

# Botellas para el transporte a presión de gases: Diseño y optimización



Ramon Miralbes-Buil

Dr. Ingeniero Industrial

Universidad de Zaragoza. Dpto de Ingeniería de Diseño y Fabricación. C. María de Luna, s/n – 50001 Zaragoza. Tfno: +34 976 761000. miralbes@unizar.es

Recibido: 05/01/2011 • Aceptado: 05/03/2011

## Bottles for pressure gas transport: Design and optimization

### ABSTRACT

• In this paper it is established an analytical design methodology for pressure gas bottles based on strength analytical technics. This methodology can be used not only for metal (steel or aluminium) bottles but also for mixed metal and composite (one or more layers).

To make the analysis and the design some aspects must take in mind: resistance, weight and price and the methodology must allow solving easily and quickly any material combination. As well it can be analyzed each zone of the bottle: head, body and button.

In this paper some materials have been analyzed: steel, aluminium, carbon fibre, basalt fibre and some material combinations too.

To end, it has been verified the analytical obtained results in terms of resistance using numerical methods, like finite elements method (FEM)

• **Key words:** bottle, composite, gas, resistance, FEM, design, analytical.

### RESUMEN

En este artículo se presenta una metodología de diseño de botellas para el transporte de gases a presión utilizando técnicas analíticas de cálculo de resistencia de materiales. Esta metodología se puede utilizar tanto para botellas únicamente metálicas (acero o aluminio) como para botellas diseñadas mediante combinaciones de un metal y una o varias capas de material compuesto recubriéndolo.

Para realizar el análisis y el diseño se tienen en cuenta diversos aspectos: resistencia, peso y precio y se debe poder analizar cualquier combinación de materiales de una forma fácil y sencilla. Además se puede analizar y diseñar la botella en cada una de las zonas por separado: cabeza, virola y fondo.

En este artículo se han analizado varios materiales: acero, aluminio, fibra de carbono, fibra de basalto y fibra de vidrio y diversas combinaciones de materiales.

Por último se han verificado los resultados obtenidos en resistencia mediante técnicas analíticas con los obtenidos mediante la técnica numérica de los elementos finitos (MEF). Con ello se verifica que no es necesario la

utilización del MEF para el cálculo de este tipo de botellas y se puede realizar únicamente mediante cálculos analíticos.

**Palabras clave:** botella, material compuesto, gas, resistencia, MEF, diseño, analítico.

### 1. INTRODUCCIÓN

Este artículo está orientado al diseño de botellas de hidrógeno destinadas a vehículo para transporte de gases a presión utilizando técnicas analíticas de resistencia de materiales. El transporte se suele realizar mediante vehículos pesados articulados, los cuales tienen una capacidad de carga limitada por el *Peso Máximo Autorizado* (PMA), que es en este caso de 36 Tn o 40 Tn. Es por ello que, para maximizar la capacidad de carga del vehículo y reducir el coste de transporte unitario, se deben diseñar botellas más ligeras que permitan transportar en cada vehículo una mayor cantidad de hidrógeno. En dichas botellas el hidrógeno se introduce a presiones elevadas (actualmente se están utilizando 200 bar y 300 bar para el transporte), lo que implica que las botellas deben ser lo

suficientemente resistentes para soportar las cargas debidas a la presión con unos niveles de seguridad aceptables.

Tradicionalmente las botellas para el transporte de gases suelen ser de acero, por lo que el peso propio de una botella que soporte una presión de 200 bar suele ser muy elevada (72 Kg. para una capacidad de 100 litros a 1.83 Kg. de H<sub>2</sub>). Esto implica que, cuando se transporta un gas en botellas a presión, el peso se debe sobre todo al peso propio de la botella.

Por ello, si se transporta el gas utilizando botellas, la capacidad de carga de un vehículo vendrá determinada por su *Peso Máximo Autorizado* (PMA) que no podrá ser superado y, si se descuenta el peso propio del vehículo (TARA), quedará una determinada carga máxima a transportar. Si la carga está compuesta por botellas de gas a presión, el peso de la carga se debe fundamentalmente al peso de las botellas como se ha visto anteriormente, por lo que el peso propio de cada botella determinará la cantidad máxima de botellas a transportar y, por tanto, el volumen máximo de gas. Una forma de incrementar la capacidad de carga es reducir el peso propio de cada botella sin modificar la resistencia de las mismas, ya sea modificando el diseño o modificando los materiales utilizados. Otra forma de aumentar la capacidad de carga es aumentar la presión del gas (tradicionalmente se utilizaban 200 bar, pero se está empezando a utilizar presiones de 300 bar, aunque es muy poco habitual ya que los usuarios necesitan una preparación especial). Esto implica una mayor capacidad de gas en cada botella, pero también la necesidad de utilizar botellas más resistentes y, por tanto, pesadas; sin embargo, el aumento de la capacidad de carga suele compensar esta penalización de peso.

Es por ello que se ha propuesto una metodología de diseño que permita obtener de forma analítica la resistencia de una botella en función de la presión interna, las dimensiones geométricas y los materiales utilizados. Además se puede obtener el peso propio y el precio unitario estimado por botella.

## 2. NORMATIVA APLICABLE

Al analizar la normativa existente en diversos países de la Unión Europea, incluyendo España, existen diversas normativas aplicadas al diseño de botellas gas:

- EN 1964: botellas de gas en acero<sup>[1]</sup>
- EN 1975: botellas en aluminio<sup>[2]</sup>
- EN 1800:1999: botellas de acetileno<sup>[3]</sup>
- EN 12257: botellas transportables de gas en material compuesto.<sup>[4]</sup>
- EN 12245: botellas transportables de gas en material compuesto.<sup>[5]</sup>

Tras analizar las diversas normativas se puede observar que los casos que hay que analizar son:

- Ensayos de caracterización de materiales (test 1 y 2 de la norma EN 12257)

- Ensayos de rotura de la botella dinámico (test 3 de EN 12257)
- Ensayo de estabilidad de la presión
- Ensayo de rotura de la botella estático (test 5)
- Ensayo a fatiga
- Ensayo en ambiente salino
- Ensayo a altas temperaturas
- Ensayo de impacto de bala

Para el diseño desde un punto de vista estructural, el ensayo más importante es el “*Ensayo de rotura de la botella estático*”, con el cual se han realizado los cálculos para cada tipo de botella.

Para este ensayo, las diversas normativas establecen la presión de ensayo de la botella, en función de la presión de trabajo. Así pues la presión de ensayo debe ser 1.5 veces la presión de trabajo. En este caso particular se trabajará con una presión de trabajo de 200 bares, por lo que la presión de ensayo será 300 bares y servirá como base para el cálculo resistente. Así pues la única carga que debe soportar la botella ensayada es una presión interna de 300 bares. En el caso de botellas diseñadas para una presión de trabajo de 300 bares la de prueba sería de 450 bares.

## 3. MATERIALES

Hay que destacar que las diversas normativas (EN 12257 y EN 12245) establecen que las botellas deben estar fabricadas en un material metálico (acero o aluminio), pero que pueden estar recubiertas con una o varias capas de otros materiales que aporten resistencia a la botella.

La forma más sencilla, barata y con poco peso añadido de aportar resistencia a una botella es utilizando una arrollamiento continuo de fibra preimpregnada.

Los materiales susceptibles de ser utilizados deben poseer una rigidez similar o superior a la del metal, de otra forma, no podría ser utilizados para reforzarlo porque si la rigidez es comparativamente baja, el material de refuerzo no soporta prácticamente esfuerzos y estos son soportados íntegramente por el metal por lo que el refuerzo no actúa. Por ello debe poseer una resistencia específica lo suficientemente alta.

Los materiales susceptibles de ser utilizados son la fibra de carbono y la fibra de basalto, con una matriz epoxi, que aisle el posible par galvánico que puede generar corrosión en el metal.

La fibra de vidrio ha sido descartada de antemano, ya que presenta una elevada resistencia específica (superior a la del acero) y una rigidez baja. También se ha descartado la fibra de aramida por su baja rigidez y la de boro por su excesiva fragilidad.

Para realizar el cálculo y el diseño estructural será necesario únicamente las propiedades de rigidez (*módulo de Young*), resistencia (límite elástico y límite de rotura) y para el análisis posterior de pesos la densidad y para el de precio el coste estimado por Kg. de material utilizado.

Con respecto al criterio de seguridad elegido, para el acero y el aluminio, es el siguiente criterio:

$$\sigma_{adm} = \min(0.75 \cdot R_e \cdot \lambda, 0.5 \cdot R_m \cdot \lambda) \quad (1)$$

donde:

$R_e$  = límite elástico aparente de los aceros

$R_m$  = resistencia a rotura del material a tracción

Dentro de estos valores, se utilizarán para cada material los mínimos especificados según las normas de materiales EN 10002-1.

$\lambda$  = coeficiente de minoración debido al debilitamiento de los materiales por el proceso de soldadura:

- $\lambda=0.8$ : verificación de todos los cordones de soldadura en lo posible de forma visual por las dos caras y ensayos no destructivos por muestreo.
- $\lambda=0.9$ : control no destructivo de la totalidad de los cordones longitudinales, todos los nodos y el 25 % de los cordones circulares y las soldaduras de ensamble con un diámetro importante.
- $\lambda=1$ : control no destructivo de todos los cordones de soldadura, verificación en lo posible de forma visual de las soldaduras por ambas caras y se sacará una muestra de una probeta de soldadura.

Para este caso particular, y debido a las sollicitaciones y la peligrosidad de este tipo de botellas, será necesario emplear el coeficiente  $\lambda=0.9$  y que realizar esas verificaciones en la fabricación.

En el caso de la fibra se ha utilizado de criterio de seguridad el *criterio de Tsai-Wu*:

$$K_{seg}^2 \cdot \left( \frac{\sigma_z^2}{X'^2} + \frac{\sigma_\theta^2}{Y'^2} - \frac{\sigma_z \cdot \sigma_\theta}{X' \cdot Y'} \right) \leq 1 \quad (2)$$

siendo en coordenadas cilíndricas:

$$X'_1 = \frac{X}{\cos^2 \alpha} \quad X'_2 = \frac{Y}{\text{seno}^2 \alpha} \quad X'_3 = \frac{S}{\cos \alpha \cdot \text{seno} \alpha} \quad X' = \min(X'_1, X'_2, X'_3)$$

$$Y'_1 = \frac{X}{\text{seno}^2 \alpha} \quad Y'_2 = \frac{Y}{\cos^2 \alpha} \quad Y'_3 = \frac{S}{\cos \alpha \cdot \text{seno} \alpha} \quad Y' = \min(Y'_1, Y'_2, Y'_3)$$

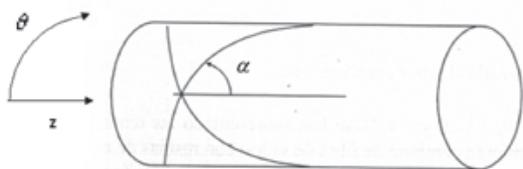
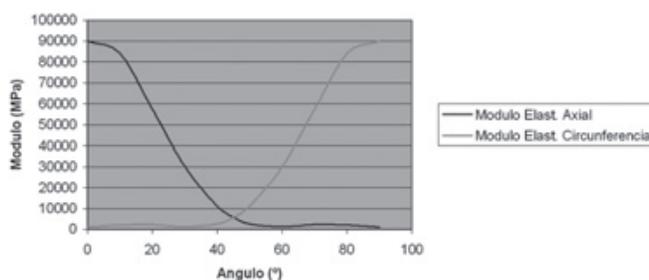


Fig. 1: Ángulo de arrollamiento en la virola

En este caso el  $K_{seg}$  utilizado ha sido  $0.5 \cdot 0.9 = 0.45$  que se obtiene de la Ecuación 1.

Con respecto al tema de materiales, se han utilizado materiales habituales: acero St-52, aluminio 5186, fibra de basalto *Kamedy* y fibra de carbono unidireccional T-300 con preimpregnación epoxi.

Los enrollamientos unidireccionales, tanto la de basalto como la de Carbono se caracterizan por tener unas propiedades mecánicas ortótropas, que dependen del ángulo de arrollamiento de dicha fibra. Es por ello, que el límite elástico de esta fibra depende de dicho ángulo, al igual que el módulo elástico. Como consecuencia de este hecho, ha sido necesaria la parametrización del módulo elástico de la fibra. Para ello, partiendo de la gráfica con los módulos elásticos axiales y circunferenciales para cada ángulo de arrollamiento, se ha obtenido una ecuación polinómica que se adapte a ella (ver Gráfica 1).



Gráfica 1: Módulo de Young de la Fibra de Carbono

#### 4. METODOLOGÍA DE CALCULO DE RESISTENCIA

Como punto de partida se ha utilizado la geometría y las dimensiones de una botella comercial de acero de 100 l de capacidad y 200 bar, similar a la presentada en la Figura 2. Este es el tipo de botellas más utilizadas para esta aplicación, aunque la metodología puede aplicarse en cualquier tipo de botella y con cualquier tipo de dimensiones y geometría o con cualquier presión de trabajo.

Para realizar el cálculo teórico, se supone que la botella presenta una presión uniforme en todo su interior. Tras ello, analizando la geometría, se puede observar que existen tres zonas claramente diferenciadas: cabeza de la botella, fondo de la botella y virola.

Por lo tanto, será necesario, como punto de partida, el análisis de cada una de estas zonas por separado para obtener los esfuerzos; esto permitirá obtener la tensión existente y el coeficiente de seguridad.

Para todas las zonas se ha supuesto la condición de lámina delgada, por lo que el espesor no influye en los resultados.



Fig. 2: Botella comercial inicial

##### 4.1. CALCULO DE LA VIROLA

La zona de la virola, está sometida a dos esfuerzos claramente diferenciables. Por un lado, aparecen unos

esfuerzos axiales (Fig. 4) debidos a la presión ejercida por el gas sobre la cabeza y el fondo de la botella y, por otro lado, aparecen unos esfuerzos radiales (Fig. 3) debida a la presión ejercida por el gas sobre la virola.

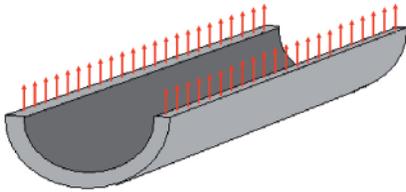


Fig. 3: Sección Transversal de la Virola

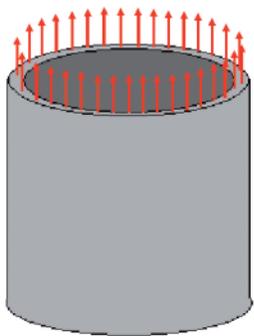


Fig. 4: Sección Vertical de la Virola

Así pues, para los esfuerzos radiales, dividiendo el cilindro por la mitad, se observa que:

$$\sum F_{cuerpo} = P \cdot A_{proyectada} = P \cdot L_{cuerpo} \cdot D_{int} \quad (3)$$

donde  $P$  es la presión interna que será igual a la presión de prueba hidráulica,  $A_{proyectada}$  es el área proyectada del cilindro en dirección transversal y que, por tanto, será igual a la longitud del cuerpo ( $L_{cuerpo}$ ) por el diámetro interno ( $D_{int}$ )

Ello genera en el material unos esfuerzos radiales:

$$\sigma_{\theta, cuerpo} = \frac{\sum F_{cuerpo}}{A_{resistente, cuerpo}} \approx \frac{P \cdot L_{cuerpo} \cdot D_{int}}{2 \cdot L_{cuerpo} \cdot e_{cuerpo}} = \frac{P \cdot D_{int}}{2 \cdot e_{cuerpo}} \quad (4)$$

Donde  $e_{cuerpo}$  es el espesor de la pared.

En relación a los esfuerzos axiales, dividiendo el cilindro transversalmente, en este caso el  $A_{proyectada}$  vendrá determinada por el área proyectada verticalmente, es decir, el área de un círculo de diámetro  $D_{int}$  luego:

$$\sum F_{cuerpo} = P \cdot A_{proyectada} = P \cdot \pi \cdot \left(\frac{D_{int}}{2}\right)^2 = \frac{P \cdot \pi \cdot D_{int}^2}{4} \quad (5)$$

Todos estos esfuerzos se distribuyen a lo largo del espesor de la botella.

#### 4.2. CALCULO DE LA CABEZA Y EL FONDO

La cabeza y el fondo de una botella pueden tener muchas formas diferentes; entre ellas, podemos encontrar una forma semi-esférica. Para esta:

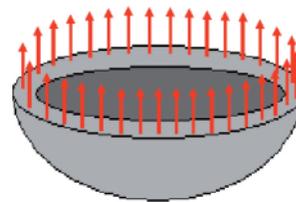


Fig. 5: Sección de la cabeza

$$\sum F_{\theta, cabeza} = P \cdot A_{proyectada} = P \cdot \pi \cdot \left(\frac{D_{int}}{2}\right)^2 = \frac{P \cdot \pi \cdot D_{int}^2}{4} \quad (6)$$

Esta ecuación es idéntica a la Ecuación 3 al igual que la 4 es idéntica a la 6.

Y por ello:

$$\sigma_{cabeza} = \frac{F_{cabeza}}{A_{proyectada}} = \frac{P \cdot \pi \cdot D_{int}^2 / 4}{\pi \cdot D_{int} \cdot e_{cabeza}} = \frac{P \cdot D_{int}}{4 \cdot e_{cabeza}} \quad (7)$$

Por otro lado, para el resto de formas, si consultamos la norma BS 4994:1987<sup>[6]</sup>, esta establece la tensión máxima en cada una de las zonas en función del tipo de geometría:

$$\sigma_{cabi fondo} = \frac{P \cdot D_{int} \cdot K_s}{2 \cdot e_{cabi fond}} \quad (8)$$

Donde  $K_s$  es el factor de forma:

h/D <sub>i</sub>	D <sub>i</sub>	K <sub>s</sub>		
		toro esférica 0.1 < r <sub>1</sub> /D <sub>i</sub> < 0.15	r <sub>1</sub> /D <sub>i</sub> > 0.15	Semielipsoidal
0.2	0.005	2.95	No permitido	2
	0.01	2.85		2.1
	0.02	2.65		2.2
	0.04	2.35		2.25
	0.05	2.25		2.35
0.25	0.005	2.35	1.9	1.3
	0.01	2.25	1.8	1.35
	0.02	2.1	1.75	1.45
	0.04	1.85	1.7	1.45
	0.05	1.75	1.7	1.45
0.32	0.005	1.95	1.45	0.84
	0.01	1.85	1.45	0.95
	0.02	1.8	1.4	1
	0.04	1.4	1.35	1.05
	0.05	1.3	1.3	1.1
0.5	Cualquier valor	0.6	0.6	0.6

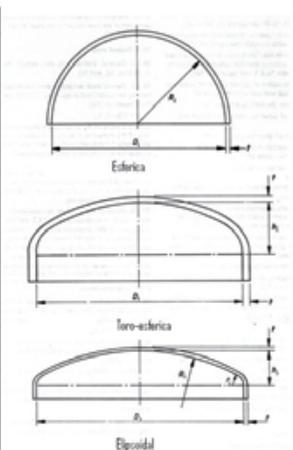


Tabla 1: Coeficientes  $K_s$  de la cabeza y el fondo

En el caso particular de una cabeza esférica tenemos que:

$$\sigma_{adm} = \sigma_{vmises} = \sqrt{0.5 \cdot [(\sigma_z - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_{\theta})^2 + (\sigma_z - \sigma_{\theta})^2]} \quad (9)$$

Todo ello, permite calcular los esfuerzos en cada una de las zonas que forman las botellas.

Estos esfuerzos obtenidos corresponden a los que existiría de media en todo el espesor, por lo que habrá que repartir posteriormente las tensiones en cada material en los casos en los que exista un arrollamiento de fibra en el exterior.

Antes de ello se va a analizar un caso particular de botella en acero o en aluminio.

## 5. CALCULO DE BOTELLAS DE ACERO O DE ALUMINIO Y SU PRESIÓN DE PRUEBA MÁXIMA ADMISIBLE

La tensión máxima que puede soportar el acero o el aluminio, según lo indicado en la Ecuación 2, es  $\sigma_{adm}$  y, en el caso óptimo debe ser igual a la tensión de Von Mises<sup>[7,8]</sup> en cada zona:

$$\sigma_{adm} = \sigma_{vmises} = \sqrt{0.5 \cdot [(\sigma_z - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_z - \sigma_\theta)^2]} \quad (10)$$

Por todo ello, partiendo de las tensiones obtenidas anteriormente en el apartado 4, se obtiene que para el cilindro:

$$\begin{aligned} \sigma_{vmises, cilindro} &= \sqrt{0.5 \cdot [(\sigma_z - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_z - \sigma_\theta)^2]} \\ &= \sqrt{0.5 \cdot [(\sigma_z)^2 + (\sigma_\theta)^2 + (\sigma_z - \sigma_\theta)^2]} \\ &= \sqrt{0.5 \cdot [(\sigma_z)^2 + (\sigma_\theta)^2 + (\sigma_z - \sigma_\theta)^2]} \\ &= \sqrt{0.5 \cdot \left[ \left( \frac{P \cdot D_{int}}{4 \cdot e_{cilindro}} \right)^2 + \left( \frac{P \cdot D_{int}}{2 \cdot e_{cilindro}} \right)^2 + \left( \frac{P \cdot D_{int}}{2 \cdot e_{cilindro}} - \frac{P \cdot D_{int}}{4 \cdot e_{cilindro}} \right)^2 \right]} \\ &= \frac{P \cdot D_{int}}{4 \cdot e_{cilindro}} \sqrt{3} \end{aligned} \quad (11)$$

Para el fondo y la cabeza:

$$\sigma_{vmises} = \sqrt{\sigma^2} = \sigma = \frac{P \cdot D_{int} \cdot K_s}{4 \cdot e_{cab/fondo}} \quad (12)$$

Por todo ello, para la el cilindro:

$$\sigma_{adm} = \sigma_{max} = \frac{P_{max} \cdot D_{int} \cdot \sqrt{3}}{4 \cdot e_{cilindro}} \Rightarrow P_{max} = \frac{4 \cdot \sigma_{adm} \cdot e_{cilindro}}{D_{int} \cdot \sqrt{3}} \quad (13)$$

Para la cabeza y el fondo:

$$\sigma_{adm} = \sigma_{max} = \frac{P_{max} \cdot D_{int} \cdot K_s}{2 \cdot e_{cabeza/fondo}} \Rightarrow P_{max} = \frac{2 \cdot \sigma_{adm} \cdot e_{cabeza/fondo}}{D_{int} \cdot K_{s,cabeza/fondo}} \quad (14)$$

Por ello, la presión máxima será la mínima a que pueda soportar cada una de las zonas.

A la vista de estos resultados, se observa que es posible definir una relación de espesores entre la cabeza de las botellas y el cuerpo, de forma que la presión máxima admisible sea la misma para todas las zonas, y, con ello, lograr la optimización de los espesores de cada una de las zonas. Así pues:

$$\begin{aligned} \frac{P \cdot D_{int} \cdot K_{s,cabeza}}{2 \cdot e_{cabeza}} &= \frac{P \cdot D_{int} \cdot K_{s,fondo}}{2 \cdot e_{fondo}} = \frac{P \cdot D_{int}}{4 \cdot e_{cilindro}} \sqrt{3} \\ \Rightarrow \frac{e_{cabeza}}{K_{s,cabeza}} &= \frac{e_{fondo}}{K_{s,fondo}} = \frac{2 \cdot e_{cuerpo}}{\sqrt{3}} \end{aligned} \quad (15)$$

Hay que destacar que, tras observar la Tabla 1 para la cabeza y los fondos, la forma óptima es en forma de casquete esférico. Así pues, para esta configuración, los espesores óptimos son aquellos que cumplen:

$$\frac{e_{cabeza}}{0.6} = \frac{e_{fondo}}{0.6} = \frac{2 \cdot e_{cuerpo}}{\sqrt{3}} \Rightarrow e_{cabeza} = e_{fondo} = 0.6928 \cdot e_{virola} \quad (16)$$

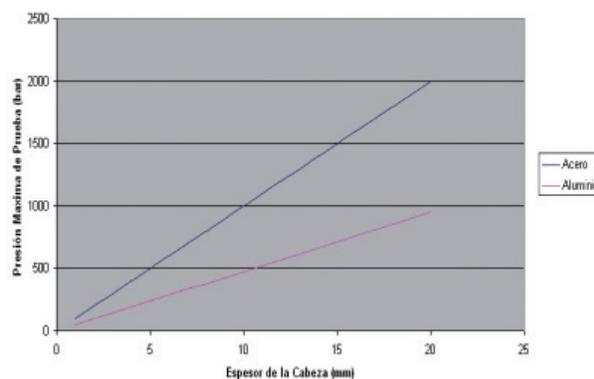
Por otro lado, también será necesario tener en cuenta los

espesores de acuerdo entre las diversas zonas, para evitar concentraciones de tensiones y debilitamientos locales de las botellas.

Normalmente además se tiene que cumplir la condición de que la botella sea capaz de sostenerse verticalmente sobre el fondo sin caerse por lo que se suele emplear una botella con fondo toro esférico de  $K_s$  1.3. Así pues:

$$\frac{e_{cabeza}}{0.6} = \frac{e_{fondo}}{1.3} = \frac{2 \cdot e_{cuerpo}}{\sqrt{3}} \Rightarrow e_{cabeza} = 0.462 \cdot e_{fondo} = 0.6928 \cdot e_{virola} \quad (17)$$

Con ello, en la siguiente grafica aparece la presión máxima que puede soportar una botella de estas características en función del espesor, tanto si está construido en acero ST-52 como en aluminio Al 5186 y un diámetro de 260 mm se obtiene que:



Gráfica 2: Espesor de la Cabeza frente a la presión de prueba en botellas de acero y de aluminio

Estos cálculos se han realizado para una presión de prueba de 300 bar (200 de trabajo) y sería necesario un espesor en la cabeza de 7 mm para el aluminio y de 3.2 para el acero, o, lo que es lo mismo, un espesor en el cuerpo aproximado de 14 mm para el aluminio y de 6 para el acero, que se corresponden con los valores habituales observados en diversos estudios de botellas de hidrógeno. Sin embargo hay que resaltar que para evitar zonas de transición en la cabeza semi cilíndrica se suele utilizar el mismo espesor que en el cuerpo, mientras que en el fondo se suele dejar la zona de transición. Esto se debe a que el cuerpo es la zona que mayor peso tiene de la botella y la cabeza comparativamente tiene un peso mucho menor, por lo que la utilización de un espesor en la cabeza mayor para evitar zonas de transición repercute positivamente en una reducción en el precio final sin modificar sustancialmente el peso. Esto no se puede hacer con respecto al fondo, ya que habitualmente tiene un espesor mayor que el cuerpo por lo que se debe emplear una zona de transición entre el cuerpo y el fondo.

Este caso particular nos permite diseñar cualquier tipo de botella de acero o aluminio y, variando el tipo de material utilizado, se pueden obtener botellas más ligeras y de menor espesor, por ejemplo utilizando aceros de alto límite elástico como el DOMEX 500.

## 6. CALCULO DE BOTELLAS DE FIBRA DE CARBONO Y DE BASALTO CON DOS ANGULOS DE ARROLLAMIENTO

Una tipología de botellas que, desde un punto de vista resistente, podría funcionar adecuadamente sería la en fibra por arrollamiento, pero están prohibidas por normativa, ya que se requiere una capa metálica o no metálica; además podría haber fugas en la misma. Sin embargo se ha decidido incluirla para analizar como debería ser su diseño.

Debido a los esfuerzos que aparecen en las diversas partes de la botella, es necesario para fabricar una botella en fibra, colocar al menos dos capas de fibra con dos ángulos de arrollamiento diferentes, para que sean capaces de soportar los esfuerzos que generará la presión, sin que se produzca delaminación.

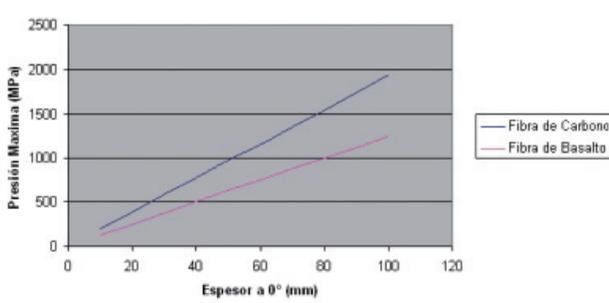
Por ello, tras observar los esfuerzos a los que está sometida una botella de estas características, podemos ver que, tanto la cabeza como el fondo, están sometidos a unos esfuerzos en todas las direcciones, con lo cual en esos elementos el ángulo de arrollamiento óptimo sería  $0^\circ$  y  $90^\circ$ , mientras que en el cuerpo los esfuerzos mayoritarios son perpendiculares, por lo que el ángulo óptimo sería  $90^\circ$ . Por ello, lo que se pretende es realizar un arrollamiento a  $0^\circ$  y un arrollamiento a  $90^\circ$ , este último de un mayor espesor que el anterior. Concretamente la relación de espesores debe ser la siguiente (obtenida de la Ecuación 13):

$$2 \cdot e_{0^\circ} = K_s \cdot e_{90^\circ} \quad (18)$$

Con ello, para nuestro caso particular, obtenemos que:

$$e_{0^\circ} = 0.65 \cdot e_{90^\circ} \quad (19)$$

Hay que destacar que, a la hora de fabricar la botella, será imposible realizarla mediante arrollamiento de fibras en dos direcciones totalmente, ya que en el fondo y en la cabeza será imposible alcanzar el ángulo de  $90^\circ$  en toda la zona mediante este procedimiento.



Gráfica 3: Espesor de la Cabeza frente a la presión de prueba en botellas de fibra de carbono y de basalto

A partir de las anteriores gráficas obtenemos que, para soportar una presión de prueba de 300 bares, necesitamos un

arrollamiento a  $0^\circ$  en carbono de 17 mm y a  $90^\circ$  de 27 mm, mientras que, en basalto, necesitamos a  $0^\circ$  26 mm y a  $90^\circ$  40 mm.

En este caso se debe utilizar un único espesor tanto en la cabeza, en el cuerpo y en el fondo, para cada fibra. Por ello se debe obtener primero el espesor a  $0^\circ$  de la Ecuación 3 y después obtener el de  $90^\circ$  con la Ecuación 17.

## 7. CALCULO DE BOTELLAS COMPUESTAS POR ARROLLAMIENTO DE FIBRA DE CARBONO O DE BASALTO SOBRE ACERO O ALUMINIO

Después de ver los resultados obtenidos para el acero y para la fibra por separado, se observa que puede ser interesante la combinación en las botellas de aluminio o acero con arrollamientos de fibra de carbono o de basalto; se ha tenido en cuenta también la imposibilidad de realizar arrollamientos en los fondos a determinados ángulos.

Para realizar el cálculo analítico, hay que distribuir los esfuerzos de cada zona de la botella entre las diversas capas y calcular la máxima presión que puede soportar cada capa en cada zona.

Por ello, es necesario definir unos coeficientes de reparto<sup>[8]</sup> de los esfuerzos que denominaremos  $K_r$ , los cuales dependerán de la dirección (axial o circunferencial), del material y de la zona (cabeza, cuerpo o fondo). Así pues, se definirá:

$$K_{r,direccion,materia\ln,zona} = \frac{E_{direccion,materia\ln,zona} \cdot e_{materia\ln,zona}}{\sum_{i=1}^k E_{direccion,materia\ln,zona} \cdot e_{materia\ln,zona}} \quad (18)$$

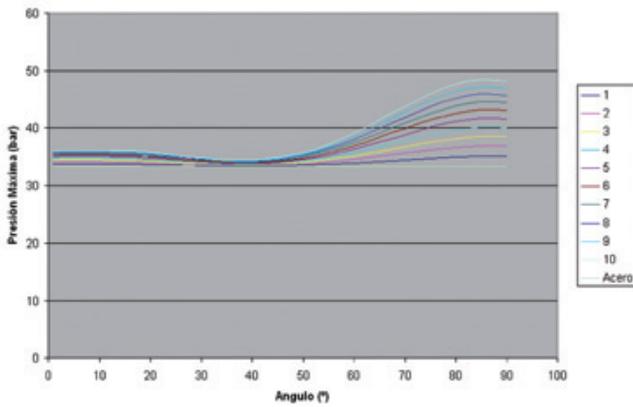
Con ello, se podrán repartir los esfuerzos de la siguiente forma:

$$\sigma_{direccion,materia\ln,zona} = \sigma_{total,direccion,zona} \cdot K_{r,direccion,materia\ln,zona} \quad (19)$$

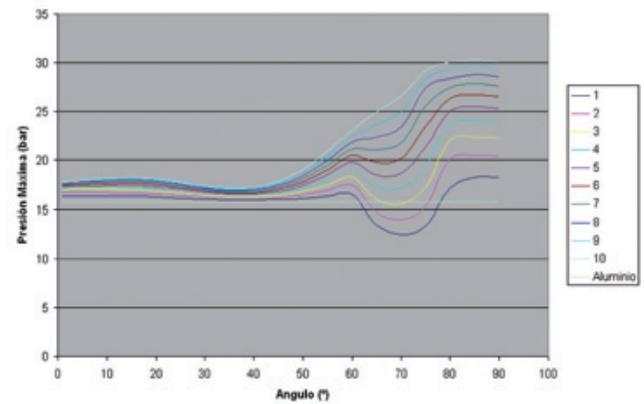
Esto nos permite en una botella compuesta por varios materiales obtener los esfuerzos en cada una de los materiales que la componen y en cada una de las zonas.

Una vez obtenidos los esfuerzos que actúan en cada una de las zonas, el siguiente paso es el cálculo resistente de cada una de las zonas, utilizando el *criterio de Von Mises* o el de *Tsai-Wu*<sup>[10]</sup>.

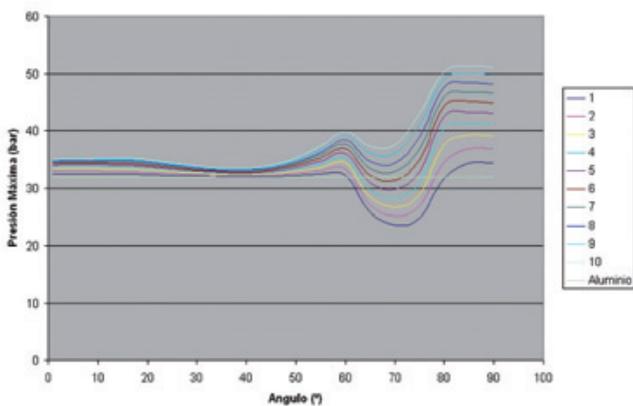
Una vez establecido el criterio de rotura y la forma de cálculo (apartado 3), el siguiente paso es establecer una configuración óptima de espesores de los materiales y ángulos de arrollamiento. Para ello inicialmente se ha observado como varía la máxima presión admisible en una botella de acero, con unos espesores en el acero iguales a la botella de acero capaz de soportar 300 bares y con la de aluminio, arrollando fibra de carbono o de basalto con un determinado espesor y un determinado ángulo.



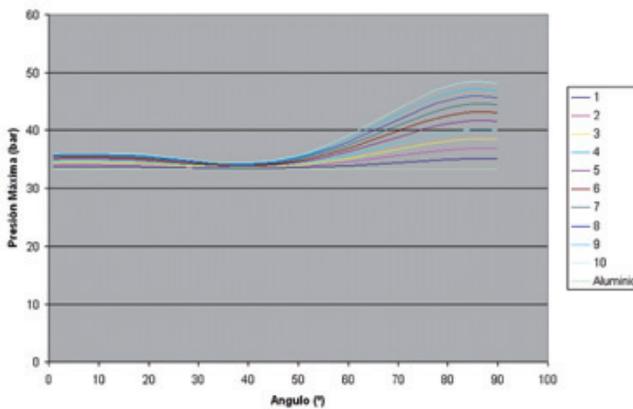
Gráfica 4: Ángulo de Arrollamiento frente a la presión de prueba en botellas de acero y fibra de carbono



Gráfica 7: Ángulo de Arrollamiento frente a la presión de prueba en botellas de aluminio y fibra de basalto



Gráfica 5: Ángulo de Arrollamiento frente a la presión de prueba en botellas de aluminio y fibra de carbono



Gráfica 6: Ángulo de Arrollamiento frente a la presión de prueba en botellas de acero y fibra de basalto

Tras observar con detenimiento las anteriores gráficas, obtenidas mediante el programa MATLAB tras implementar las diversas ecuaciones de cálculo analítico, observamos que, el ángulo de arrollamiento óptimo para este tipo de botellas es de 90°, como era de esperar, ya que, los máximos

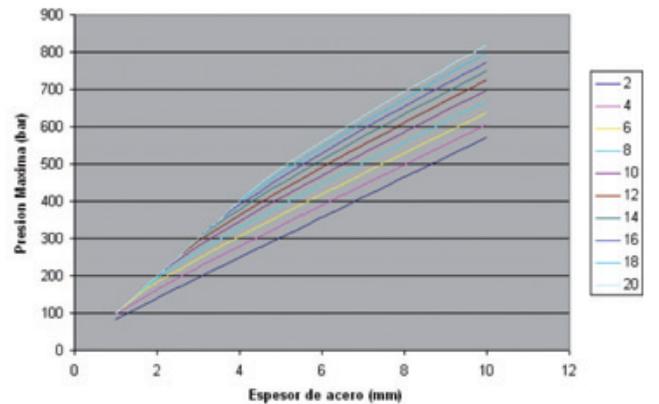
esfuerzos aparecen en el cuerpo en dirección  $\theta$ . Cabe destacar que el arrollamiento a 90° es óptimo en la zona de la virola, mientras que en los fondos el arrollamiento óptimo sería a 0°.

Por ello, para obtener una botella optimizada en términos de peso y de precio, aparecen dos posibles configuraciones:

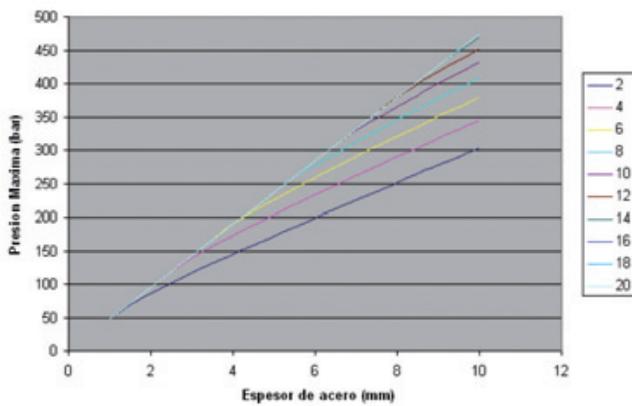
- Arrollamiento a 90° solo en la virola
- Arrollamiento a 0° en toda la botella hasta que cumpliera la cabeza y el fondo, y posteriormente a 90° únicamente en el cuerpo hasta que cumpliera este.

Debido a que en el arrollamiento a 0° y 90° existen tres variables que pueden variar ( espesor del acero/aluminio, espesor de la fibra 0° y espesor de la fibra a 90°), es imposible establecer en una gráfica los resultados conjuntos de todas estas configuraciones, por lo que se presentarán a continuación los resultados del arrollamiento a 90° en la virola, aunque, en el posterior análisis económico se presentaran los resultados obtenidos para la segunda configuración, de forma que la botella sea capaz de soportar una presión de 300 bares.

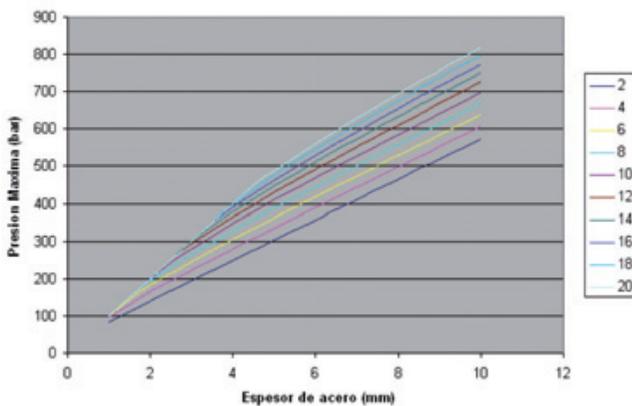
En las Gráficas 8 - 11, obtenidas también del cálculo analítico mediante MATLAB, se puede observar la variación de la presión máxima admisible en el diseño, en función del espesor de acero para diversas configuraciones de materiales.



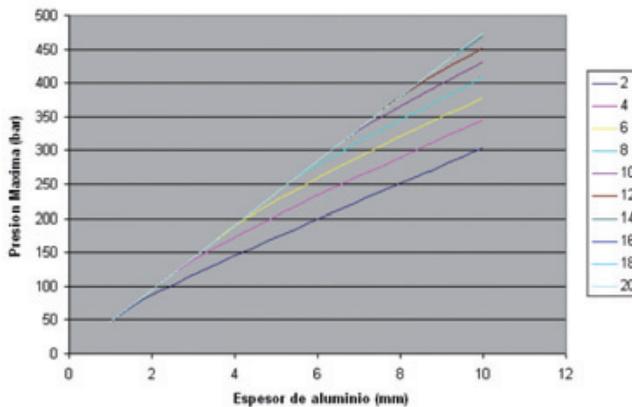
Gráfica 8: Espesor de la Virola frente a la presión de prueba en botellas de acero y fibra de carbono a 90° en función del espesor de esta última



Grafica 9: Espesor de la virola frente a la presión de prueba en botellas de aluminio y fibra de carbono a 90° en función del espesor de esta última



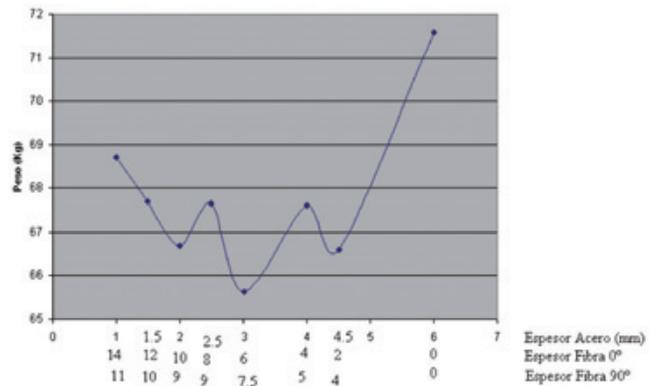
Grafica 10: Espesor de la Virola frente a la presión de prueba en botellas de acero y fibra de basalto a 90° en función del espesor de esta última



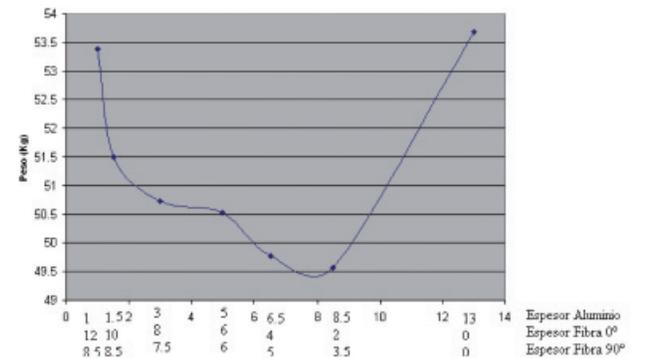
Grafica 11: Espesor de la Virola frente a la presión de prueba en botellas de aluminio y fibra de basalto a 90° en función del espesor de esta última

### 8. ANALISIS ECONOMICO Y DE PESO DE LAS DIVERSAS CONFIGURACIONES ELEGIDAS

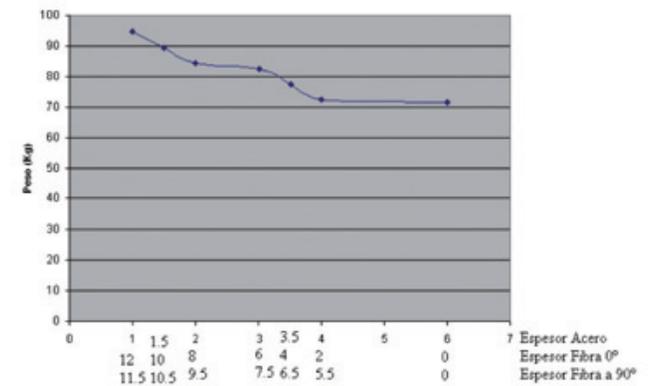
Una vez considerada cada una de las posibles opciones de espesores y materiales, el siguiente paso es analizar un caso concreto de botella, para lo cual se analizará en una



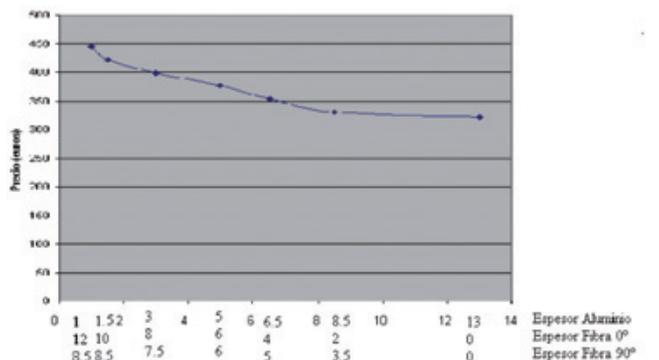
Grafica 12: Espesor de los materiales frente al peso total de la botella en botellas de acero y fibra de carbono a 0° y 90° para una presión de prueba de 300 bares



Grafica 13: Espesor de los materiales frente al peso total de la botella en botellas de aluminio y fibra de carbono a 0° y 90° para una presión de prueba de 300 bares



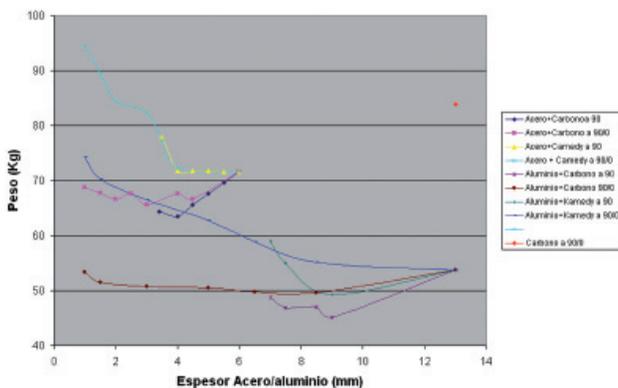
Grafica 14: Espesor de los materiales frente al peso total de la botella en botellas de acero y fibra de basalto a 0° y 90° para una presión de prueba de 300 bares



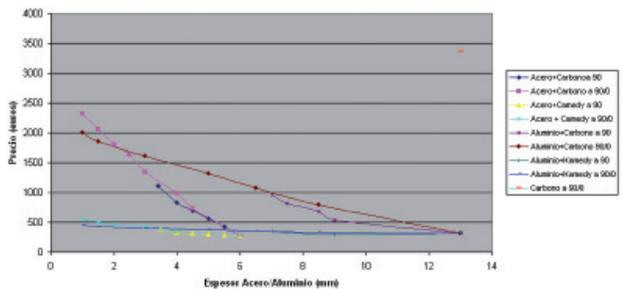
Grafica 15: Espesor de los materiales frente al peso total de la botella en botellas de acero y fibra de carbono a 0° y 90° para una presión de prueba de 300 bares

botella con las mismas características de la botella origen, es decir, una botella capaz de soportar una presión de prueba de 300 bares. Hecho esto, aparecen varias configuraciones de materiales y espesores; el siguiente paso es seleccionar la botella en términos de peso y de precio. En las siguientes graficas se muestran los pesos de las diversas configuraciones de espesores para las botellas calculadas en el apartado 8 con una configuración de la fibra de 0° y 90°. Estos datos son el resultado obtenido en la simulación mediante MATLAB. Para el cálculo de precios se ha considerado un precio final tras la manufactura de 3 €/kg en acero, 6 en el aluminio, 40 en la fibra de carbono y 12 en la de basalto, incluyendo el precio del material base y la manufactura.

Debido a la gran cantidad de configuraciones posibles de espesores y materiales, no se han incluido todas en el artículo, ya que podría ser excesivamente extenso. Sin embargo, si que se incluyen dos graficas en las que se muestra el peso y el precio de la botella con las diversas configuraciones de espesores y de materiales posibles, a excepción de la botella de fibra de basalto a 0°/90° por tener un peso excesivo de 200 Kg.



Grafica 16: Espesor del aluminio/acero en las diversas configuraciones de botellas frente al peso total de ésta, para una presión de prueba de 300 bares



Grafica 17: Espesor del aluminio/acero en las diversas configuraciones de botellas frente al precio total de ésta, para una presión de prueba de 300 bares

Analizando los resultados de las graficas, se observa que la opción más económica es la botella únicamente en acero, mientras que la opción con un menor peso es una configuración de aluminio y fibra de carbono solo en el cuerpo a 90°. Esta última opción presenta aproximadamente

un precio doble al de una botella de aluminio equivalente pero solo un ahorro en peso del 15%.

También es interesante la configuración de una botella en aluminio y fibra de basalto a 90° en el cuerpo, ya que presenta frente a la botella en aluminio un ahorro en peso de 7.5% y un precio solo un 2.5% superior al aluminio.

Hay que destacar también que las configuraciones de botellas solo en fibra de carbono o de basalto no resultan competitivas ni en precio ni en peso.

Por otro lado, en términos de precio, los mejores resultados se obtienen con botellas en acero, siendo posible su aligeramiento mediante fibra de carbono, pero no mediante fibra de basalto debido a su menor rigidez específica.

En cuanto al aluminio, presenta las mejores configuraciones en términos de peso, siendo posible su aligeramiento tanto mediante la utilización de fibra de carbono como fibra de basalto, aunque, puedan resultar más caras.

Con respecto a la configuración del refuerzo de las botellas de acero o aluminio con arrollamiento, se observa que - tanto en términos de peso como de precio - la mejor configuración posible se produce con arrollamiento de fibra a 0° únicamente en la virola.

## 9. COMPARATIVA DE LOS RESULTADOS ANALITICOS CON LOS OBTENIDOS MEDIANTE EL M.E.F.

Una vez establecida para cada configuración de espesores la configuración óptima, el siguiente paso es respaldar los resultados obtenidos teóricamente con los obtenidos mediante el M.E.F., por lo cual se van a comparar en cada una de las zonas (cabeza, virola y fondo) las tensiones de Von Mises y los coeficientes de Tsai-Wu para la configuración óptima de espesores en cada una de las posibles configuraciones de materiales. Para ello se ha realizado un cálculo mediante el MEF<sup>[9]</sup> utilizando el programa comercial ABAQUS.

En las siguientes figuras se pueden observar diversas vistas del modelo de elementos finitos y algunos resultados:



Fig. 6: Modelo de Elementos Finitos de la Botella



Fig. 7: Tensión de Von Mises en el acero en una botella en acero y fibra de basalto a 90° en la virola



Fig. 8: Coeficiente de Tsai-Wu en una botella en aluminio y fibra de basalto a 0° y 90° en la fibra a 90° en la virola

	Cabeza			Cuerpo			Fondo		
	Espesor (mm)	Tensión V Mises Analítico	Tension V Mises/ Tsai-Wu MEF	Espesor (mm)	Tensión V Mises/ Tsai-Wu Analítico	Tension V Mises/ Tsai-Wu MEF	Espesor (mm)	Tensión V Mises/ Tsai-Wu Analítico	Tension V Mises/ Tsai-Wu MEF
Acero	3.30	800.00	802.00	6.00	800.00	783.00	7.20	800.00	805.00
Aluminio	7.20	300.00	300.00	13.00	300.00	370.00	15.60	300.00	301.00
Acero+	Acero	4.50	496.00	513.00	4.50	792.00	796.00	6.70	776.00
Fibra de Carbono a 0 y a 90	Fibra a 0°	2.00		0.32	2.00		0.09	2.00	0.45
	Fibra a 90°			4.00		0.02			
Acero+	Acero	4.00	667.00	716.00	4.00	789.00	802.00	6.00	447.00
Fibra de Carbono a 90	Fibra a 90°			8.00		0.38			
Acero+	Acero	4.00	797.00	789.00	4.00	800.00	796.00	6.00	538.00
Fibra de basalto a 0 y a 90	Fibra a 0°	2.00		0.33	2.00		0.08	2.00	0.47
	Fibra a 90°			5.50		0.30			
Acero+	Acero	4.00	641.00	670.00	4.00	702.00	802.00	6.00	447.00
Fibra de basalto a 90	Fibra a 90°			8.00		0.33			
Aluminio+	Aluminio	8.50	368.13	375.00	8.50	380.00	381.00	12.61	240.00
Fibra de Carbono a 0 y a 90	Fibra a 0°	2.00		0.38	2.00		0.27	2.00	0.33
	Fibra a 90°			3.50		0.13			
Aluminio+	Aluminio	9.00	298.30	302.00	9.00	380.00	380.00	13.35	199.50
Fibra de Carbono a 90	Fibra a 90°			4.00		0.07			
Aluminio+	Aluminio	8.50	233.70	239.10	8.50	380.00	381.00	12.61	368.13
Fibra de basalto a 0 y a 90	Fibra a 0°	2.00		0.39	2.00		0.23	2.00	0.34
	Fibra a 90°			3.50		0.15			
Aluminio+	Aluminio	9.00	298.30	306.00	9.00	368.00	365.00	13.35	199.50
Fibra de basalto a 90	Fibra a 90°			4.00		0.17			

Tabla 2: Correlación de resultados entre el método analítico y el de elementos finitos

De ello se extrae la Tabla 2 que muestra las principales desviaciones de los resultados.

Tras observar la Tabla 2, se concluye que el método analítico permite obtener la tensión de Von Mises máxima en el acero o en el aluminio de una forma muy fiable en todas las zonas de la botella.

No ocurre igual en el caso de la fibra tanto de basalto como de carbono, donde los resultados obtenidos son similares solo en el cuerpo de la botella para todas las configuraciones.

En dicha tabla, no se ha podido incluir el coeficiente de Tsai-Wu de la fibra, ya que lo que se ha hecho analíticamente es calcular la presión máxima que pueden soportar las diversas zonas y, a partir de esto, calcular la mínima presión admisible. Con ello, sabiendo la presión máxima de cada zona, es posible correlacionar la presión máxima analítica con la tensión de Von Mises, pero no con el coeficiente de Tsai-Wu, debido a la forma de calcular estos coeficientes. Sin embargo, los coeficientes de Tsai-Wu obtenidos mediante el M.E.F. son inferiores a 1.

El modelo de elementos finitos se ha realizado según los criterios del artículo "Pressure vessel manufacturing: Mechanical analysis of gas bottles with convex end-plates"<sup>[12]</sup>, en el cual se correlacionan los resultados numéricos obtenidos mediante técnicas numéricas con los resultados extensiométricos con un alto grado de correlación.

### 10. CONCLUSIONES

Tras observar los resultados obtenidos, podemos afirmar que, utilizando el método anteriormente propuesto, se puede calcular de una forma fácil y sencilla todo tipo de botellas utilizando técnicas analíticas de resistencia de materiales, con el objetivo de obtener una presión de uso determinada; la metodología anteriormente expuesta permite variar las propiedades, los espesores de las diversas capas, la geometría de la botella y los ángulos de arrollamiento rápidamente, sin necesidad de utilizar programas más laboriosos como los de elementos finitos.

Por otro lado, se observa que los resultados obtenidos mediante elementos finitos y de forma analítica son muy similares, por lo que no es necesario utilizar técnicas tan complejas para el diseño de este tipo de elementos.

Respecto a la optimización de las botellas, se observa que, la mejor forma de optimizar la botella en cuanto a peso y precio para una determinada presión, es mediante la

combinación de aluminio y fibra de carbono en el cuerpo a 90° con el espesor anteriormente mencionado.

Se observa también que no es aconsejable la fabricación de botellas únicamente en fibra de carbono o de basalto con configuraciones a 0° y 90°, al tener un peso y un precio disuasorio y no estar permitidas por la normativa.

Hay que resaltar que el método analizado permite diseñar la botella para los casos de presión estática; sin embargo, existen una serie de casos adicionales que requieren de la construcción de un prototipo y del ensayo real: ensayo de impacto de bala, ensayo de fatiga, ensayo de corrosión, ensayo de caracterización de los materiales y ensayo a altas temperaturas.

### 11. BIBLIOGRAFÍA

- EN 1964, "Transportable Gas Cylinders - Specification for the Design and Construction of Refillable Transportable Seamless Steel Gas Cylinders of Water Capacities from 0,5 Litre up to and Including 150 Litres"
- EN 1975: "Transportable gas cylinders. Specification for the design and construction of refillable transportable seamless aluminium and aluminium alloy gas cylinders of capacity from 0,5 litre up to 150 litre"
- EN 1800:1999: "Transportable gas cylinders. Acetylene cylinders. Basic requirements and definitions"
- EN 12257: "Transportable gas cylinders - Seamless, hoop-wrapped composite cylinders"
- EN 12245: "Transportable gas cylinders - Fully wrapped composite cylinders"
- BS4994:1987. "Specification for design and construction of vessels and tanks in reinforced plastics". British Standards
- Giacomelli E, "Pressure vessel design for reciprocating compressors applied in refinery and petrochemical plants" ASME 2005 Pressure Vessels and Piping Conference, July 2005, Denver, Colorado, USA. ISBN: 0-7918-4190-1
- Timoshenko SP. "Theory of elastic stability". 2ª Edición., McGraw-Hill, N.Y., 1961, ISBN: 978-0070647497
- Miravete A, Castejón L, et al. "Materiales Compuestos", 2ª edición, Barcelona: Ed. Reverte, 2000, ISBN: 84-921349-7-6, p. 767.
- W Tsai S. & Miravete A. 1988, "Diseño y Análisis de Materiales Compuestos". 1ª edición, Barcelona: Ed. Reverte, 1988, ISBN: 84-291-4889-2.
- Zienkiewicz OC, Taylor RL, "El Método de los Elementos Finitos. Vol. 1, las bases". 6ª Edición., McGraw- Hill, N.Y., 2010, ISBN: 9788496736740
- Nicolich M, "Pressure vessel manufacturing: Mechanical analysis of gas bottles with convex end-plates" International Journal of Pressure Vessels and Piping Volume 55, Issue 3, 1993, Pages 423-433