



Universidad de
Oviedo



ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN.

MÁSTER UNIVERSITARIO EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

ÁREA DE INGENIERÍA DE LA CONSTRUCCIÓN

TRABAJO FIN DE MÁSTER N.º

CÁLCULO Y DISEÑO DE UN EQUIPO A PRESIÓN SEGÚN EL CÓDIGO ASME SECCIÓN VIII DIV. 1

D. LINOS SOUTO, Illán
TUTOR: D. Álvarez Álvarez, Juan Carlos

FECHA: Junio 2024



Índice

1.- INTRODUCCIÓN	3
1.1.- OBJETIVO	3
1.2.- ALCANCE	3
2.- FUNDAMENTO TEÓRICO	4
2.1.- DEFINICIÓN	4
2.2.- TERMINOLOGÍA	4
2.3.- ELEMENTOS PRINCIPALES.....	7
2.4.- EFECTOS A CONSIDERAR	19
2.5.- RESISTENCIA DEL EQUIPO.....	32
2.6.- ENVOLVENTE CILÍNDRICA A PRESIÓN INTERIOR	34
3.- NORMA ASME VIII DIV.1	37
3.1.- ENVOLVENTES	38
3.2.- FONDOS.....	45
3.3.- TUBULADURAS	49
3.4.- BRIDAS	57
3.5.- CÁLCULOS DE SEGURIDAD	59
3.6.- PRUEBA HIDRÁULICA	62
3.7.- ANÁLISIS DE ESFUERZOS COMBINADOS	63
3.8.- BAJA TEMPERATURA.....	68
4.- METODOLOGÍA	70
4.1.- DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO.....	70
4.2.- INFORMACIÓN DEL CLIENTE.....	71
4.3.- ENVOLVENTE	74
4.4.- FONDOS.....	75
4.5.- TUBULADURAS	76
4.6.- OTROS ELEMENTOS	78
4.7.- CARGAS	82
5.- RESULTADOS	87
5.1.- ENVOLVENTE	87



5.2.- FONDOS.....	88
5.3.- TUBULADURAS	90
5.4.- OTROS ELEMENTOS	92
<u>6.- CONCLUSIONES</u>	<u>94</u>
<u>7.- BIBLIOGRAFÍA</u>	<u>95</u>



1.- Introducción

El presente trabajo de fin de máster se enfoca en el estudio del diseño y cálculo de un equipo a presión, un elemento crucial en diversas industrias, incluyendo la del petróleo y gas. Los equipos a presión son vitales en numerosos procesos industriales y su diseño y cálculo requieren un conocimiento sólido en cálculo estructural, así como conceptos de termodinámica, mecánica de fluidos y resistencia de materiales.

Este trabajo se realiza en colaboración con IDESA, una empresa fundada en 1993 que ha consolidado su posición como uno de los principales proveedores de equipos a largo plazo, como tambores de coque, columnas de vacío, fraccionadores, reactores y unidades de FCC y FCK, así como todo tipo de recipientes y tambores.

En este trabajo, se estudia un equipo a presión específico: un tambor de eliminación de líquidos de gas pobre (Lean Gas KO Drum).

1.1.- Objetivo

El objetivo principal de este trabajo es realizar un análisis exhaustivo y riguroso del diseño y cálculo de este equipo a presión. Se abordarán aspectos como la selección de materiales, la determinación de las dimensiones y formas adecuadas, y la evaluación de la resistencia y durabilidad del equipo bajo diferentes condiciones de operación.

1.2.- Alcance

El alcance de este trabajo comprende desde los fundamentos teóricos del diseño y cálculo de equipos a presión hasta su aplicación práctica. Se explorarán diferentes métodos de cálculo y se evaluarán sus ventajas y desventajas. También se discutirán las normativas y estándares relevantes, como la norma ASME Sección VIII, y cómo influyen en el diseño y cálculo de los equipos a presión.



2.- Fundamento teórico

La información de este apartado se ha obtenido de (Arias, 2005), un manual interno de la empresa donde se explica con detalle el diseño de los equipos a presión. Las tablas y figuras son de elaboración propia basadas en (Arias, 2005).

2.1.- Definición

Un equipo a presión es un contenedor herméticamente sellado diseñado para operar a presiones superiores a la atmosférica. Estos dispositivos se fabrican con materiales resistentes como el acero al carbono o el acero inoxidable, aunque también existen variantes en aluminio, cobre y otros compuestos. La forma de estos equipos puede variar significativamente según su aplicación específica, lo que resulta en diferentes configuraciones de la envolvente y los fondos del equipo.

Los equipos a presión son ampliamente utilizados en una variedad de procesos industriales, incluyendo la destilación, la separación de componentes, la reacción química y el intercambio térmico. En este sentido, son comunes en sectores como el petroquímico, el de refinación de petróleo y el químico, donde se les conoce con diferentes nombres según su función, como columnas de destilación, calderas, separadores, tambores de choque, torres de procesamiento, tanques de almacenamiento a presión, reactores químicos e intercambiadores de calor.

2.2.- Terminología

Se comenta a continuación la terminología relativa a los elementos que intervienen de modo más habitual en los equipos a presión.

Dado que el equipo cilíndrico es el más habitual, en adelante nos referiremos sólo a este tipo de equipos.



Línea de tangencia: Se trata de una línea teórica más que práctica, y se define como la línea en la que la envolvente cilíndrica termina, y comienza la zona curva del fondo adyacente.

Envolvente: Como ya se ha comentado, se trata del cuerpo cilíndrico del recipiente. Una envolvente puede estar formada por una o varias virolas.

Virola: Cada uno de los “anillos” cilíndricos que conforman la envolvente. En el caso más habitual, está formada por el curvado de una sola chapa, pero también, y dependiendo del diámetro del equipo, y de los formatos de chapa disponibles comercialmente, puede estar formada por dos (o incluso más) chapas. En el caso de equipos cuyo diámetro se ajusta al de un tubo comercial, también pueden estar hechas de tubo.

Teja: Cada una de las chapas que conforman una virola, cuando es más de una.

Fondo: Elemento de cierre de la envolvente cilíndrica. En la práctica, no es posible fabricar un fondo si no es con una pequeña parte cilíndrica (denominada “pestaña”) que, aunque forma parte del material del fondo, desde un punto de vista teórico forma parte de la envolvente, puesto que continua su misma forma cilíndrica. Esto provoca que la Línea de Tangencia no coincida con la costura circular que conecta la virola con el fondo.

Costura longitudinal: Unión o costura soldada en sentido longitudinal del equipo, entre los dos bordes de una virola, o entre bordes adyacentes de las tejas de una misma virola.

Costura circular: Más estrictamente, debería denominarse costura circunferencial. Es la costura entre dos virolas adyacentes.

Faldón: Es el elemento auxiliar de soporte más habitual en equipos a presión verticales, esto es, de eje longitudinal vertical. En realidad, no es más que la continuación de la envolvente cilíndrica, y al igual que ésta, puede estar formada por una o varias virolas. La diferencia es que, obviamente, no es una parte a presión, sino que sólo soporta los esfuerzos derivados de la carga de peso, así como los eventuales momentos flectores producidos por cargas horizontales (viento, sismo).



Tubuladura: Cada una de las conexiones del equipo al exterior. Puede ser de varios tipos: de proceso, de instrumentación, o de inspección, en función del servicio a que se destine.

Cuello: Porción de tubo de una tubuladura. Su misión es servir de elemento de transición entre la envolvente o fondo del equipo, y la brida de conexión.

Brida: Es un elemento que proporciona una conexión desmontable, mediante tornillos y junta, a la brida que, fuera ya del equipo a presión, continuará en una eventual línea de tubería que comunique el equipo a presión con otros equipos a presión, bombas, compresores, etc. La gran mayoría de las tubuladuras llevan brida, pero también existen tubuladuras sin ella (conexiones soldadas en campo, y por tanto no desmontables).

Refuerzo: Elemento de atenuación de las tensiones que se concentran en una envolvente o fondo, como consecuencia de la apertura de un agujero para una tubuladura. En la Figura 2.1 se representa un refuerzo consistente en un anillo de chapa, pero existen también otros tipos de refuerzo.

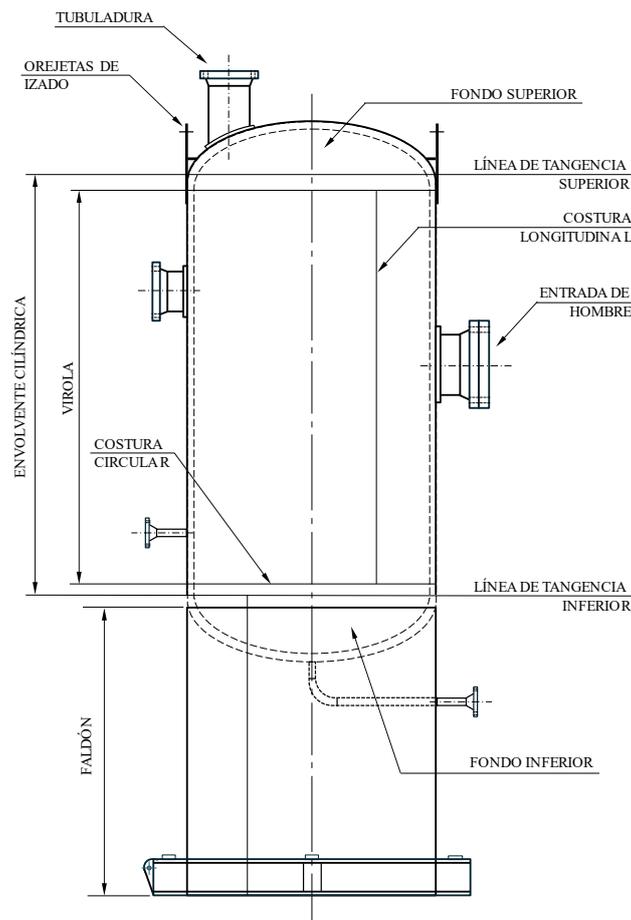


Figura 2.1. Terminología de un equipo a presión

2.3.- Elementos principales

Un equipo a presión está constituido por una cámara estanca con respecto al medio que lo rodea. En dicha cámara se da una presión diferente de la del medio, de modo que sus paredes están sometidas a una diferencia de presión (la existente entre las presiones dentro y fuera de la cámara a presión).

Dicha cámara que habitualmente se llama recipiente, o más comúnmente, equipo a presión, está constituida principalmente por una serie de paredes, que son quienes limitan y separan físicamente el interior y el exterior de la cámara.

Tanto por la lógica búsqueda de la simplicidad y la economía en la fabricación del equipo a presión, como por la necesidad de limitar los esfuerzos en las paredes (o lo que es lo mismo, de utilizar los menores espesores posibles en aquellas), se recurre a formas



geométricas sencillas a la hora de configurar las paredes del recipiente: principalmente cilindros, esferas y conos.

Atendiendo a la mayor o menor presencia del elemento con respecto a la totalidad del equipo, las paredes a presión pueden clasificarse en dos tipos principales: envolventes y fondos.

La envolvente es la parte principal del equipo, configura la mayor parte de la pared a presión de éste, cuando es cilíndrica, o bien la totalidad de este cuando es esférica.

Los fondos constituyen el necesario remate o cierre en los extremos de las envolventes cilíndricas.

2.3.1.- Envolventes

Las envolventes pueden ser de dos tipos: cilíndricas o esféricas. Un equipo de envolvente cilíndrica se llama, por extensión, equipo cilíndrico, mientras que un equipo de envolvente esféricas se conoce normalmente como esfera.

2.3.1.1.- Cilíndricas

Los equipos de envolvente cilíndrica, o equipos cilíndricos, son con mucho los más utilizados. La forma cilíndrica de las chapas que conforman la envolvente permite su obtención por curvado en una máquina apropiada (rodillo de curvar), dado que se trata de una superficie de simple curvatura: la superficie generada es curva en sentido transversal, pero recta en sentido longitudinal.

El curvado es una operación relativamente sencilla, que la mayoría de los talleres de calderería pueden realizar por sus propios medios, y sólo en el caso de que se trate de espesores fuertes, que excedan las posibilidades de los rodillos de curvar habituales, deberá ser confiada a un fabricante especializado. Se trata de una operación, por tanto, que permite la obtención de envolventes de manera económica. Esto hace que los equipos cilíndricos sean mucho más utilizados que los esféricos.

En la Figura 2.2 se puede ver un ejemplo de equipo a presión con envolvente cilíndrica.

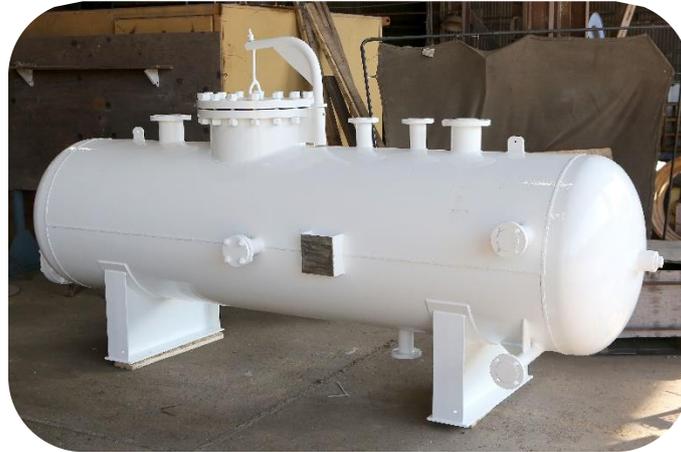


Figura 2.2. Recipiente de envolvente cilíndrica

2.3.1.2.- Esféricas

Los equipos de envolvente esférica, o esferas, son mucho menos habituales en comparación con otros tipos. La generación de una superficie esférica a partir de chapa no implica simplemente su curvado, sino su conformado, lo que implica la creación de una superficie de doble curvatura.

Este tipo de operación debe ejecutarse en prensas, habitualmente de gran capacidad, que no siempre están disponibles en los talleres de calderería. Además, el ensamble o armado de una esfera es también una operación mucho más compleja que en el caso de los equipos cilíndricos. Por lo tanto, el coste final de una esfera es superior al de un equipo cilíndrico del mismo volumen.

Ante esta situación, podría parecer que siempre es más ventajoso diseñar los equipos con envolvente cilíndrica en lugar de esférica. Sin embargo, esto no es cierto: la superficie esférica tiene la ventaja, respecto a la cilíndrica, de que soporta mejor los esfuerzos derivados de la presión. En otras palabras, necesita menos espesor que un cilindro para soportar las mismas condiciones de trabajo.

Esto significa que una esfera resulta en un menor peso que su “equivalente” cilíndrico. Por lo tanto, el coste del material asociado también es inferior. Una esfera es una opción

ventajosa cuando el coste del material es más importante que el coste de fabricación. Esto es común en equipos de gran volumen, destinados principalmente al almacenamiento de derivados del petróleo, en lugar de su procesamiento.

El ejemplo más típico son las esferas de almacenamiento de gases como butano y propano. Estas sustancias se almacenan a presiones en torno a 12 barG, presión que, para los volúmenes habituales de almacenamiento de estos gases, requeriría espesores muy grandes en equipos cilíndricos. La reducción de espesor proporcionada por la esfera, comparada con el cilindro, resulta en una opción económicamente más ventajosa a pesar de los mayores costes de fabricación de la esfera.

En la Figura 2.3 se puede ver un ejemplo de recipiente de envoltura esférica.



Figura 2.3. Recipiente de envoltura esférica

2.3.2.- Fondos

Según se ha comentado anteriormente, la misión de los fondos es cerrar los extremos de una envoltura cilíndrica, para proporcionar la necesaria estanqueidad de la cámara a presión, con relación al medio exterior.

En un principio, podría pensarse en utilizar discos planos de chapa para cerrar ambas bocas del cilindro. Esto es posible, e incluso es la opción elegida en determinados equipos de pequeño tamaño y valores de presión bajos.



No obstante, en la gran mayoría de equipos, esta solución no es aceptable. La superficie plana soporta muy mal los esfuerzos derivados de la presión, o, en otras palabras, necesita espesores muy fuertes para soportarlos. A menudo, los espesores necesarios son totalmente irrealizables, o prohibitivos desde un punto de vista económico.

La solución pasa por la utilización de diversos tipos de fondos, cuyo perfil varía con cada tipo, pero que tienen entre sí algo en común: en lugar de superficies planas, son superficies curvadas.

Los tres tipos más utilizados son: fondos semiesféricos, semielípticos y toriesféricos.

2.3.2.1.- Semiesféricos

Una vez descartada la solución del fondo plano, la opción más evidente es la del fondo semiesférico. Como ya se comentó, la esfera soporta muy bien los esfuerzos derivados de la presión, por lo tanto, no presenta el problema de los fondos planos.

No obstante, nuevamente los costes de fabricación hacen que se prefieran otros tipos de fondo, más baratos de fabricar, excepto cuando el coste de material es determinante: el fondo esférico, al igual que la envolvente esférica, precisa de un conformado a realizar en prensa en cada una de las chapas que lo forman, un corte perimetral muy exacto en cada una de ellas, y un ensamble muy cuidadoso, con lo que la fabricación resulta considerablemente costosa.

Por lo tanto, sólo son de interés los fondos semiesféricos cuando se trata de equipos cilíndricos de presión media o alta.

En los restantes casos (que son los más habituales), resulta económicamente ventajoso utilizar fondos semielípticos o toriesféricos.

En la Figura 2.4 se puede ver la geometría típica de los fondos semiesféricos.

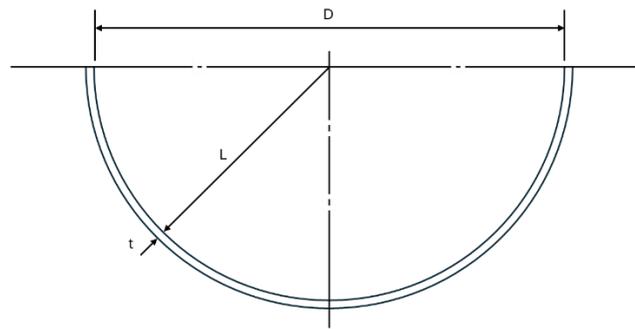


Figura 2.4. Fondo semiesférico

2.3.2.2.- Semi-elípticos

El fondo semi-elíptico está constituido por la superficie generada al hacer girar una curva plana de forma elíptica alrededor del eje menor de ésta.

El fondo así generado se caracteriza por una buena capacidad de resistir presión, de modo que el espesor que necesita tener para soportar una cierta presión es del mismo orden que el que necesita la envolvente cilíndrica adyacente. Al mismo tiempo, sus costes de fabricación son inferiores a los asociados al fondo esférico, dado que suelen realizarse por embutición en prensa, en una sola operación (ya sea en frío o en caliente) o bien por rebordeado (laminación).

Atendiendo a la relación entre los ejes de la elipse que genera el fondo, pueden considerarse diferentes tipos de fondos semi-elípticos.

El más utilizado, con mucha diferencia es el fondo semi-elíptico 2:1. Este fondo es el generado por la rotación de una elipse de ratio de ejes 2 a 1. Por lo tanto, su flecha (distancia medida a lo largo del eje de revolución del fondo, desde el punto de intersección del fondo con dicho eje, hasta con la circunferencia de contacto entre el fondo y la envolvente cilíndrica adyacente) es igual a la cuarta parte del diámetro, ya que coincide con su semieje menor. O lo que es lo mismo, dicha flecha es igual a la mitad de la flecha que tendría un fondo semiesférico del mismo diámetro.

El fondo semi-elíptico 2:1 requiere aproximadamente el mismo espesor que la envolvente cilíndrica a la que se conecta, con pequeñas variaciones, en función del código que se utilice. Ello, unido a los razonables costes de fabricación que conlleva, como ya se ha comentado, hace que sea uno de los fondos más utilizados.

En la Figura 2.5 se puede ver la geometría típica de los fondos semielípticos.

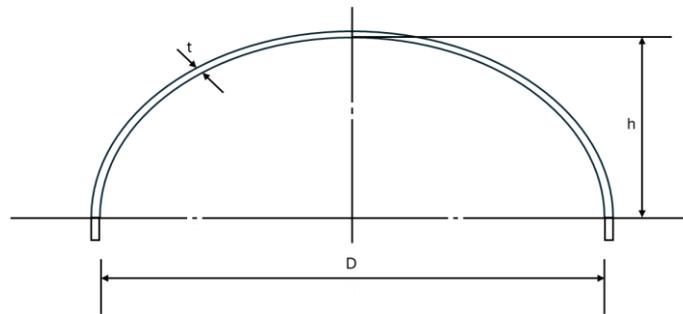


Figura 2.5. Fondo semielíptico

2.3.2.3.- Toriesféricos

El fondo toriesférico se genera, por la unión de una superficie tórica con una superficie esférica. La superficie tórica se genera, a su vez, por la rotación de un arco de circunferencia alrededor de un eje exterior a la misma.

La superficie esférica es de un radio considerablemente mayor que el radio de la envolvente cilíndrica adyacente, de modo que el espesor necesario sería apreciablemente menor que el del cilindro. La superficie tórica, por su parte, realiza el encuentro entre la superficie esférica y la cilíndrica, resultando tangente a ambas en los respectivos puntos de contacto. Se la conoce habitualmente con el nombre de “radio de acuerdo”.

En la zona del radio de acuerdo se producen grandes tensiones de flexión, que conllevan una mayor necesidad de espesor que en la zona de la superficie esférica. Algunos códigos de equipos a presión permiten que ambas zonas se diferencien físicamente, fabricándose a partir de chapas de distinto espesor para cada una de las dos zonas. Sin embargo, lo habitual es que físicamente ambas zonas formen un todo, y se obtengan de una misma chapa, o chapas del mismo espesor. Dicho espesor será, obviamente, el necesario en la zona del radio de acuerdo, que es el mayor de los dos.

En la Figura 2.6 se puede ver la geometría típica de un fondo toriesférico.

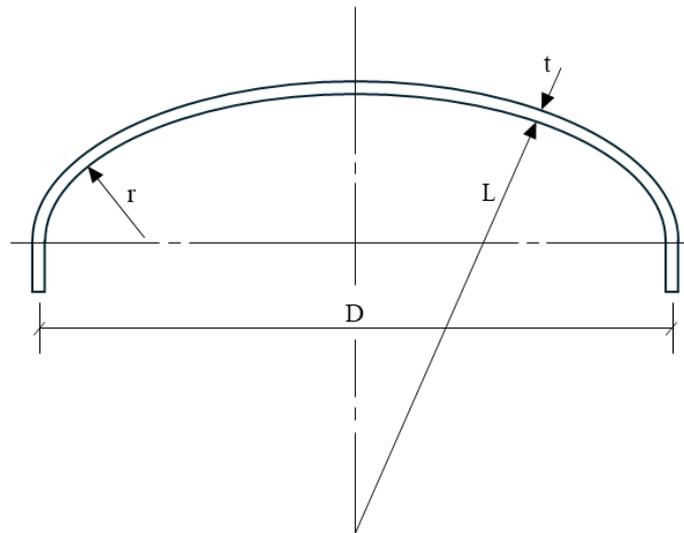


Figura 2.6. Fondo toriesférico

En función de las relaciones entre los radios de calota (zona esférica) y de acuerdo, y el diámetro de la envolvente cilíndrica adyacente, se pueden distinguir varios tipos de fondos toriesféricos. Los más utilizados son los fondos Korbboogen y Klöpfer.

2.3.3.- Conos

El cono es un elemento que no se encuentra en todos los equipos a presión. Sólo está presente en aquellos equipos de envolvente cilíndrica, que por cuestiones relacionadas con el proceso que se da en el interior durante su funcionamiento, necesitan tener zonas con dos (o más) diámetros de cilindro diferentes.

En estos casos, la transición entre los diferentes cuerpos cilíndricos se realiza mediante lo que se llama habitualmente conos (que son, estrictamente hablando, troncos de cono).

2.3.3.1.- Conos rectos

Se denominan conos rectos aquellos conos que se conectan a las envolventes adyacentes en una y otra boca de modo abrupto, produciendo una especie de “esquina” viva en el punto de conexión, que todos los códigos de recipientes a presión tratan de modo especial, dado que es un punto donde existen importantes concentraciones de tensiones.

Son los más habituales cuando el semiángulo de vértices del cono (que es el parámetro de diseño considerado en todos los códigos) no es muy pronunciado (normalmente, menor o igual a 30°). En la Figura 2.7 se representa un cono recto.

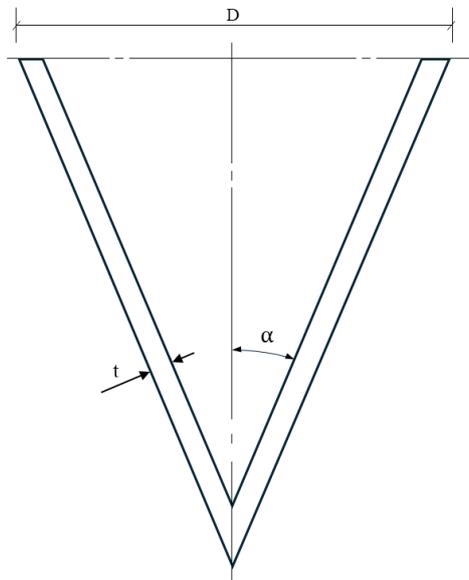


Figura 2.7. Cono recto

2.3.3.2.- Conos con radio de acuerdo

En los conos con radio de acuerdo, la conexión entre la superficie cónica y la cilíndrica se realiza mediante una superficie tórica, que proporciona una transición suave entre ambas, minimizando por lo tanto la concentración de tensiones en esa zona, tal como se puede observar en la Figura 2.8.

Los requisitos en esta zona de radio de acuerdo son menos exigentes que en el caso de un cono recto, dado el menor nivel tensional.

No obstante, los conos con radio de acuerdo presentan la desventaja de implicar una fabricación mucho más costosa, ya que la zona de radio de acuerdo debe ser conformada (por ser una superficie de doble curvatura).

Por ello, sólo se utilizan cuando se dan semiángulos de vértice grandes (típicamente, por encima de 30°), o bien cuando existen razones de proceso que exijan minimizar los puntos de concentración de tensiones.

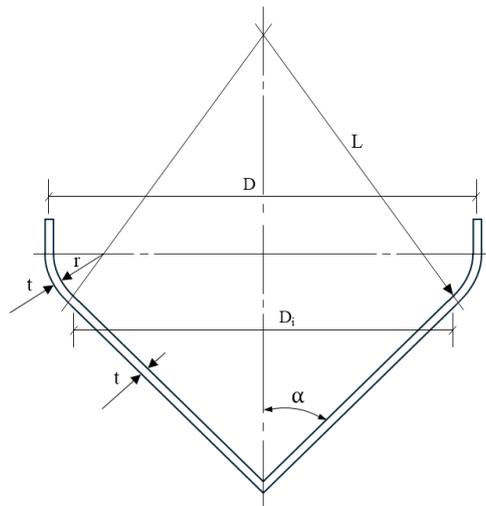


Figura 2.8. Cono con radio de acuerdo

2.3.4.- Tubuladuras

Una tubuladura es una conexión del equipo con una línea de tubería exterior al mismo. Habitualmente, la conexión de la tubuladura a la tubería ha de ser desmontable, lo cual se consigue mediante una unión embridada. Es decir, una unión realizada mediante dos bridas, una en la tubuladura y otra en la tubería, unidas entre sí por pernos o tornillos, y cuya estanqueidad se garantiza por medio de una junta, que se coloca entre las caras de contacto de ambas bridas.

No obstante, esto no es imprescindible: a veces se prefieren uniones soldadas entre el recipiente y la tubería porque no se precisa desmontar la unión durante la vida del equipo. En ese caso, lógicamente, la tubuladura no cuenta con una brida en su extremo. Sin embargo, este no es el caso más habitual.

En la Figura 2.9 se muestran los diferentes elementos que componen una tubuladura con unión por medio de brida:

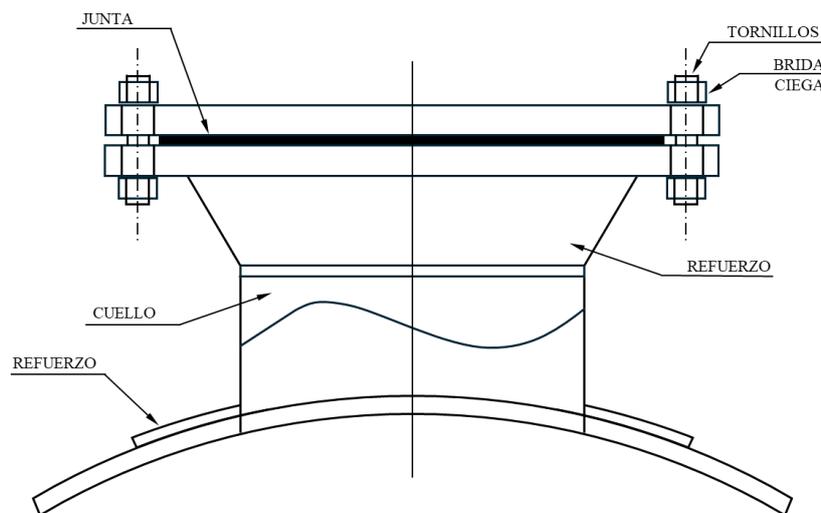


Figura 2.9. Partes de una tubuladura

Cuello: Es la porción de pared a presión que une la pared principal (envolvente o fondo) con la brida de conexión. Habitualmente es un simple trozo de tubo o de chapa curvada, pero también se fabrican de piezas forjadas cuando hay requisitos especiales (por ejemplo, equipos a alta presión).

Brida: Como ya se ha comentado, la brida es el elemento de conexión desmontable que remata la mayoría de las tubuladuras.

Refuerzo: Es necesario reforzar la zona de la envolvente o fondo en la que se abre el agujero de la tubuladura para evitar tensiones excesivas, como se explicará posteriormente. Para ello, el método más habitual consiste en añadir un refuerzo o pad, que no es más que un disco de chapa que rodea el cuello de la tubuladura, y así se ha representado en la Figura 2.9. Sin embargo, en el caso de cuellos forjados, el material de refuerzo necesario se incorpora de modo integral a la forja que constituye el cuello, en lugar de ser una pieza separada; esto se conoce como cuello con autorrefuerzo.

Tipos de Tubuladuras

Las tubuladuras pueden clasificarse tanto por su geometría como por su funcionalidad.

Clasificación por Geometría:

Uniform Thickness: Este tipo de tubuladura tiene un grosor constante a lo largo de toda su longitud.

Pueden ser set in (se insertan en el equipo a presión) o set on (se montan sobre la superficie externa del recipiente a presión).

Variable Thickness: En este caso, el grosor de la tubuladura varía, normalmente incrementándose hacia la base para soportar mejor la presión.

Pueden ser de catalogo (consigues una tubuladura sobrerreforzada) o de fabricación personalizada (permiten optimizar costes de material).

Long Weld Neck: Este tipo de tubuladura se caracteriza por tener un cuello largo, además cuenta con la brida ya forjada en el propio cuello.

En la Figura 2.10 se pueden ver las diferentes geometrías que pueden tener las tubuladuras.

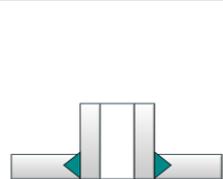
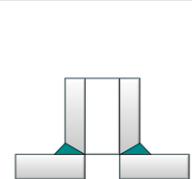
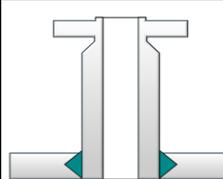
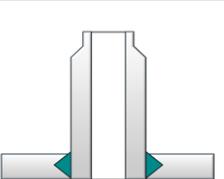
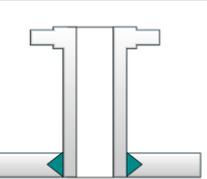
Tipos de tubuladuras según su geometría				
Uniform thickness		Variable thickness		Long weld neck
Set In	Set On	Standard	Custom manufactured	
				

Figura 2.10. Geometrías típicas en tubuladuras

Clasificación por Funcionalidad:

Tubuladuras de Proceso: Son utilizadas para el transporte de fluidos de proceso dentro y fuera del equipo.

Tubuladuras de Instrumentación: Empleadas para la instalación de instrumentos de medición y control.



Tubuladuras de Acceso: Permiten el acceso al interior del equipo para tareas de mantenimiento. Por ejemplo, las entradas de hombre o entrada al faldón.

2.4.- Efectos a considerar

En este capítulo, se pasan a tratar las diferentes acciones a las que un equipo de presión está o puede estar sometido, y que por tanto deberán considerarse a la hora de efectuar el diseño del mismo.

2.4.1.- Presión

La primera acción a considerar en un equipo a presión es, precisamente, la presión que actúa sobre él.

Dado que el equipo a presión separa dos medios (interior y exterior) creando con sus paredes una barrera que aísla uno del otro, la acción de presión que el equipo debe soportar no es ni la presión en su interior ni la de su exterior, sino la diferencia entre ambas. Por ello, y a partir de este punto, cuando en este texto se hable de presión se tratará de una diferencia de presión.

En la gran mayoría de casos, el medio exterior al equipo lo constituye la atmósfera. Entonces, la diferencia de presión que el equipo debe soportar coincide con la presión manométrica o relativa en su interior. Por esta razón, los valores de presión que se especifican para el diseño de equipos suelen darse en forma de presión manométrica (barG, kPaG, psiG) mucho más habitualmente que en forma de presión absoluta (barA, kPaA, psiA). Cuando se proporcionan valores en forma de presión absoluta, lo más aconsejable es traducirlos a presión relativa (simplemente, restando el valor de la presión atmosférica) antes de realizar ningún cálculo, para evitar confusiones.

En aquellos casos especiales en los que el medio exterior del equipo no es la atmósfera (por ejemplo, equipos sumergidos en un fluido), debe calcularse la diferencia de presión más desfavorable existente entre el interior y el exterior del recipiente. Será dicha diferencia la que las paredes del equipo deban soportar.

En función de que esa diferencia de presión actúe “hacia fuera” (es decir, que la presión en el interior sea mayor que en el exterior) o “hacia dentro” (presión en el exterior mayor que la presión en el interior) se dan dos posibles situaciones de diseño: presión interior y presión exterior.

2.4.1.1.- Presión interior

En una condición de presión interior, la diferencia de presión que las paredes del equipo deben soportar actúa “de dentro hacia fuera”, es decir, la presión en el interior del equipo supera a la presión en el exterior del mismo.

Las tensiones que se producen en las paredes del recipiente son principalmente de tracción. Esta es la situación más habitual. Puede decirse que la práctica totalidad de los equipos a presión están diseñados para soportar al menos una condición de presión interior.

En la se Figura 2.11 puede ver la situación de un equipo sometido a presión interior.

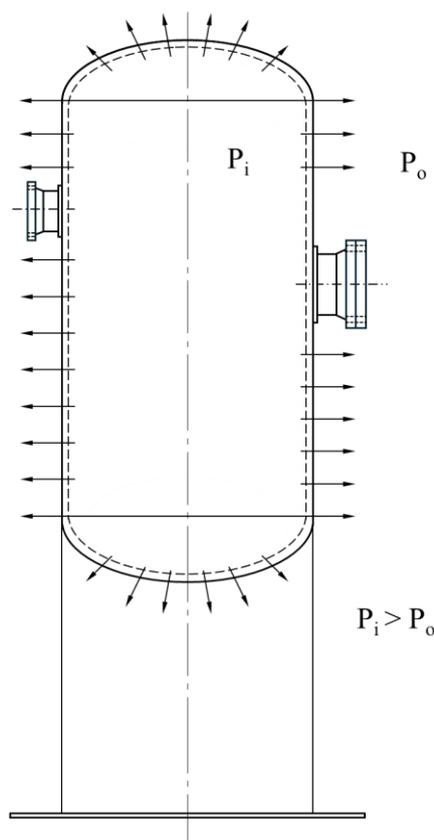


Figura 2.11. Equipo a presión interior



2.4.1.2.- Presión exterior

Por el contrario, en una condición de presión exterior, la presión en el exterior del equipo supera a la presión en su interior, produciendo una diferencia de presión que actúa “de fuera hacia dentro”.

Dicha situación puede deberse a dos motivos: la más habitual, que se produzca una succión o vacío en el interior del recipiente, obteniéndose por tanto una presión en el interior menor que la presión atmosférica que actúa en el exterior; o bien, menos frecuentemente, que el equipo esté o pueda llegar a estar sumergido, superando la presión exterior debida al fluido a la presión interior del equipo.

Dado que la situación más habitual de presión exterior es provocada por un vacío en el interior del equipo, al diseño a presión exterior se le denomina habitualmente diseño a vacío, si bien esta denominación no sería adecuada para el segundo caso, en el que el equipo se encuentra sumergido: se trataría simplemente de diseño a presión exterior.

En cualquier caso, el origen de la situación de presión exterior no tiene relevancia en el diseño del equipo, sino tan sólo el valor de la diferencia de presión que el equipo debe soportar.

Las tensiones que se producen en las paredes del recipiente son, en situación de presión exterior, principalmente de compresión. Por lo tanto, el fallo de presión exterior no es un fallo de resistencia sino de inestabilidad.

Por último, mencionar que existe un valor muy habitual de presión de diseño a presión exterior: el conocido por sus siglas en inglés como F.V. (“Full Vacuum” = Vacío Total), que se corresponde con la situación en la que se produce un vacío o succión total en el interior del equipo (presión absoluta = 0): la diferencia de presión que las paredes del equipo han de resistir es, entonces, igual al valor de la presión atmosférica en el exterior.

En la Figura 2.12 se puede ver un equipo en situación de presión exterior.

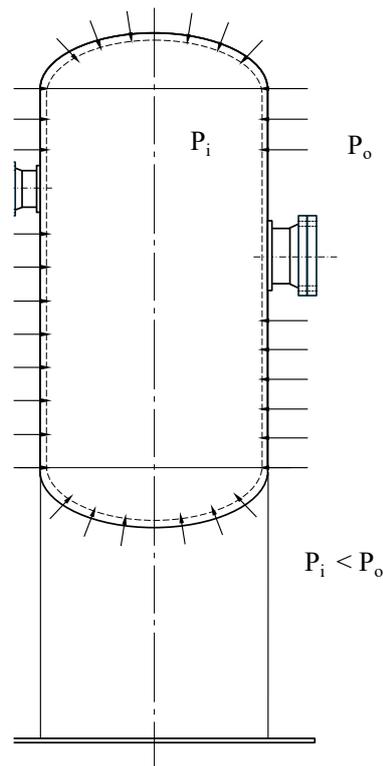


Figura 2.12. Equipo a presión exterior

2.4.1.3.- Condiciones de presión

Durante la vida de un recipiente, son varias las condiciones en las que se encuentra presurizado, de diferentes formas:

En la condición de operación, la presión alcanza el valor máximo establecido por la instalación. Se trata de un valor real, que se da de modo habitual durante el funcionamiento del equipo, o puede darse en una situación de emergencia o similar. Esta condición de operación no es relevante para el diseño, excepto porque a partir de ella se define la condición de diseño.

En la condición de diseño, que es una condición teórica que no se alcanza en la práctica, se mayor en cierta medida la máxima presión de operación, para obtener así un cierto margen de seguridad con respecto a posibles incidencias en la instalación de la que el recipiente forma parte, de modo que pudiese excederse el valor de máxima presión de operación sin comprometer la seguridad del equipo. El equipo se diseña para que pueda resistir la presión que se da en condición de diseño, es decir, la presión de diseño.



En la condición de prueba hidráulica, el equipo, una vez fabricado, se somete a una presión de prueba, previo llenado con un fluido, habitualmente agua. Esta condición sólo se da una vez al finalizar la fabricación, y posteriormente, cada cierto número de años durante su vida útil, en función de la legislación vigente en el lugar de instalación. No obstante, constituye una condición en la que el equipo está también presurizado y sometido a los consiguientes esfuerzos, y por tanto debe también ser analizada durante la fase de diseño del equipo.

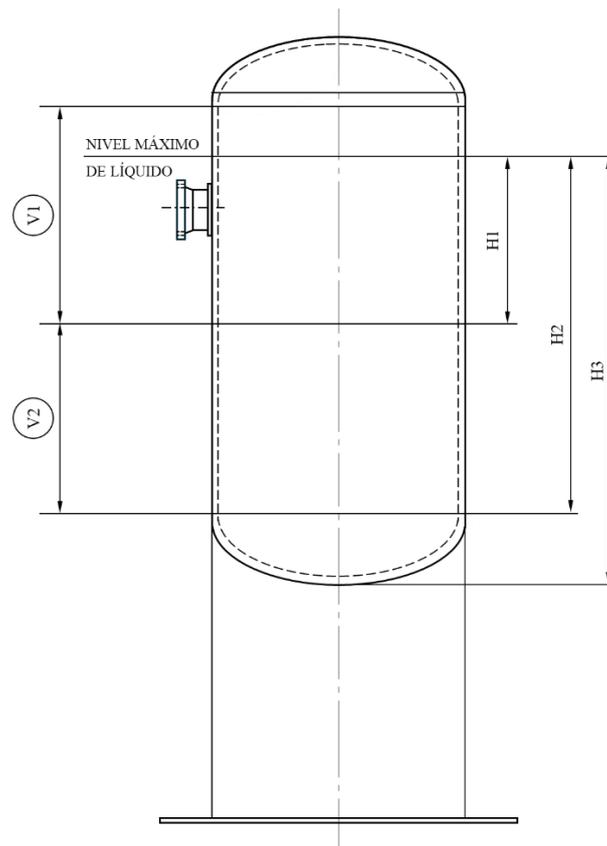
2.4.1.4.- Presión hidrostática

Los equipos a presión contienen en su interior sustancias de carácter líquido o gaseoso. Es obvio que los gases producen valores de presión de columna muy bajos, que son habitualmente despreciados en el diseño de equipos a presión.

Sin embargo, cuando el contenido está en estado líquido, se produce en la parte inferior del recipiente una presión hidrostática, debida al peso de la columna del líquido que se halla sobre ella. Dicha presión debe ser tenida en cuenta, sumándose al valor de la presión de diseño del equipo, cuando se calcula el espesor necesario en la parte inferior del equipo (principalmente, fondo inferior).

En elementos que estén situados a más altura, por ejemplo, virolas intermedias de la envolvente, el efecto de la presión hidrostática será menor, pero deberá también ser tenido en cuenta.

En resumen: es necesario considerar el nivel de líquido más desfavorable que pueden darse en el recipiente (el más alto posible), sumando en cada elemento del equipo a diseñar el valor de presión de diseño el valor de la presión hidrostática correspondiente a la distancia hasta el nivel libre de líquido al que dicho elemento se encuentre, tal como se puede ver en la Figura 2.13.



FONDO SUPERIOR:	PRESIÓN DE DISEÑO
VIROLA V1:	PRESIÓN DE DISEÑO + $\rho g H_1$
VIROLA V2:	PRESIÓN DE DISEÑO + $\rho g H_2$
FONDO INFERIOR:	PRESIÓN DE DISEÑO + $\rho g H_3$

Figura 2.13. Influencia de la presión hidrostática

2.4.2.- Temperatura

Dado que la principal área de actividad industrial en la que los recipientes encuentran aplicación es el sector químico y petroquímico, es extremadamente frecuente que los recipientes estén sometidos a otra acción simultánea con la presión: la temperatura.

En general, los equipos a presión estarán obligados a soportar, como consecuencia del proceso que tiene lugar en su interior, temperaturas por encima del ambiente. Además, en ciertos casos, ya sea por las condiciones ambientales externas, por imposición del proceso, o por necesidades de almacenamiento (LNG, gas natural licuado, por ejemplo), los equipos a presión deberán también ser capaces de soportar temperaturas bajas o muy bajas.



2.4.2.1.- Temperatura alta

El efecto de una subida de la temperatura a la que está sometido el acero es, principalmente, la disminución de sus propiedades mecánicas: el límite elástico y la carga de rotura de un cierto acero a un valor de temperatura superior a la temperatura ambiente, son siempre inferiores a los mismos valores medidos a temperatura ambiente.

Como se verá después, son precisamente éstas dos propiedades, el límite elástico y la carga de rotura, las utilizadas por diferentes códigos de equipos a presión, a la hora de cuantificar la resistencia a un cierto acero.

Por lo tanto, la consecuencia de tener una temperatura alta a la hora de diseñar un equipo a presión es que su resistencia será menor que a temperatura ambiente, y, por tanto, será necesario un mayor espesor de las distintas partes que lo conforman, que en el caso de tener la misma presión actuando a temperatura ambiente.

2.4.2.2.- Temperatura baja

Cuando un equipo está sometido a condiciones de baja temperatura, es decir, temperatura por debajo de la ambiente, las propiedades del acero no se ven disminuidas, al contrario de lo que sucede cuando la temperatura aumenta. Incluso, en algunos aceros como los inoxidables austeníticos, dichas propiedades aumentan; algunos códigos permiten hacer uso de esta mejora, en determinadas ocasiones, obteniéndose por tanto valores de espesor menores que a temperatura ambiente.

Sin embargo, existe un segundo efecto, mucho más peligroso, de una bajada de temperatura por debajo de la temperatura ambiente: la fragilización del acero.

A lo largo de la historia de la construcción metálica, ha habido toda una serie de desgraciados accidentes ocasionados por problemas de fragilización del acero. A raíz de ello, el fenómeno ha sido estudiado en profundidad, de modo que hoy es perfectamente posible la realización de construcciones en acero funcionando a temperaturas bajas o muy bajas, de forma totalmente segura.



El problema se presenta porque, al descender la temperatura por debajo de un cierto valor, que depende del tipo de acero utilizado, el material deja de comportarse de manera dúctil (gran deformación antes de la rotura) y pasa a comportarse de manera frágil (muy poca deformación antes de la rotura). Entonces, una construcción sometida a carga aprovechará cualquier efecto de entalla o concentración de tensiones para propagar las grietas y conducir a la rotura y consiguiente fallo de la estructura o equipo, sin que se haya producido previamente una deformación visible.

En aceros inoxidable austeníticos, no suele haber problema, ya que la temperatura de transición dúctil/frágil es aproximadamente de -200°C , suficiente para la gran mayoría de aplicaciones, incluida la criogenia.

En aceros al carbono o poco aleados, la situación es muy diferente: la temperatura de transición puede estar entre los 10°C y los -45°C , dependiendo de qué acero se trate: 10°C para un acero al carbono estándar, -45°C para un acero al carbono especificado para baja temperatura. Es necesario comprobar la ductilidad del material a la temperatura especificada, mediante la realización de un ensayo Charpy o de resiliencia, mediante el cual se mide la capacidad de absorción de energía que posee un material dado antes de la rotura.

La consecuencia última de este fenómeno es que un acero al carbono que no haya sido especificado para baja temperatura no será capaz de superar el ensayo Charpy, y no será por tanto susceptible de ser utilizado en condiciones de baja temperatura.

Para temperaturas por debajo de -45°C aproximadamente, ya no es posible especificar aceros al carbono que conserven ductilidad suficiente, de modo que es necesario utilizar aceros inoxidables, o bien los denominados aceros criogénicos, que son aceros principalmente con Níquel.

2.4.2.3.- Temperaturas de operación y diseño

Al igual que sucedía con la presión, en el caso de la temperatura existen dos condiciones posibles: condición de temperatura de operación, y condición de temperatura de diseño. Además, y como es lógico, tanto una como otra pueden ser máxima (temperatura alta,



para considerar efectos de resistencia) o mínima (temperatura baja, para considerar a efectos de resiliencia).

La temperatura de operación es la temperatura más desfavorable que se llega o puede llegarse a dar durante la vida del equipo, bien sea en funcionamiento normal, o en una condición de emergencia provocada por un fallo en algún elemento de la instalación de la que el equipo forma parte.

La temperatura de diseño, definida a partir de la temperatura de operación, es un valor ficticio de temperatura, que se usa para diseñar el equipo, y que contiene un cierto margen de seguridad con respecto a la temperatura de operación.

Por todo lo anterior, es obvio que la temperatura de diseño “alta” (la que debemos considerar a efectos de resistencia) será siempre superior a la temperatura máxima de operación, en tanto que la temperatura de diseño “baja” (la considerada a efectos de ductilidad o resiliencia) será inferior a la temperatura mínima de operación.

2.4.3.- Corrosión

El fenómeno de corrosión consiste en el progresivo desgaste de las paredes de acero del equipo a presión, como consecuencia del ataque que sobre las mismas producen las sustancias que se encuentran en su interior (y también exterior, en el caso de equipos sumergidos).

El grado de ataque depende de varios factores, el primero de ellos es la sustancia o sustancias contenidas, que evidentemente serán más o menos agresivas.

Además, para una sustancia dada, su capacidad de atacar a los materiales en contacto con ella depende de la presión y temperatura a la que se encuentre sometida, así como de su concentración.

Otro factor muy importante es lógicamente el material del equipo. Para una sustancia dada, existen materiales que soportan mejor que otros el ataque de aquella, hasta el punto de que, a la hora de decidir los materiales con los que un equipo a presión va a ser fabricado, a



veces resulta determinante la capacidad de resistir el ataque de la sustancia o sustancias que se van a contener en él.

Con todos estos factores, es decir, naturaleza de la sustancia o sustancias, concentración de las mismas, presión y temperatura a la que se encuentran, y material o materiales seleccionados para el equipo, se tendrá un ataque dado, es decir, una cantidad expresada en mm/año que mide el espesor que desaparece como consecuencia de dicho ataque.

Conocida la vida útil del recipiente (que suele oscilar entre 20 y 30 años), se puede entonces saber cuánto espesor se espera perder durante todo el funcionamiento o vida del equipo. Este espesor es el conocido como margen de corrosión.

Desde el punto de vista del diseñador de equipos a presión, el margen de corrosión es un dato de partida, que la ingeniería de proceso ya ha evaluado previamente, en función de los factores aquí reseñados.

El modo de considerar el efecto de la corrosión en el diseño consiste, simplemente, en sumar a todos los espesores que se calculen el valor del margen de corrosión. Se obtendrá así un equipo cuyas paredes dispondrán de un “extra” de espesor, que irá desapareciendo durante la vida útil del equipo.

2.4.4.- Peso

La mayor parte de las zonas de un equipo a presión soportarán, además de la presión y la temperatura, la acción del peso de los elementos situados sobre la zona a estudiar (para el caso concreto de equipos soportados por su base, que es el más habitual). En otro caso, el de equipos suspendidos, alguna de las zonas del equipo soportará la acción del peso de los elementos situados bajo dicha zona.

En cualquier caso, la acción del peso provocará esfuerzos, ya sean de compresión (más frecuentemente) o de tracción, que será necesario incluir en la consideración de acciones que afectan a cualquier equipo a presión.



De todos modos, los esfuerzos derivados del peso, que pueden ser importantes en equipos de tamaño medio o grande, son en la práctica totalidad de los casos considerablemente menores que los producidos por las acciones de viento o sismo.

2.4.5.- Viento

En cualquier equipo a presión, con la excepción de aquellos instalados en recintos cerrados, se da la acción debida al viento, y, por lo tanto, ésta debe ser considerada en el diseño mecánico. Dicha acción consiste en una presión, que se asume horizontal, actuando sobre la superficie del equipo expuesta al viento.

No obstante, sus efectos no tienen la misma relevancia en el diseño final de todos los equipos. Tanto el tamaño del equipo como su configuración tienen una gran influencia en los esfuerzos resultantes de la acción del viento.

Así, en equipos de tamaño medio o grande, de eje horizontal, normalmente el diseño del equipo no se ve condicionado por la consideración de la acción del viento.

Esto también es verdad en equipos de pequeño tamaño, con independencia de si son de eje horizontal o eje vertical.

En cambio, en equipos de tamaño medio o grande, de eje vertical (columnas, torres de destilación, etc.) los esfuerzos debidos al viento pueden ser de gran entidad, llegando incluso en muchos casos a condicionar el diseño del equipo: en tales casos, será necesario aumentar el espesor de una o más virolas del equipo, con respecto a los valores requeridos para soportar sólo los esfuerzos de presión, para que dichas virolas puedan también soportar los esfuerzos derivados del viento.

La cuantificación de los esfuerzos debidos al viento parte de la determinación de la presión de viento que ha de ser aplicada al equipo. Dicha presión no se obtiene del código de diseño del equipo sino de la Norma de acciones sobre edificios y estructuras vigente en el lugar de implantación. A estos efectos, el equipo se considera como un edificio o estructura, luego son las normas aplicables a edificios y estructuras las que proporcionan los valores a considerar.

Para la determinación de la presión de viento, las normas suelen considerar una serie de factores, entre los que están: la zona a la que pertenece el lugar de implantación y la velocidad del viento máxima en esa zona, la altura y anchura del equipo, el grado de exposición de este al viento, el factor de importancia que se le asigna. Existen asimismo otros factores a considerar, que son específicos de cada norma de viento.

En cualquier caso, una vez definida mediante la Norma correspondiente la presión de viento a considerar es necesario calcular la ley de momentos flectores que se produce a lo largo del recipiente.

Dichos valores de momento serán después combinados con los efectos de la presión, a la hora de comprobar los espesores previamente calculados para resistir sólo el efecto de la presión.

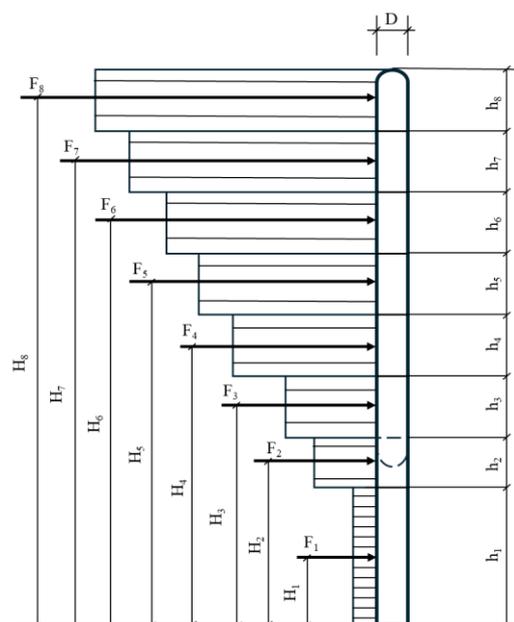


Figura 2.14. Equipo vertical sometido a viento

2.4.6.- Seísmo

A diferencia del viento, el seísmo no es de consideración en todos los equipos a presión, sino sólo en aquéllos que sean instalados en zonas consideradas sísmicas. A estos efectos, se debe aplicar la norma sísmica en vigor en el lugar de instalación.



La acción sísmica se simula mediante la aplicación de un conjunto de fuerzas horizontales que actúan en los distintos puntos en los que se supondrá concentrada la masa del equipo. Dichas fuerzas, una vez calculadas, darán lugar a la correspondiente ley de momentos flectores que deberán combinarse con la presión a efectos de comprobar los espesores previamente calculados.

La acción sísmica suele tener efectos más relevantes en el diseño que la acción del viento. Así, puede decirse que los únicos equipos que no es probable que vean su diseño afectado por la consideración del seísmo son aquellos de pequeño tamaño.

Por el contrario, en los equipos de eje horizontal es frecuente que deban reforzarse tanto los soportes como las zonas de envolvente en contacto con los mismos, por efecto de la acción sísmica.

Y en cuanto a los equipos verticales, es muy frecuente que deban reforzarse en la mayor parte de virolas esté condicionado por la consideración de la acción sísmica, incluso en equipos de pequeña esbeltez.

A efectos de la cuantificación de la acción sísmica, debe consultarse la norma en vigor en el lugar de implantación, que, como ocurría con la norma de viento, es un documento totalmente independiente del código de diseño del equipo.

Los factores que las diferentes normas sísmicas suelen considerar son, entre otros: la mayor o menor sismicidad de la zona, el periodo de vibración del modo fundamental del equipo, el tipo de suelo, y el factor de importancia. Algunas normas consideran, además, otros factores.

En cualquier caso, y una vez calculada la carga sísmica total (que suele darse como valor de carga de cortadura total en el apoyo del equipo), dicha carga debe repartirse entre los diferentes puntos en los que se ha considerado dividido el equipo, mediante un procedimiento propio de cada Norma. Y una vez hecho el reparto, debe calcularse la ley de flectores que resulta de la aplicación de dicho conjunto de fuerzas horizontales.

Es habitual considerar que el seísmo no actúa simultáneamente al viento, de modo que, en cada zona del equipo, se considerará el mayor momento (el producido por el viento, o por el seísmo) a la hora de comprobar el espesor de dicha zona.

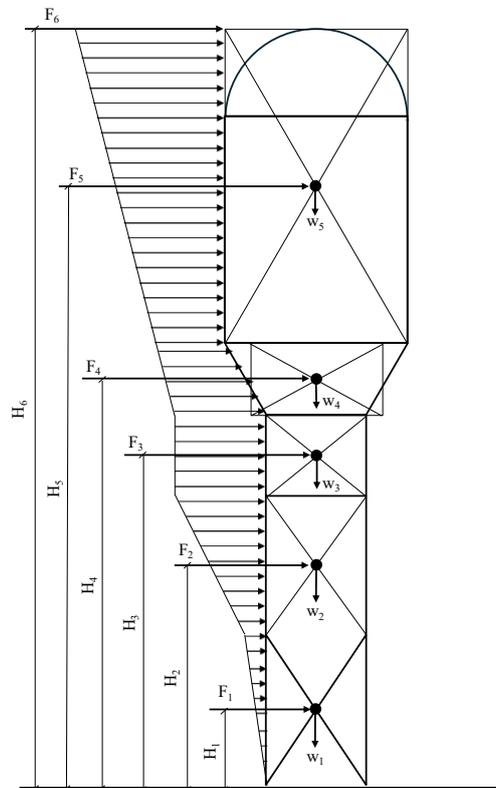


Figura 2.15. Equipo vertical sometido a seísmo

2.5.- Resistencia del equipo

Como ya se ha comentado, la resistencia de un material se ve influenciada por la temperatura a la que éste se encuentre, siendo menor cuanto mayor es ésta.

El concepto de “resistencia”, entendido como característica a utilizar en el diseño mecánico de las diferentes partes que conforman un equipo a presión, está compuesto por dos factores: la tensión admisible, y la eficiencia de junta.



2.5.1.- Tensión admisible

En el diseño mecánico de equipos a presión, la filosofía que la práctica totalidad de los códigos siguen es la tensión admisible, en la que, partiendo de las propiedades mecánicas del material, éstas se minoran mediante unos factores de seguridad, obteniéndose de este modo el valor de la tensión admisible del material a la temperatura que se trate. Dicha tensión admisible será el valor máximo que puede alcanzar la tensión en cualquier punto del equipo. El diseño de las distintas partes que lo conforman se realizará, pues, partiendo de ese valor previamente calculado.

Teniendo en cuenta lo dicho anteriormente, resulta obvio que la tensión admisible de un material dado disminuye al aumentar la temperatura.

Por otro lado, el criterio mediante el cual se llega al valor de tensión admisible, partiendo de las propiedades mecánicas (que, a estos efectos, son el límite elástico y la carga de rotura), es distinto y característica de cada código de recipientes a presión. Por lo tanto, para un mismo material, se tienen distintos valores de tensión admisible, dependiendo del código seleccionado. Y, como consecuencia, el espesor necesario en una misma zona de un equipo será distinto en función de que se considere la aplicación de uno u otro código.

2.5.2.- Eficiencia de junta

El otro factor que interviene en la cuantificación de la resistencia del material es la eficiencia de junta.

Se trata de un factor de reducción de la tensión admisible, que está relacionado con la mayor o menor confianza que pueda tenerse en la calidad de las soldaduras efectuadas en la fabricación del equipo.

La calidad de las soldaduras se juzga mediante la realización de ensayos no destructivos, con posterioridad a la ejecución de dichas soldaduras. En los puntos en los que se realizan dichos ensayos (radiografías o ultrasonidos), se busca detectar los eventuales defectos, procediéndose a su reparación. De este modo, una vez terminada la fase de ensayo,



se tiene certeza de la buena calidad de las soldaduras realizadas en todas aquellas zonas que han sido inspeccionadas.

No obstante, la gran mayoría de códigos permiten, bajo ciertas condiciones, que no se ensaye la totalidad de las soldaduras realizadas, sino un cierto porcentaje de ellas. Cuando se realiza esta especie de muestreo, una gran parte de las soldaduras realizadas no es inspeccionada, y por tanto no puede asegurarse que la calidad de las mismas sea adecuada en su totalidad.

Para compensar este hecho, los códigos suelen exigir, cuando se utiliza este método de muestreo, que se compense la incertidumbre sobre la calidad de las soldaduras con la utilización de un factor de eficiencia de junta que, en lugar de ser igual a 1, como lo es cuando el ensayo de las soldaduras afecta a la totalidad de éstas, adopta un valor inferior a 1, con lo que el valor de la resistencia queda disminuido, y los espesores necesarios en cada parte serán superiores.

2.6.- Envoltente cilíndrica a presión interior

En este apartado se introducirán las dos tensiones principales existentes en una envoltente cilíndrica sometida a una condición de presión interior.

2.6.1.- Tensión circunferencial

La tensión circunferencial que se produce en una envoltente cilíndrica sometida a presión interior tiene por valor:

$$\sigma_L = \frac{PD}{2t} \quad (\text{ec.1})$$

donde:

- P es el valor de la presión interior.
- D es el diámetro de la envoltente cilíndrica

- t es el espesor de la envolvente cilíndrica

Esta tensión es la que tiene lugar en las costuras longitudinales y es crítica para determinar el espesor requerido para asegurar la integridad estructural del equipo bajo presión.

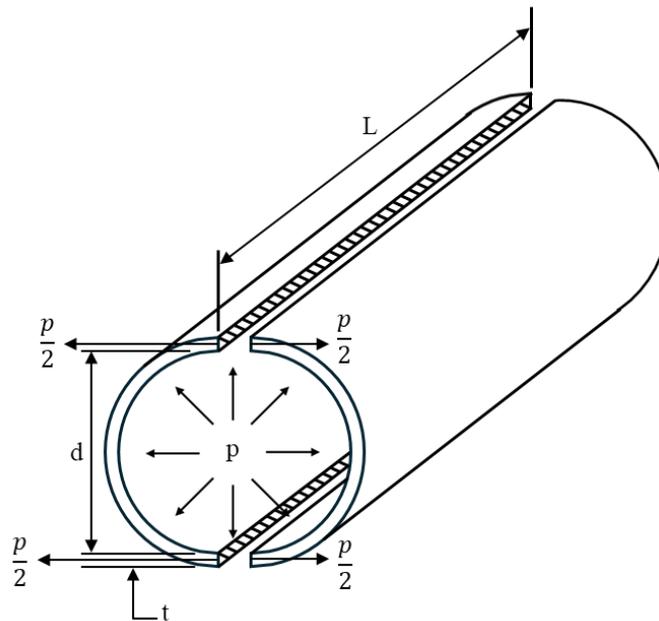


Figura 2.16. Tensión circunferencial en envolvente cilíndrica

2.6.2.- Tensión longitudinal

La tensión longitudinal que se produce en una envolvente cilíndrica sometida a presión interior tiene por valor:

$$\sigma_L = \frac{PD}{4t} \quad (\text{ec.2})$$

donde los símbolos tienen el mismo significado que en el caso anterior.

Esta tensión tiene lugar en las costuras circunferenciales.

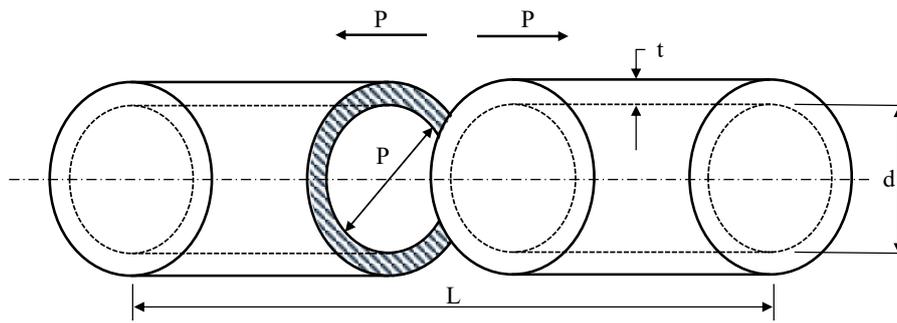


Figura 2.17. Tensión longitudinal en envolvente cilíndrica

La tensión que se produce en las costuras longitudinales es doble de la tensión en las costuras circunferenciales.

Por lo tanto, el espesor necesario para una envolvente cilíndrica sometida a presión interior estará determinado por el esfuerzo en las costuras longitudinales. Esto asegurará que la tensión no exceda el valor de tensión admisible especificado por el código para el material y la temperatura de diseño. Este espesor será el doble del requerido para no superar la tensión admisible en las costuras circulares.



3.- Norma ASME VIII div.1

La información de este apartado se ha obtenido de (American Society of Mechanical Engineers, 2023), que detalla las especificaciones y requerimientos para el diseño, fabricación y prueba de equipos a presión según la norma ASME VIII div.1.

Los países industrialmente más desarrollados han recogido las experiencias en la fabricación de recipientes a presión en forma de textos elaborados por comités técnicos con expertos de las principales empresas y organismos de cada país. Estos textos, conocidos como “códigos”, se han establecido como normas ampliamente reconocidas y aceptadas por fabricantes, inspectores y usuarios finales.

Actualmente, el código a utilizar en un determinado equipo se especifica claramente desde la fase de oferta, ya que regula todos los aspectos relacionados con el diseño, la fabricación, la inspección y las pruebas del equipo. Es crucial definirlo desde el inicio debido a las diferencias en las exigencias de cada código y sus significativas consecuencias económicas.

El código ASME, editado por la American Society of Mechanical Engineers (Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos), tiene una historia dilatada; sus primeras ediciones se publicaron a principios del siglo XX. La tradición y experiencia industrial acumulada en sus sucesivas ediciones, junto con la pujanza industrial de Estados Unidos, han hecho que el código ASME sea el más utilizado en el mundo para recipientes a presión.

De entre todas las secciones y divisiones del ASME, la más utilizada es la Sección VIII, División 1: Reglas estándar para recipientes a presión no sometidos a fuego.

Para el diseño, fabricación e inspección de un equipo a presión, son necesarias también otras secciones y divisiones:

- **ASME II Parte A:** Normas para materiales ferrosos aprobados para su utilización en equipos a presión.
- **ASME II Parte B:** Normas para materiales no ferrosos.



- **ASME II Parte C:** Normas para los materiales de soporte.
- **ASME II Parte D:** Tablas de propiedades mecánicas (tensiones admisibles, límites elásticos, etc.) y gráficas para el diseño a presión exterior.
- **ASME V:** Regula la inspección del equipo.
- **ASME IX:** Regula la soldadura del equipo (condiciones, procesos, homologaciones, etc.).

3.1.- Envolvertes

3.1.1.- Presión interior

En ASME VIII Div.1, la determinación del espesor de una virola o envolvente a presión interior se recoge en el párrafo UG-27.

El cálculo más sencillo que se puede realizar en un equipo a presión es la determinación del espesor necesario de una envolvente cilíndrica a presión interior.

Como puede verse en las ecuaciones (ec.3) y (ec.4), se trata de una fórmula muy sencilla, que se basa en la ley ya vista anteriormente para la determinación de la tensión circunferencial en un cilindro. No obstante, a la hora de aplicar esta fórmula en la práctica, es necesario tener en cuenta los siguientes puntos:

Presión de diseño [P]: En el valor de la presión de diseño actuando sobre la envolvente cilíndrica, es necesario sumar al valor de presión de diseño del recipiente (que se asume actúa en el punto más alto de éste), el valor de la correspondiente presión hidrostática de líquido actuando sobre dicha envolvente, si es el caso.

Radio interior [R]: Dado que todas las dimensiones y geometrías tratadas en el código se han de asumir corroídas, esto es, supuesto el recipiente final de su vida útil, es necesario corroer las dimensiones nuevas. En otras palabras, el valor R del radio a utilizar en la fórmula de UG-27 es el valor del radio corroído, que es obviamente igual al radio en condición nueva, menos el valor del margen de corrosión.



Tensión admisible [S]: El valor de la tensión admisible, para el material de que se trate, a la temperatura de diseño especificada, se obtendrá de la Tabla 1A, contenida en ASME Sección II Parte D.

Eficiencia de junta [E]: El valor a utilizar en el cálculo se obtendrá de la Tabla UW-12 de ASME VIII División 1.

Espesor mínimo requerido [t]: Es el valor mínimo que debe tener el espesor de la virola, obtenido de las siguientes ecuaciones.

Margen de corrosión: Una vez obtenido el valor del espesor necesario para la virola según la fórmula (1) de UG-27, y puesto que dicho espesor será el requerido al final de la vida útil del equipo, para conocer el valor del espesor necesario en el momento presente, al inicio de la vida del equipo, será necesario sumar al valor del espesor ya calculado, el margen de corrosión aplicable.

Cálculo de espesor de diseño a presión interior UG-27	
Envoltantes	
Cilíndricas	Esféricas
$t = \frac{PR}{2SE - 0.6P} + \text{Corrosión} \quad (\text{ec.3})$	$t = \frac{PR}{2SE - 0.2P} + \text{Corrosión} \quad (\text{ec.4})$

La máxima presión de trabajo permitida, a la temperatura de diseño interior, se determina con las ecuaciones (ec.5) y (ec.6):

Máxima presión de trabajo permitida, (a temperatura de diseño interior) UG-27	
Envoltantes	
Cilíndricas	Esféricas
$P = \frac{SEt}{R + 0.6t} - P_s \quad (\text{ec.5})$	$P = \frac{SEt}{R + 0.2t} - P_s \quad (\text{ec.6})$



3.1.2.- Presión exterior

A diferencia de lo que ocurre a presión interior, en donde las tensiones producidas son de tracción, en las paredes de un equipo sometido a presión exterior las tensiones que tienen lugar son de compresión.

Por lo tanto, el fallo bajo una condición de presión exterior no se produce por insuficiente resistencia, sino por inestabilidad (pandeo o abolladura).

El cálculo a presión exterior es, por lo tanto, completamente diferente del cálculo a presión interior. Es necesaria la realización de un procedimiento iterativo que se describe a continuación.

En ASME VIII Div.1, la determinación del espesor de una virola o envolvente a presión exterior se recoge en el párrafo UG-28.

Como puede verse, se trata de una fórmula muy sencilla, que se basa en la ley ya vista anteriormente para la determinación de la tensión circunferencial en un cilindro. No obstante, a la hora de aplicar esta fórmula en la práctica, es necesario tener en cuenta los siguientes puntos:

Presión de diseño [P]: Se trata ahora de la presión exterior de diseño. Obviamente, no debe sumarse término hidrostático alguno, a diferencia de lo que ocurría en el diseño a presión interior.

Longitud de diseño [L]: El concepto de longitud de diseño no existe en el cálculo a presión interior. Sin embargo, en el diseño de envolventes cilíndricas a presión exterior resulta de vital importancia.

A: factor determinado según la Sección II, Parte D, Subparte 3, Figura G y usado para ingresar al gráfico de material aplicable en la Sección II, Parte D, Subparte 3. Para el caso de cilindros con valores de D_0/t menores a 10.

B: factor determinado a partir del gráfico o tabla de material aplicable en la Sección II, Parte D, Subparte 3 para la temperatura máxima de diseño del metal [UG-20(c)].

D_0 : diámetro exterior del tramo del envolvente cilíndrico o tubo.

E: módulo de elasticidad del material a la temperatura de diseño. Para el diseño de presión externa de acuerdo con esta Sección, el módulo de elasticidad a utilizar se tomará del gráfico de materiales aplicable en la Sección II, Parte D, Subparte 3. (Se puede realizar una interpolación entre líneas para temperaturas intermedias).

Si se considera el equipo de la Figura 3.1, en el que las paredes son simplemente una envolvente cilíndrica y dos fondos, puede quizás intuirse cómo se producirá el fallo a presión exterior en la envolvente: ante cualquier ovalización en la forma fabricada final de la misma, (lo que resulta inevitable en la práctica), se producirá un abollamiento aproximadamente en la zona central del equipo, es decir, a media longitud. Sin embargo, las zonas de la envolvente próximas a los extremos probablemente seguirán siendo cilíndricas cuando la zona central ya está abollada.

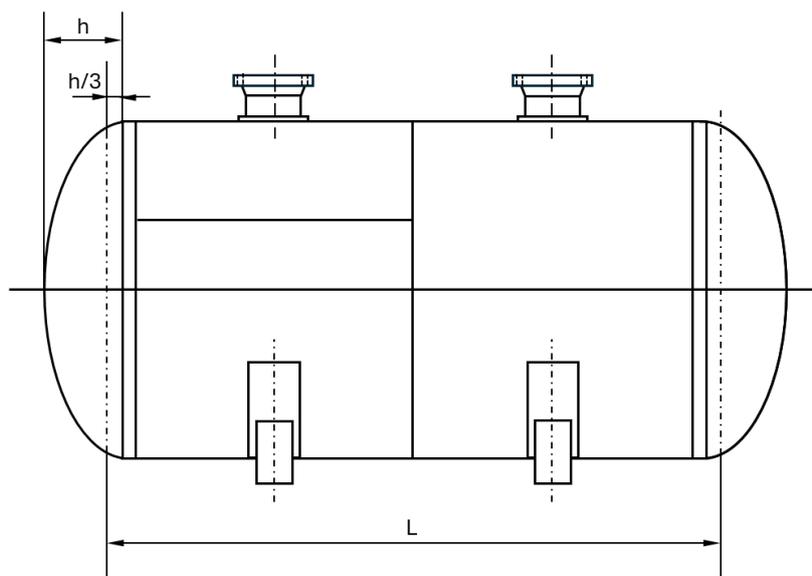


Figura 3.1. Equipo sin rigidizadores

Esto se debe al efecto rigidizador que tienen los fondos sobre las bocas de la envolvente cilíndrica. Lógicamente, la presencia de los fondos dificulta en mucho la ovalización de las zonas próximas a ellos. Los fondos se comportan, pues, como “rigidizadores” de la envolvente, ante un caso de presión exterior. En la distancia o vano entre ambas zonas rígidas, la envolvente deberá soportar la presión exterior sin ayuda. Es, precisamente, a esta distancia a la que se conoce con el nombre de longitud de diseño.

El código ASME VIII Div.1 considera secciones rígidas en los fondos, aquellas que distan un tercio de la flecha del fondo, medido desde la línea de tangencia, según se muestra en la figura. En otras palabras, la longitud de diseño a presión exterior de la envolvente de la figura es un poco mayor que la longitud física de dicha envolvente.

Si se considera ahora el equipo de la Figura 3.2, se ve que se ha añadido un anillo rigidizador. Con ello, se consigue disminuir la longitud de diseño, lo que evidentemente traerá como consecuencia una reducción en el espesor necesario de la envolvente.

En este equipo, existen dos tipos de secciones rígidas o, según la terminología del código, líneas de soporte: por un lado, las dos propias de los fondos, y por otro, la correspondiente al anillo rigidizador. Es por eso por lo que el código define el concepto de longitud de diseño como la distancia entre las líneas de soporte.

Obviamente, para que un anillo rigidizador pueda ser considerado línea de soporte, su sección transversal ha de estar dimensionada de modo que cumpla los requisitos impuestos por el código (momento de inercia).

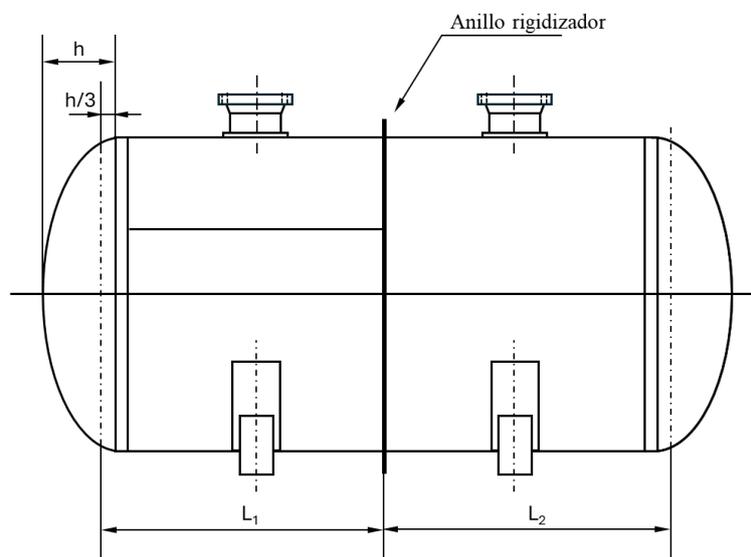


Figura 3.2. Equipo con anillo rigidizador



3.1.2.1.- *Envolverte cilíndrica*

Cálculo:

Presión exterior, (Corroída y a temperatura exterior) UG-28(c)

PASO 1: Asumir un valor del espesor necesario t , y determinar los ratios $\frac{L}{D_o}$ y $\frac{D_o}{t}$.

PASO 2: Utilizar los ratios $\frac{L}{D_o}$ y $\frac{D_o}{t}$ en la Figura G de ASME II Parte D, para obtener el valor de A.

PASO 3: Entrar con el valor de A en la gráfica del material correspondiente, en ASME II Parte D.

PASO 4: Con el valor de B obtenido, calcular P_a :

$$P_a = \frac{4B}{3(D_o/t)} \quad (\text{ec.7})$$

PASO 5: Comparar P_a con la presión de diseño exterior. Iterar en caso necesario.

Espesor de diseño para presión exterior (P_a):

$$t_a = t + \text{Corrosión} \quad (\text{ec.8})$$

3.1.2.2.- *Envolverte esférica*

Cálculo:

Presión exterior, (Corroída y a temperatura exterior) UG-33

PASO 1: Asumir un valor del espesor necesario t , y calcular el factor A usando la siguiente ecuación:

$$A = \frac{0.125}{\left(\frac{R_o}{t}\right)} \quad (\text{ec.9})$$



PASO 2: Utilizar el ratio A en el gráfico de material aplicable de ASME II Parte D, moverte verticalmente hasta intersecar la línea de material/temperatura para la temperatura de diseño.

PASO 3: Moverte horizontalmente desde la intersección para obtener el valor del factor B.

PASO 4: Con el valor de B obtenido, calcular P_a :

$$P_a = \frac{B}{(R_0/t)} \quad (\text{ec.10})$$

PASO 5: Comparar P_a con la presión de diseño exterior. Iterar en caso necesario.

Espesor de diseño para presión exterior (P_a):

$$t_a = t + \text{Corrosión} \quad (\text{ec.11})$$

3.1.3.- Presión interior y exterior

La práctica totalidad de los equipos a presión están diseñados para soportar, al menos, una condición de presión interior. De ellos, un importante porcentaje están diseñados para soportar algún grado de presión exterior.

Cuando se pide diseño a presión tanto interior como exterior, resulta obvio que el proceso a seguir consiste en aplicar, por separado, los requisitos aplicables a cada una de las dos condiciones, y elegir una solución que satisfaga todos los requisitos. No obstante, por su interés, vamos a continuación a detallar el proceso que debe asegurarse:

PASO 1: Calcular la envolvente a presión interior, y obtener el espesor necesario, t_i .

PASO 2: Asumir que no existen anillos rigidizadores, y calcular la presión exterior, obteniendo t_e .

PASO 3: Si $t_i > t_e$, no se colocarán anillos rigidizadores; el espesor necesario es t_i .

PASO 4: Si $t_i < t_e$, asumir un cierto número de anillos, y recalculer t_e , que disminuirá.



PASO 5: Ensayar varias soluciones, variando el número de anillos: t_{e1} , t_{e2} , t_{e3} , ... Sólo serán válidas las soluciones que resulten en un espesor igual o mayor que t_i .

PASO 6: De todas las soluciones válidas, escoger la que se encuentre más económica.

3.2.- Fondos

3.2.1.- Presión interior

D = diámetro interior del faldón de la cabeza; o longitud interior del eje mayor de una cabeza elipsoidal; o diámetro interior de una cabeza cónica en el punto considerado, medido perpendicularmente al eje longitudinal.

D_i = diámetro interior de la porción cónica de una cabeza tórico-cónica en su punto de tangencia con el radio de unión, medido perpendicularmente al eje del cono. Se define como: ($D_i = D - 2r(1 - \cos \alpha)$).

E = la menor eficiencia de cualquier junta en la cabeza; para cabezas hemisféricas, esto incluye la junta cabeza a casco; para recipientes soldados, usar la eficiencia especificada en UW-12.

L = radio interior esférico o de la corona. El valor de L para cabezas elipsoidales se obtendrá de la Tabla UG-37.

P = presión interna de diseño (ver UG-21).

r = radio interior de la unión.

S = el máximo esfuerzo admisible en tensión según lo indicado en las tablas referenciadas en UG-23, excepto según lo limitado en UG-24 (a) y (b) a continuación.

t = espesor mínimo requerido de la cabeza después de la formación.

t_s = espesor mínimo especificado de la cabeza después de la formación, en mm (milímetros). (t_s) deberá ser $\geq t$.



(α) = la mitad del ángulo de vértice (ángulo de la cúspide) del cono en el centro de la cabeza

Estas ecuaciones (ec.12, ec.13 y ec.14) son utilizadas para determinar el espesor mínimo requerido de los fondos de recipientes a presión bajo condiciones de presión interior. El espesor calculado asegura que el fondo puede soportar la presión interna sin fallos estructurales durante la vida útil del equipo. Es importante considerar el margen de corrosión C para garantizar que el equipo mantendrá su integridad estructural a lo largo del tiempo, teniendo en cuenta la pérdida de material debido a la corrosión.

Cálculo de espesor de diseño a presión interior UG-32		
Fondos		
Elipsoidales	Esféricos	Toriesféricos
$t = \frac{PD}{2SE - 0.2P} + C$ (ec.12)	$t = \frac{PL}{2SE - 0.2P} + C$ (ec.13)	$t = \frac{PD_i}{2 \cos\alpha(SE - 0.6P)} + C$ (ec.14)

Las ecuaciones (ec.15, ec.16 y ec.17) determinan la máxima presión de trabajo permitida para los fondos a una temperatura de diseño específica. Esta presión es la máxima a la que puede operar el equipo de manera segura. Estas ecuaciones consideran la eficiencia de la junta E y la tensión admisible del material S , que varían según las condiciones de operación y los materiales utilizados.

Máxima presión de trabajo permitida, (a temperatura de diseño interior) UG-27		
Fondos		
Elipsoidales	Esféricos	Toriesféricos
$P = \frac{2SEt}{D + 0.2t} - P_s$ (ec.15)	$P = \frac{2SEt}{L + 0.2t} - P_s$ (ec.16)	$P = \frac{2SEt \cos\alpha}{D + 1.2t \cos\alpha} - P_s$ (ec.17)

3.2.2.- Presión exterior

D_o = diámetro exterior del faldón de la cabeza.

$D_o/2h_o$ = relación del eje mayor al eje menor de las cabezas elipsoidales, que equivale al diámetro exterior del faldón de la cabeza dividido por dos veces la altura exterior de la cabeza (ver Tabla UG-33.1).



D_L = diámetro exterior en el extremo grande de la sección cónica considerada.

D_S = diámetro exterior en el extremo pequeño de la sección cónica considerada.

D_{SS} = diámetro exterior en el extremo pequeño de la sección cónica considerada.

h_o = la mitad de la longitud del eje menor exterior de la cabeza elipsoidal, o la altura exterior de la cabeza elipsoidal medida desde la línea tangente.

K_o = factor que depende de las proporciones de la cabeza elipsoidal ($D_o/2h_o$) (ver Tabla UG-33.1).

L_c = longitud axial del cono o sección cónica (ver Figura UG-33.1).

L_e = longitud equivalente de la cabeza cónica o sección entre líneas de soporte [ver (g)].

R_o = para cabezas hemisféricas, el radio exterior.

- para cabezas elipsoidales, el radio esférico equivalente exterior tomado como ($K_o D_o$).
- para cabezas torisféricas, el radio exterior de la porción de la corona de la cabeza.

t = espesor mínimo requerido de la cabeza después de la formación

t_e = espesor efectivo de la sección cónica.

($t_e = t \cos \alpha$).

(α) = la mitad del ángulo de vértice en fondos y secciones cónicas, en grados.

Cálculo:

Presión exterior, (Corroída y a temperatura exterior) UG-33

PASO 1: Asumir un valor del espesor necesario t , y calcular el factor A usando la siguiente ecuación:



$$A = \frac{0.125}{\left(\frac{R_o}{t}\right)} \quad (\text{ec.18})$$

PASO 2: Utilizar el ratio A en el gráfico de material aplicable de ASME II Parte D, moverte verticalmente hasta intersecar la línea de material/temperatura para la temperatura de diseño.

PASO 3: Moverte horizontalmente desde la intersección para obtener el valor del factor B.

PASO 4: Con el valor de B obtenido, calcular P_a :

$$P_a = \frac{B}{(R_o/t)} \quad (\text{ec.19})$$

PASO 5: Comparar P_a con la presión de diseño exterior. Iterar en caso necesario.

Espesor de diseño para presión exterior (P_a):

$$t_a = t + \text{Corrosión} \quad (\text{ec.20})$$

3.2.3.- Presión interior y exterior

La práctica totalidad de los equipos a presión están diseñados para soportar, al menos, una condición de presión interior. De ellos, un importante porcentaje están diseñados para soportar algún grado de presión exterior.

Cuando se pide diseño a presión tanto interior como exterior, resulta obvio que el proceso a seguir consiste en aplicar, por separado, los requisitos aplicables a cada una de las dos condiciones, y elegir una solución que satisfaga todos los requisitos. No obstante, por su interés, vamos a continuación a detallar el proceso que debe asegurarse:

PASO 1: Calcular la envolvente a presión interior, y obtener el espesor necesario, t_i .

PASO 2: Asumir que no existen anillos rigidizadores, y calcular la presión exterior, obteniendo t_e .



PASO 3: Si $t_i > t_e$, no se colocarán anillos rigidizadores; el espesor necesario es t_i .

PASO 4: Si $t_i < t_e$, asumir un cierto número de anillos, y recalculer t_e , que disminuirá.

PASO 5: Ensayar varias soluciones, variando el número de anillos: t_{e1} , t_{e2} , t_{e3} , ... Sólo serán válidas las soluciones que resulten en un espesor igual o mayor que t_i .

PASO 6: De todas las soluciones válidas, escoger la que se encuentre más económica.

3.3.- Tubuladuras

3.3.1.- Cálculo a presión del cuello

Un cuello es, ante todo, una envolvente cilíndrica. Pese a sus particularidades, derivadas del hecho de conectar una pared a presión, con la que entronca generando una unión en esquina, con una brida, la primera consideración del cuello es como simple envolvente cilíndrica sometida a presión. Por lo tanto, es necesario determinar el espesor mínimo exigido por el código para dicho cuello, del mismo modo que ya se explicó anteriormente para las envolventes cilíndricas.

De este cálculo se obtiene un primer valor de espesor requerido, que ha de cumplirse. No obstante, para los valores de presión medios o bajos, el valor obtenido será pequeño, de modo que la práctica constructiva aconsejará adoptar un espesor mayor.

Por otro lado, el código regula también los detalles de unión del cuello con la envolvente o fondo. Al ser una zona de gran concentración de tensiones, todos los aspectos relacionados con dichos detalles de unión están minuciosamente descritos en el código.

Límite de refuerzo paralelo según UG-40

$$L_R = \max[d; R_n + (t_n - C_n) + (t - C)] \quad (\text{ec.21})$$

Límite normal de refuerzo externo según UG-40

$$L_H = \min[2,5 \cdot (t - C); 2,5 \cdot (t_n - C_n) + t_e] \quad (\text{ec.22})$$



Espesor requerido del cuello por UG-27(c)(1)

$$t_{rn} = \frac{P \cdot R_n}{S_n \cdot E - 0,6 \cdot P} \quad (\text{ec.23})$$

Espesor requerido, t_r , según UG-37(a)

$$t_{rn} = \frac{P \cdot R}{S \cdot E - 0,6 \cdot P} \quad (\text{ec.24})$$

3.3.2.- Requisitos de espesor del cuello

Además de lo exigido por el código para cualquier envolvente cilíndrica, el cuello de una tubuladura tendrá también que cumplir ciertos requisitos especiales, previstos en el código para conseguir que los cuellos tengan una resistencia inherente, ante hechos como la transmisión de una cierta carga o momento desde la tubería conectada. Dichos requisitos aparecen en el párrafo UG-45(b), y, como es comprensible, no son de aplicación a tubuladuras de acceso a inspección, donde no existe conexión a tubería, sino una simple brida ciega que cierra el agujero de la brida para posibilitar la operación normal del equipo.

3.3.3.- Cálculo del refuerzo

Como ya se ha comentado anteriormente, la instalación de una tubuladura conlleva la apertura de un agujero en la pared a presión, y en la zona próxima a los bordes de éste se produce como consecuencia una concentración de tensiones que debe ser estudiada y corregida.

Con los medios disponibles en la actualidad, es perfectamente posible analizar el campo tensional originado, y hacer las modificaciones necesarias en la zona, añadiendo material de refuerzo donde convenga, para obtener un estado tensional aceptable. La informática y el método de los elementos finitos lo permiten.

Sin embargo, el código, escrito en una época donde esto no era posible, desarrolló en unas reglas de cálculo, muy sencillas de utilizar, para poder abordar el problemas sin grandes complicaciones. Esas reglas siguen estando vigentes hoy, y han de ser utilizadas.



En lugar de calcular tensiones en ciertos puntos, aunque fuera de modo muy aproximado, el código parte de un sencillo principio, ilustrado en la Figura 3.3: considerada una sección transversal que contenga al eje de la tubuladura, el material eliminado por la apertura del agujero ha de ser repuesto en la zona próxima de este.

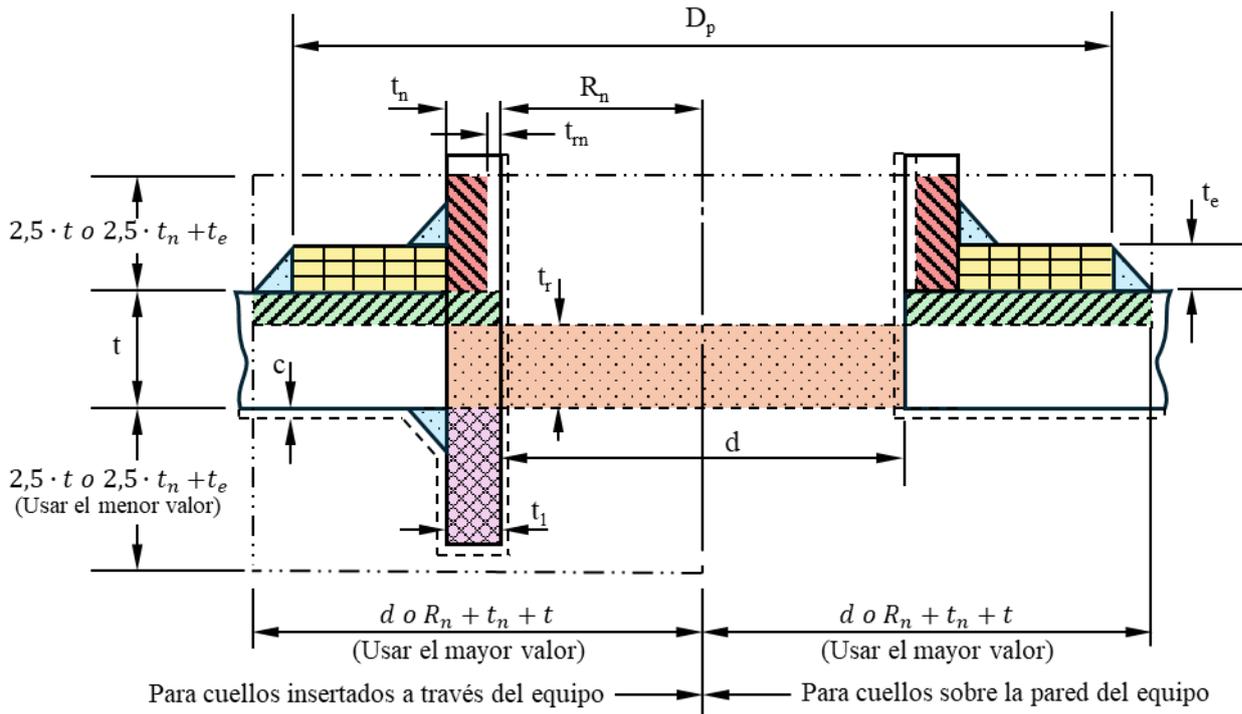
La mayor o menor proximidad al agujero se establece mediante los denominados “límites de refuerzo”, constituidos por las líneas señaladas en la Figura 3.3. Cualquier material que se añada como refuerzo, ha de colocarse dentro de la zona indicada, para tener valor como tal.

No puede contabilizarse como área de refuerzo la que, aun estando dentro de estos límites, está dedicada a soportar la presión, en la envolvente o fondo, y en el cuello. Pero sí la que, perteneciendo a alguno de estos elementos, existe en exceso de la requerida por el código (corresponde a las zonas seccionadas en diagonal en la figura).

Si estas áreas en exceso no son suficientes para compensar la pérdida de material del agujero, debe instalarse área adicional, generalmente por medio de un refuerzo de chapa.

Este procedimiento se encuentra formulado en el código, como se muestra en la Figura 3.3, de modo que no existe ningún lugar de duda en cuanto a la aplicación de estos requisitos.

Como es obvio, la aplicación de estas reglas no tiene una relación cuantificable con la atenuación del campo tensional producido por la apertura del agujero de la tubuladura. Y el código así lo reconoce, cuando establece que puede darse el caso de que una tubuladura reforzada mediante estas reglas, experimente en algún punto de su geometría tensiones muy por encima de la tensión admisible; no obstante, el código añade a continuación que, pese a ello, la experiencia que se halla detrás de la aplicación de este método a través de los años, con resultados satisfactorios, justifica su validez.



Sin elemento de refuerzo

= $A = d \cdot t_r \cdot F + 2 \cdot t_n \cdot t_r \cdot F \cdot (1 - f_{r1})$

Área requerida

= $A_1 \begin{cases} = (d - 2 \cdot t_n \cdot (1 - f_{r1})) \cdot (E_1 \cdot t - F \cdot t_1) \\ = (2 \cdot (t + t_n) - 2 \cdot t_n \cdot (1 - f_{r1})) \cdot (E_1 \cdot t - F \cdot t_1) \end{cases}$

Área disponible en carcasa;
usar mayor valor

= $A_2 \begin{cases} = 5 \cdot (t_n - t_{rn}) \cdot f_{r2} \cdot t \\ = 5 \cdot (t_n - t_{rn}) \cdot f_{r2} \cdot t_n \end{cases}$

Área disponible en el cuello exterior;
usar menor valor

= $A_3 = 5 \cdot t \cdot t_i \cdot f_{r2}$
 $= 5 \cdot t_1 \cdot t_i \cdot f_{r2}$
 $= 2 \cdot h \cdot t_i \cdot f_{r2}$

Área disponible en el cuello interior;
usar menor valor

= $A_{41} = \text{soldadura exterior del cuello} = (leg)^2 \cdot f_{r2}$

Área disponible en la soldadura exterior

= $A_{43} = \text{soldadura interior del cuello} = (leg)^2 \cdot f_{r2}$

Área disponible en la soldadura interior

Si $A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{43} > A$

Está correctamente reforzado

Si $A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{43} < A$



Con elemento de refuerzo

	$= A = d \cdot t_r \cdot F + 2 \cdot t_n \cdot t_r \cdot F \cdot (1 - f_{r1})$	Área requerida
	$= A_1 \begin{cases} = (d - 2 \cdot t_n \cdot (1 - f_{r1})) \cdot (E_1 \cdot t - F \cdot t_1) \\ = (2 \cdot (t + t_n) - 2 \cdot t_n \cdot (1 - f_{r1})) \cdot (E_1 \cdot t - F \cdot t_1) \end{cases}$	Área disponible en carcasa; usar mayor valor
	$= A_2 \begin{cases} = 5 \cdot (t_n - t_{rn}) \cdot f_{r2} \cdot t \\ = 2 \cdot (t_n - t_{rn}) \cdot (2,5 \cdot t_n + t_e) \cdot f_{r2} \end{cases}$	Área disponible en el cuello exterior; usar menor valor
	$= A_3 = 5 \cdot t \cdot t_i \cdot f_{r2}$ $= 5 \cdot t_1 \cdot t_i \cdot f_{r2}$ $= 2 \cdot h \cdot t_i \cdot f_{r2}$	Área disponible en el cuello interior; usar menor valor
	$= A_{41} = \text{soldadura exterior del cuello} = (leg)^2 \cdot f_{r3}$	Área disponible en la soldadura exterior
	$= A_{42} = \text{soldadura exterior del elemento} = (leg)^2 \cdot f_{r4}$	Área disponible en la soldadura exterior
	$= A_{43} = \text{soldadura interior del cuello} = (leg)^2 \cdot f_{r2}$	Área disponible en la soldadura interior
	$= A_5 = (D_p - d - 2 \cdot t_n) \cdot t_e \cdot f_{r4}$	Área disponible en el elemento
Si $A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{42} + A_{43} + A_5 > A$		Está correctamente reforzado

Figura 3.3. ASME VIII Div.1 Figura UG-37.1

UW-16(c) Verificación de soldadura

Para determinar el espesor mínimo requerido para la soldadura. Se toma el valor mínimo entre 0.75 pulgadas, el espesor nominal de la pared de la boquilla (t_n), y el espesor nominal de la carcasa del recipiente (t). Esta comparación asegura que el espesor utilizado no sea excesivo ni insuficiente, garantizando así una soldadura adecuada y segura.

$$t_{\min} = \min[0,75, t_n, t] \tag{ec.25}$$

Esta fórmula establece el espesor mínimo de la esquina interior de la soldadura. Se toma el menor valor entre 0.25 pulgadas y el 70% del espesor mínimo (t_{\min}). Esto garantiza que las esquinas interiores de la soldadura tengan suficiente espesor para soportar las tensiones internas, sin ser demasiado gruesas, lo que podría afectar la integridad estructural y la distribución de tensiones.

$$t_{c(\min)} = \min[0,25, 0,7 \cdot t_{\min}] \tag{ec.26}$$



Esta fórmula calcula el espesor real de la esquina interior de la soldadura, basado en la dimensión de la pata de la soldadura (Leg). Al multiplicar la dimensión de la pata por 0.7, se asegura que el espesor de la soldadura en la esquina interior sea adecuado para soportar las condiciones operativas. Esto es crucial para evitar fallos estructurales en las áreas donde las tensiones pueden ser más altas debido a los cambios en la geometría del recipiente.

$$t_{c(\text{actual})} = 0,7 \cdot \text{Leg} \quad (\text{ec.27})$$

UG-45 Verificación del espesor del cuello de tubuladura

PASO 1: Determinación de t_a

t_a : Espesor mínimo del cuello requerido para soportar la presión interna y externa utilizando UG-27 y UG-28 (más la tolerancia por corrosión y roscado, según sea aplicable). Se deben considerar los efectos de fuerzas y momentos externos de cargas suplementarias (véase UG-22). Los esfuerzos de corte causados por las cargas de UG-22 no deben exceder el 70% del esfuerzo a tracción admisible para el material de la boquilla.

$$t_a = \max[t_{a\text{UG-28}}, t_{a\text{UG-22}}] \quad (\text{ec.28})$$

PASO 2: Determinación de t_{b2}

t_{b2} : Para recipientes bajo presión interna, es el espesor (más la tolerancia por corrosión) requerido para la presión, suponiendo que $E=1.0$, en la virola o fondo en la ubicación donde el cuello de la boquilla u otra conexión se une al recipiente. En ningún caso será menor que el espesor mínimo especificado para el material en UG-16(b).

$$t_{b2} = \frac{P \cdot R}{S \cdot E - 0.6 \cdot P} + \text{Corrosión} \quad (\text{ec.29})$$

$$t_{b2} = \max[t_{b2}, t_{b\text{UG16}}] \quad (\text{ec.30})$$

PASO 3: Cálculo del Espesor t_b

El espesor t_b se determina como el menor valor entre t_{b1} , t_{b2} y t_{b3} .



$$t_b = \min[t_{b3}, t_{b2}] \quad (\text{ec.31})$$

PASO 4: Determinación del Espesor Final t_{UG-45}

El espesor mínimo del cuello de la boquilla, t_{UG-45} , se determina tomando el mayor valor entre t_a y t_b .

$$t_{UG-45} = \max[t_a, t_b] \quad (\text{ec.32})$$

Presión exterior, (Corroída y a 300°F) UG-28(c)

PASO 1: Asumir un valor del espesor necesario t , y determinar los ratios $\frac{L}{D_o}$ y $\frac{D_o}{t}$.

PASO 2: Utilizar los ratios $\frac{L}{D_o}$ y $\frac{D_o}{t}$ en la Figura G de ASME II Parte D, para obtener el valor de A.

PASO 3: Entrar con el valor de A en la gráfica del material correspondiente, en ASME II Parte D.

PASO 4: Con el valor de B obtenido, calcular P_a :

$$P_a = \frac{4B}{3(D_o/t)} \quad (\text{ec.33})$$

PASO 5: Comparar P_a con la presión de diseño exterior. Iterar en caso necesario.

Espesor de diseño para presión exterior (P_a):

$$t_a = t + \text{Corrosión} \quad (\text{ec.34})$$

3.3.4.- Comprobación de multiciplidades

Una vez se han calculado los refuerzos de todas las tubuladuras existentes en el equipo, es muy frecuente que, debido a la disposición demasiado cercana entre unas y otras, se den casos en donde el límite de refuerzo de una tubuladura se solape con el de otra tubuladura adyacente.



Este solape no se corresponde necesariamente con una interferencia física, ya que los cuellos de las tubuladuras, e incluso sus refuerzos, pueden tener un tamaño notablemente inferior al del límite de refuerzo.

Pero, en cualquier caso, se trataría de un solape que contraviene el código, ya que se especifica claramente que, a la hora de contabilizar áreas de refuerzo, no puede contarse una misma porción de área dos veces, como perteneciente a dos tubuladuras distintas.

Por lo tanto, el refuerzo previamente diseñado y calculado para dos tubuladuras cuyos límites de refuerzo se solapan (tubuladuras múltiples, según la denominación del código), no es válido.

Será necesario aplicar las reglas adicionales del párrafo UG-42 para validar el diseño de ambas tubuladuras, añadiendo más material de refuerzo según resulte de la aplicación de dichas reglas.

3.3.5.- Análisis de cargas externas

En los últimos años se ha hecho muy habitual que se pida a las tubuladuras de un equipo, cuando tienen tubería asociada (esto es, excluyendo tubuladuras de acceso, inspección e instrumentación), que soporten además de la presión el efecto de una serie de cargas mecánicas, fuerzas y momentos, que se asumen transmitidas por dicha tubería.

El análisis de las tensiones producidas por cargas mecánicas actuando sobre las tubuladuras no está incluido entre los requisitos del código. Sin embargo, suele aplicarse el texto del Welding Research Council Bulletin No. 107, abreviadamente conocido como WRC 107.

Mediante este método aproximado, desarrollado a mediados del pasado siglo, se calculan las tensiones existentes en varios puntos del agujero de la tubuladura, debidas a cada una de las cargas aplicadas así como a la presión del equipo, y se obtienen las correspondientes intensidades de tensión (Tresca), que son después validadas mediante los criterios de ASME VIII División 2 (ya que la División 1 no ofrece ningún criterio aplicable a este caso), pero con los valores de tensión admisible básica de ASME VIII División 1.

En la Figura 3.4 se pueden ver los diferentes esfuerzos y momentos que aparecen en una tubuladura.

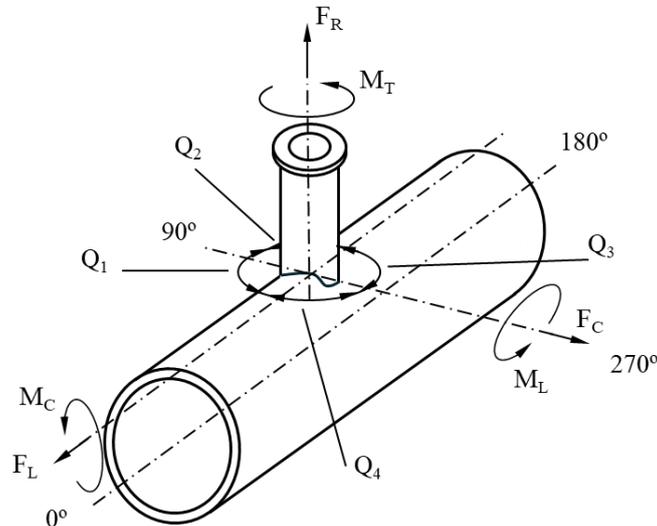


Figura 3.4. Tubuladura sometida a cargas externas

3.4.- Bridas

Las bridas son también, obviamente, elementos a presión, así que su diseño debe ser también validado de alguna forma. Atendiendo a esto, hay dos tipos de bridas: las standard, definidas en una norma al efecto, y las especiales, que se diseñan a propósito para un equipo a presión en concreto, aplicando los métodos del código.

3.4.1.- Bridas standard

Existen multitud de normas dedicadas a bridas a presión. De todos ellos, sólo las normas ASME B16.5 y ASME B16.47 están aceptadas por el código ASME VIII División 1 para la inclusión en los equipos a presión de bridas standard.

Las bridas definidas según estas dos normas no precisan de un cálculo según código, ya que se seleccionan a partir de los parámetros básicos de funcionamiento, extrayéndose sus dimensiones de la norma especificada.



El proceso es el siguiente: dado un material de bridas, y una temperatura de diseño, se acude a las tablas de presión-temperatura de ASME B16.5 o ASME B16.47 (según el tamaño de la brida). En dichas tablas se muestra, para cada clase de presión, a esa temperatura. Existe una tabla distinta por cada grupo de materiales similares, de modo que el primer paso consiste en seleccionar la tabla adecuada al material de que se trate. A continuación, entrando con la temperatura de diseño en dicha tabla, se obtiene el valor máximo de presión admisible para cada clase de presión; se selecciona la clase de presión que proporcione el menor valor de presión admisible, por encima de la presión de diseño.

Una vez conocida la clase de presión, en las tablas de la propia norma se pueden consultar las dimensiones de las bridas de cada diámetro nominal, para la clase de presión seleccionada.

Así pues, la clase de presión funciona como un índice de resistencia. Seleccionando una clase de presión válida según B16.5 o B16.47 sabremos que las bridas de esa clase de presión son adecuadas para las condiciones especificadas, y, además, puesto que dichas normas están reconocidas y aceptadas por ASME VIII División 1, podemos utilizarlas en los equipos a presión según este código, sin necesidad de calcularlas previamente.

3.4.2.- Bridas especiales

La práctica habitual es utilizar bridas standard, según B16.5 o B16.47 en todas las bridas de tubuladuras de los equipos a presión según código ASME VIII División 1.

No obstante, a veces es necesario utilizar bridas especiales por alguna razón. En ese caso, debe seguirse el procedimiento del código contenido en su Apéndice 2.

Se trata de un procedimiento de comprobación, en el que se parte de una geometría de brida, pernos de apriete y junta de estanquidad asumida, y se comprueba, realizándose a continuación los cambios necesarios, y la consiguiente comprobación, etc.

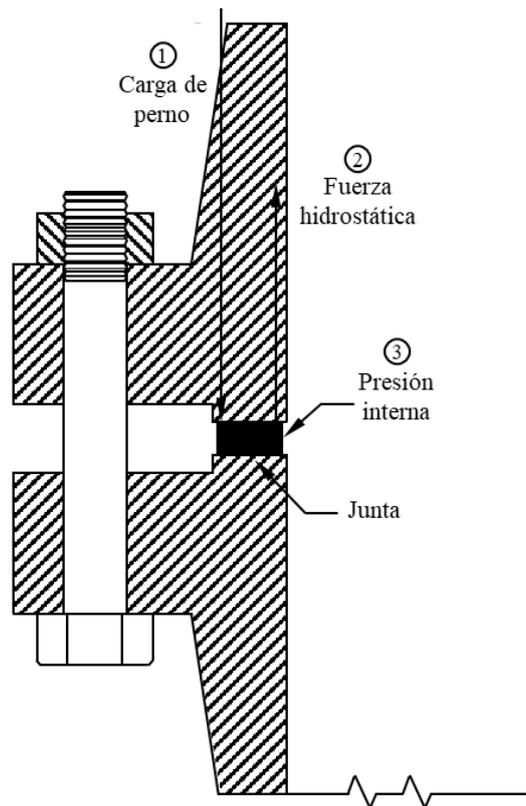


Figura 3.5. Unión embridada

Al igual que ya se comentó anteriormente para otros apartados, el cálculo de bridas Según el apéndice 2 es quizás demasiado simplista, ya que olvida una serie de efectos que se producen en la unión embridada, como el alargamiento de los pernos al presurizar, la rotación del ala de la brida por efecto de la carga comunicada por los pernos, etc. Sin embargo, sigue siendo el método en vigor exigido por el código, y por lo tanto como tal debe aplicarse.

3.5.- Cálculos de seguridad

Las áreas conformadas en frío de las secciones de la carcasa del recipiente, las cabezas y otras partes de presión deben tratarse térmicamente si el alargamiento extremo de la fibra resultante determinado de acuerdo con la Tabla UG-79-1 excede el 5% de la condición suministrada. El tratamiento térmico se aplicará de acuerdo con UCS-56, excepto que se pueden aplicar velocidades alternativas de calentamiento y enfriamiento y tiempos de retención a tuberías y tubos formados que tengan un espesor nominal de 1/4 de pulgada (6



mm) o menos cuando se demuestre que el método de tratamiento térmico logra un calentamiento completo de la tubería o tubo.

Elongación de la fibra extrema - UCS-79(d)

$$EFE = \left(50 \cdot \frac{t}{R_f} \right) \cdot \left(1 - \frac{R_f}{R_o} \right) \quad (\text{ec.35})$$

Tensión de compresión admisible, Frío y Nuevo (tabla CS-2)

PASO 1: Calcular el valor del Factor A. Donde R_o es el radio exterior y t es el espesor nominal.

$$A = \frac{0.125}{\frac{R_o}{t}} \quad (\text{ec.36})$$

PASO 2: Ir a la tabla CS-2 y entrando con el Factor A obtener el valor del Factor B.

PASO 3: Calcular la tensión admisible, donde Y_s es el límite elástico y F_s es el factor de seguridad.

$$S = \frac{Y_s}{F_s} \quad (\text{ec.37})$$

PASO 4: Escoger el mínimo valor entre B y S.

$$S_{CCN} = \min(B, S) \quad (\text{ec.38})$$

Tensión de compresión admisible, Frío y Nuevo (tabla CS-2)

PASO 1: Calcular el valor del Factor A. Donde R_o es el radio exterior y t es el espesor nominal.

$$A = \frac{0.125}{\frac{R_o}{t}} \quad (\text{ec.39})$$

PASO 2: Ir a la tabla CS-2 y entrando con el Factor A obtener el valor del Factor B.



PASO 3: Calcular la tensión admisible, donde Y_s es el límite elástico y F_s es el factor de seguridad.

$$S = \frac{Y_s}{F_s} \quad (\text{ec.40})$$

PASO 4: Escoger el mínimo valor entre B y S.

$$S_{CCN} = \min(B, S) \quad (\text{ec.41})$$

Tensión de compresión admisible, Frío y Corroído

$$S_{CC} = S_{CCN} \quad (\text{ec.42})$$

Tensión de compresión admisible, Vacío y Corroído (tabla CS-2)

Primer paso: Calcular el valor del Factor A. Donde R_o es el radio exterior y t es el espesor nominal.

$$A = \frac{0.125}{\frac{R_o}{t}} \quad (\text{ec.43})$$

Segundo paso: Ir a la tabla CS-2 y entrando con el Factor A obtener el valor del Factor B.

Tercer paso: Calcular la tensión admisible, donde Y_s es el límite elástico y F_s es el factor de seguridad.

$$S = \frac{Y_s}{F_s} \quad (\text{ec.44})$$

Cuarto paso: Escoger el mínimo valor entre B y S.

$$S_{CCN} = \min(B, S) \quad (\text{ec.45})$$



3.6.- Prueba hidráulica

Una vez finalizada la fabricación e inspección de un equipo a presión, el código exige que, como validación última del diseño y fabricación efectuados, se lleve a cabo una prueba de presión.

La prueba de presión, o prueba hidráulica, consiste en el llenado del equipo con un fluido, habitualmente agua, y el establecimiento de una determinada presión, la denominada presión de prueba, mantenida durante un cierto tiempo.

Pasado dicho tiempo, se reduce en cierta medida la presión, por cuestiones de seguridad, y se realiza una inspección visual de todo el equipo, cerciorándose de que no existen puntos de fuga, o zonas donde se haya experimentado una deformación permanente.

Es evidente que la condición de prueba hidráulica representa una situación en la que el equipo se ve sometido a importantes esfuerzos, así que dicha condición debe ser tomada en cuenta en los cálculos del equipo.

El valor de presión de prueba según código es:

$$P_t = 1.3 \cdot P \cdot \left[\frac{S_{amb}}{S} \right] \quad (\text{ec.46})$$

Donde, P_t es la presión de prueba, P es la presión de diseño, S_{amb} es la tensión admisible del material a temperatura ambiente y S es la tensión admisible del material a temperatura de diseño.

Resulta obvio que la presión de prueba será superior a la presión de diseño, por lo que los esfuerzos producidos en las diferentes partes del equipo serán superiores también. Como tensión admisible para el cálculo en prueba hidráulica, ASME VIII División 1 no establece ningún valor, por lo que es la práctica habitual tomar el exigido por la División 2, que es el 90% del límite elástico a temperatura ambiente.

Lógicamente, deberá tenerse en cuenta, al calcular las diferentes partes del equipo, la influencia de la presión hidrostática del fluido de prueba, al igual que se hacía en condición de diseño.



Es importante notar que, como consecuencia del cálculo en prueba hidráulica, a veces es necesario modificar el espesor previamente calculado en alguna de las partes del equipo. Esto ocurre a veces, utilizando el valor de la presión de prueba según el código; si, como es habitual, la especificación de ingeniería requiere un valor de presión de prueba superior al de código, la probabilidad de que se dé esta circunstancia es aún mayor.

3.7.- Análisis de esfuerzos combinados

En un equipo a presión de eje vertical, especialmente si es de altura y/o esbeltez importante, es necesario considerar, aparte de los esfuerzos derivados de la presión, los derivados de las cargas estructurales (principalmente, viento, sismo y peso).

Dichas cargas estructurales producirán una serie de tensiones longitudinales, de tracción y/o compresión, en cada una de las virolas que conforman la envolvente del equipo en cuestión.

Esas tensiones deben ser combinadas con las producidas por la presión interior, y por la presión exterior (si es que dicho caso de diseño existe), para obtener tensiones totales de tracción y de compresión, que deben ser validadas según lo exigido en el código.

A modo de resumen, puede decirse que el valor de la máxima tensión admisible a tracción longitudinal, para casos en los que interviene viento y/o sismo, es:

$$1.2 \cdot S \cdot E \quad (\text{ec.47})$$

Dónde, S es la tensión admisible del material y E es la eficiencia de junta aplicable al frado de radiografiado elegido.

En cuanto a la tensión admisible a compresión, al tratarse de un fenómeno de inestabilidad, es dependiente de la geometría. Se calcula siguiendo el proceso descrito en el párrafo UG-23 (b).

3.7.1.- Tensión debida a la presión interior

La tensión longitudinal producida en una envolvente cilíndrica por efecto de la presión interior tiene por valor:

$$\sigma = \frac{PD}{4t} \quad (\text{ec.48})$$

Donde, P es la presión de diseño interior, D es el diámetro de la envolvente y t es el espesor de la envolvente.

Se trata de una tensión de tracción en todos los puntos de la sección transversal.

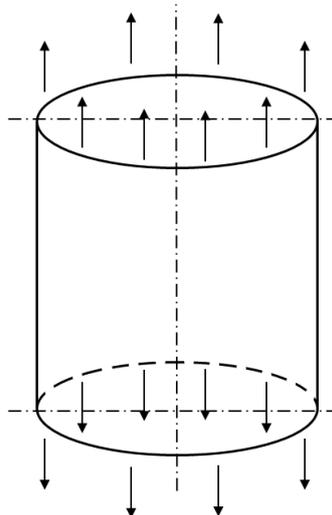


Figura 3.6. Tensión por presión interior

3.7.2.- Tensión debida a la presión exterior

La tensión longitudinal producida en una envolvente cilíndrica por efecto de la presión exterior tiene por valor:

$$\sigma = \frac{P_e D}{4t} \quad (\text{ec.49})$$

Donde, P_e es la presión de diseño exterior, D es el diámetro de la envolvente y t es el espesor de la envolvente.

Se trata de una tensión de compresión en todos los puntos de la sección.

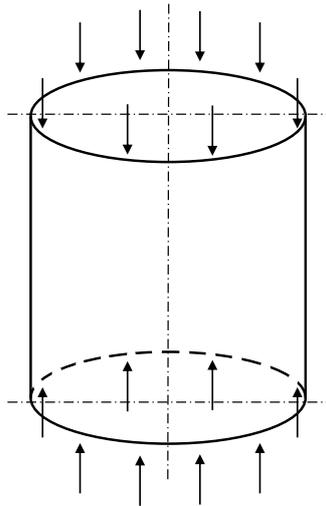


Figura 3.7. Tensión por presión exterior

3.7.3.- Tensión debida al viento o sismo

Un momento, sea de viento o sismo, provoca sobre la sección transversal de la envolvente una tensión de valor máximo:

$$\sigma = \pm \frac{4M}{\pi D^2 t} \quad (\text{ec.50})$$

Donde, M es el momento aplicado en la sección, D es el diámetro de la envolvente y t es el espesor de la envolvente.

En este caso existe un punto de la sección en el que se obtiene este valor de tensión máxima de tracción, y otro punto, opuesto al primero, en el que se obtiene este valor, pero como tensión máxima de compresión. Ambos deberán estar considerados en la combinación de tensiones posterior.

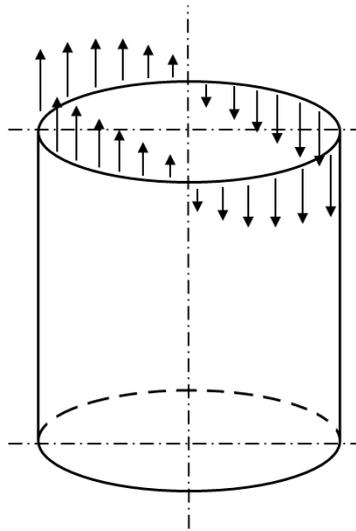


Figura 3.8. Tensión por momento de viento/seísmo

3.7.4.- Tensión debida al peso

El peso de los elementos soportados por la virola a estudiar provoca nuevamente una compresión longitudinal, que tiene por valor:

$$\sigma = \frac{W}{\pi Dt} \quad (\text{ec.51})$$

Donde, W es el peso de los elementos soportados por la virola a estudiar, D es el diámetro de la envolvente y t es el espesor de la envolvente.

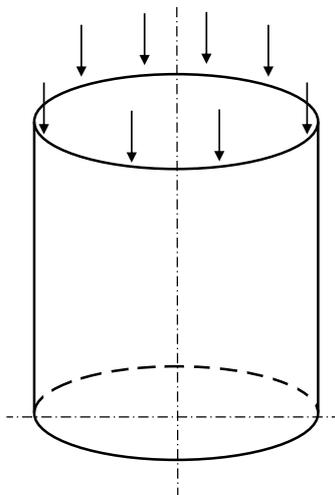


Figura 3.9. Tensión por peso



3.7.5.- Combinación de tensiones

Para la realización de la combinación de tensiones, y su validación, se entiende que previamente se ha elegido una geometría, es decir, se han adoptado unos valores de espesor para cada una de las virolas que componen la envolvente del equipo, y se han aplicado las normas de viento y, si procede, de sismo, determinándose las leyes de momentos flectores de viento y sismo. Es decir, que para la virola i -ésima, se conocen los valores del momento del viento, M_{vi} , y de sismo, M_{si} (este último, sólo si procede analizar el sismo). Además, se habrán calculado previamente los valores de peso que actúan sobre cada virola; para la virola i -ésima, se conocerá el valor W_i .

3.7.5.1.- Tensión máxima de tracción

Con las premisas anteriores, la tensión máxima de tracción en la virola tendrá la expresión siguiente:

$$\sigma_{MAX(+)} = \frac{PD}{4t_i} + \frac{4Max[M_{vi}; M_{si}]}{\pi D^2 t_i} - \frac{W_i}{\pi D t_i} \quad (\text{ec.52})$$

Esta tensión será aceptable si, como ya se indicó anteriormente, es inferior al valor de 1.2SE. En otro caso, será necesario adoptar un espesor superior, y repetir todo el proceso.

3.7.5.2.- Tensión máxima de compresión

La tensión máxima de compresión, por su parte, tendrá la siguiente expresión:

$$\sigma_{MAX(-)} = \frac{P_e D}{4t_i} + \frac{4Max[M_{vi}; M_{si}]}{\pi D^2 t_i} - \frac{W_i}{\pi D t_i} \quad (\text{ec.52})$$

Esta tensión será aceptable si es menor que 1.2B, calculado de acuerdo UG-23(b). Si no lo es, deberá adoptarse un espesor superior, y repetir el proceso.

A la hora de aplicar esta expresión a equipos en los que no se pide ninguna condición de diseño exterior, debe aplicarse con $P_e = 0$. Así, se obtendrá la máxima compresión, que cuando el equipo no tiene presión de diseño exterior, se dará con el viento, sismo y peso actuando sobre el equipo despresurizado.



3.8.- Baja temperatura

Como ya se comentó con anterioridad, la baja temperatura no afecta desfavorablemente a la resistencia de los aceros (incluso ocurre en ciertos materiales que la resistencia mejora al disminuir la temperatura por debajo de la ambiente).

Sin embargo, sí existe un efecto pernicioso para los aceros derivado del hecho de estar sometidos a baja temperatura: su tenacidad disminuye bruscamente, para un valor de temperatura determinado, llamado temperatura de transición, por debajo del cual el acero no tiene un comportamiento dúctil, sino frágil, es decir, tiene muy poca capacidad de deformación antes de la rotura, o lo que es lo mismo, de absorber energía antes de la misma.

Evidentemente, el comportamiento frágil no es en absoluto deseable. Ante cualquier eventual defecto o grieta, que resultan casi inevitables en la construcción soldada, un comportamiento frágil lleva a la poca o nula capacidad de plastificación local en la zona próxima al defecto (lo que redistribuiría las tensiones, evitando crecimiento o propagación del defecto), de tal modo que la concentración de tensión en dicha zona fuerza el crecimiento del defecto, provocando finalmente la rotura y el consiguiente colapso de la estructura o equipo. Desgraciadamente, esto ha podido comprobarse en la práctica, ya que es precisamente la rotura frágil la responsable de diversos desastres ocurridos en los años cuarenta y cincuenta, por ejemplo.

Afortunadamente, dichos desastres han servido para forzar a abordar el problema y llegar a su solución. Hoy en día, se sabe que cada acero tiene una temperatura de transición que le es característica, y que, si se quiere utilizar dicho acero de forma segura, se debe hacer a valores de temperatura siempre superiores a aquella, de modo que se garantice el comportamiento dúctil.

Como construcciones sometidas a esfuerzo, los equipos a presión están obviamente afectados por este fenómeno, de modo que todos los códigos de recipientes a presión establecen requisitos para garantizar que se utilizan los materiales en la zona dúctil.



Como construcciones sometidas a esfuerzo, los equipos a presión están obviamente afectados por este fenómeno, de modo que todos los códigos de recipientes a presión establecen requisitos para garantizar que se utilizan materiales en su zona dúctil.

En el caso concreto de ASME VIII División 1, los requisitos se recogen en el párrafo UCS-66. Se trata, simplemente, de determinar si una parte a presión determinada, que estará fabricada con un cierto material, y deberá funcionar a un valor de baja temperatura especificado (lo que se conoce por sus siglas en inglés: MDMT, o Minimum Design Metal Temperature), puede asumirse como material dúctil, o si por el contrario debe demostrar que lo es mediante ensayo realizado a la temperatura MDMT.

En este segundo caso, deberá someterse al material a ensayo Charpy o de resiliencia, para medir su capacidad de absorber energía antes de producirse la rotura, que deberá alcanzar el valor exigido por el código. Si dicho valor no se alcanza se entiende que el material está a la temperatura de ensayo en esa zona frágil, o al menos en zona “no suficientemente dúctil” como para ser utilizado en condiciones de seguridad.

4.- Metodología

4.1.- Descripción del equipo

El equipo diseñado es un Lean Gas KO Drum, utilizado para la separación de líquido en flujos de gas pobre en procesos industriales, especialmente en refinerías y plantas petroquímicas. Los residuos gaseosos no recuperables de la extracción del gas se acumulan en el equipo, donde se licuan. El líquido obtenido, el condensado, se acumula al fondo del depósito y se elimina. Los gases no licuados se descomprimen y se queman en el quemador. En la Figura 4.1 se puede ver este proceso de forma gráfica.

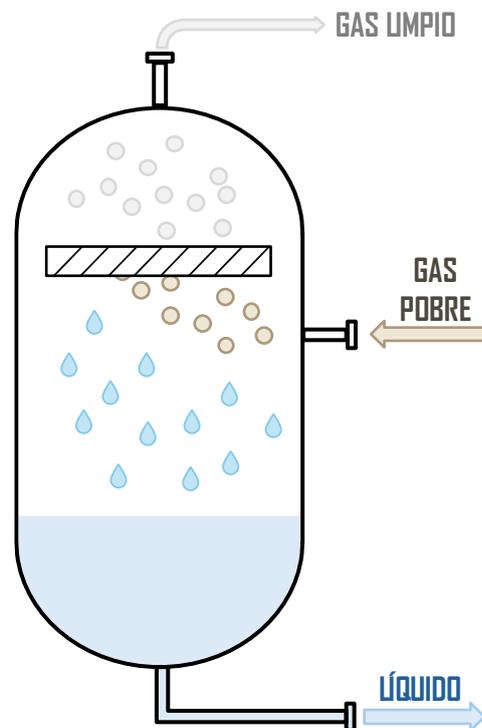


Figura 4.1. Funcionamiento del Lean Gas KO Drum

Este equipo será colocado en posición vertical durante su funcionamiento, ya que esta disposición optimiza la separación de fases, permitiendo una operación más eficaz y fiable.



4.2.- Información del cliente

4.2.1.- Especificaciones

En primer lugar, tenemos que leer todas las especificaciones que nos manda el cliente y apuntar todo aquello que nos afecte al diseño del equipo a presión. Las especificaciones de este proyecto se muestran en la Figura 4.2.

Especificación estándar suplementaria para la fabricación revestida
Fabricación sodada para equipos y tuberías que contienen presión
Requisitos básicos de diseño e ingeniería
Ingeniería civil y estructural para instalaciones en tierra
Aislamiento de tuberías y equipos en el lugar de implantación
Recipientes a presión no sometidos a fuego
Soldadura de metales, basada en normas ISO
Requisitos para H₂S húmedo en equipos y tuberías de proceso aguas abajo
Diseño sísmico para instalaciones en tierra, evaluación del peligro sísmico
Diseño e ingeniería estructural de estructuras en tierra
Internos para columnas

Figura 4.2. Especificaciones del cliente

4.2.2.- Geometría del equipo

El cliente manda un diseño inicial del equipo, en el que los elementos se van a mantener a lo largo de todo el proceso de diseño y cálculo, pero que puede verse sometido a cambios en la ubicación de tubuladuras, espesores de virolas y fondos, etc. En la Figura 4.3 se puede ver cómo era el diseño de partida para este equipo.

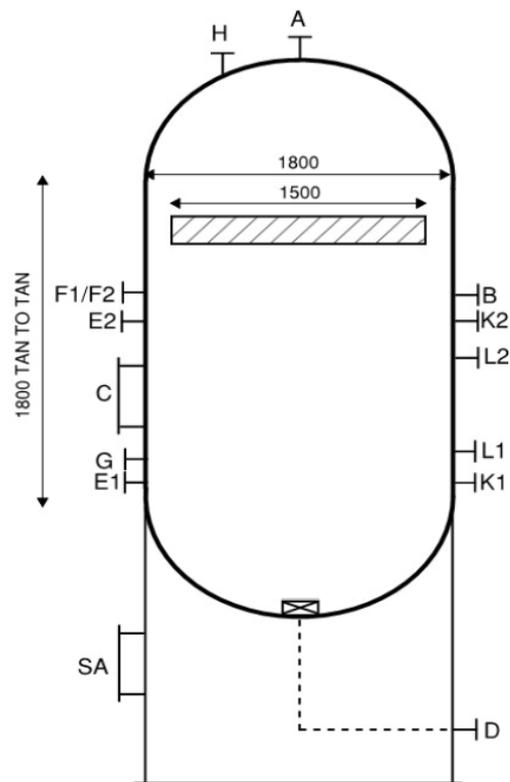


Figura 4.3. Diseño inicial del cliente

El equipo está compuesto por:

- 2 fondos semielípticos
- 1 virola
- 2 entradas de hombre
- 8 tubuladuras de instrumentación
- 5 tubuladuras de proceso
- 1 faldón
- 1 eliminador de gotas
- 1 acceso al faldón
- 1 entrada de hombre



En la Figura 4.4 se muestra la información detallada del equipo a diseñar.

Información del equipo	
Diámetro interior [mm]	1800
Longitud tan/tan [mm]	1800
Margen de corrosión [mm]	1.6mm CS/ 0 en sección revestida
Aislamiento	80 mm + Trazado eléctrico en el fondo inferior + 120 mm
Espesor del aislamiento [mm]	80

Figura 4.4. Información del equipo

4.2.3.- Condiciones de operación

Las condiciones de operación del equipo son fundamentales para su diseño, ya que determinan los requisitos específicos que deben cumplir los materiales y la estructura del equipo para garantizar su seguridad y funcionalidad.

A continuación, se presentan las condiciones de operación detalladas que se deben considerar durante el proceso de diseño, tal como se muestra en la Figura 4.2. Estas condiciones incluyen las presiones interna y externa de diseño, la temperatura de operación, la temperatura mínima de diseño, la gravedad específica del líquido y el material de revestimiento seleccionado. Estas condiciones aseguran que el equipo pueda operar de manera segura y eficiente bajo las especificaciones del cliente y en cumplimiento con las normativas aplicables. La Figura 4.5 muestra las condiciones de operación a las que va a estar sometido el equipo.

Información de diseño	
Contenido	Hidrocarburos / Gas natural
Máxima gravedad específica	0.97
Volumen de operación Tan-Tan [m ³]	4.58
Presión de operación [barg]	13.45
Presión de diseño [barg]	15.5
Temperatura de operación [°C]	21
Temperatura de diseño [°C]	121

Figura 4.5. Condiciones de operación del equipo



4.2.4.- Materiales

La selección de materiales es un aspecto crítico en el diseño de equipos, ya que influye directamente en la resistencia, durabilidad y seguridad del equipo bajo las condiciones operativas especificadas. Los materiales deben cumplir con las normativas aplicables y ser adecuados para soportar las presiones y temperaturas de operación, así como resistir la corrosión y otros efectos ambientales.

A continuación, en la Figura 4.6, se presenta la selección de materiales utilizada para las diferentes partes del equipo, basada en los requisitos del proyecto y las especificaciones técnicas.

Lista de materiales	
Envolvente	SA-516-60
Fondos	SA-516-60
Revestimiento	SS 410S
Faldón	SA-516-60
Cuellos de tubuladura y tubos	SA-350-LF2 CL.1
Bridas (externas)	SA-350-LF2 CL.1
Brida ciega	SA-516-60
Juntas	316 S.S. Spiral Wound
Pernos (externos)	SA-193-B7M/SA-194-2HM
Pernos (internos)	A-193-B7M / SA-194-2HM
Internos (fijos)	SA-240-304L
Placa base	SA-516-60
Accesorios externos	SA-516-60

Figura 4.6. Selección de materiales

4.3.- Envolvente

La Figura 4.7 proporciona información acerca de la geometría, el material y la radiografía de la envolvente del equipo. En la Figura 4.8 se representa esta información de forma gráfica.

Datos geométricos					
Origen (desde TL)	Diámetro interior	Longitud	Espesor	Corrosión	
				Interna	Externa
50 mm	1800 mm	1700 mm	21 mm	1,6 mm	0 mm
Material			Radiografía		
Prueba de impacto	Normalizado	Grano fino	PWHT	RT Longitudinal	RT Circunferencial
Sí [-46°C]	Sí	Sí	Sí	Full UW-11(a) Type 1	Full UW-11(a) Type 1

Figura 4.7. Información del cliente sobre la envolvente

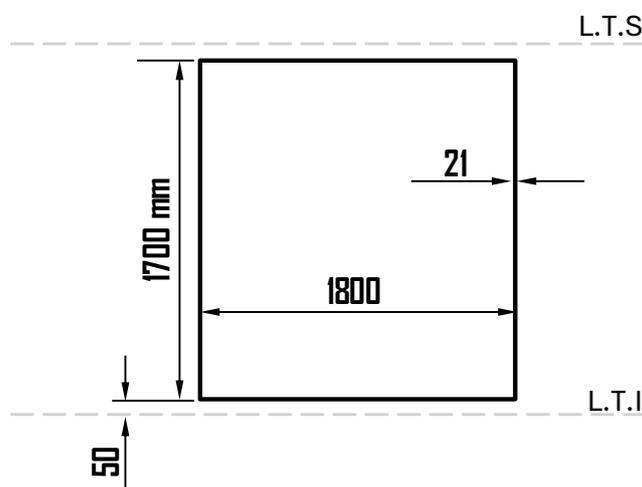


Figura 4.8. Medidas del faldón y ubicación respecto a las líneas de tangencia

4.4.- Fondos

La Figura 4.9 proporciona información acerca de la geometría, el material y la radiografía de los fondos del equipo. En la Figura 4.10 se representa geoméricamente esta información.

Datos geométricos						
ID	Origen (desde TL)	Diámetro interior	Longitud Lengüeta	Espesor	Corrosión	
					Interna	Externa
SUPERIOR	1750 mm	1800 mm	50 mm	24 mm	1,6 mm	0"
INFERIOR	0	1800 mm	50 mm	24 mm	1,6 mm	0"

Figura 4.9. Información del cliente sobre los fondos

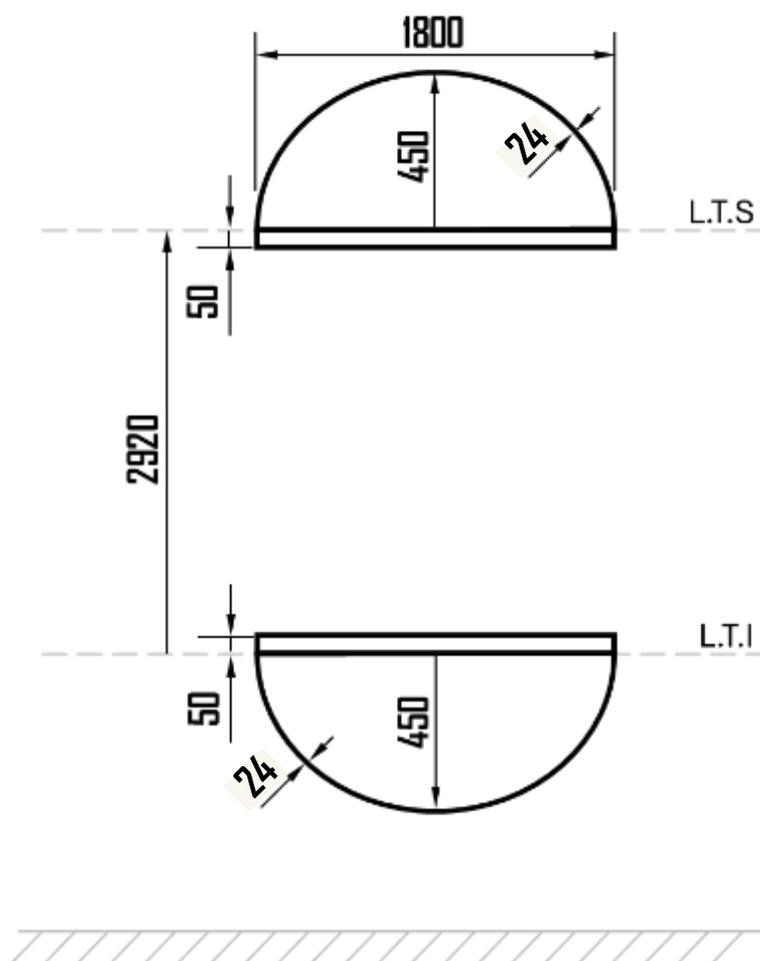


Figura 4.10. Medidas de los fondos y ubicación respecto a las líneas de tangencia

4.5.- Tubuladuras

En esta sección se detalla la ubicación, orientación y dimensiones de las tubuladuras del equipo, según la información proporcionada por el cliente. La Figura 4.11 muestra la localización de las tubuladuras, mientras que la Figura 4.12 presenta sus dimensiones y características. Además, la Figura 4.13 menciona el tipo de tubuladura y de brida.

ID	X	Y	Z	Proyección
A	+2550 (cara tubuladura)	N/A	0 mm (centro)	750 desde LT
B	+900	90°	N/A	1150
C	+630	270°	N/A	1125
D	-650 (salida faldón)	0°	N/A	1125
E1	+150	15°	N/A	1125



E2	+900	15°	N/A	1125
F1	+900	295°	N/A	1125
F2	+900	225°	N/A	1125
G	+150	135°	N/A	1125
H	+2550 (cara tubuladura)	270°	450 mm	750 desde LT
K1	+150	315°	N/A	1125
K2	+900	315°	N/A	1125
L1	+174	195°	N/A	1125
L2	+900	195°	N/A	1125

Figura 4.11. Localización de las tubuladuras

Siendo X la elevación desde el datum, Y el ángulo desde la dirección norte visto en planta y Z la posición radial desde el eje central (sólo para tubuladuras en los fondos).

ID	OD (mm)	tn (mm)	A1	A2	Anillo de refuerzo	
					Ancho	t _{pad}
A	273,05	15,09	Si	Si	N/A	N/A
B	355,18	26	Si	Si	N/A	N/A
C	710,2	60	Si	Si	N/A	N/A
D	60,33	5,54	Si	Si	N/A	N/A
E1	84,07	16,64	Si	Si	N/A	N/A
E2	84,07	16,64	Si	Si	N/A	N/A
F1	84,07	16,64	Si	Si	N/A	N/A
F2	84,07	16,64	Si	Si	N/A	N/A
G	77,72	13,46	Si	Si	N/A	N/A
H	60,33	5,54	Si	Si	N/A	N/A
K1	84,07	16,64	Si	Si	N/A	N/A
K2	77,72	13,46	Si	Si	N/A	N/A
L1	84,07	16,64	Si	Si	N/A	N/A
L2	84,07	16,64	Si	Si	N/A	N/A

Figura 4.12. Dimensiones de las tubuladuras

Tipos de tubuladuras					
Marca	No.	Clase	Tipo	Schedule	Servicio
A	1	CL 150	RFWN	80	Salida vapor
B	1	CL 150	RFWN	40	Entrada vapor
C	1	CL 150	RFWN	XS	Entrada de hombre



D	1	CL 150	RFWN	80	Drenaje
E1	1	CL 300	RFWN	80	LG
E2	1	CL 300	RFWN	80	LG
F1	1	CL 300	RFWN	80	PT
F2	1	CL 300	RFWN	80	PT
G	1	CL 150	RFWN	80	Salida de vapor de agua
H	1	CL 150	RFWN	80	Ventilación
K1	1	CL 300	RFWN	80	LT (Radar de onda guiada)
K2	1	CL 300	RFWN	80	LT (Radar de onda guiada)
L1	1	CL 300	RFWN	80	LSH (diapasón)
L2	1	CL 300	RFWN	80	LSH (diapasón)
SA	1	N/A	N/A	N/A	Acceso al faldón

Figura 4.13. Tipos de tubuladuras

4.6.- Otros elementos

4.6.1.- Faldón

En la Figura 4.14 se detalla la información del faldón, donde se ubica, los tratamientos del material del que se compone, sus dimensiones, peso y las capas de aislamiento o revestimiento si tiene.

Información del faldón			
Unido a	Fondo Inferior		
Ubicación	150 mm debajo de la línea de costura		
Material	SA-516 60 (II-D Metric p. 16, ln. 3)		
	Prueba de impacto	Normalizado	Grano fino
	No	Sí	Sí
Temperatura de diseño			
Internal	121 °C		
External	121 °C		
Dimensiones			
Diámetro interior	Superior	1.814 mm	
	Inferior	1.814 mm	
Longitud (Incluye espesor de anillo base)		1.070 mm	

Espesor nominal		10 mm	
Corrosión	Interior	1,6 mm	
	Exterior	0 mm	
Peso			
Nuevo		471,29 kg	
Corroído		395,54 kg	
Aislamiento/Placado			
	Espesor	Densidad	Peso
Placado	18,3 mm	1.000	110,46 kg
Aislamiento	18,3 mm	1.000	113,95 kg
	Separación	Peso individual	Peso total
Soportes de aislamiento	0 mm	0 kg	0 kg
Eficiencia de junta			
Superior		0,55	
Inferior		0,7	

Figura 4.14. Información del faldón

En la Figura 4.15 se puede ver la geometría que tiene el faldón.

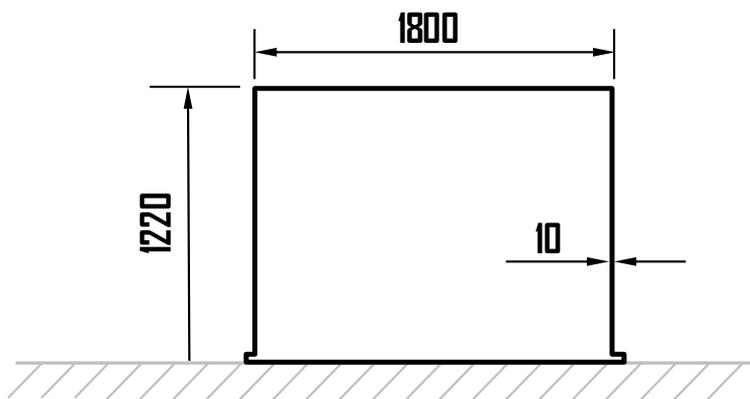


Figura 4.15. Medidas de los fondos y ubicación respecto a las líneas de tangencia

4.6.2.- Plataforma / Escalera

En esta sección se describen las características y dimensiones de la plataforma, el suelo de rejilla, la barandilla y la escalera asociadas al equipo, así como el peso total de estos componentes. La información detallada en la Figura 4.16 es crucial para garantizar la seguridad, estabilidad y funcionalidad del equipo.



Plataforma	
Distancia de la base al datum	2.286 mm
Unido a	Fondo Superior
Orientación	0,00°
Desviación	981 mm
Ancho, W	2.557 mm (2,56 m)
Longitud, L	1.962 mm (1,96 m)
Coefficiente de fricción del viento, Cf	2
Suelo de rejilla	
Peso unitario	150,00 kg/m ²
Área	5,02 m ²
Barandilla	
Altura, h	1.300 mm (1,30 m)
Longitud	9038,00 mm (9,04 m)
Peso unitario	25,00 kg/m
Escalera	
Distancia desde comienzo al datum	-1.170 mm
Ángulo	0,00 degrees
Peso unitario	45,00 kg/m
Longitud	3.456 mm (3,46 m)
Peso	
Peso de plataforma y barandilla	978,48 kg
Peso escalera	155,52 kg
Peso total	1134,00 kg
Peso incluido en izado y transporte	No
Peso cuando el equipo está vacío	Sí
Presente durante prueba hidráulica	Sí

Figura 4.16. Información de la plataforma

Cálculo del cortante por viento en la plataforma

Profundidad de la plataforma: $H_p = 152.4$ mm

Altura efectiva de la barandilla: $H_r = 243.84$ mm

Longitud diagonal de la plataforma: $L_d = \sqrt{L^2 + W^2}$



Área proyectada de la plataforma:	$A_{eP} = H_p \cdot L_d$
Área proyectada de la barandilla frontal:	$A_{eFR} = H_r \cdot L_d$
Área proyectada de la barandilla trasera:	$A_{eRR} = H_r \cdot L_d$
Área total proyectada:	$A_e = A_{eP} + A_{eFR} + A_{eRR}$
Presión local debida al viento:	$P_w = 860 \text{ Pa}$
Cortante por viento:	$V_p = P_w \cdot C_f \cdot A_e \cdot \text{MetricFactor}$

4.6.3.- Eliminador de gotas (Demister)

El eliminador de gotas proporciona una superficie adicional dentro del KO drum que facilita la coalescencia y captura de gotas de líquido y partículas sólidas presentes en el flujo de gas. Esta malla actúa como un medio físico que incrementa el área de contacto entre el gas y los líquidos/partículas, promoviendo su separación eficaz.

Al actuar como una barrera en el flujo de gas, el eliminador de gotas ayuda a reducir la velocidad con la que el gas atraviesa el KO drum. Esta reducción en la velocidad permite que las gotas de líquido y las partículas sólidas tengan más tiempo para asentarse por gravedad, mejorando la eficiencia del proceso de separación.

En la Figura 4.17 se detallan todas las características de la malla tranzada, así como sus pesos y las condiciones de carga.

Eliminador de gotas	
Características	
Número de bandejas en el grupo	2
Distancia desde la bandeja inferior al datum	1.200 mm
Espacio entre bandejas	150 mm
Peso	
Peso de la bandeja	0,00 kg/m ²
Diámetro de la bandeja	1.500 mm
Peso de los soportes	0 kg cada
Profundidad del líquido operativo en la bandeja	0 mm

Gravedad específica del líquido en la bandeja	1
Peso estimado de la bandeja, vacía	0 kg cada
Peso estimado de la bandeja, operativa	0 kg cada
Condiciones de carga	
Incluido en el peso de elevación y envío del equipo	Sí
Presente cuando el equipo está vacío	Sí
Presente durante la prueba	Sí

Figura 4.17. Características del eliminador de gotas utilizada

4.7.- Cargas

Este apartado describe las diferentes cargas que afectan al equipo, incluyendo las cargas de viento, las características específicas del equipo, las cargas sísmicas y las cargas vivas. Cada sección se aborda en detalle para asegurar un análisis completo y preciso de las condiciones de operación.

4.7.1.- Cargas en tubuladuras

Para el cálculo de tubuladuras, es necesario incluir las cargas que afectarán durante el proceso. Estas cargas son proporcionadas por el cliente en el documento particular con cargas estándar en conexiones. Estas cargas están reflejadas en la Figura 4.18.

ID	F_R (kN)	F_L (kN)	F_C (kN)	M_T (kNm)	M_L (kNm)	M_C (kNm)
A	7,17	10,04		12,8		9,05
B	8,92	8,92	8,92	12,35	12,35	12,35
D	1,04	1,47		0,54		0,38
E1	1,37	1,37	1,37	0,4	0,4	0,4
E2	1,37	1,37	1,37	0,4	0,4	0,4
F1	1,37	1,37	1,37	0,4	0,4	0,4
F2	1,37	1,37	1,37	0,4	0,4	0,4
G	1,04	1,04	1,04	0,38	0,38	0,38
H	1,04	1,47		0,54		0,38
K1	1,37	1,37	1,37	0,4	0,4	0,4
K2	1,37	1,37	1,37	0,4	0,4	0,4
L1	1,37	1,37	1,37	0,4	0,4	0,4
L2	1,37	1,37	1,37	0,4	0,4	0,4



Figura 4.18. Cargas en las tubuladuras

4.7.2.- Viento

En esta sección se presentan los datos relacionados con las cargas de viento que afectan al equipo. Los parámetros clave incluyen la elevación de la base sobre el nivel del suelo, el aumento del diámetro exterior efectivo, el coeficiente de fuerza del viento y la presencia de contenidos peligrosos, tóxicos o explosivos. Estos factores son críticos para determinar las fuerzas de viento que actúan sobre el equipo y su impacto en la estabilidad estructural. En la Figura 4.19 se pueden ver los parámetros obtenidos aplicando la metodología del código EN 1991-1-4.

Código: EN 1991-1-4	
Elevación de la base sobre el nivel del suelo	0,98 ft (0,30 m)
Aumento del diámetro exterior efectivo	1,51 ft (0,46 m)
Coeficiente de fuerza del viento, Cf	0,4700
Contenido peligroso, tóxico o explosivo	No

Figura 4.19. Parámetros introducidos para el cálculo del viento según EN 1991-1-4

4.7.3.- Sismo

En esta sección se describen las cargas sísmicas y las características relacionadas con la elevación de la base, el aumento del diámetro exterior efectivo y el coeficiente de fuerza del viento. También se detalla el peso del equipo en diferentes condiciones operativas. Estos factores son fundamentales para diseñar el equipo de manera que resista los eventos sísmicos. En la Figura 4.19 se pueden ver los parámetros obtenidos aplicando la metodología del código EN 1998.

Código: EN 1998	
Multiplicador del cortante en la base	0,059
Parte superior	0,07



Figura 4.20. Parámetros introducidos para el cálculo del sismo según EN 1991-1-4

Para el cálculo del periodo fundamental se utiliza la siguiente ecuación:

$$T = 2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{\sum(W_i \cdot y_i^2)}{g \cdot \sum(W_i \cdot y_i)}} \quad (\text{ec.53})$$

Donde:

W_i es el peso de la i-ésima masa concentrada.

y_i es la deflexión de la i-ésima masa concentrada cuando el sistema se trata como una viga en voladizo.

En la Figura 4.21 se muestran los valores del periodo de vibración para distintas situaciones del equipo.

Cálculo del periodo de vibración		
Periodo fundamental, T	Operación, corroído	0,019 s (f= 51,3 Hz)
	Vacío, corroído	0,019 s (f= 52,6 Hz)
	Al vacío, Corroído	0,019 s (f= 51,4 Hz)

Figura 4.21. Cálculo del periodo de vibración

4.7.4.- Cargas vivas

En la Figura 4.22 se enumeran las cargas vivas que afectan al equipo, incluyendo su orientación, elevación, ángulo, distancia al centro del equipo y la magnitud de la fuerza. Las cargas vivas incluyen componentes adicionales y pesos extra que no se pueden modelar directamente en el propio software utilizado.

ID	Orientación de la carga	Elevación desde el datum	Ángulo	Distancia al centro del equipo	Magnitud de la fuerza
Eliminador de gotas	Vertical	900 mm	0 deg	0	250 kg
Peso extra	Vertical	900 mm	0 deg	0	274 kg
Peso extra izado	Vertical	900 mm	0 deg	0	595 kg



Peso extra para igualar	Vertical	600 mm	0 deg	0	52,3 kg
Peso de los clips de la plataforma	Vertical	900 mm	0 deg	0	50 kg
Anillo de aislamiento del equipo	Vertical	1200 mm	0 deg	0	53 kg
Anillo de aislamiento del faldón	Vertical	-600 mm	0 deg	0	53 kg
Peso de los ganchos de arrastre	Vertical	1800 mm	0 deg	0	50
Carga en la plataforma superior por nieve	Vertical	2286 mm	0 deg	0	1274 kg
Peso extra del muñón	Vertical	1540 mm	0 deg	0	38,1

Figura 4.22. Datos de las cargas vivas

En la Figura 4.23 se especifica si cada carga viva está presente durante la operación, incluida en el peso de izado, presente cuando el equipo está vacío y durante las pruebas.

ID	Condiciones de carga			
	Presente en operación	Incluido en el peso de izado	Presente en el equipo vacío	Presente en prueba
Eliminador de gotas	Sí	Sí	Sí	Sí
Peso extra	Sí	Sí	Sí	Sí
Peso extra izado	Sí	Sí	Sí	Sí
Peso extra para igualar	Sí	Sí	Sí	Sí
Peso de los clips de la plataforma	Sí	Sí	Sí	Sí
Anillo de aislamiento del equipo	Sí	Sí	Sí	Sí
Anillo de aislamiento del faldón	Sí	Sí	Sí	Sí
Peso de los ganchos de arrastre	Sí	Sí	Sí	Sí
Carga en la plataforma superior por nieve	Sí	No	Sí	No
Peso extra del muñón	Sí	Sí	Sí	Sí

Figura 4.23. Condiciones de carga

En la Figura 4.24 se puede ver cómo queda el modelo final del equipo en el software Compress, utilizado para el diseño y cálculo del KO Drum.

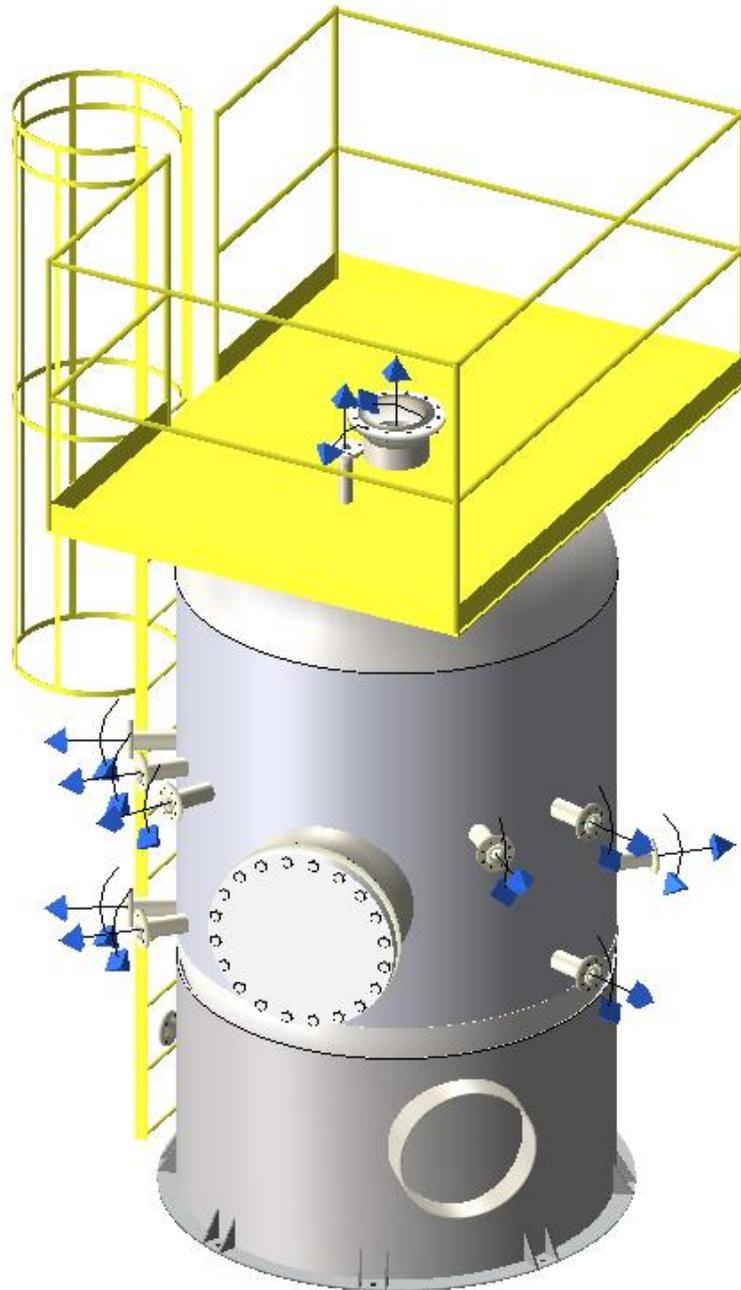


Figura 4.24. Modelo final en 3D del KO Drum



5.- Resultados

En este apartado se muestran los resultados más importantes de los diferentes elementos que conforman el equipo. El resto de los resultados se pueden consultar en el Anexo I.

5.1.- Envoltente

En esta sección se presentan los resultados de los análisis realizados para la envoltente, incluyendo el resumen de los espesores de diseño, la máxima presión de trabajo permitida (MAWP) y la temperatura mínima de diseño (MDMT). Estos resultados aseguran que la virola cumple con los requisitos normativos y operativos.

La Figura 5.1 muestra un resumen de los espesores de diseño y la presión de trabajo para la virola. Esta información es crucial para garantizar que la virola pueda soportar las condiciones de operación especificadas.

Resumen de resultados	Virola
Condición de gobierno	Presión interior
Espesor mínimo total según UG-16	3,1 mm
Espesor de diseño debido a presión interna (ti)	13,55 mm
Espesor de diseño debido a presión externa (te)	7,77 mm
Máxima presión de trabajo permitida (MAWP)	25,07 bar
Rated MDMT	-66,6 °C

Figura 5.1. Resumen de resultados

El espesor mínimo de diseño obtenido a partir de los cálculos es de 13,55 mm. Por lo tanto, nuestro espesor de virola, que es de 19,4 mm una vez considerado el efecto de la corrosión (situación más desfavorable), es válido. En cuanto a la presión, obtenemos una MAWP (Presión Máxima de Trabajo Admisible) de 25,07 bar, que es superior a la presión de diseño de 15,5 bar, por lo que no habría problema en este aspecto.



La Figura 5.2 presenta los requisitos de tenacidad del material según la normativa UCS-66 para la virola. Incluye el cálculo del espesor requerido y la reducción en MDMT según las condiciones operativas. Este análisis es fundamental para validar la resistencia del material bajo diferentes condiciones de carga.

UCS-66 Material Toughness Requirements	Virola
Temperatura de prueba de impacto del material por UG-84	-46 °C
$t_r = \frac{P \cdot R}{2SE - 0.2P} =$	12,66 mm
Stress ratio = $\frac{t_r \cdot E^*}{t_n - c} =$	0,632
UCS-66(i) reducción en MDMT, TR por Fig UCS-66.1	20,6 °C
$MDMT = \max[T_{\text{impact}} - T_R, -155]$	-66,6 °C

Figura 5.2. UCS66 Material Toughness Requirements

La MDMT de diseño de -15°C es aceptable porque nuestro material es capaz de soportar hasta -66,6°C.

5.2.- Fondos

En esta sección se presentan los resultados de los análisis realizados para los fondos, incluyendo el resumen de los espesores de diseño, la máxima presión de trabajo permitida (MAWP) y la temperatura mínima de diseño (MDMT). Estos resultados aseguran que la virola cumple con los requisitos normativos y operativos.

La Figura 5.3 muestra un resumen de los espesores de diseño y la presión de trabajo para los fondos. Esta información es crucial para garantizar que la virola pueda soportar las condiciones de operación especificadas.

Resumen de resultados	Fondo superior	Fondo inferior
Condición de gobierno	Presión interior	Presión interior
Espesor mínimo total según UG-16	3,1 mm	3,1 mm
Espesor de diseño debido a presión interna (ti)	13,44 mm	13,51 mm



Espesor de diseño debido a presión externa (te)	6,19 mm	6,19 mm
Máxima presión de trabajo permitida (MAWP)	29,3 bar	29,2 bar
Rated MDMT	-73,6°C	-73,4°C

Figura 5.3. Resumen de resultados de los fondos

El espesor mínimo de diseño obtenido a partir de los cálculos es de 13,51 mm. Por lo tanto, nuestro espesor de los fondos, que es de 22,4 mm una vez considerado el efecto de la corrosión (situación más desfavorable), es válido. En cuanto a la presión, obtenemos una MAWP (Presión Máxima de Trabajo Admisible) de 29,2 bar, que es superior a la presión de diseño de 15,5 bar, por lo que no habría problema en este aspecto.

UCS-66 Material Toughness Requirements	Fondo superior	Fondo inferior
Temperatura de prueba de impacto del material por UG-84	-46 °C	-46 °C
$t_r = \frac{P \cdot R}{2SE - 0.2P} =$	12,14 mm	12,22 mm
$\text{Stress ratio} = \frac{t_r \cdot E^*}{t_n - c} =$	0,5421	0,5453
UCS-66(i) reducción en MDMT, TR por Fig UCS-66.1	27,6 °C	27,4 °C
$MDMT = \max[T_{\text{impacto}} - T_R, -155]$	-73,6 °C	-73,4 °C

Figura 5.4. UCS-66 Material Toughness Requirements

La Figura 5.4 presenta los requisitos de tenacidad del material según la normativa UCS-66 para la virola. Incluye el cálculo del espesor requerido y la reducción en MDMT según las condiciones operativas. Este análisis es fundamental para validar la resistencia del material bajo diferentes condiciones de carga.

La MDMT de diseño de -15°C es aceptable porque nuestro material es capaz de soportar hasta -73,4 °C en el fondo inferior y -73,6 °C en el superior.



5.3.- Tubuladuras

Para evaluar la adecuación de las tubuladuras del equipo, se han realizado los cálculos necesarios para determinar las áreas requeridas y disponibles, así como las tensiones asociadas a diferentes casos de carga. A continuación, se presentan los resultados detallados en las tablas correspondientes.

En la Figura 5.5 se muestran las áreas requeridas y disponibles para cada tubuladura, así como el porcentaje de área disponible respecto al área requerida (Aa/Ar). Se busca que este porcentaje sea mínimo de un 3% para asegurar un margen de seguridad, pero no mucho mayor, ya que un exceso implicaría el uso de más material y, por lo tanto, un mayor coste. Además, se indican aquellas tubuladuras que están exentas de cálculos según UG-36(c)(3) del código ASME.

ID	A Requerida	A Disponible	Aa/Ar (%)	A1	A2
A	28,0135	30,0703	7,34	SÍ	SÍ
B	39,1338	41,0006	4,77	SÍ	SÍ
C	76,2581	78,8573	3,41	SÍ	SÍ
D	Exenta de los cálculos de área según UG-36(c)(3)(a)				
E1	Exenta de los cálculos de área según UG-36(c)(3)(a).				
E2	Exenta de los cálculos de área según UG-36(c)(3)(a).				
F1	Exenta de los cálculos de área según UG-36(c)(3)(a).				
F2	Exenta de los cálculos de área según UG-36(c)(3)(a).				
G	Exenta de los cálculos de área según UG-36(c)(3)(a).				
H	Exenta de los cálculos de área según UG-36(c)(3)(a).				
K1	Exenta de los cálculos de área según UG-36(c)(3)(a).				
K2	Exenta de los cálculos de área según UG-36(c)(3)(a).				
L1	Exenta de los cálculos de área según UG-36(c)(3)(a).				
L2	Exenta de los cálculos de área según UG-36(c)(3)(a).				

Figura 5.5. Áreas requeridas y disponibles

Para cada tubuladura, se han evaluado diferentes casos de carga utilizando el WRC 537. Los parámetros de presión (P), fuerza radial (Pr), momentos (M1, M2, Mt), y cortantes (V1, V2) se han analizado para determinar las combinaciones máximas de tensión y

compararlas con las tensiones admisibles. A continuación, se presentan los resultados en forma de gráfica con todas las tubuladuras.

En la Figura 5.6 se comparan los resultados de tensión combinada obtenidos en cada cosa y se comparan con el valor de tensión admisible de 350 MPa, como se puede observar ninguna tubuladura está sobrecargada para ninguno de los 4 casos de carga.

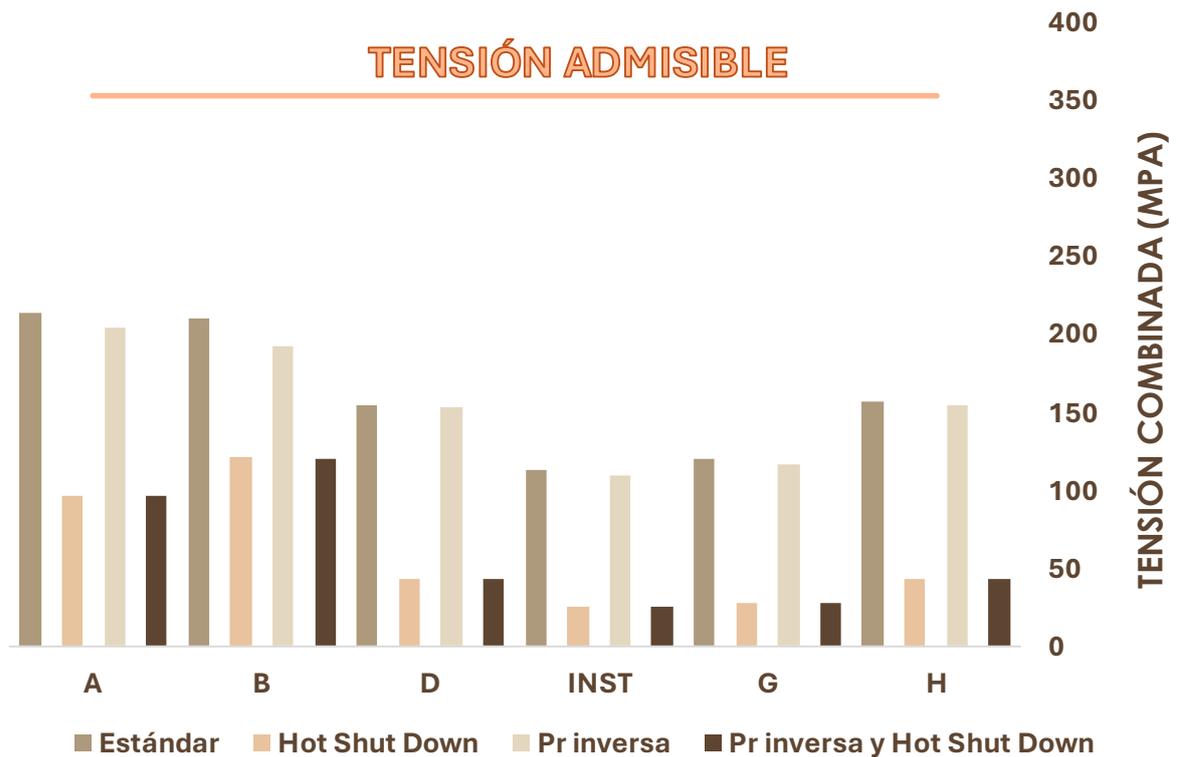


Figura 5.6. Máxima tensión combinada

También hay que comprobar la máxima tensión local primaria, en este caso el valor admisible es de 177 MPa y como ocurría para la tensión combinada ninguna de las tubuladuras está sobrecargada. En la Figura 5.7 se muestran todos los resultados obtenidos.

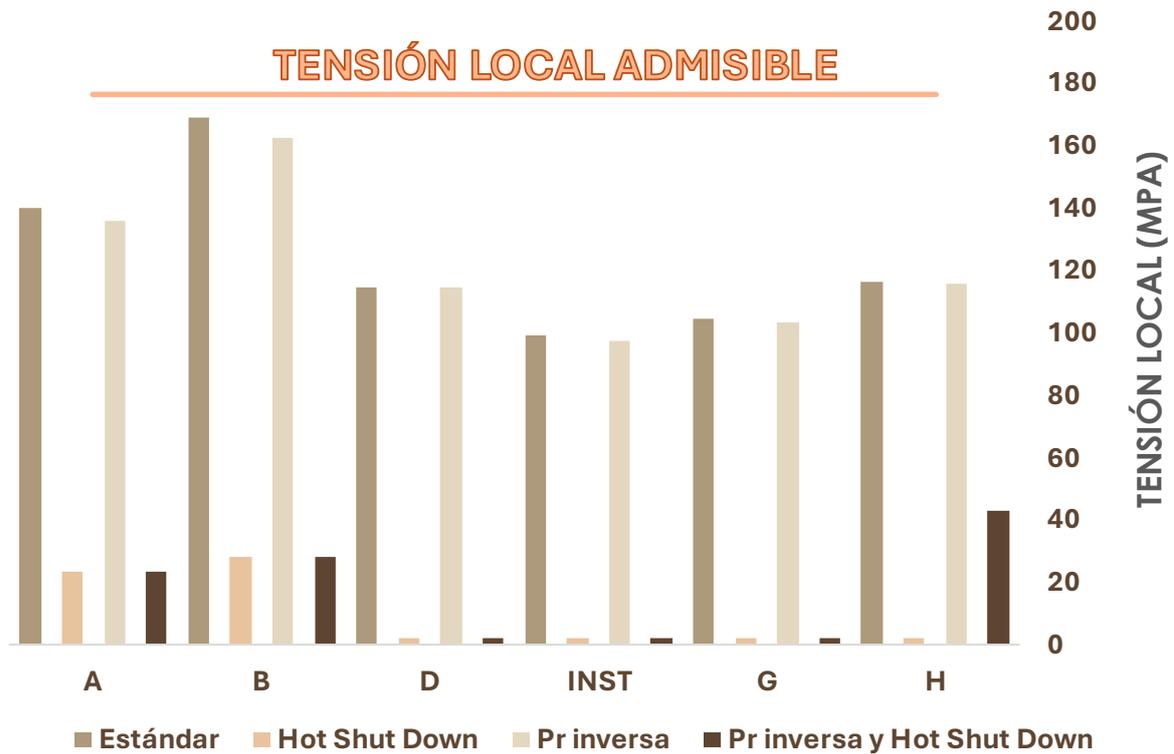


Figura 5.7. Máxima tensión local primaria

Todas las tubuladuras cumplen con las tensiones admisibles según WRC 537 y no presentan sobrecargas en ninguna de las combinaciones de carga analizadas.

Estas evaluaciones aseguran que las tubuladuras son seguras y cumplen con las normativas vigentes, garantizando su adecuado funcionamiento bajo las condiciones operativas esperadas.

5.4.- Otros elementos

5.4.1.- Faldón

Tensión

Espesor requerido, esfuerzo de tracción en la base:

$$t = -\frac{W}{\pi \cdot D \cdot S_t \cdot E} + \frac{4 \cdot M}{\pi \cdot D^2 \cdot S_t \cdot E} = -\frac{13.448,71}{\pi \cdot 1.825,6 \cdot \frac{898,203}{100} \cdot 1} + \frac{4 \cdot 1e3 \cdot 578}{\pi \cdot 1.825,6^2 \cdot \frac{898,203}{100} \cdot 1} = 0,24 \text{ mm}$$

Espesor requerido, esfuerzo de tracción en la parte superior:



$$t = -\frac{W_t}{\pi \cdot D_t \cdot S_t \cdot E} + \frac{4 \cdot M_t}{\pi \cdot D_t^2 \cdot S_t \cdot E} = -\frac{12.704,64}{\pi \cdot 1.825,6 \cdot \frac{898,203}{100} \cdot 1} + \frac{4 \cdot 1e3 \cdot 578}{\pi \cdot 1.825,6^2 \cdot \frac{898,203}{100} \cdot 1} = 0,22 \text{ mm}$$

Compresión

Espesor requerido, esfuerzo de compresión en la base:

$$t = \frac{W}{\pi \cdot D \cdot S_c \cdot E_c} + \frac{4 \cdot M}{\pi \cdot D^2 \cdot S_c \cdot E_c} = \frac{13.448,71}{\pi \cdot 1.825,6 \cdot \frac{898,203}{100} \cdot 1} + \frac{4 \cdot 1e3 \cdot 578}{\pi \cdot 1.825,6^2 \cdot \frac{898,203}{100} \cdot 1} = 0,29 \text{ mm}$$

Espesor requerido, esfuerzo de compresión en la parte superior:

$$t = \frac{W_t}{\pi \cdot D_t \cdot S_c \cdot E_c} + \frac{4 \cdot M_t}{\pi \cdot D_t^2 \cdot S_c \cdot E_c} = \frac{12.704,64}{\pi \cdot 1.825,6 \cdot \frac{898,203}{100} \cdot 1} + \frac{4 \cdot 1e3 \cdot 578}{\pi \cdot 1.825,6^2 \cdot \frac{898,203}{100} \cdot 1} = 0,27 \text{ mm}$$

5.4.2.- Plataforma / Escalera

Profundidad de plataforma: $H_p = 152.4 \text{ mm}$

Altura efectiva de la barandilla: $H_r = 243.84 \text{ mm}$

Longitud diagonal de la plataforma: $L_d = \sqrt{1.962^2 + 2.557^2} = 3,222.99 \text{ mm}$

Área proyectada de la plataforma: $A_{eP} = 152.4 \cdot 3,222.99 = 4,911.84 \text{ cm}^2$

Área proyectada de la barandilla frontal: $A_{eFR} = 243.84 \cdot 3,222.99 = 7,858.95 \text{ cm}^2$

Área proyectada de la barandilla trasera: $A_{eRR} = 243.84 \cdot 3,222.99 = 7,858.95 \text{ cm}^2$

Área total proyectada: $A_e = 4,911.84 + 7,858.95 + 7,858.95 = 20,629.74 \text{ cm}^2$

Presión local debida al viento: $P_w = 860 \text{ Pa}$

Cortante por viento: $V_p = 860 \cdot 2.00 \cdot 20,629.74 \cdot 0.101972 = 361.83 \text{ kgf}$



6.- Conclusiones

En este trabajo de fin de máster se ha diseñado y calculado un equipo industrial que cumple con todas las especificaciones proporcionadas por el cliente. A través de un riguroso proceso de diseño y cálculo, se ha demostrado que el equipo satisface los requisitos de rendimiento y seguridad establecidos inicialmente. Los resultados de las pruebas y simulaciones validan la viabilidad técnica del diseño y su eficacia en condiciones operativas específicas.

Posibles mejoras:

Se identificó que el espesor del fondo y la virola del equipo es considerablemente mayor al mínimo necesario bajo la máxima presión de trabajo especificada. Por lo tanto, podría ser interesante repetir los cálculos con una reducción del espesor como medida para optimizar los costes de fabricación sin comprometer el cumplimiento de las normativas.



7.- Bibliografía

American Society of Mechanical Engineers. (2023). *ASME Boiler & Pressure Vessel Code*. ASME.

Arias, I. V. (2005). *Diseño de equipos a presión soldados*. Ingeniería y Diseño Europeo, S.A.