

4. Modelo del Amortiguador.

4.1. Introducción.

El amortiguador es un elemento de vital importancia en la seguridad de los automóviles, teniendo especial relevancia este aspecto en las suspensiones de tipo *MacPherson*, que satisfacen al mismo tiempo solicitaciones portantes y de suspensión. En particular, los elementos constitutivos del amortiguador que tienen interés para este proyecto son el tubo que contiene al amortiguador y el asiento sobre el que se apoya el muelle de la suspensión, ya que se va a analizar la unión entre ellos y optimizar la geometría de ambos. La solicitación fundamental a la que se ven sometidos es la fuerza vertical debida al peso del automóvil y a la componente de las fuerzas de inercia en esa dirección, repartida entre las suspensiones correspondientes a cada rueda. Así, la fuerza es transferida al muelle, que empuja al asiento y éste la reparte al tubo a través del ajuste a presión, y finalmente se transfiere a la rueda y al suelo, de forma que sobre la unión se tiene una carga axial combinada con un momento flector. Esta característica del tipo de solicitación perjudica la funcionalidad del ajuste a presión y complica su análisis.

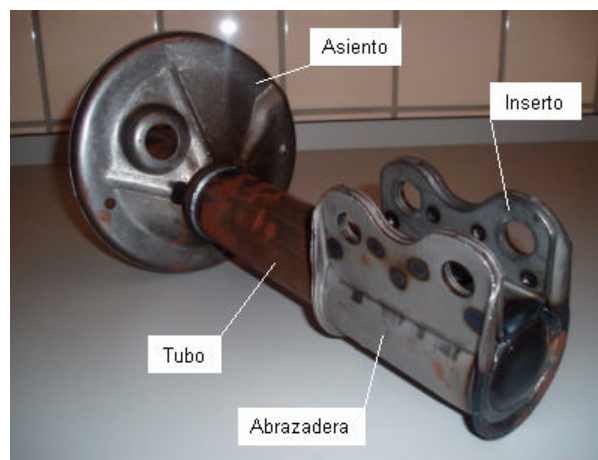


Ilustración 4-1. Componentes del amortiguador *Mac Pherson*.

En cuanto a otras posibles formas de unión entre el tubo y el asiento, aparte del ajuste a presión, se utiliza tradicionalmente la soldadura, cuya respuesta a las solicitaciones es adecuada y no requiere un estudio detallado del proceso de montaje (puesto que la interferencia entre el tubo y el asiento es prácticamente inexistente), sin embargo tiene el inconveniente de llevar asociado un procedimiento de mayor complejidad en lo que respecta al proceso de soldadura. Este tipo de unión soldada ha sido estudiado en numerosas ocasiones y está caracterizado perfectamente, con resultados ampliamente contrastados.

Los principales componentes de la suspensión son: el tubo, el amortiguador, el asiento, el muelle, la abrazadera y el inserto. Aquéllos que van a ser considerados en este proyecto son el tubo que envuelve el amortiguador y el asiento sobre el que se apoya el muelle. Sus características, tanto geométricas como mecánicas, serán diferentes de acuerdo a su función, su modo de empleo y su conformado, aunque ambos elementos son de acero. La zona común que presentan es aquella en la que tendrá lugar el ajuste a presión, de manera que entre ambos existe una cierta interferencia para garantizar la funcionalidad de la unión.

La geometría del asiento presenta una importante irregularidad, ya que no existe simetría ni siquiera con respecto al plano medio del mismo: existe un cambio brusco de pendiente en dirección circunferencial necesario para servir de asiento a la última espira del muelle de manera adecuada. Su forma podría asemejarse a la de un plato circular con un agujero también circular no concéntrico con la circunferencia exterior, y con un reborde en dicho agujero a modo de superficie de contacto. Por otra parte, la forma de este reborde es tal que, una vez montado el conjunto, el eje del tubo no es perpendicular a la superficie del plato, sino que existe una cierta inclinación, puesto que el eje del muelle no tiene la misma dirección que el amortiguador, consiguiendo que la resultante de las fuerzas verticales pase por el punto medio del inserto y no genere momento flector en él. La obtención de la forma final del asiento se consigue a través del conformado en caliente de una “chapa” plana mediante una matriz. En este proyecto se analiza la optimización de la geometría del asiento, por lo que se ha construido de forma paramétrica. Debido a ello se han realizado una serie de simplificaciones en la geometría tales como suponer simetría en el asiento y eliminar la zona de apoyo del asiento. Esto ha permitido reducir el tiempo de cálculo debido a considerar sólo media geometría del asiento e imponer condiciones de simetría.

La geometría del tubo posee simetría de revolución. Partiendo de un tubo cilíndrico al que se somete a un proceso de conformado, se obtiene una forma adecuada para la unión con el asiento. A grandes rasgos, se pueden distinguir en el tubo dos zonas: la de contacto y los extremos, alejados del contacto. Los extremos tienen geometría cilíndrica y su diámetro es algo menor que el de la zona donde se efectúa la unión. Observando su sección, la zona del contacto se distingue porque su diámetro es algo más elevado y tiene un resalto que sirve de tope al asiento en su inserción y, al mismo tiempo, impide los posibles deslizamientos del mismo después del montaje como consecuencia de la carga de uso. Todo el tubo es de espesor constante, menor que el del asiento en la geometría inicial. El espesor del tubo será uno de los parámetros que se empleará como variable de diseño en el proceso de optimización.

El proceso de inserción del asiento en el tubo intenta reproducir de manera aproximada el montaje de los elementos de la unión. Para ello, fijando el tubo en uno de sus extremos, se aplica una fuerza sobre el asiento en la dirección del eje del tubo que permita vencer la fricción existente entre ambos elementos como consecuencia de la presión de contacto y del coeficiente de rozamiento. Como se ha comentado, el objetivo de este proyecto se centra en la optimización de la geometría del tubo y del asiento, de manera que el montaje de ambos elementos sólo tiene el interés de determinar las tensiones residuales y deformaciones plásticas tras la inserción. Estos valores se obtendrán suponiendo un proceso de calentamiento del asiento y entrada en contacto directa, para poder calcular posteriormente la vida de los componentes tras el proceso de carga cíclica.

El proceso de carga cíclica consiste en la aplicación de una fuerza distribuida en la zona del asiento sobre la que se apoya el muelle, según una circunferencia aproximadamente. La resultante de esta fuerza no es coaxial con el eje del tubo, sino que tiene la dirección del muelle. Esto da lugar a que sobre el asiento aparezca un momento que, junto a la particular geometría del mismo, hace que las tensiones aumenten en determinadas zonas del asiento. El valor de la carga total sobre cada amortiguador será aproximadamente la cuarta parte de la fuerza vertical ejercida por el vehículo, debido a su peso y a la componente vertical de la inercia. Por ello, el valor que se considere en los posteriores análisis deberá guardar un margen de seguridad y ser mayor que el previsto en condiciones normales. Este proceso se compone de una serie de ciclos de carga y descarga sobre el asiento que pretenden simular el funcionamiento normal de la suspensión con objeto de determinar la evolución de las magnitudes de interés y evaluar la resistencia de la unión ante el fenómeno de fatiga. La situación considerada posee como concepto clave el contacto entre tubo y asiento, que conlleva toda la problemática asociada a dicho fenómeno. Por tanto, la zona de mayor interés será fundamentalmente aquella en la que se produce el contacto. Una vez montado el conjunto, el proceso de carga y descarga a que se verá sometida la unión da lugar a la aparición del fenómeno de *fretting* debido a la existencia de pequeños deslizamientos relativos entre las superficies en contacto. En consecuencia, la obtención de conclusiones válidas para el diseño requiere un estudio detallado de la evolución de las tensiones y las deformaciones en el tiempo y a lo largo del espesor en los puntos más desfavorables, que se estudiará en su momento. Con ello, se pretende analizar la resistencia a fatiga de los elementos en la unión y determinar la vida de la misma en condiciones óptimas y seguras para su funcionamiento.

Otro punto de interés es el proceso de inserción y las tensiones residuales y deformaciones plásticas que permanecerán en el tubo como consecuencia del mismo. Un estudio más detallado del proceso de inserción podría revelar la existencia de unos valores de tensiones

residuales y deformaciones plásticas distintos a los aquí obtenidos. En este caso se ha supuesto el montaje sometiendo el asiento a un proceso de calentamiento, lo que dará resultados distintos que se discutirán más adelante. El empleo distintos valores de la interferencia para la unión obligara a volver a analizar todo el proceso (inserción y carga cíclica) y a determinar la viabilidad de la unión ante estas nuevas condiciones.

4.2. Obtención de la Geometría Paramétrica del Amortiguador.

La geometría del asiento y del tubo se deben construir de manera paramétrica para poder proceder a la optimización de la misma. 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 acabo 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, para los cuales se genera la geometría de forma correcta.

4.2.1. Geometría del Asiento.

La geometría real del asiento 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 simetría. Estas simplificaciones hacen necesaria una comprobación de los resultados obtenidos con ambos modelos, la cual se presenta en el capítulo dedicado a ello.

La geometría paramétrica se ha realizado partiendo de una línea que representa el contorno obtenido al dar una sección cualquiera al asiento, esta línea se muestra a continuación.

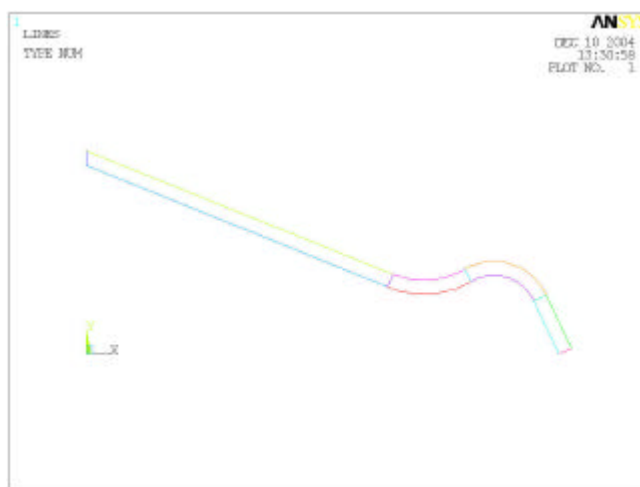


Ilustración 4-2. Líneas que representan una sección cualquiera del asiento.

Con estas líneas se han generado unas áreas en el interior que permiten mediante la rotación entorno un eje paralelo al “y” centrado en el origen la generación de un volumen de revolución que aproxima la forma del asiento sin el reborde.

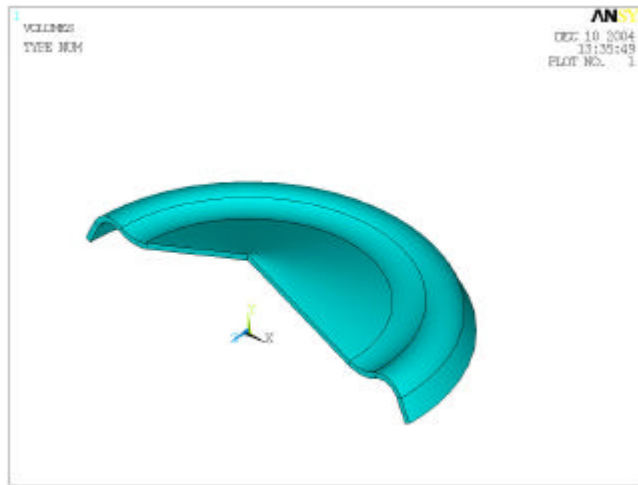


Ilustración 4-3. Volumen generado por rotación que aproxima la geometría del asiento.

A este volumen obtenido por rotación se le realizan una serie de operaciones booleanas para obtener el orificio central y el reborde. El reborde se encuentra inclinado 8° respecto el eje de rotación 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 inicialmente insertando un cilindro inclinado y eliminando las zonas internas del cilindro y el asiento.

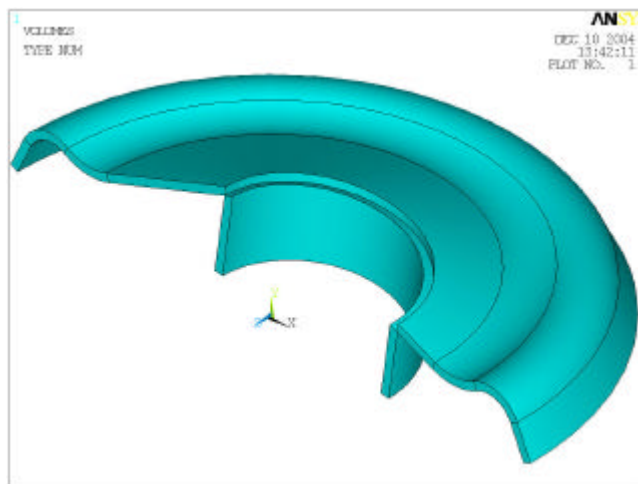


Ilustración 4-4. Obtención del orificio y del reborde del asiento.

En la geometría exacta del asiento la unión entre el reborde y el resto del asiento se realiza mediante una superficie de transición que realiza la función de acuerdo entre las dos zonas y minimiza el concentrador de tensiones que aparece entre el reborde y el resto debido al cambio de orientación. El radio de acuerdo que se empleó en esta superficie de transición es de gran importancia ya que es la zona donde se produce la rotura por fatiga. 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 del arco con ambos volúmenes. 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 plato que se elimina es la interior a un cilindro concéntrico con el reborde y que alcanza hasta los puntos de tangencia. Este proceso finaliza con la geometría que se muestra.

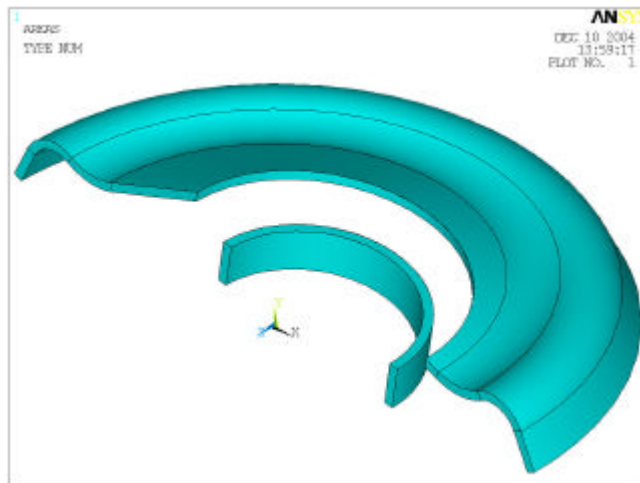


Ilustración 4-5. Primer paso para la obtención de la superficie de acuerdo entre el reborde y el resto del asiento.

A continuación se introducen los arcos de acuerdo entre la superficie exterior del reborde y la inferior del plato y la interior del reborde y la superior del plato. Con estas líneas generadas se definen unas superficies no regladas entre las zonas del reborde y del plato. Una vez definidas las superficies se genera el volumen contenido por las superficies obteniendo así el modelo sólido del asiento.

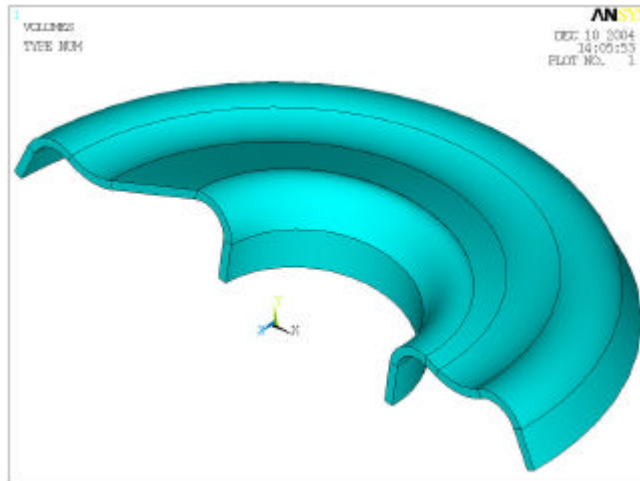


Ilustración 4-6. Volumen final que aproxima la geometría del asiento.

La geometría así obtenida es válida para un rango de valores de los distintos 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.

4.2.2. Geometría del tubo.

La construcción de la geometría del tubo es mucho más sencilla que la del asiento debido a la configuración del tubo. 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.



Ilustración 4-7. Líneas que se emplean inicialmente para generar la geometría del tubo.

Estas líneas se emplean para definir las áreas contenidas en su interior, así al rotar las áreas se forma la geometría definitiva del tubo. El volumen que se forma al rotar las áreas es el siguiente.

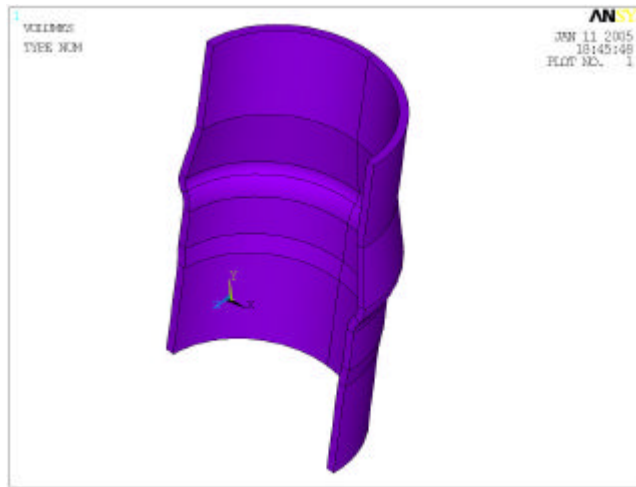


Ilustración 4-8. Volumen empleado para definir la geometría del tubo.

Al ser la geometría del tubo más sencilla que la del asiento el rango de validez de los parámetros empleados para la generación del tubo es mayor.

La geometría del tubo no se construye aislada sino que se debe introducir en el interior del asiento con una determinada interferencia entre los dos componentes. Este proceso se realiza con una interferencia definida de manera paramétrica e independiente. La interferencia se introduce como una modificación pequeña del diámetro del tubo para poder mantener el espesor constante, así se consiguen variaciones menores de la rigidez del tubo que si se modificara el espesor del tubo. La geometría final del tubo en el interior del asiento queda de la manera que sigue.

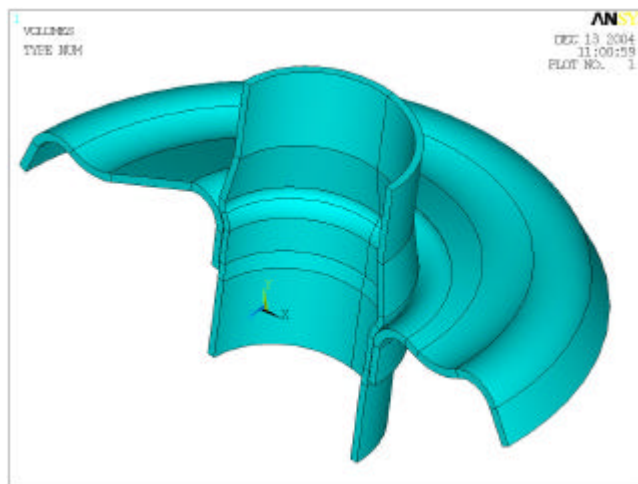


Ilustración 4-9. Geometrías del asiento y del tubo construidas conjuntamente.

Se mostrará a continuación un detalle de la zona de interferencia entre el asiento y el tubo en el caso del valor máximo considerado, que sería de 0.325mm . Esta interferencia se mide en magnitud radial y 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.

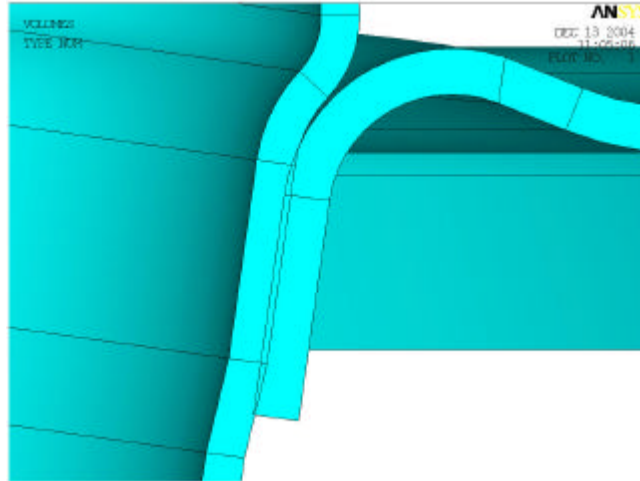


Ilustración 4-10. Zona de interferencia entre el asiento y el tubo en el caso de interferencia máxima 0.325mm .

4.3. Propiedades de los materiales del tubo y del asiento.

El material empleado para el tubo y el asiento es en ambos casos acero. En cada uno de estos elementos se requieren unas ciertas características y por tanto el tipo de acero a emplear no será el mismo, estando sometidos además a diferentes tratamientos térmicos y mecánicos. A continuación, se especifican las propiedades y leyes de comportamiento de los materiales.

Los materiales que se muestran son los mismos que los empleados cuando el proceso de unión se efectúa mediante soldadura. No obstante, dado que para esta forma de unión no se requerirán aceros soldables, quizá podría ser más adecuado el uso de otros materiales no especialmente indicados para tal fin. Esta consideración no posee carácter decisivo y tan sólo pretende hacer observar que para este método de unión ya no son necesarias las propiedades asociadas a la soldabilidad y sí probablemente otras.

El material que se emplea para el asiento se define como: EN 10149-2-S315MC. Este material se emplea para productos planos de acero soldable, laminado en caliente y alto límite elástico para conformado en frío.

Características mecánicas del material noval:

- módulo de Young: 210 GPa
- límite elástico: 315 MPa
- elongación en rotura: 20%

- límite de rotura: $390-510 \text{ MPa}$

Su composición se define a partir de los siguientes porcentajes máximos: 0.12% C, 1.30% Mn, 0.50% Si, 0.025% P, 0.020% S, 0.015% Al, 0.09% Nb, 0.20% V y 0.15% Ti.

La ley de comportamiento que se ha empleado para este material en ANSYS queda definida por los puntos que se muestran en la tabla siguiente.

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

Tabla 4-1. Puntos empleados para definir las propiedades del material del asiento en ANSYS.

El material empleado para el tubo se denomina EN 10305-2 (E235) (similar a RSt-37-2). Se trata de un acero empleado en tubos para aplicaciones de precisión: tubos estirados con soldadura en frío y para aplicaciones en sistemas hidráulicos y neumáticos.

Características mecánicas del material noval:

- módulo de Young: 210 GPa
- límite elástico: 500 MPa
- elongación en rotura: 10%
- límite de rotura: 560 MPa

La composición aproximada de este acero se define según los siguientes porcentajes: 0.22% C, 0.55% Si, 1.60% Mn, 0.025% P y 0.025% S.

En ANSYS se ha empleado este material mediante su definición con una serie de puntos para caracterizar su comportamiento, estos puntos son los que siguen.

Tensión (MPa)	Deformación
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. Puntos empleados para definir la ley de comportamiento del material del tubo.

Uno de los factores que afectan de manera importante al proceso de inserción (aunque en menor medida al de carga y descarga) es el coeficiente de rozamiento existente entre el asiento y el tubo. Este coeficiente depende del tipo de material, acabado superficial y recubrimiento de las piezas, y afecta directamente al problema de contacto. A la vista de los resultados obtenidos a partir de los ensayos y con objeto de ser aplicado al análisis de elementos finitos, se estima que el coeficiente de rozamiento estático es de 0.35. Dicho valor será el que se emplee en los modelos del problema de contacto para situaciones en las que no haya movimiento relativo entre los elementos, salvo los pequeños desplazamientos (no deseados) como consecuencia de la carga.

4.4. 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 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 requerimiento computacional. Esto se ha subsanado en cierta medida gracias a los elementos tridimensionales hexaédricos isoparamétricos de interpolación lineal (8 nodos), que proporcionan resultados más interesantes desde un punto de vista global, llegando a un acuerdo entre precisión y tiempo de computación. Por esta razón, ha sido este tipo de elementos el que más se ha empleado en los modelos iniciales, empleándose los elementos de 20 nodos sólo en los cálculos finales para obtener resultados finales más precisos. 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.

4.4.1. 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). 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 (referencias [7,8]). 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*.

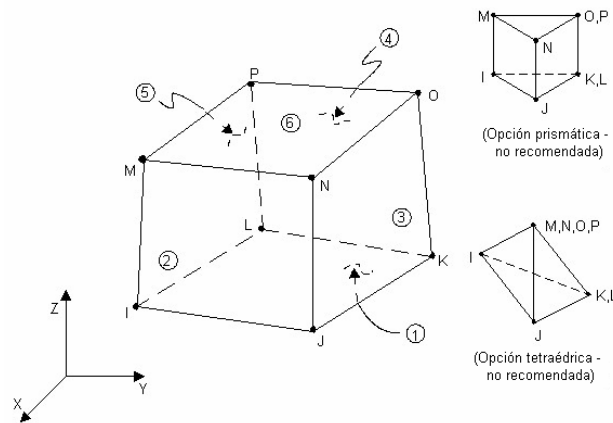


Ilustración 4-11. Elementos *SOLID 185* de 8 nodos, posición de los nodos y grados de libertad.

4.4.2. Elementos hexaédricos de 20 nodos.

Los elementos hexaédricos de 20 nodos se han empleado en pocos casos en los que se requería una mayor precisión en los resultados pero sin aumentar en exceso el número de grados de libertad del problema. Los elementos que se han empleado son los de tecnología análoga a los anteriores de 8 nodos es decir, los *SOLID 186*, con buen comportamiento en el caso de plastificación generalizada debido a su comportamiento incompresible.

- Elementos *SOLID186*: Se trata de un tipo de elementos parabólicos empleado para el modelado 3-D de estructuras sólidas con geometría compleja, con 20 nodos y 3 grados de libertad en cada uno de ellos (desplazamientos en las direcciones x , y , z locales). Poseen un esquema de integración de 14 puntos y cuentan con la opción de emplear un esquema $2 \times 2 \times 2$ con métodos de integración selectiva \bar{B} , como los anteriores. 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 *CONTA174* y *TARGE170*.

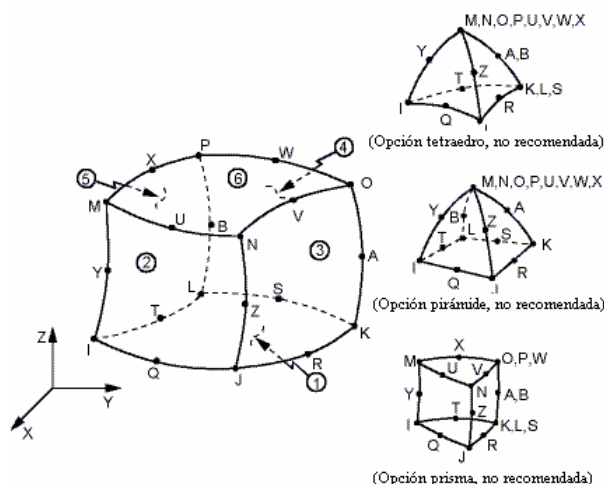


Ilustración 4-12. Elemento de 20 nodos, posición de los nodos y grados de libertad.

4.4.3. 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. El tipo y la geometría de los elementos de contacto depende de los elementos que definen la configuración del problema. Así, en los modelos tridimensionales del problema se han utilizado dos tipos de elementos de contacto para una de las superficies (*CONTA173* y *CONTA174*, para los elementos isoparamétricos de interpolación lineal y cuadrática respectivamente) y el mismo tipo para la otra superficie (*TARGE170*).

- 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 sin nodos en los puntos intermedios de los lados. Se pueden emplear tanto en análisis estructural 3-D como con acoplamiento térmico-estructural.
- Elementos *CONTA174*: Se trata de elementos de contacto 3-D superficie-superficie con 8 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 parabólicos. También se pueden emplear sobre mallas de elementos tridimensionales o de lámina lineales. Se pueden emplear tanto en análisis estructural 3-D como cuando existe 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.

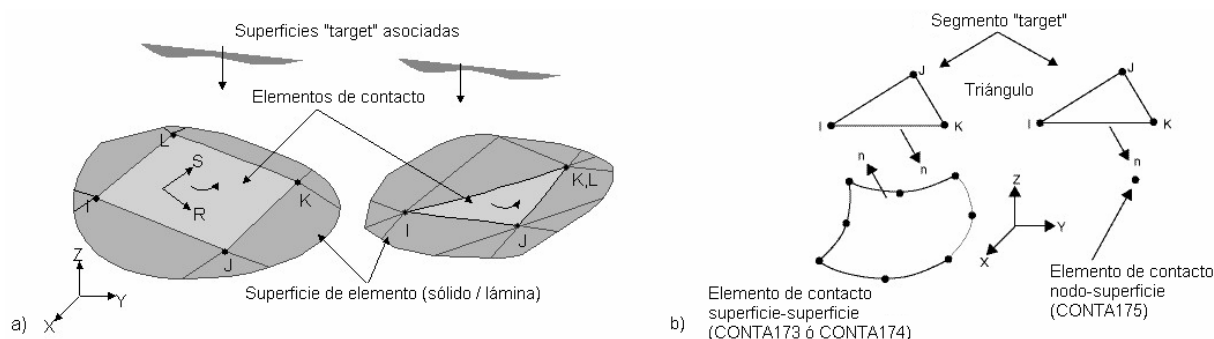


Ilustración 4-13. Elementos de contacto 3-D: a) CONTA173, b) TARGE170.

4.5. Mallado de la Geometría.

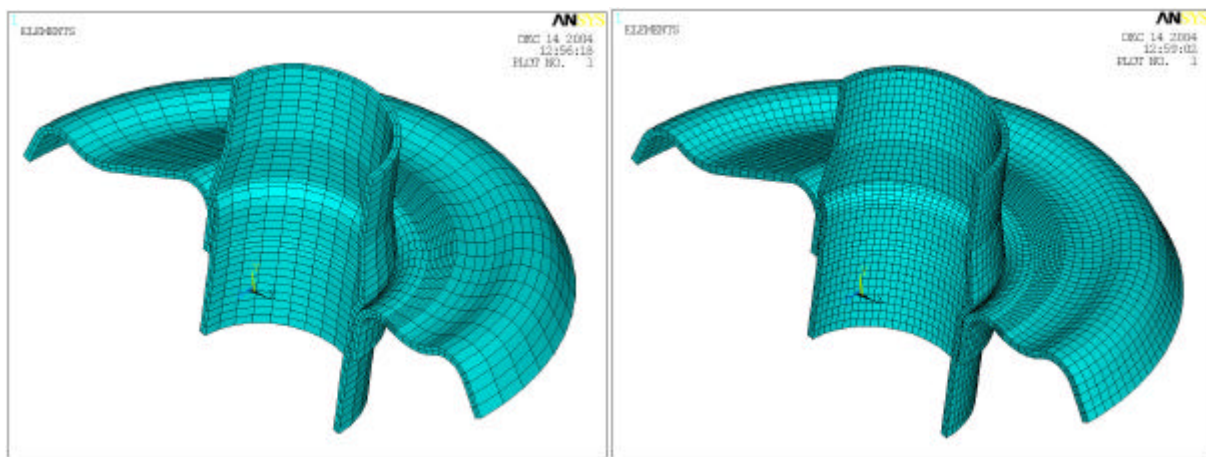
El mallado de la geometría es un proceso de vital importancia en la resolución de un problema mediante el método de los elementos finitos. Una malla más fina representa mejor la geometría del problema y contiene un número mayor de grados de libertad, por lo que será más flexible y tendrá valores mayores 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, ya que los elementos de primer orden tienen una formulación más rápida, pero los elementos de órdenes superiores si cuentan con mayor número de puntos de integración permiten obtener resultados más precisos y se adaptan 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 variar la malla empleada y comparar los resultados obtenidos. Al refinar la malla se hace más

flexible el problema, por lo que los desplazamientos aumentan, hasta un determinado valor que corresponde a la solución real del problema (con infinitos grados de libertad), por encima del cual no aumentan más los desplazamientos. Además de la convergencia de los resultados es también un parámetro importante el tiempo de resolución empleado, puesto que al ser el proceso de optimización iterativo se deberán resolver muchos problemas distintos y la ganancia en tiempo de resolución en cada uno de ellos revierte en una ganancia global de tiempo al final del proceso de optimización. De todas formas los resultados obtenidos en tiempo de resolución no son totalmente fiables debido a que no se puede asegurar que el estado de la memoria del ordenador fuera el mismo en todos los casos estudiados. Para realizar el estudio de convergencia se ha tomado como variable principal el número de grados de libertad totales en el problema. Este número se ha variado en función del número de elementos en el espesor del tubo y del asiento, importante para obtener la evolución de las variables en el espesor. En función del número de elementos empleados en el espesor se ha modificado el número de elementos situados en distintas zonas del modelo para obtener elementos con poca distorsión. Una distorsión excesiva daría lugar a problemas en la resolución del contacto, ya que las superficies se deforman al entrar en contacto produciéndose una modificación del aspecto de los elementos.

A continuación se presentan las dos configuraciones más empleadas del modelo mallado con elementos lineales.

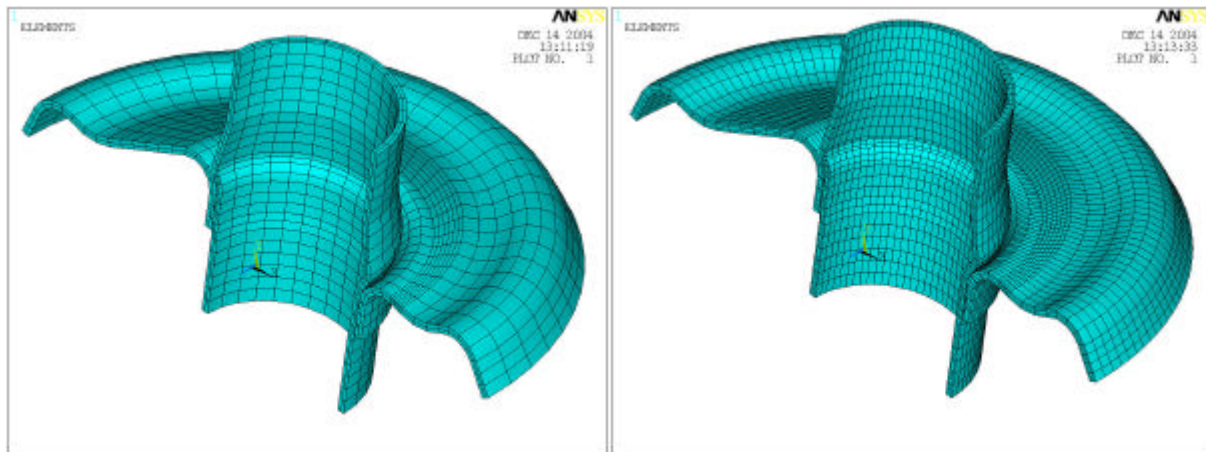


(a)

(b)

Ilustración 4-14. Modelo del asiento y el tubo mallados con elementos lineales. En primer caso con 2 elementos en el espesor y 15552 grados de libertad totales (a). En segundo caso con 4 elementos en el espesor y 68340 grados de libertad en total (b).

Las configuraciones que se han mostrado más prácticas del modelo mallado con elementos parabólicos son las que aparecen seguidamente.

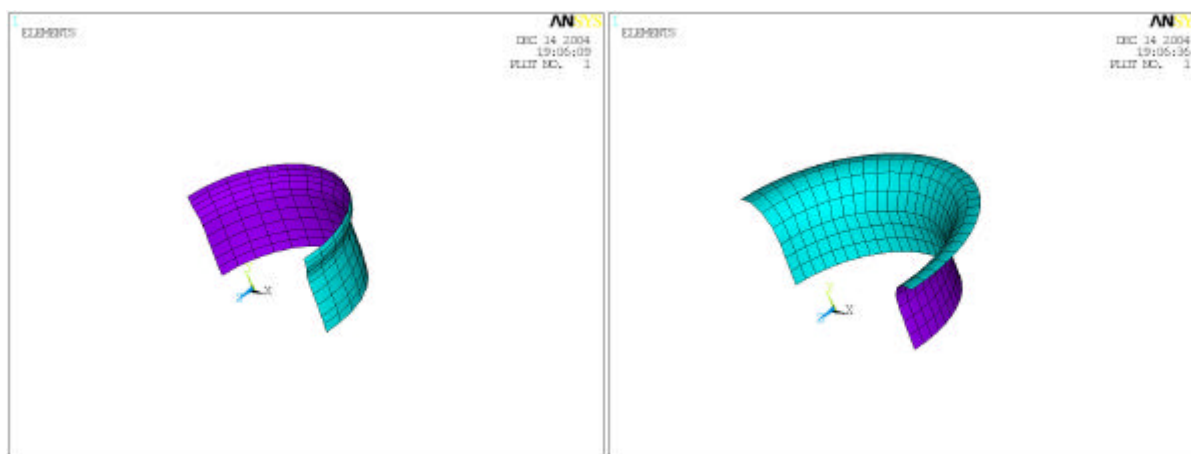


(a)

(b)

Ilustración 4-15. Amortiguador mallado con elementos parabólicos. Modelo con 2 elementos en el espesor y un total de 30426 grados de libertad (a). Amortiguador mallado con 3 elementos en el espesor y 53700 grados de libertad totales.

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 se ha de elegir para colocar los elementos de contacto debe ser lo suficientemente grande para que se recojan todas las posibles zonas de interferencia en el proceso de carga y descarga, pero una zona de contacto excesivamente grande introduce lentitud en los cálculos puesto que se comprueba si existe penetración entre los elementos de contacto. Para seleccionar la zona de contacto del asiento se ha tomado todo el reborde inferior y la zona curva de unión con el resto del asiento. 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 una que empieza por debajo del reborde del asiento y que llega hasta el saliente del tubo. Por lo que queda cubierta completamente la zona que puede entrar en contacto sin que se introduzcan demasiados elementos de contacto. El tubo se ha mallado según la situación con elementos *CONTA 173* o *CONTA 174*. Las dos zonas de contacto malladas se muestran a continuación.



(a)

(b)

Ilustración 4-16. 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.

4.6. Aplicación de cargas y condiciones de contorno.

El proceso de entrada en contacto entre el tubo y el asiento se realiza de manera directa. Se ponen en contacto la superficie del tubo y del asiento simulando un proceso de calentamiento del asiento y su posterior contracción hasta encontrar la superficie del tubo. Este proceso es más rápido de resolver que el proceso real de inserción del asiento en el tubo. Posteriormente se deberán comprobar la validez de los resultados así obtenidos.

La simulación del proceso de carga cíclica se realiza por medio de la aplicación de una fuerza distribuida según una circunferencia aproximadamente en la zona donde asienta el muelle, sobre los nodos de la cara “cóncava”. La dirección de esta fuerza posee una inclinación de 8° con respecto al eje del tubo y su resultante es de 5000 N en el caso de carga y cero en el de descarga. Al emplear un modelo simétrico se aplica la mitad de la carga completa que actuaría en el modelo completo. 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.

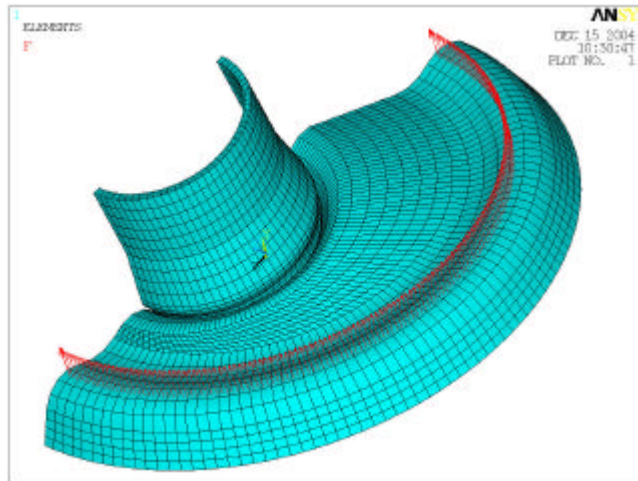
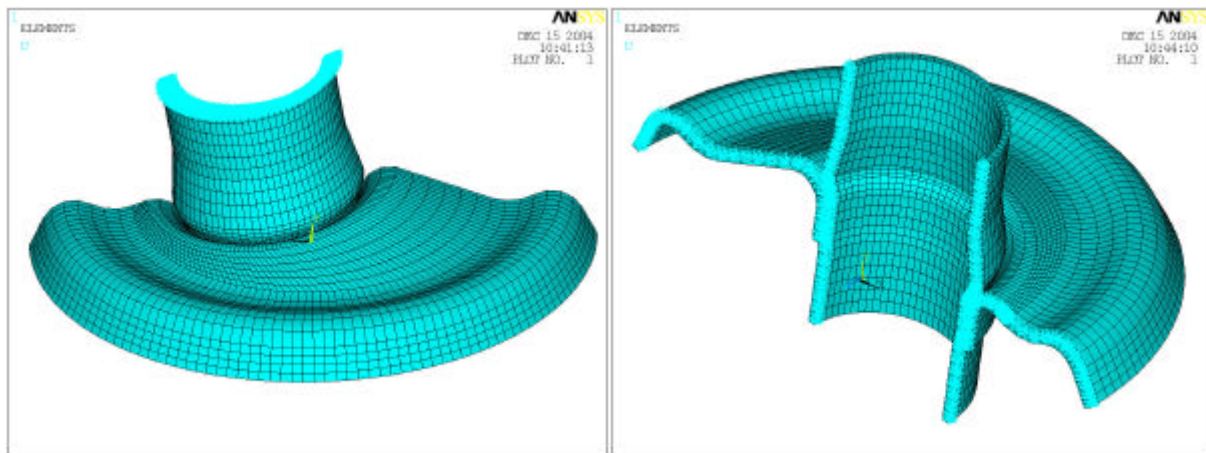


Ilustración 4-17. Amortiguador cargado con una carga total de 5000 N.

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, puesto que después de ellos las magnitudes quedan estabilizadas y oscilan entre valores prácticamente constantes a lo largo de los sucesivos ciclos.

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, 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. Además como se ha estudiado un modelo simétrico se aplican condiciones de simetría en el plano de simetría del asiento. Estas condiciones de simetría consisten en impedir los desplazamientos en la dirección perpendicular al plano de simetría quedando libres los otros desplazamientos, ya que son simétricos.



(a)

(b)

Ilustración 4-18. Condiciones de contorno aplicadas al amortiguador. En la figura (a) condiciones de empotramiento. En (b) condiciones de simetría. Ambas se aplican conjuntamente se muestran separadas por claridad.

4.7. Proceso de resolución.

El proceso de resolución se ha dividido en una serie de pasos de carga para asegurar el mantenimiento de los datos resueltos correctamente en caso de que éste se vea truncado por un fallo del modelo o por causas externas a la propia simulación. De este modo, se realizan 8 pasos de carga en total: el primero corresponden a la entrada en contacto y los siete restantes se refieren al proceso de carga cíclica (tres cargas y tres descargas alternativas). Para desarrollar un análisis eficiente, en cada paso de carga se especifica el tamaño de los subpasos, 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. La primera carga se realiza en dos pasos para mejorar el tiempo de resolución. Esto se debe a que hasta que no se aplica aproximadamente el 70% de la carga total el problema converge rápidamente, pero a partir de ese valor de carga la plastificación se generaliza y la convergencia es más lenta, por lo que se requieren incrementos de carga menores. Al dividir la primera carga en dos pasos de carga se pueden emplear incrementos de carga grandes en el primer paso de carga y menores en el segundo. En la descarga se emplean subpasos grandes puesto que la descarga es lineal y elástica, con lo que la convergencia es rápida. En las sucesivas cargas el proceso también se desarrolla bajo un comportamiento elástico casi en su totalidad, por lo que se pueden emplear incrementos de carga mayores que en la primera carga. Así se ha conseguido reducir de manera considerable el tiempo de resolución.

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. El valor máximo elegido para la penetración permitida tras cada subpaso 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 en el contacto (FKN) y del tamaño de la zona donde se evalúa la posibilidad de existencia de contacto (PINB), se toma tras un proceso de sucesivas pruebas en el que se pretende optimizar el proceso iterativo. Las directrices principales que se deben seguir en la elección de los valores de rigidez y tolerancia son las siguientes:

- a) se parte de valores no muy elevados para ambos parámetros;
- b) si la convergencia es lenta debido a 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 la costosa reducción de las fuerzas internas nodales (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 el modelo final los valores elegidos para los parámetros del contacto son: factor de rigidez de 3.5, penetración máxima permitida de 0.01 mm (ya comentado) y tamaño de la región donde se evalúa la existencia de contacto de 0.5 mm.

Entre los modelos plásticos que se disponen, el que ofrece un mayor interés para este proyecto (y que será utilizado) es el de endurecimiento cinemático, que tiene en cuenta el efecto Bauschinger.

4.8. Estudio de la vida a fatiga de los componentes.

En el proceso de optimización que se lleva a cabo en este proyecto se restringe la vida del asiento y del tubo, para que se pueda obtener un modelo que cumpla unas determinadas especificaciones en términos de resistencia a fatiga. Estas restricciones hacen 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 vida a fatiga y se calcula la vida total del asiento y del tubo.

4.8.1. Introducción y 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 \sqrt{K} , 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). 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 s_f (MPa), la deformación real de fractura o ductilidad $\underline{\epsilon}_f = \ln(100/(100-RA))$, 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, mínima, media y amplitud:

$$S_{max} = S_m + S_a \quad (4.8.1)$$

$$S_{min} = S_m - S_a \quad (4.8.2)$$

$$R = S_{min} / S_{max} \quad (4.8.3)$$

$$A = S_a / S_m \quad (4.8.4)$$

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

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 y con 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 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 tiene la siguiente ecuación para la vida, en términos de deformación, para elementos axiales lisos pequeños:

$$\frac{s_f'}{2} \left(\frac{e_p}{2} \right)^b + \frac{e_p}{2} = \frac{s_a}{E} (2N)^c \quad (4.8.5)$$

$$\text{con } \frac{e_p}{2} = \frac{e_p'}{2E} \left(\frac{s_a}{E} \right)^c \quad (4.8.6)$$

donde s_f' y e_f' son los coeficientes de resistencia y ductilidad a fatiga, b y c son los exponentes de resistencia y ductilidad a fatiga (negativos), E es el módulo de elasticidad y s_a es la amplitud de la tensión.

Según la ecuación de Basquin (1910), el comportamiento elástico lineal se puede transformar de la forma siguiente: $s/2 = s_a = s_f' \cdot (2N)^b$, y la relación de Manson-Coffin (1960) entre la vida y la deformación plástica es: $e_p/2 = e_f' \cdot (2N)^c$.

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

$$\frac{1}{2} \left(\frac{S_f - S_m}{E} \right) (2N)^b + \frac{1}{2} \left(\frac{S_f + S_m}{E} \right) (2N)^c \quad (4.8.7)$$

Otra ecuación de vida, basada en la deformación y fractura obtenida a través de las tensiones principales, es la dada por Smith, Watson y Topper:

$$s_{max} \cdot e_a \cdot E \left(\frac{S_f}{E} \right)^2 \cdot (2N)^{2b} + \frac{1}{2} \left(\frac{S_f + S_m}{E} \right) \cdot E \cdot (2N)^{b+c} \quad (4.8.8)$$

donde $s_{max} = s_m + s_a$ y e_a es la amplitud de la deformación. 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 forma doblemente logarítmica a través del ratio de crecimiento de grieta por fatiga (da/dN , en m/ciclo) frente al rango del factor de intensidad de tensiones según el modo I ó abierto ($\Delta K_I = K_{max} - K_{min}$, en $MPa \cdot m^{1/2}$). El valor máximo y mínimo del factor K se refieren a 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 del ratio de crecimiento de grieta (da/dN) como una función de ΔK_I en escala doblemente logarítmica puede dividirse en tres regiones. La región I indica el valor umbral ΔK_{th} según el cual no existe crecimiento de grieta observable. 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:

$$\frac{da}{dN} = A \cdot (\Delta K_I)^n \quad (4.8.9)$$

donde n es la pendiente de la curva y A es el coeficiente encontrado para producir una extensión con $\Delta K_I = 1 \text{ MPa} \cdot m^{1/2}$. 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.

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 (que es una modificación de la ecuación de Paris):

$$\frac{da}{dN} = \frac{A \cdot (K)^n}{(1 - R)K_c} \cdot K \quad (4.8.10)$$

donde A y n son constantes empíricas del material a fatiga.

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 ocurrido entre dos superficies de 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 ó 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 (referencias [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 (ya definido):

$$\sigma_{\max} \cdot \sigma_a \cdot E \cdot (\sigma_f')^2 \cdot (2N)^{2b} \cdot \sigma_f' \cdot \sigma_f' \cdot E \cdot (2N)^{b \cdot c} \quad (4.8.11)$$

A través de 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 misma dirección sea más elevado. Es preciso observar que no sería correcta la evaluación de las magnitudes (tensiones y deformaciones) principales únicamente, de acuerdo con 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. En todos estos nodos se evalúa el producto entre las tensiones y diferencia de deformaciones en la misma dirección. El nodo con mayor valor de este producto será considerado como el nodo crítico para el tubo y el asiento.

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

Una vez seleccionado el punto más desfavorable para la iniciación de grieta (que en este problema se hallará en la superficie del elemento), se supone que la grieta se propagará a través del espesor en dirección perpendicular a la superficie. Esta suposición se aplica a la hora de seleccionar los puntos donde evaluar los campos de tensiones y deformaciones para cada

profundidad de grieta. Por tanto, se tiene la incongruencia de 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. Esto se ha realizado de tal forma debido a la dificultad de proceder de un modo más exacto.

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.

Este proceso se realiza definiendo un *path* en 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.

En paralelo a la determinación de 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):

$$\frac{da}{dN} = A \cdot (K_I)^n \quad (4.8.12)$$

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, 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, para cada uno de los puntos definidos en el espesor, a través de la siguiente expresión:

$$K_I = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\frac{2}{\pi}} \int_0^a w(t) \cdot \sigma_x(t) dt \quad (4.8.13)$$

donde β es un factor asociado a la forma de crecimiento de la grieta: $\beta = \frac{2}{8} \left(3 + \frac{2a}{c} \right)^2$.

a es la longitud (profundidad) de la grieta.

c es el semiancho de la grieta.

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

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

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

con $r = a/e$ ($e =$ espesor),

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

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

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:

$$N_p(a) = \int_a^e \frac{da}{A \cdot K_I(a)^n} \quad (4.8.14)$$

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 que poseerán las curvas de vida (iniciación, propagación y vida total) en un elemento se muestran en la figura siguiente.

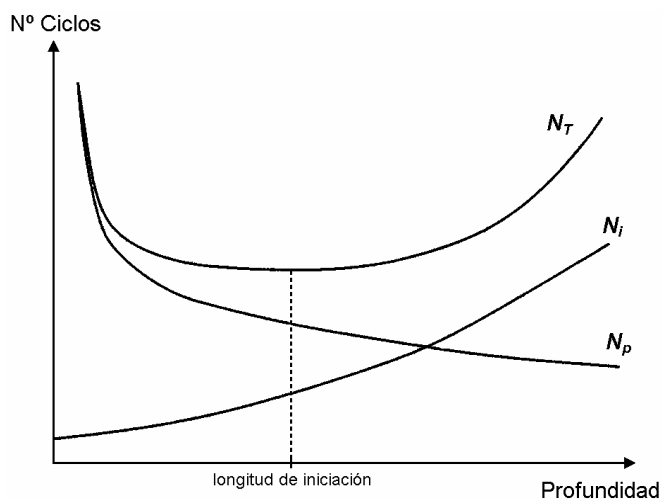


Ilustración 4-19. Estimación de las curvas de vida total (NT), de iniciación (Ni) y de propagación (Np).

4.8.3. Propiedades de los materiales a fatiga.

De acuerdo a los criterios seguidos y a las expresiones utilizadas, existen una serie de datos y parámetros que deben ser definidos. La mayoría de ellos son específicos del material de que se trate y sus valores 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 son los siguientes:

* $A = 6.9 \cdot 10^{-12}$, $n = 3.0$ para aceros ferrítico-perlíticos (asiento y tubo)

(en las unidades adecuadas para que da/dN resulte en m/ciclo)

* $A_1 = 0.6147$, $B_1 = 17.1844$, $C_1 = 8.7822$

$A_2 = 0.2502$, $B_2 = 3.2889$, $C_2 = 70.0444$ (para el asiento y el tubo)

* $a/c = 0.1$ para el asiento y el tubo

(la modificación entre 0.1 y 0.5 no produce variaciones apreciables)

Los parámetros empleados en el criterio de iniciación de grieta de Smith, Watson y Topper son específicos del material, pero no se dispone de datos precisos para los materiales del tubo y el asiento. Así, utilizando los parámetros obtenidos para otros materiales, de características parecidas en lo que se refiere a propiedades mecánicas y composición, se pueden obtener conclusiones aceptables para el caso que se analiza. Se listan a continuación los valores de los datos para algunos materiales similares a los del asiento y el tubo (referencia [2]), 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
sf' (MPa)	1019	1511
ef'	0.846	1.684
b	-0.109	-0.093
c	-0.616	-0.698

Tabla 4-3. Datos para la aplicación del criterio de Smith, Watson y Topper.