

Proyecto Fin de Carrera Ingeniería Industrial

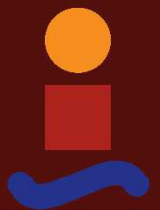
Diseño y puesta a punto del ensayo bulge de
caracterización de chapa.

Autor: Alejandro López Panal

Tutor: Andrés Jesús Martínez Donaire

**Dpto. Ingeniería Mecánica y Fabricación
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla**

Sevilla, Septiembre de 2015



A handwritten signature in green ink, appearing to be 'López Panal'.

Proyecto Fin de Carrera
Ingeniería Industrial

Diseño y puesta a punto del ensayo bulge de caracterización de chapa.

Autor:

Alejandro López Panal

Tutor:

Andrés Jesús Martínez Donaire

Profesor Ayudante Doctor

Dpto. Ingeniería Mecánica y Fabricación

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, Septiembre de 2015

Proyecto Fin de Carrera: Diseño y puesta a punto del ensayo bulge de caracterización de chapa.

Autor: Alejandro López Panal

Tutor: Andrés Jesús Martínez Donaire

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, Septiembre de 2015

El Secretario del Tribunal

A mi familia

A mis amigos

Agradecimientos

En primer lugar, me gustaría agradecer a mi tutor, Andrés, la posibilidad de haber llevado a cabo este proyecto durante este último año. Me ha tendido la mano en todo momento, guiándome, ayudándome y confiando en mi criterio a la hora de tomar las decisiones relativas a este proyecto. Este último año ha sido mucho más agradable gracias a su apoyo y colaboración.

En segundo lugar, quiero acordarme de mis amigos, aquellos con los que he compartido el día a día de la escuela en estos últimos años, y que han hecho todo mucho más llevadero. Me llevo muy buenos recuerdos de todos ellos, y espero seguir compartiendo con ellos más momentos memorables.

Finalmente, me gustaría agradecer el apoyo prestado durante toda mi vida a mi familia. Es esa fe ciega que siempre depositan ellos en mí lo que me empuja a intentar mejorar día a día.

Alejandro López Panal

Sevilla, 2015

Este proyecto se centra en el diseño del equipamiento necesario para poner en marcha una máquina de ensayo bulge de caracterización de chapas. En este proyecto se pueden encontrar las justificaciones y razonamientos necesarios para llegar al diseño definitivo de los componentes fundamentales de dicho equipo ensayo. Las bases para establecer todas estas justificaciones y razonamientos son muy diversas:

- Cálculos analíticos a partir de teorías probadas.
- Simulaciones mediante software de elementos finitos.
- Datos experimentales proyectos relacionados.
- Normas de carácter oficial.
- Catálogos de distintos componentes.

Como resultado final se obtendrán todos los planos necesarios para la fabricación final de los componentes esenciales del equipo de ensayo, además de una serie de recomendaciones para la adquisición de aquellos componentes que no sean diseñados y fabricados.

Agradecimientos	ix
Resumen	xi
Índice	xiii
Índice de Tablas	xv
Índice de Figuras	xvii
1 Introducción	1
1.1 <i>Antecedentes</i>	2
1.2 <i>Objetivo y alcance</i>	3
2 Requisitos de diseño	5
2.1 <i>Presión de diseño</i>	6
2.2 <i>Simulación para la comprobación</i>	8
3 Diseño y dimensionado de los componentes	13
3.1 <i>Material de fabricación para la matriz y el prensa-chapas</i>	13
3.2 <i>Prensa-chapas</i>	14
3.2.1 <i>Pared lateral</i>	16
3.2.2 <i>Base (placa circular)</i>	17
3.2.3 <i>Radios de acuerdo</i>	18
3.2.4 <i>Simulación para la comprobación</i>	19
3.3 <i>Matriz</i>	25
3.3.1 <i>Radios de acuerdo</i>	26
3.3.2 <i>Simulación para la comprobación</i>	26
3.4 <i>Anillo de sujeción del prensa chapas</i>	28
3.4.1 <i>Radios de acuerdo</i>	29
3.5 <i>Junta tórica de estanqueidad</i>	29
3.5.1 <i>Radios de acuerdo</i>	32
3.6 <i>Tornillería</i>	32
3.6.1 <i>Influencia en el diseño de la matriz y el prensa-chapas</i>	36
3.7 <i>Cordón de estirado</i>	36
3.7.1 <i>Radios de acuerdo</i>	37
3.7.2 <i>Simulación para la comprobación.</i>	37
3.8 <i>Grupo de bombeo</i>	41
3.9 <i>Racor</i>	41
3.10 <i>Recomendación de uso</i>	42
4 Conclusiones y trabajos futuros	43
Referencias	45

Índice de Tablas

Tabla 2-1: Comparativa presión de rotura en función de la altura de la cúpula	8
Tabla 3-1: Propiedades de los aceros según [3]	14
Tabla 3-2: Comparativa dimensiones ranura de junta de estanqueidad	31
Tabla 3-3: Número de tornillos necesarios según rosca y condición	35
Tabla 3-4: Radio de los taladros (mm) según rosca	35
Tabla 3-5: Fuerza de cierre frente al par de apriete del conjunto de pernos	42

Índice de Figuras

Figura 1-1: Estados de las deformaciones principales	2
Figura 2-1. Esquema de la matriz del ensayo Nakazima	5
Figura 2-2: Estado de la chapa antes (discontinua) y después (continua) de la aplicación de la presión del aceite	6
Figura 2-3: Comportamiento plástico del acero de la probeta de ensayo. Tensión de fluencia (MPa) vs Deformación	9
Figura 2-4: Deformaciones en la probeta en el paso de la simulación 763	10
Figura 2-5: Deformaciones en la probeta en el paso de la simulación 764	10
Figura 2-6: Desplazamientos en la probeta en dirección vertical en el paso de la simulación 763	11
Figura 3-1: Vista isométrica del prensa-chapas	15
Figura 3-2: Vista frontal del prensa-chapas	15
Figura 3-3: Equilibrio aplicado para el cálculo de la tensión axial (σ_a)	16
Figura 3-4: Equilibrio aplicado para el cálculo de la tensión radial (σ_r)	16
Figura 3-5: Esquema con la colocación del prensa-chapas sobre el anillo de sujeción	17
Figura 3-6: Corte del prensa-chapas con identificación numérica de las aristas	19
Figura 3-7: Tensiones en el prensa-chapas sometido a 35 MPa. Radio de fondo de 5 mm	20
Figura 3-8: Tensiones en el prensa-chapas sometido a 35 MPa. Escala reajustada. Radio de fondo de 5 mm	21
Figura 3-9: Tensiones en el prensa-chapas sometido a 35 MPa. Representación elemental. Radio de fondo de 5 mm	22
Figura 3-10: Tensiones en el prensa-chapas sometido a 35 MPa. Radio de fondo de 8 mm	23
Figura 3-11: Tensiones en el prensa-chapas sometido a 35 MPa. Escala reajustada. Radio de fondo de 8 mm	23
Figura 3-12: Tensiones en el prensa-chapas sometido a 35 MPa. Representación elemental. Radio de fondo de 8 mm	24
Figura 3-13 Tensiones en el prensa-chapas sometido a 31 MPa. Representación elemental. Radio de fondo de 8 mm	25
Figura 3-14: Vista inferior de la matriz	25
Figura 3-15: Corte de la matriz con identificación numérica de las aristas	26
Figura 3-16: Deformaciones en la probeta sometida a un bajo nivel de presión	27
Figura 3-17: Deformaciones en la probeta sometida a un alto nivel de presión	27
Figura 3-18: Deformaciones en la probeta sometida a un muy alto nivel de presión	28
Figura 3-19: Vista isométrica del anillo de sujeción	28
Figura 3-20: Corte del anillo de sujeción	29

Figura 3-21: Parámetros fundamentales para la elección de una junta tórica	29
Figura 3-22: Corte matriz con junta de estanqueidad por dentro y cordón de estirado por fuera	31
Figura 3-23: Corte matriz con junta de estanqueidad por fuera y cordón de estirado por dentro	31
Figura 3-24: Esquema de la hendidura para la junta tórica	31
Figura 3-25: Recomendación para los radios de acuerdo de la hendidura para la junta tórica	32
Figura 3-26: Cierre del equipo sin probeta	37
Figura 3-27: Comportamiento plástico de un aluminio AA7075O	38
Figura 3-28: Fuerza de cierre aplicada vs paso de simulación	38
Figura 3-29: Deformaciones en la probeta sometida a una fuerza de cierre de 200 kN	39
Figura 3-30: Fuerza de cierre aplicada para simular el proceso de ensayo al completo	40
Figura 3-31: Deformaciones en la probeta de aluminio AA7075O tras simular un ensayo al completo	40
Figura 3-32: Características 1 del grupo de bombeo	41
Figura 3-33: Características 2 del grupo de bombeo	41

1 INTRODUCCIÓN

Los elementos tipo lámina son ampliamente empleados en industrias tales como la naval, la aeronáutica o la automovilística. En estos sectores, las diferentes láminas metálicas son conformadas hasta conseguir la forma final deseada. Es por ello que las características del material del que se componen las láminas han de ser determinadas y especificadas de manera precisa y reproducible mediante un ensayo de laboratorio.

En este entorno, una de las líneas de investigación del área de Ingeniería de Procesos de Fabricación abarca el estudio, análisis y optimización de los procesos de conformado plásticos, entre los que destacan los procesos de conformado incremental de chapa (Incremental SheetForming, ISF).

Previamente a la fabricación y el diseño definitivo de una pieza, ésta es calculada y optimizada mediante el uso de una serie de simulaciones. Es en ese punto cuando se generan todas las herramientas y prototipos necesarios para la producción de dicha pieza. Para alcanzar un diseño correcto y una buena optimización del material, es necesario que las simulaciones representen fielmente la realidad del proceso de fabricación. En concreto se requiere de un buen conocimiento de las características del material. De lo contrario, podría no conseguirse la forma deseada de la pieza debido a un incorrecto diseño del proceso de fabricación. Además, los límites de conformado podrían llegar a excederse en aquellos puntos críticos de la pieza, produciéndose en esos casos la rotura.

Los procesos de conformado plástico aprovechan la capacidad del material para deformarse plásticamente, y así, lograr adoptar la forma deseada. A la hora de realizar el diseño de uno de estos procesos de fabricación, es necesario tener un buen conocimiento de las características del material al que se le quiere aplicar el proceso en cuestión, en concreto, del diagrama límite de conformado.

Una de las magnitudes más importantes para describir el comportamiento del material durante el proceso de conformado es la tensión, o límite, de fluencia, el cual indica en qué punto el material pasa de un estado elástico a un estado plástico y de deformaciones permanentes. El conocimiento de esta característica nos permite no sobrepasar los límites del material, evitando así el fallo del mismo.

Aunque el control de las tensiones alcanzadas en el material y de los límites tensionales del mismo es esencial en el proceso de fabricación, es frecuente que el control y seguimiento del conformado de las piezas se lleve a cabo en términos de deformaciones, siendo el diagrama límite de conformado (FormingLimitDiagram, FLD) una herramienta fundamental para ello.

Se denomina conformabilidad de una chapa metálica a la capacidad que tiene un metal para deformarse hasta la forma deseada sin producirse la fractura o la reducción excesiva del espesor por estricción. La deformación del material bajo estas condiciones estará limitada a unos ciertos valores. Estas fronteras de la conformabilidad vendrán representadas por el diagrama límite de conformado.

La conformabilidad de un material es función del estado de las deformaciones [1]. Dicho estado es la combinación de las deformaciones principales: ε_1 , ε_2 y ε_3 . Dado que las deformaciones están interrelacionadas entre sí por la ley de conservación del volumen ($\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3 = 0$), sólo será necesario conocer dos de las tres deformaciones principales para poder determinar el estado de deformaciones. Además, se suele asumir que la relación entre la deformación mayor (ε_1) y la deformación menor (ε_2) viene dada por:

$$\varepsilon_2 = \beta\varepsilon_1$$

En función del valor de β , el material se encontrará en un estado de deformación u otro:

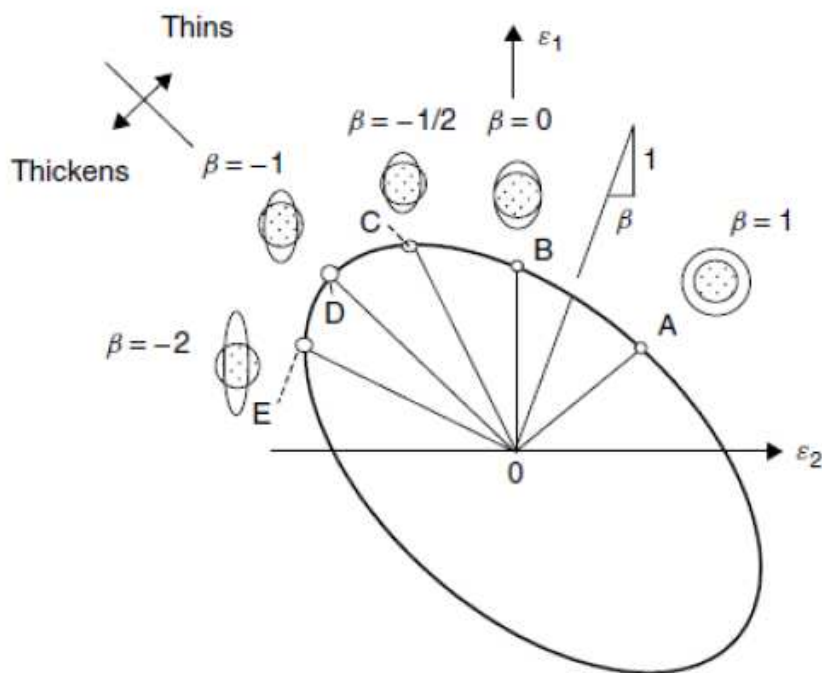


Figura 1-1: Estados de las deformaciones principales

- Estado equi-biaxial ($\beta=1$): las deformaciones son iguales en todas las direcciones.
- Estado de deformación plana ($\beta=0$): no existe deformación en la segunda dirección principal, es decir, $\varepsilon_2=0$.
- Estado uniaxial ($\beta=-1/2$): el material se estira en una dirección y se contrae en la otra. Se corresponde con el estado que se produce durante un ensayo de tracción, en el que la tensión menor es nula ($\sigma_2=0$).
- Estado de cizalladura pura ($\beta=-1$): las tensiones y deformaciones principales son iguales y de signo opuesto, es decir, $\varepsilon_1 + \varepsilon_2 = 0$. Esto provoca, según la ley de conservación del volumen, que el espesor se mantenga constante ($\varepsilon_3 = 0$). Este estado se produce en las bridas de los procesos de embutición profunda.
- Compresión uniaxial ($\beta=-2$): es un caso extremo que se produce cuando la tensión mayor es nula ($\sigma_1=0$), como ocurre en los bordes de los procesos de embutición profunda.

En resumen, podría decirse que teniendo un extenso conocimiento del FLD y de la curva de endurecimiento por deformación del material, la cual nos determinará el límite de fluencia del material en función de las deformaciones, seremos capaces de predecir con una alta fiabilidad el comportamiento del material a lo largo del proceso de conformado plástico.

1.1 Antecedentes

Hoy en día existe una amplia variedad de ensayos que permiten la obtención de la información necesaria para la caracterización completa de las características de un material, algunos ejemplos son el ensayo de tracción, el ensayo Nakazima, el ensayo Marciniak o el ensayo bulge. Cada ensayo posee una serie de limitaciones, que hacen que los distintos ensayos sean complementarios entre sí, siendo normalmente necesario el empleo de varios de ellos para poder caracterizar correctamente el material de estudio.

El ensayo mecánico para la caracterización de materiales usado por excelencia es el ensayo de tracción, dada la relativa sencillez de su ejecución y la gran cantidad de información que puede extraerse de la curva tensión-

deformación que se obtiene como resultado del mismo (módulo de Young, tensión de rotura, etc). En él, una probeta normalizada es sometida a un esfuerzo axial de tracción creciente hasta el fallo de la misma. En contraposición a este ensayo aparecen algunas desventajas. En primer lugar, con el ensayo de tracción sólo se puede plasmar el comportamiento tensión-deformación del material ensayado bajo unas condiciones de deformación uniaxial, haciéndolo de poca utilidad y aplicabilidad para algunas operaciones de fabricación de chapas. Por otro lado, este tipo de ensayos sólo proporciona datos fiables de las características del material en un entorno cercano al punto de estricción del material, el cual ocurre en un rango de deformación entre 0.15 y 0.25. El problema es que los niveles de deformación plástica que se suelen alcanzar en las operaciones de típicas de fabricación de chapas son muy superiores a este rango, por lo que las características que se obtendrían en el ensayo no se corresponderían con las observadas en el proceso de fabricación.

Por su parte, el ensayo Nakazima se trata de un ensayo más específico, el cual suele emplearse para la obtención del FLD. En este tipo de ensayo, una probeta circular es sujeta firmemente a nivel de su borde en un útil entre una matriz y un soporte de probeta. Una vez fijada la probeta, un punzón hemiesférico, generalmente metálico, es desplazado en dirección transversal al plano de la probeta, de manera que ésta formará un domo hasta que finalmente se produzca el fallo de la misma. Este ensayo permite hallar el FLD en su práctica totalidad. El problema surge como consecuencia del rozamiento existente entre el punzón y la chapa, el cual provoca que conforme nos acerquemos al estado equi-biaxial ($\beta=1$), la caracterización se vaya dispersando, hasta el punto de que no pueda ser correctamente caracterizado este estado de deformaciones, ya que cualquier mínimo rozamiento hace que se pierda la equi-biaxialidad en las tensiones y las deformaciones.

Al igual que el ensayo Nakazima, en el ensayo Marciniak, una probeta circular es fijada y deformada en dirección transversal al plano de la misma por un punzón hueco hasta la rotura de la misma. A diferencia del primero, este ensayo sólo permite caracterizar correctamente aquellos estados de deformación biaxial ($\epsilon_2 > 0$), inclusive el estado equi-biaxial ($\beta=1$). Al tratarse de un punzón recto, los esfuerzos de cizalladura que se alcanzan en la chapa en las proximidades del perímetro del punzón son muy elevados, provocando en muchos casos la rotura prematura de la probeta e invalidando el ensayo. Por lo tanto, para el ensayo Marciniak se requiere de un sistema de control avanzado y muy preciso, lo cual dificulta su realización.

Por último, en el ensayo bulge, una probeta circular es sujeta en su borde entre la matriz y el prensa-chapas, y, posteriormente, un fluido a presión aplica un esfuerzo hidrostático en una de las superficies de la chapa, creando ésta un domo, hasta el fallo final de la misma. Este ensayo, como el Marciniak, tan sólo es capaz de simular, y por tanto de caracterizar, estado de deformación biaxial ($\epsilon_2 > 0$). En función de la geometría de la matriz, se obtendrá un valor u otro del coeficiente β , que se corresponderá con el cociente entre los ejes de la elipse que forme la matriz, siendo un caso extremo el de una circunferencia (correspondiente a un estado equi-biaxial, $\beta=1$). En comparación con el ensayo Marciniak, este ensayo puede realizarse haciendo uso de un sistema de control más sencillo. Además, este ensayo, frente al de tracción, permite la obtención de la ley de comportamiento σ - ϵ en un rango de deformaciones más amplio, permitiendo un mejor ajuste de dicha curva para modelos analíticos y/o numéricos.

Por lo tanto, como queda patente en este razonamiento, para conseguir obtener una completa caracterización de las propiedades mecánicas de un material es necesario emplear varios ensayos capaces de complementarse entre sí.

1.2 Objetivo y alcance

El Departamento de Ingeniería Mecánica y Fabricación de la Universidad de Sevilla cuenta con las máquinas de ensayo necesarias para llevar a cabo ensayos de tracción, así como para llevar a cabo ensayos Nakazima. Es por ello que se requiere del diseño del equipamiento necesario para la ejecución de ensayos bulge, y así poder cubrir la necesidad existente para conseguir caracterizar completamente y con total exactitud las propiedades mecánicas de un material. Por lo tanto, el objetivo de este proyecto es llevar a cabo dicho diseño. Para ello se detallará el procedimiento seguido hasta llegar al diseño definitivo, así como los datos necesarios para su fabricación.

Cabe destacar, que los cálculos analíticos que se realicen para el diseño serán contrastados, en la medida de lo posible, a través de una serie de simulaciones llevadas a cabo mediante un software de cálculo de elementos finitos (*Deform*). En estas simulaciones se intentará reproducir lo más fielmente posible las condiciones que se

darán en los futuros ensayos bulge que se realicen con este equipo de ensayo.

Los resultados finales de este proyecto serán:

- Los planos necesarios para la fabricación del equipo de ensayo, en los que especificarán cada uno de los componentes y el material necesario para su fabricación.
- La memoria final en la que se soporta y se razona el diseño definitivo, y en la que se incluyen las especificaciones de aquellos elementos que han de ser adquiridos para la puesta a punto del equipo de ensayo.

2 REQUISITOS DE DISEÑO

Previo al diseño del equipo de ensayo, deben ser establecidas las condiciones de los ensayos. Para ello, se estudia el fallo de una probeta típica de ensayo.

En el laboratorio del Departamento de Ingeniería Mecánica y Fabricación se tienen, como objeto de ensayo, probetas de múltiples materiales, desde aluminios de alta conformabilidad hasta aceros de alta resistencia. Las propiedades del material de las probetas de ensayo son de gran importancia en este análisis previo, ya que, junto con la geometría del ensayo, determinarán las condiciones a las que será sometido el equipo de ensayo. Con el fin de poder abarcar este amplio abanico de posibles de materiales, se ha decidido diseñar el equipo de ensayo de manera que sea capaz de alcanzar y resistir las condiciones correspondientes al ensayo de una chapa de acero de alta resistencia ($\sigma_U = 750 \text{ MPa}$), ya que es en este supuesto cuando se alcanzan las condiciones más extremas (mayor nivel de presión del aceite).

Con el fin de dejar presente la relación existente entre este ensayo y el ensayo Nakazima, se ha decidido conservar la geometría de la matriz y el prensa-chapas pertenecientes a la máquina de ensayos universal Ericksen de la que se dispone en el laboratorio del departamento.

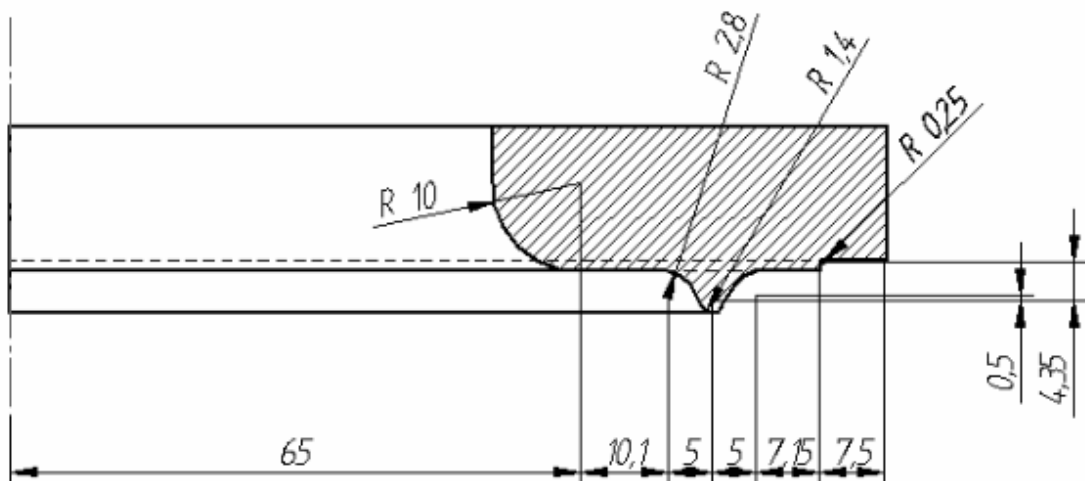


Figura 2-1. Esquema de la matriz del ensayo Nakazima

En la Figura 2-1, se puede ver un corte de la matriz usada en la máquina Ericksen para el ensayo Nakazima [5]. En este ensayo, la probeta queda aprisionada entre la matriz y el prensa-chapas, mientras que un punzón hemisférico se desplaza por el orificio central de la matriz y el prensa-chapas, deformándola en la dirección transversal al plano de la misma. De este proceso de ensayo, se puede concluir que el radio de influencia de la deformación de la probeta es de 65 mm. Por lo que el prensa-chapa del equipo para el ensayo bulge, en el que se introducirá el aceite a presión, deberá tener al menos un radio de 65 mm, ya que de lo contrario la zona deformada será una circunferencia de radio menor a los 65 mm del ensayo Nakazima.

También es necesario definir el espesor típico de las probetas que serán usadas en los ensayos. Al igual que

ocurre con el material de ensayo, los espesores pueden variar, siendo normalmente el rango de éste entre los 1,4 mm y los 2 mm. En este caso, se debe tomar el valor de 2 mm, ya que éste es el que proporcionará unas condiciones de ensayo más desfavorables para el diseño del equipo de ensayo. Es decir, la situación en la que se ensaya una probeta de 2 mm de espesor es en la que se da el mayor nivel de presión del aceite.

En resumen, para asegurarnos de que el equipo es capaz de aguantar cualquier nivel de presión a la que podría ser sometido durante su uso habitual, la probeta de ensayo que hay que considerar para calcular la presión de diseño del equipo es una chapa de 65 mm de radio y 2 mm de espesor, fabricada por un acero, cuya resistencia límite última es de 750 MPa.

2.1 Presión de diseño

Como se indicó anteriormente, en el ensayo bulge, una probeta circular es sujeta firmemente a nivel de su borde entre una matriz y un soporte de probeta (prensa-chapas), mientras que un fluido a presión empuja dicha probeta por una de sus caras formando un domo, hasta que se produce la rotura final de la misma. Es decir, se pasará de tener una chapa plana (línea discontinua de la figura 2-2), a una lámina curva formando una cúpula (línea continua de la figura 2-2).

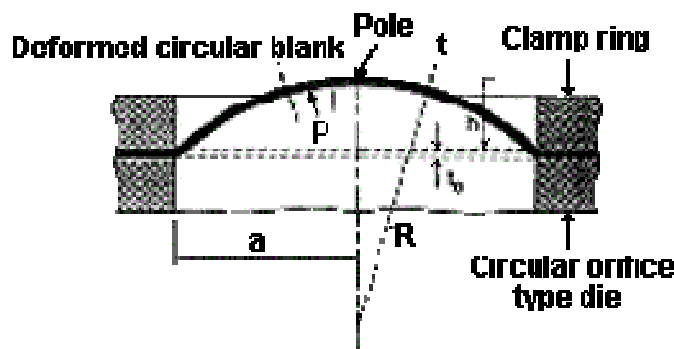


Figura 2-2: Estado de la chapa antes (discontinua) y después (continua) de la aplicación de la presión del aceite

Conforme aumenta la presión ejercida sobre la chapa, se puede apreciar que el radio de curvatura de la cúpula aumenta, mientras que el espesor va disminuyendo, de forma que la mayor disminución de espesor se da en el punto más alto de la cúpula y el menor en los puntos más bajos. A la hora de analizar este comportamiento de forma analítica, se ha considerado que el espesor de la lámina disminuye conforme aumenta el radio de curvatura, pero la disminución es la misma independientemente del punto de la cúpula del que se trate. En la mayoría de la documentación de referencia [1], [2], se suele recurrir a esta aproximación. El desarrollo matemático que se requeriría para poder llegar a analizar exactamente el comportamiento descrito es bastante complejo y tedioso, por lo que se considera innecesario, puesto que el efecto de esta aproximación no es apreciable en el resultado analítico definitivo.

Para calcular las tensiones en la probeta cuando el ensayo se encuentra cercano a la rotura de la misma, se asume la teoría de láminas. Esta teoría es aplicable siempre que el cociente entre el espesor de la lámina y la medida representativa del tamaño de la misma sea menor que $\frac{1}{20}$, lo cual se cumple en el caso que se está analizando $\left(\frac{t}{a} = \frac{2}{65} = \frac{1}{130}\right)$. Según esta teoría, en la cúpula formada por la chapa durante el ensayo podemos encontrar el siguiente estado de tensiones:

$$\sigma_I = \sigma_{II} = \frac{pR}{2t}$$

$$\sigma_{III} = 0$$

Donde R es el radio de curvatura de la cúpula, t es el espesor de la cúpula y p es la presión aplicada sobre la chapa. Merece la pena hacer un inciso en este punto para destacar que el estado de tensiones representado por las ecuaciones anteriores se corresponde con un estado equi-biaxial de las deformaciones ($\beta=1$), ya que tensiones y deformaciones están interrelacionadas entre sí mediante una función lineal según la teoría de láminas.

Este estado concuerda con el objetivo que se persigue con este proyecto, ya que la idea de diseñar un ensayo bulge es poder caracterizar el camino de las deformaciones en el que se cumpla que $\beta=1$, lo cual se garantiza al ser las dos primeras tensiones principales iguales.

A partir de estas tensiones principales se puede obtener la tensión equivalente de Von Mises en función del valor de la presión a la que se somete la probeta durante el ensayo:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_I - \sigma_{II})^2 + (\sigma_I - \sigma_{III})^2 + (\sigma_{II} - \sigma_{III})^2]} = \frac{pR}{2t}$$

Esta tensión será la que compararemos con la tensión última de rotura del material (σ_U) para obtener el valor de la presión para el que se debe dimensionar el equipo del ensayo. Para ello se deben conocer el espesor y el radio de curvatura de la cúpula en el momento del fallo.

El espesor de la cúpula puede obtenerse aplicando la ley de conservación del volumen gracias a la simplificación asumida anteriormente:

$$\pi a^2 t_0 = 2\pi R h t$$

De donde se obtiene que:

$$t = \frac{a^2 t_0}{2R h}$$

Siendo a el radio original de la chapa y h la altura alcanzada por la cúpula en el momento de la rotura.

De las ecuaciones anteriores se deduce que el cálculo de la presión de rotura, en última instancia, depende de la geometría de la forma final adoptada por la chapa justo en el instante anterior al fallo de la misma, es decir, del radio de curvatura y de la altura de la cúpula en ese instante. Dicha forma final no se puede asumir que sea siempre la misma, ya que cualquier posible defecto en la chapa puede condicionar el punto del inicio del colapso del material y el momento de éste. Debido a ello, no se puede establecer analíticamente un valor de presión para el fallo, pero sí se puede acotar, mediante un estudio paramétrico, el valor de esta presión dentro de un rango razonable.

Dado que el radio de curvatura y la altura de la cúpula pueden relacionarse geoméricamente mediante una ecuación, la forma final de la chapa puede determinarse en función de uno de estos dos parámetros únicamente.

$$R = \frac{h^2 + a^2}{2h}$$

A continuación, en la tabla 2-1, se muestran los valores de la presión de fallo (p) en función de la altura de la

cúpula (h), que se estima que estará comprendida entre 40 mm y 65 mm.

$h(mm)$	$R(mm)$	$t(mm)$	$p(MPa)$
40,00	72,81	1,45	29,88
45,00	69,44	1,35	29,20
50,00	67,25	1,26	28,03
55,00	65,91	1,17	26,53
60,00	65,21	1,08	24,84
65,00	65,00	1,00	23,08

Tabla 2-1: Comparativa presión de rotura en función de la altura de la cúpula

En la tabla 2-1 se puede apreciar que al aumentar la altura final de la cúpula (h), disminuyen el radio de curvatura de la misma (R), su espesor (t) y la presión (p) a la cual se produciría el fallo de la probeta. También se deduce de esta tabla que la presión de rotura de la chapa debería estar comprendida entre los 23 MPa y los 30 MPa.

2.2 Simulación para la comprobación

Con esta simulación se pretenden llevar a cabo varias comprobaciones. Por un lado, se puede comprobar cuál sería la geometría de la forma final que toma la probeta justo en el instante del fallo. Por otro lado, y como principal objetivo de esta simulación, se puede comprobar cuál es la presión a la que se produce el fallo de la chapa.

Para asegurarnos de que los valores sean lo más próximos a la realidad, es necesario modelar correctamente el problema, de tal forma que lo que se plasme virtualmente reproduzca lo más fielmente posible la realidad del ensayo. Para ello, se han de definir cuidadosamente la geometría de la chapa, el material del que se compone y las condiciones de contorno a las que está sujeta la misma.

El objeto de ensayo con el que se realiza la simulación se trata de una chapa de 2 mm de espesor y 90 mm de radio. Cabe destacar porqué el radio de la chapa es tal, y no tan sólo 65 mm (radio de influencia de la presión). Si se ensayase una chapa de 65 mm de radio, se empotrarse el borde de la misma y se aplicase presión en toda la superficie de una de las caras, se vería que las tensiones en el borde serían muy elevadas, pudiendo llegar a producirse la rotura de la chapa en esos puntos en lugar de producirse en la cúspide del domo, que es donde debe producirse el fallo en el ensayo real para poder asumir los resultados obtenidos como válidos. El valor del radio de la chapa es de 90 mm para que ésta se acomode a la geometría de la matriz y el prensa-chapas, como podrá verse posteriormente.

Cuando se define el material del que se compone la chapa, se deben especificar los siguientes parámetros: el módulo de Young ($E = 210 GPa$), el coeficiente de Poisson ($\nu = 0,3$) y la curva de comportamiento plástico del material (figura 2-3). Tanto el valor tomado para el módulo de Young como el tomado para el coeficiente de Poisson se tratan de los que comúnmente se asumen para los aceros, mientras que la curva de comportamiento plástico es específica para este acero de alta resistencia que se ha seleccionado.

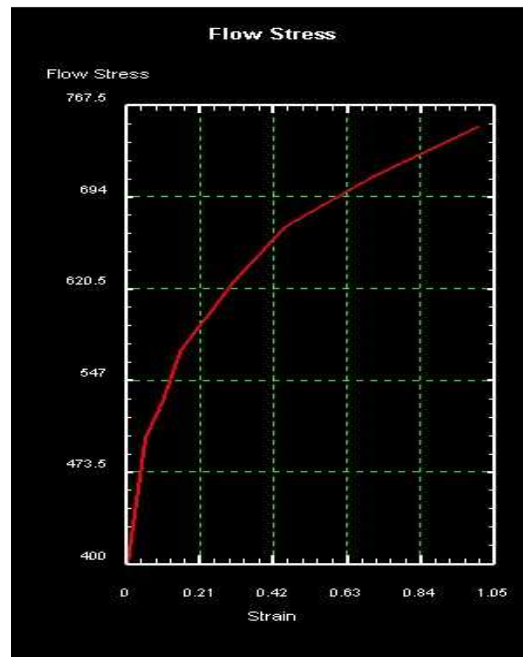


Figura 2-3: Comportamiento plástico del acero de la probeta de ensayo. Tensión de fluencia (MPa) vs Deformación

Para reproducir las condiciones de contorno, se aprisiona la chapa entre la matriz y el prensa, haciendo que la matriz ejerza constantemente una fuerza en la dirección negativa del eje Z (hacia abajo). De esta forma nos aseguramos de que la chapa queda aprisionada por el cordón de estirado mientras se aplica la presión en la cara inferior de la chapa en un área circular de 65 mm de radio. La presión se aplica como una función del tiempo, de manera que vaya aumentando progresivamente hasta que se detecte la rotura. A la hora de definir la curva de comportamiento plástico del material, se ha despreciado el efecto de la velocidad de deformación, por lo que la pendiente de la función de la presión frente al tiempo no juega ningún papel en el cálculo de las tensiones.

Para poder detectar el fallo de la chapa, se visualizan en pantalla las deformaciones. Al visualizar las deformaciones, se puede apreciar claramente cómo éstas se disparan de un paso a otro de la simulación. Es entonces cuando se puede asumir que se ha producido la rotura de la probeta. El paso previo a ese disparo de las deformaciones será el que se considere para determinar la configuración final de la probeta en el momento del fallo de la misma.

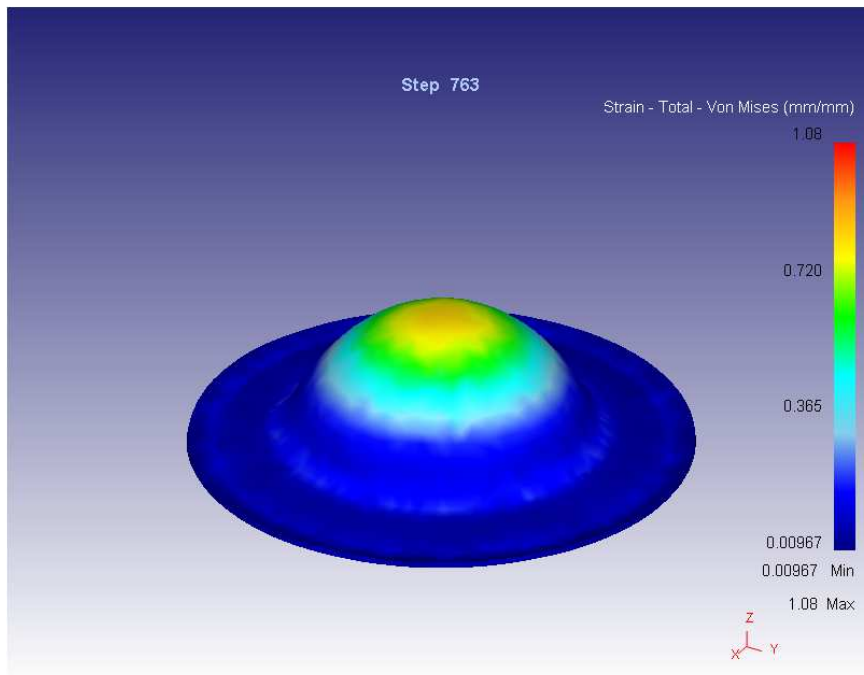


Figura 2-4: Deformaciones en la probeta en el paso de la simulación 763

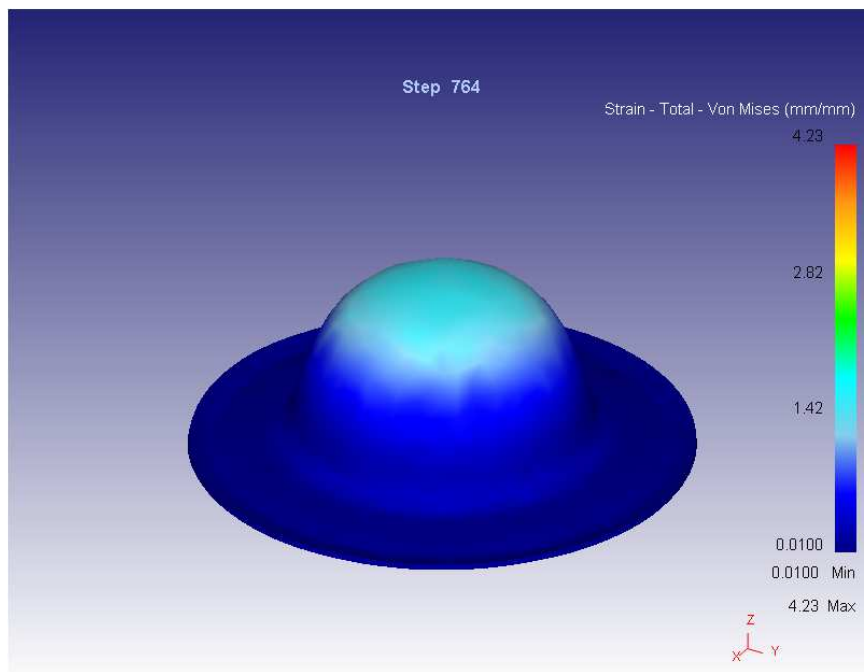


Figura 2-5: Deformaciones en la probeta en el paso de la simulación 764

Si observamos las figuras 2-4 y 2-5, se puede ver cómo, de un paso a otro, la deformación equivalente máxima pasa del valor 1,07 al valor 3,92. Además, en la segunda imagen, la distribución de las deformaciones en la chapa se sale del patrón que iban siguiendo las deformaciones en los pasos anteriores de la simulación. Por lo tanto, el paso 763 de la simulación sería el que se correspondería al instante previo al fallo, y por tanto debe ser en ese instante en el que se realicen las comprobaciones.

Teniendo en cuenta que la presión aplicada sobre la chapa va aumentando progresivamente desde el paso 400 a razón de 0,0875 MPa/paso, se obtiene que la rotura se produce cuando la cúpula alcanza una altura $h = 53 \text{ mm}$ y la presión aplicada es de $p = 31,76 \text{ MPa}$.

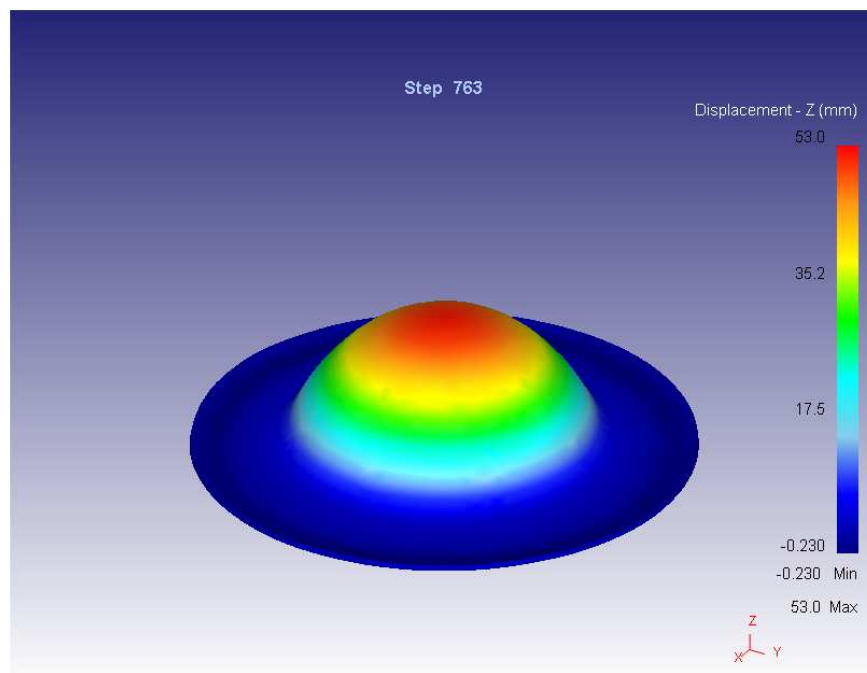


Figura 2-6: Desplazamientos en la probeta en dirección vertical en el paso de la simulación 763

Si se introduce este valor de h para la altura de la cúpula en las ecuaciones del apartado anterior, se obtendría un valor analítico para la presión de fallo tal que $p = 27,15 \text{ MPa}$. Puede observarse que la presión calculada de forma analítica es ligeramente inferior (un 14,51%) a la presión obtenida mediante la simulación. Esta desviación es debida al endurecimiento por la deformación plástica del material y a la disminución no homogénea del espesor, que no se tuvieron en cuenta en el cálculo analítico.

Atendiendo a los resultados obtenidos en esta comparación, se decide tomar como valor de la presión para el diseño del equipamiento del ensayo 35 MPa. De esta manera nos aseguramos de contar con un pequeño margen de seguridad con respecto a los valores de presión obtenidos, tanto analítica como numéricamente.

3 DISEÑO Y DIMENSIONADO DE LOS COMPONENTES

El equipo de ensayo puede dividirse en dos subsistemas independientes entre sí:

- Sistema de impulsión de aceite.
- Sistema de aprisionamiento de la probeta.

El primer sistema está compuesto por una bomba capaz de elevar la presión del aceite hasta los 35 MPa, y por los componentes necesarios para la conducción del aceite (racor). Por su parte, el sistema de aprisionamiento consta de un prensa-chapas, una matriz, el juego de tornillería para la sujeción de la probeta y una junta tórica de estanqueidad que evite la fuga del aceite. Aparte de estos dos sistemas, también se dispone de un anillo de sujeción para que el equipo pueda ser anclado al suelo o a cualquier otra superficie.

3.1 Material de fabricación para la matriz y el prensa-chapas

Antes de comenzar con la justificación propia del diseño, merece la pena matizar algunos aspectos relacionados al material que se supone que se empleará para la fabricación de la matriz y el prensa-chapas.

El diseño del equipo de ensayo se puede enfocar desde varios puntos de vista. Por un lado, podría definirse la totalidad de las dimensiones y, en función de éstas, se calcularían las tensiones previstas en los distintos elementos del equipo. Con estos valores de las tensiones, se elegiría para la fabricación del equipo un material cuyo límite elástico fuese mayor que las tensiones máximas previstas. En lugar de seguir este enfoque, y como no tenemos las dimensiones fijadas, se decide escoger en primer lugar un material con unas buenas propiedades mecánicas, para fijar las dimensiones de los distintos elementos del equipo posteriormente.

Es difícil escoger un material sin ninguna restricción aparente, como es el caso en el que nos encontramos. Prácticamente cualquier material podría ser válido, pues tan sólo habría que variar las dimensiones de forma que las tensiones se quedaran por debajo del límite de fluencia.

Podemos comenzar la búsqueda del material acotándolo entre dos grandes grupos como son los aluminios y los aceros, los cuales son comúnmente usados para la fabricación de elementos mecánicos y suelen estar dentro de un rango de precios asequibles a diferencia de otros como el titanio y sus aleaciones. Mientras que los aluminios suelen destacar por sus buenas propiedades para el conformado, los aceros son normalmente usados en construcción y para la fabricación de componentes mecánicos de maquinarias, automóviles, etc gracias a su altos niveles de resistencia. Por este motivo, nos decantaremos preferiblemente por un acero, ya que será más fácil de encontrar uno con unas buenas características de resistencia mecánica. Dentro del grupo de los aceros existen multitud de posibilidades. Es en este momento cuando sería conveniente fijar un valor objetivo para el límite de fluencia, ya que es lo estamos buscando. En este sentido, basándonos en la experiencia previa y en el alto valor de la presión de diseño, es aconsejable que el valor del límite de fluencia del material se encuentre entre los 400 MPa y los 450 MPa, ya que valores inferiores nos obligarían al diseño de elementos con unos espesores desproporcionados. Si nos centramos en un grupo de uso típico para la fabricación como son los aceros AISI de la serie 1, podemos encontrar varios de ellos que se amoldan bien a este valor objetivo que hemos fijado. En la tabla 3-1 [3] podemos encontrar, por ejemplo, como el AISI 1020, 1030 y 1035 estirados en frío presentan un límite de fluencia de 390 MPa, 440 MPa y 460 MPa, respectivamente. En base a estos datos, se decide escoger el acero AISI 1030 estirado en frío para la fabricación de los elementos del equipo de ensayo.

UNS NÚM	SAE Y/O AISI NO	PROCESAMIENTO	RESISTENCIA ÚLTIMA, MPa	RESISTENCIA DE FLUENCIA, MPa	ELONGACIÓN EN 2 in, %	REDUCCIÓN EN ÁREA	DUREZA BRINELL
G10060	1006	HR	300	170	30	55	86
		CD	330	280	20	45	95
G10100	1010	HR	320	180	28	50	95
		CD	370	300	20	40	105
G10150	1015	HR	340	190	28	50	101
		CD	390	320	18	40	111
G10180	1018	HR	400	220	25	50	116
		CD	440	370	15	40	126
G10200	1020	HR	380	210	25	50	111
		CD	470	390	15	40	131
G10300	1030	HR	470	260	20	42	137
		CD	520	440	12	35	149
G1035	1035	HR	500	270	18	40	143
		CD	550	460	12	35	163
G10400	1040	HR	520	290	18	40	149
		CD	590	490	12	35	170
G10450	1045	HR	570	310	16	40	163
		CD	630	530	12	35	179
G10500	1050	HR	620	340	15	35	179
		CD	690	580	10	30	197
G10600	1060	HR	680	370	12	30	201
G10800	1080	HR	770	420	10	25	229
G10950	1095	HR	830	460	10	25	248

Tabla 3-1: Propiedades de los aceros según [3]

De este modo, a partir de este punto se considerará que el límite de fluencia del material para la fabricación del prensa-chapas y la matriz será $\sigma_Y = 400 \text{ MPa}$, y que el valor de su módulo de Young será $E = 210 \text{ GPa}$. Cabe aclarar que se ha decidido realizar los cálculos analíticos con un valor de 400 MPa para el límite de fluencia para tener un cierto factor de seguridad en este punto, ya que cualquier mínima variación en la composición o las condiciones ambientales a la hora de concebir el material pueden acabar afectando a sus propiedades mecánicas.

3.2 Prensa-chapas

El prensa-chapas es la parte inferior del sistema de aprisionamiento. Este elemento cumple varias funciones: permite la entrada de aceite a presión desde el grupo de bombeo, contiene el aceite durante el ensayo, contiene la hendidura que permite colocar la junta tórica para asegurar la estanqueidad del aceite durante el ensayo, y contiene la hendidura correspondiente al cordón de estirado.

Como se puede observar en las figura 3-1 y 3-2, el prensa-chapas se trata de un pequeño tanque cilíndrico con la parte superior en forma de brida. La pared lateral del taque se encuentra perforada mediante un agujero para permitir la conexión entre éste y el grupo de bombeo, dejando pasar el aceite presurizado al sistema. En la parte bridada se encuentran: una ranura en la que se colocará la junta tórica de estanqueidad, una ranura correspondiente al cordón de estirado, y los correspondientes agujeros pasantes en la parte bridada para

colocar los tornillos necesarios para conseguir la fuerza de cierre necesaria para que la chapa resbale durante el ensayo. Cada una de estas zonas será detallada en secciones posteriores.

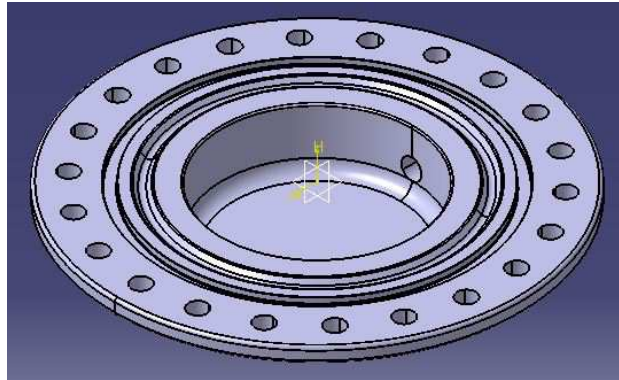


Figura 3-1: Vista isométrica del prensa-chapas

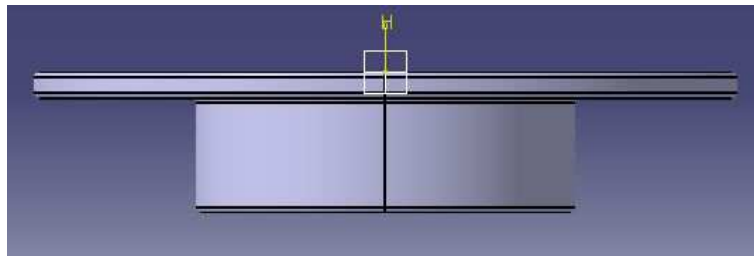


Figura 3-2: Vista frontal del prensa-chapas

A la hora de realizar el ensayo, el aceite es impulsado por el grupo de bombeo hacia el interior del prensa-chapas, cuya parte superior se encuentra cubierta por la probeta. Dado este proceso, el disponer de un cierto volumen en el prensa-chapas, permite que el aumento de la presión del ensayo sea aún más progresivo que si no se dispusiera de esta capacidad de tanque. Por este motivo, se decide dotar al prensa-chapas de una cierta capacidad de almacenamiento para evitar que la velocidad de deformación sea un parámetro influyente durante el ensayo. Si comparamos este punto con el correspondiente apartado del proyecto [2], podemos ver que en el segundo se prescinde de esta cavidad. La diferencia radica en el sistema empleado para presurizar el aceite. Mientras que en nuestro caso se opta por un grupo de bombeo comercial, en el otro proyecto la presión se aplica a través de un cilindro montado en una máquina de tracción, lo que ya asegura el control de la velocidad de aumento de la presión.

El volumen del tanque se toma tal que la suma de éste y el volumen de la cúpula final sea menor que la capacidad del grupo de bombeo. En general, los grupos de bombeo comerciales suelen tener una capacidad de bombeo superior a los 5 litros, siendo los de menor capacidad de unos 2 litros. Teniendo en cuenta este hecho y que el volumen de la cúpula en el momento del fallo ronda los 0,43 litros, se decide que el volumen del tanque esté en torno a los 0,5 litros.

Una vez fijado el volumen del tanque ($V = 0,5 \text{ l}$) y conocido el radio interno del mismo ($a = 65 \text{ mm}$), se puede calcular la altura del mismo:

$$H = \frac{V}{\pi a^2} = 37,67 \text{ mm}$$

Redondeando este valor de la altura para su posterior fabricación, se toma $H = 40 \text{ mm}$, de forma que el volumen de aceite que será capaz de albergar el tanque será $V = 0,53 \text{ l}$.

3.2.1 Pared lateral

Para poder establecer el espesor de pared necesario para el prensa-chapas, se debe conocer la relación existente entre el nivel de tensiones en la pared y la presión interior soportada. Si se realiza un corte longitudinal al cilindro dividiéndolo en dos mitades, y se ponen en equilibrio los esfuerzos en dirección radial y en dirección axial, se obtienen las relaciones que se estaban buscando.

- Dirección axial:

$$\sigma_a \pi (2at_{cil} + t_{cil}^2) = \pi a^2 p$$

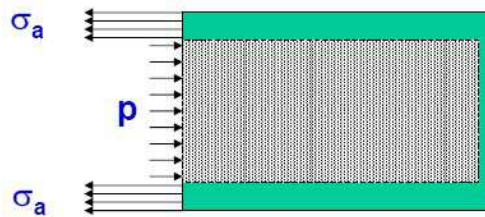


Figura 3-3: Equilibrio aplicado para el cálculo de la tensión axial (σ_a)

- Dirección radial:

$$2t_{cil}H\sigma_h = 2aHp$$

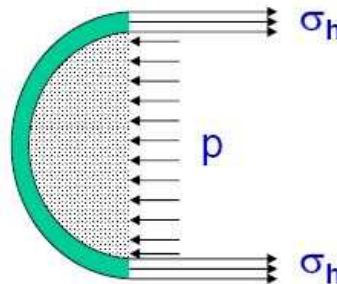


Figura 3-4: Equilibrio aplicado para el cálculo de la tensión radial (σ_h)

Las tensiones radial y axial se corresponden con las tensiones principales en las paredes del cilindro, siendo la tercera tensión principal despreciable respecto a estas dos anteriores ($\sigma_{III} \ll \sigma_I, \sigma_{II}$). Por lo tanto, la tensión equivalente de Von Mises en las paredes del cilindro quedará expresada como sigue:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\left(\frac{a^2 p}{2at_{cil} + t_{cil}^2}\right)^2 + \left(\frac{ap}{t_{cil}}\right)^2 - \left(\frac{a^2 p}{2at_{cil} + t_{cil}^2}\right)\left(\frac{ap}{t_{cil}}\right)}$$

Introduciendo en esta ecuación el valor de la presión de diseño ($p = 35MPa$), y comparando el valor de esta tensión equivalente con límite de fluencia del material escogido para el prensa-chapas se obtendrá el valor mínimo del espesor que ha de tener el cilindro para que no supere dicho límite durante el ensayo. De esta forma se obtiene que el espesor de ésta debería ser $t_{cil} = 4,93 mm$.

Las ecuaciones usadas anteriormente para poder calcular las tensiones axial y radial, se fundamentan en un estado tensional en el que los esfuerzos de flexión en el espesor de la pared lateral pueden ser despreciados. Esta premisa es asumible siempre que las tensiones sean medidas lejos de la intersección entre la pared lateral y la base. Dado que la altura del prensa-chapas no es muy elevada, habrá una amplia zona en la que no se cumplan las condiciones necesarias para poder asumir como válidas estas ecuaciones. Por este motivo, y debido al alto nivel de presiones que se va a alcanzar, se aplicará un coeficiente de seguridad de 2 para calcular el valor final del espesor de la pared lateral. Aplicando este factor, y redondeando el valor resultante, se obtiene que el espesor de pared para el cilindro ha de ser $t_{cil} = 10 \text{ mm}$.

3.2.2 Base (placa circular)

Para aproximar el espesor necesario para la base del tanque, se debe aplicar la teoría de la elasticidad para elementos planos. Según esta teoría, las tensiones en la base pueden calcularse en función de una serie de esfuerzos por unidad de longitud (axiales, cortantes y flectores). Normalmente, en este tipo de cálculos como el que se va a realizar, se suele despreciar la aportación de los esfuerzos cortantes frente a los axiales y los flectores, ya que son varios órdenes de magnitud inferior ($V \ll N, M$).

En primer lugar, se debe modelar el problema de tal forma que pueda ser asimilado a un problema de los que ya se conoce su resolución. Para ello se ha de analizar el montaje final del ensayo. Para conseguir fijar el prensa-chapas durante el ensayo, éste será situado sobre un elemento que lo sujete, y que pueda ser fijado al suelo o cualquier otra superficie si se requiriera. El sistema de sujeción que va a emplear consiste en un anillo con un perfil en forma de L con ambos lados iguales a 10 mm (figura 3-5). En conclusión, se decide aproximar el comportamiento de la base del tanque al de una placa circular de 65 mm de radio empotrada en el borde.

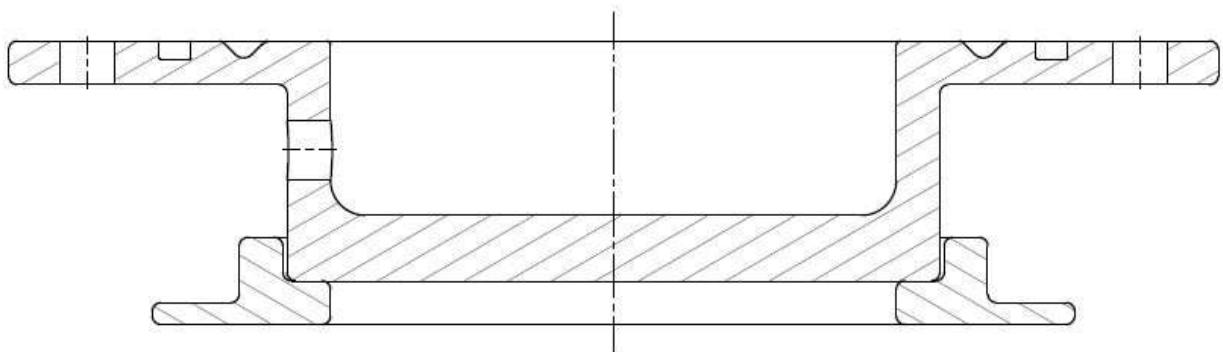


Figura 3-5: Esquema con la colocación del prensa-chapas sobre el anillo de sujeción

Del estudio de las tensiones en una placa plana se obtiene que el máximo valor de éstas se produce en el centro de la placa. Dadas las condiciones de contorno que se asumen, el desplazamiento en el punto central de la placa (w) puede ser calculado como sigue:

$$w = \frac{pa^4}{64D}$$

Además, de la teoría de placas también se obtienen los valores de los esfuerzos axiales (N) y flectores (M) en función de dicho desplazamiento del punto central (w)

$$N_r = N_t = N = \frac{2Dw^2}{231t_{base}^2 a^2} (1 + \nu)(1585 - 723\nu)$$

$$M_r = M_t = M = \frac{4Dw}{a^2}(1 + \nu)$$

Siendo D un parámetro característico de la placa función del material y del espesor de la misma:

$$D = \frac{Eh^3}{12(1 - \nu^2)}$$

Como se puede apreciar, los esfuerzos radiales (N_r , M_r) y los esfuerzos circunferenciales (N_t , M_t) son iguales entre ellos.

La tensión radial y la tensión circunferencial pueden ser expresadas en función de los esfuerzos axiales y flectores como se expone a continuación:

$$\sigma_r = \frac{N_r}{t_{base}} + \frac{6M_r}{t_{base}^2}$$

$$\sigma_t = \frac{N_t}{t_{base}} + \frac{6M_t}{t_{base}^2}$$

$$\sigma_r = \sigma_t = \sigma$$

Estas tensiones se corresponden con las tensiones principales en la placa, por lo que la tensión equivalente de Von Misses quedaría como sigue:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_t^2 - \sigma_r \sigma_t} = \sigma$$

Donde se ha tenido en cuenta el hecho de que la tensión principal menor es despreciable frente a las otras dos ($\sigma_{III} \ll \sigma_I, \sigma_{II}$).

Comparando esta tensión con el límite de fluencia del material del tanque ($\sigma_Y = 400 \text{ MPa}$), obtenemos el valor mínimo que debe tener el espesor de la base para que ningún punto de ésta plastifique.

$$t_{base} = 13,47 \text{ mm}$$

A diferencia del caso de los espesores de la pared lateral, las ecuaciones empleadas para realizar el cálculo del espesor de la base se basan en unas hipótesis más restrictivas que el comportamiento real esperado durante los ensayos. Por este motivo, se decide no aplicar factor de seguridad alguno sobre este espesor. Simplemente se redondeará al alza este valor, de manera que el espesor final de la base del tanque será $t_{base} = 15 \text{ mm}$.

3.2.3 Radios de acuerdo

Hasta este punto, se ha considerado que todas las aristas eran aristas vivas, es decir, no existían radios de acuerdo en las intersecciones entre las distintas superficies. Obviamente, una pieza de estas características sería imposible de fabricar, dada la complejidad de conseguir un ángulo recto en todas sus aristas por cualquier

método de fabricación. Además de este hecho, es conocido que las aristas con ángulos vivos, al ser discontinuidades en la superficie, suponen una concentración de las tensiones, lo que provocaría un aumento incontrolado de las tensiones en la zona próxima a dichas aristas. Por estos motivos es necesario darle un cierto radio de acuerdo a las distintas aristas de todos los componentes del equipamiento. A la hora de especificar los diferentes radios de acuerdo usados para el diseño del tanque, se realizará la siguiente distinción (figura 3-6):

- Esquina inferior de la cavidad del tanque (1): en este caso se toma un radio de acuerdo mayor que en el resto. Este punto del tanque es donde se produce la intersección entre la pared lateral y la base del mismo, lo que provoca que los efectos de la flexión sean más significativos que en ningún otro punto del tanque, y por lo tanto, que el nivel de tensiones sea también más elevado. En conclusión, el radio de acuerdo que se escoge es de 5 mm.
- Arista superior de la cavidad del tanque (2): en este caso se toma un radio de acuerdo menor que en el resto. En este punto no interesa tener un radio de curvatura grande, ya que esto facilitaría las posibles fugas de aceite. Este importante factor, unido a que la tensión que se prevé en esta zona no es muy elevada, hace que el radio de acuerdo que se escoja sea de 1 mm.
- Ranuras para la junta tórica y del cordón de estirado de la chapa (3 y 4): los radios de acuerdo necesarios en estas zonas del prensa-chapas se detallarán en las correspondientes secciones venideras.
- Resto de aristas (5, 6, 7 y 8): en las aristas de las caras externas del tanque no tiene relevancia el efecto concentrador de las tensiones, sino que se redondean por el simple hecho de facilitar su fabricación. En consecuencia, se toma un radio de acuerdo de 2 mm para todas estas aristas.

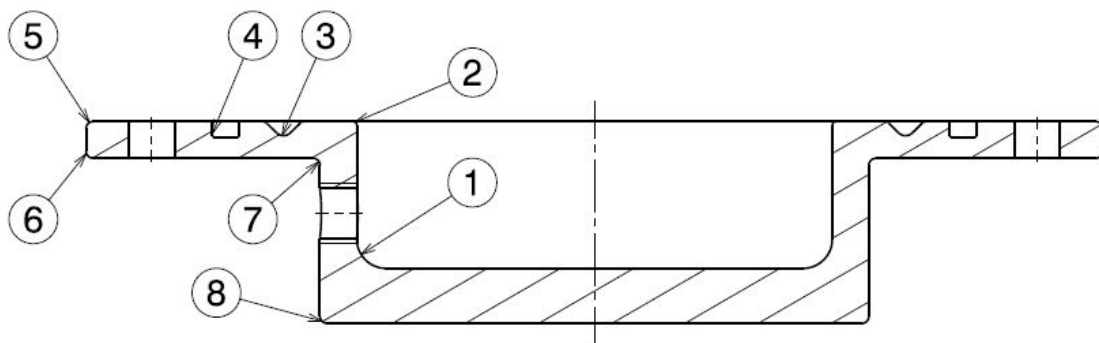


Figura 3-6: Corte del prensa-chapas con identificación numérica de las aristas

3.2.4 Simulación para la comprobación

Con esta simulación se pretende comprobar que los niveles de tensiones en el espesor del tanque, tanto en el lateral como en la base, no superan el límite de fluencia del material que se usará para fabricar este elemento.

A diferencia de la simulación de la rotura de la chapa, en ésta no se requiere definir un nuevo material, sino que se busca y escoge el material de fabricación escogido anteriormente dentro de la librería de materiales del propio programa.

La solución más próxima a la realidad para poder reproducir las condiciones de contorno es restringir los desplazamientos en todos los ejes para aquellos puntos que se encuentren a una distancia menor o igual a 10 mm de la arista de la base. De esta manera, nos aseguramos de que se permita el giro en todos esos puntos, tal y como ocurriría si se apoyase el tanque en la sujeción anular.

Las condiciones para la aplicación de la presión son las mismas que en la simulación realizada para obtener la presión de rotura de la chapa, es decir, se aplica una presión en toda la cara interna del tanque a razón de 0,0875 MPa por paso. De esta manera se consigue que, tras 400 pasos de simulación, se alcance la presión de diseño (35 MPa).

En la figura 3-7 se muestra un corte longitudinal del tanque en el que se representa la tensión equivalente de

Von Mises a través de una escala cromática. Como se esperaba, las tensiones más elevadas se producen en el fondo del tanque, en la intersección entre la pared lateral y la base del mismo. En concreto, se observa que las tensiones en dicha zona están en torno a los 320 MPa. Además de en esta zona, se puede ver que la tensión equivalente también se aproxima a ese valor en la zona central de la base del tanque. Es lógico que en este punto se den valores superiores que en el resto de la base, ya que la base se comprará al aplicarse la presión, de manera que los esfuerzos de tracción mayores se darán en las fibras inferiores, mientras que en las superiores aparecerán esfuerzos de contracción, haciendo que la tensión equivalente sea menor.

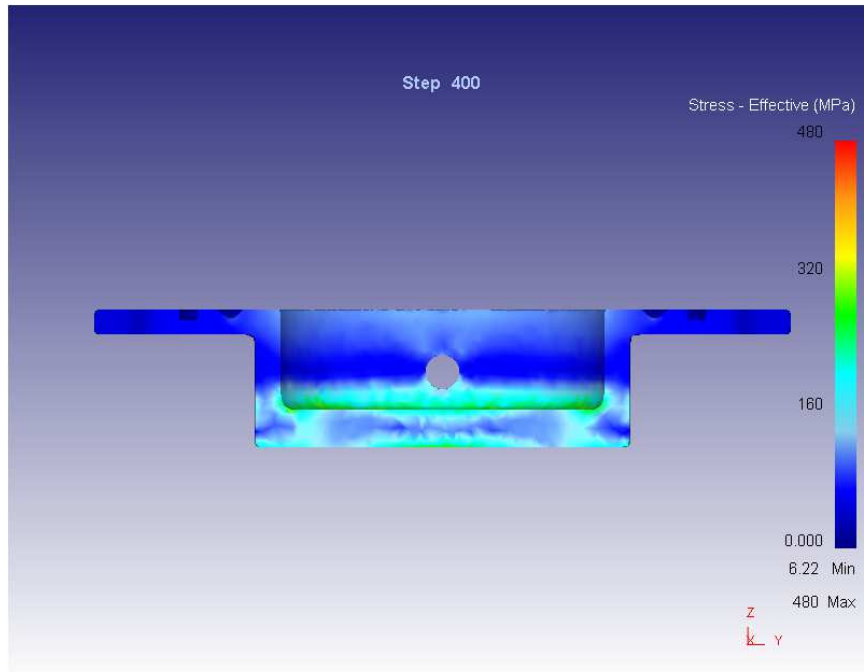


Figura 3-7: Tensiones en el prensa-chapas sometido a 35 MPa. Radio de fondo de 5 mm

En esta misma figura se puede ver que los valores de tensión alcanzados tanto en la pared lateral como en la base del tanque se mantienen muy por debajo del límite de fluencia del material. Si ajustamos la escala, podremos obtener los valores de las tensiones en los espesores con mayor exactitud (figura 3-8). Con esta nueva escala podemos acotar las tensiones:

- En la pared lateral estarán por debajo de los 150 MPa. Sólo en las intersecciones con las otras superficies, es decir, en la parte inferior en la intersección con la base y en la parte superior en la intersección con la parte bridada, es donde se alcanzan estos niveles más elevados. Esto era lo esperado ya que las aristas son concentradores de tensiones. Sin embargo, en la zona intermedia de esta pared las tensiones se quedarán muy por debajo de este valor, estando por debajo incluso de los 100 MPa.
- En la base estarán por debajo de los 250 MPa aproximadamente. A diferencia que en la pared lateral, las tensiones en la base son elevadas en todo su espesor, estando casi todos los puntos de la base por encima de los 150 MPa. En esta parte de la pieza, los mayores valores se alcanzan también en las zonas cercanas a las aristas, además de alcanzarse en la zona central de la base, tanto en las fibras superiores como en las inferiores.
- En el fondo de la cavidad del tanque se darán los mayores niveles de tensiones, llegando a alcanzarse los 350 MPa. En toda esta zona la tensión se mantiene por encima de los 200 MPa. De esta forma queda de manifiesto el comportamiento que se esperaba desde un primer momento, en el que se estimaban que los mayores valores de tensión se darían en el fondo del tanque.

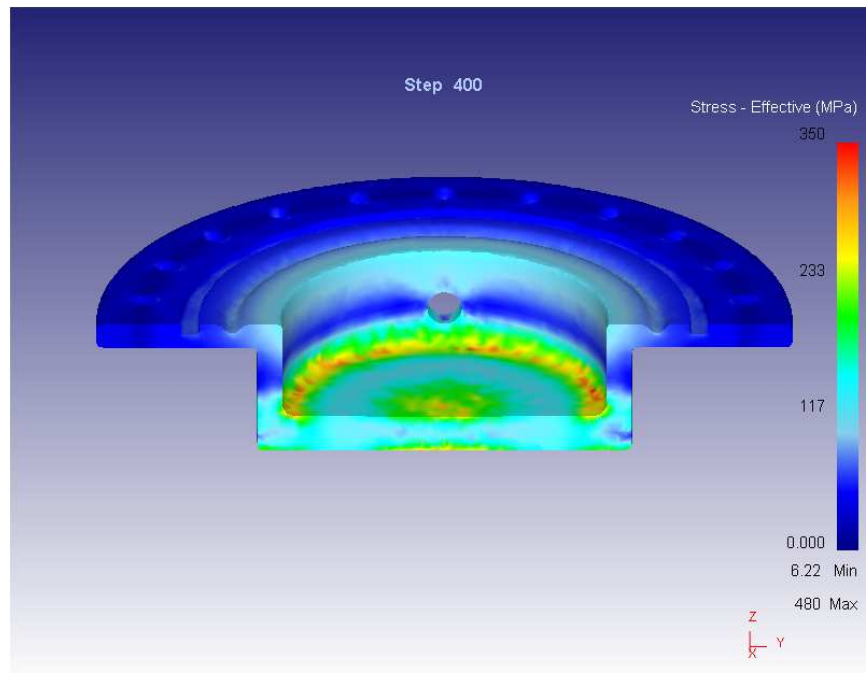


Figura 3-8: Tensiones en el prensa-chapas sometido a 35 MPa. Escala reajustada. Radio de fondo de 5 mm

Si nos fijamos ahora en los valores que aparecen en la escala cromática original, se observa que la tensión máxima obtenida por el programa es de 480 MPa, muy lejos de los 350 MPa que se aprecian en la figura 3-8. Cambiando el modo de representación de las tensiones en pantalla (representación elemental en lugar de representación alisada), vemos que existen algunos elementos puntuales de la pieza que llegan a los 480 MPa detectados (figura 3-9). Estas tensiones elevadas pueden darse por diferentes motivos:

- Error de cálculo del programa: el método de los elementos finitos se asienta en una base matemática muy compleja, por lo que, en función de la robustez del software que se emplee, podrían llegar a producirse estos errores.
- Plastificaciones puntuales del material: cabe la posibilidad de que en algunos puntos de la pieza se alcancen tensiones por encima del límite de fluencia del material, lo que provocaría plastificaciones puntuales en algunas zonas de la pieza.

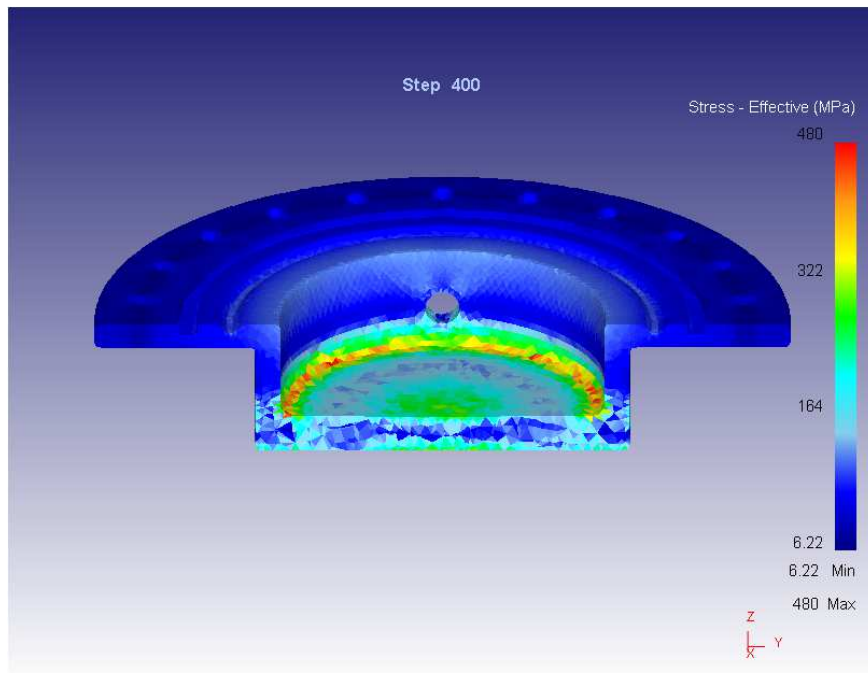


Figura 3-9: Tensiones en el prensa-chapas sometido a 35 MPa. Representación elemental. Radio de fondo de 5 mm

Para descartar la primera de las opciones, se decide realizar una nueva simulación, cambiando únicamente el radio de acuerdo del fondo del tanque, pasándose de 5 mm a 8 mm.

Las figuras 3-10, 3-11 y 3-12 se corresponden con las figuras 3-7, 3-8 y 3-9, respectivamente, para la nueva simulación con 8 mm radio de fondo. En las imágenes de esta nueva simulación se puede ver que los niveles de tensiones son prácticamente iguales que en la simulación anterior. La única diferencia que se puede apreciar es que, al aumentar el radio de curvatura del fondo del tanque, las tensiones máximas alcanzadas en la intersección entre la base y la pared lateral son menores en este segundo caso. Se ve que las tensiones alisadas (figura 3-7 y 3-8) no llegan a los 350 MPa, mientras que en la representación elemental de las tensiones se observa que la tensión máxima es de 451 MPa, y que la cantidad de elementos que llegan a este valor de la tensión equivalente de Von Mises es menor que en el primer caso. Es decir, conforme aumentamos el radio de acuerdo del fondo del tanque, la tensión máxima reduce.

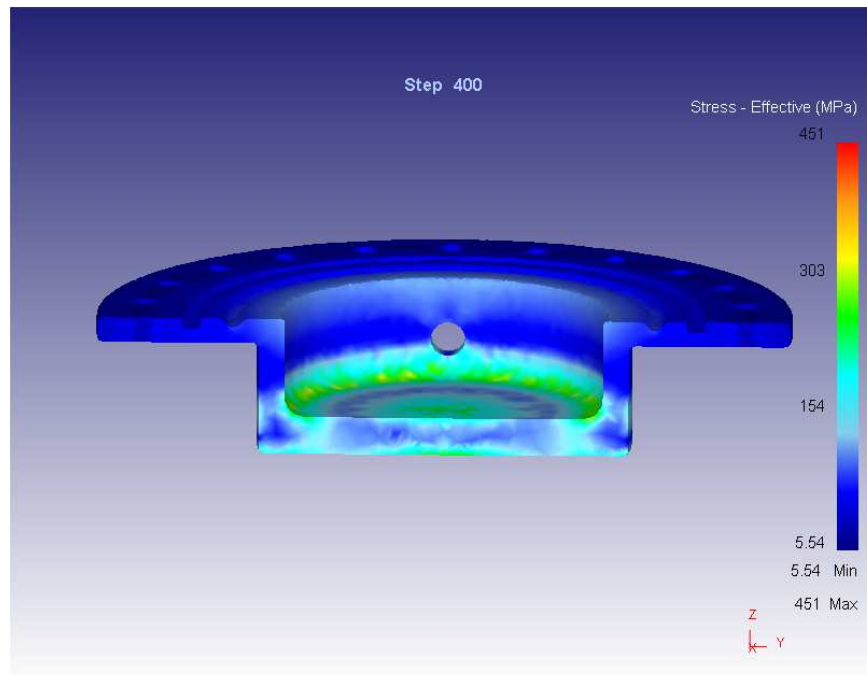


Figura 3-10: Tensiones en el prensa-chapas sometido a 35 MPa. Radio de fondo de 8 mm

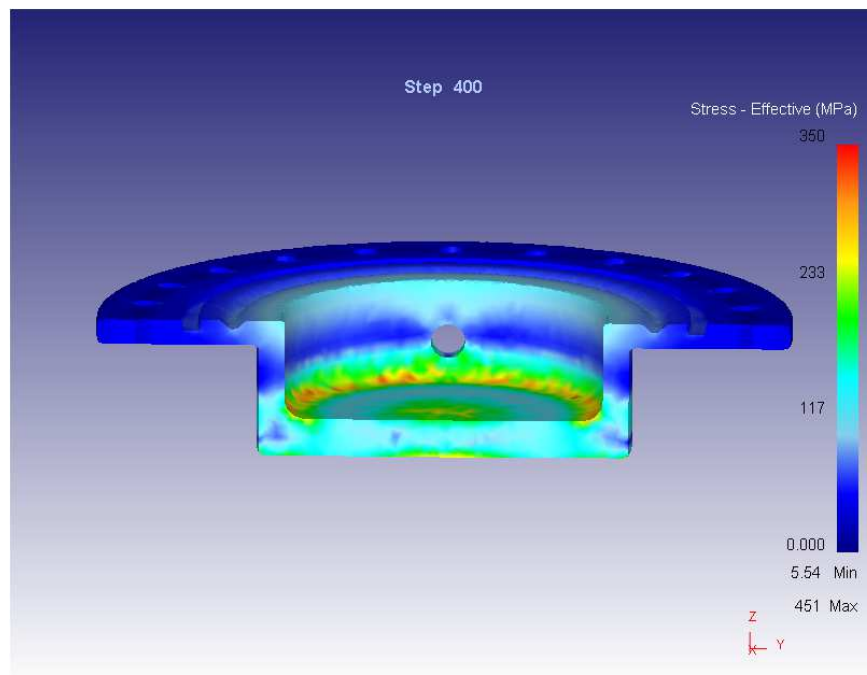


Figura 3-11: Tensiones en el prensa-chapas sometido a 35 MPa. Escala reajustada. Radio de fondo de 8 mm

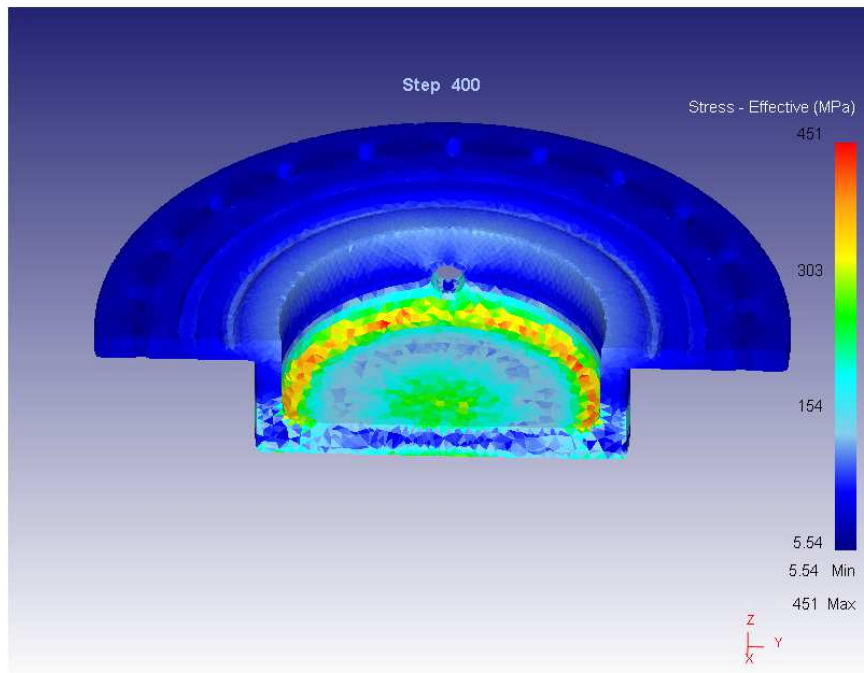


Figura 3-12: Tensiones en el prensa-chapas sometido a 35 MPa. Representación elemental. Radio de fondo de 8 mm

Dado que se tratan de plastificaciones parciales, y la tensión máxima alcanzada no es muy superior al límite elástico del material, se decide que esta última geometría simulada sea la definitiva para el tanque. Si se sigue aumentando el radio de fondo, se llegaría finalmente a una situación en la que ningún punto del prensa-chapas estaría por encima del valor umbral de tensiones establecido por el límite de fluencia del material. Como se puede deducir de estas simulaciones, para llegar a esta nueva situación se tendría que aumentar el radio de fondo hasta los 15 mm aproximadamente. Teniendo en cuenta que la altura de la cavidad interior del tanque se trata de 40 mm, este nuevo radio representaría el 37,5% de la altura de la cavidad, por lo que sería necesario aumentar dicha altura para que el cociente entre ésta y el radio de fondo fuese algo menos desproporcionado. Este aumento conllevaría la necesidad de un grupo de impulsión de mayor capacidad, lo cual limitaría el rango de bombas entre las que escoger.

En resumen, tras analizar los resultados arrojados por la simulación, se decide modificar el radio de acuerdo del fondo del tanque, aumentándolo de 5 mm a 8 mm, para así reducir, en la medida de lo posible, la tensión máxima que se alcanzará durante los ensayos en el prensa-chapas. Sin embargo, no evitará que haya plastificaciones puntuales en algunas zonas de la pieza si la presión del aceite durante el ensayo sobrepasa los 31 MPa, que se corresponde con el nivel de presión alcanzado en el paso 355, en el cual la tensión máxima de los puntos del prensa-chapas no superan los 400 MPa como se puede ver en la figura 3-13.

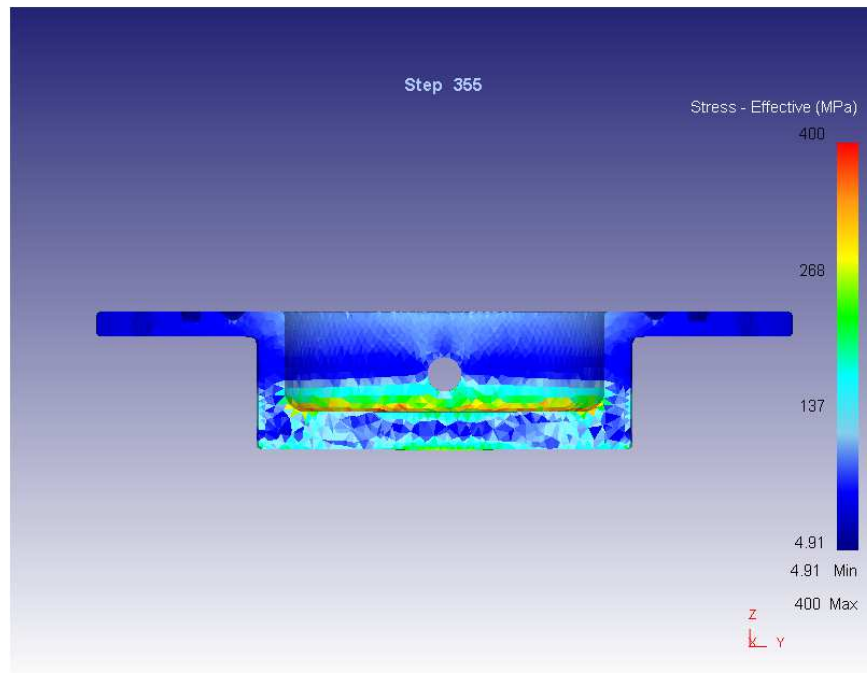


Figura 3-13 Tensiones en el prensa-chapas sometido a 31 MPa. Representación elemental. Radio de fondo de 8 mm

3.3 Matriz

La matriz es la parte superior del sistema de aprisionamiento. Este elemento tiene como función principal albergar el saliente del cordón de estirado, que junto con su correspondiente hendidura en el prensa-chapa conforman el sistema de estirado. Además de esta función, gracias a su geometría, la matriz determina cuál es el radio de la zona deformada de la chapa, y evita que el fallo se produzca en las proximidades de la cogida en lugar de que se produzca en el centro de la misma.

Como se puede observar en la figura 3-14, la matriz se trata de una corona circular. Podría decirse que es la tapa del prensa-chapas con un agujero circular, por el que la chapa irá asomando conforme aumenta la presión del aceite introducido.

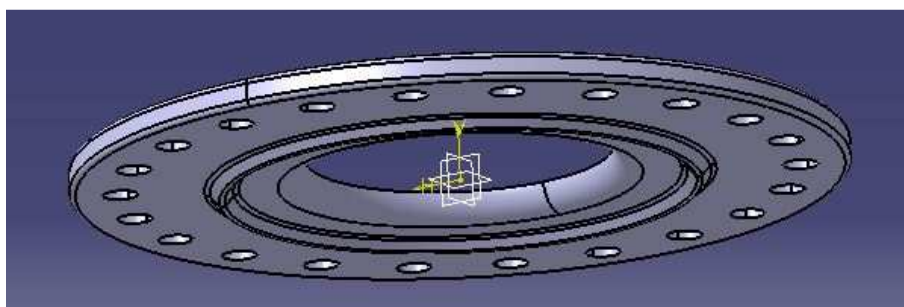


Figura 3-14: Vista inferior de la matriz

En el perfil de la matriz se denota el saliente del cordón de estirado, el cual será detallado más adelante. Aunque también se puede apreciar cómo la esquina inferior del agujero central presenta un gran radio de curvatura. Conforme aumenta la presión del aceite, la probeta comienza a deformarse de manera que si esta arista tuviese un ángulo vivo, en lugar de presentar un radio de acuerdo, ayudaría a que el fallo de la probeta se produjese por la zona en contacto con dicha arista en vez de producirse por el centro de la chapa, que es lo que se pretende con un ensayo de este tipo.

Tal y como se mencionó en el capítulo anterior, la geometría de la matriz que se empleará en el ensayo bulge es exactamente igual en lo relativo al cordón de estirado y al radio de la arista inferior a la empleada en la máquina de ensayos universal Ericksen del que se dispone. Por este motivo, el radio de curvatura de dicha arista será de 10 mm. De esta forma podemos estar seguros de que esta arista cumple la función requerida, ya que la máquina de ensayos universal Ericksen se ha empleado multitud de veces con un éxito total en su funcionamiento.

A diferencia del prensa-chapas, la matriz no requiere de ningún cálculo de tensiones para su diseño, pues, debido al proceso de ensayo, ésta únicamente será sometida a unas tensiones muy leves por el empuje de la chapa al deformarse, por lo que no merece la pena realizar ningún cálculo ni estimación de la misma.

3.3.1 Radios de acuerdo

Al igual que en el caso del prensa-chapas, las aristas de la matriz son redondeadas mediante pequeños radios de acuerdo para facilitar su fabricación y evitar la concentración de tensiones. A la hora de especificar los diferentes radios de acuerdo usados para el diseño del tanque, se realizará la siguiente distinción (figura 3-15):

- Esquina interior del agujero interior (1): como se ha comentado anteriormente, esta arista debe permitir que la probeta forme un domo al aumentar la presión del aceite sin que la rotura se produzca por las proximidades de la cogida, sino que se produzca por la zona central de la chapa. Para lograr este cometido es necesario un gran radio de acuerdo, ya que cuanto menor sea éste, mayor será el factor de concentración de las tensiones en ese filo. Basándonos en la matriz empleada en la máquina de ensayos universal Ericksen, de la cual se saben que los resultados son favorables, se decide tomar un radio de acuerdo de 10 mm para esta arista.
- Saliente para el cordón de estirado (4): los radios de acuerdo necesarios en esta zona de la matriz se detallarán en la correspondiente sección venidera.
- Resto de aristas (2 y 3): en las demás aristas de la matriz no tiene relevancia el efecto concentrador de las tensiones, sino que se redondean por el simple hecho de facilitar su fabricación, y para aumentar la seguridad del usuario en el momento de su manipulación. Por homogeneidad con el prensa-chapas, se toma un radio de acuerdo de 2 mm para todas estas aristas.

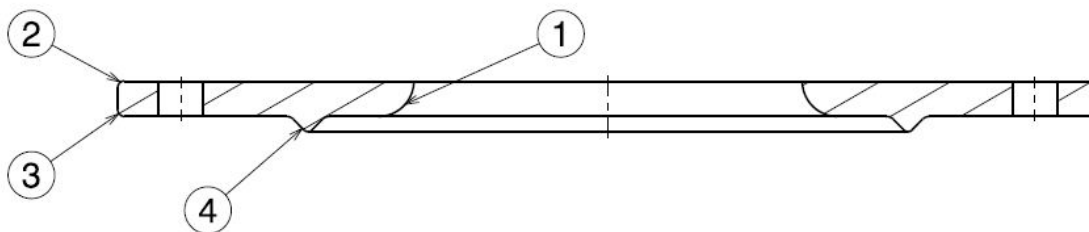


Figura 3-15: Corte de la matriz con identificación numérica de las aristas

3.3.2 Simulación para la comprobación

Con esta simulación se pretende comprobar que los niveles de deformación alcanzados en la zona cercana a la arista inferior de la abertura central de la matriz, que da forma a la base del domo generado por la probeta tras la aplicación de la presión, no son muy elevados, y por lo tanto, que se pueda asegurar que esta geometría de la matriz permite la deformación de la probeta libremente sin que se produzca la rotura de la misma en las inmediaciones de la arista.

Para esta comprobación no se necesita realizar una nueva simulación, sino que se puede reciclar alguna de las simulaciones ya realizadas en la que se ejemplifique la situación real de la rotura de una probeta. De esta forma, si observamos la figura 3-16, podemos ver que al comienzo de la aplicación de la presión sí aparecen unas deformaciones mayores en la zona en contacto con la arista inferior del agujero interior de la matriz. Sin embargo, si nos fijamos en la figura 3-17 (misma situación con un mayor nivel de presión), se observa que las

tensiones en esta zona siguen siendo mayores que en otras de las partes del domo, aunque es cierto que en la cúspide del domo se dan deformaciones mayores, aumentado cada vez más la diferencia entre las deformaciones en una y otra zona conforme se incrementa el nivel de presión del aceite (figura 3-18).

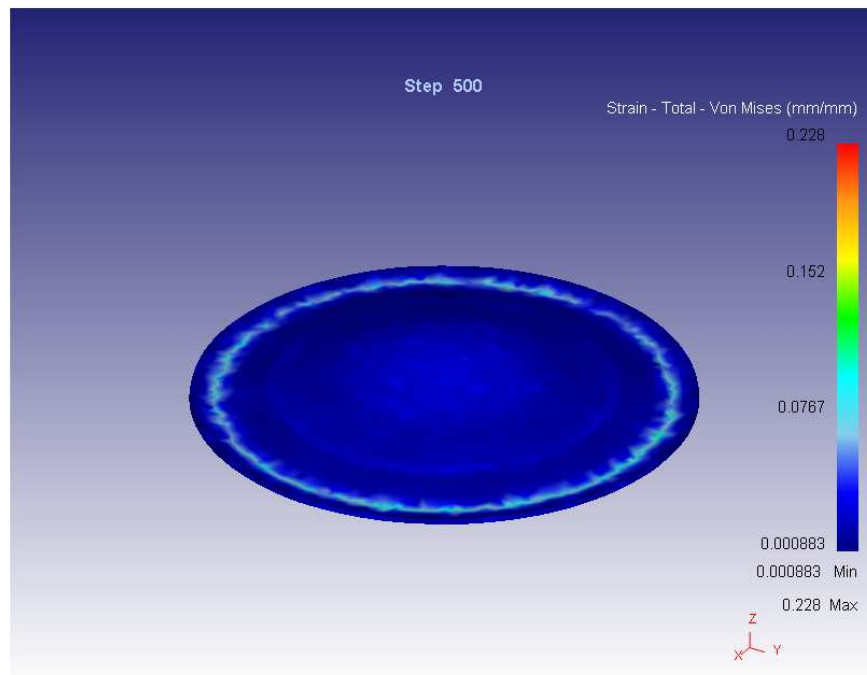


Figura 3-16: Deformaciones en la probeta sometida a un bajo nivel de presión

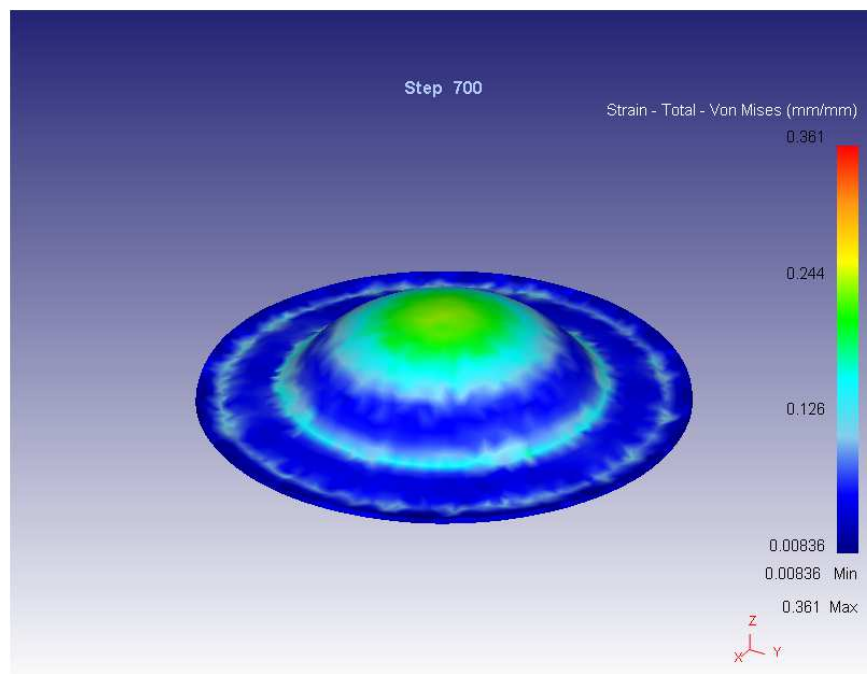


Figura 3-17: Deformaciones en la probeta sometida a un alto nivel de presión

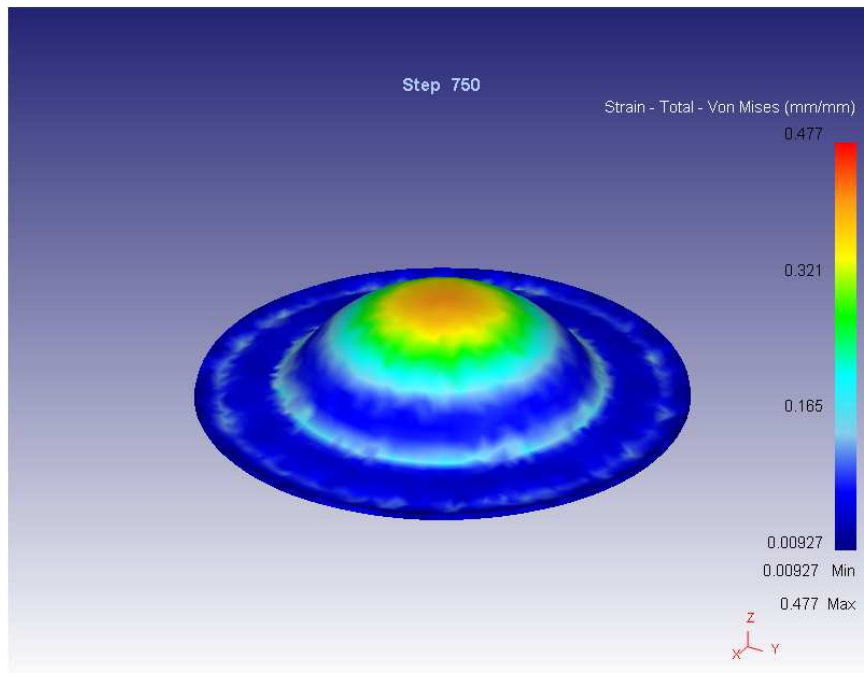


Figura 3-18: Deformaciones en la probeta sometida a un muy alto nivel de presión

Como conclusión a esta simulación, se puede decir que los niveles de deformación alcanzados en la zona en contacto con la arista inferior de la abertura central de la matriz han de ser más considerados cuanto menor sea la presión ejercida por el aceite sobre la probeta. Es decir, cuanto mayor sea la deformación de la probeta, menor será el papel jugado por el radio de redondeo de dicha arista. Este resultado parece lógico, ya que al entrar en contacto la probeta con la matriz, lo que se está haciendo es limitar la deformación en dicha zona.

3.4 Anillo de sujeción del prensa chapas

El anillo de sujeción del prensa-chapas se trata de una base anular sobre la que podrá ser apoyado el prensa-chapas durante el ensayo, de forma que ésta pueda ser anclada al suelo o cualquier otra superficie fija si así se deseara. Por lo tanto, el objetivo principal de este elemento es lograr una correcta sujeción del prensa-chapas durante el ensayo, de forma que éste no pueda llegar a caerse por algún desequilibrio del sistema. Además de esto, esta base limitará en cierta medida las posibles deformaciones del prensa-chapas durante el ensayo cuando la presión comience a actuar.

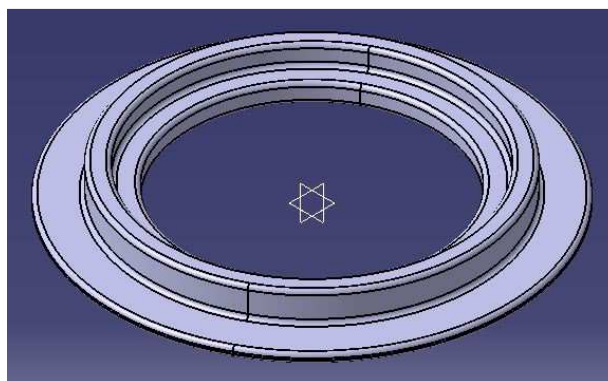


Figura 3-19: Vista isométrica del anillo de sujeción

El anillo se diseña de forma que el prensa-chapas sea sujetado en su base y en el exterior de su pared lateral a

lo largo de 10 mm. Además, se deja un cierto juego (2 mm en el diámetro) para permitir que el prensa-chapas sea colocado y extraído del anillo con facilidad.

Para que el anillo pueda ser fijado a alguna superficie, se le dota de una rebaba exterior de pequeño espesor, y un ancho suficiente como para permitir una serie de taladros por los que pasar tornillos, pernos, etc que serán los que vaya unidos a la superficie en cuestión.

3.4.1 Radios de acuerdo

El radio de acuerdo de la arista interior del anillo ha de ser tal que permita una correcta colocación del prensa-chapas, de forma que no interfiera con el radio de acuerdo de la arista exterior de la base del mismo. Para ello, se toma para el diseño del anillo ese mismo valor del radio.

Igualmente, y por homogeneidad con la decisión tomada para el diseño del prensa-chapas y la matriz, el resto de aristas del anillo también se redondean con un radio de 2 mm.

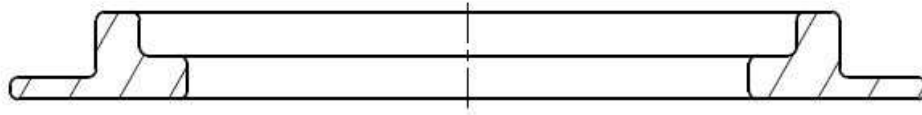


Figura 3-20: Corte del anillo de sujeción

3.5 Junta tórica de estanqueidad

La junta tórica de estanqueidad es un anillo toroidal compuesto por un elastómero que asegura la estanqueidad del aceite en el interior del prensa-chapas durante el ensayo hasta la rotura de la probeta, momento en el que el aceite saldrá por la grieta que se forme en la misma.

Para poder escoger una junta tórica es necesario conocer los dos parámetros fundamentales de la misma: diámetro interior (d_1) y diámetro de la sección (d_2) (figura 3-21). Ambos parámetros se encuentran normalizados en la ISO 3601-1 “Sistemas de potencia de fluidos”. En función del diámetro de la sección, se tendrá un amplio rango de diámetros interiores.

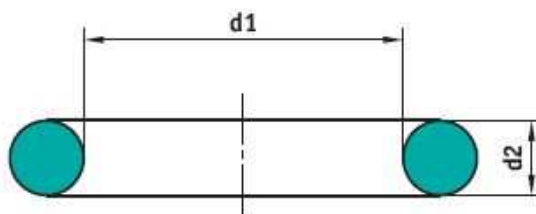


Figura 3-21: Parámetros fundamentales para la elección de una junta tórica

Es recomendable hacer un inciso en este punto para analizar el tamaño aproximado (radio) que tendrán las probetas que se ensayen con el equipo que se está diseñando. Para colocar la junta como parte integrante del equipo de ensayo, se requiere de una hendidura en la que poder alojarse. Dicha hendidura no se encuentra normalizada, sino que depende de las recomendaciones dadas por el fabricante en función de cómo se encuentre sometida la junta durante su uso. La profundidad de la hendidura es siempre inferior al diámetro de la sección de la junta, de forma que parte de la junta sobresale de la hendidura, siendo el juego entre el diámetro y la profundidad de 1 mm aproximadamente lo que recomiendan la mayoría de los fabricantes de juntas. Así pues, para que se impida que quede resquicio alguno por el que pueda salir el aceite, es necesario

que el juego existente entre la cara superior del prensa-chapas y el elemento que se coloque inmediatamente por encima de éste (proyectado sobre la hendidura para la junta) sea inferior a este milímetro. Eso dependerá de la situación en la que nos encontremos:

- El elemento inmediatamente por encima es la matriz. En este caso la probeta tiene un diámetro inferior al diámetro interior de la junta y se encuentra situada entre la matriz y el prensa-chapas. Teniendo en cuenta que los espesores de las probetas a ensayar estarán comprendidos, por lo general, entre los 1,2 mm y los 2 mm, existirá un hueco entre la junta y la matriz, el cual favorecerá la aparición de fugas de aceite durante el ensayo. Aunque es cierto que al fijar la probeta, la presión ejercida por la matriz sobre ésta hará que se reduzca el espesor de la misma, no parece suficiente como para que se cubra el hueco entre la matriz y el prensa-chapas, por lo que esta situación parece ser desaconsejable.
- El elemento inmediatamente por encima es la probeta. En este caso la probeta ha de tener un diámetro superior al diámetro interior de la junta, quedando situada entre la matriz y el prensa-chapas, pero estando apoyada puntualmente sobre la junta. De esta forma, al realizar el cierre para fijar la probeta, la matriz empujará a la probeta que a su vez hará que el elastómero se deforme, acomodándose en la hendidura e impidiendo la salida de aceite. Así se consigue que el elastómero esté siempre sometido a presión por el apriete de los tornillos durante todo el ensayo, lo cual es el funcionamiento aconsejable para una junta tórica de estanqueidad.

De este pequeño análisis se concluye que la probeta debe tener un diámetro superior al diámetro interior de la junta, puesto que de lo contrario no se podría asegurar la estanqueidad del sistema.

Por otro lado, a la hora de elegir el diámetro de la sección de la junta, no se encuentra ninguna directriz que indique cuál es el diámetro adecuado o recomendable para cada situación, sino que se escoge un diámetro que sea acorde a las dimensiones del equipo. Con el fin de que el tamaño de la hendidura sea del orden del tamaño del cordón de estirado, se pueden acotar los valores del diámetro de la sección normalizados entre los de 3,53 mm, 5,33 mm y 6,99 mm. Finalmente se decide optar por la solución intermedia, y se escoge el diámetro de la sección de 5,33 mm.

Los posibles diámetros interiores asociados al diámetro de la sección de 5,33 mm se pueden encontrar en la Tabla 5 de la ISO 361-1: “Código, tamaño, diámetro interior y tolerancias de diámetros para juntas tóricas de clase A y B para aplicaciones generales en la industria – Diámetro de sección (d_2) 5,33 mm \pm 0,13 mm” [6]. Obviamente, en este punto del diseño cualquier valor para el diámetro interior de la junta podría ser válido, siempre y cuando supere el valor del diámetro de la cavidad interior del prensa-chapas, 65 mm. Por lo tanto, es necesario acotar más el rango de diámetros válidos con el fin de poder elegir el que mejor se ajuste al equipo diseñado. La primera gran cuestión a resolver es: ¿debe ir por dentro la junta (figura 3-22), o por el contrario, debe ir por dentro el cordón de estirado (figura 3-23)? La respuesta a esta pregunta la podemos encontrar basándonos en la experiencia de otros diseños de equipos similares a éste que se está diseñando. Por ejemplo, si nos fijamos en el proyecto de la referencia [2], se puede apreciar cómo el cordón de estirado en que va por dentro y la junta la que va por fuera. Igualmente se pueden encontrar imágenes de otros equipos en los que ocurra exactamente lo mismo. Por lo tanto, parece razonable tomar esta misma decisión y colocar la junta por fuera. El motivo por el que se suele adoptar esta disposición es porque, con esta disposición, el fluido lo primero que se encuentra cuando intenta escapar del interior del prensa-chapas es con el cordón de estirado, el cual genera una pérdida de carga en el fluido dada su geometría. De esta forma, el fluido que es capaz de salir de la cavidad del prensa-chapas y de superar la geometría del cordón de estirado llega a la junta de estanqueidad con una presión muy inferior a la que tenía dentro de la cavidad, consiguiéndose así reducir posibles fugas y prolongar la vida del elastómero. Dejando un pequeño margen entre el cordón de estirado y el diámetro interior margen, se escoge de la tabla 5 de la referencia [6] el menor diámetro posible para ese diámetro de la sección, en concreto, el de 196,22 mm.

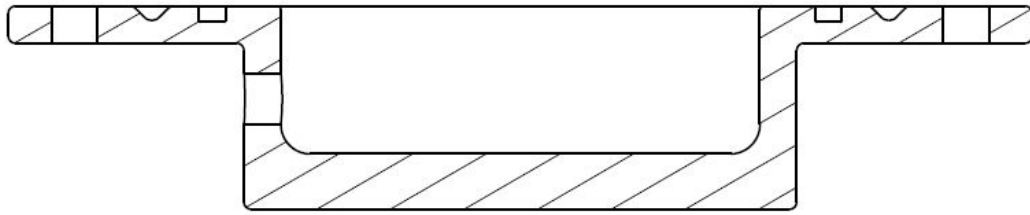


Figura 3-22: Corte matriz con junta de estanqueidad por dentro y cordón de estirado por fuera

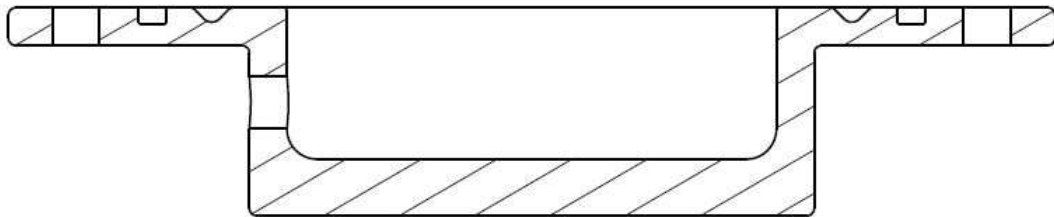


Figura 3-23: Corte matriz con junta de estanqueidad por fuera y cordón de estirado por dentro

Como se comentó anteriormente, la geometría del canal para albergar la junta tórica vendrá recomendada por el fabricante de la misma. Existen distintas posibilidades que se pueden aplicar a la geometría del canal (trapezoidal, rectangular, etc), aunque en este caso se opta por una geometría rectangular por su sencillez. Para este tipo de geometría, el fabricante especifica cuál debería ser el ancho y el alto del canal. En la tabla 3-2 se muestra una comparativa de las recomendaciones hechas por distintos fabricantes para ranuras rectangulares con deformación axial, siendo T el alto de la ranura y $B \pm 0,2$ la altura de la misma, como se muestra en la figura 3-24.

<i>Fabricante</i>	<i>T</i>	<i>B$\pm 0,2$</i>
1	4,26	7,14
2	4,5	7
3	4,75	7,66
4	4,3	7,3

Tabla 3-2: Comparativa dimensiones ranura de junta de estanqueidad

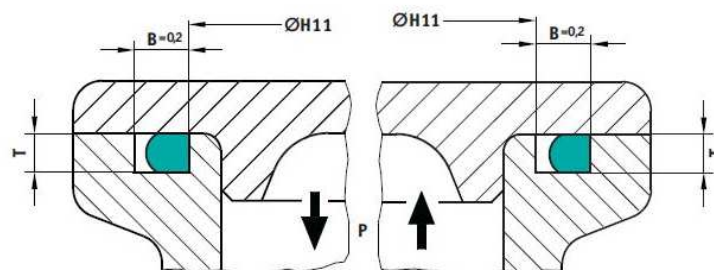


Figura 3-24: Esquema de la hendidura para la junta tórica

Teniendo en cuenta la comparativa de la tabla 3-2, se decide alcanzar una solución intermedia entre las distintas propuestas que aparecen en dicha tabla, por lo que las dimensiones finales del canal serían 4,3 mm de

alto por 7,3 mm de ancho, coincidiendo así con la recomendación del cuarto fabricante.

3.5.1 Radios de acuerdo

Al igual que el resto de aristas del prensa-chapas, las aristas de la ranura para albergar la junta ha de tener un pequeño radio de redondeo que evite que el elastómero se rasgue al colocarlo o que el usuario pueda cortarse por ser un ángulo vivo. Para ello, podemos encontrar también las sugerencias de algunos fabricantes que detallan este radio de acuerdo. Para ser consecuente con la elección hecha para la geometría del canal, se toma la recomendación dada por el mismo fabricante para los radios de acuerdo. En este caso, el fabricante diferencia entre las aristas superiores y las inferiores de la ranura, asignando un radio de 0,2 mm para las superiores y de 0,5 para las inferiores (figura 3-25).

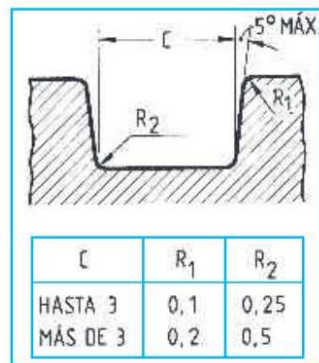


Figura 3-25: Recomendación para los radios de acuerdo de la hendidura para la junta tórica

3.6 Tornillería

El juego de tornillería de este equipo lo conforman una serie de pernos, tuercas y arandelas, cuyo objetivo es fijar la probeta durante el ensayo. Para ello, el par aplicado ha de ser lo suficientemente alto como para deformar la probeta, de forma que ésta se amolde perfectamente a la geometría del cordón de estirado, pero no tan elevado como para provocar el fallo de la misma durante el cierre entre la matriz y el prensa-chapas. Además de asegurar el cierre sin que se produzca el fallo de la probeta, este conjunto ha de ser capaz de soportar los esfuerzos necesarios como para que la probeta no salga disparada del equipo al ser aplicada la presión durante el ensayo. Por lo tanto, para poder diseñar la unión atornillada se debe conocer la fuerza necesaria para deformar la probeta en el cierre y la fuerza resultante por la actuación del aceite a presión.

La compleja geometría del cordón de estirado junto con la dificultad de las ecuaciones de la elasticidad asociadas a la resolución del problema del cierre antojan casi imposible el cálculo analítico de la fuerza de cierre. Por lo tanto, para poder tener un valor de la fuerza con el que poder dimensionar la unión, debemos basarnos en datos experimentales obtenidos en otros ensayos similares. Por ejemplo, en la sección 4.2 del proyecto de la referencia [4], se puede observar que la fuerza de cierre necesaria en un ensayo Nakazima con una probeta de aluminio AA7075-O de 1,6 mm de espesor es aproximadamente de unos 70 kN. Dado que el equipo que se está diseñando debe ser capaz de ensayar una chapa de acero de alta resistencia de 2 mm de espesor, se mayorará esta fuerza de cierre por un factor de 3. De forma que la fuerza de cierre que se emplea para el diseño de la unión es de 200 kN aproximadamente.

Durante el ensayo, al ir aumentando la presión del aceite, éste deformará la probeta hasta llegar a formar un domo. Este empuje del aceite sobre una de las caras de la chapa generará una fuerza resultante vertical que tenderá a separar la probeta del prensa-chapas. Con el fin de evitar la separación de la chapa, esta resultante deberá ser absorbida por los tornillos, sometiéndolos así a un esfuerzo de tracción. Dicha resultante puede ser calculada fácilmente teniendo en cuenta la presión de diseño (valor mayorado) y la proyección horizontal del área sometida a esta presión, que coincide con el área de la cavidad del prensa-chapas. De forma que la resultante debida a la presión será:

$$F_p = \pi a^2 p = 465 \text{ kN}$$

Sumando esta fuerza, debida a la presión, a la fuerza inicial de cierre (precarga del tornillo), se obtiene la fuerza de tracción total que ha de ser soportada por la unión.

$$F_t = F_c + F_p = 665 \text{ kN}$$

Según la teoría que rige el cálculo de tensiones en uniones atornilladas, la resultante vertical es soportada tanto por los tornillos como por la zona bridada de la matriz y el prensa-chapas, denominada a partir de ahora casquillo. En función de en qué punto se considere aplicada la fuerza, la parte de la resultante soportada por los tornillos y por el casquillo irá variando. El caso más extremo y desfavorable, será aquel en el que la fuerza resultante está aplicada en el punto intermedio entre la matriz y el prensa-chapas, de manera que dicha resultante es soportada en su totalidad por los tornillos. Se puede afirmar que esta situación se produce en el momento en el que la placa se encuentra aún indeformada. Conforme la probeta se va deformando, el punto de aplicación de la resultante se aleja del punto intermedio. Por lo tanto, si se dimensionan los tornillos haciendo uso de la presión de diseño (esta presión se alcanza con la probeta deformada) y suponiendo que toda la fuerza es soportada por los tornillos, nos estaremos asegurando de que el dimensionado de los mismos quedará del lado de la seguridad, gracias a un cierto sobredimensionado.

La forma de dimensionar los tornillos es comparando la tensión equivalente soportada por los mismos con el límite de fluencia del material que los conforman. Estos límites tensionales se encuentran normalizados según métrica, estando categorizados según una escala en grados [8]. Es sabido que la primera cifra del grado de un tornillo indica de forma aproximada la tensión última de rotura (σ_U) del material, expresada en MPa, dividida entre 100, mientras que la segunda cifra indica el porcentaje (en decenas) que representa el límite de fluencia (σ_Y) del material respecto a la tensión última de rotura. Ambas cifras son separadas por un punto. De forma que un tornillo de grado 10.9, por ejemplo, tendrá:

$$\sigma_U = 10 \times 100 = 1000 \text{ MPa}$$

$$\sigma_Y = \sigma_U \times 90\% = 900 \text{ MPa}$$

El grado de los tornillos escogido para el dimensionado de la unión es 10.9, dado el amplio rango de roscas que se fabrican con este grado y sus buenas características mecánicas.

Para alcanzar el dimensionado de los tornillos se ha de comparar la tensión equivalente soportada por los mismos con el límite de fluencia del material, asegurándonos de que la tensión equivalente se encuentra en todo momento por debajo del dicho límite.

$$\sigma_{eq} \leq \sigma_Y$$

La tensión equivalente puede ser expresada en función de la tensión de tracción (σ) y de la tensión tangencial debida a la torsión del tornillo (τ).

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

Sin embargo, normalmente, la tensión equivalente suele ser expresada en función de la tensión de tracción, considerando que el área resistente del tornillo coincide con el área de la sección del diámetro interior de la

rosca. Aunque esta simplificación no es del todo cierto, simplifica en gran medida los cálculos e implica un dimensionado teniendo en cuenta un caso más desfavorable, ya que el área resistente es mayor que la considerada.

$$\sigma_{eq} = \frac{4F_t}{\pi d_1^2 n} \lambda$$

Donde F_t representa la resultante vertical a soportar, d_1 se trata del diámetro interior de la rosca, n es el número total de tornillos que harían falta para soportar la resultante y λ es un parámetro que relaciona la fuerza de tracción con el par torsor.

$$\lambda = \sqrt{1 + 12 \left[\mu \frac{2r_c}{d_1} + \frac{d_2}{d_1} \tan(\varphi' + \alpha) \right]^2}$$

$$\tan \alpha = \frac{p}{\pi d_2}$$

$$\tan \beta_n = \tan \beta \cos \alpha$$

$$\tan \varphi' = \frac{\mu}{\cos \beta_n}$$

Siendo μ el coeficiente de rozamiento global de la unión, r_c el radio de contacto entre la cabeza del tornillo y la arandela, d_2 el diámetro exterior de la rosca, p el paso de la rosca y β el ángulo formado por el diente de la rosca con la vertical, que para el caso de las roscas métricas se trata siempre de 30° .

El radio de contacto entre la cabeza del tornillo y la arandela se trata del radio medio de la zona de contacto entre estos dos elementos, de forma que si se tiene en cuenta que el diámetro interno de una arandela puede aproximarse por el diámetro nominal de la rosca (d), que el diámetro exterior de una arandela puede aproximarse por 2 veces el diámetro nominal de la rosca y que el diámetro de la cabeza de un tornillo puede aproximarse por 1,5 veces el diámetro nominal de la rosca, el radio de contacto puede ser expresado en función del diámetro nominal de la rosca del tornillo.

$$r_c = \frac{1,5d + d}{4} = 0,625d$$

También cabe destacar que el coeficiente de rozamiento que aparece en la ecuación de la definición de λ y el que aparece en la ecuación de la definición de φ' realmente no son el mismo. El primero es el coeficiente de rozamiento entre la cabeza del tornillo y la arandela, mientras que el segundo es el coeficiente de rozamiento en los filetes roscados del tornillo. Dada la dificultad para ser determinados dichos coeficientes de rozamiento, estos se suelen tomar como uno común, colocándose dentro de un rango entre 0,15 y 0,3. En este caso, para el diseño de la unión, se toma un coeficiente de rozamiento global de 0,2.

Además de comprobar que la tensión equivalente se mantiene por debajo del límite de fluencia, es necesario poder asegurar que una persona podrá ser capaz de aplicar el par necesario para generar la fuerza de cierre establecida (200 kN). Considerando que una persona, por lo general, es capaz de ejercer un par torsor de 30 Nm en condiciones normales, hay que comparar este valor límite con el par de cierre necesario.

$$T_c = \frac{F_c}{n} \left[\mu r_c + \frac{d_2}{2} \tan(\phi' + \alpha) \right] \leq T_{lim}$$

Tal y como se encuentra ahora mismo planteado el dimensionamiento de la unión atornillada, existen dos grados de libertad que deben ser fijados para obtener el diseño definitivo. Estos dos incógnitas están relacionadas entre sí mediante las distintas ecuaciones de comprobación, de forma que fijando la métrica de los tornillos puede conocerse la cantidad necesaria de éstos, y viceversa. En la tabla 3-3 se expone cuál sería la cantidad de tornillos necesarios para satisfacer cada una de las condiciones en función la rosca métrica elegida, yendo desde roscas M10 hasta rocas M20.

Rosca métrica	M10	M12	M14	M16	M18	M20
λ	2,35	2,33	2,32	2,27	2,31	2,27
# tornillos por condición de tensión	32	22	16	12	10	8
# tornillos por par de cierre	18	21	24	28	31	34

Tabla 3-3: Número de tornillos necesarios según rosca y condición

En la tabla anterior, se puede observar que conforme aumenta el diámetro nominal de la rosca, el papel que juega el par de cierre es cada vez más crucial, ya que es necesaria una mayor cantidad de tornillos para poder asegurar la fuerza de cierre que se persigue. Esto se debe al aumento del rozamiento, lo que conlleva que, aplicando un mismo par, la fuerza por tornillo se vea disminuida. Por el contrario, se puede ver que con el aumento del diámetro nominal, la cantidad necesaria de tornillos para soportar la fuerza resultante es cada vez menor, ya que este aumento del diámetro nominal conlleva un aumento de la sección resistente. De esta forma, para las roscas M10 y M12, la condición más restrictiva es conservar la tensión a la que se somete el tornillo por debajo del límite de fluencia, mientras que para las roscas M14, M16, M18 y M20, la condición más restrictiva es la capacidad para aplicar el par de cierre necesario. Siendo la rosca M12 la que tiene una asignación de número de tornillos más equilibrada según ambas restricciones, ya que la diferencia de tornillos necesarios entre condiciones es tan sólo de un tornillo.

Falta aún por determinar a qué distancia han de estar situados los tornillos desde el centro de la matriz y el prensa-chapas. Para determinar esta distancia se decide establecer una regla que permita que la distancia entre tornillos sea lo suficientemente amplia como para poder apretarlos y aflojarlos sin que el resto de tornillos circundantes limite la maniobrabilidad para hacerlo. En este sentido, se decide que la distancia entre tornillos sea de 1,5 veces el diámetro nominal, o lo que es lo mismo, que la distancia lineal entre los centros de los taladros sea de 2,5 veces el diámetro nominal. De esta forma la distancia entre cabeza es igual al diámetro nominal, permitiendo que los tornillos sean apretados o aflojados sin problemas de espacio. Teniendo en cuenta esta directriz, el radio que se necesitaría para cada rosca métrica puede verse en la tabla 3-4.

Rosca métrica	M10	M12	M14	M16	M18	M20
Máximo # tornillos	32	22	24	28	31	34
Radio de los taladros (mm)	127,32	105,04	133,69	278,25	222,02	270,56

Tabla 3-4: Radio de los taladros (mm) según rosca

Como puede observarse en la tabla anterior, es el conjunto de tornillos de métrica M12 el que requiere de un menor radio para realizar los taladros para los tornillos, y por lo tanto, es el que necesita de una menor cantidad de material para fabricar la matriz y el prensa-chapas. Por este motivo, y por el mayor aprovechamiento de los tornillos en cuanto a lo que la tensión soportada y el par de apriete para el cierre se refieren, se decide que tomar el conjunto de 22 tornillos de métrica M12 para asegurar el cierre del equipo durante el ensayo.

Dado el diseño existente hasta el momento, la hendidura para la junta tórica es de 7,3 mm de ancho, yendo desde un radio de 97,1 mm hasta un radio de 104,4 mm. Por lo tanto, si tomamos el valor del radio de los taladros que aparece en la tabla 3-4 directamente, la distancia entre el centro del taladro y la hendidura es de apenas 1 mm, lo cual no sería posible, ya que los tornillos son de métrica 12. Teniendo en cuenta que la probeta de ensayo ha de tener un diámetro tal que sobrepase la proyección de la hendidura para la junta tórica, lo ideal es la distancia entre el taladro y dicha hendidura tenga el juego suficiente como para que un posible error en la preparación de la probeta no impida el ensayo de la misma. Para ello se toma una distancia de 10,6 mm entre taladro y hendidura, quedando el centro de los taladros a una distancia de 121 mm del centro de la matriz y el prensa-chapas. Con esta configuración definitiva, se aumenta, además, la distancia entre los centros de los orificios de los taladros, llegando a ser dicha distancia casi 2,9 veces el diámetro nominal de la rosca.

3.6.1 Influencia en el diseño de la matriz y el prensa-chapas

En este punto también podemos tomar la decisión de cuál debe ser el radio exterior de la matriz y de la parte bridada del prensa-chapas. Asumiendo que el diámetro de una arandela es aproximadamente 2 veces el diámetro nominal de la rosca, como se estableció anteriormente, y dando un margen de 0,5 veces el radio nominal entre la arandela y el borde exterior de la matriz y de la parte bridada del prensa-chapas, se tiene que dicho radio ha de ser igual al radio de los taladros más 1,5 veces el diámetro nominal de la rosca. Por lo tanto, para el caso de una rosca métrica M12, el radio exterior de la de matriz y de la parte bridada del prensa-chapas debe ser de 139 mm.

Para la unión atornillada se hará uso de unos pernos de métrica M12 cuya longitud de caña será de 50 mm. Según la norma [7], la longitud no roscada para estos pernos es de 20 mm. Por este motivo, se decide que el espesor de la matriz y el espesor de la parte bridada del prensa-chapas sean de 10 mm cada uno, sumando entre los dos los 20 mm de la longitud de caña no roscada.

Igualmente, dado que se va a hacer uso de pernos, cuya longitud de caña no roscada sea la que va a estar en contacto con los orificios en la matriz y el prensa-chapas, estos taladros no serán roscados, sino que serán taladros sin roscar cuyo diámetro será 12,5 mm, dando así un pequeño juego para facilitar la entrada del perno por el orificio.

3.7 Cordón de estirado

El cordón de estirado está compuesto por un saliente en la matriz y una hendidura en el prensa-chapas. La geometría de una de las partes es complementaria a la de la otra parte, de forma que se consigue fijar la chapa durante el ensayo. Esta fijación se consigue en dos etapas distintas durante el ensayo. La primera etapa se produce en el cierre del equipo, en el cual el cordón tiene como misión deformar la chapa lo suficiente para que ésta adopte la forma del cordón, pero sin que se produzca una deformación excesiva que provoque la rotura de la misma. Por otro lado, la segunda etapa tiene lugar mientras se deforma la probeta durante el ensayo. Al irse deformando la probeta, ésta tenderá a reducir su espesor para adoptar la forma del domo, y al mismo tiempo tirará del material alejado del centro hacia dentro de manera que la reducción del espesor se produzca lo más homogéneamente posible. En este punto, el objetivo del cordón es dificultar lo máximo posible, con su geometría, que se produzca esta fluencia del material desde la zona exterior de la chapa hasta la zona central de la misma, que será la que acuse una mayor reducción del espesor a medida que se aumenta el nivel de presión del aceite.

Como se ha comentado en alguna ocasión anteriormente, la geometría del cordón de estirado que se decide emplear para este equipo de ensayo bulge es exactamente el mismo que del que se dispone en la máquina de ensayos universal Ericksen del laboratorio del departamento. De forma que el cordón se encontrará a 85 mm del centro de la matriz y del prensa-chapas, y tendrá un espesor de 10 mm, y una profundidad de casi 4 mm en el caso del prensa-chapas, y de un alto de casi 4,5 mm en el caso de la matriz. Por lo tanto, el cierre entre la matriz y el prensa-chapas no se da por completo, sino que queda un juego de casi 0,5 mm entre ambos al producirse el cierre sin ninguna chapa en medio, como puede verse en la figura 3-26.

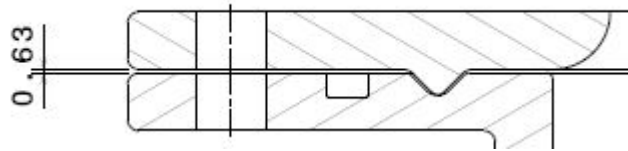


Figura 3-26: Cierre del equipo sin probeta

3.7.1 Radios de acuerdo

Los radios de acuerdo que se usan tanto para el saliente de la matriz como en la hendidura del prensa-chapas son de 1,4 mm y de 2,8 mm. En el caso de la hendidura, la arista del fondo es la que se redondea con un radio de 2,8 mm, mientras que las otras dos aristas son las que se redondean con un radio de 1,4 mm. En el saliente de la matriz ocurre lo contrario, la arista de la punta es la que se redondea con un radio de 1,4 mm, mientras que las otras dos se redondean con un radio de 2,8 mm.

3.7.2 Simulación para la comprobación.

Para entender correctamente las simulaciones realizadas para este punto, hemos de retroceder un poco para analizar la evolución de la fuerza sometida por el cordón de estirado sobre la probeta conforme avanza el tiempo durante el ensayo.

En su momento se decidió usar como sistema de cierre un conjunto de tornillería que permite ejercer una fuerza de cierre y que soporta la resultante debida a la presión del aceite. Esto provoca que cuando el espesor comienza a reducirse por la aplicación de la presión y la deformación de la chapa, el contacto entre el cordón de estirado y la chapa se pierda, de forma que la chapa en ese momento deje de estar sometida a la fuerza aplicada en el cierre. Por lo tanto, el único mecanismo que evita que la chapa se resbale entre la matriz y el prensa-chapas es la geometría del cordón, la cual debe ser lo suficientemente molesta como para que esto no se produzca. Este hecho se podría evitar con un sistema de cierre hidráulico que asegurase una aplicación constante de la fuerza. El problema de este tipo de sistemas es la complejidad de su sistema de control y un coste mayor.

Por tanto, con esta simulación se pretenden comprobar dos hechos. En primer lugar que los radios de acuerdo son lo suficientemente grandes como para no provocar el fallo de la chapa durante el cierre del equipo, y en segundo lugar que la geometría el cordón es capaz de evitar que la probeta se resbale durante la aplicación de la presión sin que se siga aplicando fuerza.

En este caso, se ha llevado a cabo la simulación con un material de ensayo distinto al acero usado desde un comienzo. Parece lógico usar un material con una mayor ductilidad para esta simulación, ya que le afectará más la geometría del cordón a la hora del cierre, y además, tendrá una mayor facilidad para salvar dicha geometría, deslizándose entre la matriz y el prensa-chapas. Por lo tanto, el material usado es un aluminio AA7075O, el cual está siendo empleado actualmente en el laboratorio del departamento para llevar a cabo una serie de investigaciones. La curva de comportamiento plástico de este material es la que aparece en la figura 3-27. Por lo tanto en esta simulación se ensayará una probeta de aluminio AA7075O y 2 mm de espesor.

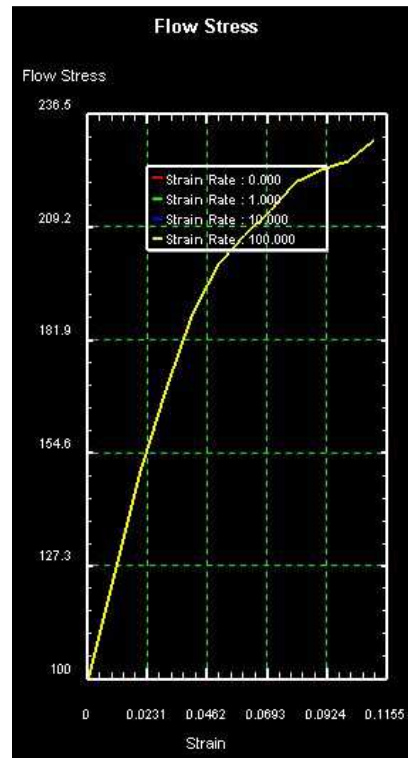


Figura 3-27: Comportamiento plástico de un aluminio AA7075O

En la primera parte de esta simulación se reproducirá el cierre del equipo, llegando a aplicar una fuerza máxima de 200 kN en 400 pasos de simulación a una razón de 0,5 kN por paso. Así se podrá comprobar si esta fuerza de cierre “máxima” provocaría la rotura de la chapa durante el cierre o no.

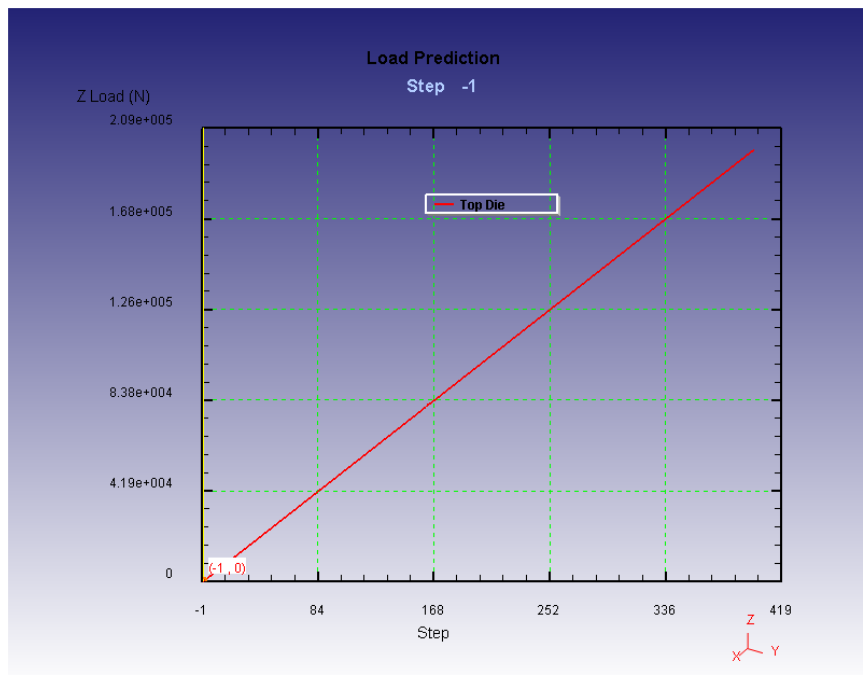


Figura 3-28: Fuerza de cierre aplicada vs paso de simulación

En la figura 3-29 puede verse que la deformación máxima equivalente que se alcanza al llegar a los 200 kN de

fuerza de cierre es de 0,694. Este valor es muy elevado incluso para un material tan dúctil como este aluminio. En procesos de este tipo, en los que se hace uso de un cordón de estirado para la fijación de la chapa, suele ser bastante aceptable y típico alcanzar una deformación máxima equivalente de 0,5. Sin embargo, la simulación no muestra problema alguno de convergencia pese a alcanzar este elevado valor. Por lo tanto, podemos afirmar basándonos en esta simulación que la geometría del cordón no provoca la rotura de la chapa en esta zona durante el cierre, incluso con una fuerza de cierre de 200 kN (fuerza dimensionada para el acero original).

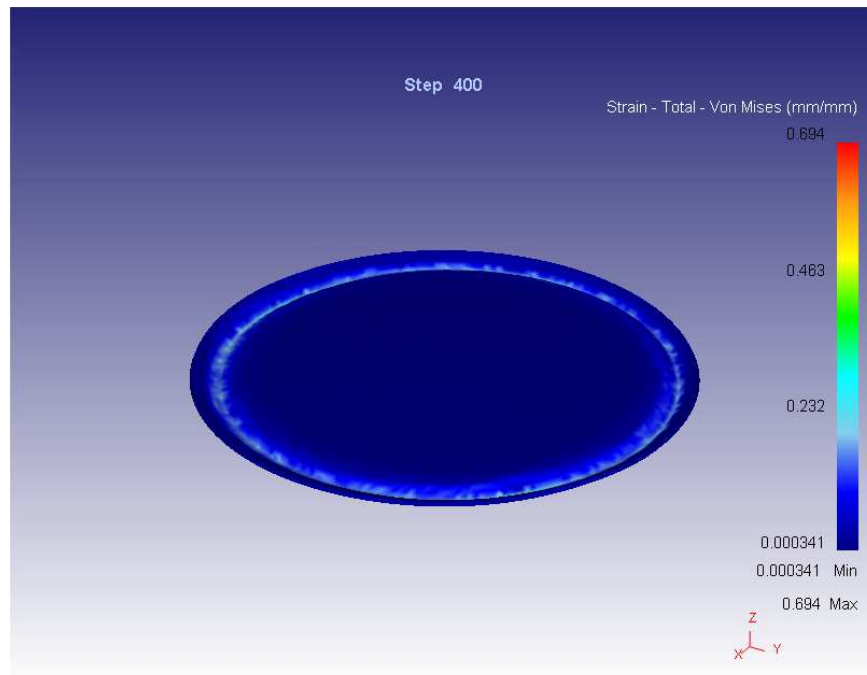


Figura 3-29: Deformaciones en la probeta sometida a una fuerza de cierre de 200 kN

Tras haber comprobado que la probeta no rompe en el momento del cierre, se realizará una nueva simulación en la que la una vez aplicada la fuerza de cierre de 200 kN y la chapa haya sido deformada, esta fuerza será retirada. De esta forma lo que se intenta representar es la pérdida de contacto entre la matriz y la probeta, que se produce cuando el espesor de la probeta comienza a reducirse como efecto de la aplicación de la presión.

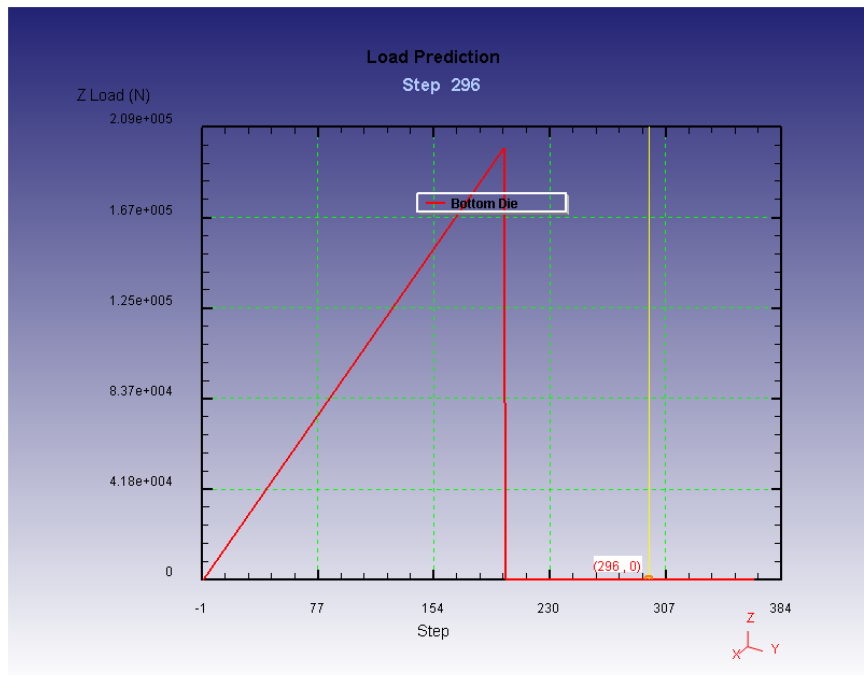


Figura 3-30: Fuerza de cierre aplicada para simular el proceso de ensayo al completo

Finalmente, se aplicará la presión en la cara inferior de la probeta. En la figura 3-31 se puede comprobar cómo el material de la probeta por fuera del cordón de estirado es incapaz de deslizarse por la geometría del mismo hacia adentro, de manera que el ensayo puede llevarse a cabo sin ningún problema.

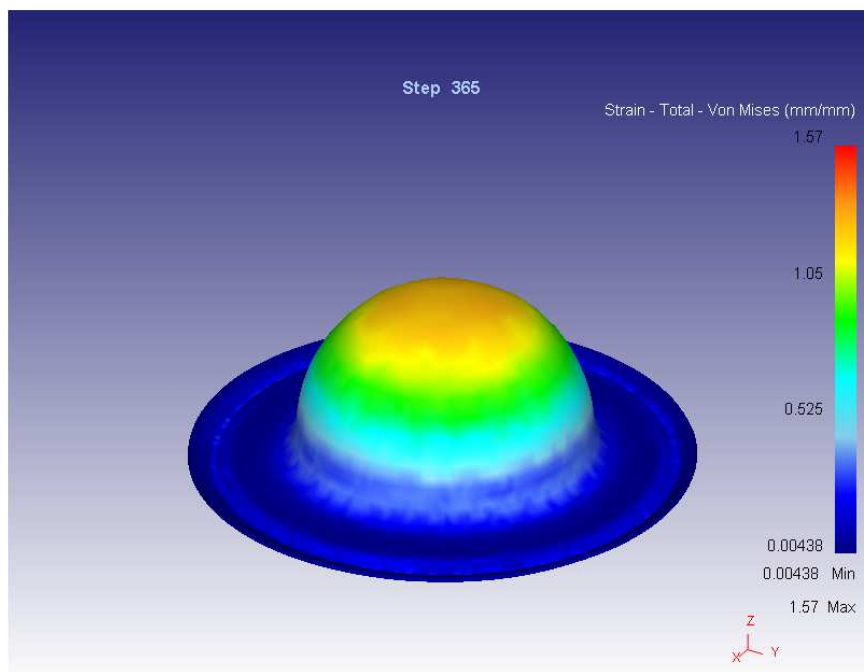


Figura 3-31: Deformaciones en la probeta de aluminio AA7075O tras simular un ensayo al completo

Por lo tanto, ambas comprobaciones llevadas a cabo han tenido éxito, de manera que no es necesario modificar la geometría del cordón de estirado.

3.8 Grupo de bombeo

El grupo de bombeo necesario para este equipo de ensayo debe ser una bomba capaz de impulsar aceite a un presión de 35 MPa, y con una capacidad de aceite mínima de unos 2 litros. En este sentido, es posible encontrar multitud de bombas que cumplan estas condiciones mínimas de volumen y presión de impulsión. En las figuras 3-32 y 3-33 se puede ver una bomba eléctrica de la marca Enerpac capaz de alcanzar los 700 bares y con una capacidad de 1 o 2 litros en función del modelo.

Serie XC, Bomba hidráulica sin cable



Rendimiento extremo. Conveniencia sin cable.

- Diseño liviano con asa integrada y correa de transporte que permite máxima portabilidad
- El tanque tipo vejiga previene contaminación y permite el uso de la bomba en cualquier posición
- Potente motor de 1/2 caballo de fuerza y batería de ión de litio de 28 voltios que generan velocidad excepcional
- Recubrimiento de material compuesto reforzado con fibra de vidrio de alta resistencia que permite máxima durabilidad en sitios de trabajo de exigentes
- Tecnología sin cable que elimina los peligros de tropezos que presentan otras bombas potenciadas

Tabla (Imperial)	Tabla (Métrico)	Descargas	Videos				
Volumen utilizable de aceite (l)	Número de modelo	Flujo de salida (l/min)			Función de la válvula	Voltaje del cargador (VAC)	Peso (kg)
		Sin Carga	140 bar	700 bar			
1	XC-1201MB	2,05	0,50	0,25	3-way, 2-pos.	115	9,9
2	XC-1202MB	2,05	0,50	0,25			10,8
1	XC-1201ME	2,05	0,50	0,25	3-way, 2-pos.	230	9,9
2	XC-1202ME	2,05	0,50	0,25			10,8
1	XC-1201M*	2,05	0,50	0,25	3-way, 2-pos.	-	9,9
2	XC-1202M*	2,05	0,50	0,25			10,8

Figura 3-32: Características 1 del grupo de bombeo



Serie XC, Bomba hidráulica sin cable
Capacidad del depósito 60-120 pulg³
Flujo a presión nominal 15 pulg³/min.
Presión de operación máxima 10.000 psi

Figura 3-33: Características 2 del grupo de bombeo

3.9 Racor

El racor es el elemento que permite que el aceite impulsado por la bomba sea introducido en cavidad interior del prensa-chapas. Este elemento se encuentra roscado por su exterior, por lo que es necesario que el prensa-chapas presente un agujero roscado con la misma métrica que el racor para que éste sea introducido. En este caso se escoge un racor pasatabiques de métrica M16.

3.10 Recomendación de uso

Para un correcto uso del equipo de ensayo aquí diseñado, se recomienda emplear un programa de simulación de elementos finitos, como *Deform*, con el que poder realizar simulaciones previas a los ensayos reales. De estas simulaciones se deben intentar extraer los siguientes datos:

- El valor aproximado de la presión para la cual se produce la rotura de la probeta. Con este valor se podrá calcular la resultante vertical máxima que deberá soportar la unión atornillada.
- El valor de la fuerza de cierre necesaria para evitar la rotura de la probeta por la zona del cordón de estirado durante el proceso de cierre. De esta forma se podrá determinar previamente cuál es el par necesario de aplicar a cada uno de los pernos.

En la tabla 3-5 se presenta la relación entre la fuerza de cierre y el par torsor que se ha de aplicar a cada perno para conseguir dicha fuerza. De modo que esta tabla puede ser usada en ambos sentidos. Es decir, en primer lugar se puede determinar mediante simulaciones o analíticamente cuál es la fuerza de cierre necesaria, y entrando con ese valor en la tabla, se obtiene el valor del par torsor que se debe aplicar a cada perno. O, por el contrario, se puede entrar en la tabla con el valor del par torsor aplicado y determinar así cuál es la fuerza de cierre equivalente. Esta tabla sólo es válida en caso de que el par de apriete sea aproximadamente igual para todos los pernos, aunque en caso de que se quiere aplicar distintos pares a cada perno, tan sólo se ha de sumar la fuerza de cierre equivalente a dichos pares torsores para cada uno de los pernos.

F (kN)	T (Nm)
50	6,99
60	8,38
70	9,78
80	11,18
90	12,58
100	13,97
110	15,37
120	16,77
130	18,17
140	19,56
150	20,96
160	22,36
170	23,76
180	25,15
190	26,55
200	27,95

Tabla 3-5: Fuerza de cierre frente al par de apriete del conjunto de pernos

4 CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

La conclusión final de este documento es que se ha podido alcanzar el diseño definitivo del equipamiento necesario para la reproducción de ensayos bulge de caracterización de chapas, basándose en una serie de cálculos analíticos y comprobaciones numéricas. Para ello, el diseño final se soporta en los anexos adjuntos a este documento (anexos I, II, III, IV y V), en los cuales se especifican las dimensiones que han de tener los componentes de fabricación propia, así como la designación y cantidad de los pernos, arandelas y tornillos que conforman el sistema de cierre del equipo. Por otro lado, para la obtención del resto de elementos necesarios para la puesta en marcha del equipo, se mencionan en el capítulo de referencias [18], [19] y [20] una serie de catálogos en los cuales se puede encontrar los elementos que cumplen las especificaciones detalladas a lo largo de este documento.

- Prensa-chapas: el anexo I contiene el plano en el que se especifican las dimensiones necesarias para la fabricación de este componente. Conforme a las simulaciones y cálculos realizados, el material para la fabricación de este componente debe ser un acero cuya tensión límite de fluencia sea mayor a los 400 MPa que se han usado para las simulaciones numéricas. Se recomienda, tal y como se asume en este documento, que la fabricación sea realizada en un acero AISI 1030 estirado en frío.
- Matriz: el anexo II contiene el plano en el que se especifican las dimensiones necesarias para la fabricación de este componente. Conforme a las simulaciones y cálculos realizados, el material para la fabricación de este componente debe ser un acero cuya tensión límite de fluencia sea mayor a los 400 MPa que se han usado para las simulaciones numéricas. Se recomienda, tal y como se asume en este documento, que la fabricación sea realizada en un acero AISI 1030 estirado en frío.
- Anillo de sujeción: el anexo III contiene el plano en el que se especifican las dimensiones necesarias para la fabricación de este componente. Este componente no será sometido a grandes esfuerzos, por lo que no se incluye ninguna exigencia en cuanto a las características mecánicas del mismo. Aunque, al estar en todo momento en contacto con el prensa-chapas, se recomienda el uso de un acero como material para su fabricación por temas de compatibilidad.
- Junta tórica de estanqueidad: el diseño del prensa-chapas contempla el uso de una junta tórica normalizada de 5,33x196,22 mm (anexo IV). La referencia [20] se trata de un catálogo de juntas de estanqueidad en el que se pueden encontrar juntas con estos requerimientos.
- Sistema de cierre: en el anexo IV puede verse que este sistema está compuesto por un juego de 22 pernos de cabeza hexagonal grado A fabricados en acero ISO 4014 M12x50, 22 arandela de serie normal grado A fabricadas en acero ISO 7089 12x24 y 22 tuercas hexagonales grado A fabricadas en acero ISO 4032 M12.
- Grupo de bombeo: este componente ha de ser capaz de elevar la presión del aceite bombeado hasta una presión de 350 bar, con una capacidad de bombeo de al menos 2 litros. La referencia [19] se trata de un enlace a la página de un suministrador de grupos de bombeo en el que se pueden encontrar bombas que cumplan estos requerimientos.
- Racor: el diseño del prensa-chapas contempla el uso de un racor pasatabiques de métrica normalizada M16x1,5. La referencia [18] se trata de un catálogo de racores en el que se pueden encontrar racores con estos requerimientos.

De esta forma, con el equipo diseñado se podrán llevar a cabo ensayos bulge de caracterización de chapas, siempre y cuando la presión del aceite necesaria para alcanzar el fallo de la probeta sea igual o menor que 35 MPa. La fuerza de cierre capaz de ser desarrollada es de 200 kN, con un par de apriete de 30 Nm en cada

perno. Además, dada la disposición de los pernos, la junta de estanqueidad y el cordón de estirado, el diámetro de la probeta de ensayo debe estar comprendido entre 215 mm y 225 mm.

Pese a que el espesor máximo de la probeta de ensayo con el que se han realizado las comprobaciones numéricas ha sido de 2 mm, no se descarta la posible aplicabilidad del equipo de ensayos para probetas de un mayor espesor, siempre que la fuerza de cierre se mantenga por debajo de 200 kN, y que la presión de fallo de la probeta no supere los 35 MPa, como ha quedado patente hasta este punto.

Los trabajos futuros que se desprenden de este documento son: la fabricación de los componentes detallados en los anexos I, II y III conforme a las especificaciones establecidas en dichos planos; la adquisición de los componentes que no son de fabricación propia (grupo de bombeo, racor, pernos, arandelas y tuercas); y la realización de las pruebas y posibles modificaciones necesarias para la puesta en marcha del equipo de ensayo.

REFERENCIAS

- [1] Marciniak Z., Duncan J.L., Hu S.J. (2002). *Mechanics of sheet metal forming*.
- [2] Koh C.W. (2008). *Design of a Hydraulic Bulge Test Apparatus*.
- [3] *SAE Handbook. 1986. Volume 1. Materials*.
- [4] Martínez-Donaire A.J. (2012). *Análisis del efecto del gradiente de deformaciones en el conformado de chapa metálica*.
- [5] Galeano-Bilbao J. (2009). *Análisis numérico de la flexión en el conformado de chapas*.
- [6] ISO 3601-1:2008. *Fluid power systems O-rings. Part 1: Inside diameters, cross-sections, tolerances and designation codes*.
- [7] UNE-EN ISO 4014 (2011). *Pernos de cabeza hexagonal. Productos de clases A y B*.
- [8] UNE-EN ISO 898-1. *Características mecánicas de los elementos de fijación fabricados de aceros al carbono y de aceros aleador. Parte 1: Pernos, tornillos y bulones*.
- [9] UNE 17704 (2002). *Rosca métrica ISO para usos generales. Medidas básicas*.
- [10] UNE 17702 (2002). *Rosca métrica ISO para usos generales. Serie general de diámetros y pasos*.
- [11] UNE 17701 (2002). *Rosca métrica ISO para usos generales. Perfil básico*.
- [12] UNE-EN ISO 4032 (2013). *Tuercas hexagonales normales, tipo 1. Productos de clases A y B*.
- [13] UNE-EN ISO 10673 (2010). *Arandelas planas para conjuntos de tornillo y arandela. Series estrecha, normal y gruesa. Producto de clase A*.
- [14] UNE-EN ISO 16808 (2015). *Materiales metálicos. Chapas y bandas. Determinación de la curva biaxial de esfuerzo-deformación mediante ensayo de abombamiento hidráulico con sistemas de medición ópticos*.
- [15] <http://www.gom.com>, consultada el día 11/08/2015.
- [16] Liu K., Lang L., Cai G., Yang X., Guo C. Liu B. *A novel approach to determine plastic hardening curves of AA7075 sheet utilizing hydraulic bulging test at elevated temperature*. Published at International Journal of Mechanical Sciences 100 (2015).

-
- [17] Mitukiewicz G., Anantheshwara K., Zhou G., Mishra R.K., Jain M.K. *A new method of determineng forming limit diagram for sheet materials by gas blow forming*. Publishe at Journal of Materials Processing Technology 214 (2014).
- [18] Catálogo Tecona Hidráulica. Racores hidráulicos-Racores DIN 2353.
- [19] <http://www.enerpac.com/es/herramientas-industriales/bombas-y-valvulas-hidraulicas/bombas-hidraulicas-electricas>, consultada el día 11/03/2015
- [20] Catálogo Epidor. Estanqueidad.