas (4)

Conociendo las humedades internas y externas, se ha calculado Q_4 mediante la "Ecuación 2":

Humedad interior	0.9
Humedad exterior	0.9

Tabla 14: Humedad nivel de frío -50 °C

3.5 RESUMEN CARGAS

	2 °C	0 °C	-50 °C	-45 °C
Q ₁	205302.97	4562.28	5333.35	210075.20
Q ₂	-	9350.00	266475.00	-
Q ₃	-	27140.00	55790.00	27140.00
Q ₄	212586.28	2451.05	1687.86	451339.84
Q ₅	60834.82	60834.82	60834.82	60834.82
Q ₆	9615.31	9615.31	-	9615.31
Q ₇	-	-	-	-
Q ₈	30795.42	6157.84	44842.25	35582.28
Q_{TOTAL} (kcal/día)	519134.80	120111.30	434963.28	794587.45

Tabla 15: Resumen cargas térmicas

4 CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN

El circuito de refrigeración de la nave, estará compuesto de cuatro evaporadores, una cámara isobárica, un condensador, tres intercambiadores de calor, cinco compresores y cinco válvulas de expansión.

Para el cálculo de las características de todos los puntos se ha utilizado el software 'Coolpack', realizando balances de energía cuando se ha requerido.

El fluido refrigerante empleado en el circuito, es el "R-410a". Sus características de trabajo son:

- **T crítica:** 74.67 °C
- **T mínima:** -100 °C
- **No daña la capa de ozono,** ODP = 0
- **Potencial de calentamiento atmosférico PCA (GWP) = 2088**
- **Clasificación seguridad:** A1. Baja toxicidad y no inflamable

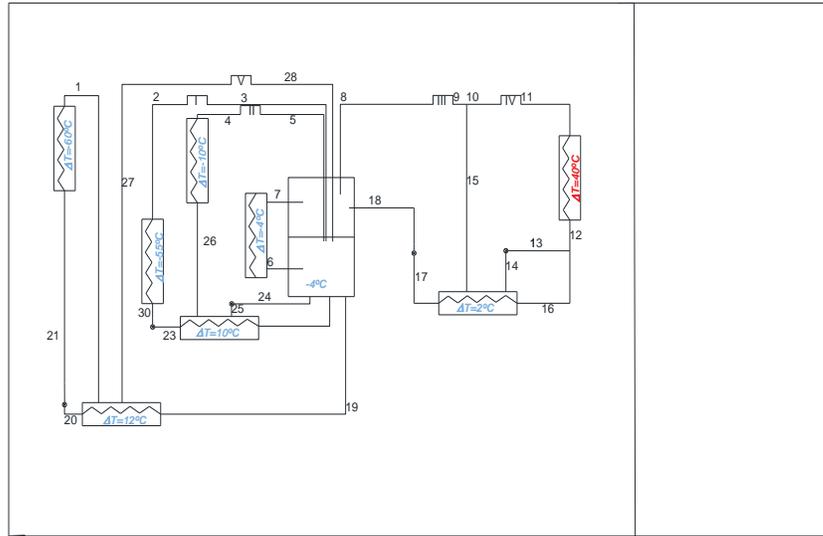


Figura 2: Circuito de frío

4.1 DESCRIPCIÓN DEL CIRCUITO

En la parte del condensador, se ha ubicado un sistema de inyección a través del cual el líquido en saturación del punto 12 procedente del condensador es recirculado en parte y se ve expandido en el punto 14. Aquí el fluido refrigerante evapora parte de su líquido a cambio de subenfriar 2 °C del punto 16 al punto 17. El líquido restante procedente de la calandria y sobrecalentado se conduce por 15 y es inyectado en el punto 9. De este modo conseguimos disipar energía de impulsión mediante una evaporación en flash de la mezcla con el fluido inyectado. Se reduce así también la relación de compresión en los compresores III y IV aumentando la eficiencia energética del circuito.

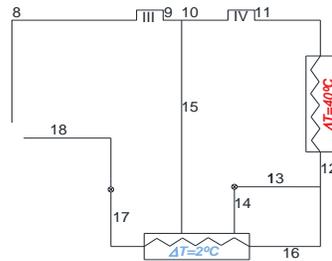


Figura 3: Inyección

A la hora de efectuar los cálculos quedará de incógnita el caudal de 13 y la entalpía de 15. Estos se calculan mediante un balance de materia y energía entre el inyector y el intercambiador.

En el sistema de recirculación que se observa a continuación, se consigue perder líquido en el evaporador de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, a cambio de aumentar el rendimiento en el evaporador de $-55\text{ }^{\circ}\text{C}$.

El caudal presente en el punto 25 procedente de la cámara isobárica y expandido, se sobrecalienta hasta el punto 26, evaporando parte de su líquido. A cambio el punto 22 se subenfía $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ hasta el punto 23.

Quedará como incógnita, el caudal del condensador de $-4\text{ }^{\circ}\text{C}$, así como la entalpía en el punto 26.

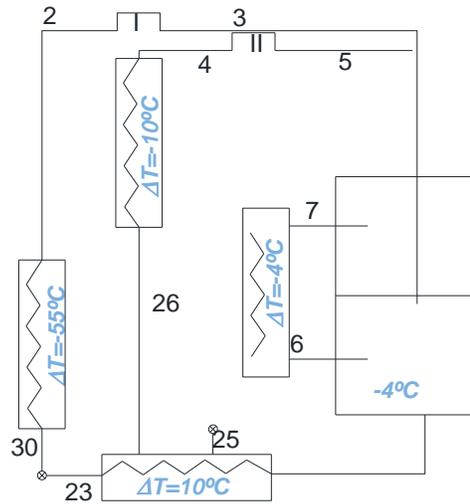


Figura 4: Sistema de recirculación (1)

En el segundo sistema de recirculación que se observa en la imagen siguiente, ocurre algo similar al caso anterior, solo que aquí se ha aprovechado el fluido procedente del propio evaporador de $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ para subenfriar el caudal que entrará a dicho evaporador en $12\text{ }^{\circ}\text{C}$. Por lo tanto el punto 27, del cual desconoceremos su entalpía, se encuentra sobrecalentado.

Al desconocer el punto 27, que posteriormente se comprimirá en el compresor V hasta el punto 28 (también se desconoce su entalpía), se deberá calcular manualmente.

Para acometer su cálculo, se ha realizado un balance de energía en el intercambiador de calor, y así obtener la entalpía del punto 27. A continuación, con ayuda del software de cálculo 'Coolpack' se halla la temperatura del punto 27, y así, se ha obtenido el incremento de temperatura experimentado por el fluido del punto 1 al punto 27. De esta forma, se ha podido introducir la temperatura de sobrecalentamiento en 'Coolpack' para conocer las características del punto 28

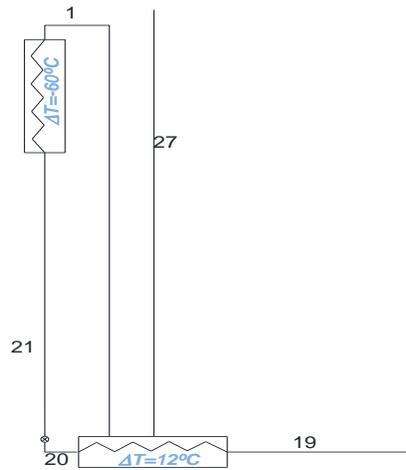


Figura 5: Sistema de recirculación (2)

4.2 RESULTADOS

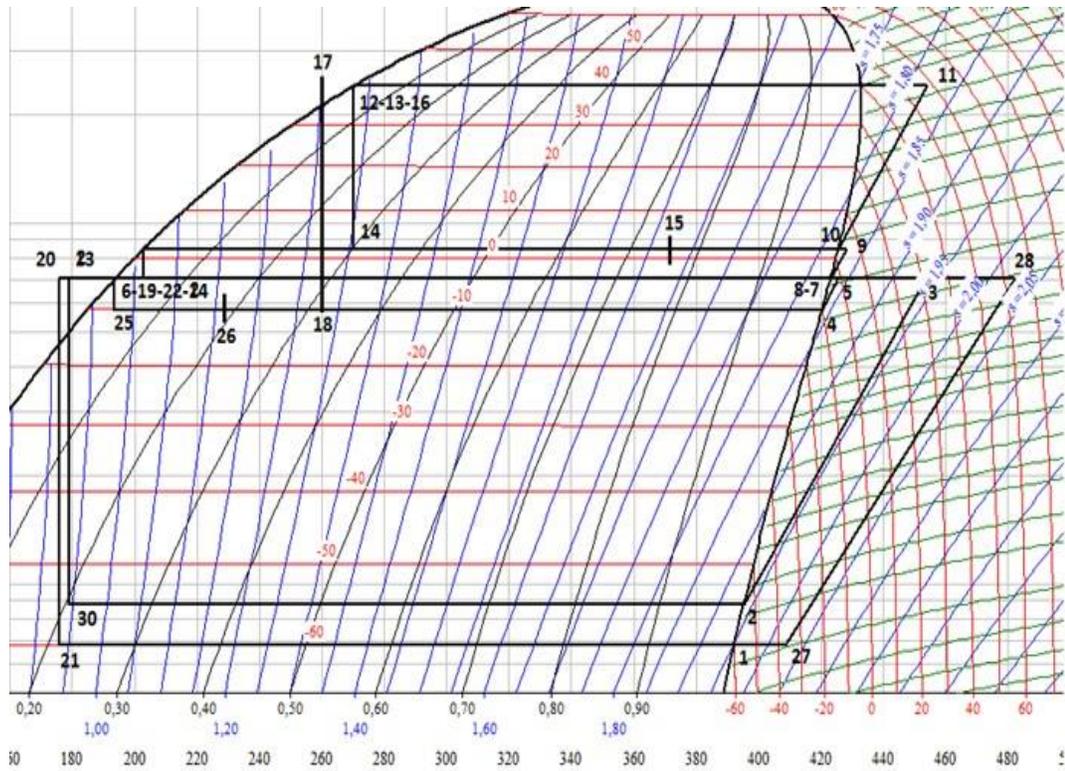


Figura 6: Diagrama Presión-Entalpía (Coolpack)

NIVELES DE PRESIÓN		bar
P 40	11; 12; 13; 16; 17	23.981
P 2	14; 15; 9; 10	8.501
P-4	19; 20; 28; 22; 23; 3, 24; 5, 6; 7; 8; 18	7.029
P-10	25; 26; 4	5.759
P-55	30; 2	0.883
P-60	21; 1; 27	0.679

Tabla 16: Niveles de presión

RELACIONES DE COMPRESIÓN	
R V	10,35
R I	7.96
R II	1.22
R III	1.21
R IV	2.82

Tabla 17: Relaciones compresion de los compresores

	P (bar)	T (°C)	h
1	0.679	-60.000	392.16
2	0.883	-55.000	395.24
3	7.029	31.830	453.73
4	5.759	-10.000	420.27
5	7.029	-0.838	425.66
6	7.029	-4.000	193.68
7	7.029	-4.000	422.99
8	7.029	-4.000	422.99
9	8.501	5.050	428.14
10	8.501	2.000	425.48
11	23.981	58.250	454.13
12	23.981	40.000	270.02
13	23.981	40.000	270.02
14	8.501	2.000	270.02
15	8.501	2.000	364.29

	P (bar)	T (°C)	h
16	23.981	40.000	270.02
17	23.981	38.000	265.92
18	7.029	-4.000	265.92
19	7.029	-4.000	193.68
20	7.029	-16.000	176.03
21	0.679	-60.000	176.03
22	7.029	-4.000	193.68
23	7.029	-14.000	178.91
24	7.029	-4.000	193.68
25	5.759	-10.000	193.68
26	5.759	-10.000	264.18
27	0.679	-36.540	409.81
28	7.029	63,970	482.34
30	0.883	-55.000	178.91

Tabla 18: Resumen P, T y h

CAUDALES	M (kg/h)	
Me-60	19, 20; 21; 1; 27; 28	327.42
Me-55	22; 23; 30; 2; 3	639.72
Me-10	24; 25; 26; 4; 5	134.02
Me-4	6; 7	394.30
Mc	10; 11; 12	2540.32
M 13	13; 14; 15	105.87
M 16	16, 17; 18, 8; 9	2434.45

Tabla 19: Resumen caudales

TRABAJO COMPRESORES (kJ)	
W I	23749
W II	37415
W III	723
W IV	12540
W V	72790

Tabla 20: Trabajo compresores

Eficiencia energética (η)	2.2
----------------------------------	-----

Tabla 21: Eficiencia energética

4.3 CÁLCULOS REALIZADOS

1. Cálculo entalpía punto 27:

$$M_{20} \cdot (h_{19} - h_{20}) = M_{20} \cdot (h_{27} - h_1)$$

$$h_{27} = h_1 + (h_{19} - h_{20}) = 408.81 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Sobrecalentamiento: } \Delta T = T_{27} - T_1 = 23.446 \text{ }^\circ\text{C}$$

2. Balance en evaporador de -60 °C:

$$M_{e-60} = Q_{-60} \cdot 4.18 / (h_1 - h_{21}) = 327.42 \text{ kg/h}$$

3. Balance en evaporador de -55 °C:

$$M_{e-55} = Q_{-55} \cdot 4.18 (h_2 - h_{30}) = 639.72 \text{ kg/h}$$

4. Balance en evaporador de -4 °C:

$$Me_{-4} = Q_{-4} \cdot 4.18 (h_7 - h_6) = 394.30 \text{ kg/h}$$

5. Balance en intercambiador de $\Delta T=10 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$Me_{-10} \rightarrow Me_{-55} \cdot (h_{22} - h_{23}) + Q_{-10} = Me_{-10} \cdot (h_4 - h_{25})$$

$$Me_{-10} = 134.02 \text{ kg/h}$$

$$h_{26} \rightarrow Me_{-55} \cdot (h_{22} - h_{23}) = Me_{-10} \cdot (h_{26} - h_{25})$$

$$h_{26} = 264.18 \text{ kJ/kg}$$

6. Balance inyector + intercambiador:

$$\text{Intercambiador: } M_{17} \cdot (h_{12} - h_{17}) = M_{14} \cdot (h_{15} - h_{14})$$

$$\text{Inyector: } M_9 \cdot (h_9 - h_{10}) = M_{15} \cdot (h_{10} - h_{15})$$

$$M_{15} \cdot (h_{10} - h_{14}) = M_{17} \cdot (h_{12} - h_{17}) + M_9 \cdot (h_9 - h_{10}) \rightarrow M_{15} = 105.87 \text{ kg/h}$$

$$h_{15} = 364.29 \text{ kJ/kg}$$

7. Balance en cámara isobárica:

$$M_8 \cdot (h_8 - h_{18}) = [M_{19} \cdot (h_{28} - h_{19})] + [M_{22} \cdot (h_3 - h_{22})] + [M_{24} \cdot (h_5 - h_{24})] + [M_6 \cdot (h_7 - h_6)]$$

$$M_8 = 2434.45 \text{ kg/h}$$

8. Balance en condensador:

$$M_c = M_{17} + M_{15} = 2540.32 \text{ kg/h}$$

9. Cálculo de relaciones de compresión:

$$R_I = P_{-4} / P_{-55} = 7.96$$

$$R_{II} = P_{-4} / P_{-10} = 1.22$$

$$R_{III} = P_2 / P_{-4} = 1.21$$

$$R_{IV} = P_{40} / P_2 = 2.82$$

$$R_V = P_{-4} / P_{-60} = 10.35$$

10. Cálculo del trabajo de los compresores:

$$W_I = M_2 \cdot (h_3 - h_2) = 37415 \text{ kJ}$$

$$W_{II} = M_4 \cdot (h_5 - h_4) = 723 \text{ kJ}$$

$$W_{III} = M_8 \cdot (h_9 - h_8) = 12540 \text{ kJ}$$

$$W_{IV} = M_{10} \cdot (h_{11} - h_{10}) = 72790 \text{ kJ}$$

$$W_V = M_{27} \cdot (h_{28} - h_{27}) = 23749 \text{ kJ}$$

11. Cálculo de la eficiencia energética:

$$\eta = \sum Q_0 / \sum W = 2.2$$

5 DISEÑO DE EVAPORADORES

Un evaporador es un intercambiador de calor en el que tiene lugar la evaporación del fluido frigorígeno a la temperatura de ebullición en la presión a la que se encuentre el fluido. El calor para vaporizarse lo recibe del medio que lo rodea manteniendo a este a una baja temperatura.

Los evaporadores necesarios para el circuito de frío según los niveles de presión son:

- **Evaporadores de expansión directa:** P₋₅₅, P₋₁₀ y P₋₂
- **Evaporadores de expansión directa sobresaturado:** P₋₆₀

En cuanto a la geometría del conducto, se ha elegido evaporadores de tubo ya que se adaptan perfectamente a las exigencias del circuito.

A continuación se detallará el cálculo general para el dimensionado de los evaporadores, usando uno como ejemplo que servirá para todos los demás, en este caso el del nivel de frío de 0 °C, cuyo evaporador trabaja a -10 °C.

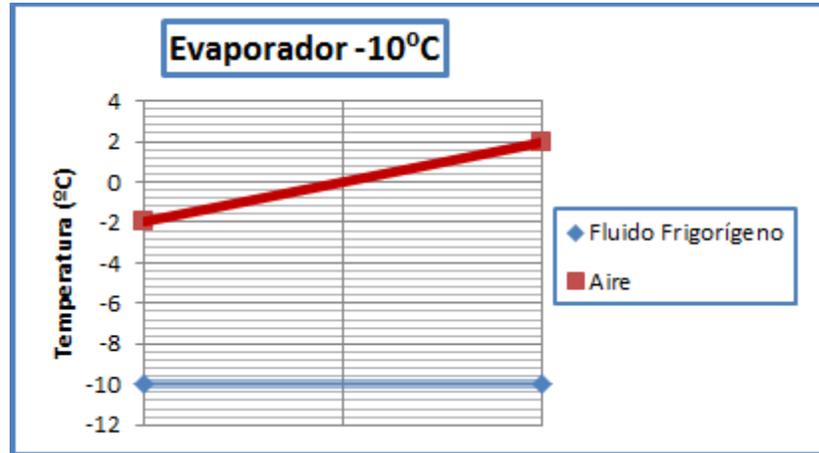


Figura 7: Gráfica temperaturas de evaporador -10 °C

En primer lugar, se ha calculado el calor que pasa a través de la pared de los conductos.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml} = U \cdot A \cdot \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$$

Ecuación 10

Q= Flujo de calor a través de la pared (kcal/h)

U= Coeficiente global de transmisión de calor (kJ/m² °C)

ΔT_{ml}= Incremento de temperatura media logarítmica (°C)

El flujo de calor necesario en este caso, viene dado por la carga calculada anteriormente para este nivel y para el coeficiente global de transmisión se ha supuesto un valor de 30 kcal/h·m²·°C.

Para las temperaturas se ha tenido en cuenta la temperatura a la cual trabaja el fluido frigorígeno, la temperatura requerida y su variación de 2 °C. Estos 2 °C provienen de la variación de temperature que se puede experimentar.

Por tanto, las temperaturas para el cálculo serán las siguientes:

- T_v = -10 °C
- T_{eaire} = -2 °C
- T_{Saire} = 2 °C

El cálculo final partiendo de la 'Ecuación 9' será:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_e - T_v) - (T_s - T_v)}{\ln \frac{(T_e - T_v)}{(T_s - T_v)}} = \frac{(-2 + 10) - (2 + 10)}{\ln \frac{(-2 + 10)}{(2 + 10)}} = 9.86 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \rightarrow A = \frac{5004.64}{30 \cdot 9.86} = 16.91 \text{ m}^2$$

Para el cálculo de los evaporadores restantes se ha realizado el mismo procedimiento.

Evaporadores	Q (fr/h)	U (kcal/h·m ² ·°C)	Tv (°C)	Tcamara (°C)	Te (°C)	Ts (°C)	ΔTml (°C)	A (m ²)
-4	21630,62	30	-4	2	4	0	5,77	124,94
-10	5004,64	30	-10	0	2	-2	9,87	16,91
-55	33107,81	30	-55	-45	-43	-47	9,87	111,87
-60	18123,47	30	-60	-50	-48	-52	9,87	61,24

Tabla 22: Dimensionado evaporadores

6 DISEÑO DE CONDENSADORES

Un condensador es un intercambiador de calor en el que tiene lugar la condensación de vapores del fluido frigorígeno a la temperatura de presión de impulsión del compresor. El fluido frigorígeno cede calor sensible de recalentamiento de los vapores, el calor latente de condensación y el calor sensible de subenfriamiento a un medio refrigerante.

Para el dimensionado del condensador del circuito, el cual trabaja a presión de 40 °C, se ha decidido usar intercambiadores de tubo con aletas por agua. Además, podrían considerarse aerocondensadores puesto que, se ha usado ventiladores para aumentar el coeficiente global de transmisión de calor, en este caso a 400 kcal/h·m²·°C.

Se ha estimado un caudal de agua de 8000 L/h, con una temperatura de entrada al condensador de 15 °C.

Para el diseño del condensador, en primer lugar, se ha calculado la carga térmica mediante un balance de energía entre los puntos del condensador:

$$Q_c = M_{11}(h_{11} - h_{12}) = 2540.32 \cdot (454.134 - 270.02) = 467709.25 \text{ kJ/h}$$

$$Q_c = 467709.25 / 4.18 = 111892.16 \text{ fr/h}$$

Una vez calculada esta carga, se puede admitir que es la misma energía absorbida por el medio a enfriar por tanto se puede calcular la temperatura de salida del agua:

$$Q_c = m_a \cdot C_{p_a}(T_s - T_e) \rightarrow T_s = \frac{111892.16}{8000 \cdot 1} + 15 = 28.9 \text{ }^\circ\text{C}$$

Por ultimo, y con la 'Ecuación 10' y la 'Ecuación 11' se ha calculado el área del condensador. Para ello son necesarias las temperaturas de entrada y salida tanto del fluido frigorígeno como del agua:

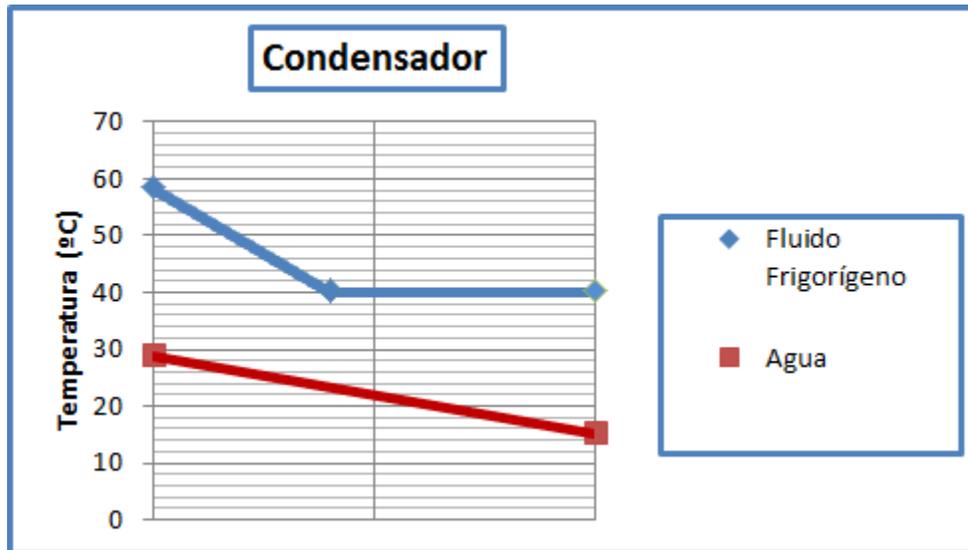


Figura 8: Gráfica de temperaturas del condensador 40 °C

- $T_{11} = 58.25 \text{ }^\circ\text{C}$
- $T_e = 15.00 \text{ }^\circ\text{C}$
- $T_{12} = 40.00 \text{ }^\circ\text{C}$
- $T_s = 28.90 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{11} - T_s) - (T_{12} - T_e)}{\ln \frac{(T_{11} - T_s)}{(T_{12} - T_e)}} :$$

Ecuación 11

$$Q_c = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \cdot$$

Ecuación 12

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{11} - T_s) - (T_{12} - T_e)}{\ln \frac{(T_{11} - T_s)}{(T_{12} - T_e)}} = \frac{(58.25 - 28.9) - (40 - 15)}{\ln \frac{(58.25 - 28.9)}{25}} = 27.08 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Y despejando en 'Ecuación 11', se obtiene el área del condensador:

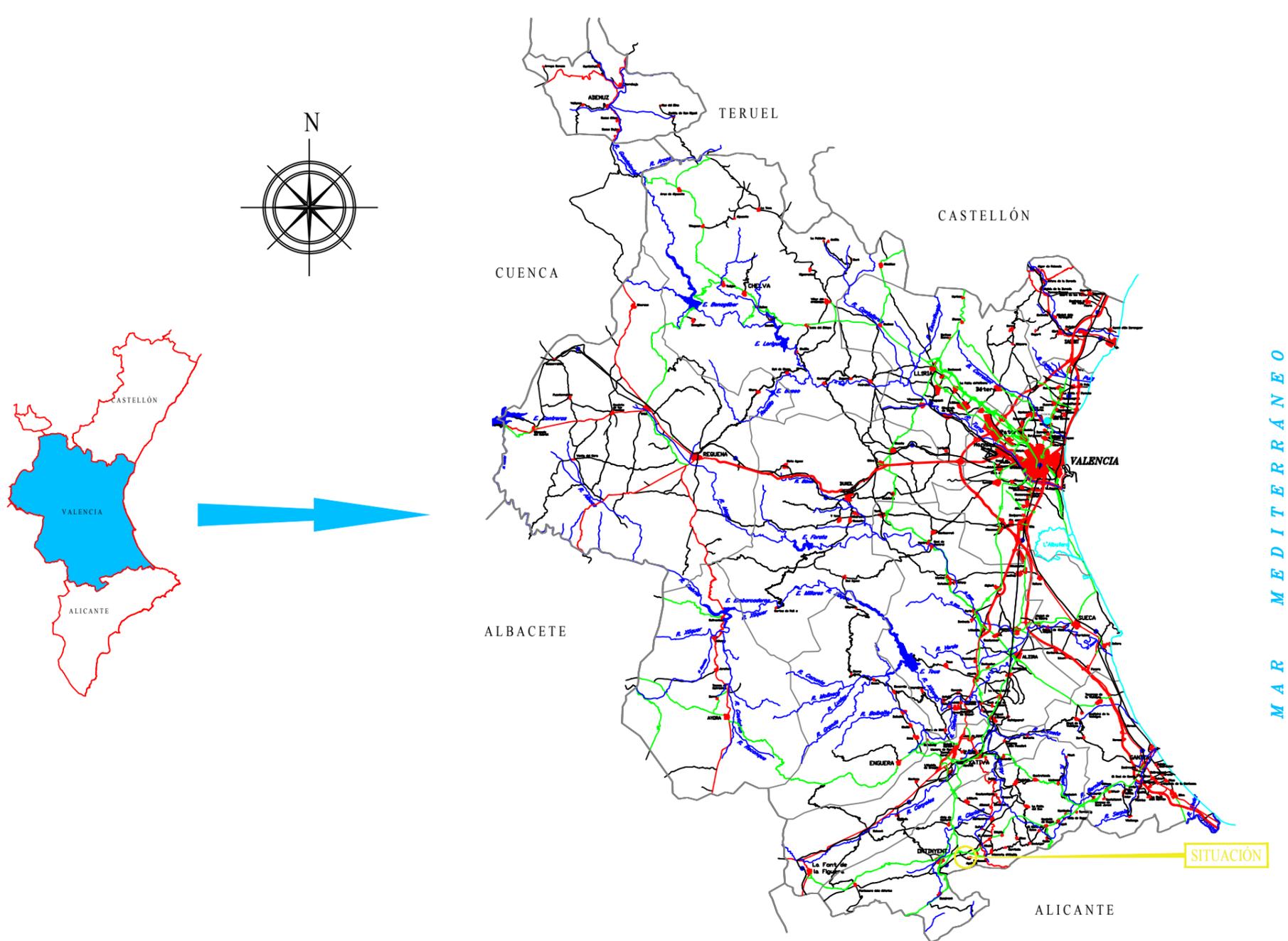
$$Q_c = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \rightarrow A = \frac{111892.16}{400 \cdot 27.08} = 10.33 \text{ } m^2$$

DOCUMENTO 3

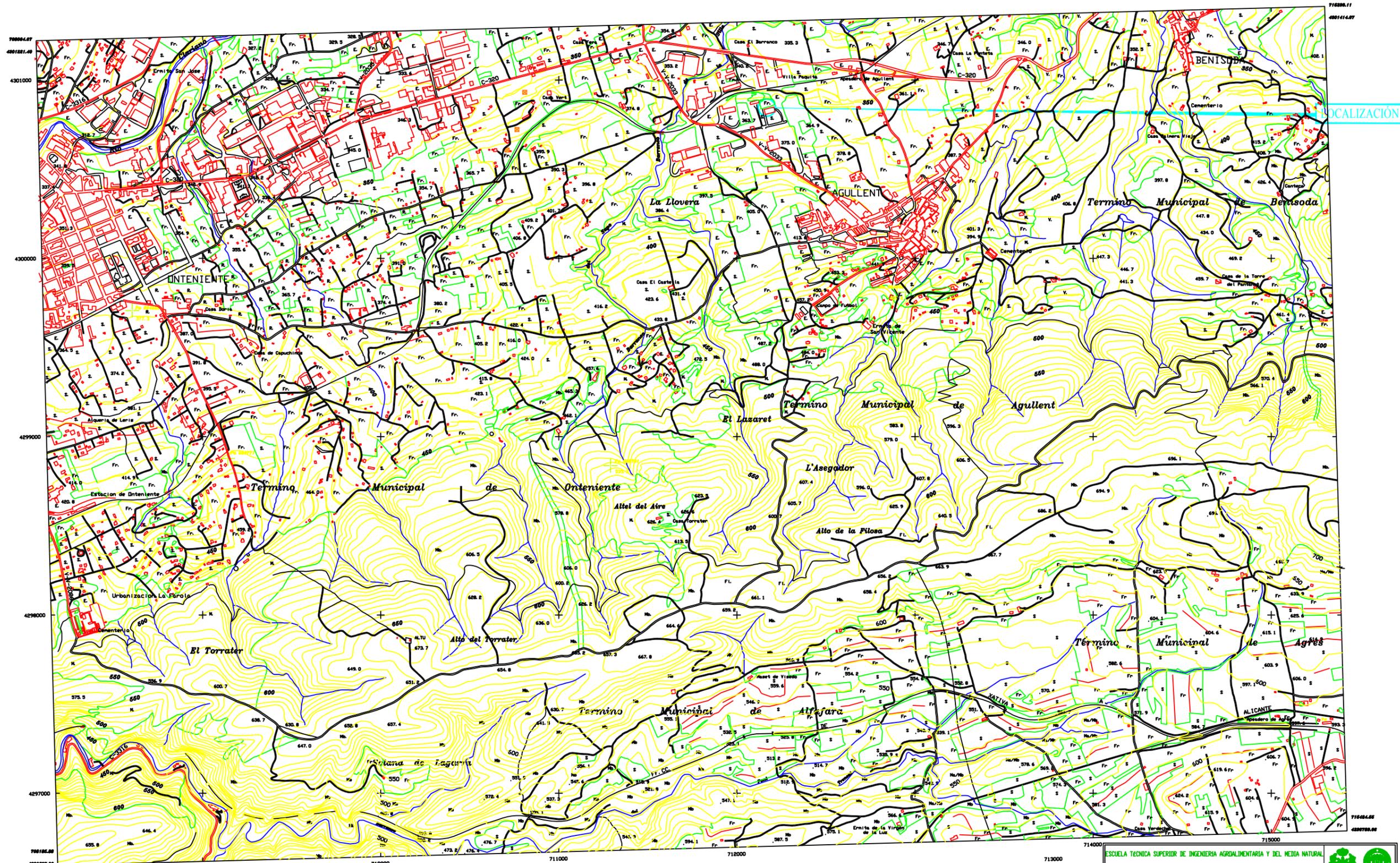
PLANOS

ÍNDICE

1.	Plano 1: Plano de situación
2.	Plano 2: Plano de localización.....
3.	Plano 3: Planta general de la nave.....
4.	Plano 4: Alzado estructura principal
5.	Plano 5: Planta de la cubierta.....
6.	Plano 6: Planta de la cimentación.....
7.	Plano 7: Alzados de la nave
8.	Plano 8: Circuito de frío en nave.....

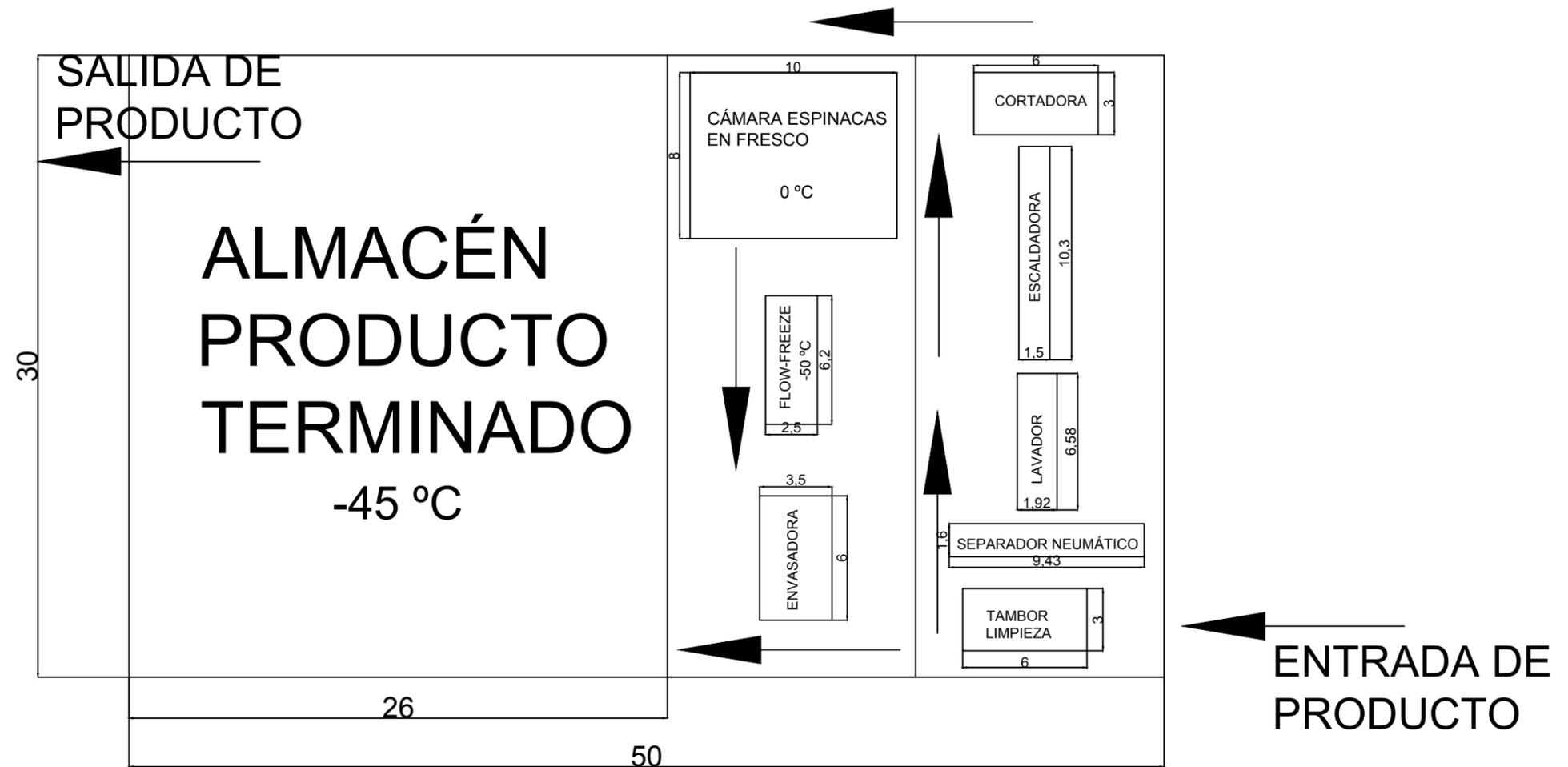


ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA AGRDALIMENTARIA Y DEL MEDIO NATURAL		 	
UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA		FIRMA:	
ALUMNO:	ADRIÁN HERNANDEZ ZAHONERO	FECHA: 29-07-2016	
PROYECTO:	CÁLCULO Y DIMENSIONADO DE UNA NAVE DE ESTRUCTURA METÁLICA EN AGULLENT (VALENCIA)	Nº PLANO:	ESCALA:
NOMBRE DEL PLANO:	PLANO SITUACIÓN	1	1/400.000
		COTAS EN m	

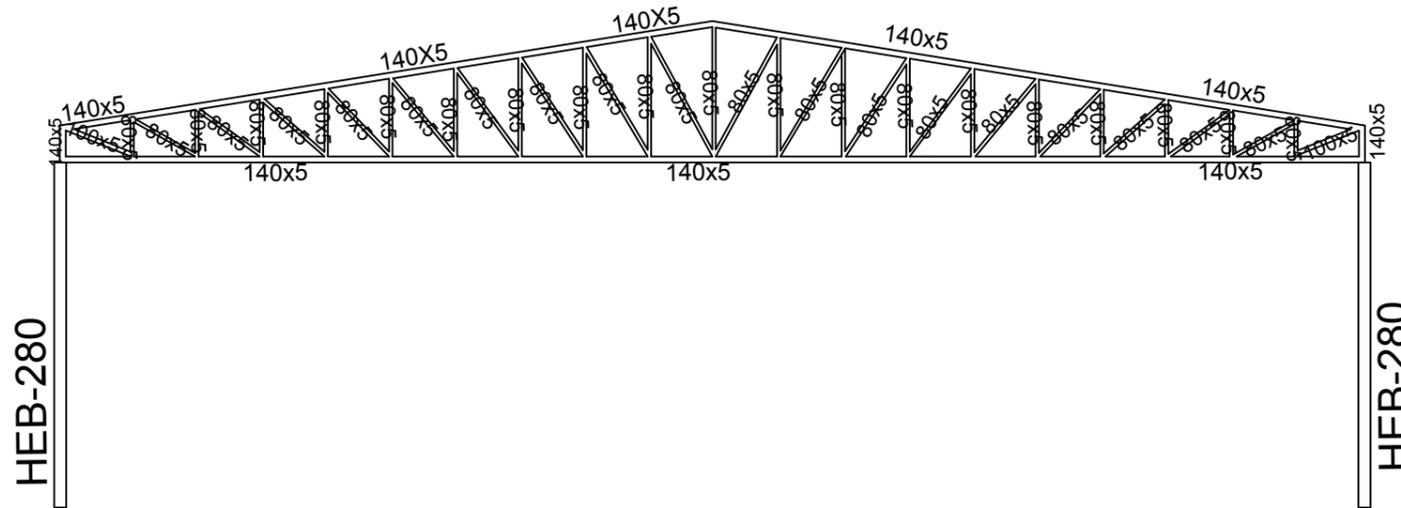


LOCALIZACIÓN

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA AGRICOLA Y DEL MEDIO NATURAL UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA			
ALUMNO: ADRIÁN HERNÁNDEZ ZAHONERO	FIRMA:		
PROYECTO: CÁLCULO DE UNA NAVE DE ESTRUCTURA METÁLICA EN AGULLENT (VALENCIA)	FECHA: 29-06-2016	Nº PLANO: 1/100.000	ESCALA: 1/100.000
NOMBRE DEL PLANO: PLANO LOCALIZACIÓN	2		



ETSIAMN UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA			
ALUMNO: ADRIÁN HERNÁNDEZ ZAHONERO		FIRMA:	
PROYECTO: CÁLCULO DE UNA NAVE DE ESTRUCTURA METÁLICA EN AGULLENT (VALENCIA)		FECHA: 29-07-2016	
NOMBRE DEL PLANO: PLANTA GENERAL NAVE		Nº PLANO 3	ESCALA: 1/100
		COTAS EN m	



PERFIL	TIPO
80x5mm	Resto de diagonales y montantes
100x5mm	Diagonal inicial
140x5mm	Armadura
HEB-280	Pilares

ETSIAMN

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA



ALUMNO:

ADRIÁN HERNÁNDEZ ZAHONERO

FIRMA:

PROYECTO:

CÁLCULO DE UNA NAVE DE ESTRUCTURA METÁLICA EN AGULLENT (VALENCIA)

FECHA: **29-07-2016**

NOMBRE DEL PLANO:

ALZADO ESTRUCTURA PRINCIPAL

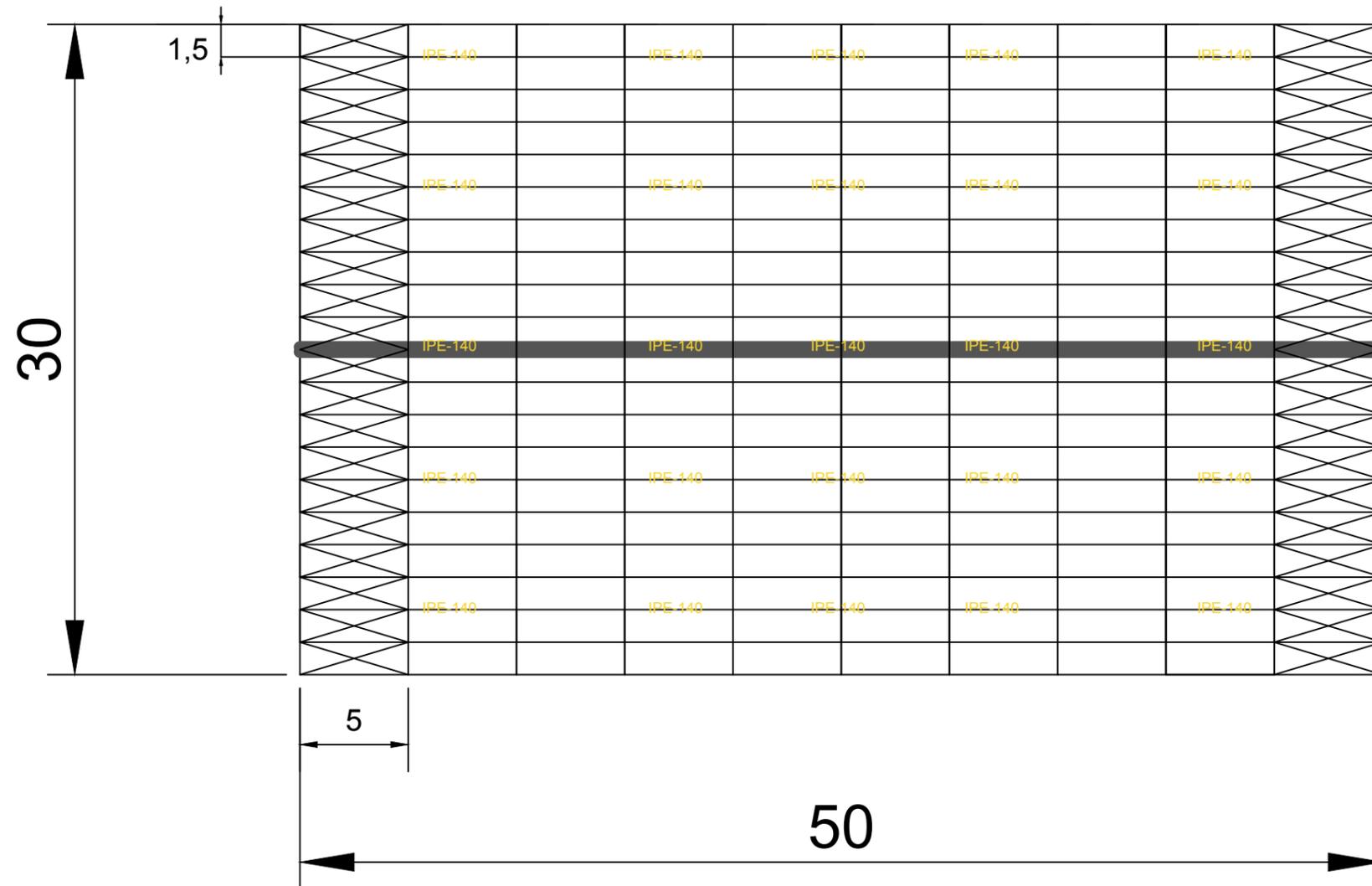
Nº PLANO

4

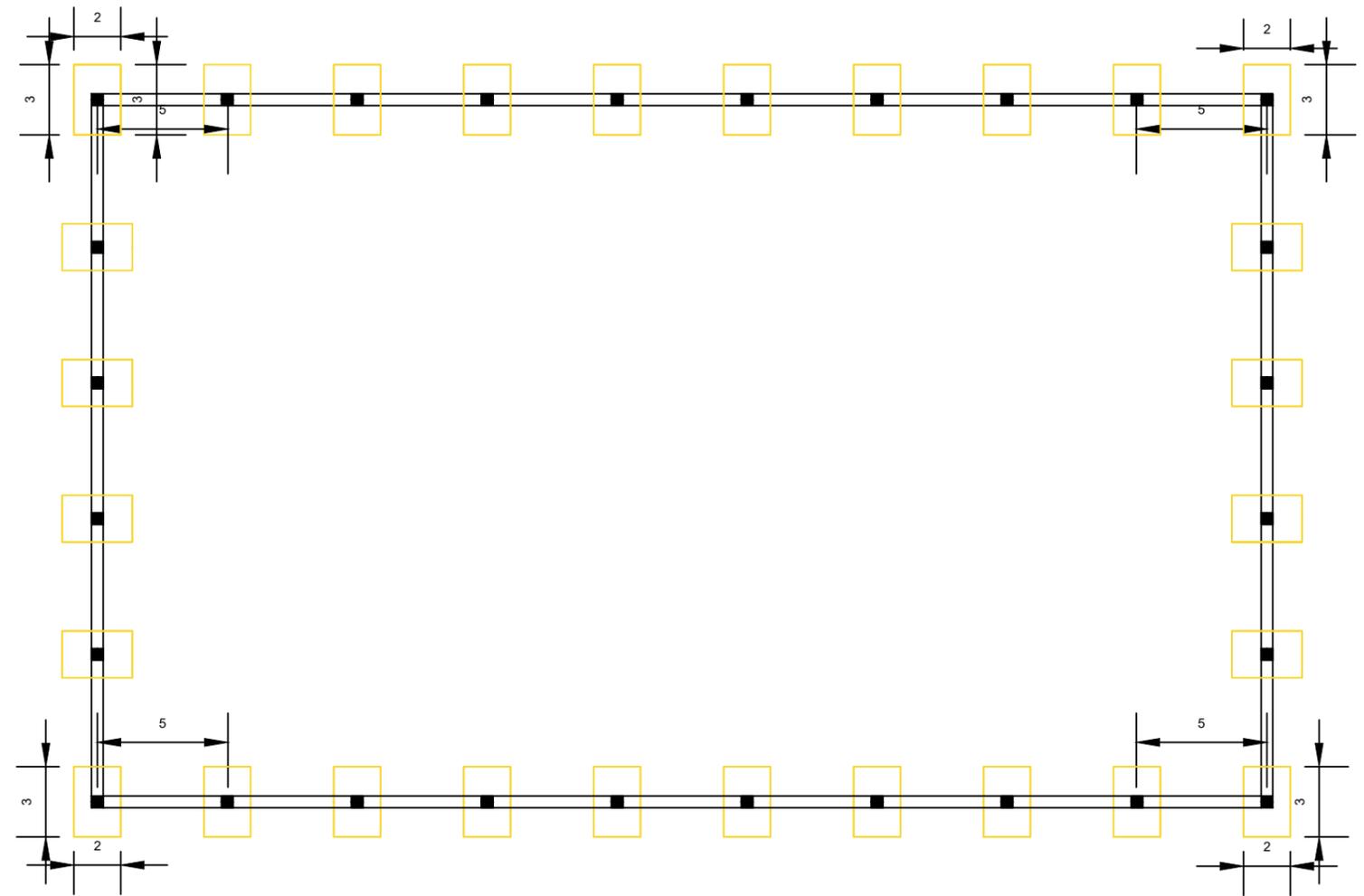
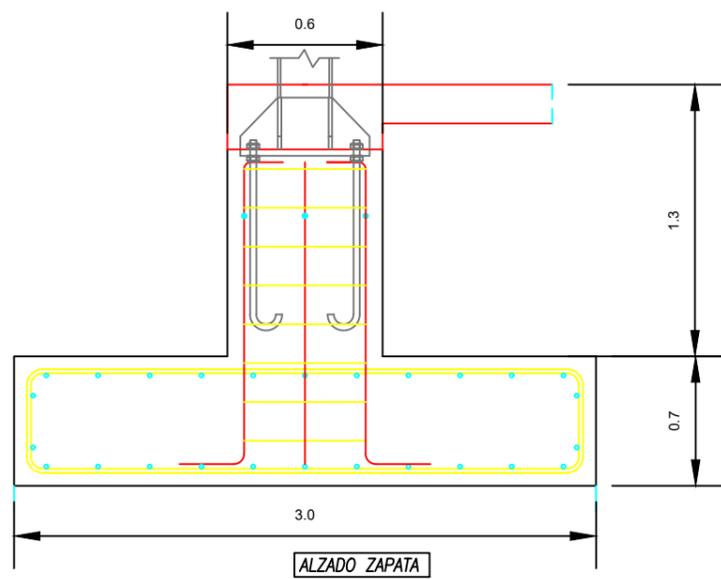
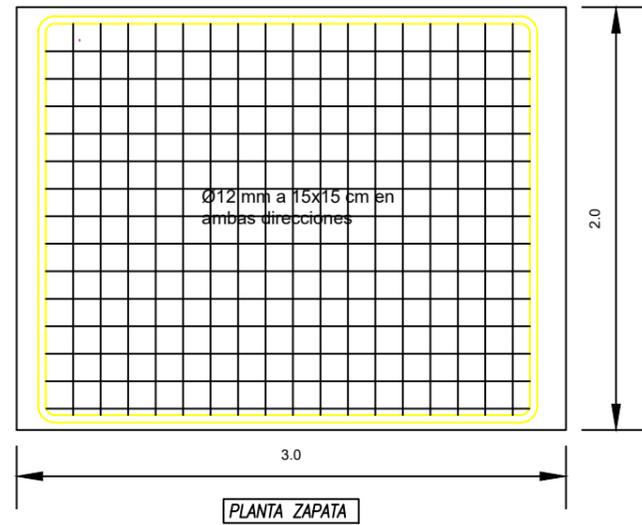
ESCALA:

1/100

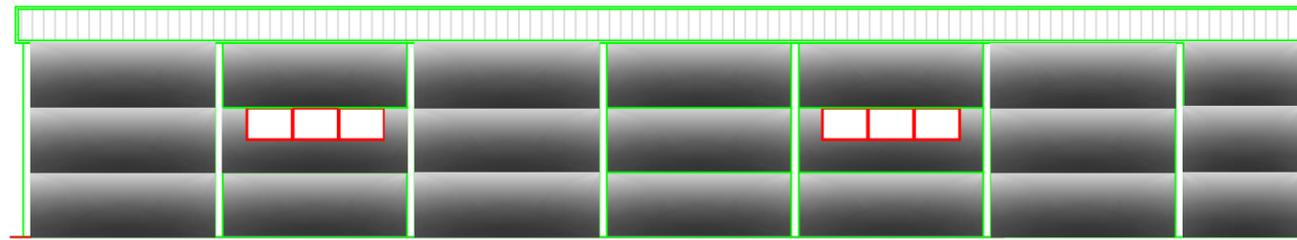
COTAS
EN m



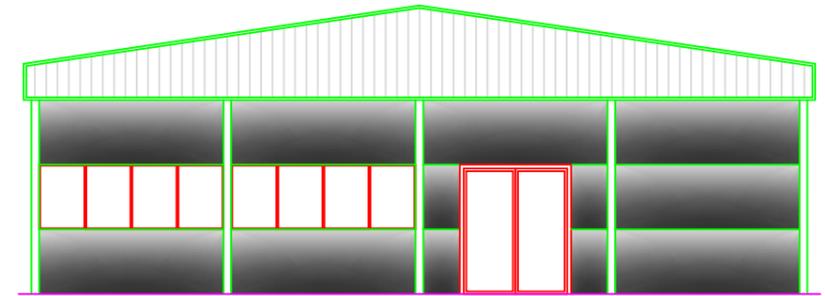
<p>ETSIAMN</p> <p>UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA</p>			
<p>ALUMNO:</p> <p style="text-align: center;">ADRIÁN HERNÁNDEZ ZAHONERO</p>		<p>FIRMA:</p>	
<p>PROYECTO:</p> <p style="text-align: center;">CÁLCULO DE UNA NAVE DE ESTRUCTURA METÁLICA EN AGULLENT (VALENCIA)</p>		<p>FECHA: 29-07-2016</p>	
<p>NOMBRE DEL PLANO:</p> <p style="text-align: center;">PLANTA DE CUBIERTA</p>		<p>Nº PLANO</p> <p style="text-align: center;">5</p>	<p>ESCALA:</p> <p style="text-align: center;">1/100</p>
		<p>COTAS EN m</p>	



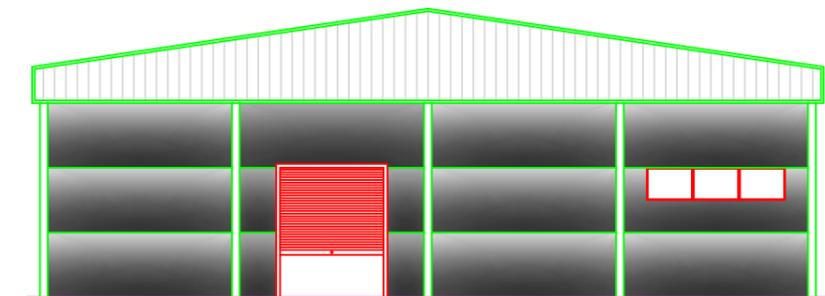
ETSIAMN UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA			
ALUMNO: ADRIÁN HERNÁNDEZ ZAHONERO		FIRMA:	
PROYECTO: CÁLCULO DE UNA NAVE DE ESTRUCTURA METÁLICA EN AGULLENT (VALENCIA)		FECHA: 29-07-2016	
NOMBRE DEL PLANO: PLANTA DE CIMENTACIÓN		Nº PLANO 6	ESCALA: 1/100 COTAS EN m



ALZADO MURO LATERAL

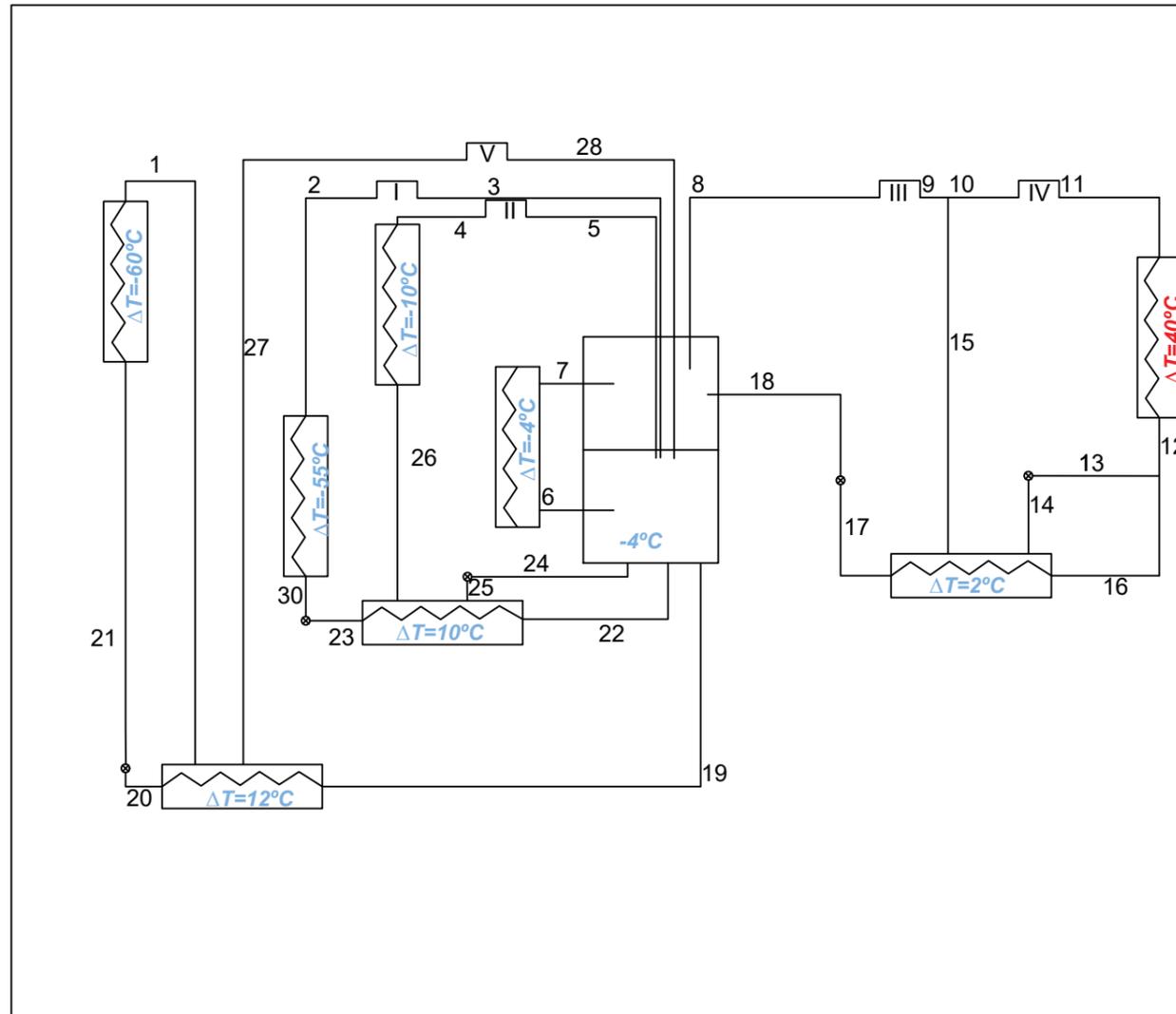


ALZADO MURO FRONTAL



ALZADO MURO POSTERIOR

ETSIAMN UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA		 	
ALUMNO: ADRIÁN HERNÁNDEZ ZAHONERO		FIRMA:	
PROYECTO: CÁLCULO DE UNA NAVE DE ESTRUCTURA METÁLICA EN AGULLENT (VALENCIA)		FECHA: 29-07-2016	
NOMBRE DEL PLANO: ALZADOS DE LA NAVE		Nº PLANO 7	COTAS EN m



1	Salida evaporador -60 °C y entrada a intercambiador de calor 12 °C
2	Salida evaporador -55 °C y entrada a compresor 1
3	Salida compresor 1 y entrada a cámara isobárica
4	Salida evaporador -10 °C y entrada a compresor 2
5	Salida compresor 2 y entrada a cámara isobárica
6	Salida cámara isobárica y entrada a evaporador -4 °C
7	Salida evaporador -4 °C y entrada a cámara isobárica
8	Salida cámara isobárica y entrada a compresor 3
9	Salida compresor 3
10	Inyección y entrada a compresor 4
11	Salida compresor 4 y entrada a condensador 40 °C
12	Salida condensador 40 °C
13	Entrada a válvula de expansión
14	Salida válvula de expansión y entrada a evaporador de 2 °C
15	Salida evaporador 2 °C y recirculación
16	Entrada evaporador 2 °C
17	Salida evaporador 2 °C y entrada a válvula de expansión
18	Salida válvula de expansión y entrada a cámara isobárica
19	Salida cámara isobárica y entrada a intercambiador de calor 12 °C
20	Salida intercambiador de calor 12 °C y entrada a válvula de expansión
21	Salida válvula de expansión y entrada a evaporador -60 °C
22	Salida cámara isobárica y entrada a intercambiador de calor 10 °C
23	Salida intercambiador de calor 10 °C y entrada a válvula de expansión
24	Salida cámara isobárica y entrada a válvula de expansión
25	Salida válvula de expansión y entrada a intercambiador de calor 10 °C
26	Salida intercambiador de calor 10 °C y entrada a evaporador -10 °C
27	Salida intercambiador de calor 12 °C y entrada a compresor 5
28	Salida compresor 5 y entrada a cámara isobárica
30	Salida válvula expansión y entrada a evaporador -55 °C

ETSIAMN UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA			
ALUMNO: ADRIÁN HERNÁNDEZ ZAHONERO		FIRMA:	
PROYECTO: CÁLCULO DE UNA NAVE DE ESTRUCTURA METÁLICA EN AGULLENT (VALENCIA)		FECHA: 29-07-2016	
NOMBRE DEL PLANO: CIRCUITO DE FRÍO		Nº PLANO 8	COTAS EN m