

TEORÍA BÁSICA PARA EL DISEÑO Y CÁLCULO DE TUBERÍAS, ELEMENTOS DE MÁQUINAS Y RECIPIENTES A PRESIÓN. LECCIÓN Y APUNTES DE TEORÍA BÁSICA PARA EL DISEÑO Y CÁLCULO DE TUBERÍAS, ELEMENTOS DE MÁQUINAS Y RECIPIENTES A PRESIÓN.

TEORÍA BÁSICA PARA EL DISEÑO Y CÁLCULO DE TUBERÍAS, ELEMENTOS DE MÁQUINAS Y RECIPIENTES A PRESIÓN. - TEORÍA BÁSICA PARA EL DISEÑO Y CÁLCULO DE TUBERÍAS, ELEMENTOS DE MÁQUINAS Y RECIPIENTES A PRESIÓN.

Javier Pajon Permuy.

Cita:

Javier Pajon Permuy (2000). *TEORÍA BÁSICA PARA EL DISEÑO Y CÁLCULO DE TUBERÍAS, ELEMENTOS DE MÁQUINAS Y RECIPIENTES A PRESIÓN - TEORÍA BÁSICA PARA EL DISEÑO Y CÁLCULO DE TUBERÍAS, ELEMENTOS DE MÁQUINAS Y RECIPIENTES A PRESIÓN..* TEORÍA BÁSICA PARA EL DISEÑO Y CÁLCULO DE TUBERÍAS, ELEMENTOS DE MÁQUINAS Y RECIPIENTES A PRESIÓN. LECCIÓN Y APUNTES DE TEORÍA BÁSICA PARA EL DISEÑO Y CÁLCULO DE TUBERÍAS, ELEMENTOS DE MÁQUINAS Y RECIPIENTES A PRESIÓN.

Dirección estable: <https://www.aacademica.org/javier.pajon.permuy/14/1.pdf>

ARK: <https://n2t.net/ark:/13683/pvp3/26k/1.pdf>



Esta obra está bajo una licencia de Creative Commons.
Para ver una copia de esta licencia, visite
<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/deed.es>.

Acta Académica es un proyecto académico sin fines de lucro enmarcado en la iniciativa de acceso abierto. Acta Académica fue creado para facilitar a investigadores de todo el mundo el compartir su producción académica. Para crear un perfil gratuitamente o acceder a otros trabajos visite: <https://www.aacademica.org>.

TEORÍA BÁSICA PARA EL DISEÑO Y CÁLCULO DE TUBERÍAS, ELEMENTOS DE MÁQUINAS Y RECIPIENTES A PRESIÓN.

Pajón, Javier y Dávila, Juan Antonio.

Cita: Pajón, Javier y Dávila, Juan Antonio (2000). *TEORÍA BÁSICA PARA EL DISEÑO Y CÁLCULO DE TUBERÍAS, ELEMENTOS DE MÁQUINAS Y RECIPIENTES A PRESIÓN*. LECCIÓN Y APUNTES DE TEORÍA BÁSICA PARA EL DISEÑO Y CÁLCULO DE TUBERÍAS, ELEMENTOS DE MÁQUINAS Y RECIPIENTES A PRESIÓN.

Dirección estable: <https://www.aacademica.org/javier.pajon.permuy/8>

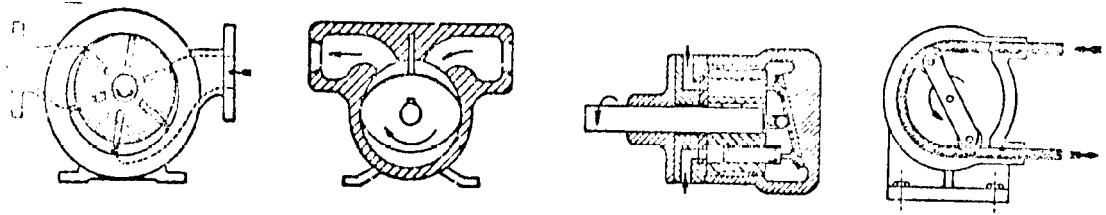


Esta obra está bajo una licencia de Creative Commons.

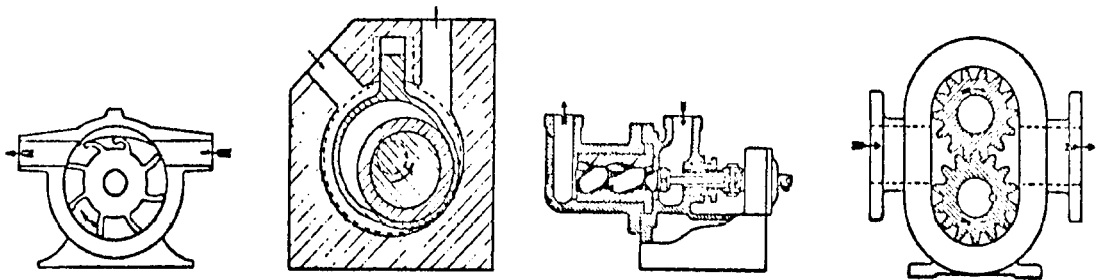
Para ver una copia de esta licencia, visite

<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/deed.es>.

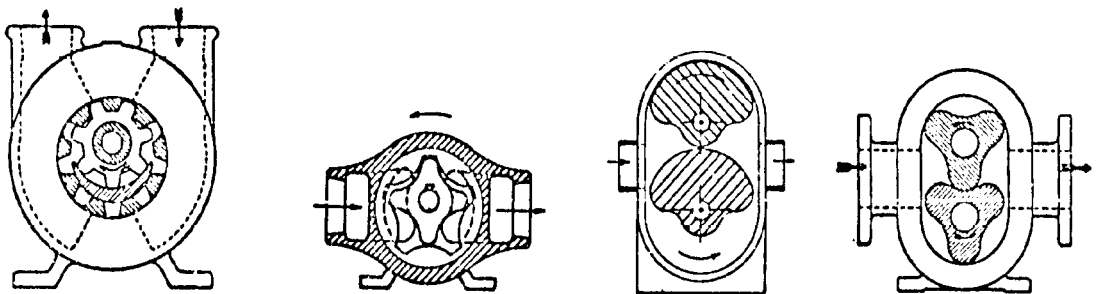
Acta Académica es un proyecto académico sin fines de lucro enmarcado en la iniciativa de acceso abierto. Acta Académica fue creado para facilitar a investigadores de todo el mundo el compartir su producción académica. Para crear un perfil gratuitamente o acceder a otros trabajos visite: <http://www.aacademica.org>.



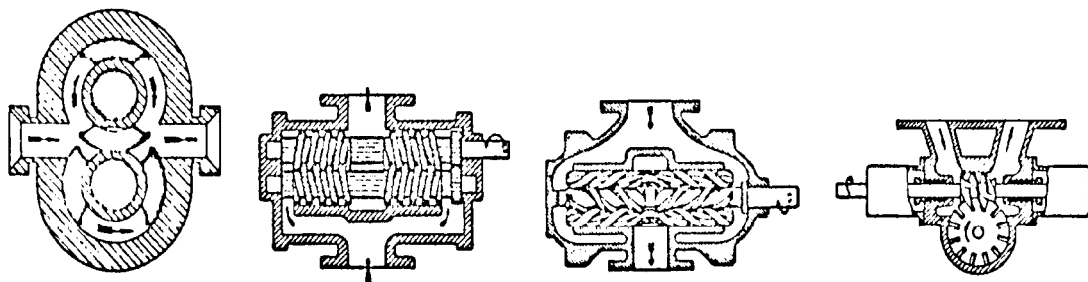
MECÁNICA APLICADA



TEORÍA BÁSICA PARA EL DISEÑO Y CÁLCULO DE



TUBERIAS, ELEMENTOS DE MÁQUINAS Y RECIPIENTES A PRESIÓN



J.A. DÁVILA BAZ, J. PAJÓN PERMUY

ÍNDICE

	Página
PRÓLOGO.....	1
CAPÍTULO I. NOCIONES DE HIDRÁULICA.	
1-1. CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DE LOS FLUIDOS.....	2
1. Introducción.....	2
2. Viscosidad.....	2
2.1. Viscosidad absoluta o dinámica. (μ).....	3
2.2. Viscosidad cinemática. (ν).....	3
3. Densidad, volumen específico y peso específico.....	4
1-2. REGÍMENES DE FLUJO DE FLUIDOS EN TUBERÍAS.....	5
1. Laminar y turbulento.....	5
2. Radio hidráulico.....	6
1-3. GASTO O CAUDAL: Ecuación de continuidad.....	6
1-4. TEOREMA DE BERNOULLI.....	7
1-5. MEDIDA DE LA PRESIÓN.....	8
1-6. FÓRMULA DE DARCY. ECUACIÓN GENERAL DEL FLUJO DE FLUIDOS.....	8
1-7. FACTOR DE FRICCIÓN.....	9
CAPÍTULO II. DISEÑO Y CÁLCULO DE TUBERÍAS.	
2-1. CUESTIONES A CONSIDERAR EN EL CÁLCULO DE TUBERÍAS.....	10
1. Influencia del perfil de la tubería en la línea de carga.....	10
2. Datos generales para la resolución de los problemas de elevación del agua.....	12
2-2. CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR DE LA BOMBA.....	13
2-3. CÁLCULO DEL DIÁMETRO INTERIOR DE LA TUBERÍA EN EL TRAMO DE ASPIRACIÓN.....	14
2-4. CÁLCULO DEL DIÁMETRO INTERIOR DE LA TUBERÍA EN EL TRAMO DE IMPULSIÓN.....	16
ÁBACO DE LAMONT.....	18
2-5. PROYECTO DE ABASTECIMIENTO DE AGUA.....	19
CAPÍTULO III. DISEÑO Y CÁLCULO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS.	
3-1. EJES.....	21
1. Tipos.....	21
2. Solicitaciones.....	21
2.1. Torsión.....	21
2.2. Flexión y otras.....	24
3-2. CÁLCULO DE ÁRBOLES DE TRANSMISIÓN.....	25
3-3. CÁLCULO DE EJES FIJOS.....	26
3-4. CÁLCULO DE EJES DE REVOLUCIÓN.....	28
3-5. CÁLCULO DE CIGÜEÑALES.....	31
CAPÍTULO IV. DISEÑO Y CÁLCULO DE RECIPIENTES A PRESIÓN.	
4-1. CALCULO DE RECIPIENTES A PRESIÓN.....	32
1. Depósitos. Teoría de la membrana.....	32
4-2. NORMALIZACIÓN Y REGLAMENTACIÓN.....	34
1. Introducción.....	34
2. Legislación básica.....	35
3. Órganos de normalización.....	36
ANEXOS. (I.T.C. DEL REGLAMENTO DE APARATOS A PRESIÓN.)	

PRÓLOGO.

El presente texto trata de algunas cuestiones y aplicaciones de la Mecánica, pensando en las necesidades que sobre estos temas tendrá el Ingeniero Técnico, fundamentalmente el Ingeniero Técnico de Minas.

Somos conscientes de la superficialidad con que se han tratado algunas cuestiones, y de la escasez de problemas, prometemos mejorar en un futuro y ampliar los problemas.

LOS AUTORES

CAPÍTULO I

NOCIONES DE HIDRÁULICA

1-1. CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DE LOS FLUIDOS.

1. Introducción.

Un fluido es un medio material continuo, deformable, desprovisto de rigidez, capaz de "fluir", es decir de sufrir grandes variaciones de forma bajo la acción de fuerzas.

La solución de cualquier problema de flujo de fluidos requiere un conocimiento previo de las propiedades físicas del fluido en cuestión, analicemos las más importantes:

2. Viscosidad.

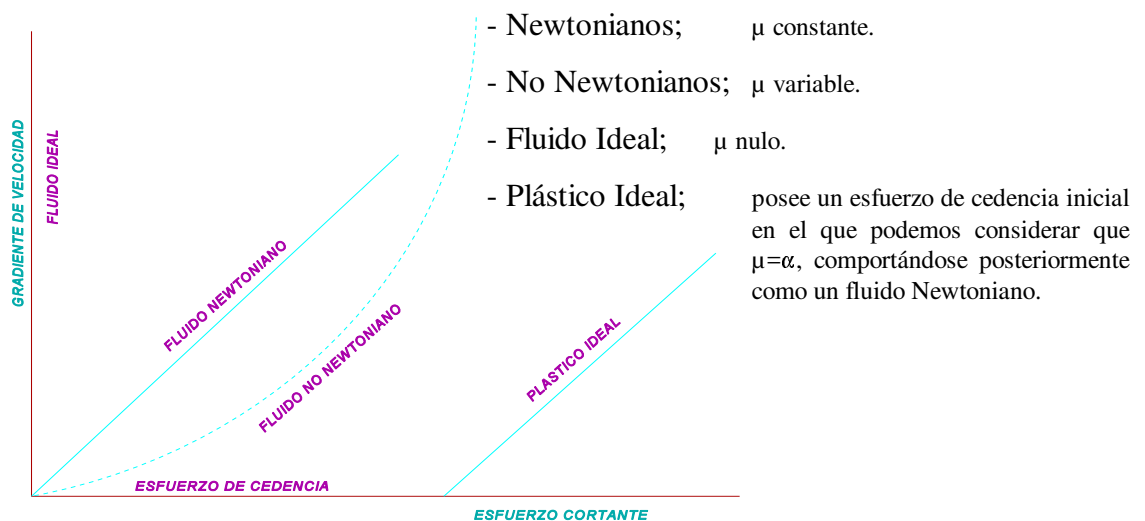
Expresa la facilidad que tiene un fluido para fluir cuando se le aplica una fuerza externa.

2.1. Viscosidad absoluta o dinámica. (μ).

Es una medida de su resistencia al deslizamiento o a sufrir deformaciones internas. Se expresa en la ley de Newton de la viscosidad, como la constante de proporcionalidad entre el esfuerzo cortante (tangencial entre dos capas de fluido) Γ , y el gradiente de velocidad (cambio de velocidad dividido entre la distancia en que ocurre dicho cambio) dv/dy .

$$\Gamma = \mu \frac{dv}{dy}$$

Si representamos esto en un sistema coordenado tendremos que los fluidos se clasifican en:



<u>SISTEMA</u>	<u>UNIDADES</u>	<u>EQUIVALENCIA</u>
S.I.	1 Pas = 1 Ns/m ² = 1 Kg/m·s	
C.G.S.	1 poise (P) = 100 cP (centipoise)	1 Kg/m·s = 10 P = 10 ³ cP

Las viscosidades dinámicas de algunos fluidos están tabuladas, por ejemplo, a 20^oC.

<u>FLUIDO</u>	<u>μ (cP)</u>
Agua	1,000
Aire	0,018
Gasolina	0,600
Mercurio	1,600
Aceites de engrase	10 a 2000 (los mas corrientes de 10 a 40)
Glicerina	870

2.2. Viscosidad cinemática. (ν).

Es el cociente entre la viscosidad dinámica y la densidad.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

<u>SISTEMA</u>	<u>UNIDADES</u>	<u>EQUIVALENCIA</u>
S.I.	m ² /s	
C.G.S.	1 stoke (St) = 100 cSt (centistoke)	1 m ² /s = 10 ⁴ St = 10 ⁶ cSt

$$\nu(\text{centistoke}) = \frac{\mu(\text{centipoise})}{\rho(\text{gramo/cm}^3)}$$

Los instrumentos utilizados para medir la viscosidad son los viscosímetros. Uno muy simple, como es el viscosímetro de tubo se utiliza para medir la viscosidad cinemática de los aceites y otros líquidos viscosos. En ellos se determina el tiempo que necesita un volumen pequeño de líquido para fluir por un orificio.

3. Densidad, volumen específico y peso específico.

La densidad de una sustancia es su masa por unidad de volumen.

El volumen específico es el inverso de la densidad.

El peso específico (o densidad relativa) es una medida relativa de la densidad. Para un líquido la densidad relativa es la relación de su densidad a cierta temperatura, con respecto al agua a una temperatura normalizada (60°F/60°F, o, 15,6°C/15,6°C).

El hidrómetro se usa para medir directamente la densidad relativa de un líquido. Normalmente se utilizan dos escalas hidrométricas, a saber:

- La escala API, para productos del petróleo.
- Las escalas Baumé, dos tipos:
 - para líquidos más densos que el agua.
 - para líquidos más ligeros que el agua.

Las relaciones entre escalas hidrométricas y el peso específico son:

$$\text{- Para productos de petróleo: } \tau_{(60^{\circ}\text{F}/60^{\circ}\text{F})} = \frac{141,5}{131,5 + ^{\circ}\text{API}}$$

$$\text{- Para líquidos más ligeros que el agua: } \tau_{(60^{\circ}\text{F}/60^{\circ}\text{F})} = \frac{140}{130 + ^{\circ}\text{Baumé}}$$

$$\text{- Para líquidos más pesados que el agua: } \tau_{(60^{\circ}\text{F}/60^{\circ}\text{F})} = \frac{145}{145 + ^{\circ}\text{Baumé}}$$

1-2. REGÍMENES DE FLUJO DE FLUIDOS EN TUBERÍAS:

1. Laminar y turbulento.

En los fluidos reales, la existencia de la viscosidad hace que aparezca una resistencia al movimiento entre dos capas contiguas de fluido, esta influencia dinámica de la viscosidad en el movimiento viene definida por el número de Reynolds:

$$R = \frac{Dvd}{\mu}$$

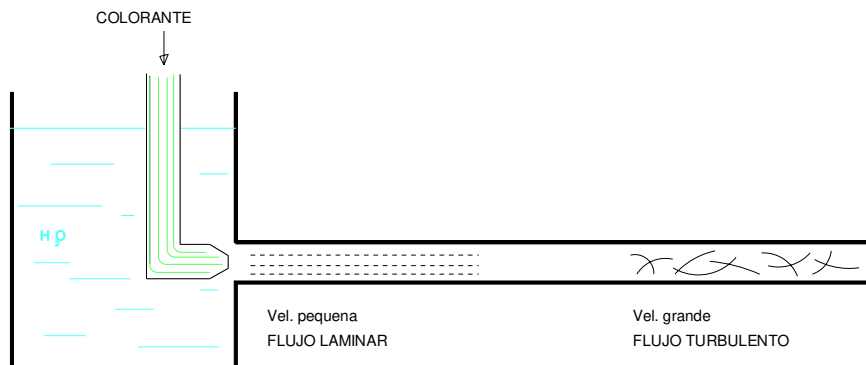
donde: D = diámetro de la tubería.

v = velocidad.

d = densidad.

μ = coeficiente de viscosidad.

Osborne Reynolds experimentó con lo siguiente:



Comprobó que a velocidades bajas (inferiores a la crítica) el flujo era laminar. Este régimen se caracteriza por el deslizamiento de capas cilíndricas concéntricas una sobre otra de manera ordenada, siendo la velocidad del fluido máxima en el eje de la tubería, disminuyendo rápidamente hasta anularse en la pared de la tubería.

A velocidades mayores que la crítica, el régimen es turbulento, y la distribución de velocidades es más uniforme, a pesar de ello siempre existe una pequeña capa periférica o subcapa laminar.

Para estudios técnicos:

- si $R < 2000$ el flujo se considera laminar.
- si $R > 4000$ el flujo se considera turbulento.

2. Radio hidráulico.

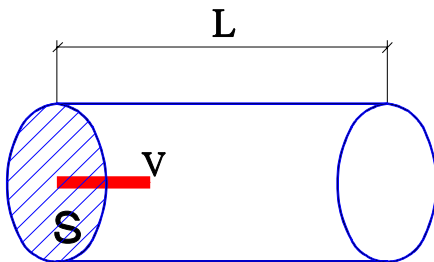
A veces se tienen conductos con sección transversal que no es circular. Para calcular el número de Reynolds en estas condiciones el diámetro circular es sustituido por el diámetro equivalente ($D \rightarrow D_{\text{equ.}} = 4 \cdot R_h$) que a su vez es igual a cuatro veces el radio hidráulico, siendo este a su vez igual a:

$$R_h = \frac{\text{Superficie de la sección transversal de la vena líquida.}}{\text{Perímetro mojado.}}$$

Esto se aplica a cualquier conducto, pero no a formas estrechas (anchura pequeña con relación a la longitud), en estos casos el R_h es aproximadamente igual a la mitad de la anchura del paso.

1-3. GASTO O CAUDAL: Ecuación de continuidad.

Se denomina caudal q a través de una superficie S , a la cantidad de fluido que atraviesa dicha superficie en un tiempo t .



$$L = v \cdot t \Rightarrow v = L/t$$

$$q = S \cdot L/t = S \cdot v$$

$$q = S \cdot v$$

Entre dos secciones se cumple que; $q_1 = q_2$, luego:

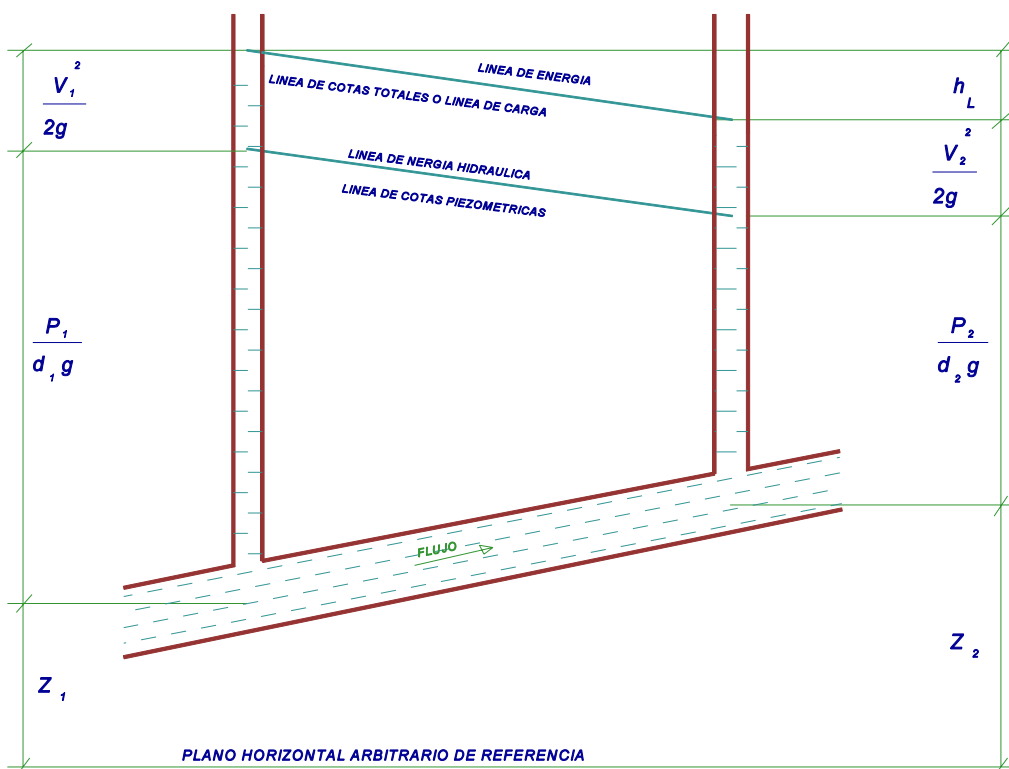
$$S_1 \cdot v_1 = S_2 \cdot v_2$$

Ecuación de continuidad.

1-4. TEOREMA DE BERNOULLI.

El teorema de Bernoulli es una forma de expresión de la aplicación de la ley de la conservación de la energía al flujo de fluidos de una tubería. La energía total en un punto cualquiera por encima de un plano horizontal arbitrario fijado como referencia, es igual a la suma de la *altura geométrica "Z"*, la *altura debida a la presión "P/d·g"* y la *altura debida a la velocidad "v²/2·g"*, es decir:

$$H = Z + \frac{P}{d \cdot g} + \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

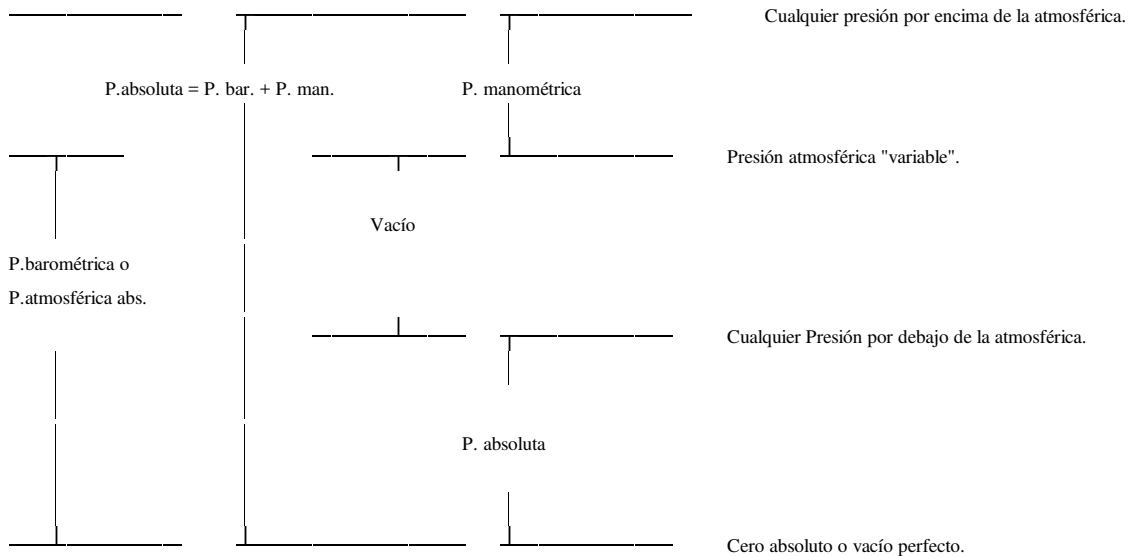


En la realidad existen pérdidas o incrementos de energía que deben incluirse en la ecuación de Bernoulli. Por tanto, el balance de energía puede escribirse para dos puntos de fluido en la forma:

$$Z_1 + \frac{P_1}{d_1 \cdot g} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} = Z_2 + \frac{P_2}{d_2 \cdot g} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + h_L$$

Todas las formulas prácticas para el flujo de fluidos se derivan del teorema de Bernoulli, con modificaciones para tener en cuenta las pérdidas debidas al rozamiento.

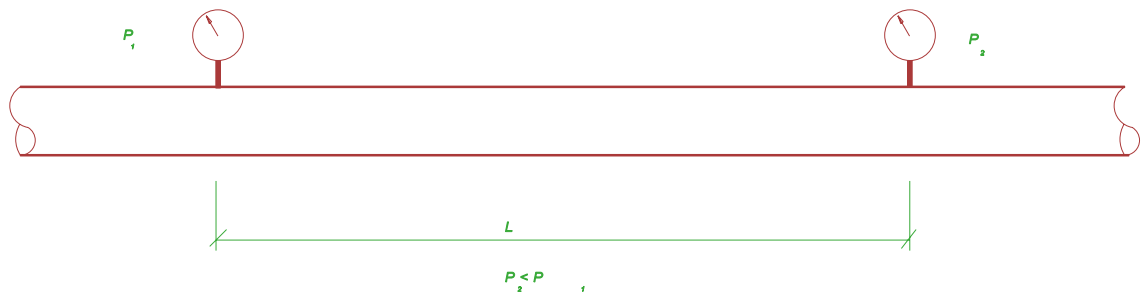
1-5. MEDIDA DE LA PRESIÓN.



La presión atmosférica normalizada es 1.01325 bar, 760 mmHg o, 10,33 mca.

1-6. FÓRMULA DE DARCY. Ecuación General del Flujo de Fluidos.

El flujo de fluidos en tuberías está siempre acompañado de rozamiento de las partículas de fluido entre sí y, consecuentemente, por la pérdida de energía disponible; en otras palabras, tiene que existir una pérdida de presión en el sentido del flujo.



Si conectamos dos manómetros Bourdon a una tubería como indica la figura, el manómetro P_1 indicaría una presión estática mayor que el manómetro P_2 .

La ecuación general de la pérdida de presión, conocida como la fórmula de Darcy es:

$$h_L = \frac{f L v^2}{D 2 g}$$

- siendo:
- f = factor de fricción.
 - L = longitud de tubería.
 - v = velocidad media del flujo.
 - D = diámetro interior de la tubería.
 - g = aceleración de la gravedad.
- (en m.)

Esta ecuación también puede escribirse para obtener la pérdida de presión:

$$\Delta P = \frac{d f L v^2}{2 D}$$

ya que: $\Delta P = h_L d g$, siendo: $d =$ densidad.

(en N/m^2 o Pa)

La formula de Darcy se emplea tanto en régimen laminar como turbulento. Sin embargo, cuando ocurre el fenómeno conocido como cavitación (la presión de corriente disminuye de tal manera que llega a igualar la presión de vapor del líquido) los caudales obtenidos por cálculo serán inexactos.

1-7. FACTOR DE FRICCIÓN.

Se determina experimentalmente.

Para condiciones de flujo laminar ($Re < 2000$) es función solo del número de Reynolds, mientras que para flujo turbulento ($Re > 4000$) es también función del tipo de pared de la tubería, su rugosidad relativa (ϵ/D) es decir, la rugosidad de las paredes comparada con su diámetro.

Si el *flujo es laminar*:

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64 \mu}{D v d}$$

Obteniéndose la Ley de Poiseville para flujo laminar, que dice:

$$\Delta P = 32000 \frac{\mu L v}{D^2}$$

siendo: $\mu =$ viscosidad (centipoise).

$L =$ longitud de tubería (m).

$v =$ velocidad media del flujo (m/s).

$D =$ diámetro interior de la tubería (mm)

$\Delta P =$ perdida de presión (N/m^2).

Si el *flujo es turbulento*: f se encuentra tabulado (Ábaco de Lamont u otros).

Hay que tener en cuenta que la corrosión, incrustaciones, etc... aumentan la rugosidad en las tuberías, modificando el factor de fricción y aumentando las perdidas de carga. Es conveniente prever esta situación pues los ábacos están realizados con valores obtenidos con tuberías nuevas y limpias.

CAPÍTULO II

DISEÑO Y CÁLCULO DE TUBERÍAS

2-1. CUESTIONES FUNDAMENTALES EN EL CÁLCULO DE TUBERÍAS.

Volvamos a recordar dos conceptos de gran utilidad en el análisis de problemas de tuberías.

- *Línea de cotas piezométricas o línea de cargas piezométricas.*

$$Z + \frac{P}{\gamma}$$

Esta línea representa el lugar geométrico de las alturas hasta las cuales podría ascender el líquido en los tubos verticales, que se conectarán a las diferentes aberturas piezométricas a lo largo del tubo.

- *Línea de cotas totales o línea de carga.*

$$Z + \frac{P}{\gamma} + \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

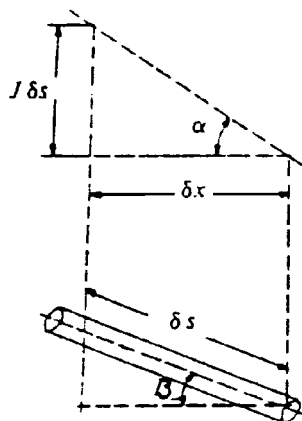
Es la que une todos los puntos cuya ordenada es la energía disponible para cada punto a lo largo de la tubería. Por ello la línea de cargas totales se encuentra siempre a una distancia vertical de $v^2/2g$ por encima de la línea de cotas piezométricas.

1. Influencia del perfil de la tubería en la línea de carga.

En una tubería de longitud L , en la que existe entre sus extremos un desnivel piezométrico H , la pérdida de carga unitaria es $J = H/L$. Este valor es independiente del perfil de la tubería, pero la inclinación de la línea de carga si que va a depender de dicho perfil.

En efecto, en un trozo elemental de tubería de longitud δs la pérdida de carga es $J \delta s$.

Llamando α e β a los ángulos que forman con la horizontal la línea de carga y el eje de la tubería, respectivamente, obtenemos:



En el triángulo superior de la figura:

$$J \cdot \delta s = \delta x \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad \delta s / \delta x = \operatorname{tg} \alpha / J$$

En el triángulo inferior:

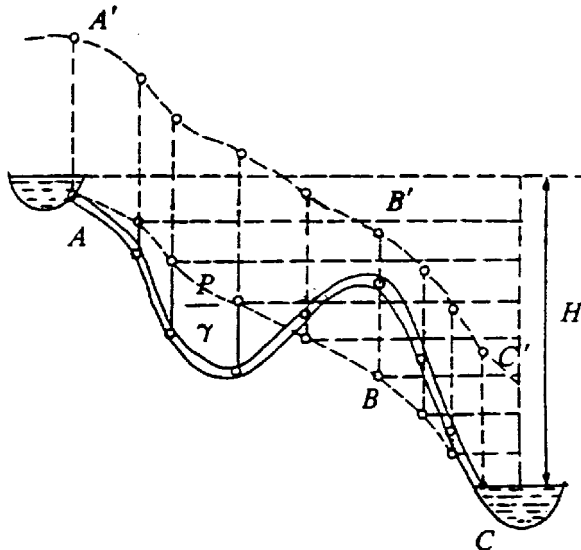
$$\delta s = \delta x \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 \beta)^{1/2} \quad \delta s / \delta x = (1 + \operatorname{tg}^2 \beta)^{1/2}$$

igualando el valor de $\delta s / \delta x$ en ambas ecuaciones resulta:

$$\operatorname{tg} \alpha = J \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 \beta)^{1/2}$$

expresión que relaciona la pendiente de la tubería con la pendiente de la línea de carga. Como fácilmente puede verse, cuánto más horizontal sea la tubería más se aproxima $\operatorname{tg} \alpha$ al valor de J .

Representando sobre el perfil de una tubería la línea piezométrica (se ha dividido H y L en ocho partes iguales cada una), se demuestra gráficamente la influencia que la forma del mismo tiene en la línea piezométrica y en consecuencia en la línea de carga.

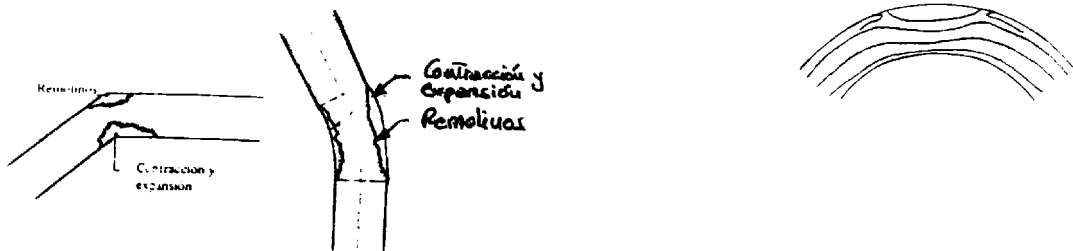


La línea de trazo discontinuo ABC representa el plano de cotas piezométricas. En el gráfico se ha supuesto descontada la presión atmosférica. Si se contara con ésta, sería necesario subir el plano de carga diez metros, en todos los puntos sobre la línea ABC y se obtendría la línea A'B'C'.

Para que exista posibilidad de escurrimiento es necesario que los puntos altos estén por debajo de la línea A'B'C'.

Estos puntos altos tal como los B son puntos de mínimas presiones y no sólo no deben estar por encima de A'B'C', sino que deben estar cierta cantidad más abajo de ella, pues si el agua lleva aire disuelto lo deja desprenderse en los puntos en las que

las presiones descienden. Los desprendimientos de gases forman burbujas que ocasionan estrechamientos de la corriente y pérdidas de carga por el ensanchamiento que le sigue, pudiendo incluso llegar a cortar el movimiento. Este inconveniente es preciso salvarlo colocando aparatos que permitan la extracción del aire (purgadores).



Por el contrario, en los puntos más bajos, se producen las presiones máximas. Es preciso tener en cuenta estas presiones para determinar el espesor adecuado que deben llevar las tuberías.

2. Datos generales para la resolución de los problemas de elevación del agua.

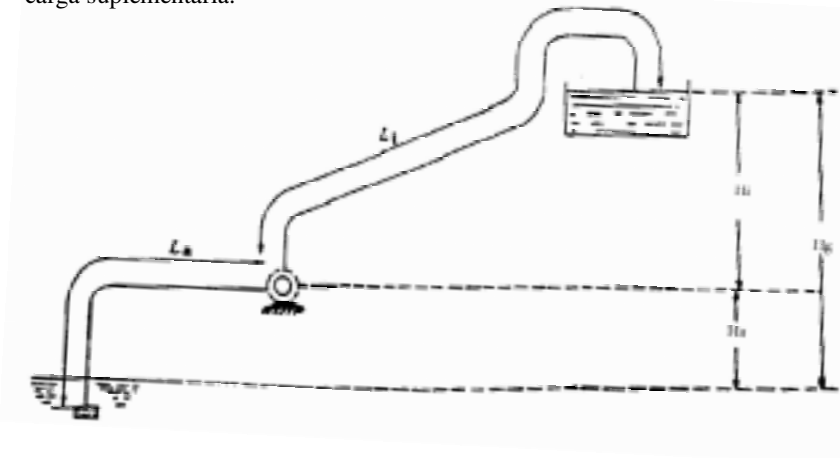
Se entiende por tuberías de impulsión las que conducen agua desde un punto de cota dada a otro de mayor cota, mediante la fuerza ejercida por una bomba. En el recorrido del agua cabe distinguir dos tramos:

- *Tramo de aspiración*, que va desde la extracción hasta la bomba.
- *Tramo de impulsión*, que va desde la bomba a la alimentación.

Las tuberías que conducen el agua, ya se trate de aspiraciones o impulsiones, trabajan a presión, y en consecuencia la teoría anteriormente expuesta es aplicable a la resolución de los problemas de elevación de agua.

Los datos necesarios para la resolución de estos problemas son los siguientes:

- Volumen de agua o caudal que se desea elevar. Q .
- Altura de aspiración, desde el nivel más bajo del agua hasta el eje de la bomba. H_a .
- Altura de impulsión, desde el eje de la bomba hasta el punto más alto de la conducción. H_i .
- Longitud total de la aspiración. L_a .
- Longitud total de la impulsión. L_i .
- Número de codos, válvulas de retención y demás piezas especiales que supongan una pérdida de carga suplementaria.



Otros conceptos que es preciso conocer y diferenciar, es el de la altura geométrica de elevación, H_g , y la altura manométrica total de elevación, H .

La altura de elevación, es la suma de la altura de aspiración, H_a , y la altura de la impulsión, H_i , es decir:

$$H_g = H_a + H_i$$

La altura de elevación manométrica total, H , es la suma de la altura de elevación, aumentada en la altura virtual debida a pérdidas de carga, H_p , es decir:

$$H = H_a + H_i + H_p$$

En la resolución de estos problemas se considera solamente lo relacionado con la determinación del diámetro de la tubería. Sin embargo, como estos cálculos están íntimamente ligados con el cálculo de la potencia del motor de la bomba necesario para elevar el agua, es preciso saber determinar ésta, en función del diámetro empleado en el sistema aspiración-impulsión.

2-2. CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR DE LA BOMBA.

Para una altura manométrica total, H , el trabajo, T , que es preciso realizar para elevar un caudal, Q , es:

$$T = \tau \cdot Q \cdot H$$

y la potencia, N , en caballos de vapor, es:

$$N = \frac{\tau \cdot Q \cdot H}{75}$$

Q en m³/s.
 H en m.
 τ en kg/m³ (kg peso)

Para un rendimiento mecánico total de la bomba, α (en tanto por uno), la potencia efectiva N_e o potencia absorbida por el árbol de la bomba vendrá determinada por la expresión:

$$N = \frac{\tau \cdot Q \cdot H}{75 \cdot \alpha}$$

En esta expresión todos los valores son conocidos por los datos de la elevación a efectuar, excepto $H = H_g + H_p$, que al depender del valor de las pérdidas de carga H_p y éstas a su vez del diámetro de la tubería de aspiración e impulsión, el problema fundamental se centra en la determinación de este diámetro.

2-3. CÁLCULO DEL DIÁMETRO INTERIOR DE LA TUBERÍA EN EL TRAMO DE ASPIRACIÓN.

El límite teórico de aspiración total de una bomba es 10.33 m., correspondiente a una atmósfera. Ahora bien debe de tenerse en cuenta que a la altura geométrica de aspiración, H_a , hay que añadirle las pérdidas de carga correspondientes a la tubería lo cual supone una altura suplementaria.

Por otra parte, la altura de aspiración máxima indicada de 10.33 m. es una altura teórica, que no hay bomba que sea capaz de conseguirla.

Por consiguiente, puede decirse que, prácticamente, no ha de contarse para la aspiración con más de 8 m. de altura; de manera que sumando al desnivel geométrico H_a que existe en la aspiración, los metros correspondientes a las pérdidas de carga de toda índole (por frotamiento, codos, cambio de diámetro, válvulas de retención, etc.), la suma de todos estos términos nunca podrá ser superior a 8 m.

Influencia de la altitud y de la temperatura en las pérdidas de carga, en una tubería de aspiración.

Altura sobre el nivel del mar en metros (m)	Altura perdida para la aspiración en metros (m)	Temperatura del agua en grados centígrados (° C)	Altura perdida para aspiración en metros (m)
0	0	10	0,125
100	0,125	15	0,173
200	0,250	20	0,236
300	0,375	25	0,320
400	0,500	30	0,430
500	0,625	35	0,570
600	0,750	40	0,745
700	0,870	45	0,970
800	0,990	50	1,250
900	1,110	55	1,600
1000	1,220	60	2,040
1100	1,330	65	2,550
1200	1,440	70	3,160
1300	1,550	72	3,450
1400	1,660	74	3,770
1500	1,770	76	4,100
1600	1,880	78	4,450
1700	1,990	80	4,800
1800	2,090	82	5,220
1900	2,190	84	5,650
2000	2,290	86	6,120
2200	2,490	88	6,620
2400	2,680	90	7,150
2600	2,870	92	7,710
2800	3,050	94	8,310
3000	3,230	96	8,950
3500	3,650	98	9,600
4000	4,060	100	10,330

Es preciso resaltar que el límite máximo teórico señalado para la aspiración de 10.33 m. se entiende refiriéndose al nivel del mar y para agua pura a 4⁰ C. Debido a lo cual, a continuación se da un cuadro que permita hacer las correcciones debidas a la influencia que pueda tener la altitud del lugar de la instalación, así como la temperatura del agua.

También debe de hacerse otra observación, y es que en estos cálculos se supone agua químicamente pura y sin ningún gas en disolución, cosa que no se presenta nunca en la práctica, y por eso conviene reservar siempre un margen de la altura de aspiración del que sea capaz la bomba.

Para la determinación de las pérdidas de carga singulares (llaves, codos, etc.) generalmente no se hace uso de fórmulas, por la sencilla razón de que los valores de estas pérdidas de carga se consideran pequeñas en relación con las pérdidas de carga continua. Por ello, resulta práctico utilizar los datos que a continuación se dan, que si bien no rigurosamente exactos, sin embargo se aproximan suficientemente a la realidad práctica.

- Las pérdidas debidas a un codo de 90⁰ equivalen a las pérdidas de carga continua de una longitud de tubería de 4 a 5 metros y de diámetro correspondiente al codo.
- Las llaves, válvulas de paso, etc., equivalen a la pérdida de carga continua de un tubo de 10 m. de longitud del mismo diámetro.
- Como medida de precaución conviene aumentar en 20% las perdidas de carga así calculadas.

2-4. CÁLCULO DEL DIÁMETRO INTERIOR DE LA TUBERÍA EN EL TRAMO DE IMPULSIÓN.

La adopción de un determinado diámetro para la tubería en el tramo de impulsión admite en principio tantas soluciones como se quieran, siempre y cuando se disponga de la potencia necesaria y de bombas adecuadas, ya que cualquier diámetro puede ser factible de conducir el caudal que se desee; sin embargo, esta indeterminación desaparece si se pretende encontrar la solución más económica posible, bajo todos los aspectos.

A medida que se adopte menor diámetro la pérdida de carga continua será mayor y se precisará mayor potencia de motor; e inversamente, a mayor diámetro corresponderá menor potencia pero mayor coste de materiales. Por consiguiente el problema estará en elegir el diámetro de los tubos que haga a la instalación más económica y a tal fin a continuación se realiza el cálculo teórico siguiente.

Sea, p , el costo del motor por caballo de vapor, y sea, K , el costo de la tubería por unidad de diámetro y longitud.

El costo total, c , utilizando un motor de potencia N y tubos de diámetro D , cuando la longitud de la tubería es L , vale.

$$c = p \cdot N + K \cdot D \cdot L$$

y como la potencia de la bomba N según se ha obtenido anteriormente viene determinada por la expresión:

$$N = \frac{\tau Q (H_g + H_p)}{75 \alpha}$$

donde H_g es la altura geométrica y H_p la correspondiente a pérdidas de carga, si se valora ésta última mediante la expresión:

$$H_p = \delta \frac{Q^2}{D^5} L \quad \text{siendo } \delta \text{ un coeficiente empírico.}$$

sustituyendo tendremos:

$$c = \frac{p \tau Q (H_g + \delta \frac{Q^2}{D^5} L)}{75 \alpha} + K D L$$

para que esta ecuación tenga un mínimo, se requiere que se anule su primera derivada respecto a D , luego:

$$\frac{dc}{dD} = - \frac{\tau Q}{75 \alpha} \frac{\delta Q^2}{D^6} p L + K L = 0$$

de donde:

$$D = \sqrt[6]{\frac{\gamma \rho \delta}{15 \alpha K} \cdot \sqrt{Q}}$$

valor que no depende de la longitud de la tubería, sino del caudal.

Fijando los valores de los parámetros que figuran en la ecuación, Bress ha dado la siguiente fórmula:

$$D = 1,5 \cdot \sqrt{Q}$$

En la cual Q viene en m³/s y D en m, obteniéndose como vemos una velocidad muy baja.

$$V = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4Q}{\pi 1,5^2 Q} = 0,57 \text{ m/s}$$

Esta fórmula de Bress, al establecer de antemano unos valores que no en todos los casos se ajustan a la realidad, tiene un valor relativo; sin embargo servirá de orientación para elegir aquel diámetro comercial que más se ajuste al determinado y con él valorar con la mayor precisión posible las diferentes pérdidas de cargas, así como la velocidad que se origina, no debiéndose admitir valores superiores a 1,5 m/s.

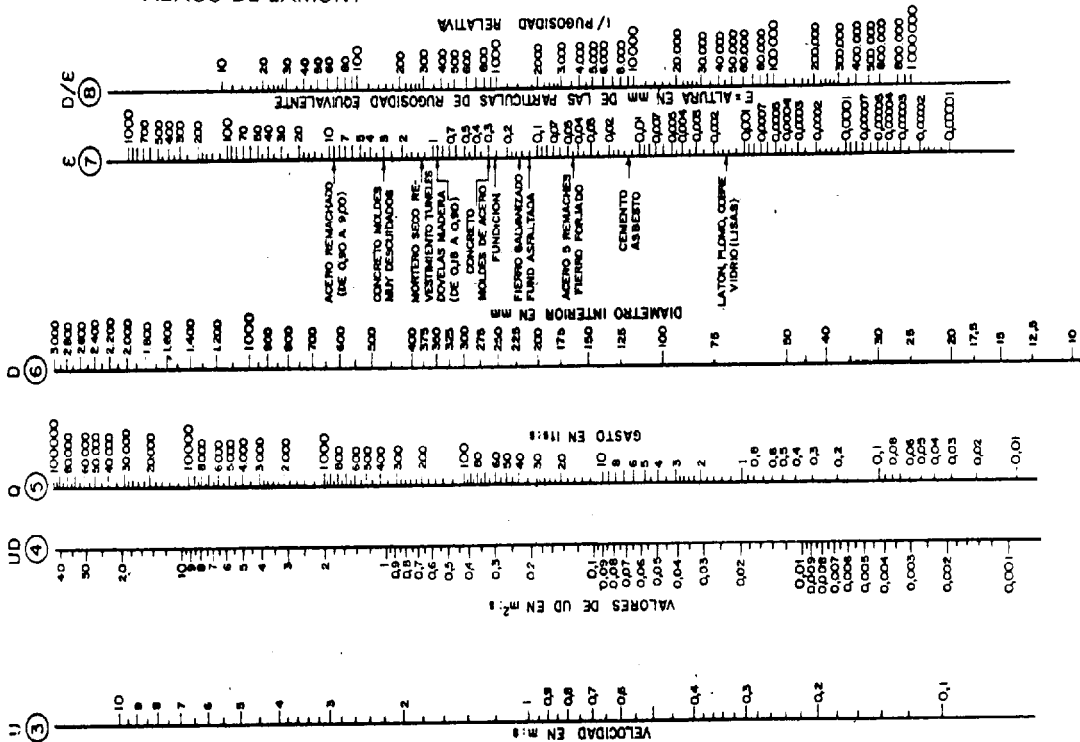
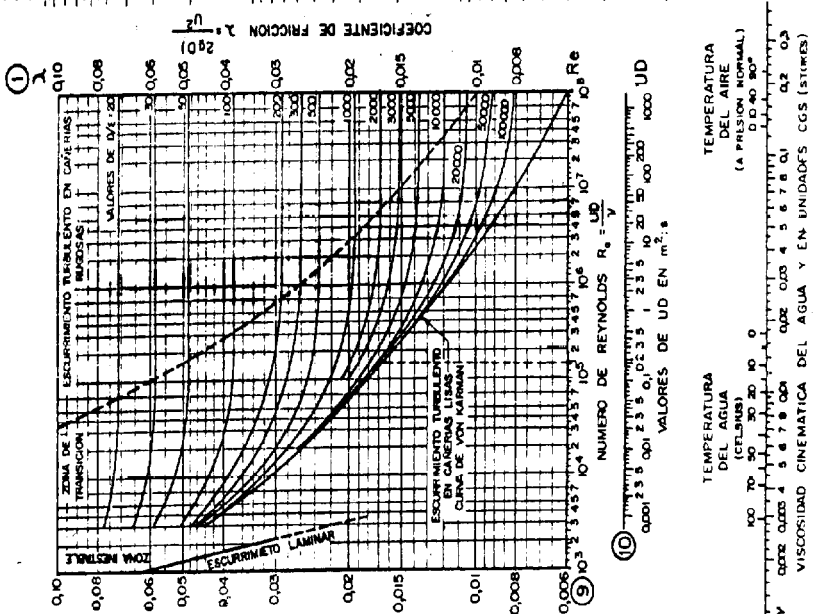
Fijando una velocidad de $V = 2 \cdot \sqrt{D}$, según el criterio de Bonnet, se obtiene el mínimo diámetro que ha de tener:

$$D = 0,835 \cdot \sqrt[5]{Q^2}$$

Finalmente se da el ábaco de Lamont para el cálculo de la pérdida de carga continua en tuberías.

ABACO DE LAMONT PARA PERDIDAS DE CARGA EN CAÑERÍAS

POR MEDIO DEL GRÁFICO DE MOODY
BASADO A SU VEZ EN LOS GRÁFICOS DE
PIGOTT Y KEMLER
Y EN LAS FÓRMULAS DE
PRANDTL, VON KARMAN Y COLEBROOK



ÁBACO DE LAMONT

2-5. PROYECTO DE ABASTECIMIENTO DE AGUA.

Un proyecto de abastecimiento de aguas incluye, como cualquier otro, los cuatro apartados básicos:

- Memoria con sus Anexos correspondientes.
- Planos.
- Pliego de prescripciones técnicas particulares.
- Presupuestos.

Se recoge a continuación los aspectos más interesantes que deben desarrollarse en los Anexos a la Memoria, extraído de las "Normas para la Redacción de Proyectos de Abastecimientos de Agua". M.O.P.U (1977). a la que remitimos al alumno interesado en profundizar en este tema, dada la complejidad de un proyecto de esta naturaleza.

- Anexos de Información Básica.
 - Topografía y Cartografía.
 - Geología y Geotecnia.
 - Hidrología y/o Hidrogeología.
 - Situación actual de las obras existentes.
 - Estudios anteriores al proyecto.
- Anexos de justificación de soluciones.
 - Estudios de necesidades de agua.
 - Estimación de la población.
 - Estimación de la dotación.
 - Estudios de las disponibilidades de agua.
 - Justificación de la solución adoptada.
 - Disposiciones de conjunto.
 - Obras de regulación y captación.
 - Obras de conducción.
 - Depósitos.
 - Distribución.
 - Conclusiones.

- Anexos de dimensionamiento.
 - Regulación y captación.
 - Estudio funcional.
 - Cálculos hidráulicos.
 - Cálculos estático-resistentes.
 - Conducción.
 - Trazado.
 - Obras de fábrica.
 - Dimensionado (hidráulico y estático-resistente).
 - Materiales.
 - Depósitos.
 - Estudio funcional.
 - Cálculo estático resistente.
 - Red de distribución.
 - Dimensionado.
 - Trazado de la red.
 - Piezas e instalaciones especiales.
 - Tratamientos de agua.
 - Centrales de bombeo e instalaciones eléctricas complementarias.
- Anexos complementarios. En su mayor parte relacionados con el aspecto económico de la puesta a punto y posterior explotación del proyecto de abastecimiento de agua.

CAPÍTULO III

DISEÑO Y CÁLCULO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS

3-1. EJES.

1. Tipos.

En la práctica se presentan diversos tipos de ejes, que por tener características diferentes, se calculan de distinta manera.

Estudiamos los principales tipos:

- Árboles de transmisión.*- Son ejes que reciben la potencia de un motor y la transmiten a diversas máquinas, suelen ser bastante largos.
- Ejes fijos.*- Sirven de soporte de piezas que giran sobre ellos.
- Ejes de revolución.*- Que giran con las piezas en movimiento de una máquina.
- Cigüeñales.*- Son ejes acodados, generalmente a 90°, de forma que hacen las veces de eje y manivela para una o más bielas.

2. Solicitaciones.

Analicemos las solicitaciones a que pueden estar sometidos:

2.1. Torsión.

Veamos el caso de un eje de sección circular que transmite potencia desde un elemento (polea, engranaje, etc.) a otro.

El momento de torsión en una sección determinada viene dado por:

$$M_t = 716,2 \frac{N}{n}$$

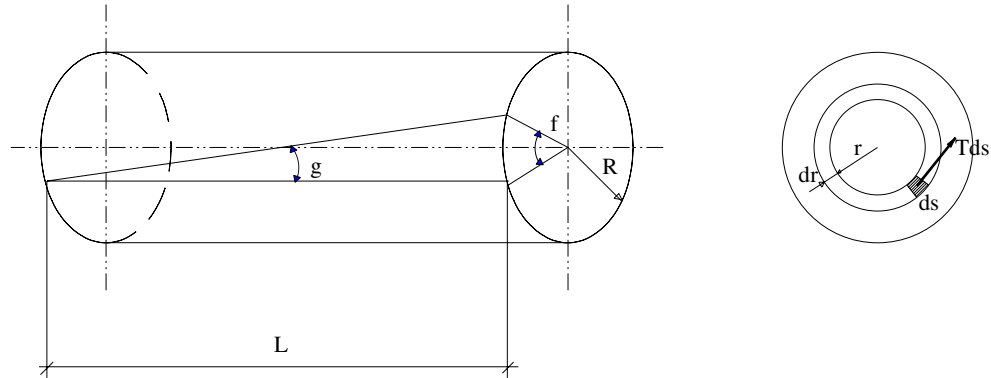
en m·kp.

$$M_t \times \frac{2\pi n}{60} = N \times 75$$

Siendo: N = la potencia que transmite el cuerpo en la sección estudiada en C.V.
n = la velocidad angular en r.p.m. del mismo.

Girando todo el cuerpo a la misma velocidad, el momento de torsión será máximo en el trozo de cuerpo que transmita la potencia máxima.

Tomemos un trozo de eje de longitud «L», seccionándolo transversalmente



La torsión, al hacer girar una sección respecto a la otra, produce un deslizamiento transversal, como vemos en la figura, que provoca una tensión también transversal.

La fuerza transversal que actúa en una superficie ds, es $T \cdot ds$, siendo T la tensión transversal a que está sometida dicha superficie. Si dista r del centro, el momento que produce esta fuerza será:

$$dM = r \cdot T \cdot ds$$

De donde se deduce que el momento de torsión que soporta toda la sección será:

$$M_t = \int^R r T ds$$

Dado que la tensión T es proporcional a r podemos escribir que;

$T = r \cdot T_1$, siendo T_1 = tensión unitaria (radio unidad).

nos queda:

$$M_t = T_1 \int^R r^2 ds = T_1 I_p$$

siendo I_p el momento de inercia polar de la sección. La tensión en un punto cualquiera de la sección valdrá:

$$T = r T_1 = r \frac{M_t}{I_p}$$

correspondiendo la máxima, con el máximo valor de r , que es el radio exterior R , luego:

$$T_{\max} = R \frac{M_t}{I_p}$$

Llamando al valor $W_t = \frac{I_p}{R}$, módulo resistente a la torsión.

La *tensión tangencial máxima* debida a la torsión uniforme o pura analizada será:

$$T_{\max} = \frac{M_t}{W_t} \leq K_t$$

El *ángulo girado por unidad de longitud* es constante y se calculará mediante la expresión:

$$\theta_t = \frac{M_t}{G I_p}$$

siendo G el módulo de elasticidad transversal
($G = 810.000 \text{ kg/cm}^2$ para el acero).

$$W_t = \frac{\pi}{16} \cdot D^3, \text{ para una sección circular del eje.}$$

$K_t =$ depende del material y grado de seguridad elegido.

2.2. Flexión.

Las solicitaciones a flexión pueden ser:

- *Flexión pura.*

Se da cuando únicamente actúan momentos flectores en la sección transversal del eje.

- *Flexión simple.*

Si a la vez que los momentos flectores actúan fuerzas cortante perpendiculares al eje del eje.

- *Flexión compuesta.*

Si a la vez que los momentos flectores actúan fuerzas normales de tracción o compresión.

Un análisis riguroso de estas solicitaciones, así como combinaciones entre ellas (incluida la torsión), se realiza en la Resistencia de Materiales.

Por razones de seguridad, de mantenimiento, o simplemente de estética, se deberá comprobar en cada caso, que, tanto las deformaciones, como los esfuerzos máximos, no superen los admisibles.

En los apartados siguientes recogeremos algunas consideraciones prácticas que permiten dimensionar los diferentes tipos de ejes.

3-2. CÁLCULO DE ÁRBOLES DE TRANSMISIÓN.

Se calculan normalmente sólo teniendo en cuenta la potencia a transmitir y la velocidad a que giran.

En ejes de sección circular calcularemos el diámetro comprobando *por resistencia*:

$$D = \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi\Gamma_{\max}}}$$

siendo el momento torsor.....

$$M_t = 716,2 \frac{N}{n}$$

La tensión de torsión « Γ_{\max} » acostumbra a fijarse con valores del lado de la seguridad (de 120 a 350 kg/cm² para aceros al carbono semiduro).

La velocidad «n» de giro del árbol acostumbra a fijarse entre 100 y 400 r.p.m., procurando que sea lo mas elevada posible, pues menor será el diámetro «D» para transmitir la misma potencia «N».

También tendremos que comprobar que la *deformación angular* es menor a 1/4°/m, es decir, que se cumple que el ángulo girado entre dos secciones situadas a un metro de distancia no sobrepase 1/4°, empleando la siguiente fórmula:

$$D = 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}}$$

Tomándose el diámetro que salga mayor de las dos fórmulas.

Además la *distancia entre apoyos* se determina por las siguientes fórmulas prácticas.

$$L = 10 D \quad \text{si solo hay dos apoyos («L» y «D» en metros).}$$

$$L = 12.5 D \quad \text{si hay mas de dos apoyos.}$$

Debiendo de comprobarse que la flecha sea $f \leq L/3000$. Calculándose esta teniendo en cuenta el peso del eje y las fuerzas que actúan sobre el mismo, si bien, si estas últimas son de importancia se deberán tener en cuenta a efectos de resistencia.

3-3. CÁLCULO DE EJES FIJOS.

La función principal de este tipo de ejes es la de servir de soporte de las ruedas que giran sobre ellos, por medio cojinetes, estando el eje generalmente fijo al bastidor de la máquina. Por esta razón el *cálculo* de este tipo de ejes, se efectúa principalmente *considerando los esfuerzos de flexión* producidos por las fuerzas que actúan sobre ellos (incluido el peso propio), despreciándose generalmente la torsión que pudiera ocasionar el rozamiento de la rueda al girar sobre el eje, por ser muy pequeña.

Al calcular la flexión debe tenerse en cuenta la dirección de las fuerzas que actúan sobre el eje, componiéndolas si es posible o bien componiendo sus efectos <superposición>.

También debe tenerse en cuenta la variación de dirección o intensidad de estas fuerzas para fijar la tensión a que puede trabajar el eje, según pueda considerarse el esfuerzo estático, intermitente o alternativo.

Según sea la forma del eje con chaveteros, rebajes, taladros etc., debe tenerse en cuenta el coeficiente de forma del entallado (ver tablas).

Una vez determinado el valor de la tensión admisible a la flexión, considerando todos los factores mencionados, puede calcularse el diámetro del eje por medio de la expresión:

$$D = \sqrt[3]{\frac{10M}{\sigma}}$$

Generalmente para calcular la flexión se consideran los soportes del eje como simples apoyos (sin empotrar).

Si el eje tiene distintos diámetros debe procurarse que el paso de uno a otro sea suave por medio de un radio grande, para disminuir el efecto del entallado y en el caso de interesar que la superficie frontal del rebaje sea totalmente perpendicular al eje, se puede redondear interiormente.

Los extremos del eje (muñones), que se apoyan en los soportes del bastidor (muñoneras), y que generalmente tienen un diámetro menor que el resto del eje, se calculan como un sólido empotrado en el eje con carga igual a la reacción del soporte, uniformemente repartida en su longitud, debiendo comprobarse que dicha carga no produzca una compresión excesiva entre soporte y muñón, usándose la siguiente fórmula:

$$\sigma_c = \frac{R}{LD_{\text{muñon}}}$$

donde:

R = reacción del soporte.

L = longitud de apoyo eje-soporte.

$D_{\text{muñon}}$ = diámetro del muñón.

Debiendo ser « σ_c » inferior a la tensión admisible por compresión de ambos materiales (el del eje y el del soporte).

El *diámetro del muñón* se puede calcular prácticamente por la siguiente fórmula:

$$D_{\text{muñon}} = \sqrt[3]{\frac{5RL}{\sigma}}$$

donde:

« σ » es la tensión admisible a flexión, que conviene disminuir un poco para compensar el error producido al despreciar la cortadura.

En ocasiones los muñones están sometidos a aprietos de tuercas que los fijan al soporte, debiendo en estos casos calcularse para resistir la tensión compuesta de flexión y tracción (producida por el apriete de la tuerca), y cortadura si no es despreciable.

3-4. CÁLCULO DE EJES DE REVOLUCIÓN.

En general este tipo de ejes están sometidos principalmente a esfuerzos de torsión y flexión, por lo que deberán dimensionarse para resistir ambos esfuerzos simultáneamente.

Para el cálculo del momento de torsión entre los puntos del eje en que se transmite la potencia se empleará la fórmula dada anteriormente, cuando se estudió la torsión.

Para calcular el momento de flexión deben tenerse en cuenta las condiciones indicadas en el cálculo de ejes fijos.

Una vez hallados los momentos de flexión « M_f » y de torsión « M_t », teniendo en cuenta que los ejes son generalmente cilindros macizos tendremos:

- La tensión máxima por torsión (esfuerzo cortante máximo) se presenta en la circunferencia del eje y vale.

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{16M_t}{\pi D^3}$$

- La tensión normal máxima debida a la flexión (tracción o compresión máxima) se presenta en las fibras más alejadas de la línea neutra de la sección en la que el momento flector es máximo, y tiene por valor.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_f}{W_f} = \frac{32M_f}{\pi D^3}$$

Del estudio combinado de ambas tensiones se deduce la tensión máxima real en la sección considerada, cuyo valor será.

$$\tau_{max} = \frac{16}{\pi D^3} \sqrt{M_f^2 + M_t^2} \leq \tau_{adm}$$

Siendo « τ_{adm} » la tensión admisible.

El *diámetro del eje* lo podremos calcular con la expresión:

$$D = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \tau_{adm}} \sqrt{M_f^2 + M_t^2}}$$

La tensión debida a la fuerza cortante tiene generalmente una importancia secundaria, dado que, su valor máximo tiene lugar en la línea neutra de las secciones, allí donde son cero las tensiones de flexión.

Existen otras fórmulas para calcular el diámetro de este tipo de ejes, siendo una muy conocida y usada, la deducida empleando para hallar la tensión resultante la fórmula de Bach, y que recogemos a continuación:

$$D = \sqrt[3]{\frac{10M_i}{\sigma}}$$

donde:

M_i = momento ideal máximo

σ = tensión admisible a flexión

D = diámetro mínimo del eje en la sección considerada.

El momento ideal máximo se calcula con la siguiente expresión:

$$M_i = 0,35M_r + 0,65\sqrt{M_r^2 + M_t^2}$$

La *deformación angular* por torsión será *inferior a 1/4 ° por un metro de longitud*, aplicándose la misma fórmula dada para los árboles de transmisión.

En cuanto a la deformación por flexión siempre debe calcularse para comprobar que se cumplan las dos siguientes condiciones:

- Que la inclinación de la elástica en los apoyos no sobrepase la relación 1:1000, si los cojinetes son rígidos (lo cual pierde interés si los cojinetes son oscilantes).
- Que la flecha estática sea tal que el eje no entre en resonancia.

Para evitar que el eje entre en resonancia, lo que llegaría a romperlo aunque estuviera bien calculado por resistencia, debe calcularse el número crítico de revoluciones del eje, para el cual la fuerza centrífuga produce una flecha dinámica que se suma a la estática, lo que produce un aumento de la fuerza centrífuga que a su vez aumenta la flecha dinámica y así sucesivamente hasta romper el eje.

Esta *velocidad crítica* viene dada en r.p.m. por la fórmula:

$$n_k \approx 300 \sqrt{\frac{1}{f}} = \frac{300}{\sqrt{f}}$$

donde:

n_k = velocidad crítica.

f = flecha estática.

La velocidad de giro del eje debe ser inferior y suficientemente alejada de n_k para que el eje trabaje bien. También si es superior a la velocidad crítica puede ser buena la velocidad del eje, pero en este caso debe tenerse en cuenta que la velocidad vuelve a ser crítica para ciertos múltiplos de n_k que deben conocerse. Si la velocidad del eje es peligrosamente cercana a la crítica, deben modificarse sus dimensiones para que la flecha sea compatible con la velocidad.

3-5. CÁLCULO DE CIGÜEÑALES.

Los cigüeñales son ejes interrumpidos por pares de manivelas con un botón de biela entre ellas, de modo que la biela puede cortar la línea ideal del eje. Estos ejes tienen dos o más muñones de apoyo en cojinetes y generalmente llevan uno o dos volantes (uno a cada extremo) para compensar las irregularidades producidas por el mecanismo de biela y manivela, utilizándose uno de ellos como polea de transmisión.

Los cigüeñales deben calcularse por partes, del siguiente modo:

Primeramente se calculan las reacciones en los cojinetes en el instante de máxima fuerza de cada biela, teniendo en cuenta, además, el peso propio de todos los elementos (incluido el volante). Con las reacciones, fuerzas y pesos, se puede calcular las flexiones en las secciones que interesen.

El momento de torsión máximo del eje cigüeñal depende del mecanismo de biela y manivela y la fuerza del émbolo, debiendo buscarse para cada caso. En aquellas máquinas en que coincide la fuerza máxima del émbolo con la posición de biela y manivela formando un ángulo de 90° , el momento máximo será:

$$M_{tm\acute{a}x} = F \cdot R$$

donde:

F = fuerza máxima del émbolo.

R = radio de la manivela.

Por otra parte, el par motor medio viene dado por:

$$M = 716,2 \frac{N}{n}$$

donde:

N = potencia en C.V.

n = velocidad en r.p.m.

Debiendo absorberse la diferencia entre el momento máximo y el par motor medio por medio de los volantes que lleva el cigüeñal, lo cual debe de tenerse en cuenta al calcular el momento máximo de torsión.

Hallados los esfuerzos de flexión y torsión en las distintas secciones del eje, podremos calcular su diámetro por las fórmulas dadas en el caso de ejes de revolución.

Los brazos del cigüeñal o manivelas, en los llamados "puntos muertos", en los que la fuerza del émbolo actúa en línea con el brazo, están sometidos principalmente a esfuerzos de tracción o compresión, pudiendo, según el caso, estar sometidos a esfuerzos de flexión lateral debida al descentramiento de dicha fuerza. Cuando la biela y la manivela forman un ángulo entre sí, la fuerza del émbolo produce esfuerzos de flexión sobre los brazos del cigüeñal, generalmente máximos cuando el ángulo es de 90° .

Hallados los esfuerzos en las distintas posiciones, podremos calcular las dimensiones mínimas que deberán tener las manivelas.

CAPÍTULO IV

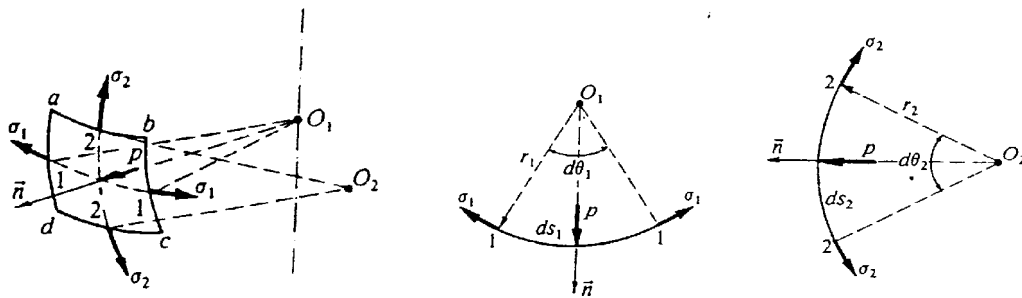
DISEÑO Y CÁLCULO DE RECIPIENTES A PRESIÓN

4-1. CÁLCULO DE RECIPIENTES A PRESIÓN.

1. Depósitos. Teoría de la membrana.

Sea un depósito cerrado que tiene forma de una superficie de revolución y está sometido a una presión interior p . Si el espesor e de su pared es pequeño con relación a sus radios de curvatura, la pared del depósito no tendrá resistencia a flexión comportándose como una **membrana**, en la que los esfuerzos no tienen componente radial y están distribuidos uniformemente a través de su espesor.

Para determinar los esfuerzos en el depósito, aislamos en él un elemento diferencial de pared **abcd**, este elemento de pared estará en equilibrio bajo la acción de las fuerzas originadas por los esfuerzos normales σ_1 y σ_2 y por la presión interior p :



Los esfuerzos σ_1 que actúan sobre las superficies **ad** y **bc** de área $ds_2 \cdot e$ originan dos fuerzas cuya suma de proyecciones sobre la normal, n , es;

$$dF_1 = -2\sigma_1 ds_2 e \operatorname{sen} \frac{d\theta_1}{2}$$

Análogamente, los esfuerzos σ_2 que actúan sobre las superficies **ab** y **dc** de área $ds_1 e$, originan dos fuerzas cuya suma de proyecciones sobre la normal, n , es;

$$dF_2 = -2\sigma_2 ds_1 e \operatorname{sen} \frac{d\theta_2}{2}$$

Finalmente, la presión interior p , actuando sobre la superficie de área $ds_1 \cdot ds_2$, origina una fuerza df_3 normal al elemento;

$$dF_3 = p ds_1 ds_2$$

El equilibrio del elemento abcd exige que sea $dF_1+dF_2+dF_3 = 0$, es decir

$$-2\sigma_1 ds_2 e \operatorname{sen}\frac{d\theta_1}{2} - 2\sigma_2 ds_1 e \operatorname{sen}\frac{d\theta_2}{2} + p ds_1 ds_2 = 0$$

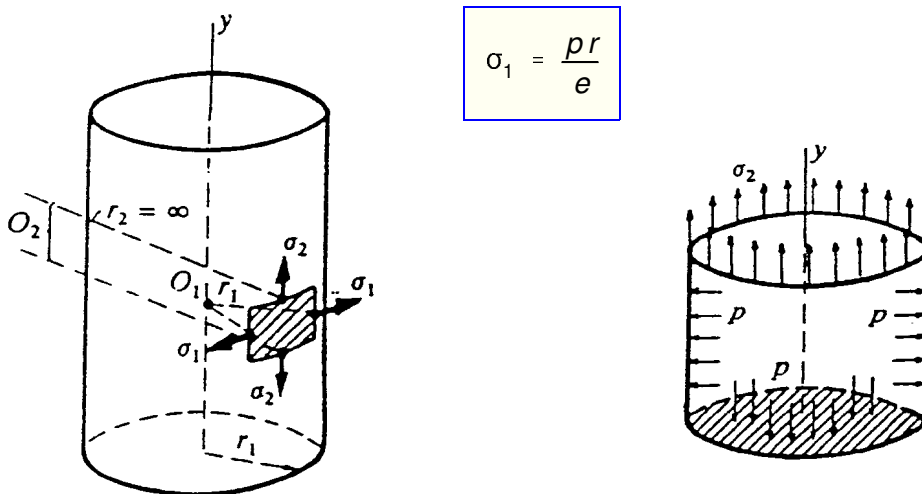
Siendo r_1 y r_2 los radios de curvatura de las líneas 11 y 22, al sustituir en la ecuación anterior $ds_1 = r_1 d\theta_1$ y $ds_2 = r_2 d\theta_2$, se obtiene

$$\frac{\sigma_1}{r_1} + \frac{\sigma_2}{r_2} = \frac{p}{e}$$

En el caso de un **depósito esférico**, $r_1 = r_2 = r$ y $\sigma_1 = \sigma_2$, deduciéndose

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \frac{pr}{2e}$$

En el caso de un **depósito cilíndrico**, $r_1 = r$, $r_2 = \infty$, deduciéndose



Para calcular los esfuerzos σ_2 se supone cortado el depósito por una sección perpendicular a su eje. Estableciendo el equilibrio en la dirección del eje y de la parte inferior del depósito cortado, $\Sigma Y=0$, se obtiene

$$\sigma_2 2\pi r e - p \pi r^2 = 0$$

$$\sigma_2 = \frac{pr}{2e}$$

4-2. NORMALIZACIÓN Y REGLAMENTACIÓN.

1. Introducción.

La normalización es un proceso evolutivo inteligente, y como tal, ha tenido diferentes expresiones a lo largo de su historia.

Si reflexionamos sobre cómo nace y evoluciona la normalización, cómo y por qué se crean las organizaciones de normalización, nacionales e internacionales, y cómo se elaboran y revisan las propias normas, nos resulta más fácil comprender su importancia.

Hagamos, con tal objetivo, un breve repaso histórico contemplando su evolución por etapas significativas:

- En la primera etapa, antes del presente siglo, no existe todavía la normalización consciente, en el sentido en el que hoy la conocemos. No obstante, una larga serie de inventos y descubrimientos, que van desde la máquina de vapor al sistema de rosca métrica, pasando por la inducción electromagnética y el sistema métrico decimal, sirven de prólogo a la revolución industrial y al establecimiento de la propia moderna normalización.

- En la segunda etapa, que abarca desde la primera hasta la segunda Guerra Mundial, se crean las primeras Organizaciones Nacionales de Normalización (ONN). Anteriormente a la primera de ellas, nace en 1906 la primera organización de normalización internacional, la Comisión Electrotécnica Internacional (CEI) y unos años después la Asociación Internacional de Normas (ISA). En este período la labor de las ONN consiste básicamente en seleccionar y armonizar la práctica industrial existente en sus respectivos países, haciéndola cristalizar en normas. El resultado es la publicación de multitud de ellas, fundamentalmente entre las normas abstractas (p. ej., las referidas a los dibujos Técnicos) y las de producto. En las Universidades ésta es una etapa rica en debates en torno a la revisión de los contenidos de las correspondientes disciplinas, así como acerca de los sistemas pedagógicos, etapa, que aunque con claras diferencias parece estar repitiéndose en la actualidad en nuestro país.

- El tercero de los períodos abarca hasta 1980. De igual forma que la experiencia de la primera guerra condujo a la creación de las ONN, y en tanto las mejores de éstas se consolidaban y alcanzaban una fase más avanzada, la experiencia de la segunda Guerra Mundial llevó a la fundación de una OIN con voluntad de permanencia, la actual Organización Internacional de Normalización (ISO).

En 1960 la metrología da un paso de gigante cuando el sistema MKS (metro/kilo/segundo) se convierte en el Sistema Internacional (SI), dando paso a un nuevo despegue en algunos campos de la normalización, tal es el caso de las normas para la industria mecánica entre los años sesenta y setenta.

Al final de este período se puede afirmar que el nivel alcanzado, así como los logros en materia de colaboración y armonización entre cada organización y de ellas entre sí, es muy satisfactorio.

En España rigen las Normas UNE; en Alemania, las DIN; en Italia, las UNI; en Francia, las NF; en Gran Bretaña, las BS; en la disuelta URSS, las GOST; en EUA, coexisten diversos sistemas, que suelen emanar de las asociaciones profesionales; los de mas alto alcance son las establecidas por la ASA, la AISI, ASTM, API, entre otras. Finalmente las diversas asociaciones nacionales se agrupan en la Federación Internacional de Asociaciones Nacionales de Normalización (ISA).

En España la primera organización nace al mismo tiempo que la ISO, en 1945, y con cuarenta años de retraso en relación con la veintena de ONN más avanzadas.

En 1970 se produce una reestructuración, se adopta la sigla IRANOR, y se declara como objetivo la modernización y superación del retraso acumulado. En esta década la actividad única de la mayoría de sus Comites Técnicos era traducir al principio las normas DIN y las ISO en los últimos años.

A partir de 1980, después de una especial atonía en la primera mitad de esta década, tiene lugar un hecho que desencadena lo que podría llamarse -Período Democratizador de la Normalización-; se aprueba el R.D. 1614/1985, de 1 de agosto.

2. Legislación Básica.

La aprobación del R.D. 1614/1985, de 1 de agosto, por el que se ordenan las actividades de normalización y certificación, ha supuesto un cambio importante y fundamental en el desarrollo de las mismas. En su artículo 1º precisa:

“Constituye el objeto de la presente disposición regular determinadas actividades que se realizan en el campo de las normas y certificaciones de conformidad correspondientes, sin afectar a las disposiciones reglamentarias de los diversos Departamentos Ministeriales ”.

Se establece un nuevo marco para la normalización española, al permitir en su artículo 5º que el MINER (actualmente Ministerio de Industria Comercio y Turismo), designe de entre las Asociaciones o Entidades que lo soliciten, a aquellas que habrán de desarrollar tareas de normalización y certificación.

Dichas entidades deberán reunir las condiciones siguientes:

- Han de ser entidades sin fines lucrativos de carácter privado y ámbito nacional.
- Adecuarán sus estatutos a los términos que el Ministerio determine.
- Adoptarán el compromiso expreso de admitir en sus órganos decisorios la presencia de una representación del MINER.

Del R.D. 1614 se pueden destacar, además, las siguientes medidas:

- Se crea un Consejo Superior de Normalización con funciones consultivas y asesoras, integrando a la Administración y a las distintas instancias sociales y económicas interesadas. Participan en dicho Consejo representantes de todos los departamentos ministeriales, de las Comunidades Autónomas (CCAA) que acuerden su participación, además de los de la comunidad científica universitaria, organizaciones empresariales, sindicatos, consumidores y usuarios, y laboratorios acreditados.

Como órgano consultivo del Gobierno en materia de normalización, el Consejo, además de las funciones de asesoramiento e información, evaluará el resultado de los trabajos de normalización y propondrá la modificación de las directrices generales correspondientes.

- Se establece la figura de Norma Oficial, mediante la que se reconoce oficialmente la excelencia de los documentos técnicos que alcancen esta clasificación, a la vez que se emplea obligatoriamente en los pliegos de prescripciones técnicas de las adquisiciones que se realicen con fondos públicos.
- Se crea la Secretaría de Dirección General (SDG) de Normalización y Reglamentación, dependiente de la Dirección General de Innovación Industrial y Tecnológica del MINER, que asumirá las funciones que venía realizando el Instituto Español de Normalización (IRANOR), centro dependiente del CSIC.

3. Órganos de Normalización.

Los agentes e instrumentos que deberán impulsar la política de normalización y su papel dentro de la misma, son los siguientes:

- El Consejo Superior de Normalización, antes mencionado, como órgano de encuentro de los distintos agentes de la normalización.
- MINER. Según el artículo 4 del RD 1614, al mismo corresponde integrar y coordinar los Planes Anuales de Normalización, a propuesta del Consejo Superior, fomentar la elaboración de las Normas UNE, y designar las Asociaciones de Normalización y Certificación.

El MINER es, por tanto, el departamento impulsor del conjunto de la normalización española, tal como sucede en el resto de los países de la CEE, y a él corresponde proponer y, en parte, ejecutar, las actuaciones que dependen de la Administración Central de Estado.

- Los Departamentos Ministeriales, que deberán colaborar en la aplicación de la política de normalización, ya que la misma afecta al conjunto de la Administración.
- Comunidades Autónomas. Como miembros del Pleno del CSN podrán aportar sus opiniones en el seno de este organismo y participar en la aplicación de las actuaciones que allí se definan.

- Asociaciones de Normalización y Certificación. Son el instrumento fundamental de la normalización, sin el cual el conjunto de objetivos y actuaciones no serían posibles, por lo menos al nivel que se pretende en la forma iniciada.
- Asociaciones empresariales y empresas públicas y privadas. Que participan a través del CSN en la definición de la política general de normalización, impulsarla y aplicarla en sus ámbitos respectivos y, sobre todo, al principio, apoyar la consolidación de las Asociaciones de Normalización y Certificación.
- Sindicatos, consumidores y usuarios. Sin su concurso, la normalización no se realizaría en un medio equilibrado y, por tanto, no resultarían normas técnicas al servicio de la sociedad.
- Otros sectores profesionales como, laboratorios, sociedades de inspección y control, etc. Instrumentos ineludibles de la Certificación son especialmente importantes en toda política de normalización.

Hay que hacer una mención especial a la sociedad ya constituida. Se trata de la Asociación Española de Normalización (AENOR). Entidad reconocida para desarrollar tareas de normalización y certificación, de acuerdo con el artículo 5º de Real Decreto 1614/1985, de 1 de agosto.

Recogemos a continuación un extracto del Reglamento de Aparatos a Presión - RAP- e Instrucciones Técnicas Complementarias, Reglamento elaborado por el MINER.

ANEXO

**NORMAS TÉCNICAS
PARA EL CÁLCULO Y DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESIÓN**

MINISTERIO DE INDUSTRIA Y ENERGIA	Instrucción Técnica Complementaria sobre Botellas y Botellones de Gases Comprimidos, Licuados y Disueltos a Presión. (O. 1-9-1982. BOE 12-11-1982) (O. 11-7-1983. BOE 22-7-1983) (O. 28-3-1985. BOE 10-4-1985) (O. 13-6-1985. BOE 29-6-1985) (O. 3-7-1987. BOE 16-7-1987)	ITC MIE AP7
--	--	--------------------

NORMA I

Cálculo, construcción y recepción de botellas de acero sin soldadura para gases comprimidos, licuados y disueltos a presión.

1. OBJETO

Esta norma tiene por objeto establecer las condiciones técnicas relativas al material, cálculo, construcción y recepción de botellas de acero sin soldadura, destinadas a contener y transportar gases comprimidos, licuados y disueltos a presión.

2. CAMPO DE APLICACION

Esta norma se aplica exclusivamente a botellas de acero sin soldadura, de capacidad en agua comprendida entre 1 y 150 litros y destinadas a contener y transportar, a temperatura ambiente, gases comprimidos, licuados y disueltos a presión.

3. DEFINICIONES

Límite elástico: Se considera que el término «límite elástico» corresponde al límite elástico superior, ReH. Sin embargo para los aceros que no presenten un límite claramente marcado, será preciso utilizar el límite elástico convencional $R_p0,2$, correspondiente a una deformación no proporcional del 0,2 por 100. Cada una de estas magnitudes se entenderá definida de acuerdo con la norma UNE 7-262. «Ensayo de tracción para productos de acero».

Normalizado: El término normalizado se refiere al tratamiento térmico por el que la botella acabada se somete a una temperatura uniforme por encima del punto crítico superior al acero (Ac3), seguido de un enfriamiento en aire en reposo.

4. SIMBOLOS

c = Espesor mínimo calculado de la envolvente cilíndrica (milímetros).
 A = Alargamiento en tanto por ciento.
 D = Diámetro nominal exterior de las botellas (mm).
 L = Longitud inicial calibrada en la probeta de ensayo a tracción (mm).
 n = Relación entre el diámetro del mandril de plegado y el espesor de la probeta.
 P_h = Presión de la prueba hidrostática en kg/cm^2 efectivos.
 Re = Valor mínimo del límite elástico (ReH o $R_p0,2$), según lo indicado en el párrafo 3, en kg/mm^2 , garantizado por el fabricante de la botella.
 R_m = Valor real de la resistencia a la tracción en kg/mm^2 determinada por el ensayo a tracción según el apartado 8.2.
 S_n = Área de la sección original de la probeta de ensayo a tracción, en mm^2 (UNE 7.262. «Ensayo de tracción para productos de acero».)
 W = Marca para las botellas templadas en medios que poseen una velocidad de enfriamiento superior al 80 por 100 de la del agua sin aditivos, a 20° C y revenidas posteriormente.

5. MATERIALES

5.1. Condiciones generales.

El material utilizado para la fabricación de las botellas debe ser acero calmado, elaborado en horno eléctrico, Martín-Siemens u otro procedimiento similar.

El fabricante establecerá medios adecuados para identificar las botellas con las coladas de acero de las que se hicieron.

5.2. Composición química.

Las botellas de acero sin soldadura se fabricarán preferentemente:

- En acero al Cr-Mo u otros aceros aleados, para aquellas botellas cuya presión de prueba P_h sea mayor de 100 kg/cm^2 .
- En acero al C y C-Mn, para aquellas botellas cuya presión de prueba P_h sea igual o menor de 100 kg/cm^2 .

El material utilizado para la fabricación de las botellas de acero sin soldadura no deberá exceder, en el análisis de colada, los límites que para el azufre y el fósforo se señalan a continuación:

- Azufre: 0,05 por 100.
- Fósforo: 0,05 por 100.

El fabricante de las botellas deberá obtener y suministrar certificados de los análisis de colada realizados en los aceros destinados a la fabricación de las botellas.

La desviación máxima admisible de los análisis de comprobación a partir de los límites especificados para el azufre y fósforo en los análisis de colada será + 0,005 por 100.

5.3. Tratamiento térmico.

El fabricante de las botellas certificará que éstas han experimentado un tratamiento térmico, y deberá indicar en el certificado el proceso de tratamiento térmico aplicado.

Se autoriza el temple en medios distintos del aceite siempre que el fabricante pruebe que el método no produce grietas de tratamiento que puedan afectar a la seguridad de la botella.

Si el grado de enfriamiento del medio es superior al 80 por 100 del agua a 20° C sin aditivos, cada botella debe ser sometida a un método de ensayo no destructivo.

Después del tratamiento térmico final el fabricante realizará un ensayo de dureza en todas y cada una de las botellas.

La gama de valores de dureza así determinados estará dentro de los límites prefijados, de acuerdo con el tipo de acero y de tratamiento térmico.

6. DISEÑO

6.1. Condiciones generales.

El cálculo del espesor de las partes sometidas a presión en las botellas se realizará en función del límite elástico del material.

Con fines de cálculo, el valor del límite elástico se limitará a un máximo de: 0,75 R_m para las botellas que sean normalizadas.

0,90 R_m para las botellas que sean templadas y revenidas.

La presión interna para la cual se deben calcular las botellas será la presión de prueba hidrostática (P_h).

6.2. Cálculo de la envolvente cilíndrica.

El espesor mínimo de la envolvente cilíndrica se calculará mediante la fórmula:

$$c = \frac{P_h \times D}{200 Re + P_h} + 1,3$$

El espesor de la envolvente cilíndrica sólo podrá ser inferior a 2,5 mm cuando el valor de c , calculado según la fórmula anterior sea superior a $0,136 \sqrt{D}$.

En cualquier caso el espesor no será inferior a 1,5 mm para botellas de capacidad igual o superior a tres litros, ni inferior a 1 mm para botellas de capacidad inferior a tres litros.

Las unidades se expresarán según lo indicado en el apartado 4.

6.3. Cálculo de fondos.

«El espesor de un fondo convexo, medido en su centro, no será inferior a 2 c ; no obstante, en las botellas destinadas a equipos de respiración para inmersión o protección industrial dicho espesor podrá reducirse si queda justificado por un código de diseño de reconocida solvencia.»

El espesor de un fondo cóncavo, medido dentro de la zona limitada por la línea representativa de los puntos de apoyo entre la botella y el suelo, cuando la botella esté en posición vertical, no será inferior a «2 c ». El diámetro de dicha línea representativa de los puntos de apoyo del fondo con el suelo deberá ser igual o mayor a 0,70 D .

En ambos casos el perfil inferior del fondo estará exento de puntos angulosos para conseguir una satisfactoria distribución de tensiones, y el espesor se incrementará progresivamente en la zona de transición entre la envolvente cilíndrica y la base del fondo.

6.4. Cálculo de ojivas.

«El espesor de la ojiva, medida en su centro y suponiendo que carece de extrusión y de agujero, no será inferior a 2 c ; no obstante en las botellas destinadas a equipos de respiración para inmersión o protección industrial, dicho espesor podrá reducirse, si queda justificado, por un código de diseño de reconocida solvencia.»

El espesor en el fondo de los hilos de la parte roscada no deberá ser inferior al espesor mínimo de la envolvente cilíndrica « c ».

NORMA 2

Cálculo, construcción y recepción de botellas soldadas en acero, para gases comprimidos, licuados y disueltos a presión.

1. OBJETO

Esta norma tiene por objeto establecer las condiciones relativas al material, cálculo, construcción y recepción de botellas de acero soldadas, destinadas a contener y transportar gases comprimidos, licuados y disueltos a presión.

2. CAMPO DE APLICACION

Esta norma se aplica exclusivamente a las botellas de acero soldadas cuya presión de prueba no exceda de 60 kg/cm², de capacidad en agua entre 1 y 150 litros y destinadas a contener y transportar, a la temperatura ambiente, gases comprimidos, licuados y disueltos a presión.

3. DEFINICIONES

Límite elástico: Se considera que el término «límite elástico» corresponde al límite elástico superior, ReH. Sin embargo, para los aceros que no presenten un límite elástico claramente marcado será preciso utilizar el límite elástico convencional, Rp0,2, correspondiente a una deformación no proporcional del 0,2 por 100. Cada una de estas magnitudes se entenderá definida de acuerdo con la norma UNE 7.262, «Ensayo de tracción para productos de acero».

Normalizado: El término «normalizado» se refiere al tratamiento térmico por el que la botella acabada se somete a una temperatura uniforme por encima del punto crítico superior del acero (Ac3), seguido de un enfriamiento en aire en reposo.

Distensionado: El término «distensionado» se refiere al tratamiento al que se somete la botella por debajo del punto crítico (Ac1) y cuyo objeto es la eliminación de las tensiones residuales sin modificar la estructura metalúrgica.

4. SIMBOLOS

- e = Espesor mínimo calculado de la pared de la parte cilíndrica en milímetros.
- A = Alargamiento en porcentaje.
- e₁ = Espesor mínimo calculado del fondo bombeado en milímetros.
- C = Coeficiente de forma (figs. 1 y 2).
- D = Diámetro nominal exterior de la botella en milímetros (figura 6).
- h = Altura de la parte cilíndrica del fondo bombeado en milímetros (fig. 6).
- H = Altura exterior de la parte bombeada del fondo en milímetros (fig. 6).
- L = Longitud inicial calibrada en la probeta de ensayo a tracción (fig. 4a).
- n = Relación entre el diámetro del mandril de plegado y el espesor de la probeta.
- N = Botella normalizada.
- P_h = Presión de prueba hidrostática en kg/cm² efectivos.
- r = Radio interior de la curvatura lateral del fondo bombeado en milímetros.
- R_m = Valor real de la resistencia a tracción determinado según el ensayo del apartado 7.2.2, en kg/mm² de la norma UNE 7.262, «Ensayo de tracción para productos de acero».
- S = Botella distensionada.
- S₀ = Área de la sección de la probeta para el ensayo de tracción en milímetros cuadrados, ver UNE 7.262, «Ensayo de tracción para productos de acero».

5. MATERIALES

5.1. Condiciones generales.

El material utilizado para la fabricación de las botellas debe ser de acero calmado, elaborado en horno eléctrico, Martin-Siemens u otro procedimiento similar.

Este acero debe tener una buena aptitud para ser soldado y embutido, con suficientes garantías, en cuanto a envejecimiento.

Si se exigiera una verificación de envejecimiento, su realización se hará constar en el pedido y será un acuerdo entre fabricante y comprador.

El cuerpo de las botellas y las partes soldadas al mismo serán de materiales compatibles entre sí.

Los materiales de aportación serán compatibles con el acero, al objeto de proporcionar soldaduras cuyas propiedades sean, como mínimo, equivalentes a las de la chapa base.

El fabricante de las botellas deberá poseer y conservar como mínimo diez años el certificado de análisis de colada del acero de las botellas, así como medios de identificar las botellas y las coladas de acero a partir de las que han sido fabricadas.

5.2. Composición química.

Los diversos elementos del material utilizado para la fabricación de botellas no deben sobrepasar los siguientes porcentajes en análisis sobre colada:

Elemento	Porcentaje
Si.....	0,35
Mn.....	1,3
Si + Mn.....	1,5
Cr.....	0,3
Mo.....	0,05
Ni.....	0,3
Cu.....	0,4
Al.....	0,3
Va.....	0,05
Ti.....	0,05

Los porcentajes de P y S no pueden sobrepasar al 0,040 por 100 y los restantes elementos que no figuren en la precedente relación, salvo el C, no excederán del 0,10 por 100.

Los aceros no aleados podrán ofrecer una resistencia a la tracción R_m ≤ 50 kg/mm² para un contenido en C < 0,20 por 100 o una resistencia 50 < R < 70 kg/mm² y un contenido en C > 0,20 por 100.

5.3. Tratamiento térmico.

Las botellas deberán suministrarse normalizadas o distensionadas. El fabricante de las botellas deberá indicar el tipo de tratamiento térmico empleado.

6. DISEÑO

6.1. Condiciones generales.

En el cálculo del espesor de pared de las botellas sometidas a presión interior se considerará el límite de elasticidad del acero.

Para los cálculos, el valor máximo del límite de elasticidad R_e es de 0,85 R_m.

La presión interna en la que se basarán los cálculos es la presión de prueba hidrostática P_h.

6.2. Cálculo de la envolvente cilíndrica.

«El espesor de pared de la parte cilíndrica debe ser como mínimo igual al valor calculado a partir de la fórmula siguiente:

$$e = \frac{P_h \times D}{\frac{200 R_e + P_h}{1,3}}$$

De cualquier forma, el espesor de pared de la botella no deber ser, en ningún caso, inferior al valor indicado en el apartado 6.4.

6.3. Cálculo de fondos.

El espesor de pared de los fondos bombeados deber ser, como mínimo, igual al valor calculado según la siguiente fórmula:

$$e_1 = \frac{P_h D}{\frac{200 R_e + P_h}{1,3}} \times C$$

En la que:

C = Coeficiente de forma cuyo valor depende de la relación H/D (y e₁/D si

H/D < 0,25), que se determina en las figuras 1 ó 2, para espesores inferiores a 5 mm.

Para fines de cálculo, el valor de R_e no podrá, en ningún caso, ser superior a 36 kg/mm².

6.4. Espesor mínimo de pared.

Si el espesor calculado según los apartados 6.2 y 6.3 es inferior a 2 mm, el espesor mínimo admisible para las partes cilíndricas y fondos debe satisfacer el mayor de los siguientes criterios:

6.4.1. e = e₁ = 0,136 √D.

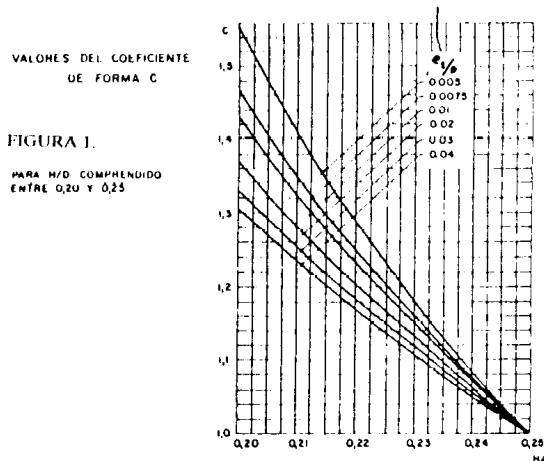


FIGURA 1. PARA H/D COMPRENDIDO ENTRE 0,20 Y 0,25

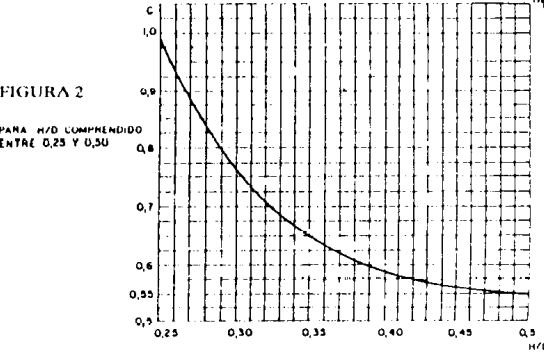


FIGURA 2. PARA H/D COMPRENDIDO ENTRE 0,25 Y 0,30

6.4.2. 1,5 mm para botellas cuya capacidad sea igual o superior a 5 litros.

6.4.3. 1,0 para las botellas de capacidad inferior a 5 litros.

Aparte de lo indicado en los apartados 6.3 y en el párrafo anterior, toda zona cilíndrica que forma parte de un fondo embutido, salvo si se incluye en el grupo siguiente, debe satisfacer las prescripciones fijadas en el apartado 6.2 para la parte cilíndrica.

Cuando la longitud de la parte cilíndrica de la botella, medida desde el comienzo de las zonas redondeadas de los fondos bombeados, no es superior a √2 × e₁ × D, no puede aplicarse lo dispuesto en el apartado 6.2 para el cálculo del espesor de pared de la parte cilíndrica. El espesor de pared no deber ser, en este caso, inferior al de la parte bombeada.

NORMA 8

Cálculo, construcción y recepción de botellas de acero soldadas para cloro

1. OBJETO

Esta norma tiene por objeto establecer las condiciones relativas al cálculo, construcción y recepción de botellas de acero soldadas destinadas a contener y transportar cloro líquido.

2. CAMPO DE APLICACION

Esta norma se aplicará exclusivamente a las botellas de acero soldadas cuya presión de prueba no exceda de 30 kg/cm², destinadas a contener y transportar cloro líquido a temperatura ambiente.

«Se construirán para una capacidad máxima de 100 kilogramos de cloro.»

El valor máximo prescrito para el grado de llenado será de 1,25 kilogramos de cloro por litro de capacidad.

3. DEFINICIONES

Límite elástico: Se considera que el término elástico corresponde al límite elástico superior R_{eH} . Sin embargo, para los aceros que no presenten un límite elástico claramente marcado se utilizará el límite elástico convencional $R_{p0,2}$, correspondiente a una deformación proporcional del 0,2 por 100. Cada una de estas magnitudes se entenderá definida de acuerdo con la norma UNE 7.262 «Ensayo de tracción para productos de acero.»

Acero: El material utilizado para la fabricación de las botellas será acero calmado, elaborado en horno eléctrico «Martin-Siemens» u otro procedimiento similar.

Distensionado: El término distensionado se refiere al tratamiento térmico por el que la botella acabada se somete a una temperatura uniforme por debajo del punto crítico del acero (A_{c1}), seguido de un enfriamiento al aire en reposo.

4. SIMBOLOS

- a = Espesor mínimo calculado de la pared de la parte cilíndrica en milímetros.
 b = Espesor mínimo calculado del fondo bombeado en milímetros (figura 1).
 C = Coeficiente de forma (figuras 2 y 3).
 D = Diámetro exterior de la botella en milímetros (figura 1).
 h = Altura de la parte cilíndrica del fondo bombeado en milímetros (figura 1).
 H = Altura de la parte bombeada del fondo en milímetros (figura 1).
 m = Margen o sobreespesor de corrosión.
 P_h = Presión de prueba hidrostática en kg/cm² por encima de la presión atmosférica.
 r = Radio interior de la curvatura lateral del fondo bombeado en milímetros (figura 1).
 R = Radio interior de la curvatura central del fondo bombeado en milímetros (figura 1).
 R_e = Valor mínimo del límite aparente de elasticidad garantizado por el fabricante en kg/mm² (R_{eH} o $R_{p0,2}$, según lo indicado en el apartado 3).
 R_g = Valor mínimo de la resistencia a la tracción garantizado por el fabricante en kg/mm².
 R_m = Valor real de la resistencia a la tracción en kg/mm², determinado según la norma UNE 7.262, «Ensayo de tracción para productos de acero».
 S = Botella distensionada.
 V = Volumen o capacidad de la botella en litros.

5. MATERIALES

5.1. Condiciones generales

El acero del tipo indicado en el apartado 3.2 de esta norma, tendrá buena aptitud para ser soldado y embutido, con suficiente garantía en cuanto al envejecimiento.

Si el comprador tuviese preferencia entre el ensayo de resiliencia y el de rotura, lo hará constar en el pedido y será un acuerdo entre el conductor y comprador.

El cuerpo de las botellas y las partes soldadas al mismo serán de material compatible entre sí.

Los materiales de aportación serán compatibles con el acero, al objeto de proporcionar soldaduras cuyas propiedades sean, como mínimo, equivalentes a las de la chapa base.

El constructor de las botellas deberá poseer y conservar como mínimo diez años, un certificado de análisis del acero de las botellas, así como medios de identificar las botellas y el acero a partir de las que han sido fabricadas las chapas utilizadas en su construcción.

5.2. Composición química.

Los diversos elementos de material utilizado para la fabricación de las botellas no sobrepasarán los siguientes porcentajes en el análisis sobre colada:

Elemento	Porcentaje máximo
Si	0,35
Mn	1,30
Si + Mn	1,50
Cr	0,30
Mo	0,05
Ni	0,30
Cu	0,40
Al	0,30
Va	0,05
Ti	0,05

Los porcentajes de P y S no sobrepasarán el 0,04 por 100 y los restantes elementos que no figuren en la precedente relación, salvo el C, no excederán del 0,1 por 100.

Los aceros utilizados para la construcción de botellas tendrán un contenido en carbono inferior al 0,2 por 100 ($C < 0,2\%$) y una resistencia a la tracción menor o igual a 45 kg/mm² ($R_m \leq 45 \text{ kg/mm}^2$).

5.3. Tratamiento térmico.

Las botellas se suministrarán distensionadas.

6. CALCULO

6.1. Condiciones generales.

En el cálculo del espesor de pared de las botellas se considerará el límite de elasticidad del acero.

Para los cálculos, el valor máximo del límite de elasticidad R_e es de $0,85 \times R_g$, y no podrá, en ningún caso, ser superior a 37 kg/mm².

La presión interna en la que se basarán los cálculos es la presión de prueba hidrostática P_h , fijadas por el vigente Reglamento de Aparatos a Presión para los envases destinados al transporte de cloro (22 kg/cm²).

Las unidades se expresarán según lo indicado en el punto 5.

6.2. Cálculo de la virola.

El espesor de la pared de la virola deberá ser, como mínimo, igual al valor calculado según la siguiente fórmula:

$$a = \frac{P_h \times D}{\frac{200 \times R_e}{1,3} + P_h}$$

De cualquier forma, el espesor de pared de virola no será, en ningún caso, inferior al valor indicado en el apartado 6.4.

6.3. Cálculo de fondos.

El espesor de pared de los fondos bombeados debe ser, como mínimo, igual al valor calculado según la siguiente fórmula (figura 1):

$$b = \frac{P_h \times D}{\frac{200 \times R_e}{1,3} + P_h} \times C$$

En la que:

C = Coeficiente de forma cuyo valor depende de la relación H/D (y b/D si $H/D < 0,25$) que se determina en las siguientes figuras 2 y 3, para espesores inferiores a 5 mm.

De cualquier forma, el espesor de pared de los fondos de la botella no será, en ningún caso, inferior al valor indicado en el apartado 6.4.

6.4. Espesor mínimo de pared.

El espesor de la pared, tanto de virola como de fondo, se determinará con arreglo a los puntos 6.2 y 6.3, más un margen o sobreespesor de corrosión de 2 mm. El espesor total no será nunca inferior a 4 mm.

Aparte de lo indicado en el apartado 6.3, la parte cilíndrica que forme parte de un fondo embutido, salvo si se incluye en el párrafo siguiente, debe satisfacer las prescripciones fijadas en el apartado 6.2 para la virola.

Cuando la longitud h de la parte cilíndrica del fondo sea inferior a $\sqrt{2 \times h \times D}$, no puede aplicarse lo dispuesto en el apartado 6.2 para el cálculo del espesor de pared de la virola. En este caso, el espesor de la virola no debe ser inferior al de los fondos.

NORMA 11

Cálculo, construcción y recepción de botellones de acero para gases comprimidos, licuados y disueltos a presión

1. OBJETO

Esta norma tiene por objeto establecer las condiciones técnicas relativas al material, cálculo, construcción y recepción de botellones de acero, destinados a contener y transportar gases comprimidos, licuados y disueltos a presión.

2. CAMPO DE APLICACION

Esta norma se aplica exclusivamente a botellones de acero, de capacidad en agua comprimida entre 100 y 1.000 litros y destinados a contener y transportar, a temperatura ambiente, gases comprimidos, licuados y disueltos a presión.

3. DEFINICIONES

Límite elástico: Se considera que el término «límite elástico» corresponde al límite elástico superior ReH. Sin embargo, para los aceros que no presenten un límite claramente marcado será preciso utilizar el límite elástico convencional $R_p 0,2$ correspondiente a una deformación no proporcional del 0,2 por 100.

Cada una de estas magnitudes se entenderá definida de acuerdo con la norma UNE 7.262, «Ensayos de tracción para productos de acero».

Normalizado: El término normalizado se refiere al tratamiento térmico por el que el botellón se somete a una temperatura uniforme por encima del punto de crítico superior al acero (Ac3), seguido de un enfriamiento en aire en reposo.

4. SIMBOLOS

- c = Espesor mínimo calculado de la envolvente cilíndrica (milímetros).
 A = Alargamiento en porcentaje.
 D = Diámetro nominal exterior de los botellones (milímetros).
 L = Longitud inicial calibrada en la probeta de ensayo a tracción (milímetros).
 n = Relación entre el diámetro del mandril de plegado y el espesor de la probeta.
 p = Presión máxima de servicio (kg/cm²).
 R₅₀ = Valor de la resistencia a tracción mínima para cálculo (kg/mm²).
 f = Tensión de diseño (kg/mm²).
 P_h = Presión de la prueba hidrostática en kg/cm² efectivos.
 R_e = Valor mínimo del límite elástico (R_e, H o R_p 0,2, según lo indicado en el párrafo 3.1), en kg/mm², garantizado por el fabricante de la botella.
 R_m = Valor real de la resistencia a la tracción en kg/mm², determinado por el ensayo a tracción, según el apartado 8.2.
 s₀ = Área de la sección original de la probeta de ensayo a tracción en mm² (UNE 7.262, «Ensayo de tracción para productos de acero».)
 W = Marca para los botellones templados en medios que poseen una velocidad de enfriamiento superior al 80 por 100 de la del agua sin aditivos, a 20° C y revenidos posteriormente.

5. MATERIALES

5.1. Condiciones generales.

El material utilizado para la fabricación de los botellones debe ser acero calmado, elaborado en horno eléctrico, «Martin-Siemens» u otro procedimiento similar.

El fabricante establecerá medios para identificar los botellones con las coladas de acero de las que se hicieron.

5.2. Composición química.

Los botellones de acero sin soldadura se fabricarán preferentemente:

— En acero al Cr-Mo u otros aceros aleados, para aquellos botellones cuya presión de prueba P_h sea mayor de 100 kg/cm².

— En acero al C y C-Mn, para aquellos botellones cuya presión de prueba P_h sea igual o menor de 100 kg/cm².

El material utilizado para la fabricación de los botellones de acero no deberá exceder, en el análisis de colada, los límites que para el fósforo y el azufre se señalan a continuación:

Botellones soldados

	Porcentaje
P	0,040
S	0,040

Botellones sin soldadura

	Porcentaje
P	0,050
S	0,050

Las desviaciones máximas admisibles en los análisis de comprobación a partir de los límites especificados para el azufre y fósforo en los análisis de coladas será + 0,005 por 100.

5.3. Tratamiento térmico.

El fabricante de los botellones certificará que éstos han experimentado un tratamiento térmico y deberá indicar en el certificado el proceso de tratamiento térmico aplicado.

Si el grado de enfriamiento del medio es superior al 80 por 100 del agua a 20° C sin aditivos, cada botellón deberá ser sometido a un método de ensayo no destructivo.

Después del tratamiento térmico final, el fabricante realizará un ensayo de dureza en todos y cada uno de los botellones.

6. DISEÑO

6.1. Condiciones generales

El cálculo de espesor de las partes sometidas a presión en los botellones se realizará en función de la tensión de diseño f.

El valor del límite elástico se limitará a un máximo de:

1.3 f para los botellones al C y C-Mn templados y revenidos.

2.1 f para los botellones al Cr-Mo y otros aceros aleados que sean templados y revenidos.

La presión interna para la cual se deben calcular los botellones será la presión máxima de servicio (p).

6.2. Cálculo de la envolvente cilíndrica.

El espesor mínimo de la envolvente cilíndrica se calculará mediante la fórmula:

$$c = \frac{p \cdot D}{200 f \cdot z + p}$$

siendo,

f = Tensión de diseño igual a;

$$f = \frac{Z_1 R_{20}}{2,4}$$

de donde:

z = Coeficiente igual a 1 para envolventes cilíndricas, sin soldadura y comprendido entre 0,5 a 1 para envolventes cilíndricas soldadas.

Z₁ = Coeficiente igual a 1 para recipientes sin soldadura o con soldadura de sellado de cierres roscados y comprendidos entre 0,8 y 1 para recipientes soldados.

En ningún caso el espesor mínimo calculado con esta fórmula podrá ser inferior a 5 milímetros.

6.3. Cálculo de las envolventes esféricas (fondos).

6.3.1. Para fondos cerrados íntegramente por forjado, estampación o similar.

El espesor mínimo de las envolventes esféricas (fondos), medido en su centro, no será inferior a dos veces la resultante de aplicar la fórmula siguiente:

$$c = \frac{p \cdot D}{400 f \cdot z + 0,8 p}$$

Siendo: f, Z₁ y z los mismos valores enunciados en el punto 6.2.

6.3.2. Para fondos cerrados por procedimientos mecánicos, o mediante tapones roscados, sellados por soldadura.

El espesor mínimo de la envolvente esférica conformada partiendo de torzado o estampado del material base del cuerpo cilíndrico no será inferior al resultante de aplicar la fórmula siguiente:

$$c = \frac{p \cdot D}{400 f \cdot z + 0,8 p}$$

El espesor del cierre por procedimientos mecánicos o tapón roscado y sellado por soldadura no será inferior a tres veces el espesor mínimo del cuerpo cilíndrico.

NORMA 12

Cálculo, construcción y recepción de botellones criogénicos

1. OBJETO

El objeto de esta norma es definir las características de los botellones criogénicos destinados a contener gases licuados a baja temperatura.

2. CAMPO DE APLICACION

Esta norma se aplica a los botellones criogénicos (diseñados para temperatura de servicio inferior a -40°C) fabricados por soldadura y provistos de aislamiento térmico con cámara de vacío, con una capacidad inferior a 450 litros de volumen de agua y una presión de trabajo inferior a 35 kg/cm^2 .

3. MATERIALES

Únicamente pueden utilizarse aquellos materiales compatibles con el producto a contener y que resistan la temperatura mínima de servicio, pudiendo emplear en su construcción:

- Aceros con aleados de grano fino, hasta una temperatura de -196°C .
 - Aceros al níquel compatibles hasta una temperatura de -196°C , según el contenido de níquel.
 - Aceros austeníticos al cromo-níquel compatibles hasta una temperatura de -270°C .
 - Aluminio (de un mínimo de 99,5 por 100 de pureza) o aleaciones de aluminio.
 - Cobre desoxidado de un mínimo de 99,9 por 100 de pureza o aleaciones de cobre con más del 56 por 100 de cobre.
- Los materiales deberán recibir el tratamiento térmico correspondiente para cumplir las características mecánicas exigidas.

4. PROYECTO Y CONSTRUCCION

Para el diseño y cálculo se deberá utilizar uno de los siguientes códigos:

- ASME (USA).
- SNCT (Francia).
- DOT-4L (USA).
- AD-MERKBLATT (Alemania).
- BS (Inglaterra).

Bajo petición, el Centro directivo competente en materia de seguridad industrial podrá autorizar otro código distinto de los indicados anteriormente.

Una vez elegido el código se empleará en su totalidad en el proyecto, sin poder efectuar mezclas de cálculo de diferentes códigos a no ser que ciertos casos de cálculo no estén desarrollados en el código elegido, pudiendo desarrollarse por cualquiera de los otros.

Además de satisfacer el proyecto con las consideraciones marcadas por el código, deben asimismo cumplir con las mínimas condiciones desarrolladas por la fórmula siguiente en la que el espesor mínimo de vitola deber ser al menos igual al valor de:

$$e = \frac{P \cdot d}{200 f \cdot z} \text{ (mm)}$$

Pero nunca inferior a un valor de $e = 1,5\text{ mm}$.

Donde:

- p = Presión de cálculo o presión de prueba, en kg/cm^2 (la más elevada), definida en 4.1.
- d = Diámetro interior del depósito en milímetros.
- f = Tensión máxima admisible, definida en 4.2 en kg/mm^2 .
- $3z$ = Coeficiente de seguridad para tener en cuenta la posible debilitación debida a los cordones de soldadura, tomando:
- $z = 0,8$. Cuando se inspeccionen el 10 por 100 de las soldaduras del 100 por 100 de los recipientes.
Estas inspecciones se realizarán por medios no destructivos en que se tengan en cuenta fundamentalmente los cruces y costuras longitudinales y además se realizarán en todos un control visual por las dos caras (dentro de lo posible).
- $z = 0,9$. Cuando se inspeccione el 100 por 100 de las soldaduras del 10 por 100 de los recipientes.
Estas inspecciones se realizarán por medios no destructivos y además se realizarán en todos un control visual por las dos caras (dentro de lo posible).
- $z = 1,0$. Cuando todos los cordones de soldadura sean objeto de controles no destructivos y se verifiquen visualmente, dentro de lo posible, por las dos caras.

4.1. Presión de cálculo.

— Para recipientes en comunicación permanente con la atmósfera, la presión de cálculo será de dos kg/cm^2 (incluido un kilogramo/cm² de cámara de vacío).

— Para recipientes cerrados, hasta dos kg/cm^2 efectivos, la presión de cálculo será la máxima efectiva en kg/cm^2 , más un kilogramo/cm² debida al vacío.

— Para recipientes con presión superior a dos kg/cm^2 , la presión de cálculo será la máxima efectiva en kg/cm^2 , más un kilogramo/cm² debida al vacío.

4.2. Tensión máxima admisible.

Cualquiera de las sollicitaciones en el punto más desfavorable del recipiente, provocada por la presión de sus medios de fijación, debe corresponder a los límites fijados a continuación en función de los materiales.

4.2.1. Para los metales o aleaciones que presenten un límite de elasticidad aparente definido, σ que se caractericen por un límite convencional de elasticidad R_e garantizado.

- Cuando la relación $R_e/R_m < 0,66$ $f \leq 0,75 R_e$.
- Cuando la relación $R_e/R_m > 0,66$ $f \leq 0,50 R_m$.

Donde R_e = Límite de elasticidad mínima garantizada con 0,2 por 100 de alargamiento permanente (kg/mm^2).

R_m = Valor mínimo de la resistencia garantizada a la rotura por tracción (kg/mm^2) (carga de rotura).

f = Tensión máxima admisible de cálculo de Kg/mm^2 .

4.2.2. Para los metales y aleaciones que no presenten límite aparente de elasticidad y que se caractericen por una resistencia R_m garantizada a la rotura de tracción:

$$f = 0,43 R_m$$

En cualquiera de los casos no se tomarán esfuerzos cortantes superiores a 0,55 veces f (kg/mm^2).

4.2.3. El alargamiento de rotura en porcentaje guardará conformidad, como mínimo, con el valor $1.000/R_m$, pero no será inferior al 20 por 100 para el acero ni el 12 por 100 para las aleaciones de aluminio.

Las muestras que sirvan para determinar el alargamiento de rotura serán tomadas perpendicularmente al sentido de la laminación y con las proporciones siguientes:

$$L_0 = 5 d$$

Siendo L_0 = Longitud calibrada entre puntos de la muestra antes del ensayo.

d = Diámetro.

4.3. Fondos.

Los fondos deben ser de una sola pieza y sin uniones, y podrán ser cóncavos o convexos, siempre y cuando quede justificada su resistencia.

4.4. Orificios.

Solamente se permite efectuar orificios en los fondos debiendo ser circulares y su diámetro inferior a 75 milímetros o a un tercio del diámetro del recipiente (el menor de ambos).

Todo orificio debe estar provisto de una brida, acoplamiento, reborde o refuerzo fijado al recipiente por soldadura por fusión. Los equipos conectados a esta brida, acoplamiento, reborde o refuerzo, pueden serlo por soldadura eléctrica, soldadura de plata, latón o rosca.

No se permiten uniones que no sean soldadas en la cámara de aislamiento.

4.5. Envoltente exterior.

Estos recipientes estarán concebidos con envoltentes de la cámara de aislamiento capaz de soportar el vacío existente en cámara y diseñada para una presión exterior de 1 kg/cm^2 .

Esta envoltente estará construida con materiales ferríticos o aleaciones ligeras y el espesor mínimo de la misma será de 1,5 milímetros, referido a un acero al carbono con $R_{m0} = 37\text{ kg/mm}^2$ de carga de rotura y alargamiento del $A_0 = 27$ por 100. Para la aplicación de otro tipo de material, con características mecánicas más elevadas, al espesor mínimo podrá deducirse de la fórmula:

$$e_1 = e_0 \sqrt[3]{\frac{R_{m0} A_0}{R_{m1} A_1}}$$

Donde e_0 es el espesor mínimo para un acero de 37 kg/mm^2 y e_1 es el espesor mínimo para el material escogido con carga de rotura R_{m1} y alargamiento A_1 .

4.6. Aislamiento

El aislamiento debe calcularse para que no exista una transmisión de calor de la atmósfera, a temperatura ambiente, al contenido, superior a $0,5\text{ kcal/h}$ por grado centígrado de diferencia de temperatura y por litro de capacidad en agua del recipiente.

Si el diseño es para hidrógeno líquido, la transmisión total de calor con una diferencia de 290°C no debe ser superior a la necesaria para ventear $0,8\text{ Nm}^3/\text{h}$.

El aislante debe ser resistente al fuego y no poseer sustancias que puedan contaminarle lo poseer otra que por sus características puedan reaccionar con el fluido almacenado.

5. FABRICACION

5.1. Generalidades.

Durante la fabricación se respetarán las normas y códigos de diseño empleados. Los recipientes estarán provistos de anillos de refuerzo, cubiertas de protección y otros elementos, sean transversales o longitudinales, que en caso de vuelco eviten el deterioro de los dispositivos de seguridad y servicio, así como daños en la envoltente calorífuga.

Asimismo, se asegurará la estanqueidad en caso de vuelco.

5.2. soldaduras.

En lo referente a la preparación del material a soldar, aprobación del proceso y ejecución de las uniones soldadas, en caso de que el código aceptado no indicara nada, se seguirán las prescripciones del código ASME.

Los procedimientos empleados en la construcción deben ser aprobados antes de proceder a la misma y las soldaduras deberán estar realizadas por soldadores provistos de un certificado de certificación extendido por el CENIM (Centro Nacional de Investigaciones Metalúrgicas) una Entidad colaboradora facultada para la aplicación del Reglamento de Aparatos a Presión o por otros laboratorios reconocidos para este fin por el Ministerio de Industria y Energía.

A efectos de esta norma se considerará, para aplicar el código ASME, en el control de las soldaduras, la siguiente equivalencia:

Valor según el apartado 4

$$z = 0,8$$

$$z = 0,9$$

$$z = 1,0$$

Valor ASME, tabla UW 12

$$\text{Equivalente } z = 0,7$$

$$\text{Equivalente } z = 0,85$$

$$\text{Equivalente } z = 1,0$$

Para la utilización de estos coeficientes con los otros códigos se buscará la equivalencia con la tabla anterior.

NORMA 14

Cálculo, construcción y recepción de botellas de aleación de aluminio sin soldadura para gases comprimidos, licuados y disueltos a presión

1. OBJETO

Esta norma tiene por objeto establecer las condiciones técnicas relativas al material, cálculo, construcción y recepción de botellas de aleación de aluminio sin soldadura, destinados a contener y transportar gases comprimidos, licuados y disueltos a presión.

2. CAMPO DE APLICACION

Esta norma se aplica exclusivamente a botellas de aleaciones de aluminio sin soldadura, de capacidad en agua comprendida entre 0,2 y 150 litros y destinadas a contener y transportar, a temperatura ambiente, gases comprimidos, licuados y disueltos a presión.

3. DEFINICIONES

Límite elástico: Se considera que el término «límite elástico» corresponde al límite elástico superior, ReH. Sin embargo, para los casos en que no se presente un límite claramente marcado será preciso utilizar el límite elástico convencional R_p 0,2, correspondiente a una deformación no proporcional del 0,2 por 100. Cada una de estas magnitudes se entenderá definida de acuerdo con la norma UNE 7.256, «Ensayo de tracción para metales ligeros y sus aleaciones».

4. SIMBOLOS

e = Espesor mínimo calculado de la envolvente cilíndrica (milímetros).
 A = Alargamiento en porcentaje.
 D = Diámetro nominal exterior de las botellas (mm).
 L = Longitud inicial calibrada en la probeta de ensayos a tracción (mm).
 n = Relación entre el diámetro del mandril de plegado y el espesor de la probeta.
 P_n = Presión de la prueba hidrostática en kg/cm² efectivos.
 Re = Valor mínimo del límite elástico (ReH o R_p 0,2, según lo indicado en el apartado 3) en kg/mm², garantizado por el fabricante de la botella.
 Rm = Valor real de la resistencia a la tracción, en kg/mm², determinada por el ensayo a tracción según el apartado 8.2.
 S_o = Área de la sección original de la probeta de ensayo a tracción en mm² (UNE 7.256, «Ensayo de tracción para metales ligeros y sus aleaciones»).

5. MATERIALES

5.1. Condiciones generales.

El material utilizado para la fabricación de las botellas debe ser aleaciones de aluminio elaborado según un procedimiento aprobado.

El fabricante establecerá medios adecuados para identificar las botellas con las coladas de aluminio de las que se hicieron.

5.2. Composición química.

Las botellas de aluminio sin soldadura se fabricarán con aleaciones de aluminio contempladas en las normas UNE.

El material utilizado para la fabricación de las botellas de aluminio sin soldadura no deberá exceder en el análisis de colada los límites siguientes:

	Porcentaje
Fe	0,50
Zn	0,20
Cr	0,25
Ti + Zn	0,20

El fabricante de las botellas deberá obtener y suministrar certificado de los análisis de colada realizados en las aleaciones de aluminio destinados a la fabricación de las botellas.

La desviación máxima admisible en los análisis de comprobación a partir de los límites especificados para el Fe, Zn, Cr y Ti + Zn en los análisis de colada responderá a los valores siguientes:

	Porcentaje
Fe	≤ 0,50
Zn	≤ 0,20
Cr	≤ 0,25
Ti + Zn	≤ 0,20

5.3. Tratamiento térmico.

El fabricante de las botellas certificará que éstas han experimentado un tratamiento térmico y deberá indicar en el certificado el proceso de tratamiento térmico aplicado.

Después del tratamiento térmico final, el fabricante realizará un ensayo de dureza en todas y cada una de las botellas, que tendrán que satisfacer los valores garantizados de su aleación.

La gama de valores de dureza así determinados estará dentro de los límites prefijados, de acuerdo con el tratamiento térmico.

5.4. Pruebas complementarias.

Siempre que se utilice aleaciones de aluminio conteniendo cobre o aleaciones de aluminio conteniendo magnesio y manganeso, cuando el contenido de magnesio supere el 3,5 por 100 o cuando el contenido de manganeso es inferior a 0,5 por 100, se realizará un ensayo de corrosión intercrystalina.

Para la realización del ensayo de corrosión intercrystalina, tanto la preparación de la muestra como el modo operativo será el descrito en el apéndice A2 (prueba oficial complementaria para aleaciones de aluminio) del Reglamento Nacional de Transporte de Mercancías Peligrosas por Carretera.

6. DISEÑO

6.1. Condiciones generales.

El cálculo del espesor de las partes sometidas a presión en las botellas se realizará en función del límite elástico del material.

Con fines de cálculo, el valor del límite elástico se limitará a un máximo de 0,85 Rm para cualquier tipo de aleación utilizada.

La presión interna para la cual se deben de calcular las botellas será la presión de prueba hidrostática (pH).

6.2. Cálculo de la envolvente cilíndrica.

El espesor mínimo de la envolvente cilíndrica se calculará mediante la fórmula:

$$e = \frac{Ph \times D}{200 R_e + Ph}$$

En cualquier caso, el espesor no podrá ser inferior a 1,5 milímetros, a 2 milímetros y a 3 milímetros, según que el diámetro de la botella sea, respectivamente, inferior o igual a 50 milímetros, comprendido entre 50 y 150 milímetros y superior o igual a 150 milímetros.

6.3. Cálculo de fondos.

«El espesor de un fondo convexo, medido en su centro, no será inferior a 2 e; no obstante, en las botellas destinadas a equipos de respiración para inmersión o protección industrial dicho espesor podrá reducirse si queda justificado por un código de diseño de reconocida solvencia.»

El espesor de un fondo cóncavo, medido dentro de la zona limitada por la línea representativa de los puntos de apoyo entre la botella y el suelo cuando la botella este en posición vertical, no será inferior a «2e». El diámetro de dicha línea representativa de los puntos de apoyo del fondo con el suelo deberá ser igual o mayor que 0,70 D.

En ambos casos, el perfil interior del fondo estará exento de puntos angulosos para conseguir una satisfactoria distribución de tensiones, y el espesor se incrementará progresivamente en la zona de transición entre la envolvente cilíndrica y la base del fondo.

6.4. Cálculo de ojivas.

«El espesor de la ojiva, medida en su centro y suponiendo que carece de extrusión y de agujero, no será inferior a 2 e; no obstante, en las botellas destinadas a equipos de respiración para inmersión o protección industrial, dicho espesor podrá reducirse, si queda justificado, por un código de diseño de reconocida solvencia.»

El espesor en el fondo de los hilos de la parte roscada no deberá ser inferior al espesor mínimo de la envolvente cilíndrica «e».

MINISTERIO DE INDUSTRIA Y ENERGIA	Instrucción Técnica Complementaria Referente a Depósitos Criogénicos (O. 7-11-1983. BOE 18-11-1983) (O. 5-6-87. BOE 20-6-1987)	ITC MIE AP10
--	---	-----------------------------

3. DISEÑO Y CONSTRUCCION

3.1. Generalidades.

Para el diseño y cálculo de los depósitos se utilizará un Código de diseño internacionalmente reconocido tal como:

- ISO.
- ASME (USA).
- CODAP (Francia).
- AD-MERKBLATT (Alemania).
- Código Succo de Recipientes a Presión (Suecia).
- British Standard (Inglaterra).

Una vez elegido el Código, se aplicará en su totalidad en el proyecto, sin poderse efectuar mezclas de cálculo de diferentes Códigos, salvo que por defecto del mismo, sea necesario recurrir a otro, previamente aceptado. Para la envolvente podrá utilizarse otro Código de cálculo distinto del aplicado al cálculo del recipiente interior.

Para depósitos construidos in situ y con capacidades superiores a 250.000 litros, se tendrá en cuenta los efectos sísmicos y las acciones meteorológicas.

Los elementos resistentes que no estén incluidos en el Código utilizado se calcularán por métodos directos, utilizando una tensión de cálculo inferior o igual a los límites fijados más abajo, en función de los materiales.

1. En los metales y aleaciones que presenten un límite elástico definido o que se caractericen por un límite elástico convencional (Re) garantizado.

Re = Límite elástico a 0,2 por 100 de alargamiento o a 1 por 100 en los aceros austeníticos (N/mm²).

Rm = Valor mínimo de la resistencia garantizada a la rotura por tracción: (N/mm²).

σ = Tensión de cálculo.

a) Cuando la relación Re/Rm sea inferior o igual a 0,66:

$$\sigma \leq 0,75 Re$$

b) Cuando la relación Re/Rm sea superior a 0,66:

$$\sigma \leq 0,5 Rm$$

2. En los metales y aleaciones que no presenten un límite elástico definido y que se caractericen por una resistencia Rm mínima garantizada a la rotura por tracción:

$$\sigma \leq 0,43 Rm$$

3. En el acero, el alargamiento de rotura en porcentaje, deberá corresponder, al menos, al valor

$$\frac{10.000}{\text{Resistencia a la rotura por tracción en N/mm}^2}$$

pero en ningún caso será inferior al 16 por 100 en los aceros no aleados de grado fino ni al 20 por 100 en los demás aceros. En las aleaciones de aluminio, el alargamiento de rotura no deberá ser inferior al 12 por 100. (En las chapas, el eje de las probetas de tracción debe ser perpendicular a la dirección de laminación.)

El alargamiento de la rotura ($l = 5d$) se mide mediante probetas de sección circular cuya distancia entre marcas l , sea igual a cinco veces el diámetro d ; cuando las probetas sean de sección rectangular, la distancia entre marcas deberá calcularse según la fórmula $l = 5,65 \sqrt{S_0}$, en donde S_0 designa la sección primitiva de la probeta.

3.2. Materiales.

3.2.1. Recipiente interior.

Los depósitos a los que se refiere la presente Instrucción deben estar construidos en acero, aluminio, aleaciones de aluminio, cobre o aleaciones de cobre.

Los recipientes de cobre o de sus aleaciones sólo se admitirán para los depósitos que vayan a contener gases exentos de acetileno, admitiéndose hasta un máximo de 50 ppm (0,005 por 100) de acetileno en el etileno.

De estos materiales sólo podrán utilizarse aquellos que resistan la temperatura mínima de servicio. En concreto, se admiten los siguientes materiales:

1. Aceros no aleados de grado fino hasta una temperatura de $-60^\circ C$.
2. Aceros a níquel (desde 0,5 a 9 por 100) hasta una temperatura de $-196^\circ C$, según el contenido de níquel.
3. Aceros austeníticos al cromo-níquel hasta una temperatura de $-270^\circ C$.
4. Aluminio (con un mínimo de 99,5 por 100 de pureza) o aleaciones de aluminio.
5. Cobre desoxidado (con un mínimo de 99,5 por 100 de pureza) o aleaciones de cobre de más de 50 por 100 de cobre.

Los materiales utilizados en la construcción de los recipientes deben poseer certificados de calidad en los que deberán figurar las características de los mismos exigidas en el Código de diseño. Estos valores serán, como mínimo, los utilizados en el proyecto.

Los materiales usados serán compatibles con el producto contenido. Si el producto contenido provoca una reducción progresiva del espesor del recipiente, éste debe aumentarse en un valor adecuado. Este sobreespesor no se tendrá en cuenta en el cálculo de los espesores mínimos.

3.2.2. Aislamiento.

Todos los depósitos a los que se refiere esta Instrucción deben estar térmicamente aislados. El material aislante no debe ser atacado por el gas o gases contenidos. En el caso de aislante para depósitos que vayan a contener oxígeno, este material no debe ser combustible.

3.2.3. Envolvente.

La envolvente debe ser de materiales no combustibles y de punto de fusión superior a $850^\circ C$ si el depósito contiene materias inflamables.

Si existe vacío en la cámara de aislamiento, la envolvente exterior debe estar diseñada para una presión exterior de 100 kPa (1 Bar) efectiva.

Si la envolvente se utiliza como parte del sistema de soporte del depósito interior, debe diseñarse para soportar el peso del recipiente interior, lleno de productos más la presión exterior si existe vacío.

3.2.4. Cálculos.

Para el cálculo del espesor de las paredes y fondos de los depósitos, se seguirán las indicaciones del Código seleccionado, lo mismo que para el cálculo de orificios y bocas de hombre, en caso de ser necesarias.

La presión de prueba será por lo menos 1,3 veces la máxima presión de trabajo. Para el diseño de los soportes del recipiente interior, deberá tenerse en cuenta la necesidad de transportar el depósito, a no ser que se trate de depósitos construidos «in situ» y sin posibilidad de cambiarlos de ubicación.

Si el depósito tiene vacío en la cámara de aislamiento, la presión máxima de prueba se aumentará 100 kPa (1 Bar) por lo que la presión (P_p) será:

$$P_p = 100 + 1,3 \times P_i$$

P_p y P_i se expresan en kPa efectivos.

El espesor mínimo (en mm) del recipiente, en ningún caso será inferior al obtenido por medio de la siguiente fórmula:

$$e = \frac{D P_d}{2.000 \sigma \lambda}$$

siendo:

P_i = Presión máxima de trabajo en Kpa efectivos.

P_d = Presión de diseño en Kpa efectivos.

D = Diámetro interior del depósito en mm.

σ = Tensión de cálculo en N/mm².

λ = Coeficiente de seguridad para tener en cuenta el posible debilitamiento debido a los cordones de soldadura, tomando los valores indicados en el Código de diseño utilizado.

Para la determinación de la tensión debida a la prueba hidrostática, se tendrán en cuenta las características del material a la temperatura ambiente tomando $\lambda = 1$.

Por temperatura mínima de trabajo se entienda la mínima del producto o productos para cuyos servicios se ha diseñado. Los recipientes construidos en acero al 9 por 100 de níquel deberán tener un espesor mínimo de 4 mm.

3.2.5. Grado de llenado.

El grado máximo de llenado se determinará de forma que la cámara de gas sea capaz de compensar la dilatación del líquido, correspondiente al aumento de temperatura, entre la de saturación a presión atmosférica y la de saturación a la presión de disparo de la válvula de seguridad, teniendo en cuenta la contracción del recipiente a esas temperaturas.

Se colocará una válvula de reboso, u otro sistema equivalente al 95 por 100 de su capacidad geométrica.

3.2.6. Construcción.

3.2.6.1. Soldadura.

En lo referente a la preparación del material a soldar, los procedimientos a utilizar en la ejecución de las uniones, soldadas, serán los indicados en el Código adoptado y, en su defecto, por alguno de los Códigos indicados en 3.1.

Los procedimientos de soldadura deberán indicarse en la memoria del proyecto. Los procedimientos deberán ser homologados y los soldadores cualificados para dichos procedimientos.

Asimismo, la forma de unión de los elementos o accesorios a colocar en el depósito, así como las bocas de hombre, orificios, etc., estarán construidos de acuerdo con el Código de diseño o, en su defecto, con el Código ASME.

El grado de control de las mismas soldaduras vendrá dado por los coeficientes utilizados en el cálculo.

3.2.6.2. Elementos primarios.

Todos los elementos primarios del depósito, tales como tuberías, válvulas, manómetros, niveles, etc., cualquiera que sea su posición en el depósito, deben ofrecer garantías de seguridad no inferiores a las del recipiente interior y estar construidos con materiales compatibles con los productos contenidos.

Deberán soportar la presión de prueba del depósito y poder trabajar a la mínima temperatura de trabajo.

Los elementos de fijación de estos esquemas al depósito serán de materiales resistentes a la corrosión y compatibles con la mínima temperatura de trabajo.

Las juntas deberán ser de material compatible con el producto contenido y con la temperatura mínima de trabajo.

En el caso de depósitos destinados a contener líquidos inflamables, deberán ser de un tipo considerado como resistente al fuego durante tres horas a efectos de estanquidad.

Las uniones desmontables de tuberías de diámetro superior o igual a 75 mm se harán con brida, pudiendo utilizarse uniones roscadas o embreadas en diámetros inferiores a 75 mm para gases no inflamables.

En el caso de depósitos con aislamiento al vacío, no deben existir uniones roscadas ni embreadas en el interior de la cámara de aislamiento.

Deben tenerse en cuenta las dilataciones y contracciones debidas a los cambios de temperatura, así como las vibraciones y movimientos.

MINISTERIO DE INDUSTRIA Y ENERGIA	Instrucción Técnica Complementaria referente a Instalaciones de Almacenamiento de gas natural licuado en depósitos criogénicos a presión (plantas satélites) (O. 22-4-88. BOE de 4-5-1988)	ITC MIE AP 15
--	---	------------------------------

3. DISEÑO Y CONSTRUCCION

3.1. Generalidades.

A) Para el diseño y cálculo de los depósitos se utilizará un código de diseño internacionalmente reconocido, tal como:

- ISO.
- ASME-(USA).
- CODAP-(Francia).
- AD-Merkblatt-(Alemania).
- Código sueco de recipientes a presión-(Suecia).
- British Standard-(Inglaterra).

En cualquier caso, se podrán utilizar los códigos existentes en todos los Estados miembros de la CEE, siempre que permitan alcanzar de forma satisfactoria el nivel de seguridad que establece la presente Instrucción Técnica Complementaria.

Una vez elegido el código, se aplicará en su totalidad en el proyecto, sin poderse efectuar mezclas de cálculo de diferentes códigos, salvo que por defecto del mismo, sea necesario recurrir a otro previamente aceptado. Para la envolvente, podrá utilizarse otro código de cálculo distinto del aplicado al cálculo del recipiente interior.

Los elementos resistentes que no estén incluidos en el código utilizado se calcularán por métodos directos, utilizando una tensión de cálculo inferior o igual a los límites fijados más abajo, en función de los materiales.

1. En los metales y aleaciones que presenten un límite elástico definido o que se caractericen por un límite elástico convencional (Re) garantizado.

Re = Límite elástico a 0,2 por 100 de alargamiento o a 1 por 100 en los aceros austeníticos (N/mm²).

Rm = Valor mínimo de la resistencia garantizada a la rotura por tracción (N/mm²).

σ = Tensión de cálculo para estos elementos.

a. Cuando la relación Re/Rm sea inferior o igual a 0,66.

$$\sigma \leq 0,75 Re$$

b. Cuando la relación Re/Rm sea superior a 0,66.

$$\sigma \leq 0,5 Rm$$

2. En los metales y aleaciones que no presenten un límite elástico definido y que se caractericen por una resistencia Rm mínima garantizada a la rotura por tracción:

$$\sigma \leq 0,43 Rm$$

3. En el acero, el alargamiento de rotura en porcentaje, deberá corresponder, al menos, al valor

10.000
Resistencia a la rotura por tracción en N/mm ²

pero en ningún caso será inferior al 16 por 100 en los aceros no aleados de grano fino ni al 20 por 100 en los demás aceros. En las aleaciones de aluminio el alargamiento de rotura no deberá ser inferior al 12 por 100. (En las chapas el eje de las probetas de tracción debe ser perpendicular a la dirección de laminación.)

El alargamiento de la rotura ($l = 5d$) se mide mediante probetas de sección circular cuya distancia entre marcas 1 sea igual a cinco veces el diámetro d; cuando las probetas sean de sección rectangular, la distancia entre marcas deberá calcularse según la fórmula $l = 5,65 \sqrt{S_0}$, en donde S_0 designa la sección primitiva de la probeta.

B) Los vaporizadores serán diseñados, contruidos e inspeccionados de acuerdo con uno sólo de los códigos definidos anteriormente. La presión de diseño de los vaporizadores será, al menos, la mayor de la presión previsible de alimentación (descarga de bomba, presurización por gasificación parcial, alimentación depósito presurizado o combinación).

C) Asimismo, para el diseño y cálculo de las tuberías se utilizarán normas de reconocida solvencia (ANSI, DIN, UNE, BSI, AFNOR, etcétera).

En cualquier caso se podrán utilizar las normas o procedimientos existentes en todos los Estados miembros de la CEE, siempre que permitan alcanzar de forma satisfactoria el nivel de seguridad que establece la presente instrucción técnica complementaria.

3.2. Materiales.

3.2.1. Recipiente interior.—Los materiales utilizados en la construcción de los recipientes interiores serán aquellos que expresamente autoriza el código de diseño elegido para las condiciones de trabajo previstos.

Los materiales utilizados en la construcción de los recipientes deben poseer certificados de calidad en los que deberán figurar las características de los mismos exigidas en el código de diseño. Estos valores serán como mínimo los utilizados en el proyecto.

Los depósitos a que se refiere la presente instrucción deben estar contruidos en acero, aluminio, aleaciones de aluminio, cobre o aleaciones de cobre.

Los recipientes de cobre o de sus aleaciones sólo se admitirán para los depósitos que vayan a contener gases exentos de acetileno, admitiéndose hasta un máximo de 50 ppm (0,005 por 100) de acetileno en el etileno.

De estos materiales sólo podrán utilizarse aquellos que resistan la temperatura mínima de servicio. En concreto, se admiten los siguientes materiales.

1. Aceros no aleados de grano fino hasta una temperatura de -60 °C.
2. Aceros al níquel (desde 0,5 a 9 por 100) hasta una temperatura de -196 °C, según el contenido de níquel.
3. Aceros austeníticos al cromo-níquel hasta una temperatura de -270 °C.
4. Aluminio (con un mínimo de 99,5 por 100 de pureza o aleaciones de aluminio).
5. Cobre desoxidado (con un mínimo de 99,5 por 100 de pureza) o aleaciones de cobre de más de 56 por 100 de cobre.

Los materiales utilizados en la construcción de los recipientes deben poseer certificados de calidad en los que deberán figurar las características de los mismos exigidas en el código de diseño. Estos valores serán, como mínimo, los utilizados en el proyecto.

Los materiales usados serán compatibles con el producto contenido. Si el producto contenido provoca una reducción progresiva del espesor del recipiente, éste debe aumentarse en un valor adecuado. Este sobreespesor no se tendrá en cuenta en el cálculo de los espesores mínimos.

3.2.2. Aislamiento.—Todos los depósitos a que se refiere este Reglamento deberán estar térmicamente aislados. El aislamiento podrá realizarse mediante vacío y/o con materiales aislantes. El material aislante no debe ser atacado por el gas contenido.

En el caso de vacío la envolvente deberá tener un punto de fusión superior a 850 °C y estar diseñada para soportar una presión externa de 100 kPa (1 bar efectivo).

Si la envolvente se utiliza como parte del sistema de soporte del depósito interior, debe diseñarse para soportar el peso del recipiente interior, lleno de producto más la presión exterior si existe vacío.

En el caso de emplear materiales aislantes en cámaras sin vacío, éstos deberán no ser combustibles, porosos ni atacables por los gases contenidos y se protegerá el aislamiento mediante una barrera de vapor para evitar la absorción de humedad, su congelación y pérdida de propiedades calorífugas. La superficie exterior del conjunto debe ser capaz de soportar la presión del agua contra incendios.

3.3. Cálculos.—Para el cálculo del espesor de las paredes y fondos de los depósitos, se seguirán las indicaciones del código seleccionado, lo mismo que para el cálculo de orificios.

Para el diseño de los soportes del recipiente interior, deberá tenerse en cuenta la necesidad de transportar el depósito, a no ser que se trate de depósitos contruidos «in situ» y sin posibilidad de cambiarlos de ubicación.

El espesor mínimo (en milímetros) en la parte cilíndrica del recipiente en ningún caso será inferior al obtenido por medio de la siguiente fórmula:

$$c = \frac{D \cdot Pd}{2.000 \sigma \lambda}$$

Siendo:

Pd = Presión de diseño en kPa efectivos.

D = Diámetro interior del depósito en milímetros.

σ = Tensión de cálculo en N/mm².

λ = Coeficiente de seguridad para tener en cuenta la posible debilitación debido a los cordones de soldadura, tomando los valores indicados en el código de diseño utilizado.

La presión de prueba será por lo menos 1,3 veces la máxima presión de trabajo, independientemente de la presión debida a la columna de líquido definida en las condiciones de servicio.

Si el depósito tiene vacío en la cámara de aislamiento, la presión máxima de prueba se aumentará 100 kPa (1 bar), por lo que la presión (pp) será:

$$pp = 100 + 1,3 \times Pt$$

pp y pt se expresarán en kPa efectivos.

Siendo:

pt = Presión máxima de trabajo en kPa efectivos.

Para la determinación de la tensión debida a la prueba hidrostática se tendrán en cuenta las características del material a la temperatura ambiente, tomando $\lambda = 1$.

La tensión del material a la presión de prueba deberá ser inferior al 90 por 100 del límite elástico Re.

3.4. Grado de llenado.—El grado máximo de llenado se determinará de forma que se puedan compensar las dilataciones del líquido correspondiente al aumento de temperatura entre las condiciones de llenado y las de disparo de la válvula de seguridad, sin sobrepasar la capacidad útil del depósito (95 por 100 de la capacidad geométrica).

Para facilitar el cálculo se podrá utilizar el ábaco del anejo II.

Se colocará una válvula de reboso y otro sistema equivalente al 95 por 100 de su capacidad geométrica.

3.5. Construcción.

3.5.1. Soldadura.—En lo referente a la preparación del material a soldar, los procedimientos a utilizar en la ejecución de las uniones soldadas serán los indicados en el código adoptado, y en su defecto, por alguno de los códigos indicados en 3.1.

Los procedimientos de soldadura deberán indicarse en la memoria del proyecto. Los procedimientos deberán ser homologados y los soldadores cualificados para dichos procedimientos.

Asimismo, la forma de unión de los elementos o accesorios a colocar en el depósito, orificios, etc., estarán contruidos de acuerdo con el código de diseño o, en su defecto, con el código ASME.

El grado de control de las mismas soldaduras vendrá dado por lo indicado en el código de diseño empleado.

3.5.2. Elementos primarios y accesorios.—Todos los elementos primarios del depósito, tales como tuberías, válvulas, manómetros, niveles, etcétera, cualquiera que sea su posición en el depósito, deben ofrecer garantías de seguridad no inferiores a las del recipiente interior y estar contruidos con materiales compatibles con el GNL.

Deberán también soportar la presión de prueba del depósito y la mínima temperatura de trabajo.

Los elementos de fijación de estos equipos al depósito serán de materiales resistentes a la corrosión y compatibles con la mínima temperatura de trabajo.

Las juntas deberán ser de material compatible con el GNL contenido y con la temperatura mínima de trabajo.

Las uniones desmontables de tuberías se harán con brida.

En el caso de depósitos con aislamiento al vacío, no deben existir uniones rosca-das ni embreadas en el interior de la cámara de aislamiento.

Deben tenerse en cuenta las dilataciones y contracciones debidas a los cambios de temperatura, así como las vibraciones y movimientos.