

Capítulo 4

Modelo del amortiguador

4.1. Obtención de la Geometría Paramétrica del Amortiguador

La geometría del asiento y del tubo debe construirse de manera paramétrica para generar los distintos modelos a estudio de manera semiautomática. Mientras que la geometría del tubo no da ningún problema para su definición paramétrica, la generación de la geometría del asiento es compleja y sólo se puede llevar a cabo mediante la simplificación de ésta.

El proceso seguido para la generación de ambas geometrías se describe en los apartados siguientes, donde también se muestran los rangos de validez de los parámetros definidos para su construcción. Para los valores dentro de ese rango se genera la geometría de forma correcta. Fuera de él no se tiene certeza de ello y se genera un mensaje de error.

Tanto para el asiento como para el tubo se genera la mitad del modelo para realizar posteriormente una simetría de nodos y elementos una vez mallada dicha mitad del modelo.

4.1.1. Geometría del Asiento

La geometría real del asiento, representada en la figura 4.1.1-1, se ha simplificado para poder construirla paraméricamente. Para ello ha sido necesario eliminar el reborde en el que apoyaba la última espira del muelle, además se ha supuesto que existe simetría axilsimétrica.

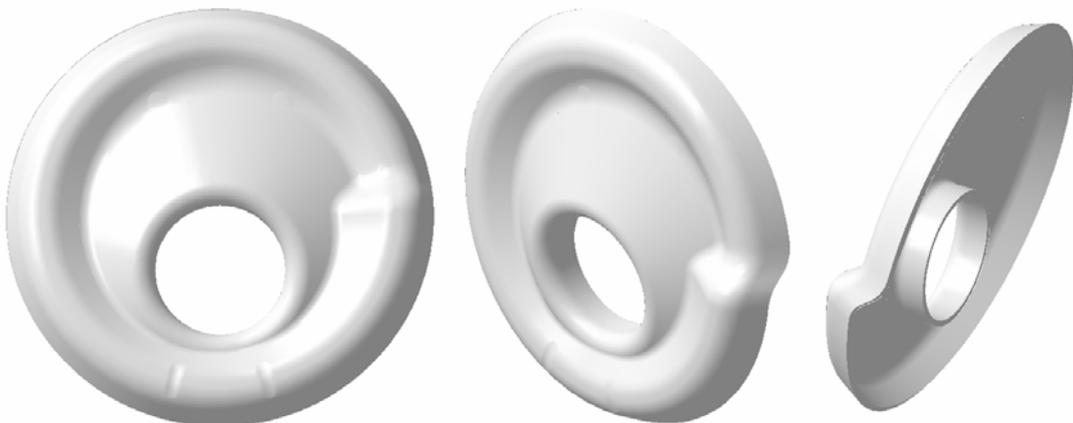


Fig. 4.1.1-1. Geometría real del asiento.

La geometría paramétrica se ha realizado partiendo de una sección cualquiera del asiento, que se muestra en la figura 4.1.1-2.

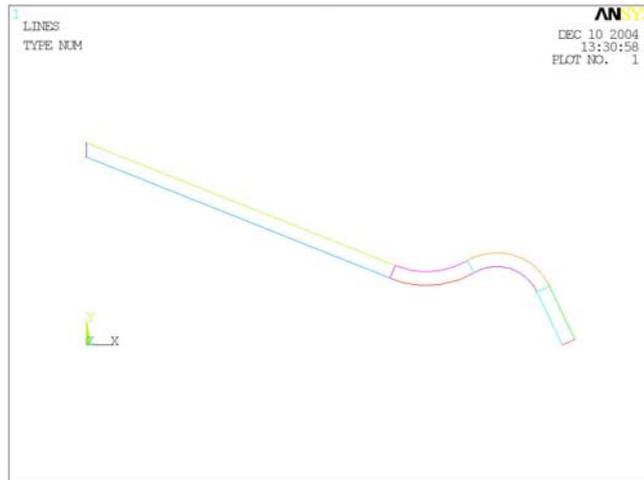


Fig. 4.1.1-2. Sección cualquiera del asiento.

Dicha sección, al girar alrededor del eje Y, forma un volumen de revolución que aproxima la forma del asiento, como se observa en la figura 4.1.1-3.



Fig. 4.1.1-3. Volumen generado por rotación que aproxima la geometría del asiento.

A este volumen obtenido por rotación se le realizan una serie de operaciones booleanas para obtener el orificio central y el reborde. El reborde, que no más que la zona sobre la que se producirá el apoyo del tubo, se encuentra inclinado un ángulo que se ha denominado “anguloaje” respecto el eje de revolución del asiento, por lo que se debe modificar la orientación de los ejes a la hora de realizar estas operaciones. El orificio y el

reborde se obtienen insertando un cilindro inclinado un ángulo de valor “anguloje”, como se representa en la figura 4.1.1-4, y eliminando las zonas adecuadas una vez realizada la intersección entre el cilindro y el asiento, véase la figura 4.1.1-5.

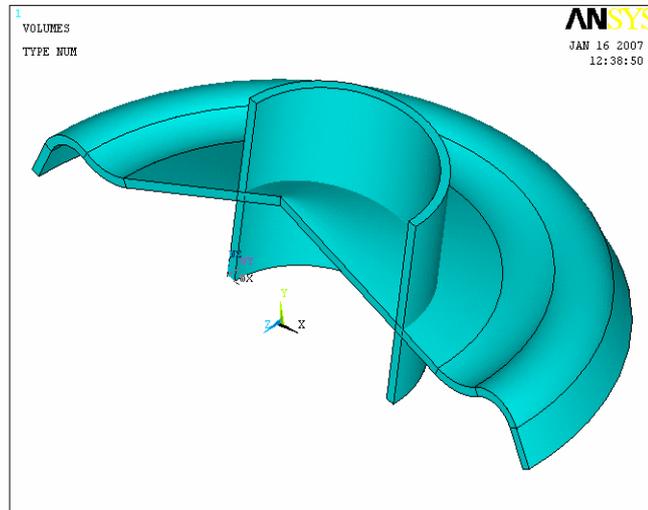


Fig. 4.1.1-4. Inserción del cilindro inclinado “anguloje”.

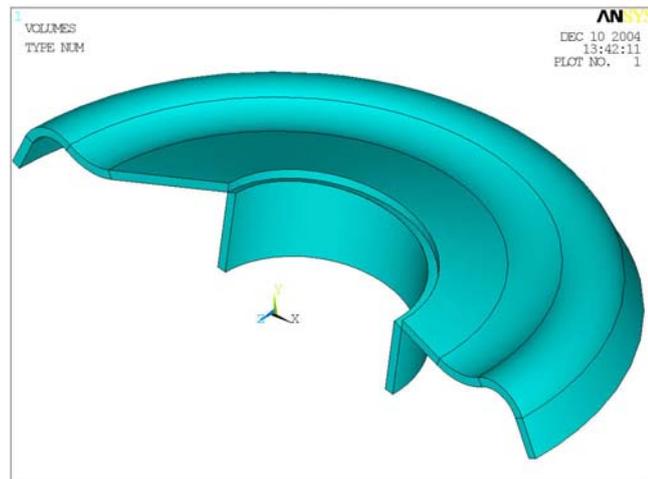


Fig. 4.1.1-5. Obtención del orificio y del reborde del asiento.

En la geometría exacta del asiento, la unión entre el reborde y el resto del asiento se realiza mediante una superficie de transición entre las dos zonas y minimiza la concentración de tensiones que aparece en el reborde. El radio de acuerdo que se emplee en esta superficie de transición es de gran importancia ya que es la zona con mayor probabilidad de rotura por

fatiga como se verá más adelante. La generación de esta superficie de transición es compleja y requiere varias operaciones preliminares que se explicarán de forma sucinta.

En primer lugar se debe obtener el arco de acuerdo entre las líneas del reborde y del asiento para obtener los puntos de tangencia. Una vez obtenidos los puntos de tangencia se elimina la zona del reborde que queda por encima de estos puntos mediante la intersección con un plano que los contiene. La zona del asiento que se elimina es la interior a un cilindro concéntrico con el reborde, que se representa en rojo en la figura 4.1.1-6, y que alcanza hasta los puntos de tangencia. Este proceso finaliza con la geometría que se muestra en la figura 4.1.1-7.

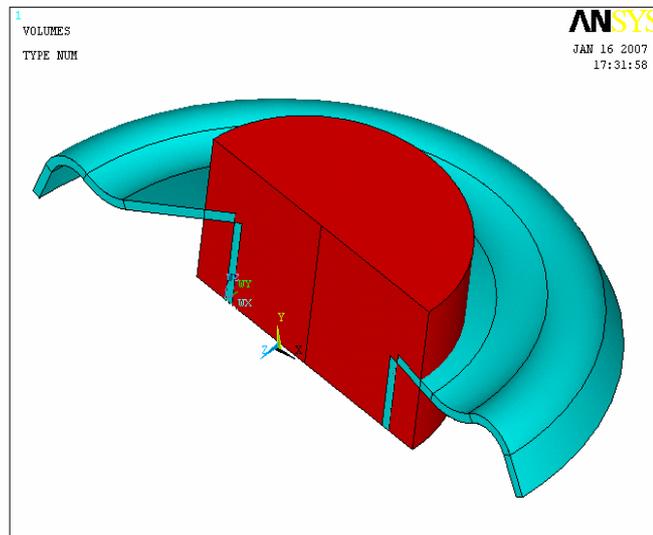


Fig. 4.1.1-6. Definición del cilindro concéntrico con el reborde.

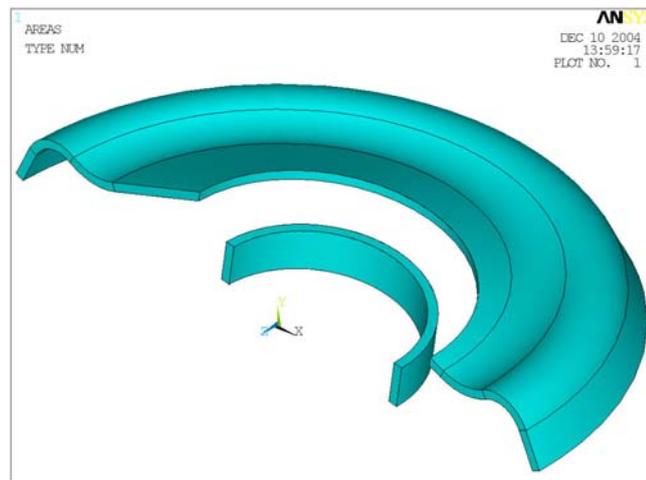


Fig. 4.1.1-7. Primer paso para la obtención de la superficie de acuerdo entre el reborde y el resto del asiento.

A continuación se introducen los arcos de acuerdo entre la superficie exterior del reborde y la inferior del asiento, por un lado, y la interior del reborde y la superior del asiento por otro. Con estas líneas generadas, se definen unas superficies no regladas entre las zonas del reborde y del asiento. Una vez definidas las superficies se genera el volumen contenido por las superficies obteniendo así el modelo sólido del asiento que se representa en la figura 4.1.1-8.

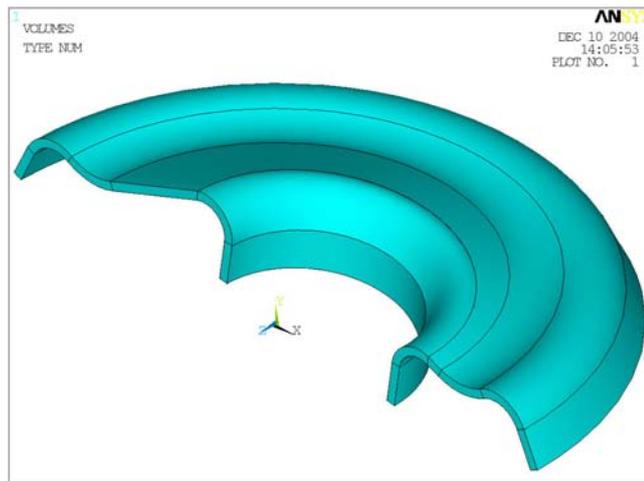


Fig. 4.1.1.-8. Volumen final que aproxima la geometría del asiento.

La geometría así obtenida es válida para un determinado rango de valores de los parámetros que se emplean para generar la geometría del amortiguador. La ampliación del rango de validez de los parámetros requiere un estudio detallado de los problemas que aparecen en cada caso y una modificación de la forma de construir la geometría de manera que se adapte a cada situación. Este rango de validez se detalla más adelante.

4.1.2. Geometría del tubo

La construcción de la geometría del tubo es mucho más sencilla que la del asiento debido a la configuración del mismo, por lo que el rango de validez de los parámetros empleados para la generación del tubo es mayor. El proceso general de construcción de la geometría del tubo es análogo al de construcción de la geometría del asiento. En primer lugar, se generan unas líneas que reproducen una sección de la superficie del tubo. Estas líneas son las que se muestran a continuación en la figura 4.1.2-1.



Fig. 4.1.2-1. Líneas que se emplean inicialmente para generar la geometría del tubo.

Estas líneas delimitan un área que al rotar alrededor del eje z local, forma la geometría definitiva del tubo. El volumen que se forma al rotar las áreas es el que se muestra en la figura 4.1.2-3.

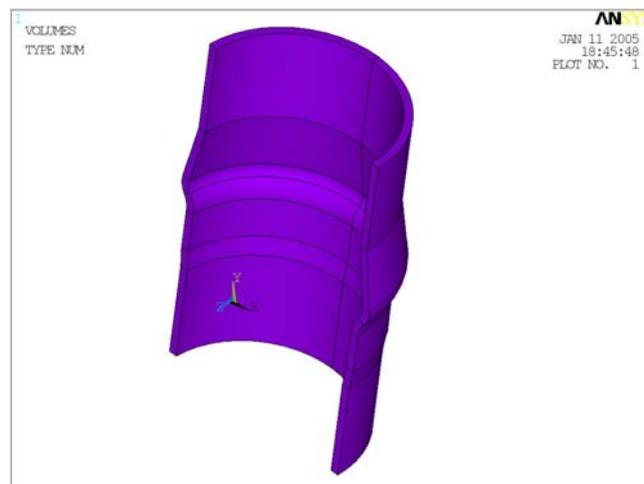


Fig. 4.1.2-2. Volumen empleado para definir la geometría del tubo.

El tubo se debe introducir en el interior del asiento con una determinada interferencia entre los dos componentes. La geometría final del tubo en el interior del asiento queda de la manera que muestra la figura 4.1.2-3.

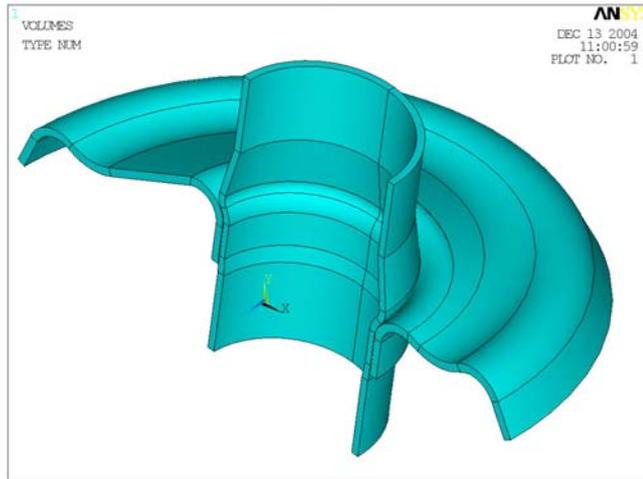


Fig. 4.1.2-3. Geometrías del asiento y del tubo construidas conjuntamente.

Se mostrará a continuación un detalle de la zona de interferencia entre el asiento y el tubo, véase la figura 4.1.2-4. Esta interferencia es la que permite que se transmitan las cargas desde el asiento al tubo que contiene al amortiguador y de ahí al chasis del vehículo.

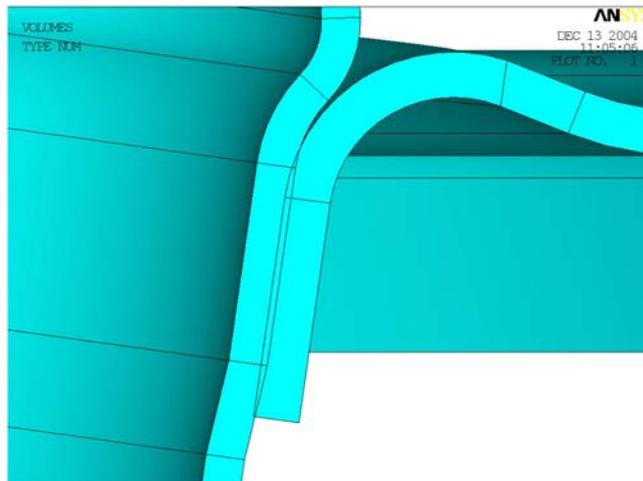


Fig. 4.1.2-4. Zona de interferencia entre el asiento y el tubo.

En el anexo A, se indican los rangos de valores factibles para cada una de las magnitudes que construyen la geometría del modelo, permitiendo al usuario la definición de distintas geometrías de estudio.

4.2. Propiedades de los materiales del tubo y del asiento

El material empleado para el tubo y el asiento será en ambos casos acero. En cada uno de estos elementos se requieren unas ciertas características resistentes y de diseño y por tanto el tipo de acero a emplear no será el mismo, estando sometidos por lo general a diferentes tratamientos térmicos y mecánicos.

4.2.1. Determinación de las curvas tensión-deformación

Las curvas tensión-deformación se suponen bilineales y se tienen normalmente en valores ingenieriles, es decir, los valores de tensión y deformación están referidos a la geometría inicial de la probeta de ensayo, como ocurre para el caso de la figura 4.2.1-1.

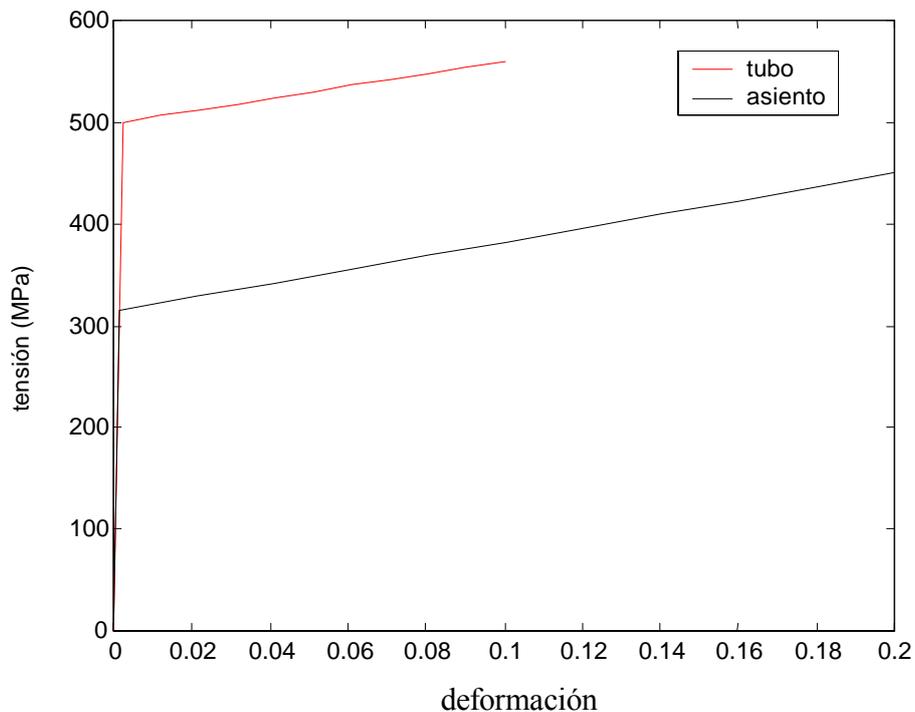


Fig. 4.2.1-1. Curva ingenieril del material.

Sin embargo, los datos que *ANSYS*® requiere son valores de tensión y deformación reales, por tanto referidos a la geometría deformada en cada instante. Es preciso hallar la relación entre las magnitudes (tensiones y deformaciones) reales e ingenieriles.

Así pues la tensión ingenieril es

$$\sigma_{ingenieril} = \frac{F}{A_0} \quad (4.2.1.1)$$

donde F es la fuerza aplicada en la probeta y A_0 la sección inicial de la probeta.

La deformación ingenieril se expresa como

$$\varepsilon_{ingenieril} = \frac{l - l_0}{l_0} \quad (4.2.1.2)$$

donde l es la longitud de la probeta de ensayo y l_0 la longitud inicial de dicha probeta.

Como las deformaciones plásticas no producen cambio de volumen

$$A_0 \cdot l_0 = A \cdot l \quad (4.2.1.3)$$

siendo A_0 la sección inicial de la probeta y A la sección de la probeta, la deformación real se define como

$$\varepsilon_{real} = \ln\left(\frac{l}{l_0}\right) \quad (4.2.1.4)$$

siendo la tensión real

$$\sigma_{real} = \frac{F}{A} = \sigma_{ingenieril} \cdot \frac{A_0}{A} = \sigma_{ingenieril} \left(1 + \varepsilon_{ingenieril}\right) \quad (4.2.1.5)$$

De esta forma se obtienen las curvas reales novalas del material, que se representan en la figura 4.2.1-2.

Una vez que se tienen las curvas de comportamiento real para los materiales del tubo y del asiento, hay que tener en cuenta que las propiedades de ambos elementos no son las mismas que las del correspondiente material en las condiciones en que se realizó el ensayo uniaxial.

Partiendo de la curva de comportamiento real inicial para el material original (noval), el proceso de conformado de las piezas provocará deformaciones plásticas que en principio son desconocidas y modifican las propiedades de los materiales. La curva de comportamiento real del material que se debe considerar en nuestro análisis poseerá menor deformación en rotura, mayor límite elástico e igual módulo de Young que la curva de comportamiento real

del material noval. Para construir dicha curva se debe conocer la deformación plástica permanente producida como consecuencia de la deformación del material de partida durante su fabricación. El conocimiento de esta deformación permanente inicial se obtendría simulando el proceso de conformado. De esta manera, a partir de las curvas de comportamiento real se determinarían las curvas correspondientes a los materiales deformados para alcanzar la configuración final, con las hipótesis de deformación debidas al conformado y con una deformación plástica inicial supuesta.

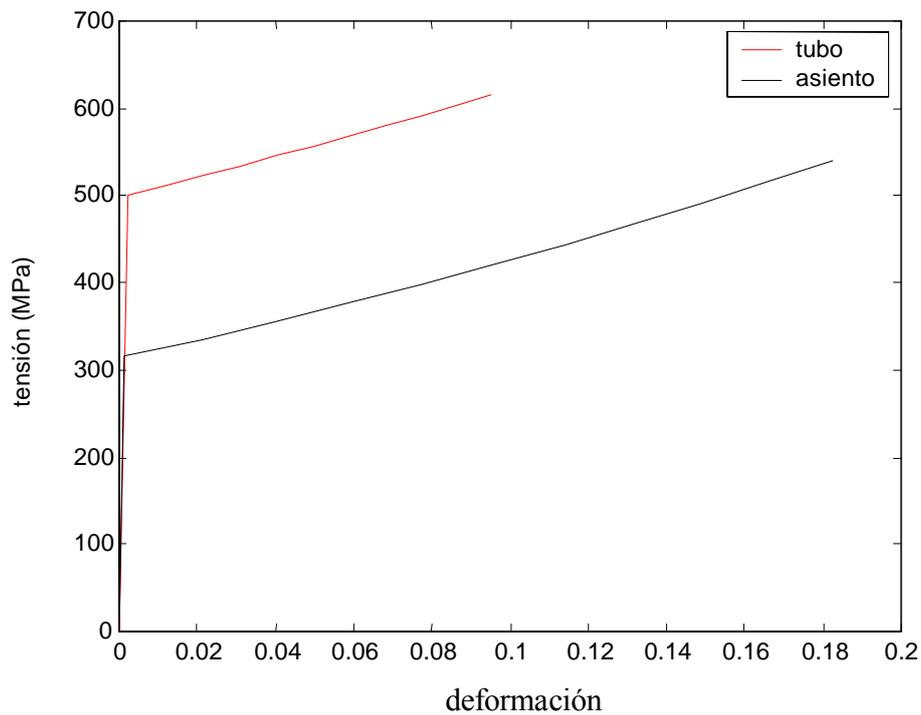


Fig. 4.2.1-2. Curva real noval del material.

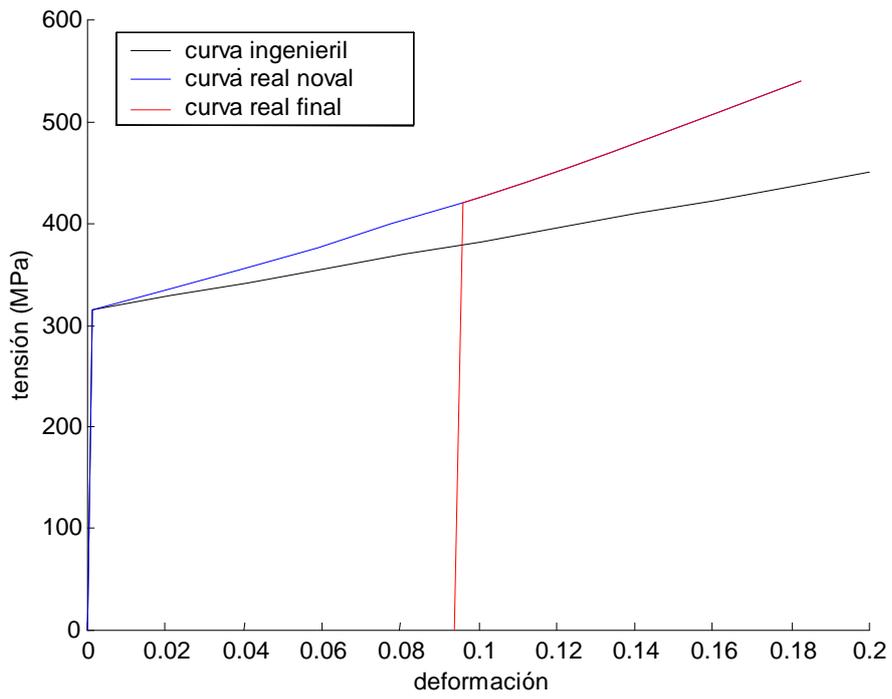


Fig. 4.2.1-3. Curvas de comportamiento del asiento.

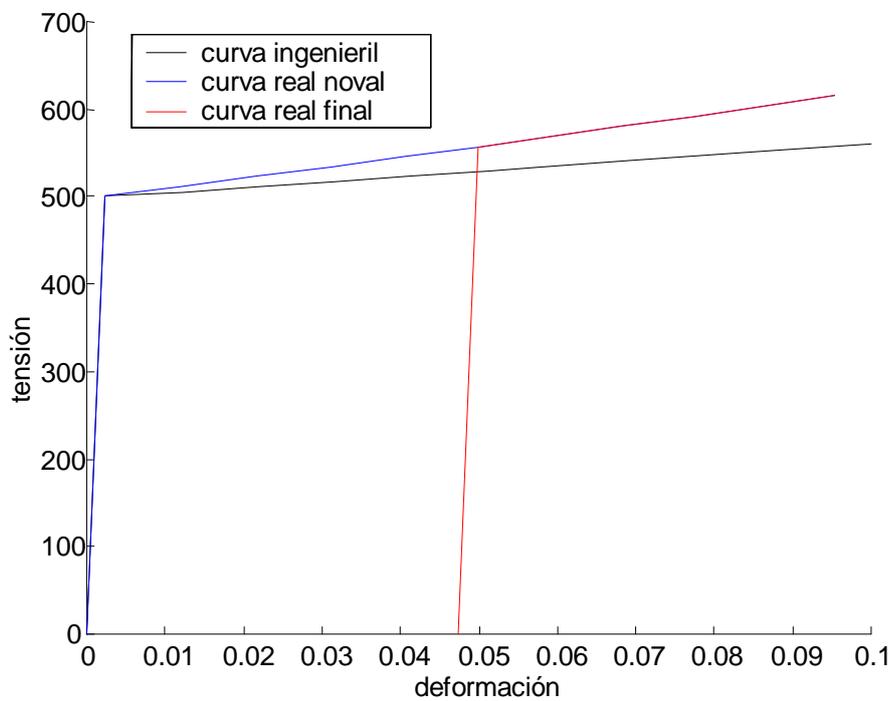


Fig. 4.2.1-4. Curvas de comportamiento del tubo.

El hecho de considerar el comportamiento elastoplástico de los materiales para llevar a cabo las distintas resoluciones, conlleva una complicación añadida para el cálculo de tensiones y deformaciones, ya que no existe una relación biunívoca entre ambas magnitudes y sus respectivos valores dependen del camino seguido hasta llegar a dicha situación.

Así pues, un proceso de resolución mediante un análisis plástico (no lineal) presenta una mayor dificultad y exige mayor capacidad de computación, lo que incrementa el tiempo de resolución. Sin embargo si se pretende estudiar el proceso real que tiene lugar durante el problema de contacto aquí tratado esta consideración es imprescindible.

En el presente proyecto y puesto que será el usuario el que introduzca los datos de los materiales por teclado, necesitaremos las propiedades reales finales de los materiales que conforman tanto el tubo como el asiento, quedando definidos mediante una tabla de datos tensión (MPa)-deformación (mm/mm).

En el ejemplo que resolveremos en el Capítulo 5, emplearemos para el asiento el acero EN 10149-2-S315MC y para el tubo EN 10305-2 (E235) (similar a RSt-37-2), como queda reflejado en las tablas tensión-deformación 4.2.1-1 y 4.2.1-2 respectivamente.

Tensión (MPa)	Deformación (mm/mm)
421	0.002
443.8	0.0199
467	0.0374
490.9	0.0547
515.1	0.0716
540	0.0883

Tabla 4.2.1-1. Puntos empleados para definir las propiedades del EN 10149-2-S315MC.

Tensión (MPa)	Deformación (mm/mm)
557.1	0.0027
568.7	0.0119
580.3	0.0210
590.1	0.0301
604	0.0391
616	0.0480

Tabla 4.2.1-2. Puntos empleados para definir las propiedades del EN 10305-2 (E235).

4.2.2. Determinación de los Coeficientes de Rozamiento

Uno de los factores que afectan de manera importante al proceso de inserción (en menor medida al de carga y descarga) es el coeficiente de rozamiento existente en el contacto entre el asiento y el tubo. Este coeficiente dependerá del tipo de material, acabado superficial y recubrimiento de las piezas y afectará directamente al problema de contacto.

A la vista de los resultados obtenidos a partir de los ensayos, el usuario podrá definir dos coeficientes de rozamiento, el coeficiente de rozamiento estático, que será el que se emplee en las situaciones en las que no haya movimiento relativo entre los elementos, salvo los pequeños deslizamientos como consecuencia de la carga, y el coeficiente de rozamiento dinámico que se aplicará en el estudio del proceso de inserción, en el que si habrá movimiento relativo entre los elementos que conforman el amortiguador.

En el Anexo B se explica cómo se han obtenido los coeficientes de rozamiento empleados en los estudios realizados en este proyecto.

4.3. Tipos de elementos empleados

En la realización de los modelos se han utilizado varios tipos de elementos según las características del análisis que requería cada uno. Los elementos que en principio pueden proporcionar resultados más precisos son los tridimensionales hexaédricos isoparamétricos de interpolación cuadrática (20 nodos), sin embargo su uso ha sido reducido por su elevado coste computacional. En su lugar se han usado elementos tridimensionales hexaédricos isoparamétricos de interpolación lineal (8 nodos), llegando a un acuerdo entre precisión y tiempo de computación. Para desarrollar cualquier problema en el que exista contacto se requiere el empleo de elementos que permitan simular esta situación. Estos son los elementos de contacto.

Además de las características de los elementos en cuanto a dimensiones y número de nodos, se hace fundamental la consideración de los grados de libertad asociados a cada nodo, puesto que serán las incógnitas del problema y caracterizarán el campo de desplazamientos resultante. Como grados de libertad de un nodo en las condiciones más generales se tienen seis: tres traslaciones y tres rotaciones referidas al sistema de coordenadas local del elemento. En los elementos tridimensionales normalmente se consideran tan sólo los grados de libertad de traslación en los nodos, es decir los desplazamientos.

A continuación, se especifican los distintos tipos de elementos utilizados en *ANSYS*[®] para desarrollar los modelos y sus características respectivas.

4.3.1. Elementos hexaédricos de 8 nodos

Los elementos que se han empleado forman parte de la librería de elementos de *ANSYS*, en concreto se han empleado elementos del tipo *SOLID 185*, debido a que son los que representan mejor situaciones con plastificación generalizada, al ser elementos incompresibles o casi-incompresibles. Las características de este tipo de elementos se muestran a continuación.

Elementos *SOLID185*: Se trata de un tipo de elementos lineales empleado para el modelado 3-D de estructuras sólidas, con 8 nodos en el espacio y 3 grados de libertad en cada uno de ellos (traslaciones en las direcciones x , y , z locales), ver figura 4.3.1-1. Poseen un esquema de integración $2 \times 2 \times 2$ y emplean métodos de integración selectiva \bar{B} , que ayuda a prevenir la saturación de la deformación volumétrica en los puntos de integración en situaciones cercanas al caso incompresible (Zienkiewicz et al. [11]). Estos elementos son capaces de simular fenómenos de plasticidad, hiperelasticidad, *creep*, rigidización por tensión, grandes desplazamientos y grandes deformaciones, así como deformaciones en materiales elastoplásticos prácticamente incompresibles y en materiales hiperelásticos completamente incompresibles. Los elementos de contacto asociados a ellos son del tipo *CONTA173* y *TARGE170*.

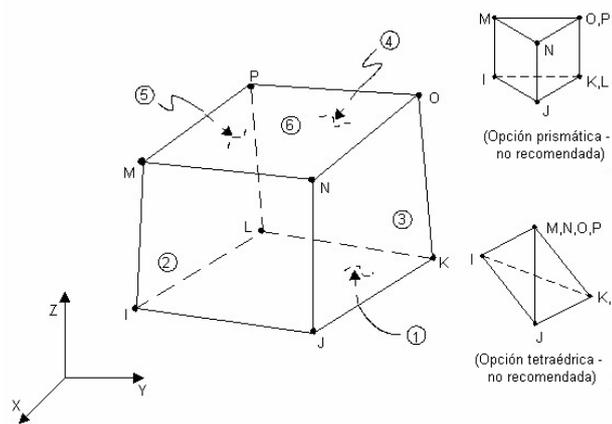


Fig. 4.3.1-1. Elementos *SOLID 185* de 8 nodos, posición de los nodos y grados de libertad.

4.3.2. Elementos de contacto

Para analizar un problema de contacto mediante *ANSYS* es preciso definir un par de contacto compuesto por las superficies que podrán entrar en contacto entre sí. A cada una de ellas se le asigna un tipo de elementos que se encargan de identificar la cercanía o interferencia de la otra superficie. Estos elementos de contacto se superponen sobre la malla de elementos finitos y siguen sus desplazamientos, pero no aportan rigidez. Su misión es únicamente la de impedir que haya penetración de una superficie en otra y transferir las fuerzas de contacto cuando haya penetración. El tipo y la geometría de los elementos de contacto depende de los elementos que definen la configuración del problema. Así, en los modelos del problema se ha utilizado un tipo de elemento de contacto para la superficie *contact* (*CONTA173*, para los elementos isoparamétricos de interpolación lineal) y de tipo (*TARGE170*) para la superficie *target*.

Elementos *CONTA173*: Se trata de elementos de contacto 3-D superficie-superficie con 4 nodos, empleados para representar el contacto y deslizamiento entre superficies tridimensionales *target* y superficies deformables (definidas por este tipo de elementos). Estos elementos se sitúan en las superficies de elementos tridimensionales sólidos o elementos lámina compartiendo con ellos los nodos de la cara donde se sitúan y, por tanto, deformándose de la misma forma. Se pueden emplear tanto en análisis estructural 3-D como con acoplamiento térmico-estructural.

Elementos *TARGE170*: Se trata de segmentos *target* tridimensionales, empleados para representar superficies de dicho tipo para los elementos *contact* asociados. Estos últimos elementos se superponen sobre el contorno del cuerpo deformable y están potencialmente en contacto con la superficie *target*. Para superficies *target* rígidas los elementos *TARGE170* permiten modelar formas complejas directamente. En caso de ser flexible, los elementos se superpondrán sobre la superficie de contorno del cuerpo deformable, de nuevo compartiendo los nodos de los elementos sobre los que se superponen.

En la figura 4.3.2-1 se representan los elementos de contacto 3-D *CONTA173* y *TARGE170*.

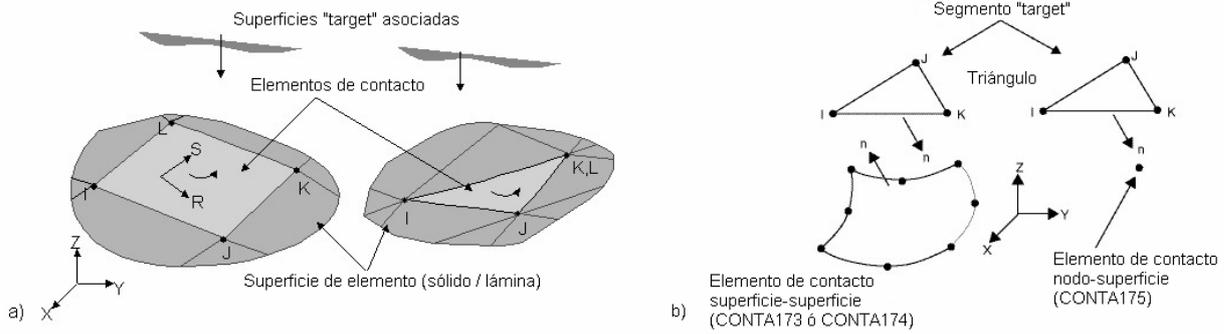


Fig. 4.3.2-1. Elementos de contacto 3-D: a) CONTA173, b) TARGE170.

4.4. Mallado de la Geometría

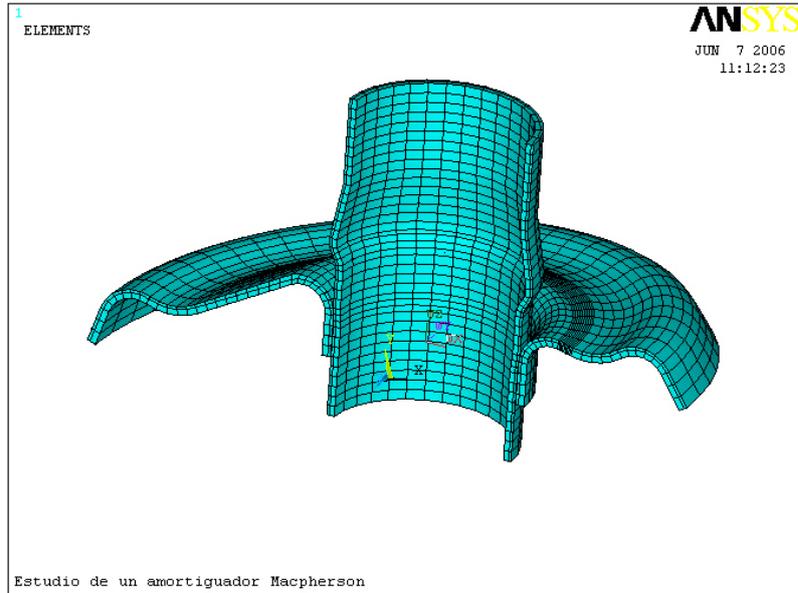
El mallado de la geometría es un proceso de vital importancia en la resolución de un problema mediante el método de los elementos finitos. Una malla más fina representa mejor la geometría del problema y contiene un número mayor de grados de libertad, por lo que será en general más flexible y tendrá valores mayores de los desplazamientos y de las tensiones. No obstante una malla fina requiere más tiempo para su resolución. Además una malla fina permite obtener más información sobre la evolución de los parámetros del problema en una determinada zona del modelo que puede ser crítica.

El mallado con elementos de primer orden u órdenes superiores también es importante, pero los elementos de órdenes superiores si cuentan con mayor número de puntos de integración permiten obtener resultados más precisos y se pueden adaptar mejor a la geometría del componente estudiado.

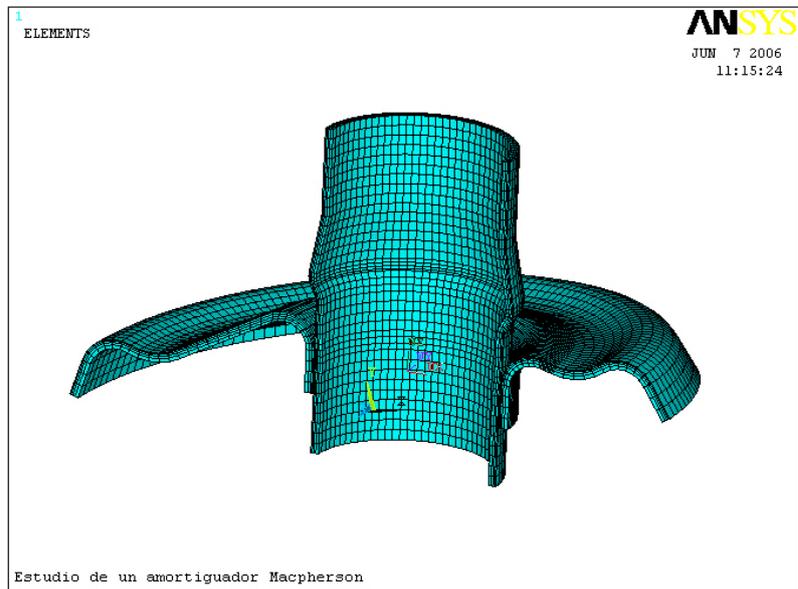
La decisión entre un determinado mallado u otro y el tipo de elementos empleado se ha realizado a través de un análisis de convergencia de los resultados. Este análisis consiste en modificar la malla empleada y comparar los resultados obtenidos. Al refinar la malla se hace más flexible el problema, por lo que los desplazamientos aumentan, convergiendo a la solución real del problema (con infinitos grados de libertad), que es una cota superior de los desplazamientos. Además de la convergencia de los resultados, el tiempo de resolución es también un parámetro importante, ya que se deberán resolver muchos problemas distintos y la ganancia en tiempo de resolución revierte en una ganancia global de tiempo al final del proceso de optimización. En función del número de elementos empleados en el espesor se ha

modificado el número de elementos situados en distintas zonas del modelo para limitar la distorsión de los elementos.

A continuación se presentan en la figura 4.4-1 las dos configuraciones empleadas del modelo mallado con elementos lineales.



(a)



(b)

Fig. 4.4-1. Modelo del asiento y el tubo mallados con elementos lineales. En primer caso con 2 elementos en el espesor (a). En segundo caso con 4 elementos en el espesor. (b)

Los elementos de contactos se mallan sobre la malla de elementos sólidos, compartiendo nodos con algunos de los elementos sólidos que están en la superficie. La zona

que deben de cubrir los elementos de contacto debe ser lo suficientemente grande para que se recojan todas las posibles zonas de contacto en el proceso de carga y descarga. Pero hay que tener en cuenta que una zona de contacto excesivamente grande ralentiza los cálculos puesto que hay que comprobar el estado de contacto en más puntos. Para la zona de contacto del asiento se ha tomado todo el reborde inferior y la zona curva de unión con el resto del asiento, como se puede ver en la figura 4.4-2. Esta es toda la zona del asiento que puede llegar a entrar en contacto con el tubo. El asiento se ha mallado con elementos *TARGET 170*. En el tubo se ha tomado como zona de contacto aquella que empieza por debajo del reborde del asiento y que llega hasta el saliente del tubo. El tubo se ha mallado con elementos *CONTA 173*. Las dos zonas de contacto malladas se muestran en la figura 4.4-2.

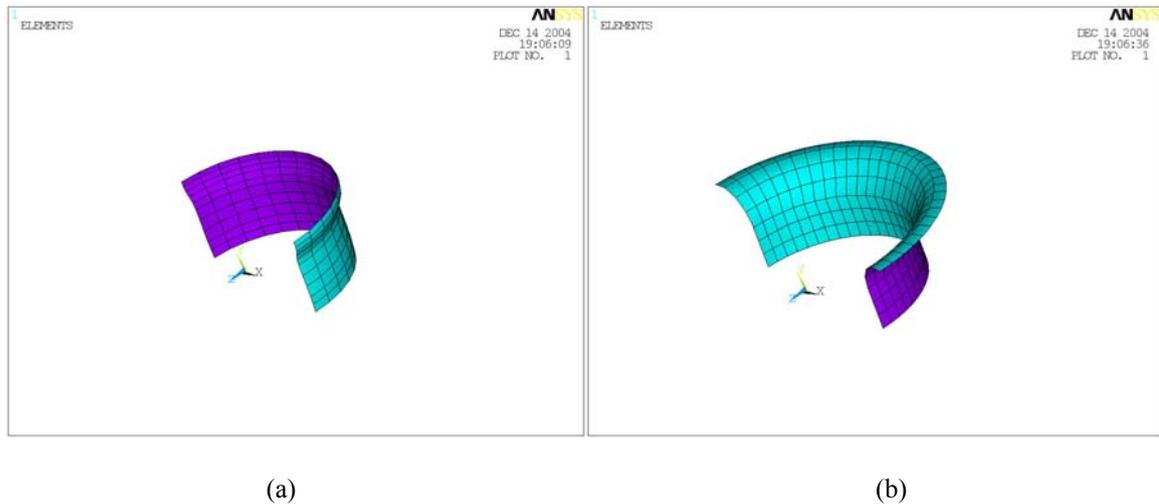


Fig. 4.4-2. Detalle del mallado de los elementos de contacto. En la figura (a) aparecen los elementos *CONTA 174* del tubo. En la figura (b) aparecen los elementos *TARGE 170* del asiento

Una vez llegados a este punto y como ya se ha comentado anteriormente, se realiza una operación de simetría de nodos y elementos con lo que queda completamente definido el modelo de tubo y asiento, como se puede ver en las figuras 4.4-3 y 4.4-4.

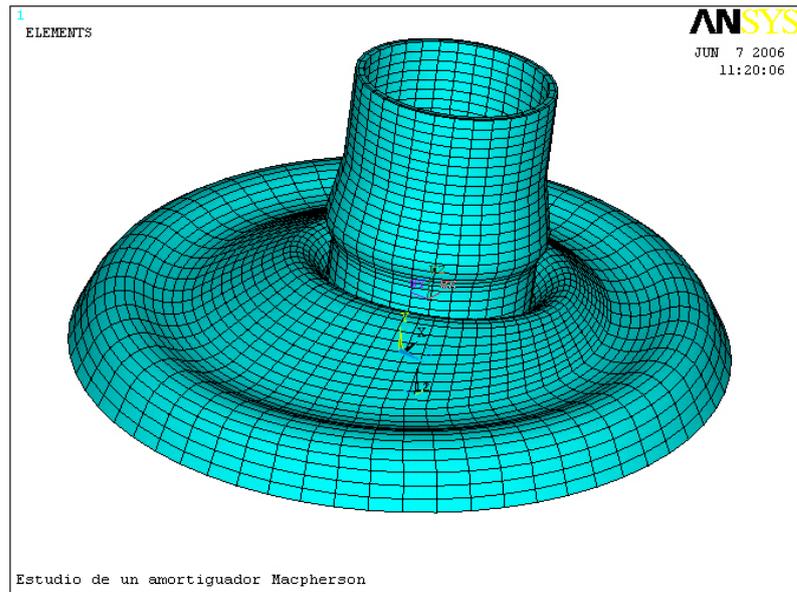


Fig. 4.4-3. Detalle del asiento y el tubo mallados del modelo completo con 2 elementos en el espesor.

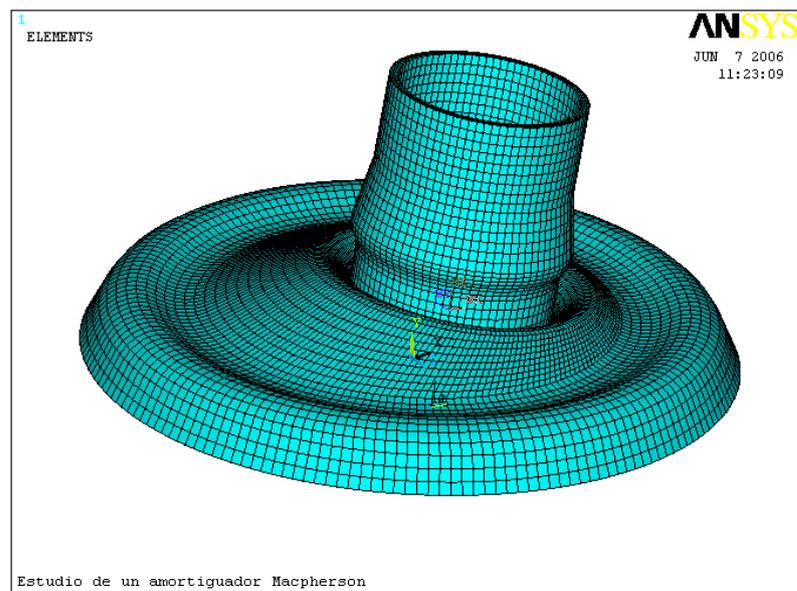


Fig. 4.4-4. Detalle del asiento y el tubo mallados del modelo completo con 4 elementos en el espesor

El usuario podrá definir en el estudio el tipo de malla que desea emplear, como se verá en el capítulo siguiente, en función de la precisión que requiera en los resultados aunque como contrapartida, al aumentar la precisión aumentará también el tiempo de computación.

4.5. Aplicación de cargas y condiciones de contorno

El proceso de inserción entre el tubo y el asiento se simula partiendo del instante en que entran en contacto ambos elementos y a partir de ese instante se desplaza el asiento hasta su posición final. El desplazamiento del asiento se realiza colocando un molde con la forma en negativo del asiento, que se desplaza en la dirección del tubo, empujando el asiento. El tubo mientras tanto permanecerá empotrado en su parte superior, como puede verse en la figura 4.5-2. Una vez concluido el proceso de inserción podremos evaluar la posibilidad de rotura dúctil con el estudio de la evolución de las tensiones y deformaciones.

La simulación del proceso de carga cíclica se realiza por medio de la aplicación de una fuerza distribuida según la zona donde asienta el muelle, sobre los nodos de la cara superior del asiento, como puede verse en la figura 4.5-1. La dirección de esta fuerza posee una cierta inclinación respecto al eje del tubo y su resultante será introducida por teclado por el usuario con un valor determinado en el caso de carga y cero en el de descarga. La elección de este valor obedece a criterios de seguridad, puesto que la carga aplicada sobre los amortiguadores en situaciones reales será, en general, menor de la empleada. En la figura que sigue se muestra el amortiguador con la carga aplicada, la carga se aplica en la zona cóncava del asiento puesto que la carga aparece debido a la fuerza ejercida por la última espira del muelle sobre el asiento.

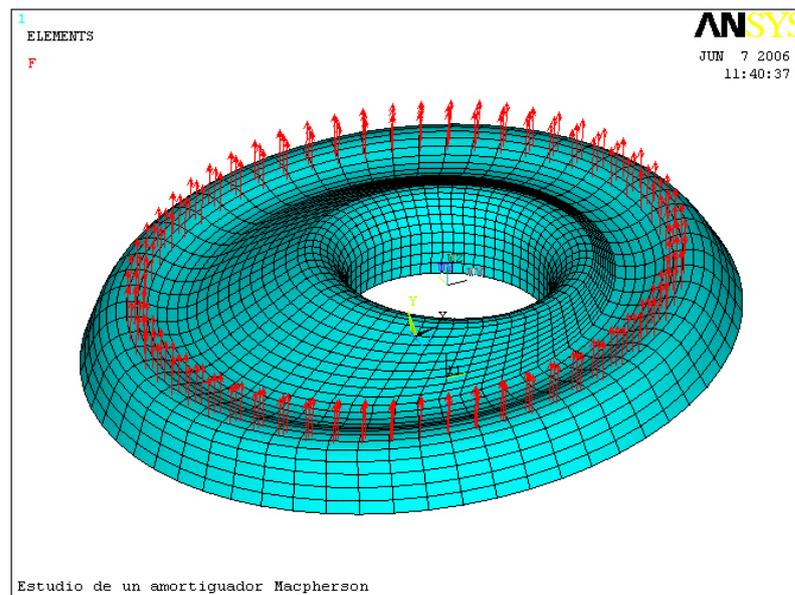


Fig. 4.5-1. Amortiguador cargado con una carga determinada.

El objetivo de la realización de una serie de ciclos de carga y descarga se debe a la necesidad de evaluar las tensiones y deformaciones que sufrirá la unión durante su funcionamiento para la determinación de su resistencia a fatiga. De acuerdo con ello, se han realizado tres ciclos de cargas y descargas alternativas, suponiendo que después de ellos las magnitudes quedan estabilizadas y oscilan entre valores prácticamente constantes a lo largo de los ciclos sucesivos.

Durante el proceso de carga y descarga, así como en la entrada en contacto, se aplica como condición de contorno el empotramiento de uno de los extremos del tubo, como se puede observar en la figura 4.5-2, en concreto aquél más alejado del asiento al comienzo de la inserción. Esto simula razonablemente las condiciones que se dan durante el proceso de montaje y funcionamiento.

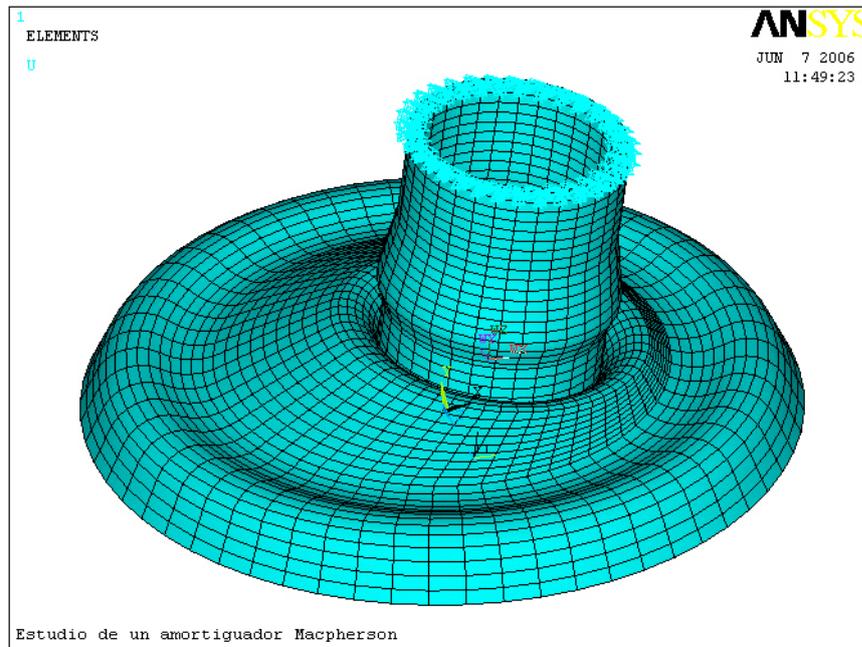


Fig. 4.5-2. Condiciones de contorno aplicadas al amortiguador. En la figura se observan las condiciones de empotramiento en el tubo.

4.6. Proceso de resolución

Se realizan 19 pasos en la resolución: el primero corresponde a la entrada en contacto del tubo y el asiento, los doce siguientes al proceso de inserción del asiento en el tubo y los restantes se refieren al proceso de carga cíclica (tres cargas y tres descargas alternativas). Para

desarrollar un análisis eficiente, en cada paso se especifica el tamaño de los subpasos (intervalos dentro del paso de carga en los cuales se calcula la solución, de manera que se aplica la carga de manera gradual y se obtiene una solución más precisa) ya que un valor muy pequeño alargaría el tiempo de resolución y un valor elevado podría dar lugar a problemas de convergencia del proceso iterativo. En la figura 4.6-1 se representa la división de un paso de carga en una serie de subpasos, llegándose a cada uno de éstos después de una serie de iteraciones de equilibrio. Por otro lado en la figura 4.6-2 podemos apreciar en el esquema del proceso iterativo de Newton-Raphson, como vamos aplicando la carga de manera gradual, alcanzándose la convergencia para cada fracción de carga antes de pasar a aplicar un nuevo incremento de la misma en el siguiente subpaso.

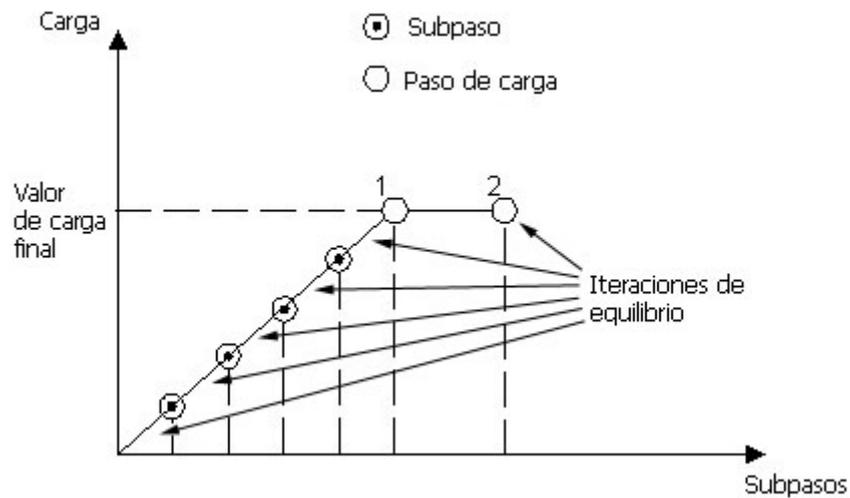


Fig. 4.6-1. Paso de carga y subpasos en ANSYS®

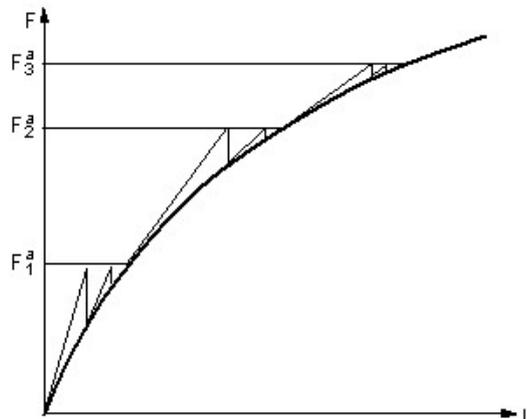


Fig. 4.6-2. Esquema del procedimiento iterativo de Newton-Raphson.

El modelo de interacción que se emplea en la resolución del problema de contacto analizado es de tipo unilateral estándar (no se considera contacto cuando la presión normal es nula), puesto que es el que mejor se corresponde con el problema real que se tiene.

El procedimiento de resolución empleado para el algoritmo de Newton-Raphson es de tipo no simétrico. Esto es obligado por la existencia de un coeficiente de rozamiento elevado en el problema de contacto, que origina matrices de rigidez no simétricas, que no son eficientemente simetrizadas mediante el algoritmo de que dispone *ANSYS*[®] para ello, como en el caso de existir rozamiento nulo o de valor reducido.

La aplicación de las cargas y descargas, se realiza de forma progresiva (en rampa), es decir, en cada uno de los subpasos se aplica un porcentaje del valor total de la carga correspondiente a dicho paso de carga.

Por el contrario, la reducción de la penetración entre las dos superficies de contacto se ha llevado a cabo en forma de escalón: en cada paso se reduce toda la penetración existente en el primer subpaso. Esto lleva asociada una mayor dificultad en la convergencia, pero es necesario para analizar correctamente el proceso de carga y descarga. La penetración máxima permitida es de 0.01 mm. La reducción de este parámetro incrementa enormemente el tiempo de resolución.

La decisión sobre el valor de la penetración máxima permitida (constante real FTOLN), así como de la rigidez del contacto (FKN) y del tamaño de la zona donde se evalúa la posibilidad de existencia de contacto (PINB), se toma con un procedimiento de prueba y error, intentando reducir el coste computacional, pero llegando a un compromiso con la aproximación de los resultados. Las directrices principales que se deben seguir en la elección de los valores de FKN y FTOLN son las siguientes:

- a) Se parte de valores no muy elevados para ambos parámetros.
- b) Si la convergencia es lenta debido a una excesiva interferencia de los elementos, es preciso aumentar el factor de rigidez y/o la tolerancia.
- c) si la convergencia es lenta como consecuencia de una costosa reducción de los residuos, la rigidez debe disminuirse.

Los valores de estos parámetros están asociados al tipo de elementos y a la geometría de la situación de contacto. En los modelos finales los valores elegidos para los parámetros del contacto son:

En el caso de la malla grosera, el factor de rigidez es 1 para el contacto y el primer paso de inserción, mientras que para el resto de los pasos de inserción es 2.5, la penetración máxima permitida es de 0.01 mm. y el tamaño de la región donde se evalúa la existencia de contacto es de 4 mm.

En el caso de la malla fina, el factor de rigidez es 1 para el contacto y 1.5 para el resto de los pasos de inserción, la penetración máxima permitida es de 0.01 mm. y el tamaño de la región donde se evalúa la existencia de contacto es de 1.5 mm.

4.7. Estudio de rotura dúctil

Durante el proceso de inserción, en el modelo se producirán unas tensiones y deformaciones que podrían provocar la rotura dúctil de los componentes. Por ello el campo de tensiones y deformaciones tendrá que cumplir unas determinadas especificaciones en términos de rotura dúctil que aseguren el correcto funcionamiento del amortiguador.

Estas restricciones harán necesaria la implementación de un algoritmo que permita obtener la vida de los componentes en cada paso de la iteración. Este algoritmo se ha implementado en *APDL* para poder ejecutarse directamente como un postproceso de *ANSYS*, de manera que en cada iteración se obtienen las variables necesarias para determinar la posibilidad de rotura dúctil del asiento y del tubo.

4.7.1. Introducción y consideraciones teóricas

El término fractura hace referencia al fallo de un componente que al estar sometido a determinadas cargas produce la separación de una parte del componente. Según sea el mecanismo que provoca la fractura, ésta se clasifica en dos categorías: fractura frágil y dúctil.

La fractura frágil se caracteriza por la iniciación y rápida propagación de grietas por clivaje a través del material. El clivaje se produce principalmente por la separación de enlaces atómicos a lo largo de planos cristalográficos bien definidos. En materiales policristalinos, por ejemplo, dichos planos de separación varían según los diferentes granos por los que se propagan las grietas. A nivel macroscópico, la fractura frágil ocurre con muy poca o ninguna

deformación plástica, desarrollándose aproximadamente según aquellos planos en los que la tensión normal es máxima.

La fractura dúctil, por el contrario, se caracteriza a nivel macroscópico por la deformación plástica que antecede a la rotura del material. En este caso, la rotura se produce aproximadamente a lo largo de planos de deformación tangencial máxima. A nivel microscópico, se observa que la fractura dúctil comienza con la iniciación de pequeños huecos en el material, por lo general alrededor de pequeñas inclusiones o de huecos preexistentes, que posteriormente crecen hasta coalescer, provocando la formación de grietas. Dichas grietas se propagan en el material y se unen entre sí hasta ocasionar la rotura final de la pieza. (ver McClintock et al. [16,17]).

En la mayoría de los procesos en los que aparece deformación plástica, el factor limitante del proceso es generalmente la iniciación de la fractura dúctil. Es por ello el creciente interés que desde la segunda mitad del siglo XX ha tenido el estudio del proceso de fractura dúctil, así como el desarrollo y aplicación de diferentes criterios para predecir el fallo por rotura dúctil.

Dependiendo de cuál es la base que lo sustenta, los criterios de fractura dúctil se pueden dividir en tres grupos.

El primer grupo está formado por aquellos criterios que se basan en el modelado del proceso físico de iniciación, crecimiento y coalescencia de huecos en el material. La segunda categoría engloba a aquellos modelos que establecen el comienzo de la fractura dúctil como consecuencia de una inestabilidad (bifurcación) en el proceso de deformación plástica. El tercer grupo incluye, todos aquellos criterios fenomenológicos, es decir, criterios basados en reglas empíricas o semi-empíricas obtenidos de la experimentación.

En este proyecto se acudirá a criterios englobados en el tercer grupo.

4.7.2. Criterios empíricos y semi-empíricos

Esta familia de criterios trata de describir el proceso de fractura dúctil haciendo uso de reglas experimentales, más que realizando una exhaustiva descripción del proceso de fractura a nivel microscópico.

En términos generales, la conclusión de estos trabajos coincide en mostrar que no existe en la actualidad criterio de fractura dúctil universalmente aceptado, para predecir con

exactitud el fallo para cualquier material bajo cualquier situación de carga. La aplicación de tales criterios a casos reales, requiere necesariamente un exhaustivo estudio de que criterios reproducen mejor el comportamiento para un material de trabajo concreto y para el rango de deformaciones o cargas de trabajo específicas.

En el presente documento nos centraremos en la comprobación de dos de estos criterios, según los trabajos de Freudenthal [13] y Cockcroft y Lathan [14,15].

Dado que la fractura dúctil involucra una considerable disipación de energía, Freudenthal supone que ésta se produce cuando el trabajo plástico a lo largo de la historia del material alcanza un determinado valor crítico, es decir,

$$\int_0^{\varepsilon_{eq,f}} \sigma_{eq} \cdot d\varepsilon_{eq}^p = C_F \quad (4.7.1)$$

Donde σ_{eq} es la tensión equivalente o efectiva, ε_{eq}^p es la deformación plástica equivalente y C_F el valor crítico de Freudenthal.

El principal argumento en contra de dicho criterio es que no considera el efecto de la presión hidrostática en el proceso de fractura frágil.

Cockcroft y Lathan proponen un modelo alternativo, donde se considera que la fractura está regida por el trabajo plástico realizado por la tensión principal máxima a lo largo de la historia de carga del material, dicho criterio incluye implícitamente la influencia de la presión hidrostática.

$$\int_0^{\varepsilon_{eq,f}} \sigma_{\max} \cdot d\varepsilon_{eq}^p = C_{CL} \quad (4.7.2)$$

Donde σ_{\max} es la tensión máxima, ε_{eq}^p es la deformación plástica equivalente y C_{CL} el valor crítico de Cockcroft y Lathan.

4.8. Estudio de la vida a fatiga

En este proyecto se estudia la resistencia a fatiga del asiento y del tubo, lo que hace necesaria la implementación de un algoritmo que permita obtener la vida a fatiga de los componentes en cada paso de la iteración. Este algoritmo se ha implementado en *APDL* para

poder ejecutarse directamente como un postproceso de *ANSYS*, de manera que en cada iteración se obtienen las variables necesarias para determinar la vida a fatiga y se calcula la vida total del asiento y del tubo.

4.8.1. Consideraciones teóricas

El diseño a fatiga requiere de dos consideraciones: un juicio sobre si existe posibilidad de fallo por fatiga y el conocimiento de los factores que pueden agravar o disminuir su efecto. La definición de fatiga según ASTM es la siguiente: “El proceso de cambio estructural, permanente, progresivo y localizado ocurrido en un material sujeto a condiciones que produzcan tensiones y deformaciones fluctuantes en algún punto o puntos, y que pueda culminar en grietas o fractura completa después de un número suficiente de fluctuaciones”.

Durante el proceso de fallo por fatiga se deben distinguir tres etapas: iniciación de la grieta, crecimiento de ésta y fractura final. Estos tres aspectos son claramente distinguibles en las superficies de rotura de elementos en los que se ha producido fallo por fatiga.

Es preciso tener en cuenta también la dependencia de la ley de comportamiento del material con respecto a la carga cíclica, es decir, el efecto Bauschinger, según el cuál el límite elástico en tracción o compresión se reduce tras la aplicación de cargas en sentido opuesto que provoquen deformación plástica (con respecto al que se supone que tendría de acuerdo con la ley de comportamiento del material en el ensayo de tracción uniaxial). Existen multitud de ensayos cíclicos realizados para determinar este efecto, apreciable a través de las curvas de histéresis y que será diferente según el material.

Según la Mecánica de la Fractura Lineal Elástica, para un cierto nivel de tensión, la longitud de la grieta (en su crecimiento) se incrementa en mayor medida conforme aumenta el número de ciclos. Partiendo de una misma longitud de grieta, con tensiones más elevadas, el fallo se produce a menor número de ciclos y la longitud de la grieta justo antes de la rotura también es menor.

Para estudiar el comportamiento del crecimiento de grieta se suele representar la velocidad de crecimiento da/dN frente al rango del factor de intensidad de tensiones aplicado ΔK , donde a es la longitud de grieta, N es el número de ciclos y K es el factor de intensidad de tensiones. La curva obtenida es esencialmente independiente de la longitud inicial de grieta que se tenga, y el rango del factor de intensidad de tensiones depende de la longitud de grieta y de la variación de tensiones. Mediante la integración de esta curva se puede obtener la vida

para el crecimiento de grieta a fatiga en componentes sujetos a distintos niveles de tensión y a distintos tamaños iniciales de grieta. La longitud de grieta en la fractura se asocia al factor de intensidad de tensiones crítico: K_c o K_{Ic} (resistencia a fractura).

Existen tres modos de crecimiento de grieta: por apertura (I) (el más común), por deslizamiento (II) y por cortante (III) (también muy común), que pueden observarse de manera gráfica en la figura 4.8.1-1. Si no se especifica el modo de extensión de la grieta mediante un índice, se refiere normalmente al primer modo.

Los términos de los ensayos de tracción monótona empleados en el diseño a fatiga son los siguientes: el límite elástico S_y (MPa), la tensión última S_u (MPa), la tensión real de fractura σ_f (MPa), la deformación real de fractura o ductilidad $\epsilon_f = \ln(100/(100-RA))$, donde RA es un porcentaje de la reducción del área, el exponente de dureza en deformación n , y el coeficiente de resistencia K (MPa). Por otra parte, se tienen las siguientes relaciones entre los términos de tensión máxima (S_{max}), mínima (S_{min}), media (S_m) y amplitud (A):

$$S_{max} = S_m + S_a \quad (4.8.1.1)$$

$$S_{min} = S_m - S_a \quad (4.8.1.2)$$

$$R = S_{min} / S_{max} \quad (4.8.1.3)$$

$$A = S_a / S_m \quad (4.8.1.4)$$

Como puede preverse, las tensiones medias (S_m) de tracción son las más desfavorables.

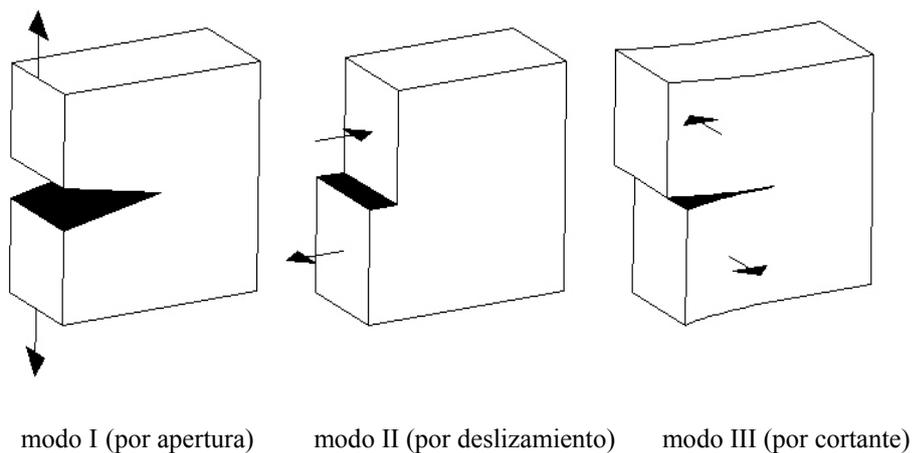


Fig. 4.8.1-1. Modos de crecimiento de grieta.

Las curvas S-N (tensión-vida) son las más empleadas para estudiar el comportamiento general ante carga cíclica, donde S es la tensión aplicada (normalmente tensión alterna, S_a) y

N es el número de ciclos (vida hasta fallo/fractura). Estas curvas, para amplitud constante, son representadas normalmente en coordenadas logarítmicas o semilogarítmicas.

Los términos comunes para definir los diagramas S-N son los siguientes:

Vida a fatiga (N): Número de ciclos de tensión o deformación de un cierto tipo que tienen lugar antes de que se produzca el fallo del elemento.

Resistencia a fatiga: Valor hipotético de la tensión en el fallo para un número determinado de ciclos.

Límite de fatiga (S_f): Valor límite de la resistencia media a fatiga que se tiene para un número elevado de ciclos.

Aunque se ha comentado que el proceso de fatiga se compone de iniciación de la grieta, propagación y fractura final, los diagramas S-N no distinguen entre las dos primeras etapas. Por tanto, se asume una vida de iniciación razonable definida por una longitud de grieta de 0.25 mm. Esto supone un tamaño pequeño con respecto a la longitud final, y el número de ciclos que se requieren para la formación de esta pequeña grieta sólo constituye un pequeño porcentaje de la vida completa. En esta característica se ha considerado también el hecho de que niveles de tensión más elevados llevan asociados tamaños críticos de grieta menores.

En un componente en el que existe una entalla, sujeto a cargas externas cíclicas, es más adecuado considerar el comportamiento del material en términos de deformaciones, a partir de las restricciones elásticas que existen en el entorno de la zona plástica local en la entalla. Así, un valor aceptable de la vida a fatiga basado en la iniciación de grieta se puede determinar a través del conocimiento de la evolución temporal de las deformaciones locales en la entalla del componente y de las propiedades de resistencia a fatiga del material sin entalla. La vida asociada al crecimiento de grieta por fatiga en un componente puede ser analizada según los conceptos de la Mecánica de la Fractura, como ya se ha comentado.

La amplitud total de la deformación puede dividirse en sus componentes elástica y plástica: la componente plástica será predominante para grandes deformaciones (vidas cortas), y lo será la elástica para pequeñas deformaciones (vidas largas). Por tanto, se suele descomponer la deformación total de la siguiente forma:

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\Delta\varepsilon_e}{2} + \frac{\Delta\varepsilon_p}{2} \quad (4.8.1.5)$$

$$\text{con } \frac{\Delta\varepsilon_e}{2} = \frac{\Delta\sigma}{2E} = \frac{\sigma_a}{E} \quad (4.8.1.6)$$

donde E es el módulo de elasticidad y σ_a es la amplitud de la tensión.

Según la ecuación de Basquin [18], la resistencia a fatiga debida a la componente elástica es: $\Delta\sigma/2 = \sigma_a = \sigma_f' \cdot (2N)^b$, y según la relación de Manson [20]-Coffin [19] entre la vida y la deformación plástica es: $\Delta\varepsilon_p/2 = \varepsilon_f' \cdot (2N)^c$. Resultando finalmente

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma_f'}{E} (2N)^b + \varepsilon_f' (2N)^c \quad (4.8.1.7)$$

donde σ_f' y ε_f' son los coeficientes de resistencia y ductilidad a fatiga, b y c son los exponentes de resistencia y ductilidad a fatiga (negativos).

La inclusión de los efectos provocados por la tensión y deformación principales (medias) da lugar a la siguiente modificación en la expresión de la vida a fatiga:

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{(\sigma_f' - \sigma_m)}{E} (2N)^b + \varepsilon_f' (2N)^c \quad (4.8.1.8)$$

Otra ecuación de la vida a fatiga, utilizada en fatiga multiaxial, es la dada por Smith, Watson y Topper [22]:

$$\sigma_{\max} \cdot \varepsilon_a \cdot E = (\sigma_f')^2 \cdot (2N)^{2b} + \sigma_f' \cdot \varepsilon_f' \cdot E \cdot (2N)^{b+c} \quad (4.8.1.9)$$

donde $\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a$ es la tensión principal máxima y ε_a es la amplitud de la deformación en la dirección principal de tensión máxima. Para el caso en que la tensión máxima sea nula, la ecuación anterior predice vida infinita.

Los conceptos de la Mecánica de la Fractura Elástica Lineal son los más empleados para correlacionar el comportamiento del crecimiento de la grieta por fatiga. Esta correlación suele ser representada en escala logarítmica a través de la velocidad de crecimiento de grieta por fatiga (da/dN , en m/ciclo) frente al rango del factor de intensidad de tensiones según el modo I o abierto ($\Delta K_I = \Delta K = K_{\max} - K_{\min}$, en $\text{MPa} \cdot \text{m}^{1/2}$). Los valores máximos y mínimos del factor K están relacionados con las correspondientes tensiones nominales, considerando un

valor nulo del factor de intensidad de tensiones mínimo para el caso en que la correspondiente tensión sea de compresión.

El crecimiento de grietas por fatiga según el modo I es el que requiere una mayor atención, puesto que es predominante con respecto al II y al III, que normalmente sólo tienen efectos de segundo orden. La representación de la velocidad de crecimiento de grieta (da/dN) como una función de ΔK_I en escala doblemente logarítmica puede dividirse en tres regiones, como se observa en la figura 4.8.1-2. La región I indica el valor umbral ΔK_{th} según el cual no existe crecimiento de grieta apreciable. La región II se corresponde esencialmente con una relación lineal entre $\log(da/dN)$ y $\log(\Delta K_I)$, definida según la ley de Paris:

$$\frac{da}{dN} = A \cdot (\Delta K_I)^n \quad (4.8.1.10)$$

donde n es la pendiente de la curva y A es un coeficiente propio de cada material. En la región III, el crecimiento de grieta se produce muy rápidamente y se tiene una vida asociada a dicho crecimiento muy pequeña. Esta última región suele tener menor importancia en la mayoría de las situaciones y está controlada principalmente por la resistencia a fractura (K_c ó K_{Ic}). Este comportamiento comentado es prácticamente el mismo para distintos componentes de un material dado, ya que el rango del factor de intensidad de tensiones es el principal parámetro que controla el crecimiento de grietas por fatiga.

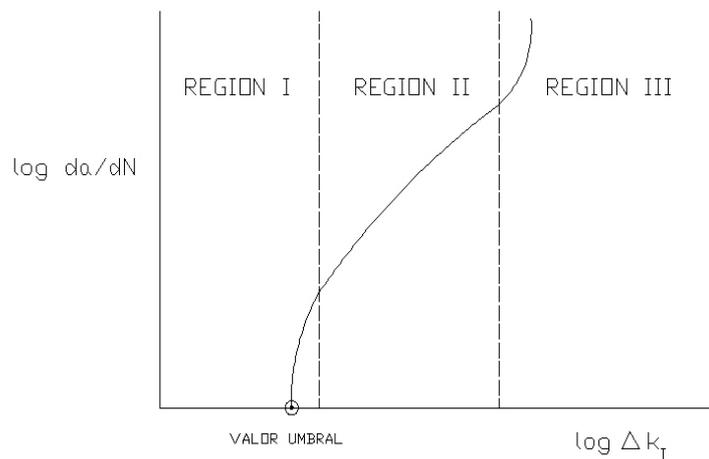


Fig. 4.8.1-2. Ley de Paris en escala logarítmica.

Para llevar a cabo la representación de las tensiones principales asociadas al comportamiento del crecimiento de grietas por fatiga, el parámetro más empleado es el ratio R

($R = K_{min} / K_{max} = S_{min} / S_{max}$). La ecuación más común para describir los efectos de las tensiones medias en las regiones II y III es la ecuación de Forman [21] (que es una modificación de la ecuación de Paris):

$$\frac{da}{dN} = \frac{A \cdot (\Delta K)^n}{(1-R)K_c - \Delta K} \quad (4.8.1.11)$$

En lo que se refiere al problema que se plantea en este proyecto, se particulariza el estudio de fatiga al caso de *fretting*. Se denomina *fretting-fatiga* al fenómeno de fatiga que puede tener lugar entre dos superficies en contacto con un movimiento relativo oscilante de pequeña amplitud. La reducción de la resistencia a fatiga debido al fenómeno de *fretting* tiene la misma importancia que los efectos de una entalla o de la fatiga por corrosión. Su influencia en los componentes de corta vida es pequeña, debido al número de ciclos necesarios para producir el daño por *fretting*: iniciación de grietas y crecimiento de éstas hasta la fractura. La mayor importancia de este fenómeno se produce para vidas largas, de 10^4 a 10^5 ciclos. Los factores que afectan a la acción del *fretting* son: la presión normal entre las superficies en contacto, la amplitud del movimiento relativo, la fricción, las tensiones residuales, las condiciones del entorno, los materiales en sí y el número de ciclos aplicados. El daño por *fretting* puede ser abordado desde el punto de vista de la “pérdida de peso del material” y en función de la reducción de la resistencia a fatiga. La consideración de ambos factores puede dar lugar a efectos opuestos, pero el criterio más empleado por su mayor importancia en el diseño a fatiga es el que se centra en la reducción de la resistencia a fatiga.

Se acepta en general que el estudio de la vida a fatiga se debe realizar considerando las fases de iniciación y propagación de grietas hasta el fallo. En base a ello, se tienen distintos métodos de estimación de vida que se centran en el mecanismo de iniciación, en el de propagación o en una combinación de ambas etapas. A su vez, existe la posibilidad de definir un valor fijo para la longitud de iniciación de grieta o determinar ésta a través de un criterio combinado.

4.8.2. Procedimientos y criterios empleados

Una vez realizado el estudio del proceso de carga y descarga en la unión, se pretende determinar la resistencia a fatiga de la misma a partir de los resultados correspondientes. Para ello, se describen en este apartado los pasos seguidos para efectuar el análisis de fatiga según

las consideraciones teóricas anteriores y especificando las magnitudes que es preciso evaluar durante el proceso de carga cíclica.

La obtención de la vida a fatiga de la unión se realizará a través de un criterio que combina la iniciación y el crecimiento de la grieta, de manera que la vida total será la suma de las vidas de iniciación y propagación, y que proporciona la longitud de iniciación de grieta durante el proceso de cálculo [9,10]. Este método requiere el estudio de la trayectoria según la cual se propaga la grieta y, en cada punto de la misma, se evaluarán las vidas de iniciación y propagación.

Los pasos a seguir se desarrollan a continuación:

Paso 1: Determinación de los puntos más desfavorables para la iniciación de grieta.

Se utiliza el criterio de iniciación de Smith, Watson y Topper comentado anteriormente:

$$\sigma_{\max} \cdot \varepsilon_a \cdot E = (\sigma_f')^2 \cdot (2N)^{2b} + \sigma_f' \cdot \varepsilon_f' \cdot E \cdot (2N)^{b+c} \quad (4.8.2.1)$$

En este criterio, se considera como punto más desfavorable aquél en el que el producto de la tensión máxima por el incremento de deformación (entre cargas y descargas) en la dirección de tensión máxima sea más elevado. Es preciso observar que no sería correcta la evaluación de las magnitudes (tensiones y deformaciones) principales únicamente, por los siguientes motivos:

- a) Las tensiones principales no tienen por qué coincidir en dirección con las diferencias de deformaciones principales.
- b) Las deformaciones principales tras la carga no tendrán en general la misma dirección que tras la descarga.

La aplicación correcta del criterio de iniciación obligará a realizar la evaluación de los tensores de tensiones y de deformaciones en cada punto tras la carga y la descarga. Así pues, se requiere la determinación del valor primer término del criterio para cada punto en la dirección más desfavorable.

La obtención del punto más desfavorable según la resistencia a fatiga se realiza con la comprobación en los nodos superficiales de la zona de acuerdo en el asiento y de la zona del saliente en el tubo, como puede verse en la figura 4.8.2-1.

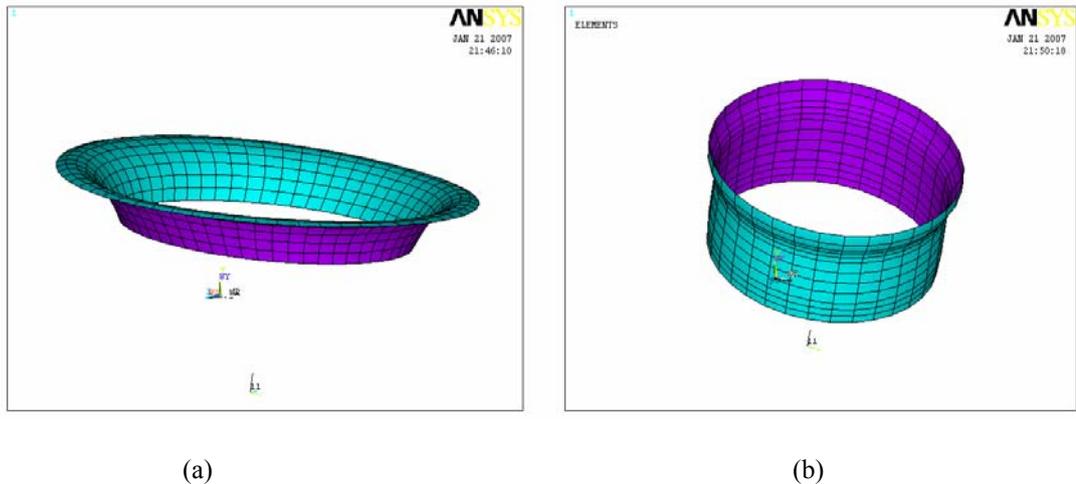


Fig. 4.8.2-1. Zonas de estudio del punto más desfavorable a fatiga. En la figura (a) asiento, en la figura (b) tubo.

En todos estos nodos se evalúa el producto entre la tensión normal en una cierta dirección y la diferencia de deformaciones en la misma dirección. Para cada nodo se evalúa ese producto en un número finito de direcciones. Así el nodo con mayor valor de este producto o nodo crítico, se supone el punto donde se inicia la grieta.

Paso 2: Obtención de la vida de iniciación de grieta.

Una vez seleccionado el punto más desfavorable para la iniciación de grieta (sobre la superficie del componente), se supone que la grieta se propagará a través del espesor en dirección perpendicular a la superficie. Esta suposición se hace a la hora de seleccionar los puntos donde evaluar los campos de tensiones y deformaciones para cada profundidad de grieta. Esto supone una incongruencia ya que se analizan las tensiones y deformaciones en las direcciones más desfavorables, pero los puntos que simulan el crecimiento de la misma no tienen por qué corresponder a dichas direcciones, es decir por una parte, se analiza el crecimiento de grieta a través del espesor perpendicularmente a la superficie de la pieza y, por otra parte, se analiza la dirección más desfavorable para la iniciación de grieta en cada uno de los puntos de dicho espesor. De esta forma, la dirección "más desfavorable" que se considere no va a coincidir en general con la perpendicular a la superficie de la pieza.

La aplicación del criterio de Smith, Watson y Topper proporciona un valor de la vida de iniciación de grieta para cada profundidad de la misma. De esta manera, mediante el análisis de los campos de tensiones y deformaciones (tras la carga y la descarga) en una serie de puntos que representan el crecimiento de la grieta, se puede obtener una curva en la que se

relacione la profundidad de la grieta con su correspondiente vida de iniciación. Para la obtención de la vida de iniciación crítica, mínimo de la función definida en el criterio de Smith, Watson y Topper, se ha empleado un algoritmo de optimización para problemas no lineales con restricciones, en este caso el método de la Sección Áurea que se ha tenido que implementar en *APDL*.

Este proceso se realiza definiendo un *path* perpendicular al espesor, de manera que se evalúan en todos los puntos del *path* las tensiones y deformaciones obteniendo la vida de iniciación correspondiente a cada punto.

Paso 3: Obtención de la vida de propagación.

Además de determinar la vida de iniciación de grieta, se precisa también el cálculo de la vida de propagación para cada profundidad. Para ello, se emplea la ley de Paris (cuyos términos han sido previamente definidos):

$$\frac{da}{dN} = A \cdot (\Delta K_I)^n \quad (4.8.2.2)$$

La utilización de esta ley requiere la obtención del rango del factor de intensidad de tensiones, para lo que se realiza la hipótesis de cálculo de que el ratio $R = K_{min} / K_{max}$ es nulo, porque la variación de la curva de la ley de Paris con R es muy pequeña y sólo se tiene en cuenta en estudios muy especiales, de modo que la ley de Paris queda definida en función del factor de intensidad de tensiones K_I (éste se evalúa utilizando el valor máximo de la tensión durante un ciclo de carga en la dirección más desfavorable considerada según el criterio de iniciación de grieta elegido). La obtención del factor de intensidad de tensiones se realiza considerando un frente de crecimiento de grieta elíptico, para cada uno de los puntos definidos en el espesor, a través de la siguiente expresión:

$$K_I = \frac{1}{\psi} \sqrt{\frac{2}{\pi}} \frac{a}{\sqrt{0}} \int_0^a w(t) \cdot \sigma_x(t) dt \quad (4.8.2.3)$$

donde ψ es un factor asociado a la forma de crecimiento de la grieta: $\psi = \frac{\pi}{8} \left(3 + \left(\frac{a}{c} \right)^2 \right)$ y t

la variable de integración que refleja el desplazamiento a lo largo del espesor.

a es la longitud (profundidad) de la grieta.

c es el semiancho de la grieta.

se considera el valor $a/c=0.1$

σ_x es la tensión normal en dirección perpendicular al plano de la grieta.

$w(t)$ es la función de peso propuesta por Bueckner [23]:

$$w(t) = \frac{1}{\sqrt{t}} \left(1 + m_1 \cdot \frac{t}{a} + m_2 \cdot \left(\frac{t}{a} \right)^2 \right),$$

con $m_1 = A_1 + B_1 \cdot r^2 + C_1 \cdot r^6$ ($A_1, B_1, C_1 = \text{constantes}$),

$m_2 = A_2 + B_2 \cdot r^2 + C_2 \cdot r^6$ ($A_2, B_2, C_2 = \text{constantes}$),

$r = a / e$ ($e = \text{espesor}$).

Finalmente, la integración de la ley de Paris entre la profundidad correspondiente y la asociada a la rotura proporciona el valor de la vida de propagación de la grieta para dicha profundidad. Ello conlleva una última hipótesis de cálculo, que consiste en suponer que se llega a la rotura cuando la grieta alcanza todo el espesor del elemento, es decir, el instante en el que comenzarían a producirse fugas. La obtención de la vida de propagación para cada profundidad de grieta se evalúa de la siguiente forma:

$$N_p(a) = \int \frac{e}{a \cdot A \cdot K_I(a')^n} da' \quad (4.8.2.4)$$

Este proceso se lleva a cabo obteniendo para cada punto del *path* el factor de intensidad de tensiones que le corresponde según su posición e integrando desde cada punto del *path* hasta que se alcanza todo el espesor.

Paso 4: Determinación de la vida total.

La suma de las curvas de vida de iniciación y de propagación da lugar a la vida total a fatiga para cada profundidad de grieta. El mínimo de la curva resultante corresponde, por tanto, a la resistencia a fatiga del elemento y proporciona además el valor de la longitud de iniciación de grieta, es decir, la profundidad a partir de la que se considera que termina la iniciación y comienza la propagación de la grieta.

La forma genérica de las curvas de vida (iniciación, propagación y vida total) en un componente se muestra en la figura 4.8.2-2.

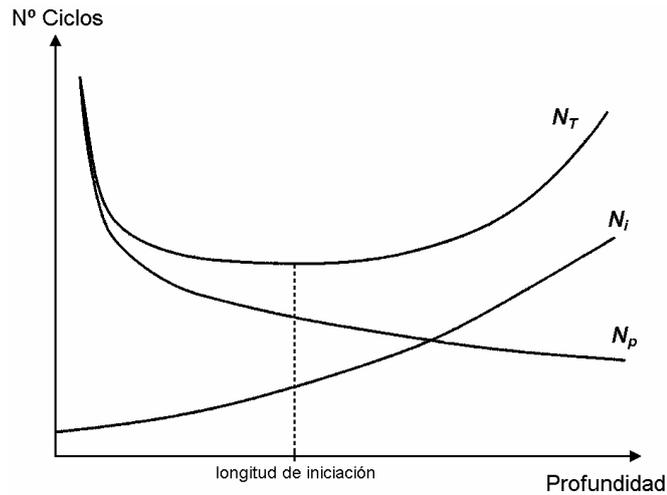


Fig. 4.8.2-2. Estimación de las curvas de vida total (N_T), de iniciación (N_i) y de propagación (N_p).

4.8.3. Propiedades de los materiales a fatiga

De acuerdo con los criterios seguidos y las expresiones utilizadas, se deberán definir por parte del usuario una serie de datos y parámetros característicos del material. La mayoría de ellos sólo son conocidos para un reducido número de materiales, por lo que será necesaria la consideración de aproximaciones y suposiciones para realizar los cálculos.

Los datos necesarios para la aplicación de la ley de Paris serán introducidos por teclado, siendo para el caso que estudiaremos en el Capítulo 5, aceros ferrítico-perlíticos, los siguientes.

- * $A = 6.9 \cdot 10^{-12} ((\text{m/ciclo})/(\text{MPa}/\text{m}^{1/2})^3)$, $n = 3.0$
- * $A_1 = 0.6147$, $B_1 = 17.1844$, $C_1 = 8.7822$
- $A_2 = 0.2502$, $B_2 = 3.2889$, $C_2 = 70.0444$

De igual manera serán introducidos por teclado los parámetros empleados en el criterio de iniciación de grieta de Smith, Watson y Topper. Se listan a continuación en la tabla 4.8.3-1 los valores de los datos que emplearemos en el Capítulo 5, con los que se determinará la resistencia a fatiga.

Propiedades a fatiga	ASIENTO	TUBO
	<i>St 52-3</i>	<i>M3</i>
E (MPa)	205 000	206 900
σ_f' (MPa)	1019	1511
ε_f'	0.846	1.684
b	-0.109	-0.093
c	-0.616	-0.698

Tabla 4.8.3-1. Datos para la aplicación del criterio de Smith, Watson y Topper.