

PROYECTO FIN DE CARRERA

PARQUE DE ALMACENAMIENTO DE AMONIACO ANHIDRO

MEMORIA DE CÁLCULO

ALBERTO CERETO RAMÍREZ
Junio de 2013

ÍNDICE

1. Depósitos de almacenamiento.....	3
1.1 Base de cálculo.....	3
1.2 Dimensionamiento.....	3
1.3 Dimensiones generales.....	5
1.4 Cálculo de espesores.....	7
1.5 Resumen de espesores.....	8
2. Aislamiento térmico.....	10
2.1 Transmisión de calor hacia el amoníaco almacenado.....	10
2.2 Condiciones de cálculo.....	11
2.3 Resistencia térmica del cerramiento de las esferas.....	11
2.4 Resistencia térmica superficial.....	13
2.5 Coeficiente de película interior.....	13
2.6 Coeficiente de película exterior.....	15
2.7 Resumen.....	17
2.8 Radiación sobre esferas.....	17
2.9 Determinación del espesor óptimo.....	19
2.10 Coeficiente global de transmisión de calor.....	21
2.11 Temperatura superficial exterior del aislamiento.....	22
3. Obra civil.....	23
3.1 Cimentaciones.....	23
3.2 Muro de contención.....	27
4. Sistema de carga y descarga.....	30
4.1 Dimensionado de las tuberías.....	30
4.2 Bridas, válvulas y accesorios.....	32
4.3 Pérdida de cargas en tuberías y accesorios.....	34
4.4 Selección de bombas.....	37
5. Recuperación de amoníaco.....	38

5.1	Dimensionamiento de las tuberías.....	38
5.2	Pérdida de carga en tuberías y accesorios.....	40
5.3	Selección de bombas.....	41
6.	Protección contra incendios.....	42
6.1	Dimensionamiento de las tuberías.....	42
6.2	Pérdida de carga en tuberías y accesorios.....	43
6.3	Selección de bombas.....	44
7.	Sistemas de abatimiento (refrigeración).....	44
7.1	Condiciones de diseño.....	44
7.2	Ganancia de calor máxima.....	44
7.3	Cálculo del flujo másico.....	47
7.4	Ciclo de funcionamiento.....	48
7.5	Cálculo del recuperador.....	49
7.6	Cálculo del compresor.....	51
7.7	Control automático del compresor.....	54
7.8	Cálculo del condensador.....	54
8.	Sistema eléctrico.....	56
8.1	Sistema de electrificación.....	56
8.2	Dimensiones del cableado.....	58
8.3	Cuadro general.....	61
8.4	Puesta a tierra.....	62

DEPÓSITOS DE ALMACENAMIENTO.

1. BASE DE CÁLCULO:

Para el dimensionamiento de los depósitos se ha utilizado un código de reconocida solvencia; como se trata de un recipiente esférico semirrefrigerado se puede utilizar tanto la norma americana ASME sección VIII o la alemana, que es la que se ha utilizado, “AD-Merkblätter, technical rules for pressure vessels”. Como base de cálculo, el código proporciona los siguientes datos:

- Coeficiente de seguridad en servicio: 1,5 s/limite elástico
- Coeficiente de seguridad en prueba: 1,1 s/limite elástico
- Eficiencia de la soldadura: 0,9
- Presión de servicio: 3,8 kg/cm²
- Presión de diseño (150% presión de servicio): 5,7 kg/cm²
- Depresión admisible (5% presión de servicio): 5,3 kg/cm²
- Radiografía de soldadura: 100%
- Coeficiente por seísmo: 0,08
- Sobreespesor de corrosión: 2mm
- Sobreespesor de corrosión para tubuladuras: 2mm

2. DIMENSIONAMIENTO:

La capacidad máxima de un depósito se calcula de manera que la cantidad total de amoniaco líquido no debe sobrepasar el 95% de la capacidad total de la esfera.

El tipo de almacenamiento utilizado es de tipo semirrefrigerado. Según la ITC MIE APQ-4, dicho almacenamiento es aquel en el cual la temperatura del amoniaco es sensiblemente superior a -33°C pero inferior a la ambiente, con presión superior a la atmosférica.

El grado de llenado máximo corresponde al 95% del peso específico del amoniaco anhidro a la máxima temperatura de servicio, es decir, menor de 5°C . Considerando esto, en la instrucción técnica anteriormente citada nos dice que el grado de llenado será:

$$0,60 \text{ kg(amoniaco ahnidro)} / L(\text{volumen depósito})$$

Para hallar la capacidad máxima de nuestros tanques se toma que:

$$NH_3(\text{anhidro}) = \text{volumen depósito } (L) / \text{grado de llenado}(Kg/L)$$

Sabiendo esto, se puede calcular el volumen de cada una de las esferas:

En primer lugar, y para la esfera de 1500 T:

$$V = \frac{1500 \text{ T}}{0,60 \text{ T}/m^3} = 2500m^3$$

De la misma manera, para la de 2500 T:

$$V = \frac{2500 \text{ T}}{0,60 \text{ T}/m^3} = 4166,67 \text{ m}^3$$

Consideraremos un incremento del 5% de ese volumen por la expansión de los gases. Entonces los volúmenes quedarían:

$$V_{1500 \text{ T}} = 2500 \cdot 1,05 = 2625m^3$$

$$V_{2500 \text{ T}} = 4166,67 \cdot 1,05 = 4375m^3$$

Por último y, obtenidos los volúmenes, con la expresión para

volúmenes en esferas se obtiene el diámetro:

$$V = \frac{4 \cdot \pi \cdot r^3}{3}$$

Despejando nuestros volúmenes obtenidos en la expresión se obtiene el diámetro interior:

$$D_{i,1500T} = 17,12 \text{ m}$$

$$D_{i,2500T} = 20,29 \text{ m}$$

3. DIMENSIONES GERERALES:

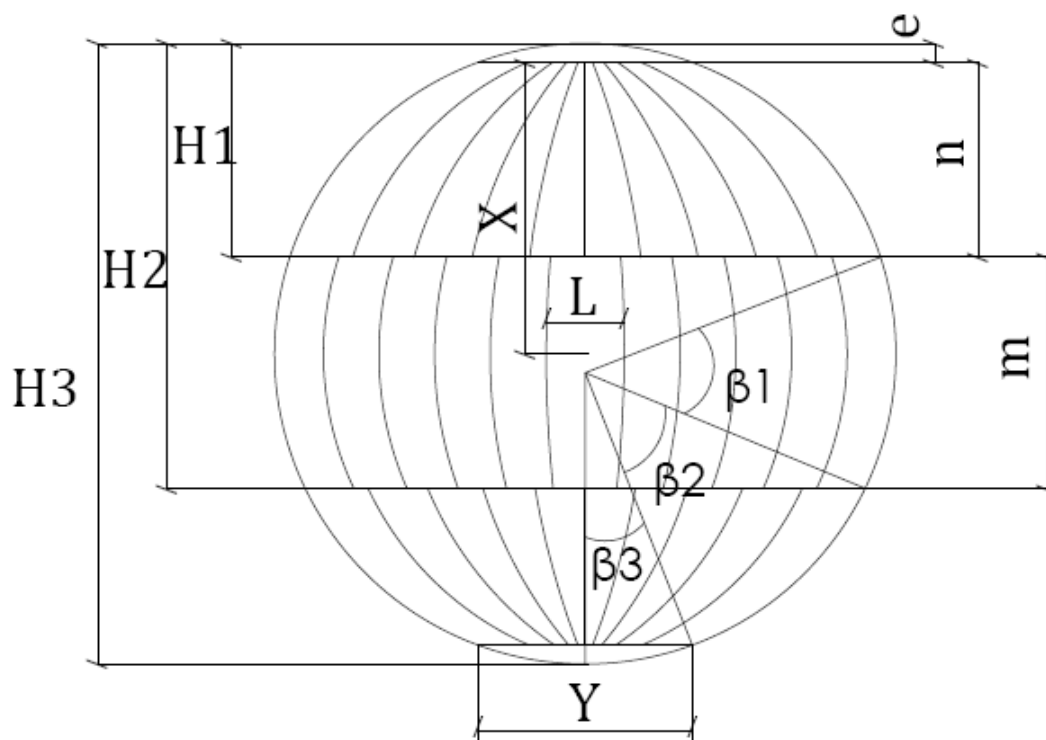


Figura 1. Dimensiones de la esfera

Por motivos de diseño, se escogen los siguientes ángulos:

$$\beta_1 = 45^\circ, \beta_2 = 50^\circ, \beta_3 = 20^\circ$$

Y, por relaciones trigonométricas, se obtiene para la esfera de 1500T:

$$\text{sen}(20) = \frac{Y}{2R} = 0,342$$

$$Y = 2 \cdot R \cdot \text{sen}(20) = 2 \cdot 8,55 \cdot 0,342 = 5,855 \text{ m}$$

$$X = R \cdot \cos(20) = 8,55 \cdot 0,939 = 8,044 \text{ m}$$

$$e = R - X = 8,55 - 8,04 = 0,52 \text{ m}$$

$$m = 2 \cdot R \cdot \text{sen}(45/2) = 6,55 \text{ m}$$

$$n = \frac{2 \cdot R - 2 \cdot e - m}{2} = \frac{2 \cdot 8,55 - 2 \cdot 0,52 - 6,55}{2} = 4,77 \text{ m}$$

$$h_1 = e + n = 4,77 + 0,52 = 5,28 \text{ m}$$

$$h_2 = h_1 + m = 5,28 + 6,55 = 11,83 \text{ m}$$

$$h_3 = D_1 = 17,12 \text{ m}$$

De la misma manera se opera para la esfera de 2500 T:

$$\text{sen}(20) = \frac{Y}{2R} = 0,342$$

$$Y = 2 \cdot R \cdot \text{sen}(20) = 2 \cdot 10,15 \cdot 0,342 = 6,94 \text{ m}$$

$$X = R \cdot \cos(20) = 10,15 \cdot 0,939 = 9,53 \text{ m}$$

$$e = R - X = 10,15 - 9,53 = 0,62 \text{ m}$$

$$m = 2 \cdot R \cdot \text{sen}(45/2) = 7,77 \text{ m}$$

$$n = \frac{2 \cdot R - 2 \cdot e - m}{2} = \frac{2 \cdot 10,15 - 2 \cdot 0,62 - 7,77}{2} = 6,36 \text{ m}$$

$$h_1 = e + n = 6,36 + 0,62 = 6,87 \text{ m}$$

$$h_2 = h_1 + m = 6,87 + 7,77 = 13,42 \text{ m}$$

$$h_3 = D_1 = 20,29 \text{ m}$$

4. CÁLCULO DE ESPESORES:

Para el cálculo de espesores, se toma la expresión dada en nuestro código de diseño, en el capítulo B.1 del AD-Merkblatter:

$$t(\text{cm}) = \frac{D_i(\text{cm}) \cdot P_t(\text{kg/cm}^2)}{4 \cdot k(\text{kg/cm}^2) \cdot \frac{\varepsilon}{x} + P_t(\text{kg/cm}^2)}$$

Donde:

- T = espesor de las chapas de la envolvente
- D_i = diámetro interior
- P_t = presión total interna
- K = límite elástico del material
- ε = eficiencia de la soldadura
- x_s = coeficiente de seguridad del acero en servicio
- x_p = coeficiente de seguridad del acero en prueba

Para el cálculo en servicio se va a suponer una presión de 1,5 veces mayor la presión normal de trabajo de los depósitos, para considerar unas condiciones de trabajo más duras que las reales en servicio permanente. A partir de esto se obtienen los siguientes resultados

Para la esfera de 1500 T:

SECCION	D_i / cm	$k / \text{kg} \cdot \text{cm}^{-2}$	x_s	ϵ	h/m	$P_{\text{diseño}} / \text{kg} \cdot \text{cm}^{-2}$	$P_{\text{depression}} / \text{kg} \cdot \text{cm}^{-2}$	$P_{\text{liquido}} / \text{kg} \cdot \text{cm}^{-2}$	$P_{\text{total}} / \text{kg} \cdot \text{cm}^{-2}$	t / cm	$t_{\text{adoptado}} / \text{mm}$
Casquete Superior	1712	2090	1,5	0,9	0,52	5,7	0,29	0,033	5,448	1,86	19
Zona Superior	1712	2090	1,5	0,9	5,28	5,7	0,29	0,337	5,752	1,96	20
Zona Central	1712	2090	1,5	0,9	11,83	5,7	0,29	0,755	6,170	2,10	22
Zona Inferior	1712	2090	1,5	0,9	16,6	5,7	0,29	1,060	6,475	2,21	23
Casquete Inferior	1712	2090	1,5	0,9	17,12	5,7	0,29	1,093	6,508	2,21	23

Tabla 1. Espesores para el cálculo en servicio para la esfera de 1500 T

Para la esfera de 2500 T:

SECCION	D_i / cm	$k / \text{kg} \cdot \text{cm}^{-2}$	x_s	ϵ	h/m	$P_{\text{diseño}} / \text{kg} \cdot \text{cm}^{-2}$	$P_{\text{depression}} / \text{kg} \cdot \text{cm}^{-2}$	$P_{\text{liquido}} / \text{kg} \cdot \text{cm}^{-2}$	$P_{\text{total}} / \text{kg} \cdot \text{cm}^{-2}$	t / cm	$t_{\text{adoptado}} / \text{mm}$
Casquete Superior	2029	2090	1,5	0,9	0,62	5,7	0,29	0,040	5,455	2,20	22
Zona Superior	2029	2090	1,5	0,9	6,87	5,7	0,29	0,439	5,854	2,37	24
Zona Central	2029	2090	1,5	0,9	13,42	5,7	0,29	0,793	6,208	2,50	25
Zona Inferior	2029	2090	1,5	0,9	19,67	5,7	0,29	1,256	6,671	2,69	27
Casquete Inferior	2029	2090	1,5	0,9	20,29	5,7	0,29	1,295	6,710	2,70	27

Tabla 2. Espesores para el cálculo en servicio para la esfera de 2500 T

Ahora, para el cálculo en prueba vamos a suponer 1,5 veces la presión de diseño, según obliga el reglamento de aparatos a presión, para almacenamiento de tipo semirrefrigerado. Se obtiene lo siguiente:

Para la esfera de 1500T:

SECCION	D_i / cm	$k / \text{kg} \cdot \text{cm}^{-2}$	x_p	ϵ	h/m	$P_{\text{diseño}} / \text{kg} \cdot \text{cm}^{-2}$	$P_{\text{depression}} / \text{kg} \cdot \text{cm}^{-2}$	$P_{\text{liquido}} / \text{kg} \cdot \text{cm}^{-2}$	$P_{\text{total}} / \text{kg} \cdot \text{cm}^{-2}$	t / cm	$t_{\text{adoptado}} / \text{mm}$
Casquete Superior	1712	2090	1,1	0,9	0,52	8,55	0,435	0,033	8,148	2,037	20
Zona Superior	1712	2090	1,1	0,9	5,28	8,55	0,435	0,337	8,452	2,110	21
Zona Central	1712	2090	1,1	0,9	11,83	8,55	0,435	0,755	8,870	2,220	22
Zona Inferior	1712	2090	1,1	0,9	16,6	8,55	0,435	1,060	9,175	2,293	23
Casquete Inferior	1712	2090	1,1	0,9	17,12	8,55	0,435	1,093	9,208	2,302	23

Tabla 3. Espesores para el cálculo en prueba para la esfera de 1500 T

Operando de la misma manera para la esfera de 2500 T se obtiene:

SECCION	D_1 / cm	$k / kg \cdot cm^{-2}$	x_p	ϵ	h/m	$P_{diseño} / kg \cdot cm^{-2}$	$P_{depression} / kg \cdot cm^{-2}$	$P_{liquido} / kg \cdot cm^{-2}$	$P_{total} / kg \cdot cm^{-2}$	t/cm	$t_{adoptado} / mm$
Casquete Superior	2029	2090	1,1	0,9	0,62	8,55	0,435	0,040	5,455	2,42	25
Zona Superior	2029	2090	1,1	0,9	6,87	8,55	0,435	0,439	5,854	2,53	25
Zona Central	2029	2090	1,1	0,9	13,42	8,55	0,435	0,793	6,208	2,64	27
Zona Inferior	2029	2090	1,1	0,9	19,67	8,55	0,435	1,256	6,671	2,78	28
Casquete Inferior	2029	2090	1,1	0,9	20,29	8,55	0,435	1,295	6,710	2,79	28

Tabla 4. Espesores para el cálculo en prueba para la esfera de 2500 T

5. RESUMEN DE ESPESORES.

Los espesores adoptados para cada sección de las esferas, comparando los resultados, tanto en servicio como en prueba, y sumándole el sobre espesor de corrosión adoptado como base de cálculo, son:

Para la esfera de 1500T:

SECCION	Servicio	Corrosión	Total servicio	Prueba	Corrosión	Total prueba	Espesor adoptado
Casquete Superior	19	2	21	20	2	22	22
Zona Superior	20	2	22	21	2	23	23
Zona Central	22	2	24	22	2	24	24
Zona Inferior	23	2	25	23	2	25	25
Casquete Inferior	23	2	25	23	2	25	25

Tabla 5. Resumen de espesores para la esfera de 1500T

Para la esfera de 2500T

SECCION	Servicio	Corrosión	Total servicio	Prueba	Corrosión	Total prueba	Espesor adoptado
Casquete Superior	22	2	24	25	2	27	27
Zona Superior	24	2	26	25	2	27	27
Zona Central	25	2	27	27	2	28	28
Zona Inferior	27	2	29	28	2	30	30
Casquete inferior	27	2	29	28	2	30	30

Tabla 6. Resumen de espesores para la esfera de 1500T

AISLAMIENTO TÉRMICO

1. TRANSMISION DE CALOR HACIA EL AMONIACO ALMACENADO.

La transmisión de calor se expresa mediante la ecuación:

$$q = S \cdot U \cdot (T_e - T_i)$$

Donde:

- q: flujo de calor por unidad de tiempo.
- T_e : temperatura exterior de las esferas.
- T_i : temperatura interior de las esferas.
- U: coeficiente global de transmisión de calor.
- S: superficie a través de la cual tiene lugar la transmisión de calor.

El coeficiente global de transmisión de calor se define como la inversa de la suma de las diferentes resistencias térmicas que se oponen a la transmisión de calor.

Cuando es necesario tomar en consideración la radiación solar incidente, se suele adoptar la simplificación de suponer una temperatura de pared exterior más elevada.

En el cálculo del aislamiento térmico se calcula en primer lugar la transmisión de calor en función del espesor del aislamiento, para posteriormente hallar dicho espesor como el óptimo económico.

2. CONDICIONES DE CÁLCULO

- $D_{i,1500T} : 17,12 \text{ m}$
- $D_{i,2500T} : 20,29 \text{ m}$
- Aislamiento: corcho aglomerado
- Conductividad térmica del aislamiento: $0,04 \text{ kcal/hm}^\circ\text{C}$
- Temperatura almacenamiento: -5°C
- Temperatura exterior: 40°C
- Radiación sobre superficie normal: $I = 860 \text{ kcal/hm}^2$

3. RESISTENCIA TÉRMICA DEL CERRAMIENTO DE LAS ESFERAS.

La conducción de calor se rige por la siguiente ecuación diferencial:

$$dq = \lambda \cdot dS \cdot \frac{dT}{dx}$$

En nuestro caso, tenemos una pared homogénea esférica y con

distribución uniforme de temperaturas, por lo que la expresión anterior se puede aproximar a la siguiente:

$$q = 4 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot \frac{dT}{dr}$$

Donde:

- q: flujo de calor por unidad de tiempo.
- T: temperatura en cada punto de la pared a una distancia r del centro de la esfera.
- r: distancia de la sección considerada al radio de la esfera.

La expresión que se emplea para calcular la resistencia térmica es la siguiente:

$$R_T = \frac{e}{\lambda \cdot \pi \cdot D^2}$$

Para cálculos posteriores, se estima un espesor medio de chapa de 30 y 25 mm para las esferas de 2500 y 1500 T respectivamente. Es el espesor medio de las partes que forman las partes inferiores de las esferas.

En el proyecto se estima un espesor de aislamiento superior a 40 mm, de manera que se desprecia la resistencia térmica de acero frente a la de aislante.

Por tanto la resistencia térmica del cerramiento de los depósitos

esféricos corresponde a la siguiente relación:

$$R_{Tais} = \frac{e}{\lambda \cdot \pi \cdot D^2}$$

4. RESISTENCIA TÉRMICA SUPERFICIAL

El intercambio de calor por convección entre un fluido y una pared en contacto con él se expresa de la siguiente manera:

$$Q = h \cdot S \cdot (T_f - T_s)$$

Donde:

- h: coeficiente de película.
- S: superficie.
- T_f : temperatura del fluido
- T_s : temperatura superficie

El coeficiente de película se calcula mediante el número de Nusselt según la siguiente expresión:

$$N_{Nusselt} = \frac{h \cdot D}{k} \rightarrow h = \frac{N_{Nusselt} \cdot k}{D}$$

Donde:

- D: diámetro de la tubería.

- k: conductividad térmica

5. COEFICIENTE DE PELÍCULA INTERIOR.

Las características del amoniaco a -5°C son las siguientes:

- ✓ Dilatación térmica: $\beta = 2,16 \cdot 10^{-3} \text{ 1/}^\circ\text{C}$
- ✓ Conductividad térmica: $k = 12,9 \cdot 10^{-3} \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}$
- ✓ Viscosidad dinámica: $\mu = 2,43 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s} \cdot \text{m}$
- ✓ Viscosidad cinemática: $\nu = 3,75 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$
- ✓ Calor específico: $c_p = 1,1 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}$
- ✓ Densidad: $\rho = 646,35 \text{ kg/m}^3$

El cálculo del coeficiente de película de la transmisión del calor en el interior de la esfera viene dado por la siguiente expresión:

$$N_{Nusselt} = 0,13 \cdot (Gr \cdot Pr)^{1/3}$$

Siendo válida la expresión siempre y cuando los valores del producto de los números de Prandtl y Grashoff sea mayor o del orden de 10^9 .

Estos números de los que estamos hablando se hallan mediante las ecuaciones siguientes:

$$N_{Prandtl} = \frac{\mu \cdot c_p}{k}, \quad N_{Grashoff} = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot D^3}{\nu^2}$$

Se adopta un $\Delta T = 0,1^\circ\text{C}$ obtenido mediante un proceso iterativo y los datos obtenidos son los siguientes:

esferas	D_i/m	$\Delta T/^\circ\text{C}$	$N_{Prandtl}$	$N_{Grashoff}$	$Gr \cdot Pr$	$N_{Nusselt}$	$h_i/\text{kcal/hm}^2 \cdot ^\circ\text{C}$
1500T	17,12	0,1	2,06	$7,55 \cdot 10^{13}$	$1,56 \cdot 10^{14}$	6998,2	85,27
2500T	20,29	0,1	2,06	$1,25 \cdot 10^{14}$	$2,58 \cdot 10^{13}$	3841,3	82,44

Tabla 7. Coeficientes de película interior

A partir de la siguiente expresión obtenemos el coeficiente global de transmisión de calor:

$$Q = S \cdot h \cdot \Delta T = U \cdot (T_e - T_i)$$

<i>esferas</i>	$\Delta T \cdot h_i / kcal/hm^2$	S_i/m^2	$U / kcal/hm^2 \cdot ^\circ C$
1500T	8,527	920	0,459
2500T	8,244	1295	0,512

Tabla 8. Coeficiente global de transmisión de calor

La resistencia térmica superficial, entonces, toma el valor de:

Esferas	$R_T/h^\circ C/kcal$
1500 t	0,544
2500 t	0,579

Tabla 9. Resistencia térmica superficial

6. COEFICIENTE DE PELICULA EXTERIOR.

Se adopta el valor recomendado por el código técnico de la edificación para superficies expuestas a la intemperie, teniendo dos supuestos:

- Superficies verticales con pendientes mayores de 60° y flujo horizontal: $h_e = 14,286 kcal/h \cdot m^2 \cdot ^\circ C$
- Superficies horizontales o con pendientes sobre la horizontal menores de 60° tanto para flujo ascendente como descendente: $h_e = 16,667 kcal/h \cdot m^2 \cdot ^\circ C$

Se adopta un valor medio $\rightarrow h_e = 15 kcal/h \cdot m^2 \cdot ^\circ C$

La resistencia térmica por transmisión de calor superficial debido a la convección viene dada por la siguiente expresión:

$$R_{Te} = \frac{1}{S_e \cdot h_e}$$

Los valores obtenidos se pueden observar en la siguiente tabla:

Esferas	e/m	D_i/m	D_e/m	S_i/m^2	S_e/m^2	$R_{Te}/h^\circ C/kcal$
1500t	0,025	19,12	19,17	920	923	$7,22 \cdot 10^{-5}$
2500t	0,030	20,29	20,35	1295	1299	$5,13 \cdot 10^{-5}$

Tabla 10. Resistencia térmica por transmisión de calor

7. RESUMEN

En ausencia de radiación solar, la ganancia de calor se expresa a partir de la siguiente ecuación:

$$q = \frac{(T_e - T_i) \cdot \pi \cdot D^2}{\frac{1}{h_e} + \frac{e}{\lambda}}$$

Donde:

- D: diámetro interno del aislamiento
- λ : aislamiento térmico del corcho aglomerado

Se ha tenido únicamente en cuenta las resistencias térmicas del aislamiento y de la superficie exterior, estando también simplificadas.

El proceso seguido para obtener el flujo de calor se recoge en la siguiente tabla:

RESISTENCIA TERMICA	EXPRESION EXACTA	EXPRESION SIMPLIFICADA
AISLAMIENTO	$\frac{e}{\pi \cdot \lambda \cdot D \cdot D_e}$	$\frac{e}{\pi \cdot \lambda \cdot D^2}$
ACERO	$\frac{e}{\pi \cdot \lambda \cdot D \cdot D_i}$	$\frac{e}{\pi \cdot \lambda \cdot D^2}$
SUPERFICIE INTERIOR	$\frac{1}{h_e \cdot \pi \cdot D_i^2}$	$\frac{1}{h_e \cdot \pi \cdot D^2}$
SUPERFICIE EXTERIOR	$\frac{1}{h_e \cdot \pi \cdot D_e^2}$	$\frac{1}{h_e \cdot \pi \cdot D^2}$

Tabla 11. Resumen de las resistencias térmicas

8. RADIACIÓN SOBRE ESFERAS

Anteriormente, se ha tenido en cuenta la resistencia térmica del aislamiento y la debida al coeficiente de película por convección de la superficie exterior, teniendo la siguiente expresión:

$$R_{Ta} + R_{Te} \approx \frac{1}{h_e \cdot \pi \cdot D^2} + \frac{e}{\lambda \cdot \pi \cdot D^2}$$

Si se considera la ganancia de calor por radiación solar sobre esferas, el flujo de calor total que llega al amoniaco es:

$$q = q_1 + q_2$$

Donde:

- q_1 : calor debido a la convección en la superficie exterior.
- q_2 : calor debido a la radiación.

Si se tienen las siguientes expresiones por un lado:

$$q_1 = (T_e - T_{se}) \cdot h_e \cdot \pi \cdot D^2$$

$$q_2 = \alpha \cdot I \cdot S_n$$

Donde:

- S_n : superficie que las esferas exponen a la radiación. $S_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$
- I : incidencia solar = $860 \text{ kcal/h} \cdot \text{m}^2$
- α : $0,035 \pm 0,2$ (pintura de aluminio, color plata brillante)
- T_e : temperatura exterior
- T_{se} : temperatura de la superficie exterior

Se va a aproximar la temperatura de la superficie interior de las esferas a la temperatura del amoniaco almacenado.

El calor que se transmite por conducción a través del aislamiento es:

$$q = q_1 + q_2 = (T_{se} - T_{si}) \cdot h_e \cdot \pi \cdot D^2$$

Después de sustituir las expresiones anteriores despejamos

$$T_{se} = \frac{h_e \cdot T_e + 0,25\alpha + T_i \cdot \lambda/e}{h_e + \lambda/e}$$

Sustituyendo valores en la relación se tiene que:

$$T_{se} = \frac{675,25 \cdot e - 0,2}{15 \cdot e + 0,04}$$

Y por último, sustituyendo en la ecuación de transmisión de calor que llega al amoníaco almacenado, se tiene:

$$q = (T_{se} - (-5)) \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{e}$$

$$q_{1500t} = \frac{57443,14}{e + 2,67 \cdot 10^{-3}} \left(\frac{kcal}{h} \right)$$

$$q_{1500t} = \frac{64671,55}{e + 2,67 \cdot 10^{-3}} \left(\frac{kcal}{h} \right)$$

9. Determinación del espesor óptimo de aislamiento.

Coste del equipo de refrigeración: 72,2 €/m²

Coste del aislamiento instalado: 0,16 €/frigoría

Es posible determinar el aislamiento necesario para conseguir que la inversión necesaria para la instalación del depósito sea mínima.

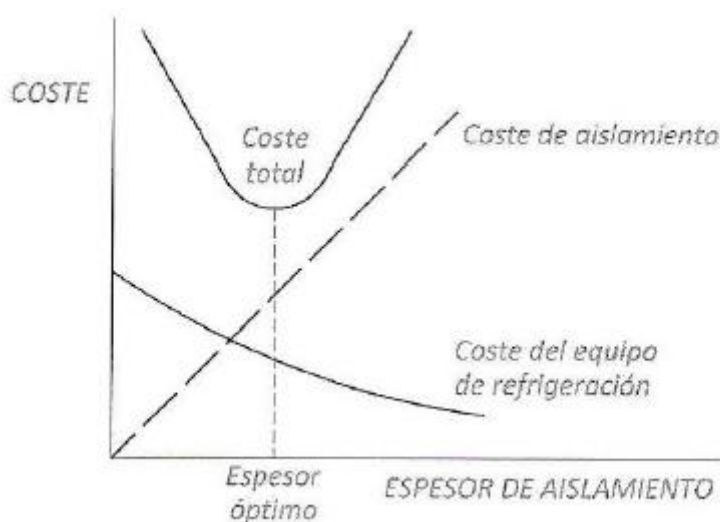


Figura 2. Coste frente a espesor de aislamiento

Si se instala un menor espesor de aislamiento se conseguirá un menor coste en este concepto, sin embargo el equipo para la refrigeración del depósito deberá tener una mayor potencia con el fin de eliminar las mayores ganancias de calor.

Existe un espesor de aislamiento que hace mínimo el costo conjunto de estos dos conceptos aislamiento-sistema de refrigeración.

La inversión a minimizar responde a la siguiente expresión:

$$C_t = C_{aisl} + C_{refrig} = 72,2 \cdot \pi \cdot D^2 \cdot e + 0,15 \cdot q$$

Introducimos en C_t las expresiones anteriores de ganancia de calor, y derivando obtenemos:

- Para la esfera de 2500T:

$$\frac{dC_t}{de} = 82920,42 + \frac{8616,47}{(e + 2,67 \cdot 10^{-3})^2}$$

Si se iguala la primera derivada de la ecuación a 0, se obtiene el espesor óptimo:

$$\frac{dC_t}{de} = 82920,42 + \frac{8616,47}{(e + 2,67 \cdot 10^{-3})^2} = 0$$

$$e_{\text{ópt}} = 30,6 \text{ mm}$$

- Para la esfera de 1500T:

$$\frac{dC_t}{de} = 93379,42 + \frac{9700,73}{(e + 2,67 \cdot 10^{-3})^2}$$

Operando de la misma manera que en el caso anterior, se obtiene el espesor óptimo:

$$\frac{dC_t}{de} = 93379,42 + \frac{9700,73}{(e + 2,67 \cdot 10^{-3})^2} = 0$$

$$e_{\text{min}} = 32,4 \text{ mm}$$

10. COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISIÓN DE CALOR.

Elegido el espesor del aislante, se calcula la transmisión de calor:

$$q = \frac{(T_e - T_i) \cdot \pi \cdot D^2}{1/h_e + e/\lambda}$$

Sustituyendo:

- e: 31 y 33 mm
- λ : 0,040 Kcal/h·m·°C

- h_e : 15 Kcal/h·m²·°C

Se obtiene que en ausencia de radiación solar:

- Para la esfera de 2500T:

$$q = \frac{(45) \cdot \pi \cdot 17,12^2}{1/15 + 31/0,04} = 53,46 \text{ kcal/h}$$

- Para la esfera de 1500T:

$$q = \frac{(45) \cdot \pi \cdot 20,21^2}{1/15 + 33/0,04} = 73,84 \text{ kcal/h}$$

Comprobando esta expresión con la general:

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

Se va a determinar el coeficiente de transmisión de calor U referido a la superficie exterior de los depósitos esféricos de nuestro proyecto, o lo que es lo mismo, a la superficie interior del aislamiento térmico:

- Para la esfera de 2500T:

$$U = 0,496 \text{ kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

- Para la esfera de 1500T:

$$U = 0,467 \text{ kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Este valor teórico, ya que no se han tenido en cuenta los puentes térmicos que suponen los apoyos de las esferas, las uniones con la escalera y las uniones de las distintas placas de aislante entre sí.

Las pérdidas por estos conceptos se van a estimar en un 15% por lo que tenemos:

- Para la esfera de 2500 T:

$$U_{real} = 0,570 \text{ kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

- Para la esfera de 1500 T:

$$U_{real} = 0,537 \text{ kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

11. TEMPERATURA SUPERFICIAL EXTERIOR DEL AISLAMIENTO.

En apartados anteriores la temperatura exterior quedo en función del espesor de aislamiento adoptado:

$$T_{se} = \frac{675,25 \cdot e - 0,2}{15 \cdot e + 0,04}$$

Al sustituir los valores de los espesores se nos queda:

- Para la esfera de 2500 T:

$$T_{se} = 45,012^\circ\text{C}$$

- Para la esfera de 1500 T:

$$T_{se} = 45,013^\circ\text{C}$$

La temperatura de la superficie es mayor que la temperatura ambiente que se ha considerado 40°C . La zona expuesta al sol tendrá una temperatura mayor a esta, y la parte que se encuentra a la sombra tendrá una temperatura ligeramente inferior a los 40°C .

OBRA CIVIL

1. CIMENTACIONES

El material usado en una fundación debe ser homogéneo, preferiblemente granular y estable, exento de materias orgánicas y perjudiciales.

En el caso de nuestro proyecto se ha decidido usar una losa de hormigón. Para calcular la cimentación, según la normativa se debe realizar un estudio geotécnico del terreno para comprobar que éste soporta el peso del tanque vacío, más la carga, más la cimentación.

ESTUDIO GEOTÉCNICO DEL TERRENO

○ Cálculo de los pesos de las esferas

En primer lugar, se va a calcular el peso del tanque. Solo tendremos en cuenta para el cálculo, el peso del hierro, despreciando el peso del aislamiento ya que hay mucha diferencia en comparación con el primero. Para calcular el peso del hierro, vamos a obtener el volumen del casquete esférico correspondiente a la diferencia entre el radio exterior de la esfera y el radio interior o, dicho de otra manera, el radio exterior menos el espesor.

$$V_{esfera} = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r^3$$

- Para la esfera de 1500T:

$$V_{exterior} = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r^3 = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot 8,56^3 = 2670,30 \text{ m}^3$$

$$V_{interior} = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r^3 = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot 8,51^3 = 2581,53 \text{ m}^3$$

$$\Delta V = V_{exterior} - V_{interior} = 45,77 \text{ m}^3$$

Con esto se obtiene el volumen del hierro especificado, sabiendo que la densidad de éste es: $\rho_{hierro} = 7861 \text{ kg/m}^3$. Con la densidad y el volumen se puede obtener la masa del depósito:

$$m_{hierro} = \rho_{hierro} \cdot \Delta V_{esfera} = 7861 \cdot 45,77 = 359797,97 \text{ kg}$$

- Para la esfera de 2500T:

$$V_{exterior} = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r^3 = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot 10,11^3 = 4328,55 \text{ m}^3$$

$$V_{interior} = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r^3 = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot 10,05^3 = 4251,94 \text{ m}^3$$

$$\Delta V = V_{exterior} - V_{interior} = 76,71 \text{ m}^3$$

Actuando de la misma manera que en el caso anterior:

$$m_{hierro} = \rho_{hierro} \cdot \Delta V_{esfera} = 7861 \cdot 76,71 = 602231,21 \text{ kg}$$

Ahora se va a calcular el peso de la carga, es decir el peso del amoniaco de ambas esferas:

Los volúmenes son 2625 y 4375 m³ para la esfera de 1500 y 2500t respectivamente. Sabiendo que la densidad del amoniaco en las condiciones de almacenamiento es 646,35 kg/m³, se puede calcular fácilmente la masa del amoniaco:

- Para la esfera de 1500T:

$$m_{amoniaco} = V \cdot \rho = 2625 \cdot 646,35 = 1696668,75 \text{ kg}$$

- Para la esfera de 2500T:

$$m_{amoniacos} = V \cdot \rho = 4375 \cdot 646,35 = 2827781,25 \text{ kg}$$

Por último, con las masas del hierro de los depósitos y el peso de la carga, se puede saber el peso del conjunto:

- Para la esfera de 1500T:

$$m_{conjunto} = m_{amoniacos} + m_{hierro} = 2056466,72 \text{ kg}$$

- Para la esfera de 2500T:

$$m_{conjunto} = m_{amoniacos} + m_{hierro} = 3430012,46 \text{ kg}$$

○ Resistencia del terreno

Para ambos tanques se adoptara una losa de hormigón H-200 en forma de disco con una anchura de 2m y un radio cuyo valor vendrá dado por el resultado de añadirle 0,5m al radio del tanque. De manera, que se puede saber el volumen de hormigón y, con la densidad de este, el peso de la losa:

$$\rho_{hormigon} = 2500 \text{ kg/m}^3$$

- Para la esfera de 1500t:

$$R=8,56+0,5=9,06 \text{ m}$$

$$A_{losa} = \pi \cdot r^2 = 257,87 \text{ m}^2$$

$$M_{hormigon} = \rho_{hormigon} \cdot A_{losa} \cdot anchura$$

$$M_{hormigon} = 2500 \cdot 257,87 \cdot 1,5 = 967012,5 \text{ kg}$$

- Para la esfera de 2500t:

$$R=12,12+0,5=10,62 \text{ m}$$

$$A_{losa} = \pi \cdot r^2 = 354,32 \text{ m}^2$$

$$M_{hormigon} = \rho_{hormigon} \cdot A_{losa} \cdot anchura$$
$$M_{hormigon} = 2500 \cdot 354,32 \cdot 1,5 = 1328700 \text{ kg}$$

Ya se saben los pesos de los depósitos, la carga y su cimentación, solo faltaría comprobar si el terreno soporta el peso. $\sigma_{terreno} = 3 \text{ kg/cm}^2$

- Para la esfera de 1500t:

$$\sigma = \frac{M_t}{A_{losa}} = \frac{3023479,22}{2578700} = 1,17 \text{ kg/cm}^2$$

- Para la esfera de 2500t:

$$\sigma = \frac{M_t}{A_{losa}} = \frac{4758712,46}{3543200} = 1,34 \text{ kg/cm}^2$$

Queda demostrada la resistencia del terreno para ambos tanques.

2. MURO DE CONTENCIÓN

○ DIMENSIONES DEL MURO.

Las dimensiones del muro se calculan de acuerdo con la ITC-MIE-004, que establece que cuando un muro de contención albergue dos o más depósitos, su capacidad será suficiente para retener el líquido que se derramaría en caso de fuga, por el punto más bajo del depósito de mayor capacidad. Por tanto el volumen de amoniaco en caso de derrame seria:

$$V_T = \frac{2500 T}{0,682 T/m^3} = 3665,69 m^3$$

Las distancias consideradas han sido adoptadas teniendo en cuenta las distancias mínimas mencionadas en el apartado concerniente a la distribución del parque de almacenamiento de la mencionada instrucción. Se pretende facilitar también la maniobrabilidad de la maquinaria de mantenimiento.

Distancia mínima entre paredes de los depósitos a presión: $0,70 \cdot 0,25 \cdot D_{max}$. Con la expresión anterior, el valor a adoptar será de 3,50 m. vamos a ampliar 1 m más para la colocación de una canalización de protección por espuma y la escalera de acceso a uno de los depósitos a presión en cuestión.

Distancia mínima entre la pared exterior de los depósitos a presión y la pared interior del muro de contención: 3m.

Para procurar disminuir en lo posible la superficie de contención, se amortiguaran todas las esquinas del muro de contención, excepto la esquina donde está el sumidero.

Las dimensiones totales son los siguientes:

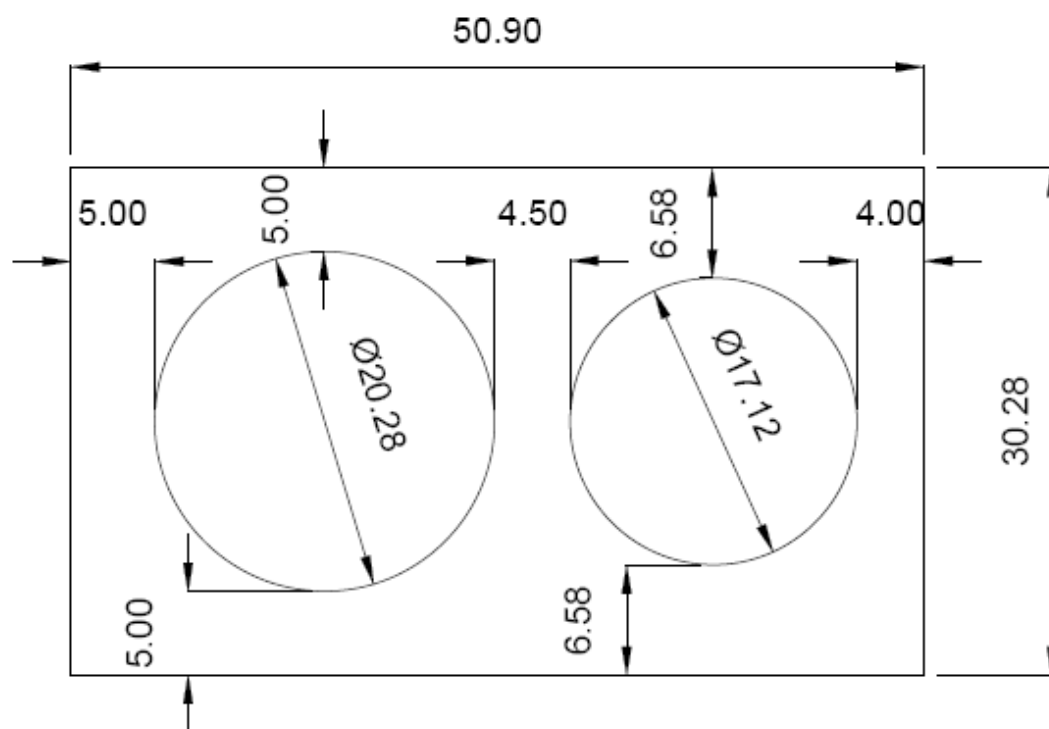


Figura 3. Distancias entre depósitos de almacenamiento

○ CÁLCULO DE LA ALTURA DEL MURO

Para el cálculo de la altura del muro, hay que tener presente el efecto de la pendiente existente en el interior del mismo. Sabemos que la pendiente tiene la dirección del lado más largo del mismo, de manera que los posibles líquidos retenidos se dirigen hacia el punto más bajo, donde se encuentra el sistema de evacuación de efluentes, tal y como muestra la figura:

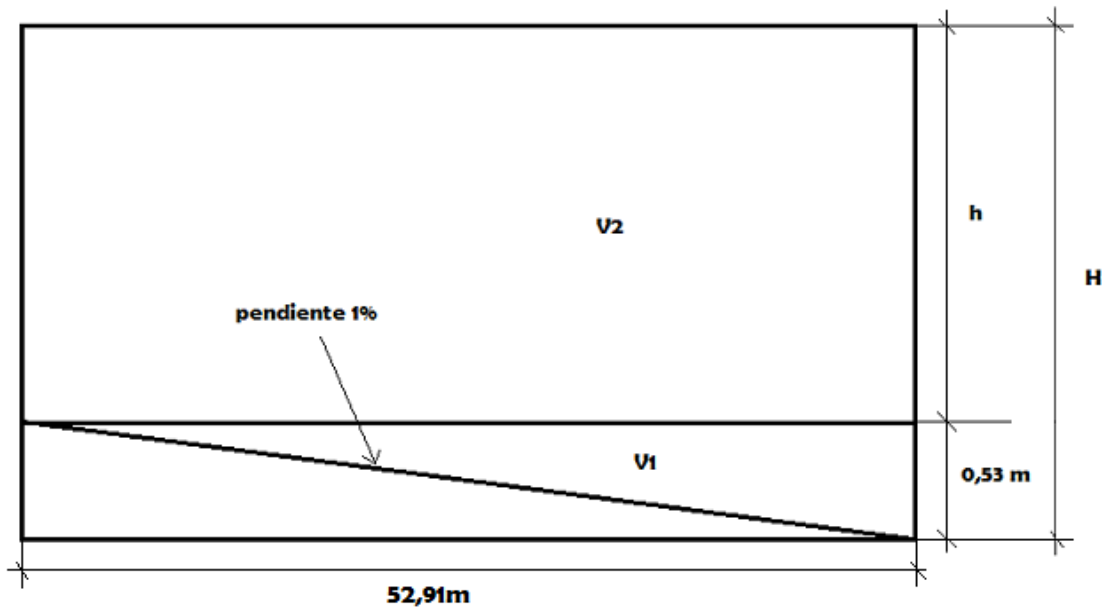


Figura 4. Cálculo del muro de contención

Se opera de la siguiente manera:

$$S_{cont} = 52,91 \cdot 30,29 = 1602,64 \text{ m}^2$$

$$V_1 = S_{cont} \cdot \frac{0,53}{2} = 424,70 \text{ m}^3$$

$$V_T = V_1 + V_2 \rightarrow V_2 = V_T - V_1 = 3665,69 - 424,70 = 3241 \text{ m}^3$$

$$h = \frac{V_2}{S_{cont}} = \frac{3241 \text{ m}^3}{1602,64 \text{ m}^2} = 2,02 \text{ m}$$

Se tiene que sobredimensionar el muro un 5% por motivos de seguridad, por ejemplo, derrame del agua de refrigeración, además de un incremento de 10 cm que permita la contención de espuma en caso de incendio. Con todo esto, y teniendo en cuenta la cota del terreno

desde el suelo, la altura del muro de contención nos queda:

$$H = h + 0,53 = 2,55$$

$$H_T = H \cdot 1,05 + 0,10 = 2,80 \text{ m}$$

SISTEMA DE CARGA Y DECARGA

1. DIMENSIONAMIENTO DE LAS TUBERIAS.

Se recogerán en una tabla una serie de valores que vienen exigidas por el proceso de llenado de los camiones cisterna, con esos datos se realizarán los cálculos necesarios en el diseño de tuberías. La tabla es la siguiente:

Caudal requerido (m³/h)	41,67
Caudal máximo (m³/h)	50
Velocidad máxima del líquido (m/s)	2
Densidad del líquido (kg/m³)	646,35

Tabla 12. Exigencias en el proceso de llenado

$$A = \frac{Q_{m\acute{a}x}}{v_L}$$

Donde

- $Q_{m\acute{a}x}$ = caudal máximo (m³/s).
- v_L = velocidad máxima de líquido (m/s).

Para nuestros tanques, introduciendo los datos en la expresión anterior obtenemos unas secciones de:

$$A = \frac{Q_{m\acute{a}x}}{v_L} = \frac{0,01157 \text{ m}^3/s}{2 \text{ m/s}} = 5,7875 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

De forma que el diámetro nominal de las tuberías será:

$$D_{nominal} = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,7875 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2}{\pi}} = 0,08584 \text{ m}$$

$$D_{nominal} = 85,84 \text{ mm} = 3,378"$$

Por exceso, se selecciona una tubería Según el código ASA de diámetro nominal 4" ($D_{ext} = 114,3 \text{ mm}$).

Si se conoce el diámetro nominal de la tubería se procede a calcular el espesor mínimo requerido de las mismas. El espesor mínimo de los tubos sometidos a presión interna viene dado por la relación obtenida del código ASA B.31:

$$t = \frac{P \cdot D}{2 \cdot (S \cdot E + P \cdot \gamma)}$$

Donde:

- t = espesor mínimo requerido
- P = presión de calculo
- D = diámetro exterior de la tubería
- S = tensión admisible a la temperatura de cálculo.
- E = coeficiente de unión
- γ = coeficiente dependiente del acero y la temperatura

En nuestro caso:

$$t = \frac{1,033 \cdot 11,43}{2 \cdot (632,7 \cdot 0,6 + 1,033 \cdot 0,4)} = 0,1553 \text{ mm}$$

Se van a emplear en nuestro proyecto tubos tipo Schedule, por ello, el espesor se va a aumentar en un 12,5 % para tener en cuenta las irregularidades de fabricación. Luego se adoptara un espesor de:

$$t_{adoptado} = 1,125 \cdot t \rightarrow t = 1,125 \cdot 0,1553 = 0,1748 \text{ mm}$$

Se selecciona una tubería DN 4 Sch10 (diámetro nominal 4" y Schedule 10) que implica un espesor de 3,04 mm. De manera que supera el espesor mínimo requerido.

2. BRIDAS, VALVULAS Y ACCESORIOS.

Para el diseño de las bridas se tendrá en cuenta las condiciones de servicio y los materiales a emplear. Las dimensiones están normalizadas, según la presión y la temperatura. Dado que nuestras condiciones no son muy severas, basta con utilizar unas bridas que tengan una presión de servicio mínima, es lo que denominamos el rating de presión.

Se he seleccionado una brida de tipo Welding Neck por su facilidad de montaje ya que tan solo necesita un cordón de soldadura.

El tipo de la cara es la reissed face (con resalte) dado que se puede emplear para temperaturas medias-bajas, utilizando como junta la de caucho forrado de amianto con soporte o revestimiento metálico.

Características:

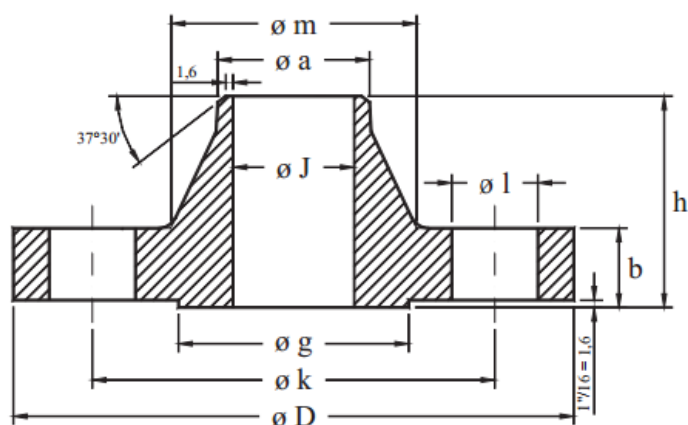


Figura 5. Brida

Denominación		WN/RF/4/150
Brida	Diámetro exterior (A)	228 (9)
	mm (inch)	
	Espesor (b)	23,8 (15/16)
	mm (inch)	
Cuello	Diámetro interior (J)	102,4 (4,03)
	mm (inch)	
	Altura total (h)	76,2 (3)
	mm (inch)	
Cuello	Diámetro base (m)	134,9 (55/16)
	mm (inch)	
	Diámetro tubuladura (a)	114,3 (4,5)
	mm (inch)	
	Diámetro exterior del resalte	157,2 (6 3/16)
Taladros	mm (inch)	
	Número	8
	Diámetro (l)	19,05 (¾)
	mm (inch)	
	Radio al eje (k)	95,25 (3 ¾)
	mm (inch)	
	Peso aproximado	7,5 (16,6)
	Kg (pounds)	

Tabla 12. Características de la brida

3. PÉRDIDA DE CARGA EN TUBERÍAS Y ACCESORIOS

Para calcular la caída de presión por metro lineal de tubería se emplea la ecuación de Darcy:

$$h_f = \phi \cdot \frac{L}{D_{int}} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Donde:

- h_f = pérdida de carga (kg/m²)
- ϕ = coeficiente de fricción de Fanning
- L = longitud total equivalente (m/s)
- V = velocidad del fluido (m/s)
- D_{int} = diámetro interno de la tubería (m).

La longitud total equivalente (L) se obtiene de la siguiente manera:

$$L = L_{tubería} + L_{equivalente}$$

La longitud equivalente depende de los accesorios interfiriendo de la manera que se observa en la siguiente tabla:

Accesorio	Cantidad	Lequivalente unitaria	Lequivalente
Codos de 90º	2	4	8
Válvulas de compuerta	2	32	64
Válvulas de retención	2	12	24
Válvulas de seguridad	1	60	60
T de paso recto	2	12	24
Longitud lineal de la tubería			84,59
Longitud equivalente total (m)			264,59

Tabla 13. Calculo de la longitud total equivalente

○ **Coeficiente de fricción de Fanning:**

Este coeficiente se obtiene gráficamente, para ello hace falta el número de Reynolds y la rugosidad relativa.

En primer lugar, se obtienes el número de Reynolds:

$$Re = \frac{D_{int} \cdot \rho \cdot V}{\mu}$$

Donde:

- D_{int} =diámetro interior de la tubería (m)
- ρ =densidad del fluido (kg/m^3)
- V = velocidad del fluido (m/s)
- μ = viscosidad del fluido ($\text{kg/m}\cdot\text{s}$)

Se necesita calcular la velocidad de fluido y sabemos que el caudal a la velocidad y que la constante de proporcionalidad es la sección de la tubería:

$$S_{tuberia} = \frac{\pi \cdot D_{int}^2}{4}$$

$$D_{int} = D_{ext} - 2t = 114,3 - 2 \cdot 3,04 = 108,22 \text{ mm}$$

Despejando obtenemos que:

$$S_{tuberia} = \frac{\pi \cdot 0,10822^2}{4} = 9,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Con esto, ya podemos calcular la velocidad:

$$V = \frac{Q}{S_{tuberia}} = \frac{0,011575 \text{ m}^3/\text{s}}{9,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2} = 1,2582 \text{ m}^2/\text{s}$$

Entonces el valor del número de Reynolds seria:

$$Re = \frac{0,10822 \cdot 646,35 \cdot 1,2582}{2,43 \cdot 10^{-4}} = 362175,18$$

Para calcular la rugosidad relativa, se utiliza la ecuación de Hagen-Posieuille que es el cociente entre la rugosidad y el diámetro. La rugosidad que presenta la tubería de acero que empleamos para el transporte de amoniaco es de 0,0005, entonces

$$\frac{e}{D_i} = \frac{0,0005}{0,10822} = 0,031$$

Con esto recurrimos al diagrama de Moody y obtenemos un coeficiente de 0.031

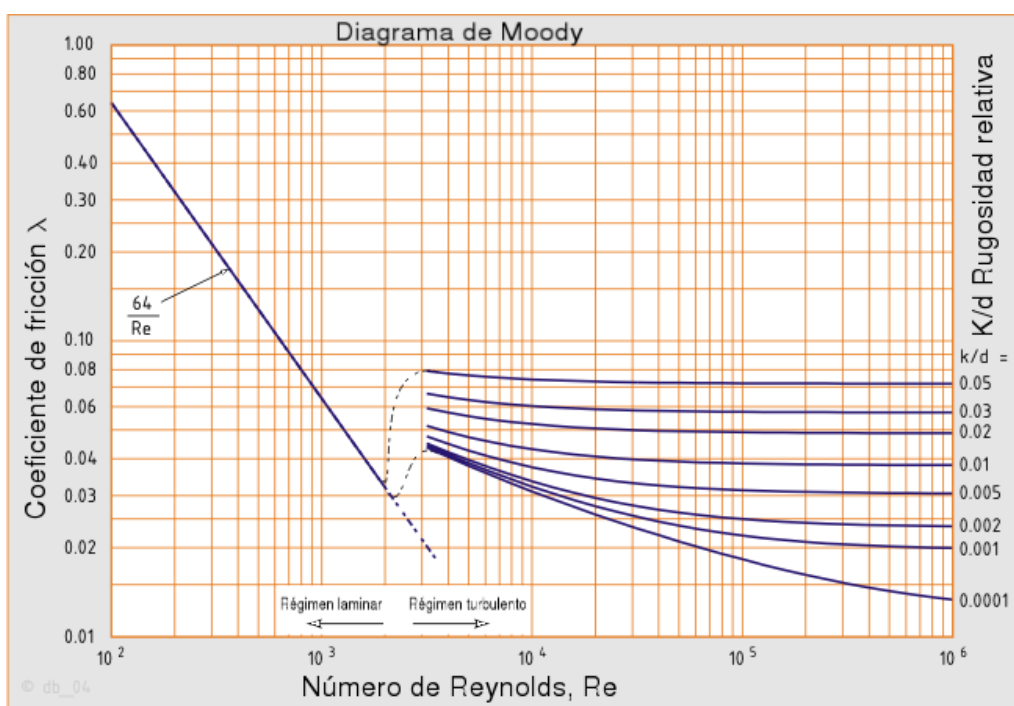


Figura 6. Diagrama de Moody

$$h_f = 0,031 \cdot \frac{264,59}{0,10822} \cdot \frac{1,2582^2}{2 \cdot 9,81} = 6,11 \text{ m}$$

4. Selección de bombas:

Para la calcular la potencia de la bomba, que se encargara de llevar el amoniaco desde la zona de carga hasta los tanques de almacenamiento se necesita saber la caída de presión, que viene dada por la siguiente expresión:

$$\Delta P = h_f \cdot \rho$$

Donde:

- ρ =densidad del fluido (kg/m^3)
- h_f =perdida de carga (m)

Entonces la caída de presión será:

$$\Delta P = 6,08 \cdot 646,35 = 3953,5 \text{ kg/m}^2$$

Con los datos obtenidos se puede calcular la potencia hidráulica de la bomba a partir de la siguiente expresión:

$$P_{hidraulica} = g \cdot Q \cdot \Delta P = 9,81 \cdot 0,011575 \cdot 3953,5 = 448,92 \text{ W}$$

Se supone que tendrá un rendimiento de 0,6 por lo que la potencia consumida será:

$$P_{eléctrica} = \frac{P_{hidraulica}}{\eta} = \frac{448,92}{0,6} = 748,2W$$

Ahora, tenemos que incrementar la potencia de la bomba con el coeficiente β :

$$P_{bomba} = P_{eléctrica} \cdot 1,1 = 748,2 W \cdot 1,1 = 823,014W$$

Por último, se debe escoger una potencia que esté normalizada en el mercado en nuestro caso:

$$P_{normalizada} = 1,1kW$$

SISTEMA DE DEVOLUCION DE AMONIACO HACIA LAS ESFERAS DESDE EL SISTEMA DE ABATIMIENTO

1. DIMENSIONADO DE LAS TUBERÍAS

Para el cálculo de la bomba encargada de transportar el amoniaco líquido desde el sistema de abatimiento hacia las esferas, se supone que el líquido irá a una velocidad de 2 m/s. Por características del sistema de refrigeración, el amoniaco líquido sale de este con un caudal de 50 m³/h. Con estos datos ya podemos calcular el diámetro nominal de la tubería:

$$A = \frac{Q_{max}}{v_L} = \frac{0,014 m^3/s}{2 m/s} = 7 \cdot 10^{-3} m^2$$

$$D_{nominal} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7 \cdot 10^{-3}}{\pi}} = 0,0944 m = 94,4 mm = 3,71"$$

Por exceso, se selecciona una tubería del código ASA de diámetro

nominal 4" ($D_{\text{ext}} = 114,3 \text{ mm}$). Ahora, se calcula el espesor:

$$t = \frac{P \cdot D}{2 \cdot (S \cdot E + P \cdot \gamma)}$$

$$t = \frac{1,033 \cdot 11,43}{2 \cdot (632,7 \cdot 0,6 + 1,033 \cdot 0,4)} = 0,1553 \text{ mm}$$

$$t_{\text{adoptado}} = 1,125 \cdot t = 1,125 \cdot 0,1553 = 0,175 \text{ m}$$

De la misma forma que en el apartado anterior se selecciona una tubería DN4Sch10 que implica un espesor de 3,04 mm, el cual supera el mínimo requerido.

2. PÉRDIDAS DE CARGA EN TUBERIAS Y ACCESORIOS

Para calcular la pérdida de carga se necesita la longitud total equivalente y el coeficiente de fricción de Fanning y sustituirlos en la ecuación de Darcy, se procede a calcular la longitud total equivalente:

Accesorio	Cantidad	$L_{\text{equivalente unitaria}}$	$L_{\text{equivalente}}$
Codos de 90°	6	4	24
Válvulas de compuerta	4	32	128
Válvulas de retención	2	12	24
Válvulas de seguridad	2	60	120
T de paso recto	2	12	24
Longitud lineal de la tubería			83
Longitud equivalente total (m)			403

Tabla 16. Cálculo de la longitud total equivalente

Obtenido la longitud total equivalente se procede a calcular el coeficiente de Fanning; en primer lugar, se necesita el número de Reynolds:

$$S_{tuberia} = \frac{\pi \cdot 0,10855^2}{4} = 0,0092 \text{ m}$$

$$V = \frac{Q}{S_{tuberia}} = \frac{0,014 \frac{m^3}{s}}{0,0092 \text{ m}} = 1,52 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{D_{int} \cdot \rho \cdot V}{\mu} = \frac{0,10822 \cdot 646,35 \cdot 1,52}{2,43 \cdot 10^{-4}} = 437954,45$$

Calculado el número de Reynolds, se procede a averiguar la rugosidad relativa:

$$\frac{e}{D_i} = \frac{0,0005}{0,10822} = 0,0046$$

Después se mira en el diagrama de Moody para obtener el coeficiente de fricción, y resulta ser 0,03, sustituyendo en la ecuación de Darcy se obtiene la pérdida de carga:

$$h_f = 0,03 \cdot \frac{403}{0,10822} \cdot \frac{1,52^2}{2 \cdot 9,81} = 13,15 \text{ m}$$

3. SELECCIÓN DE BOMBAS:

Tendrá que transmitir una presión de:

$$\Delta P = h_f \cdot \rho = 13,15 \cdot 646,35 = 8504,62 \text{ kg/m}^2$$

Con la caída de presión ya se puede calcular la potencia necesaria de la bomba,

$$P_{hidraulica} = g \cdot Q \cdot \Delta P = 9,81 \cdot 0,014 \cdot 8504,62 = 1168 \text{ W}$$

También se sabe que el rendimiento es de 0,6 por lo que la potencia eléctrica quedará así:

$$P_{eléctrica} = \frac{P_{hidraulica}}{\eta} = \frac{1168}{0,6} = 1946,7 \text{ W}$$

Ahora, tenemos que incrementar la potencia de la bomba con el coeficiente β :

$$P_{bomba} = P_{eléctrica} \cdot 1,1 = 1946,7 \cdot 1,1 = 2141,37 \text{ W}$$

Por último, debemos escoger una potencia que esté normalizada en el mercado en nuestro caso:

$$P_{normalizada} = 2,3 \text{ kW}$$

RECUPERACIÓN DE AMONIACO

1. DIMENSIONADO DE LAS TUBERÍAS

Como se ha expuesto en la memoria descriptiva, se ha decidido adoptar un muro de contención para recoger los derrames en caso de mal funcionamiento del sistema o rotura del depósito y se colocara una bomba que conducirá al amoniaco derramado de regreso a los tanques

a una velocidad de 1,5 m/s.

El caudal de bombeo se calculara en función a los siguientes datos:

Volumen máximo del cubeto	3665,9 m ³
Densidad amoniaco	646,35 kg/m ³
Grado histórico de llenado	20%
Grado de llenado máximo	1
Tiempo máximo de recuperación	48

Tabla 14. Base de cálculo para calcular el bombeo

De forma que el caudal máximo de bombeo será:

$$Q_{max} = \frac{3665,9 \cdot 1 \cdot 0,2}{0,646 \cdot 48} = 23,65 \text{ m}^3/h$$

Se adoptara un caudal por exceso de 24 m³/h, y con esto, se procede a calcular las dimensiones de las tuberías:

$$A = \frac{Q_{max}}{v_L} = \frac{7,32 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/s}{1,5 \text{ m/s}} = 4,87 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$D_{nominal} = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,87 \cdot 10^{-3}}{\pi}} = 0,07882 \text{ m} = 78,82 \text{ mm} = 3,1''$$

Po exceso, se selecciona una tubería del código ASA de diámetro nominal 4" (D_{ext}= 114,3 mm). Ahora, se calcula el espesor:

$$t = \frac{P \cdot D}{2 \cdot (S \cdot E + P \cdot \gamma)}$$

$$t = \frac{1,033 \cdot 11,43}{2 \cdot (632,7 \cdot 0,6 + 1,033 \cdot 0,4)} = 0,1553 \text{ mm}$$

$$t_{adoptado} = 1,125 \cdot t = 1,125 \cdot 0,1553 = 0,175 \text{ m}$$

De la misma forma que en el apartado anterior se selecciona una tubería DN4Sch10 que implica un espesor de 3,04 mm, el cual supera el mínimo requerido.

2. PÉRDIDAS DE CARGA EN TUBERÍAS Y ACCESORIOS

Para calcular la pérdida de carga se necesita la longitud total equivalente y el coeficiente de fricción de Fanning y sustituirlos en la ecuación de Darcy, se procede a calcular la longitud total equivalente:

Accesorio	Cantidad	Lequivalente unitaria	Lequivalente
Codos de 90º	2	4	8
Válvulas de compuerta	2	32	64
Válvulas de retención	3	12	36
Válvulas de seguridad	1	60	60
T de paso recto	3	12	36
Longitud lineal de la tubería			87,09
Longitud equivalente total (m)			291,09

Tabla 15. Cálculo de la longitud total equivalente

Obtenido la longitud total equivalente se procede a calcular el coeficiente de Fanning; en primer lugar, se necesita el número de

Reynolds:

$$S_{tuberia} = \frac{\pi \cdot 0,10855^2}{4} = 0,0092 \text{ m}^2$$

$$V = \frac{Q}{S_{tuberia}} = \frac{0,0104 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0,0092 \text{ m}^2} = 1,13 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Re = \frac{D_{int} \cdot \rho \cdot V}{\mu} = \frac{0,10822 \cdot 646,35 \cdot 1,13}{2,43 \cdot 10^{-4}} = 325272,58$$

Calculado el número de Reynolds, se procede a averiguar la rugosidad relativa:

$$\frac{e}{D_i} = \frac{0,0005}{0,10822} = 0,0046$$

Después se mira en el diagrama de Moody para obtener el coeficiente de fricción, y resulta ser 0,031, sustituyendo en la ecuación de Darcy se obtiene la pérdida de carga:

$$h_f = 0,031 \cdot \frac{291,09}{0,10822} \cdot \frac{0,71^2}{2 \cdot 9,81} = 2,14 \text{ m}$$

3. SELECCIÓN DE BOMBAS:

Tendrá que transmitir una presión de:

$$\Delta P = h_f \cdot \rho = 2,14 \cdot 646,35 = 1384,99 \text{ kg/m}^2$$

Con la caída de presión ya se puede calcular la potencia necesaria de la bomba,

$$P_{hidraulica} = g \cdot Q \cdot \Delta P = 9,81 \cdot 0,00667 \cdot 1384,99 = 90,62 \text{ W}$$

También se sabe que el rendimiento es de 0,6 por lo que la potencia

eléctrica quedará así:

$$P_{eléctrica} = \frac{P_{hidraulica}}{\eta} = \frac{90,62}{0,6} = 151,04 W$$

Ahora, tenemos que incrementar la potencia de la bomba con el coeficiente β :

$$P_{bomba} = P_{eléctrica} \cdot 1,1 = 151,04 \cdot 1,1 = 166,14 W$$

Por último, debemos escoger una potencia que esté normalizada en el mercado en nuestro caso:

$$P_{normalizada} = 0,37 kW$$

PROTECCIÓN CONTRA INCENDIOS POR AGUA

4. DIMENSIONADO DE LAS TUBERIAS

El aljibe de recogida de pluviales tendrá unas dimensiones de 6x5x1,5 m, lo que hace que pueda alojar un volumen de 45 m³. Se supone un tiempo de evacuación de una hora, entonces se necesitará una bomba que pueda desplazar un caudal 45m³/h. las dimensiones de las tuberías nos quedarán si se supone una velocidad de líquido de 2 m/s:

$$A = \frac{Q_{max}}{v_L} = \frac{0,0125 m^3/s}{2 m/s} = 6,25 \cdot 10^{-3} m^2$$

$$D_{nominal} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6,25 \cdot 10^{-3}}{\pi}} = 0,0892 m = 89,2 mm = 3,51"$$

Por exceso, se selecciona una tubería del código ASA de diámetro

nominal 4" ($D_{\text{ext}} = 114,3 \text{ mm}$). Ahora, se calcula el espesor:

$$t = \frac{P \cdot D}{2 \cdot (S \cdot E + P \cdot \gamma)}$$

$$t = \frac{1,033 \cdot 11,43}{2 \cdot (632,7 \cdot 0,6 + 1,033 \cdot 0,4)} = 0,1553 \text{ mm}$$

$$t_{\text{adoptado}} = 1,125 \cdot t = 1,125 \cdot 0,1553 = 0,175 \text{ m}$$

De la misma forma que en el apartado anterior se selecciona una tubería DN4Sch10 que implica un espesor de 3,04 mm, el cual supera el mínimo requerido.

5. PÉRDIDAS DE CARGA EN TUBERIAS Y ACCESORIOS

Para calcular la pérdida de carga se necesita la longitud total equivalente y el coeficiente de fricción de Fanning y sustituirlos en la ecuación de Darcy, se procede a calcular la longitud total equivalente:

Accesorio	Cantidad	$L_{\text{equivalente unitaria}}$	$L_{\text{equivalente}}$
Codos de 90º	4	4	16
Válvulas de compuerta	10	32	320
Válvulas de retención	3	12	36
Válvulas de seguridad	1	60	60
T de paso recto	9	12	108
Longitud lineal de la tubería			166,13
Longitud equivalente total (m)			556,13

Tabla 16. Calculo de la longitud total equivalente

Obtenido la longitud total equivalente se procede a calcular el coeficiente de Fanning; en primer lugar, se necesita el número de Reynolds:

$$S_{tuberia} = \frac{\pi \cdot 0,10855^2}{4} = 0,0092 \text{ m}$$

$$V = \frac{Q}{S_{tuberia}} = \frac{0,0125 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0,0092 \text{ m}} = 1,359 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Re = \frac{D_{int} \cdot \rho \cdot V}{\mu} = \frac{0,10822 \cdot 646,35 \cdot 1,359}{2,43 \cdot 10^{-4}} = 391103$$

Calculado el número de Reynolds, se procede a averiguar la rugosidad relativa:

$$\frac{e}{D_i} = \frac{0,0005}{0,10822} = 0,0046$$

Después se mira en el diagrama de Moody para obtener el coeficiente de fricción, y resulta ser 0,03, sustituyendo en la ecuación de Darcy se obtiene la pérdida de carga:

$$h_f = 0,03 \cdot \frac{556,13}{0,10822} \cdot \frac{1,359^2}{2 \cdot 9,81} = 14,99 \text{ m}$$

6. SELECCIÓN DE BOMBAS:

Tendrá que transmitir una presión de:

$$\Delta P = h_f \cdot \rho = 14,99 \cdot 1000 = 14998 \text{ kg/m}^2$$

Con la caída de presión ya se puede calcular la potencia necesaria de la bomba,

$$P_{hidraulica} = g \cdot Q \cdot \Delta P = 9,81 \cdot 0,00125 \cdot 14998 = 183,9 \text{ W}$$

También se sabe que el rendimiento es de 0,6 por lo que la potencia eléctrica quedará así:

$$P_{eléctrica} = \frac{P_{hidraulica}}{\eta} = \frac{183,9}{0,6} = 306 \text{ W}$$

Ahora, tenemos que incrementar la potencia de la bomba con el coeficiente β :

$$P_{bomba} = P_{eléctrica} \cdot 1,1 = 306 \cdot 1,1 = 337,18 \text{ W}$$

Por último, debemos escoger una potencia que esté normalizada en el mercado en nuestro caso:

$$P_{normalizada} = 550 \text{ W}$$

SISTEMA DE ABATIMIENTO (REFRIGERACIÓN)

1. CONDICIONES DE DISEÑO.

Las condiciones de diseño de las que vamos a partir a partir de ahora para el cálculo del sistema de refrigeración son las siguientes:

Flujo másico máximo en estado vapor	640 kg/m ³
Porcentaje en gases incondensables (H2, N2)	2%

Tª de almacenamiento	-5°C
Presión de almacenamiento	3,8 kg/cm ²
Tª ambiente en presencia de radiación solar	36,5°C
Tª máxima del agua de refrigeración	22°C
Tª máxima de salida de líquido condensado	35°C
Tª de condensación	40°C
Presión de condensación	14,5 kg/cm ²

Tabla 17. Condiciones de diseño

2. GANANCIA DE CALOR MÁXIMA.

- Para el esfera de 2500T:

$$q_e = S \cdot U \cdot \Delta T = 21114 \text{ kcal/h}$$

- Para la esfera de 1500T:

$$q_e = S \cdot U \cdot \Delta T = 33152 \text{ kcal/h}$$

La existencia de ganancia de calor implica la evaporación de una cantidad de amoniaco de las esferas. Para calcular ese amoniaco se usará la siguiente expresión:

$$m_e = \frac{q_e}{Q_L}$$

Donde:

- $Q_L = 303,79 \text{ kg/h}$: calor latente del amoniaco a la temperatura de almacenamiento.

- Para la esfera de 2500 T:

$$m_e = \frac{q_e}{Q_L} = \frac{21114}{303,79} = 69,50 \text{ kg/h}$$

- Para la esfera de 1500 T:

$$m_e = \frac{q_e}{Q_L} = \frac{33152}{303,79} = 109,12 \text{ kg/h}$$

La capacidad útil neta del sistema de refrigeración es:

$$q_{un} = \dot{m}_T \cdot Q_L = (m_{e,2500T} \cdot m_{e,1500T} \cdot 640) \cdot 303,79$$

$$q_{un} = 293385,19 \text{ kcal/h}$$

Para el dimensionado de los distintos equipos que constituyen el sistema, estas cantidades se verán incrementadas debido a las pérdidas adicionales en conducciones y procesos complementarios.

Las ganancias de calor en las tuberías se estiman en un 1,25% del total y teniendo en cuenta que en el proceso de extracción de amoniaco líquido para carga de camiones cisterna se produce un efecto frigorífico adicional, así como una eliminación de gases inertes, incrementando ese porcentaje en un 1,25% por motivos de seguridad. Por tanto la capacidad útil del sistema es:

$$q_{util} = 366731,49 \text{ frigorias}$$

3. CALCULO DEL FLUJO MASICO

El efecto frigorífico del ciclo de refrigeración es el siguiente:

$$E.F. = h_1 - h_2$$

Donde:

- $h_1 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right) = 347,8$: entalpia del vapor saturado a la salida del condensador.

- $h_2 \left(\frac{kcal}{kg} \right) = 82,5$: entalpia en las condiciones de salida del condensador.

El efecto frigorífico máximo de amoniaco aspirado por el sistema frigorífico:

$$E.F. = h_1 - h_2 = 347,8 - 82,5 = 265,3 \text{ kcal/kg}$$

Entonces, el flujo másico de amoniaco aspirado por el sistema frigorífico será:

$$\dot{m}_T = \frac{q_{util}}{E.F.} = \frac{366731,49}{265,3} = 1382,33 \text{ kg/h}$$

Por tanto, los distintos caudales de amoniaco son los siguientes:

- Amoniaco gaseoso generado en la esfera de 2500T: 109,12 kg/h
- Amoniaco gaseoso generado en la esfera de 1500T: 69,50 kg/h
- Amoniaco gaseoso recirculante en el sistema: 303,22 kg/h
- Amoniaco procedente del proceso de fabricación: 640 kg/h

El líquido condensado parte hacia las esferas a 35°C, debiendo enfriarse hasta -5°C (Tª de almacenamiento). Para ello, parte del líquido condensado debe evaporarse antes de entrar a las esferas, concretamente 333,22 kg/h.

4. CICLO DE FUNCIONAMIENTO

El vapor saturado aspirado por el sistema es recalentado en el separador de líquidos a la vez que se produce una reducción de presión debido a la perdida de carga.

Las condiciones en aspiración del compresor son las siguientes:

- Estado: vapor saturado
- Temperatura: 15°C
- Presión: 3,8 kg/cm²
- Entalpia (h_1): 347,8 kcal/kg
- Volumen específico: 0,37 m³/kg

La condensación se hará a presión constante, siendo esta de 15,5 kg/cm² que corresponde a una T^a de saturación de 40°C. A la salida del condensador el amoniaco estará subenfriado como máximo hasta 35°C.

Las condiciones a la salida del condensador son las siguientes:

- Estado: liquido subenfriado
- Temperatura: 35°C
- Presión: 15,5 kg/cm²
- Entalpia (h_2): 82,5 kcal/kg
- Volumen específico: $1,7 \cdot 10^{-3}$ m³/kg

En el condensador se produce la extracción de los gases incondensables procedentes del proceso de fabricación. Dichos gases arrastran una gran cantidad de amoniaco gaseoso a la T^a de condensación (equivalente a la presión de vapor del amoniaco a 35°C). Antes de su expulsión a la atmosfera, se hacen pasar por un recuperador en el cual se refrigeran hasta los 10°C.

Dicho enfriamiento conlleva a una disminución de vapor, recuperándose en la fracción condensada gran parte del amoniaco arrastrado por los gases inertes.

La refrigeración del recuperador se ejecuta mediante un intercambiador de calor en circuito cerrado. El fluido empleado como refrigerante es una corriente de amoniaco líquido que se deriva de la

salida del condensador. Dicho amoniaco se evapora tras expandirse, retomando a la aspiración de los compresores.

Por último, indicar que el amoniaco generado en el condensador se expande en una válvula isoentálpica, hasta alcanzar las condiciones de almacenamiento: $T^a = -5^\circ\text{C}$ y $P = 3,8 \text{ kg/cm}^2$.

5. CALCULO DEL RECUPERADOR

El peso molecular aparente de la mezcla es de 26 g/mol. La extracción se realiza en el condensador, siendo las condiciones las siguientes:

- $T^a = 35^\circ\text{C}$
- Caudal de gases inertes: 12,8 kg/h
- P_T sobre la mezcla: $15,5 \text{ kg/cm}^2$
- $P_{v,NH_3,35^\circ\text{C}} = 13,5 \text{ kg/cm}^2$
- $V_{e,NH_3,35^\circ\text{C}} = 95,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$

Para calcular la cantidad de amoniaco que es arrastrado con los gases incondensables, es necesario conocer el volumen total de la mezcla, siendo dicho volumen igual al que ocuparían los gases inertes con su presión parcial correspondiente.

Los gases inertes los tratamos como gases ideales, aplicando la ecuación de estado:

$$P_i \cdot V = n \cdot R \cdot T$$

La presión parcial (P_i) de los gases inertes es la siguiente:

$$P_i = P_T - P_{v,NH_3} = 16 - 13,5 = 2,5 \text{ g/cm}^2$$

Si se deriva el volumen específico respecto al tiempo obtenemos el

caudal volumétrico:

$$Q_1 = \frac{n \cdot R \cdot T}{P_i} = \frac{\left(\frac{12,8}{26}\right) \cdot R \cdot (273 + 35)}{2,5} = 4,97 \text{ m}^3/\text{h}$$

El flujo másico de amoniaco lo calculamos a partir del volumen específico de este:

$$m_1 = \frac{Q_1}{V_{esp,NH_3,35^\circ C}} = 52,04 \text{ kg/h}$$

En el recuperador se enfrían los gases hasta 10°C. La masa de amoniaco que escapa a la atmosfera es la correspondiente a la presión de saturación de 10°C. En el condensador encontramos las siguientes condiciones:

- $V_{esp,NH_3,10^\circ C} = 0,204 \text{ m}^3/\text{kg}$
- $P_{v,NH_3,10^\circ C} = 6,25 \text{ kg/cm}^2$
- $P_{i,gases inertes} = P_T - P_{v,NH_3,10^\circ C} = 9,25 \text{ kg/cm}^2$

Los condensadores salientes tienen el siguiente caudal volumétrico:

$$Q_2 = \frac{n \cdot R \cdot T}{P_i} = \frac{\left(\frac{12,8}{26}\right) \cdot R \cdot (273 + 10)}{9,25} = 1,17 \text{ m}^3/\text{h}$$

La masa de amoniaco y gases inertes que escapan a la atmosfera es la siguiente:

$$m_2 = \frac{Q_2}{V_{esp,NH_3,10^\circ C}} = 5,74 \text{ kg/h}$$

El calor absorbido en el recuperador es:

$$q = \sum m_{entrada} \sum m_{salida}$$

$$q = 23812 \text{ kcal/h}$$

Como se ha comentado anteriormente, por el circuito de refrigeración circulara amoniaco que deberá evaporarse en parte. Dicho amoniaco se encuentra en las siguientes condiciones:

- $P=3,8 \text{ kg/cm}^2$
- $T^a=-5^\circ\text{C}$

El efecto frigorífico del amoniaco es:

$$E.F.=265,3 \text{ kcal/kg}$$

La masa de amoniaco empleada para refrigeración del recuperador es la siguiente:

$$m_v = \frac{23812}{265,3} = 89,75 \text{ kg/h}$$

6. CALCULO DEL COMPRESOR

El flujo máximo de aspiración en el compresor es:

$$m_{asp} = \dot{m}_T + m_v = 1382,33 + 89,75 = 1472,08 \text{ kg/h}$$

El compresor esta refrigerado por agua, considerando el proceso como isoentrópico.

Condiciones de aspiración del compresor:

- $T^a= 15^\circ\text{C}$

- $P=2,8 \text{ kg/cm}^2$
- Entalpia (h_1)= 356 kcal/kg
- Volumen especifico= $0,37 \text{ m}^3/\text{kg}$

Condiciones de descarga del compresor:

- $T^a=133^\circ\text{C}$
- $P=15,5 \text{ kg/cm}^2$
- Entalpia (h_1)= 411 kcal/kg
- Volumen especifico= $0,112 \text{ m}^3/\text{kg}$

La potencia ejercida en la compresión es:

$$P_c = \frac{G \cdot (h_2 - h_1)}{1000 \cdot \eta_t} = \frac{1472,08 \text{ kg/h} \cdot (411 - 356) \text{ kcal/kg}}{826 \text{ kcal} \cdot \text{h/kW}} = 98,02 \text{ kW}$$

La potencia absorbida por el motor de accionamiento del compresor, suponiendo un rendimiento eléctrico de 0,92 y un rendimiento mecánico de 0,90:

$$P_M = \frac{P_c}{0,92 \cdot 0,90} = 118,38 \text{ kW}$$

$$P_M = 118,38 \text{ kW} = 161 \text{ C.V.}$$

Se adopta un motor de potencia nominal de 175 c.v.

El calor absorbido por el sistema de refrigeración del compresor será aproximadamente un 10% de la potencia de compresión, entonces:

$$q = 0,1 \cdot P_c \cdot 860 \frac{\text{kcal}}{\text{W}} = 0,1 \cdot 98,02 \cdot 860 = 8429,72 \text{ kcal/h}$$

El rendimiento volumétrico del compresor es:

$$n_v = 1 - \frac{\left(\frac{V_1}{V_2}\right) - 1}{R_v - 1} = 1 - \frac{\left(\frac{0,37}{95,5 \cdot 10^{-3}}\right)}{25 - 1} = 0,88$$

Donde:

- V_1 : volumen específico en la aspiración.
- V_2 : volumen específico en la impulsión.
- R_v : relación volumétrica del compresor = 25

El desplazamiento volumétrico del compresor será:

$$D = \frac{\dot{m}_{asp} \cdot V_1}{n_v} = \frac{1472,08 \cdot 0,37}{0,88} = 680,8 \text{ m}^3/\text{h}$$

El compresor elegido tiene un desplazamiento de 700 m³/h.

Especificaciones del compresor:

- Material: acero
- Desplazamiento: 700 m³/min
- Relación volumétrica: 25:1
- Potencia del motor: 175 c.v.
- Tipo: alternativo, 9 cilindros, abierto

7. CONTROL AUTOMÁTICO DEL COMPRESOR

La capacidad de funcionamiento del compresor es función de la necesidad de refrigeración del amoníaco almacenado en la esfera y esta se manifiesta por la presión del gas en su interior.

El control automático del compresor se efectúa por medio de los descargadores de las válvulas de aspiración y por el by-pass automático, todo ello, en función de la presión de aspiración del compresor.

8. CÁLCULO DEL CONDENSADOR.

Condiciones de entrada:

- T^a : 125°C
- Presión: 16 kg/cm²
- Entalpia (h_2)=409 kcal/kg
- Volumen específico=0,120 m³/kg
- Estado: vapor recalentado

Condiciones de salida:

- T^a : 35°C
- Presión: 16 kg/cm²
- Entalpia (h_3)=82,5 kcal/kg
- Volumen específico=1,7·10⁻³ m³/kg
- Estado: líquido subenfriado

El flujo másico a la entrada del condensador es de 1472,08 kg/h, incluyendo 12,8 kg/h de gases inertes a 125°C.

El calor absorbido por el agua de refrigeración es:

$$q = \sum m_{entrada} \sum m_{salida}$$

$$q = 367400 \text{ kcal/h}$$

La temperatura de entrada y de salida es:

$$T_e^a: 22^\circ\text{C} \text{ (máximo)}$$

$$T_s^a: 30^\circ\text{C}$$

El caudal de agua de refrigeración para el condensador se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$Q_w = \frac{q}{C_s \cdot \rho \cdot (T_s^a - T_e^a)}$$

Donde:

- $C_s: 0,94 \text{ kcal/kg/}^\circ\text{C}$
- $\rho: 1,025 \text{ kg/m}^3$

El caudal de agua máximo es entonces:

$$Q_w = \frac{367,4}{0,94 \cdot 1,025 \cdot (30 - 22)} = 47,66 \text{ m}^3/\text{h}$$

La bomba de circulación de agua se dimensionara para un caudal de 50 m³/h siendo el tipo auto aspirante.

Datos del condensador:

- Material: acero
- Capacidad: 1300 m³/h amoniaco
- Potencia: 367400 kcal/h
- T^a entrada: 125°C
- Presión de condensación: 14,5 kg/cm²
- Presión de prueba: 24 kg/cm²

- Válvula de seguridad: 16 kg/cm²
- Refrigeración: agua
- Caudal de refrigerante: 50 m³/h

El sistema de refrigeración del condensador requiere un grupo de presión. La pérdida de carga en tuberías y condensador es de 6 y 5 metros respectivamente. El rendimiento de la bomba circuladora auto aspirante es de 0,60, entonces la potencia de la bomba es:

$$P_w = \frac{Q_w \cdot g \cdot H \cdot \rho}{\eta} = \frac{50 \cdot 9,81 \cdot 11 \cdot 1,025}{0,6} = 9,2 \text{ kW}$$

Donde:

- H: pérdida de carga en tuberías y condensador.

SISTEMA DE ILUMINACIÓN Y ELÉCTRICO

1. SISTEMA DE ELECTRIFICACION

En la zona a iluminar se exigirá un nivel de 50 lux, suficientes para una instalación de este tipo. La zona a iluminar será situada en el interior del cubeto de retención de forma que la superficie a iluminar será:

$$S = 65 \cdot 100 = 6500 \text{ m}^2$$

El proyector seleccionado tendrá una potencia activa de 400 W y 30000 lúmenes (220V). Para calcular el número de lámparas necesarias empleamos la expresión:

$$N = \frac{E \cdot S}{BL \cdot CBU \cdot f}$$

Donde:

- E: iluminancia (lux)
- S: superficie de la zona a iluminar (m²)
- BL: lúmenes del haz
- CBU: coeficiente del uso del haz (70%)
- f: factor de mantenimiento (60%)

Sustituyendo en la anterior expresión, se obtiene que el número de lámparas será de:

$$N = \frac{50 \cdot 6500}{30000 \cdot 0,7 \cdot 0,6} = 19,84 \text{ lámparas}$$

Así, instalaremos 20 lámparas montadas en 10 postes troncocónicos (2 lámparas por poste) de 12 metros de altura, de acero galvanizado, con un espesor de 3mm, equidistantes y a lo largo de todo el perímetro del cubeto.

La potencia necesaria será la potencia activa del proyector de lámparas:

$$P = N \cdot P_{activa} = 20 \cdot 400 = 8000 \text{ W}$$

Según el reglamento Electrotécnico de Baja Tensión, instrucción técnica complementaria 09 artículo 3, las líneas de alimentación a puntos con lámparas o tubos de descarga estarán previstas para transportar la carga debida a los propios receptores, a sus complementos asociados, a sus corrientes armónicas, de arranque y desequilibrio de fases. Como consecuencia, la potencia aparente

mínima en VA, se considerará 1,8 veces la potencia en vatios de las lámparas o tubos de descarga.

Además de lo indicado, el factor de potencia de cada punto de luz deberá corregirse para un valor mayor o igual a 0,90.

Así la potencia activa total del sistema de alumbrado será:

$$P_{alumbrado} = 1,8 \cdot 0,9 \cdot P = 1,8 \cdot 0,9 \cdot 8000 = 12960 \text{ W}$$

Según el Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión, instrucción técnica complementaria 46 artículo 3,2, los conductores de conexión que alimentan a varios motores deben estar dimensionados para una intensidad no inferior a la suma del 125% de la intensidad a plena carga del:

$$P_{motor} = 1,25 \cdot P_{normalizada}$$

- bomba de carga y descarga
- bomba de recuperación de derrames
- bomba de evacuación de aguas pluviales

2. DIMENSIONADO DEL CABLEADO

1. SISTEMAS DE ILUMINACION.

Se distinguirá entre la línea general, desde el cuadro general de fábrica a la arqueta y el cableado de cada poste individual.

La sección mínima en función de la potencia monofásica es:

$$S = \frac{2 \cdot P \cdot l}{V \cdot \Delta V} \cdot \rho$$

Donde:

- P: potencia activa (W)
- l: longitud de la línea (m)
- ρ : resistividad del cobre ($\Omega \cdot m$)
- V: tensión de alimentación (V)
- ΔV : caída máxima de tensión admisible (3% de V en iluminación y 5% en el resto)

Entonces, con esta expresión, se puede calcular la sección mínima del cable:

- Línea general:

$$S = \frac{2 \cdot P \cdot l}{V \cdot \Delta V} \cdot \rho = \frac{2 \cdot 12960 \cdot 350}{220 \cdot 0,03 \times 220} \cdot 1,7 \cdot 10^{-8} = 106,21 \text{ mm}^2$$

Se selecciona un cable unipolar aislado con PVC, contenido en tubo o en conducto, de 120 mm² de sección nominal, cuya intensidad máxima admisible es de 206 amperios.

- Postes:

$$S = \frac{2 \cdot P \cdot l}{V \cdot \Delta V} \cdot \rho = \frac{2 \cdot 1296 \cdot 175}{220 \cdot 0,3 \times 220} \cdot 1,7 \cdot 10^{-8} = 5,31 \text{ mm}^2$$

Se selecciona un cable unipolar aislado con PVC, contenido en tubo o en conducto, de 6mm² de sección nominal cuya intensidad máxima admisible es de 40 amperios.

2. Bombas:

Se empleara el mismo método que para el alumbrado pero teniendo en

cuenta de que en este caso se trata de sistema trifásico, luego se empleara la siguiente expresión:

$$S = \frac{3 \cdot P \cdot l}{V \cdot \Delta V} \cdot \rho$$

Como las bombas destinadas a la recogida de derrames y la pluvial son de la misma potencia, la sección de sus cableados serán las mismas. Así, las secciones mínimas requeridas son:

- Bomba de carga y descarga:

$$S = \frac{3 \cdot P \cdot l}{V \cdot \Delta V} \cdot \rho = \frac{3 \cdot 9375 \cdot 250}{380 \cdot 0,05 \times 380} \cdot 1,7 \cdot 10^{-8} = 16,6 \text{ mm}^2$$

Se seleccionan tres cables unipolares aislados con PVC, contenido en tubo o en conducto, de 25 mm² de sección nominal, cuya intensidad máxima admisible es de 89,6 amperios.

- Bomba de recogidas de derrames y de pluviales:

$$S = \frac{3 \cdot P \cdot l}{V \cdot \Delta V} \cdot \rho = \frac{3 \cdot 1375 \cdot 250}{380 \cdot 0,05 \times 380} \cdot 1,7 \cdot 10^{-8} = 2,38 \text{ mm}^2$$

Se seleccionan tres cables unipolares aislados con PVC, contenido en tubo o en conducto, de 2,5 mm² de sección nominal, cuya intensidad máxima admisible es de 21 amperios.

3. CUADRO GENERAL

En este apartado se calcularan las intensidades que circulan por cada

circuito:

▪ Alumbrado:

$$P = V \cdot I \cdot \cos \rho$$

- Línea general:

$$I = \frac{P}{V \cdot \cos \rho} = \frac{12960}{220 \cdot 0,85} = 69,3A$$

- Postes:

$$I = \frac{P}{V \cdot \cos \rho} = \frac{1296}{220 \cdot 0,85} = 6,93A$$

▪ Bombas:

$$P = \sqrt{3} \cdot V \cdot I \cdot \cos \rho$$

- Carga y descarga:

$$I = \frac{P}{\sqrt{3} \cdot V \cdot \cos \rho} = \frac{9375}{\sqrt{3} \cdot 380 \cdot 0,85} = 16,75A$$

- Recogida de derrames y pluviales:

$$I = \frac{P}{\sqrt{3} \cdot V \cdot \cos \rho} = \frac{1375}{\sqrt{3} \cdot 380 \cdot 0,85} = 2,46A$$

4. PUESTA A TIERRA.

Según la ITC 18 del REBT en su artículo 3, se usaran como electrodos, picas de acero recubiertas de cobre de 25 mm de diámetro enterradas

verticalmente.

La resistencia a tierra será tal que en cualquier momento no pueda dar lugar a tensiones de contacto superiores a 50 V.

Para una pica vertical, la forma de determinar la resistencia a tierra sigue la siguiente expresión:

$$R = \frac{P}{L}$$

Donde:

- R= resistencia a tierra (Ω).
- P= resistividad del terreno ($\Omega \cdot m$)
- L= longitud de la pica.

Tomando picas de 2,5 m y teniendo en cuenta que consideramos el terreno como suelo de margas y arcillas con resistividad entre 100 y 200 $\Omega \cdot m$, la resistencia a tierra de la pica es:

$$R = \frac{P}{L} = \frac{150}{2,5} = 60\Omega$$

La conexión de la pica a la esfera se efectuará mediante conductores de 16 mm², según recoge la citada norma.