

CAPÍTULO 4. MODELO DEL ACOPLAMIENTO EJE-CUBO.

4.1. Introducción.

Para llegar a un buen resultado del problema planteado mediante el MEF hay que tener en cuenta las necesidades que plantea el problema. Entre ellas destacan claramente dos que se encuentran interconectadas.

En primer lugar la necesidad de un buen refinamiento de la malla del eje en la zona donde entra en contacto con el cubo. Esto es necesario ya que es una zona crítica, donde se producen los mayores gradientes de tensiones.

En segundo lugar hay que tener en cuenta que para el cálculo de la vida de iniciación de las grietas es necesario evaluar la tensión y la deformación a una profundidad del orden de micras respecto de la superficie del eje. Esto también requiere un mayor refinamiento de la malla en dicha zona para poder realizar dichas evaluaciones en una zona de la malla donde la solución sea aceptable.

Estos dos factores han influido decisivamente tanto en la elaboración del mallado como en la elección del método de resolución del problema. Esto se debe a que debido al gran refinamiento de malla que se requiere en la zona del borde del contacto, el mallado del resto del modelo queda condicionado por dicha zona. Por ello, y para obtener un tiempo de resolución factible para un proceso de optimización como el que se pretende, se ha decidido utilizar el procedimiento de submodelado. Este procedimiento usa dos modelos. Uno completo en el que los elementos son bastante mayores de lo requerido en la zona crítica, y otro que sólo modela la zona crítica en el que los elementos tendrán las dimensiones necesarias para obtener unos resultados correctos.

En primer lugar se describirá el proceso para la generación del modelo. Posteriormente, tras la presentación de las características del material se definen los elementos empleados. Seguidamente se procede al mallado de la geometría. Tras este mallado se aplican tanto las cargas como las condiciones de contorno. Después de la definición de los parámetros para la resolución se procede con ella y por último se postprocesan los resultados con los que se estudia la vida a fatiga.

4.2. Generación de la geometría paramétrica del ajuste eje-cubo.

Para el estudio del fenómeno de fretting fatiga que se produce en la unión a presión entre un cubo y un eje se ha creado un modelo de eje biapoyado con un cubo insertado a presión en la disposición que aparece en la siguiente figura.

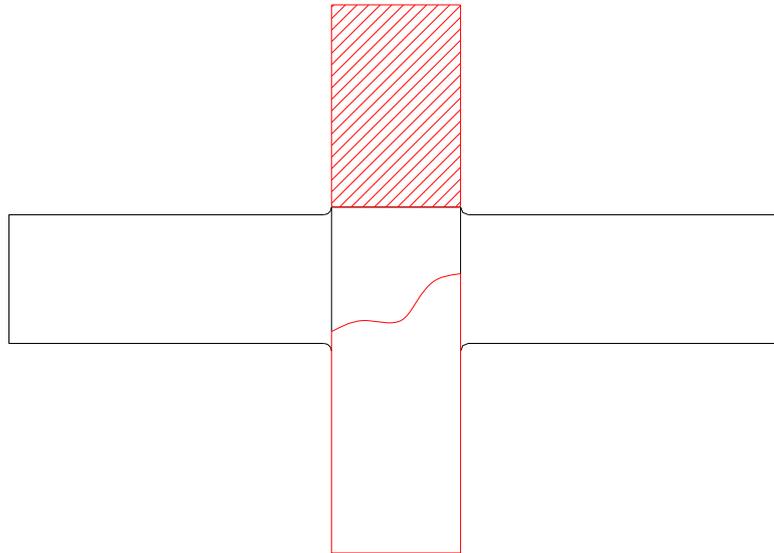


Figura 4.1. Modelo objeto del estudio a fretting fatiga.

La zona crítica del modelo es aquella en la que el cubo entra en contacto con el eje, zona que se muestra ampliada en la siguiente figura. En ella se distingue el radio de acuerdo del eje R y el radio de acuerdo del cubo R_{cubo} .

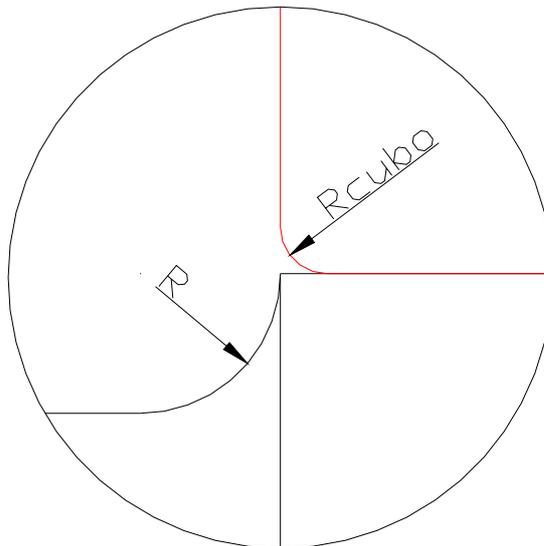


Figura 4.2. Detalle de los radios de acuerdo del eje y del cubo.

El problema a resolver es el de el acoplamiento eje-cubo anteriormente expuesto con unas cargas consistentes en una carga vertical y un par de cargas en el cubo que generan el

torsor. El modelo se ha generado de forma paramétrica. De este modo se puede obtener la geometría en ANSYS de forma automática. La geometría del acoplamiento es la siguiente.

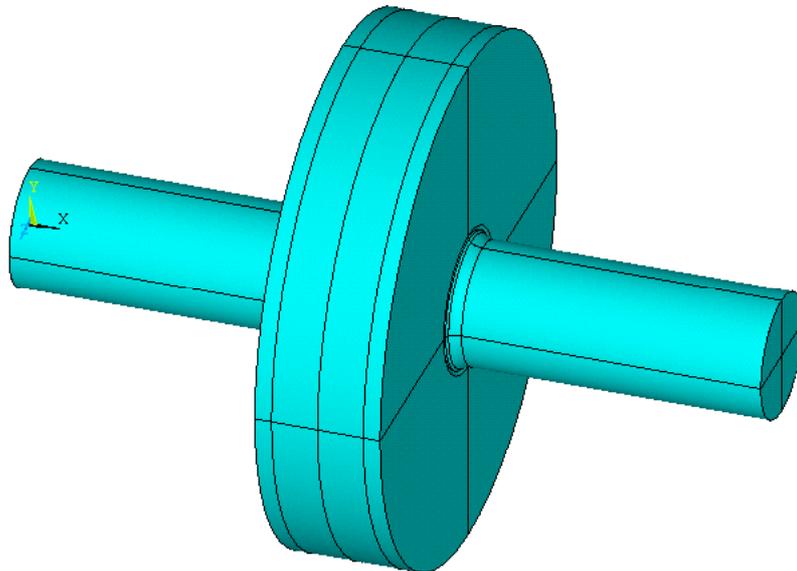


Figura 4.3. Geometría del sistema mecánico eje-cubo

En la siguiente figura se muestra más en detalle la zona del eje en la que se acopla el cubo.

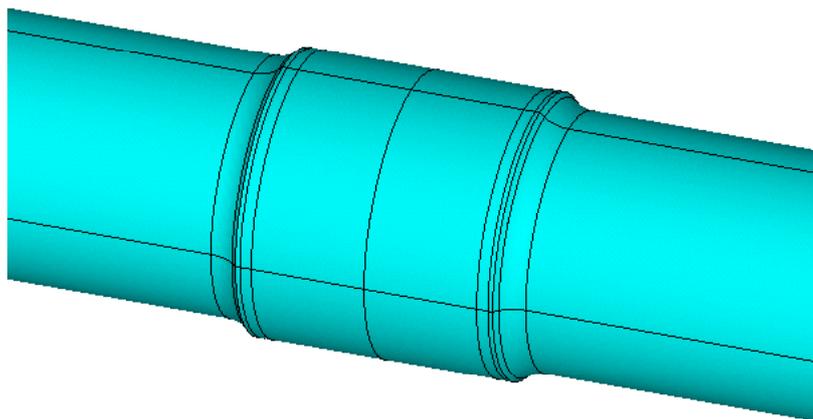


Figura 4.4. Geometría del eje en la zona de unión con el cubo.

De esta manera, y tal y como se justificará más adelante, se ha optado por un modelo simétrico. El plano de simetría es el plano perpendicular al eje que pasa por su centro. Así se reduce considerablemente el número de ecuaciones a resolver por parte del programa de elementos finitos y consecuentemente el tiempo de resolución. De este modo se puede cambiar cualquier dimensión de forma inmediata. Esta era una de las condiciones que debía de cumplir el modelo para que se pudiera utilizar en el proceso de optimización. Las dimensiones del mismo son:

$$\left. \begin{aligned} d_{eje}^{nom} &= 50mm \\ d_{eje}^{ajuste} &= 52.5mm \\ \delta &= 50\mu m \\ L &= 300mm \\ t &= 50mm \\ d_{cubo}^{ext} &= 212mm \\ r &= 8mm \\ r_{cubo} &= 2.5 \end{aligned} \right\} \quad (4.2.1)$$

donde δ es la interferencia, L la longitud del eje y t es el ancho del cubo.

Los valores mostrados son los nominales. La interferencia δ , el radio de acuerdo en el eje r , el radio de acuerdo en el cubo r_{cubo} y el diámetro del eje en el ajuste d_{eje}^{ajuste} son variables de diseño en el problema de optimización.

La geometría del modelo resultante teniendo en cuenta la simetría del problema es la siguiente.

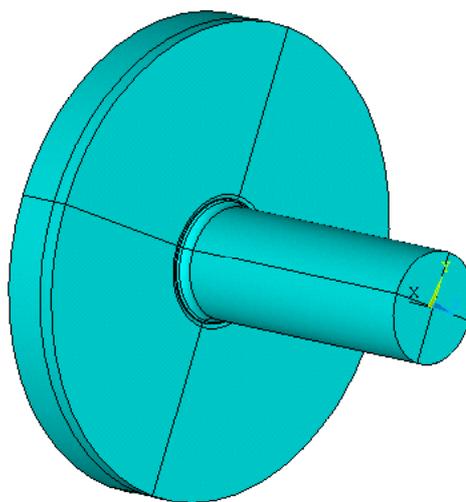


Figura 4.5. Geometría del modelo.

4.2.1. Generación de la geometría del eje.

Para la obtención de la geometría del modelo se comienza con la generación del eje. En primer lugar se dibujan las líneas que delimitan una sección cualquiera del mismo. Éstas, que se muestran en la siguiente figura, delimitan las áreas que siendo rotadas entorno al eje x generan el volumen del eje.



Figura 4.6. Líneas que generan el eje.

Como se observa, se han generado varias áreas cuando el volumen del eje se podría crear por la rotación de una única área. Todas estas áreas una vez rotadas generan distintos volúmenes que sumados forman el eje completo. Esto se ha realizado así para un mejor control del mallado en las distintas zonas del eje, según se necesite un mallado más o menos fino.

El volumen resultante de la revolución de las áreas que delimitan las líneas mostradas en 360° se presenta en la siguiente figura, donde se observa cómo se dividen todos los volúmenes en cuatro partes iguales.

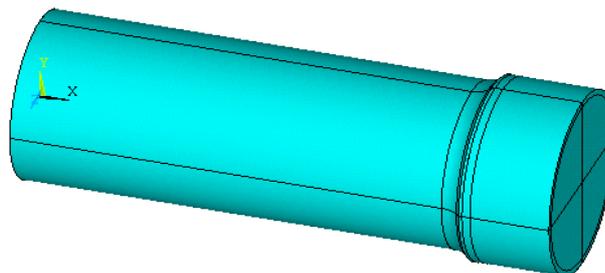


Figura 4.7. Geometría del eje del modelo tras la revolución.

4.2.2. Generación de la geometría del cubo.

Para la obtención de la geometría del cubo se procede de forma análoga a la utilizada para el eje. Se crea un área a partir de una serie de líneas, elegidas para simplificar el mallado y se rota dicho área alrededor del eje de revolución.

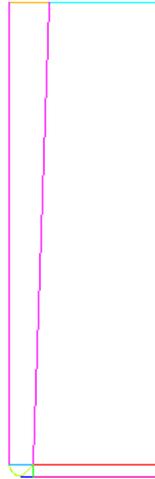


Figura 4.8. Líneas que generan el cubo.

El cubo, al igual que el eje queda dividido en cuatro cuadrantes para su posterior mallado.

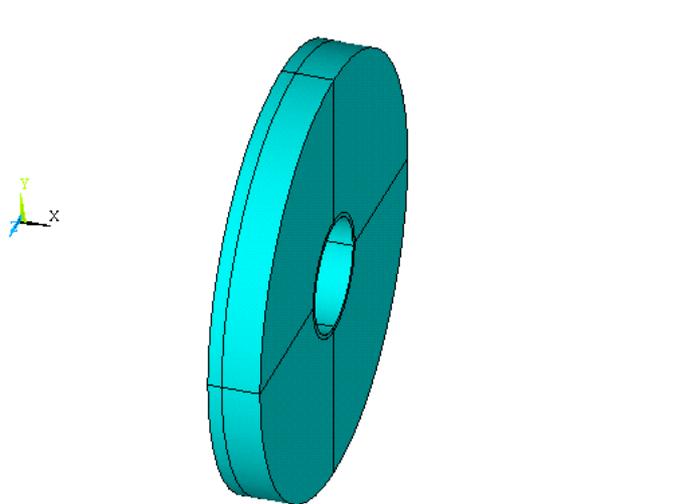


Figura 4.9. Geometría del cubo del modelo tras la revolución.

4.2.3. Generación de la geometría del submodelo.

Como se comenta más arriba, para la viabilidad del proceso de optimización, en el que se tiene que evaluar gran número de veces la función objetivo (cada evaluación implica una resolución del problema de elementos finitos), se ha optado por el submodelado.

El submodelo que se presenta en la siguiente figura representa la porción más desfavorable del sistema eje-cubo.

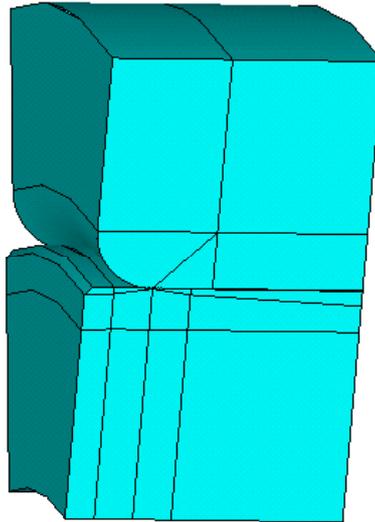


Figura 4.10. Geometría del submodelo empleado.

El procedimiento para la creación del presente submodelo se inicia con una serie de operaciones booleanas y cortes en los que se va eliminando volúmenes hasta obtener los volúmenes del submodelo.

Como se observa, ha sido necesaria la generación de distintos volúmenes para la posterior obtención de un mallado congruente. Estos nuevos volúmenes se han obtenido mediante cortes de la geometría con áreas planas y cilíndricas.

La zona donde entra en contacto el cubo con el eje se muestra a continuación en mayor detalle. Esta es la zona crítica del modelo donde es de esperar que se produzca la nucleación de las grietas. Por ello es aquí donde se busca un mallado lo suficientemente fino para poder evaluar el estado de tensiones y deformaciones a la distancia a_0 dada por las propiedades del material y del ciclo de carga.

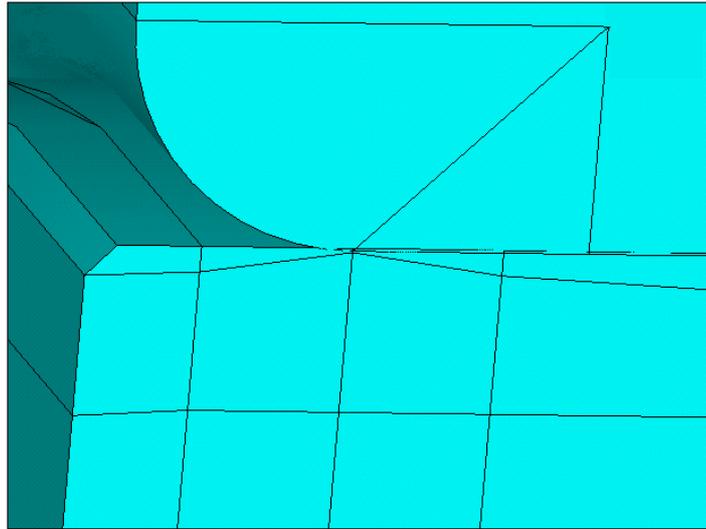


Figura 4.11. Zona crítica del contacto

4.3. Propiedades del material empleado.

El material empleado tanto para el eje como para el cubo es el acero AISI/SAE 1045 con el tratamiento Quenched & Tempered (revenido y templado).

Las características mecánicas son las siguientes:

- Módulo de Young 210 Gpa
- Límite elástico 500 Mpa
- Límite de rotura 725 Mpa
- Coeficiente de Poisson 0.3

Las propiedades a fatiga de dicho material son:

- Coeficiente de resistencia a la fatiga (σ_f') 1225 Mpa
- Exponente de resistencia a la fatiga (b) -0.095
- Coeficiente de ductilidad a la fatiga (ϵ_f') 1
- Exponente de ductilidad a la fatiga (c) -0.66

La composición del acero viene dado por los siguientes porcentajes en peso: 0.43-0.5% C , 0.6-0.9% Mn , 0.04% (máx) P y 0.05% (máx) S .

Otro parámetro importante es el coeficiente de rozamiento que se ha tomado como 0.2 para el proceso de entrada en contacto. Para el proceso de carga y descarga, donde se produce el fretting, se toma un coeficiente de rozamiento igual a 0.5. Este valor se justifica de ensayos realizados anteriormente, donde quedó de manifiesto un sensible aumento del coeficiente de

rozamiento durante la aplicación de un número considerable de ciclos. Este aumento se debe al desgaste que se produce en las superficies de contacto. Por tanto el valor tomado se considera adecuado para el problema que se estudia.

El cálculo que se va a realizar es elástico por simplicidad. El primer punto a tener en cuenta es que no se modela el proceso de montaje por cuestiones de tiempo de resolución que impediría la optimización del modelo. Debido a que las mayores deformaciones plásticas se producirían en dicho proceso, no se van a tener en cuenta dichas deformaciones. De esta manera se va a resolver el modelo suponiendo que se trata de un material elástico lineal.

4.4. Tipos de elementos empleados.

En la realización del modelo se han utilizado varios tipos de elementos de acuerdo con las características de los distintos análisis llevados a cabo. Los elementos que a priori deben proporcionar mejores resultados son los tridimensionales hexaédricos isoparamétricos de interpolación cuadrática (20 nodos). Sin embargo su uso se ha reducido por su elevado coste computacional. Para evitar la gran cantidad de ecuaciones generadas por los elementos de 20 nodos se ha optado en la mayoría del estudio por unos elementos de 8 nodos que son tridimensionales hexaédricos isoparamétricos de interpolación lineal. De esta forma se reduce considerablemente el tiempo de resolución del modelo. Además del número de nodos de cada tipo de elemento, es un factor importante la consideración de los grados de libertad asociados a cada nodo, ya que cada uno supondrá una incógnita y caracterizará el campo de desplazamientos resultante.

Como en cualquier problema de contacto es necesario el uso de unos elementos específicos denominados *elementos de contacto*. La elección del tipo de elemento de contacto está condicionada en parte por el tipo de elemento que se encuentra bajo él, como se verá más adelante.

En los siguientes apartados se muestran los distintos tipos de elementos utilizados en ANSYS®.

4.4.1. Elementos tridimensionales hexaédricos de 8 nodos.

Los elementos de este tipo empleados forman parte de la librería de elementos de ANSYS®. Éstos son los denominados *SOLID45* ya que sus características se adaptan bien al problema en cuestión. Son los que ofrecen una mejor relación entre una buena solución y un tiempo de resolución razonable. Las características son las siguientes:

El elemento *SOLID45* 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 la opción de integración reducida en un punto que no se ha usado aquí. Estos elementos son capaces de simular fenómenos de plasticidad, *creep*, endurecimiento por deformación, grandes desplazamientos y grandes deformaciones. Los elementos de contacto asociados a ellos son del tipo *CONTA173* y *TARGE170* como se comentará a continuación.

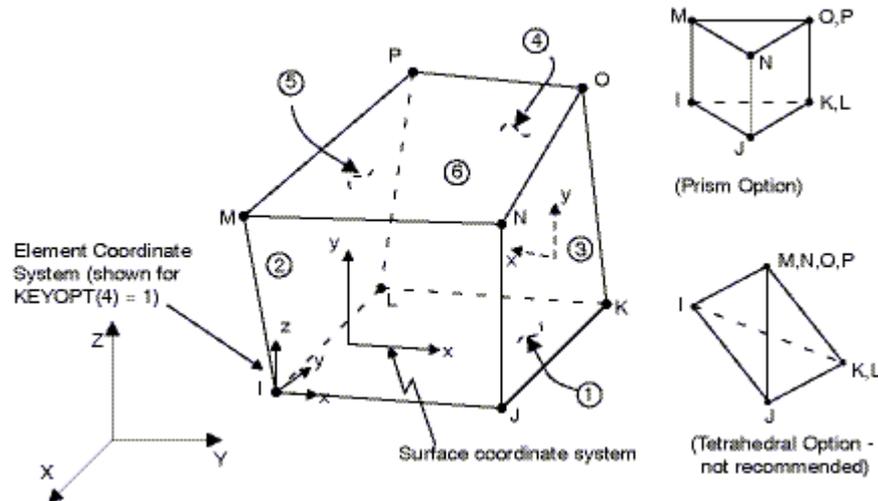


Figura 4.12. Elemento *SOLID45*.

4.4.2. Elementos tridimensionales hexaédricos de 20 nodos.

La resolución con este tipo de elementos es más exacta. Los motivos son que se ajustan mucho mejor a la geometría que los elementos lineales y sobretodo que tiene un mayor número de grados de libertad. Sin embargo el elevado tiempo de resolución incluso con una malla más grosera que con los elementos de 8 nodos, hace que no sea factible para el proceso de optimización. Únicamente se han utilizado para el cálculo de la interferencia máxima, ya que es un cálculo que se ha realizado una sola vez.

El elemento *SOLID95* 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 $2 \times 2 \times 2$. Estos elementos son capaces de simular fenómenos de plasticidad, *creep*, endurecimiento por deformación, grandes desplazamientos y grandes deformaciones. Los elementos de contacto asociados a ellos son del tipo *CONTA174* y *TARGE170*.

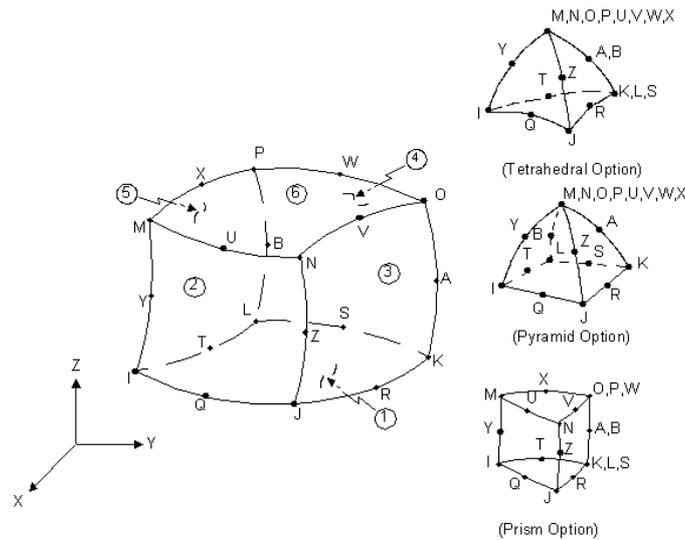


Figura 4.13. Elemento *SOLID95*.

4.4.3. Elementos de contacto.

Para analizar un problema de contacto mediante *ANSYS*[®] es preciso definir un “*par de contacto*”. Éste se compone de dos superficies que podrían entrar en contacto entre sí en cualquier momento de la resolución. 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 y de transmitirse mutuamente las tensiones de contacto. Estos han de ser tipo *CONTA* en una superficie y tipo *TARGE* en la otra. Los 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. Los tipo *TARGE* aseguran que ningún punto de integración de los elementos *CONTA* penetren la superficie que definen. A cada par de contacto definido por una pareja de superficies *CONTA* y *TARGE* se le asigna un conjunto de constantes reales para identificarlo.

El tipo de elemento de contacto empleado se elige en función de los elementos que se encuentren bajo la superficie. Así, al ser un problema tridimensional, se han utilizado dos tipos de elementos de contacto: *CONTA173* y *CONTA174*, para los elementos isoparamétricos de interpolación lineal y cuadrática respectivamente, y el mismo tipo para la otra superficie, *TARGE170*, ya sean los otros elementos lineales o parabólicos.

- Elemento *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.

- Elemento *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.

- Elemento *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 flexibles, los elementos se superpondrán sobre la superficie de contorno del cuerpo deformable.

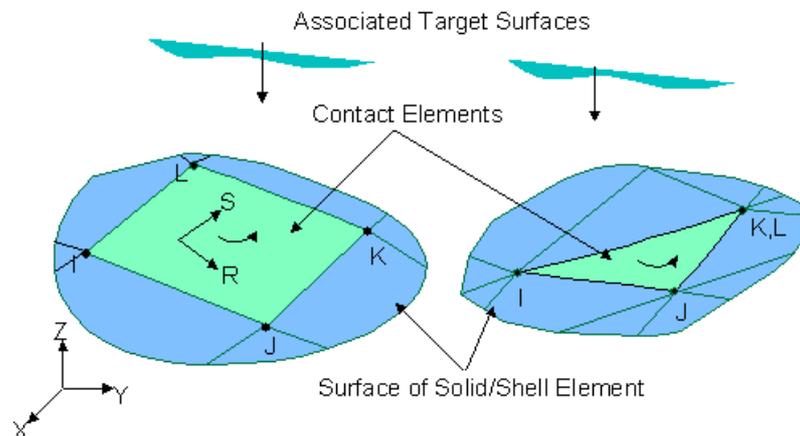


Figura 4.14. Elementos de contacto 3D CONTA173.

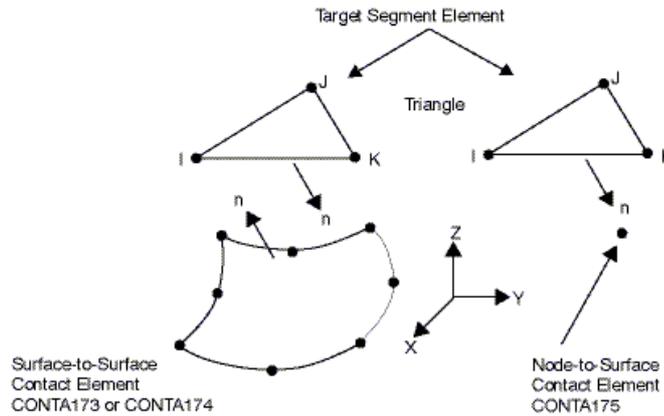


Figura 4.15. Elementos de contacto 3D *TARGE170*.

4.5. Mallado de la geometría.

El mallado de la geometría es uno de los pasos claves a la hora de la resolución de cualquier problema mediante el MEF. En primer lugar se requiere una malla suficientemente fina para que se adapte a la forma de la geometría que modela. A su vez, y más importante aún es el hecho de que cuanto más fina sea la malla más grados de libertad tiene el problema que se está resolviendo. Como es bien sabido un problema como el que nos ocupa tiene en la realidad, al ser un medio continuo, infinitos grados de libertad. Pues bien, cuanto más fina sea la malla más se acerca el modelo a la realidad, tanto por aproximación a la geometría como a los grados de libertad.

Frente a la tendencia justificada de refinar la malla lo máximo posible está la viabilidad de la resolución numérica del problema. Un factor importante a la hora de resolver un problema mediante el MEF es el número de grados de libertad, relacionado con el tamaño de la matriz de rigidez. Así, si se duplica el número de grados de libertad, por ejemplo duplicando el número de elementos, el tiempo de resolución aumentará del orden de cuatro veces, y además, al haber contacto aumentará en mayor medida. Si se tiene en cuenta que en el presente caso no sólo se va a resolver el problema en una ocasión, sino que se va a resolver multitud de veces debido al proceso de optimización, debe limitarse el número de grados de libertad.

Para trabajar con el mallado más adecuado se ha realizado un análisis de convergencia de la malla. Éste consiste en resolver el problema con diferentes densidades de mallas y comprobar tanto la convergencia de los resultados al aumentar la malla como el tiempo para su resolución, eligiéndose así la malla más adecuada.

Las mallas que más se han utilizado para el modelo completo son las que se muestran a continuación.

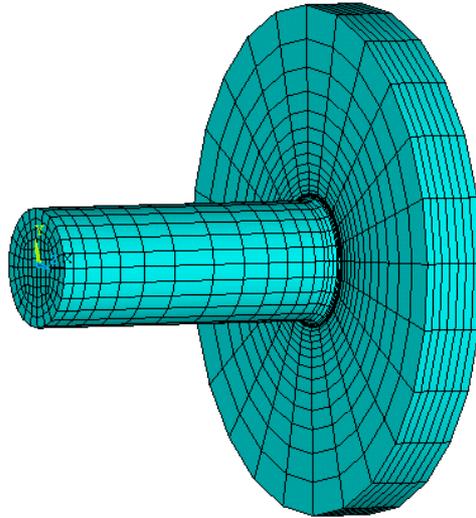


Figura 4.16. Mallado del modelo completo con 6912 elementos.

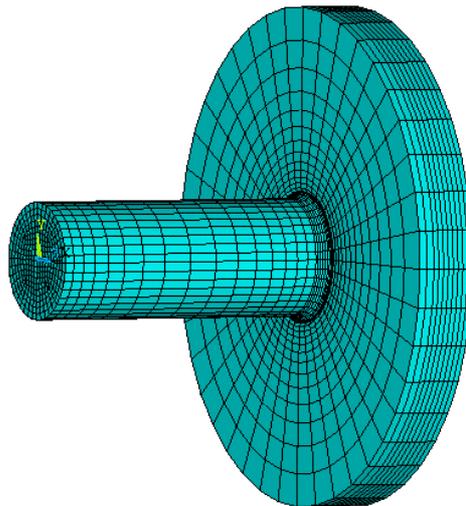


Figura 4.17. Mallado del modelo completo con 18420 elementos.

Estas mallas con elementos tipo *SOLID45* suponen 22197 y 58308 grados de libertad respectivamente. Hay otro caso, no mostrado aquí, en el que se ha mallado con 6912 elementos tipo *SOLID95*, lo que suponen 85323 grados de libertad.

En el caso del submodelo se han utilizado las mallas que se muestran a continuación. Sólo habrá que tener en cuenta que se ha de usar una en la que haya al menos tres elementos desde la superficie hasta la profundidad en la que se toman los resultados.

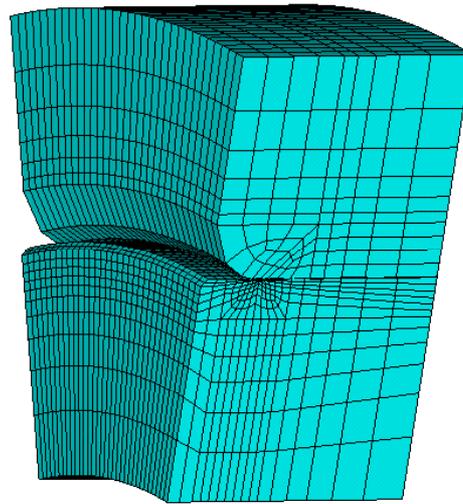


Figura 4.18. Mallado del submodelo con 11552 elementos.

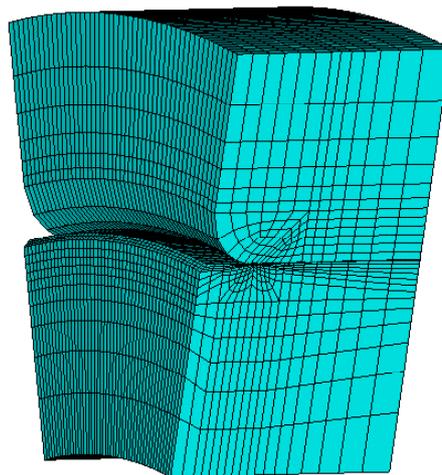


Figura 4.19. Mallado del submodelo con 23568 elementos.

En estas mallas con elementos tipo *SOLID45* se obtienen 37719 y 75264 grados de libertad respectivamente. Hay otro caso, no mostrado aquí, en el que se ha mallado con 11552 elementos tipo *SOLID95*, lo que suponen 144486 grados de libertad.

Hasta ahora se ha mostrado la malla de los elementos sólidos, los que representan el material del modelo. Falta mallar los elementos de contacto, que son los que utiliza ANSYS® para solventar la no linealidad del mismo. Éstos son, como se ha comentado más arriba, los elementos tipo *contact* y tipo *target*. Éstos se superponen sobre los elementos sólidos que se encuentran en la superficie. En ambos casos se ha utilizado los elementos tipo *contact* para el eje y los tipo *target* para el cubo. Esto se debe a que según recomienda ANSYS® los elementos *contact* deben emplearse en el sólido de malla más fina y en el convexo, lo que encaja con las

características del eje. En el caso del modelo completo la superficie tipo *contact* que se ha tomado es toda la que puede estar en contacto con el cubo, es decir, la superficie exterior del eje. Mientras que como superficie *target* se ha tomado la superficie interior del cubo, además de varios elementos de la zona del radio como se observa en las siguientes figuras.

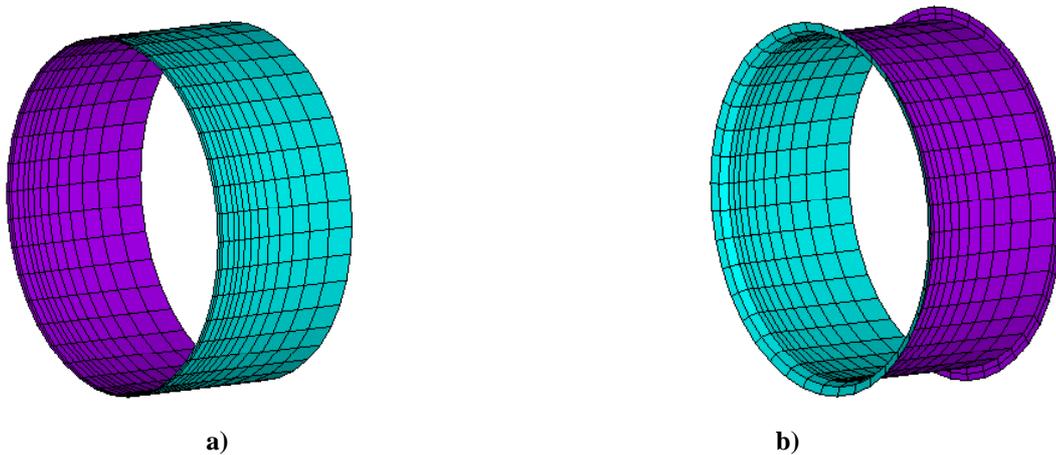


Figura 4.20. Mallado de los elementos de contacto en el modelo completo. a) Tipo CONTA173 en el eje y b) tipo TARGE170 en el cubo.

En el mallado de las zonas de contacto en el submodelo se ha procurado no mallar demasiada superficie para reducir así el tiempo de resolución del problema. Aún así, es necesario asegurarse que se malla toda la superficie que estará en contacto. Se ha llegado a una solución de compromiso entre ambos factores definiendo como superficie de contacto toda la que en condiciones normales estará en contacto más una que entrará en contacto con la carga. Esta última se ha considerado que tiene un ancho igual a la mitad del radio de acuerdo del cubo. De esta manera se reduce el número de elementos de contacto. Tras este mallado y la resolución del problema se comprueba que la elección de la zona de contacto es válida, es decir, que los elementos del borde de la zona de contacto elegida (los que se encuentran bajo el radio de acuerdo del cubo) se encuentran fuera de contacto.

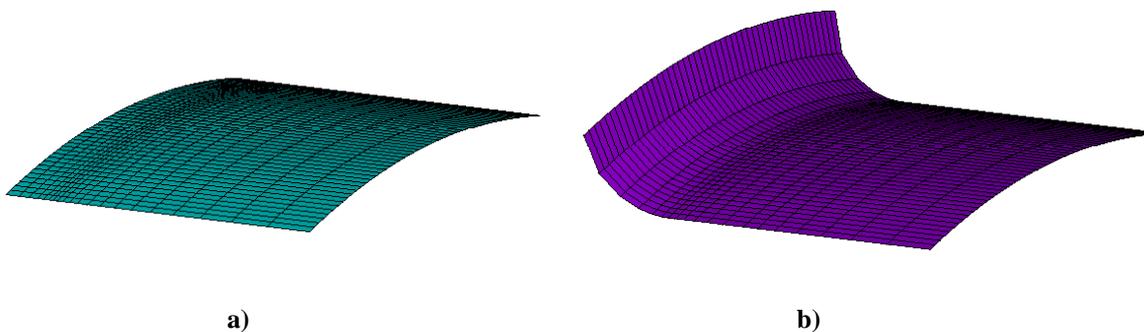


Figura 4.21. Mallado de los elementos de contacto en el submodelo. a) Tipo *CONTA173* en el eje y b) tipo *TARGE170* en el cubo.

4.6. Cargas y condiciones de contorno.

Dado que se usa un procedimiento de submodelado, se tienen que definir también dos estados de carga, uno para el modelo completo y otro para el submodelo. Como es lógico, el segundo dependerá del primero a través de la imposición de los desplazamientos en la frontera de corte.

4.6.1. Modelo completo.

El estado de cargas al que se somete al sistema es el siguiente. En primer lugar la entrada en contacto. Ésta se realiza de forma simplificada. Se simula un proceso de calentamiento del cubo, introducción del eje en el mismo y posterior enfriamiento del cubo hasta que se produce el contacto. En la realidad no se utiliza este procedimiento como tal, sino que se realiza un proceso de inserción que resulta mucho más costoso computacionalmente de resolver que el de entrada directa en contacto. Posteriormente se justificará la validez de esta simplificación, ya que desde el punto de vista de la seguridad no lo está, por ser el proceso de inserción mucho más agresivo para los componentes que el de calentamiento.

En segundo lugar se carga cíclicamente el modelo. Como se ha comentado anteriormente no se modela el proceso de flexión rotativa, sino que éste se simplifica a flexión alterna. De esta manera resulta factible la resolución y optimización mediante el MEF. Las cargas que soporta el modelo se han supuesto iguales a las que se transmitirían entre engranajes rectos. De este modo se tiene una carga vertical P que varía alternativamente y una carga de torsión constante. La carga vertical se ha modelado como una carga puntual, y se ha colocado en el plano de simetría, en el extremo superior del cubo. La carga de torsión se ha modelado como cuatro fuerzas puntuales tangentes al cubo, en nodos dispuestos a 90° .

Respecto a las condiciones de contorno se tienen las de simetría, que se traducen en impedir los desplazamientos axiales, u_x , en dicho plano medio, y el apoyo del eje, impidiendo el desplazamiento en el punto central del extremo del eje y evitando la rotación del mismo mediante la imposición de desplazamientos nulos en otros nodos exteriores del extremo del eje. Esto se observa en las siguientes figuras.

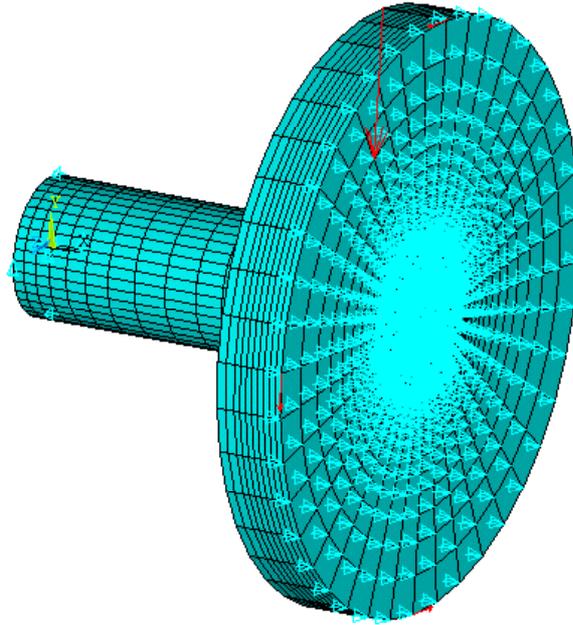


Figura 4.22. Condiciones de contorno y cargas aplicadas.

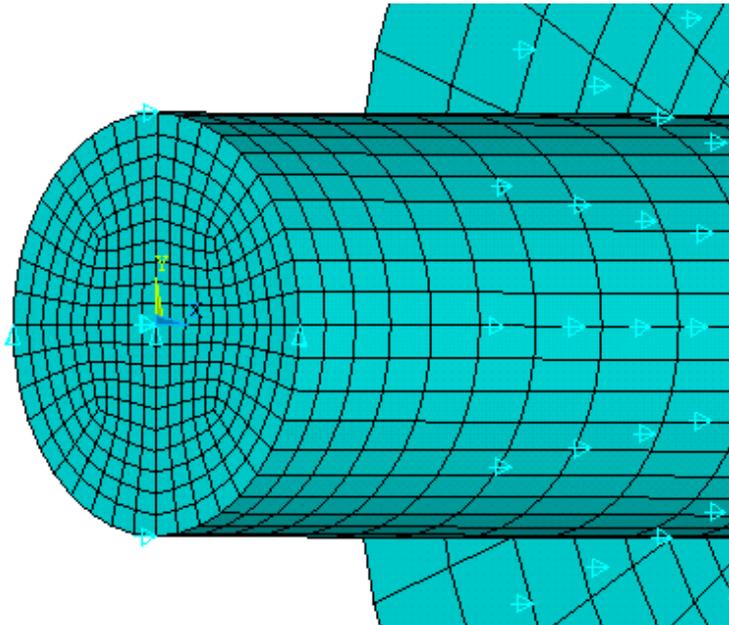


Figura 4.23. Detalle de las condiciones de contorno en el apoyo del eje.

A continuación se muestra la evolución de las cargas aplicadas sobre el modelo. En el primer paso de carga se llega al contacto, en el siguiente se aplica la carga P y la torsión (que permanece aplicada y constante durante el resto del proceso de carga), en los siguientes la carga P va alternando su valor, generando así el proceso de flexión alterna.

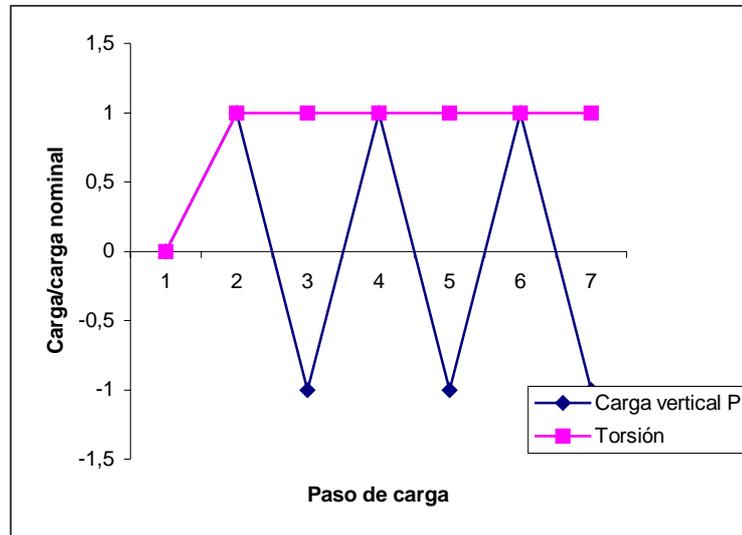


Figura 4.24. Evolución de las cargas aplicadas.

Se ha tomado como carga nominal aplicada aquella que produce en un eje de sección uniforme unas tensiones del 35% de la tensión última según las ecuaciones de resistencia de materiales. Teniendo en cuenta que se trata de un eje biapoyado se tiene:

$$0.35 \cdot \sigma_u = \sigma_{flex} = P_{nom} \frac{4 \cdot L}{\pi \cdot d_{eje}^{nom^3}} \quad (4.6.1)$$

$$P_{nom} = 0.35 \cdot \sigma_u \cdot \frac{\pi \cdot d_{eje}^{nom^3}}{4 \cdot L} \quad (4.6.2)$$

4.6.2. Submodelo.

En el submodelo se reduce la zona de estudio del problema considerablemente. El submodelo no tiene ninguna fuerza externa aplicada, ya que éstas quedan fuera de la geometría del mismo. Por tanto, sólo se tendrán imposiciones de desplazamientos. Éstas se harán en las fronteras de corte. Los desplazamientos que se imponen en las fronteras de corte del submodelo no son más que los desplazamientos que se extrapolan de la solución del modelo completo en dichas zonas. Dada la unicidad de la solución del problema elástico, este procedimiento asegura que la solución elástica del submodelo coincide con la exacta, si los desplazamientos impuestos en la frontera de corte son exactamente iguales a los del problema real.

El problema que se estudia tiene una característica muy particular. Ésta es que se realiza el submodelado cortando el modelo completo por la zona de contacto, entre otras. Esto hace que se complique bastante su resolución debido a que la extrapolación de los desplazamientos realizada desde el modelo completo no asegura que los nodos en contacto tengan un desplazamiento impuesto compatible con el submodelo. Esto hacía que en las primeras resoluciones que se llevaron a cabo, no se llegara a una solución del contacto en el submodelo, ya que dos nodos de la frontera, uno de la superficie *conta* y otro de la *targe*, podían tener desplazamientos, impuestos en el submodelado, tales que sobrepasaran la penetración máxima.

Para solventar esto se ha optado, tras estudiar varias opciones, por no imponer los desplazamientos en los nodos frontera pertenecientes al contacto y en sus adyacentes de la frontera. De este modo se crea una franja de nodos frontera sin imposición de desplazamientos que recorre los bordes del contacto. Esta solución como se verá en los resultados no implica pérdida alguna de información debido a lo estrecho de dicha banda en la que no se imponen los desplazamientos extrapolados del modelo completo.

Finalmente los nodos frontera quedan como se muestran a continuación.

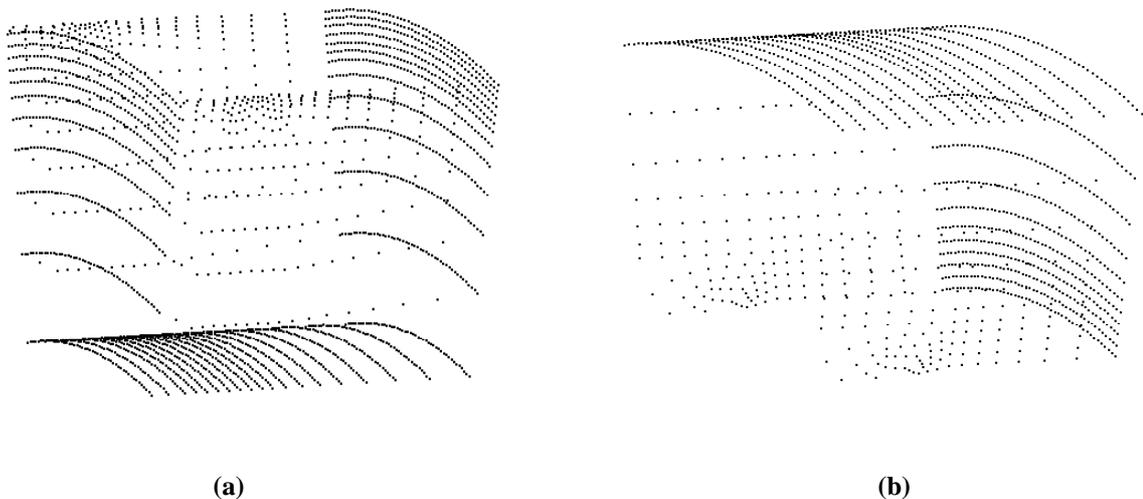


Figura 4.25. Nodos frontera del eje (a) y del cubo (b)

4.7. Proceso de resolución.

Para la resolución del problema se ha creado una serie de pasos de carga. Tal y como se verá en los resultados, para el objetivo que nos ocupa y dada la necesidad de tener un tiempo de resolución no demasiado grande para que sea factible el proceso de optimización, se ha optado por realizar la entrada en contacto y sólo un ciclo de carga. Por ello se ha dividido el problema

en tres pasos de carga, el primero para la entrada en contacto, el segundo para aplicar la carga P y el tercero para aplicar la carga $-P$. El primer paso de carga se aplica en escalón, para que se reduzca al mínimo el tiempo de resolución de dicho paso. Cada uno de los restantes pasos de carga se podrían haber dividido en subpasos ya que generalmente este procedimiento mejora la convergencia, pero no ha sido necesario. De hecho con las pruebas realizadas se ha observado que la convergencia es peor al aumentar el número de subpasos, obteniéndose la mejor resolución para un proceso sin subpasos. Esto se debe a la imposición de los desplazamientos en el submodelo, ya que al no imponer el desplazamiento completo sino una fracción de éste, se tiene que en el primer subpaso la interferencia al inicio del proceso de resolución es mayor, y a veces incluso no se puede reducir. Esto implica que aunque se apliquen las cargas en rampa, al carecer de subpasos, ANSYS® las aplica internamente como un escalón.

El par de contacto que se genera es del tipo unilateral estándar. Esto significa que en caso de que la presión normal se anule, no se considera el contacto, es decir, se permite separación de las superficies de contacto, en cuyo caso no habrá ningún tipo de interacción entre ellas. Este es el tipo de contacto que representa mejor el problema en estudio.

Para la resolución del problema no lineal se emplea el método de Newton-Raphson. En los ciclos de carga se emplea el algoritmo asimétrico. Esto se debe al elevado coeficiente de fricción que hace que la matriz de rigidez no se pueda aproximar eficientemente por una simétrica, lo que conllevaría problemas de convergencia. Sin embargo, en el primer paso de carga, la entrada en contacto, se ha considerado un coeficiente de rozamiento menor (0.2) lo que hace que en este paso se resuelva con el algoritmo simétrico sin ningún problema.

El principal factor que determina el estado del contacto es la penetración. La penetración máxima permitida tras cada paso influye en gran medida en el tiempo de resolución. El aumentarla disminuye el tiempo de resolución y a su vez aumenta la precisión de los resultados, mientras que el disminuirla disminuye considerablemente el tiempo de resolución. Tras realizar sucesivas pruebas se ha llegado a la conclusión de que la penetración máxima que por defecto calcula ANSYS®, que es de aproximadamente $4 \mu m$ en el submodelo y $1.5 \mu m$ en el modelo completo, son valores razonables, tanto en cuestión de tiempo de resolución como en aproximación a la realidad.

Por otro lado y muy relacionado con la penetración permitida se encuentra la rigidez del contacto. ANSYS® calcula una rigidez del contacto a partir de parámetros del modelo. Al aumentar ésta, se reduce con mayor velocidad la penetración de los elementos. Sin embargo no puede elevarse demasiado porque produciría problemas de convergencia por el mal condicionamiento de la matriz de rigidez. El valor de esta rigidez se puede especificar

manualmente mediante el parámetro FKN , en valor absoluto si se le da un valor negativo, o como se ha hecho en este caso tomándolo como factor multiplicativo de la rigidez que calcula ANSYS®. Los valores del factor de rigidez FKN tomados finalmente son de 0.1 para el modelo completo y de 0.01 veces la calculada internamente por ANSYS® para el submodelo.

Para la convergencia del proceso de resolución de Newton-Raphson se dejan los valores que por defecto calcula ANSYS®. Estos son unas fuerzas residuales máximas para el submodelo de aproximadamente $15 N$ en el paso de máxima carga. Estas fuerzas residuales son según la norma 2. La convergencia en desplazamientos, que no es más que el incremento de desplazamientos entre iteraciones de equilibrio, tiene un valor de aproximadamente $5 \mu m$. Estos valores justifican sobradamente la convergencia de la solución.

4.8. Postproceso de los resultados.

El postprocesado ha consistido en obtener la vida de iniciación de la grieta a partir de los campos de desplazamientos resultantes tras la resolución. Como se ha comentado anteriormente este cálculo se realiza a partir del factor de Smith-Watson y Topper $\sigma_{\max 1} \cdot \Delta \varepsilon_1$. Donde $\Delta \varepsilon_1$ es la amplitud de la deformación principal máxima en el ciclo de carga mientras que $\sigma_{\max 1}$ es la tensión normal máxima en el plano de dicha deformación principal máxima.

De esta forma, el procedimiento que se ha empleado es el barrido en la zona crítica a una profundidad de $a_0/2$ de la superficie. En este barrido se obtienen los tensores tensión y deformación en cada punto, y tras obtener los incrementos de deformaciones principales se proyectan los tensores tensión en dirección n_i (dada por la dirección de deformación principal máxima) para obtener así la tensión en la dirección del máximo incremento de deformación.

Tras este procedimiento se tiene el valor máximo del factor $\sigma_{\max 1} \cdot \Delta \varepsilon_1$ en dicha zona. Una vez que se tiene dicho valor máximo se sustituye el mismo en la siguiente ecuación para obtener la vida.

$$\sigma_{\max} \cdot \varepsilon_a \cdot E = (\sigma_f')^2 \cdot (2N)^{2b} + \sigma_f' \cdot \varepsilon_f' \cdot E \cdot (2N)^{b+c} \quad (\text{Ec. 4.8.1})$$