

Análisis del proceso de fatiga en implantes dentales

por

Juan Manuel AYLLÓN GUEROLA

Realizada en el Departamento de Ingeniería Mecánica y Fabricación para la obtención del grado
de Doctor en Ingeniería Mecánica

en la



UNIVERSIDAD DE SEVILLA

Escuela Superior de Ingeniería

Sevilla 2014

Directores de Tesis: Jaime DOMÍNGUEZ ABASCAL

Carlos NAVARRO PINTADO

Índice general

1. Introducción	1
1.1. Objetivos	2
1.2. Sistemas de implantes dentales	3
1.3. Resumen del contenido	7
2. Fractura y fatiga en elementos con concentradores de tensión	11
2.1. Antecedentes históricos	11
2.2. El mecanismo de rotura por fatiga	14
2.2.1. Iniciación de grieta	16
2.2.2. Propagación de grieta	19
2.3. Fatiga en entallas	25
2.3.1. Entallas agudas: Grietas no propagantes	28
2.3.2. Modelos de predicción de vida en presencia de entallas	30
2.4. Fatiga multiaxial	34
2.5. Titanio: Propiedades y sus aplicaciones biomédicas	37
2.6. Fatiga en implantes dentales	40
3. Modelo Teórico	45
3.1. Modelo de predicción de vida de Longitud de Iniciación Variable	47
3.1.1. Fase de iniciación	50
3.1.2. Fase de propagación	56
3.1.3. Combinación de iniciación y propagación: Vida total	57
3.2. Modelo de predicción de vida basado en la Teoría de la Distancia Crítica	60
3.2.1. Fundamentos de la TDC aplicada a entallas	60
3.2.2. El MCWM: estimación de la vida a fatiga en presencia de multi-axialidad	65
3.2.3. Combinación de TDC y MCWM para estimación de vida a fatiga en entallas multiaxiales	69

3.3. Modelo EF para cálculo de tensiones	71
3.3.1. Modelo geométrico y mallado del sistema de implante dental	75
3.3.2. Condiciones de contorno y contactos entre las partes del modelo	88
3.3.3. Simulación, resultados y verificación del modelo	92
3.4. Modelo EF para cálculo del FIT	99
4. Método Experimental	115
4.1. Determinación de las propiedades del titanio cp de grado IV	116
4.1.1. Objetivos y planificación de los ensayos	118
4.1.2. Probetas de ensayo: Diseño, fabricación y caracterización	122
4.1.3. Útiles de ensayo: Diseño y verificación	124
4.1.4. Realización de los ensayos y resultados	126
4.2. Determinación de las propiedades de fatiga del implante dental ICI según ISO 14801	136
4.2.1. La norma ISO 14801	138
4.2.2. Útiles para ensayo	140
4.2.3. Realización de los ensayos y resultados	145
5. Resultados	149
5.1. Resultados del modelo de EF para el calculo de tensiones	149
5.2. Resultados del modelo de EF para el cálculo del FIT	156
5.3. Resultados de estimación de vida a fatiga	162
6. Conclusiones y trabajos futuros	171
6.1. Conclusiones	172
6.2. Trabajos futuros	173
Anexos	175
A. Planos de fabricación	177
Bibliografía	187

Introducción

La rotura por fatiga de un componente mecánico es un fenómeno ampliamente estudiado en los últimos 200 años y está caracterizado por el hecho de que dicha rotura se produce en presencia de cargas cíclicas. Estas cargas presentan un valor inferior al de la carga que dicho componente es capaz de soportar de forma estática. Así mismo, las deformaciones asociadas a la rotura son pequeñas comparadas con las que se producirían en una rotura estática. Desde un punto de vista general, el fallo por fatiga consta de varias fases que abarcan desde la iniciación de una o varias grietas en el material, seguida por la propagación de dichas grietas hasta que se produce la rotura final del componente en cuestión. El hecho de que las deformaciones involucradas en la rotura por fatiga sean pequeñas hace que sea difícil predecir, mediante inspección visual, el fallo de un componente. Por este motivo, el estudio del fenómeno de fatiga de materiales puede ayudar a prevenir fallos en componentes mecánicos y estructurales cuyas consecuencias pueden resultar, en ocasiones, catastróficas.

Un sistema de implantes dentales es un conjunto de elementos mecánicos cuya misión es servir como soporte para una o varias prótesis dentales y transmitir a la mandíbula los esfuerzos que éstas recibirán durante su vida útil. Los sistemas de implantes dentales están compuestos, generalmente, por varios cuerpos unidos entre sí y anclados a la mandíbula por lo que, durante su funcionamiento, se verán sometidos a numerosos ciclos de carga, principalmente los producidos durante la masticación. El hecho de que sean sistemas sometidos a cargas cíclicas justifica el interés por la caracterización del comportamiento a fatiga de los sistemas de implantes dentales. Por tanto, la rotura por fatiga de un implante dental es un fenómeno que, aunque no ocurre con mucha frecuencia, es importante caracterizar no solo por el interés que pueda suscitar desde el punto de vista del diseño, sino

también por las complicaciones de carácter clínico que puede acarrear.

La norma ISO-EN 14801 permite caracterizar desde un punto de vista experimental el comportamiento a fatiga de sistemas de implantes sencillos endoóseos de tipo transmucosal y de sus componentes prostéticos prefabricados. Dicha norma especifica un método de ensayo de fatiga de implantes dentales endoóseos, permitiendo la obtención de la curva de fatiga de los mismos y resulta útil para la comparación de diferentes diseños y/o tamaños.

Por otro lado, desde un punto de vista teórico, resulta de especial interés la elaboración de modelos numéricos que, en combinación con algún modelo de predicción de vida, permitan predecir el comportamiento de los implantes dentales, cuando son ensayados en condiciones de fatiga siguiendo las especificaciones de la norma ISO-EN 14801. El empleo de dichos modelos de fatiga durante la fase de diseño de los implantes permitiría mejorar la resistencia a fatiga de los mismos y, como consecuencia, se conseguiría un mejor aprovechamiento del material. De esta forma, por ejemplo, se podrían diseñar implantes con un diámetro menor, facilitándose el uso de los mismos en pacientes con problemas de escasez de hueso o en zonas estéticas, es decir, zonas de la dentadura que son visibles normalmente.

1.1. Objetivos

El objetivo del presente trabajo es desarrollar una metodología para poder estimar la vida a fatiga de un sistema de implantes dentales mediante el uso de un modelo de predicción de vida, que utiliza las propiedades del material y un modelo numérico de dicho sistema. Concretamente se obtendrán experimentalmente las propiedades del material, se modelarán las condiciones de ensayo propuestas por la norma ISO 14801 y se compararán los resultados obtenidos usando el modelo de predicción de vida propuesto, con los obtenidos experimentalmente mediante la aplicación de dicha norma a un sistema de implantes dentales comercial.

La consecución de este objetivo implica la realización de una serie de tareas que pueden dividirse en dos grupos distintos dependiendo del carácter teórico/numérico o experimental de las mismas:

- **Modelos teórico/numéricos:** Será necesario generar una serie de modelos computacionales, tanto del sistema de implantes dentales bajo estudio, como de las condiciones de ensayo del mismo. Estos modelos permitirán, por un lado, caracterizar la geometría del sistema estudiado (modelo de CAD), obtener la distribución de las tensiones en el implante (modelo de EF del sistema y de las condiciones de ensayo). Por otro lado, caracterizar la fase de propagación de grieta en el implante mediante la obtención de la evolución del factor de intensidad de tensiones en función de la longitud de la grieta. Finalmente, a partir de los resultados obtenidos a partir de los modelos anteriores, se estimará la vida a fatiga para el sistema de implantes dentales mediante la aplicación dos modelos de predicción de vida distintos.
- **Caracterización experimental del material y del sistema de implantes dentales:** Desde el punto de vista experimental habrán de llevarse a cabo una serie de ensayos que permitan determinar las propiedades mecánicas, de fatiga y de fractura del material. Igualmente, también se realizarán ensayos para estimar el efecto en el material, tanto de la concentración de tensión inducida por el roscado del implante como del tratamiento superficial que éste presenta. Por otro lado se realizarán una serie de ensayos según las directrices de la norma ISO 14801 para obtener la curva y el límite de fatiga del sistema de implantes dentales bajo estudio.

Las tareas que hay que llevar a cabo para estimar la vida a fatiga de un sistema de implantes dentales se encuentran subordinadas entre sí, de forma que, para completar algunas de ellas, será necesario haber finalizado previamente otras de estas tareas. En la figura 1.1 se muestra la interconexión existente entre las tareas que habrán de realizarse para la consecución de los objetivos planteados en este apartado.

1.2. Sistemas de implantes dentales

En los últimos tiempos el campo de la rehabilitación protésica dental ha experimentado un gran auge, motivado por las importantes mejoras introducidas en ámbitos como el diseño y fabricación de sistemas de implantes dentales endoóseos, los materiales empleados y las técnicas quirúrgicas de implantación. Estos factores son determinantes en la generalización

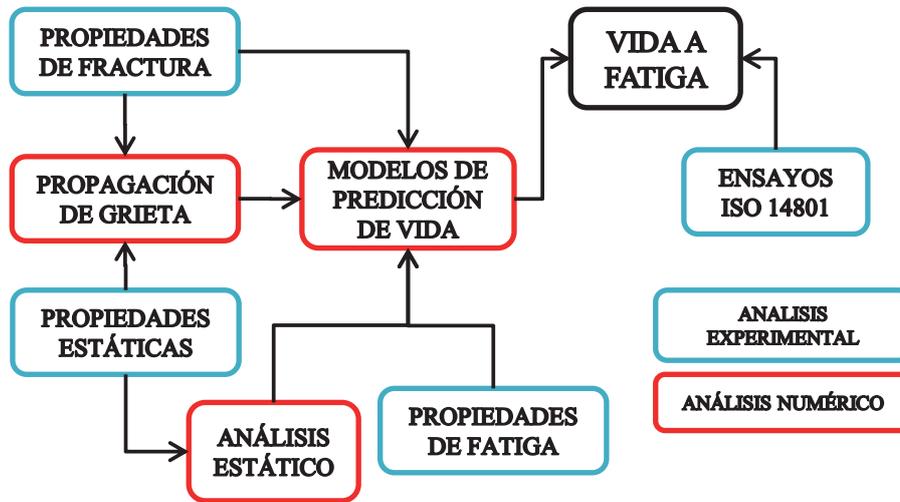


Figura 1.1: Objetivos

del uso de esta práctica médica y en el consecuente abaratamiento de precios en este tipo de tratamientos.

Los sistemas de implantes dentales endoóseos son elementos biocompatibles que, mediante su implantación en la mandíbula, sirven de soporte para las prótesis dentales y reciben las solicitaciones externas derivadas del uso de las mismas, debiendo por tanto, ser capaces de resistirlas durante toda su vida útil. La figura 1.2 muestra diversos diseños de sistemas de implantes dentales comerciales. El sistema de implante dental que es objeto de este estudio se muestra en la figura 1.3. Se trata de un implante dental comercial fabricado por la casa GALIMPLANT S.L. denominado ICI. En capítulos posteriores se encontrará una descripción detallada del mismo.

Normalmente, los sistemas implantes dentales constan de varios componentes que funcionan de manera integrada. Estos componentes suelen ser, como se muestra en la figura 1.3, el cuerpo del implante, la pieza de conexión (también llamado pilar) y el tornillo de retención, que no se observa en la figura y asegura la unión entre ambos. El cuerpo del implante es un elemento que habrá de ser insertado en la mandíbula mediante un procedimiento clínico y, generalmente, presenta un roscado en su superficie exterior para facilitar dicha inserción y para conseguir mejores condiciones de estabilidad en la unión entre el



Figura 1.2: Implantes dentales comerciales

hueso y el implante. Como podrá comprobarse posteriormente, las características de este roscado serán uno de los aspectos más influyentes en el comportamiento a fatiga del sistema de implante dental. El pilar, que como se ha mencionado anteriormente se encuentra unido al cuerpo del implante mediante el tornillo de retención, es el elemento al que será cementada la prótesis dental en el caso de rehabilitaciones unitarias.

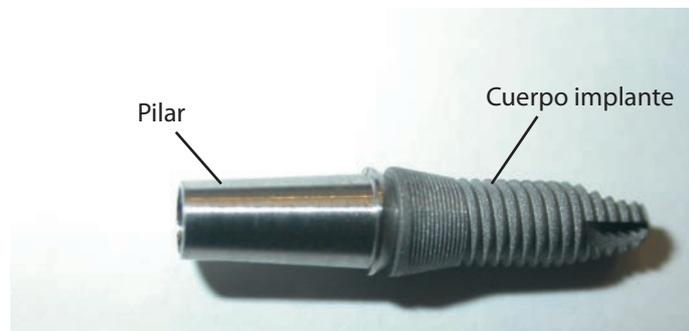


Figura 1.3: Componentes de un sistema de implantes dentales

Los sistemas de implantes dentales están fabricados en materiales biocompatibles metálicos, como pueden ser el titanio y sus aleaciones y materiales cerámicos, como el zirconio. Tradicionalmente, el material más empleado para la fabricación de implantes dentales ha sido el titanio de grado 5 (Ti6Al4V). Sin embargo, en los últimos años se ha probado que el vanadio y el aluminio, elementos dañinos para el organismo a altas concentraciones,

tienden a desprenderse del implante y a acumularse en el torrente sanguíneo. Por este motivo, en la actualidad, la fabricación de implantes de titanio tiende a utilizar principalmente aleaciones de titanio libres de aluminio y vanadio, y titanios comercialmente puros como el titanio de grado 4. Este es el material en que están fabricados los implantes analizados en el presente trabajo; se trata de una fase pura del titanio que no contiene elementos aleantes y que presenta unas propiedades mecánicas distintas a las del titanio de grado 5. El titanio de grado 5 ha sido ampliamente estudiado por ser un material muy utilizado en la industria y existe abundante literatura relativa a sus propiedades mecánicas, sin embargo, no es fácil encontrar información referente a las propiedades del titanio de grado 4, ya que las existentes, además de ser escasas, presentan gran dispersión.

El éxito del tratamiento con sistemas de implantes dentales osteointegrados está íntimamente relacionado con la transmisión de esfuerzos entre los elementos integrantes de dicho sistema y el hueso. Una fuerza elevada puede conducir a la fractura del tornillo de retención o a la fractura del implante, aunque esto último es menos frecuente en la práctica. La osteointegración, que es la unión solidaria entre el hueso y el implante, se ve deteriorada por los movimientos relativos entre el hueso y el implante provocados por dichos esfuerzos, aunque puede verse favorecida mediante la aplicación de determinados tratamientos superficiales al cuerpo del implante. Dichos tratamientos aumentan la rugosidad de la superficie del cuerpo del implante lo que facilita la adhesión del hueso aunque, como se podrá comprobar en los capítulos siguientes, pueden tener un efecto negativo en la resistencia a fatiga del sistema de implantes dentales.

Las cargas a las que se encuentran sometidos son muy importantes no tanto por su magnitud como por la forma en que se producen; son cargas aleatorias de un valor normalmente muy inferior al de rotura y que se dan de forma muy repetitiva. Este tipo de carga, unido al hecho de que la vida del implante ha de ser muy elevada, hacen que el mecanismo de fatiga sea, generalmente, el causante de la rotura del mismo. La rotura por fatiga del cuerpo de un implante, como la que puede observarse en la figura 1.4, consiste en el inicio de una grieta en la zona del valle del roscado externo, donde existe una alta concentración de tensión, y una posterior propagación de la misma siguiendo dicho valle hasta la rotura final.

Para caracterizar el comportamiento a fatiga de los sistemas de implantes dentales ha-

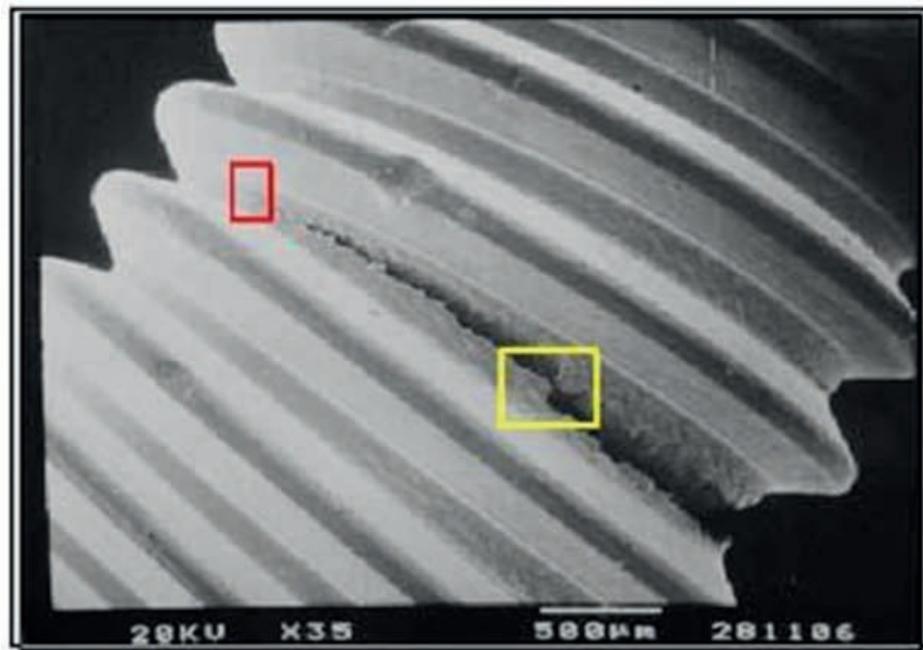


Figura 1.4: Rotura por fatiga del cuerpo de un implante dental

brá de prestarse especial atención a distintos factores como por ejemplo las propiedades mecánicas del material en que están fabricados y las características geométricas de dichos implantes, en concreto de su rosca externa, por actuar como concentrador de tensión. Igualmente habrán de tenerse en cuenta las características de su superficie, definidas por el acabado superficial que poseen dichos implantes. Dicho acabado superficial, que puede tener importantes consecuencias en la resistencia a fatiga de los mismos, dependerá del proceso de mecanizado empleado para fabricarlos y del posterior tratamiento superficial que se les aplique.

1.3. Resumen del contenido

El presente trabajo se encuentra dividido en capítulos, y en cada uno de ellos se abordan diferentes aspectos que son necesarios para la consecución de los objetivos planteados en la sección 1.1.

En primer lugar, en el capítulo 2, se revisan los conceptos clásicos relacionados con el

fallo por fatiga en materiales tradicionalmente utilizados en la ingeniería, haciéndose especial hincapié en las fases de iniciación y propagación de grieta. Igualmente, se analiza la influencia de la concentración de tensión y de la multiaxialidad del estado tensional en la resistencia a fatiga de dichos materiales, y se presentan algunos modelos clásicos para estimación de vida a fatiga en presencia de entallas. Finalmente, dado que el material en que están fabricados los implantes analizados en este trabajo es titanio, se lleva a cabo una descripción de dicho material y de aquellas aleaciones del mismo más utilizadas en el campo de la biomedicina, así como una revisión bibliográfica de sus propiedades mecánicas, prestándose especial interés en las propiedades de fatiga del mismo.

A continuación, en el capítulo 3, se profundiza en los aspectos de carácter teórico/práctico de dos modelos de predicción de vida, que han sido utilizados para estimar la vida a fatiga de los sistemas de implantes dentales analizados en el presente trabajo. Así mismo, en este capítulo se presentan los modelos de elementos finitos que se han utilizado para calcular distintas magnitudes necesarias para aplicar los modelos mencionados anteriormente.

El capítulo 4 está dedicado al estudio experimental llevado a cabo en el marco del presente trabajo. Una gran parte de este análisis experimental está dedicada a la caracterización del material en que están fabricados los implantes estudiados: el titanio comercialmente puro de grado 4, un material del que existen pocas propiedades publicadas en la literatura especializada. En este capítulo se describen los distintos tipos de ensayos realizados para conocer el comportamiento mecánico de dicho material, así como los resultados de los mismos. Por otro lado se ha desarrollado un procedimiento experimental para caracterizar el comportamiento a fatiga de sistemas de implantes dentales basado en la norma ISO 14801. En la parte final de este capítulo se describe dicho procedimiento así como los resultados obtenidos al aplicarlo a los implantes.

Los resultados obtenidos de la aplicación de los modelos de predicción de vida al sistema de implantes dentales analizado serán comparados con los resultados experimentales en el capítulo 5. Dichos resultados serán discutidos y se identificarán las posibles fuentes de error en los mismos.

Finalmente, en el capítulo 6, se establecerán las conclusiones principales del presente

trabajo y se plantearán las posibles líneas de desarrollo futuro del mismo, que se consideran mas interesantes.

Fractura y fatiga en elementos con concentradores de tensión

En este capítulo, de manera general, se presentarán los conceptos básicos que conforman las disciplinas de fatiga y fractura de materiales, haciéndose especial hincapié en los que están más relacionados con el presente trabajo. Dado que el roscado externo del cuerpo del implante produce una alta concentración de tensión, se dedicará una atención especial a las metodologías que tradicionalmente se han utilizado para caracterizar el efecto de las entallas en la resistencia a fatiga de los materiales comúnmente utilizados en la ingeniería.

Gran parte de este capítulo está dedicada a la descripción de las propiedades mecánicas del titanio y de las aleaciones del mismo que se usan mas comúnmente en aplicaciones biomédicas. Finalmente, se describen las publicaciones encontradas en la literatura especializada relacionada con la fatiga en implantes dentales, que se consideran más interesantes, tanto desde el punto de vista numérico como experimental.

2.1. Antecedentes históricos

El concepto de fatiga viene siendo empleado desde la antigüedad, prácticamente desde el mismo momento en que empezaron a utilizarse elementos mecánicos sometidos a cargas cíclicas. Se atribuye a W.A.J. Albert [1] la realización del primer estudio relacionado con la fatiga en torno al año 1829, en concreto, realizó numerosos ensayos de fatiga a cadenas de hierro empleadas en la mina de hierro donde trabajaba como ingeniero. Sin embargo, no fue hasta 1860 cuando se publicó el primer estudio exhaustivo del fallo por fatiga en

componentes mecánicos. Dicho estudio, realizado por A. Wöhler [2], involucra numerosos componentes empleados en maquinaria e introdujo el uso de los conceptos de curva S-N y límite de fatiga para la caracterización del comportamiento a fatiga.

A finales del siglo XIX y comienzos del siglo XX se estudiaron fenómenos como el efecto de cargas estáticas superpuestas a las cíclicas y se obtuvieron algunas expresiones analíticas para el cálculo de la vida a fatiga. Tradicionalmente conocidos son los trabajos de Gerber [3], Goodman [4] y Soderberg [5]. De forma paralela, durante esta época, comenzaron a plasmarse los conceptos de la Mecánica de la Fractura, fundamentalmente impulsados por las investigaciones a nivel microestructural, llevadas a cabo por Ewing y Humfrey [6]. Su estudio pone de manifiesto la existencia de las bandas de deslizamiento como zonas favorables para la nucleación de grietas, cuyo posterior crecimiento llevaba a la rotura del espécimen. El análisis del crecimiento de las grietas en materiales frágiles fue posible gracias al desarrollo matemático llevado a cabo por Inglis [7] y Griffith [8], sin embargo sus conclusiones no pudieron ser aplicadas directamente para analizar el fallo por fatiga de materiales metálicos.

A mediados del siglo XX, eran numerosos los estudios de carácter experimental realizados para establecer de la influencia en la resistencia a fatiga de factores como: la geometría, el tamaño, el acabado superficial, las condiciones ambientales, la microestructura, etc. También se realizaron investigaciones que permitieron desarrollar modelos de acumulación de daño como los de Palmgren [9] y Miner [10] y teorías estadísticas para el cálculo de la vida a fatiga como la de Weibull [11]. Igualmente Neuber [12] comenzó a estudiar el efecto de las entallas y Coffin [13] y Manson [14] la deformación plástica asociada, lo que propició la aparición de los métodos de cálculo de vida a fatiga basados en deformaciones. Los grandes avances que tuvieron lugar a partir de esta época en microscopía óptica y electrónica permitieron llevar a cabo grandes avances en el estudio de la influencia de la deformación cíclica en los mecanismos de iniciación de grietas por fatiga.

El estudio de la propagación de grietas por fatiga en materiales metálicos experimentó un gran auge a partir de la segunda mitad del siglo XX. En 1957, Irwin sentó las bases de la Mecánica de la Fractura Elástica Lineal con la publicación de un trabajo [15] en el que mostraba que la intensidad de las tensiones en el borde de una grieta puede ser expresada

mediante una magnitud escalar. Esta magnitud, llamada factor de intensidad de tensiones, que es independiente de las propiedades del material y puede ser obtenida en función de la geometría del espécimen, fue empleada por Paris en 1963 en su conocida ley de crecimiento de grieta [16], para describir el avance de la grieta en función del número de ciclos de carga aplicados. A partir de dicha ley se han conformado numerosos modelos de crecimiento de grieta que presentan un buen comportamiento cuando el tamaño de la misma es grande comparado con la microestructura del material.

Sin embargo en torno a 1975 se publicaron trabajos, como los de Pearson [17] y Kitagawa y Takahashi [18], que pusieron en evidencia que el comportamiento de las grietas pequeñas, con un tamaño comparable al de la microestructura del material, presentaban un comportamiento diferente del de las conocidas como grietas grandes. Se pudo comprobar que su ritmo de crecimiento era varias veces superior al predicho por la Ley de Paris y que en ocasiones, cuando las grietas eran pequeñas, el crecimiento de ésta podía detenerse, dando lugar al concepto de grietas no propagantes. El descubrimiento de la existencia de grietas no propagantes permitió redefinir el límite de fatiga de un material como el valor de la tensión por debajo del cual las grietas existentes en el mismo no propagan hasta el fallo.

El hecho de que el crecimiento de grietas pequeñas no pudiera ser descrito correctamente mediante los conceptos de la Mecánica de la Fractura Elástica Lineal tuvo grandes implicaciones desde el punto de vista del diseño de componentes mecánicos reales a fatiga. Se comprobó que, debido a la diferencia de escala, los resultados experimentales obtenidos en laboratorio a partir de especímenes de ensayo de pequeño tamaño, no siempre son extrapolables a la realidad. Por este motivo, a partir de los años 70, gran parte del esfuerzo de los investigadores ha estado dedicado al estudio de la influencia de distintos fenómenos que afectan al crecimiento de grietas por fatiga; como son el cierre de grieta [19–21], el efecto de la escala [17], la concentración de tensión [22] y la existencia de importantes deformaciones plásticas en el frente de la grieta [23, 24].

En las últimas décadas ha crecido el interés por caracterizar el comportamiento a fatiga de componentes mecánicos y estructurales reales en condiciones de servicio. De forma general, estas condiciones de carácter práctico, implican que dichos componentes puedan estar sometidos a estados de carga complejos que pueden provocar estados tensionales

multiaxiales, a temperaturas extremas y/o ambientes corrosivos. Todo esto ha impulsado el desarrollo de modelos de predicción de vida a fatiga, que generalmente tienen un carácter teórico experimental, que sean capaces de tener en cuenta el efecto de estas condiciones de servicio complejas. Así mismo, los grandes avances experimentados en los últimos tiempos por disciplinas como la tecnología de materiales, así como las buenas propiedades y comportamiento que presentan ante diversas aplicaciones los materiales no metálicos y compuestos, hacen que progresivamente haya ido creciendo el interés por el uso de éstos en el ámbito industrial. Por este motivo, una gran parte de las investigaciones actuales están siendo llevadas a cabo con el objetivo de conocer y caracterizar el comportamiento a fatiga de materiales cerámicos, poliméricos y de materiales compuestos.

2.2. El mecanismo de rotura por fatiga

La rotura por fatiga de un componente mecánico implica la presencia de cierta carga cíclica actuando sobre el mismo, capaz de generar una grieta de tamaño microscópico y hacerla crecer hasta que, inicialmente alcance un tamaño macroscópico y posteriormente un tamaño tal que conduzca a la rotura del componente. El hecho de que el fenómeno de fatiga ocurra en estas dos escalas (micro y macroscópica) condiciona la forma en que ha de ser estudiado y los factores a tener en cuenta en dicho estudio. En general, para estudiar el fallo por fatiga en un componente mecánico puede considerarse que éste tiene lugar en tres etapas distintas:

- una fase inicial llamada de iniciación de grieta en la que se generan microgrietas generalmente en una zona cercana a la superficie o en las proximidades de defectos del material. Estas microgrietas van creciendo y agrupándose hasta formar una grieta de un tamaño considerable desde un punto de vista macroestructural. Este tamaño, conocido como *longitud de iniciación de grieta*, en general, dependerá del material en consideración y del enfoque empleado en el estudio de la fase de iniciación. La duración de esta fase está fuertemente influenciada por las características de la superficie, por el estado tensional en una pequeña región alrededor de la zona donde se iniciará la grieta así como por la microestructura del material.

- una fase posterior de propagación de grieta, caracterizada por el crecimiento estable de la grieta formada en la fase de iniciación, bajo la acción de la carga. Esta fase termina cuando la grieta tiene un tamaño suficiente como para que el crecimiento de la misma no requiera un incremento de la carga. El estudio de la fase de propagación puede llevarse a cabo empleando conceptos de la mecánica de la fractura elástica lineal. La duración de esta fase ya no depende de las características locales de la superficie sino que se ve condicionada por las propiedades globales del material.
- una última fase de rotura final, en la que la grieta crece de manera inestable hasta la fractura total del componente bajo estudio. La duración de esta fase suele ser tan corta comparada con la de las dos anteriores, que algunos autores discrepan sobre si es correcto considerarla como una fase en sí misma.

La separación entre las fases de iniciación y propagación es un aspecto que ha generado mucha controversia tradicionalmente, aunque algo en lo que suelen coincidir los distintos estudios existentes es en el hecho de que la iniciación finaliza cuando el crecimiento de la grieta no depende de las características de la superficie del material donde se ha generado. Esto implica que, en la fase de propagación, el crecimiento de la grieta está controlado por propiedades intrínsecas del material, no de la superficie del mismo.

Existen distintos enfoques para abordar el cálculo de la vida a fatiga de un componente mecánico en función de la importancia relativa de cada una de las fases anteriores. De esta forma:

- Cuando los niveles de tensión son relativamente bajos, el estado de tensiones y deformaciones en el material es predominantemente elástico y la duración de la fase de iniciación domina sobre el resto, pudiendo alcanzar más de un 90% de la vida total del componente. Para el análisis de estas situaciones, denominadas tradicionalmente como fatiga a alto número de ciclos, suele emplearse un enfoque basado en tensiones.
- Por el contrario, cuando los niveles de tensión son altos y existe una considerable deformación plástica, las grietas se inician rápidamente y es la fase de propagación la que tiene mayor duración en el proceso completo de rotura por fatiga. Esta situación,

conocida como fatiga a bajo número de ciclos, es característica de las grietas que se inician en zonas afectadas por concentradores de tensión y su estudio se suele abordar usando un planteamiento basado en deformaciones.

- Así mismo, cuando no existe una fase predominante en el proceso de iniciación y propagación hasta el fallo de una grieta, es común el empleo de modelos de predicción de vida que analizan éstas fases de manera independiente para, posteriormente combinar ambos estudios y obtener la vida a fatiga del componente en cuestión. Un aspecto clave en el empleo de modelos de predicción de vida suele ser la determinación de la longitud de iniciación de grieta, que separa las fases de iniciación y propagación de la misma.

El conocimiento de los mecanismos físicos involucrados en las fases de iniciación y de propagación de grieta es conveniente de cara a la comprensión de los distintos enfoques empleados para el estudio de dichas fases. A continuación, en los dos apartados siguientes, se describirán los aspectos básicos de los procesos de iniciación y propagación de una grieta.

2.2.1. Iniciación de grieta

La primera evidencia que se tiene de la presencia de una grieta en un material metálico sin defectos es en forma de una microgrieta [6] que, en ocasiones, puede tener un tamaño inferior a una micra. La microgrieta aparece como consecuencia del movimiento cíclico e irreversible de dislocaciones en la red cristalina del material. Esta irreversibilidad está asociada a la existencia de cierta deformación plástica en dicha red [25]. Sin embargo, las grietas por fatiga pueden iniciarse con valores de tensión inferiores al límite elástico del material por lo que, en estas condiciones, la deformación plástica queda restringida a un pequeño número de granos. Generalmente, los granos que plastificarán estarán situados en la superficie del espécimen, ya que se encuentran menos limitados en cuanto a su deformación que los granos situados en el interior [26]. Por otro lado, en un material real, existirán defectos e inclusiones, que actuarán como concentradores de tensión, haciendo que en su proximidades pueda aparecer deformación plástica y en consecuencia dislocaciones que

puedan llevar a la aparición de microgrietas.

Los granos de la superficie, además de aquellos situados en las proximidades de defectos e inclusiones, son zonas preferentes de iniciación de grietas por fatiga. Aparte del nivel de tensión al que se encuentran sometidos los granos del material, existen otros factores que condicionarán la aparición o no de dislocaciones en los mismos, como son su forma, tamaño y orientación cristalográfica. De forma general, en un material real, aparecerán microgrietas en varios granos y algunas de ellas crecerán de tamaño, pudiendo combinarse entre si, hasta formar una o varias grietas cuya posterior propagación llevará a la rotura final [26].

Aunque, desde un punto de vista conceptual, una dislocación pueda ser considerada una grieta en si misma, éstas tienen un tamaño tan pequeño que no pueden propagarse por si mismas. Sin embargo tienden a concentrarse en planos paralelos y adyacentes formando lo que se conoce como Bandas de Deslizamiento Persistentes (PSB Persistent Slip Bands en inglés) [27]. Las PSB son consideradas como las precursoras de las microgrietas y son conjuntos de dislocaciones con una orientación común.

Cuando una PSB se genera en una superficie libre del material, aumenta la rugosidad de la zona debido a las intrusiones y extrusiones que forma en dicha superficie. Las intrusiones y extrusiones aparecen como consecuencia del deslizamiento irreversible de las distintas dislocaciones que componen la PSB y actúan como microentallas que producen una concentración de tensión en la superficie, situación muy favorable para la aparición de microgrietas en el material [28–30]. La irreversibilidad de dicho deslizamiento está asociada al endurecimiento por deformación que experimenta la PSB, así como a las condiciones ambientales existentes. En efecto, en las nuevas superficies que quedan expuestas al aire, y que aparecen como consecuencia del movimiento de las dislocaciones, se adhiere fuertemente una capa de óxido que genera fricción entre las caras de la dislocación [31].

Es importante destacar que en ausencia de defectos en el material, la formación de microgrietas es un fenómeno que depende fuertemente del estado tensional y de las características de la superficie donde se generará dicha microgrieta. Desde un punto de vista práctico, se pueden resaltar algunos factores relacionados con la superficie de iniciación

que facilitan la aparición de microgrietas en la misma, como son la rugosidad superficial y la presencia de marcas de mecanizado y corrosión. Así mismo, factores muy influyentes en la iniciación de grietas en componentes mecánicos son el contacto con otros componentes (*fretting fatigue*) y la presencia de concentradores de tensión, como los agujeros o cambios de sección, que provocan que la tensión en la superficie multiplique su valor.

Otro aspecto a destacar relacionado con la formación de microgrietas es el hecho de que éstas pueden formarse a partir del primer ciclo de carga, y en distintas localizaciones en el espécimen a la vez. Sin embargo, dependiendo del nivel de carga y del estado tensional de las distintas zonas de iniciación, éstas microgrietas pueden permanecer invisibles gran parte de la vida a fatiga del componente, creciendo lentamente hasta alcanzar un tamaño visible.

El crecimiento de microgrietas cuando su tamaño es del orden del tamaño de grano del material, se ve altamente influenciado por la microestructura del mismo. De esta forma, el ritmo de crecimiento de estas microgrietas presenta un comportamiento errático compuesto por bruscas aceleraciones y deceleraciones. Se ha comprobado que una microgrieta experimenta decrementos en su ritmo de crecimiento conforme se va acercando a los sucesivos límites de grano que va encontrando en su camino y que dicho ritmo de crecimiento aumenta al atravesar cada uno de estos límite de grano [32]. Esto indica que los límites de grano, cuando la grieta es pequeña, actúan como barreras que limitan el crecimiento de la misma.

El ritmo de crecimiento discontinuo de la microgrieta continuará hasta que ésta alcance una longitud tal que las barreras microestructurales dejan de tener efecto en dicho ritmo y éste se vuelve estable. La estabilización del ritmo de crecimiento de una grieta cuando ésta alcanza una determinada longitud puede entenderse si se tiene en cuenta que el frente de ésta, al crecer, va abarcando cada vez un número mayor de granos. Esto implica que el crecimiento a través de un grano no puede ocurrir en una dirección arbitraria y con un ritmo independiente del de los granos vecinos, uniformizándose conforme aumenta el número de granos abarcado por el frente de la grieta [26].

Sin embargo, hay que tener en cuenta que en ocasiones, las microgrietas iniciadas pue-

den crecer hasta una determinada longitud y quedar bloqueadas en alguna de las barreras que encuentre [33–35]. La existencia de grietas no propagantes indica, como se verá mas adelante, que es posible generar grietas en el material con niveles de tensión inferiores al límite de fatiga. Éstas solo propagarán si la tensión sube por encima de dicho valor límite.

2.2.2. Propagación de grieta

La fase de propagación de una grieta, tal y como se ha mencionado en la sección 2.2, comienza cuando la grieta ha alcanzado un tamaño considerable desde el punto de vista macroscópico, de forma que su ritmo de crecimiento se estabiliza y no se ve afectado por la microestructura del material y las características de la superficie donde se ha generado. Bajo estas condiciones, el material puede ser considerado continuo y homogéneo, y el crecimiento de la grieta puede ser caracterizado haciendo uso de los conceptos tradicionales de la Mecánica de la Fractura, ya sea Elástica Lineal o Elasto-Plástica.

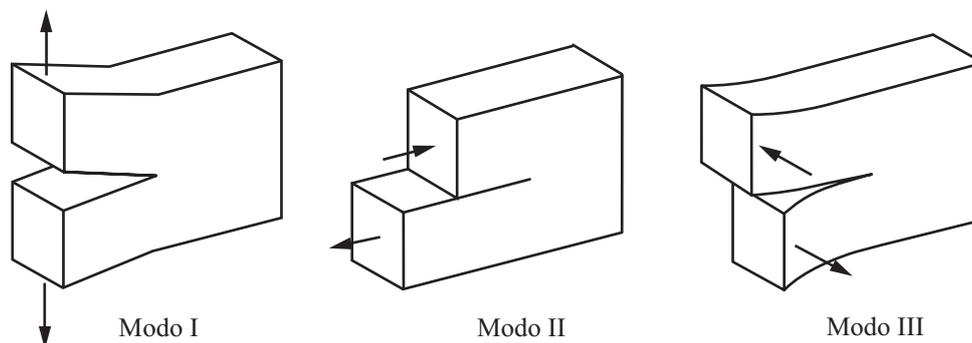


Figura 2.1: Modos de propagación de grieta

La propagación de una grieta en un material depende del estado tensional en las proximidades del vértice de la misma y de los desplazamientos relativos entre las caras de ésta provocados por dicho estado tensional. De esta forma, y como se muestra en la figura 2.1, existen tres posibles modos de propagación de una grieta. El Modo I, conocido como modo de tracción, en el que las caras de la grieta se separan la una respecto a la otra en dirección normal al plano de la grieta. El Modo II es el modo de deslizamiento tangencial en el plano, en el que las caras de la grieta se desplazan de en dirección perpendicular al borde de la misma. Finalmente en el Modo III, llamado modo de deslizamiento tangencial fuera

de plano, los flancos deslizan en dirección paralela al frente de la grieta. La mayoría de los fallos por fatiga en componentes mecánicos reales ocurren predominantemente en Modo I.

Se puede comprobar [15] que el campo de tensiones en las proximidades del vértice de una grieta puede expresarse en función de una magnitud escalar denominada Factor de Intensidad de Tensiones (FIT). Por ejemplo, para una grieta creciendo en Modo I (existen expresiones similares para los Modos II y III), el campo de tensiones en coordenadas polares (véase la figura 2.2) cerca de su vértice viene dado por la expresión

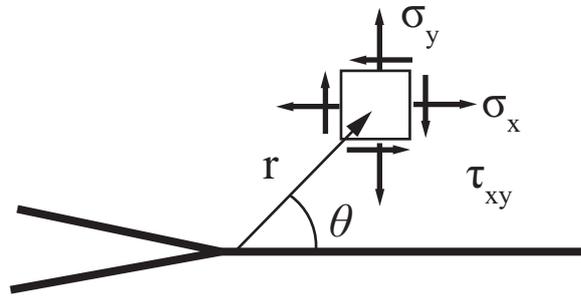


Figura 2.2: Coordenadas polares en el vértice de una grieta

$$\sigma_{ij}(r, \theta) = \frac{1}{\sqrt{2\pi r}} K_I f_{ij}(\theta) + O(\sqrt{r}) \quad (2.1)$$

donde K_I es el FIT en Modo I, cuyo valor depende de la carga aplicada, de la longitud de la grieta y de la geometría del componente bajo estudio. El término $O(\sqrt{r})$ representa términos de orden superior que pueden ser despreciados en primera aproximación en las proximidades del vértice de la grieta.

El FIT, que representa la intensidad de las tensiones elásticas cerca del frente de la grieta, es considerado como la fuerza impulsora del crecimiento de la misma y suele expresarse como

$$K_I = Y\sigma\sqrt{\pi a} \quad (2.2)$$

donde σ es la tensión remota aplicada, Y es un factor adimensional que depende de la geometría del espécimen y de la grieta y a es la longitud de dicha grieta. El FIT ha sido calculado analíticamente para multitud de geometrías y condiciones de carga [36–38] aunque su valor también puede ser calculado de manera numérica, por ejemplo, mediante el

método de los elementos finitos, en situaciones en las que la geometría es complicada.

Es importante destacar que, a la vista de la ecuación 2.1, cuando el valor de r tiende a cero, el campo de tensiones tiende a infinito. Esto implica que en materiales reales aparecerá cierta plastificación cerca del vértice de la grieta. Dado que el FIT es un parámetro que proviene de un análisis elástico, su validez para caracterizar el estado tensional en las proximidades de una grieta depende del tamaño de la zona plástica desarrollada en torno al frente de la misma. De esta forma, siempre que dicha zona plástica sea pequeña comparada con la longitud de la grieta y con el tamaño del espécimen estudiado, las hipótesis de la MFEL siguen siendo válidas [39].

Para caracterizar la propagación de una grieta por fatiga resulta de utilidad estudiar la evolución de la longitud de grieta a , en función del número de ciclos aplicados N ; en concreto, la pendiente de esta función da/dN , representa el ritmo de propagación de dicha grieta. Dado que el FIT, en condiciones de plasticidad a pequeña escala, representa correctamente el estado tensional en el vértice de una grieta, resulta lógico pensar que el ritmo de crecimiento de la misma pueda estar controlado por este valor [16]. La Ley de Paris establece que el ritmo de crecimiento de una grieta puede expresarse mediante la ley potencial

$$\frac{da}{dN} = C\Delta K^n \quad (2.3)$$

donde C y n son constantes dependientes del material bajo estudio y de distintas variables como son la frecuencia y el tipo de carga, las condiciones ambientales y la tensión media. ΔK es el rango de variación del FIT en un ciclo de carga, definido como $\Delta K = K_{max} - K_{min}$.

La figura 2.3 representa la evolución típica del ritmo de crecimiento de una grieta frente a ΔK en materiales metálicos. En dicha figura puede observarse que existen tres zonas bien diferenciadas, así como la existencia de un umbral y una zona de crecimiento acelerado. La región I está asociada a una fuerte reducción de la velocidad de crecimiento, con valores inferiores a 10^{-8} mm/ciclo, hasta llegar a un valor umbral, $\Delta K_{th\infty}$, por debajo del cuál las grietas no se propagan. En la región II el crecimiento de la grieta se estabiliza y existe un aumento progresivo de la velocidad de crecimiento al aumentar ΔK . Esta zona es conocida como región de Paris y en ella, dicha velocidad de crecimiento puede describirse adecua-

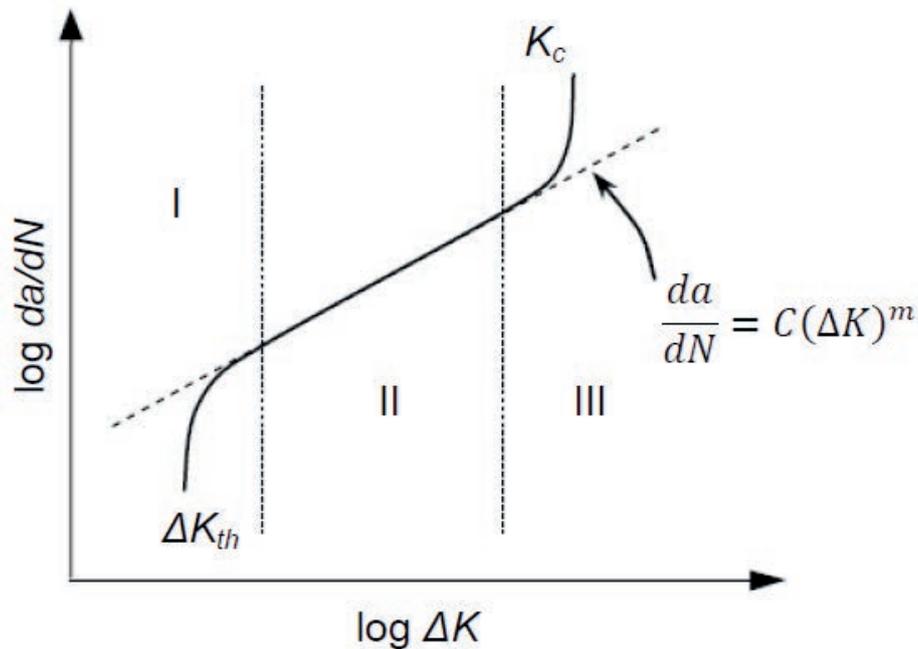


Figura 2.3: Ritmo de crecimiento de una grieta vs. δK

damente mediante la Ley de Paris. Finalmente, en la región III, el ritmo de crecimiento de la grieta aumenta rápidamente y la grieta crece de manera inestable hasta la rotura del componente bajo estudio. Esta rotura se produce cuando el valor máximo del FIT K_{max} alcanza un valor crítico K_C denominado tenacidad a fractura del material. K_C es una propiedad del material y representa la máxima carga estática que dicho material es capaz de soportar cuando presenta una grieta.

La Ley de Paris permite obtener el número de ciclos necesario para que una grieta existente en un material concreto avance una determinada longitud. Para ello habrán de conocerse las constantes m y C que, como se ha mencionado previamente, dependerán del material y de las características de la carga aplicada al mismo, así como la evolución del FIT conforme la grieta avanza desde su longitud inicial hasta la final. Esto puede realizarse mediante la integral

$$N_{prop} = \int_{a_i}^{a_f} \frac{da}{C\Delta K^m} \quad (2.4)$$

donde N_{prop} es el número de ciclos de carga necesarios para propagar una grieta desde una

longitud inicial a_i hasta una longitud final a_f .

Tomando como punto de partida la Ley de Paris se han desarrollado numerosos modelos que pretenden incluir el comportamiento de la grieta en las regiones I y III, así como otros factores que afectan al ritmo de propagación de las mismas. Una de las principales limitaciones de la Ley de Paris es que no tiene en cuenta el efecto de la tensión media. La Ley de Walker [40] propone tener en cuenta dicho efecto a través del coeficiente de asimetría de la carga R mediante la siguiente expresión

$$\frac{da}{dN} = C_W \left[\frac{\Delta K}{(1-R)^{1-\gamma_W}} \right]^{m_W} \quad (2.5)$$

en la que C_W , m_W y γ_W son tres parámetros que habrán de ser ajustados experimentalmente.

Existen otros modelos que incluyen efectos tales como el comportamiento de la grieta en la región III [41], y el efecto del umbral $\Delta K_{I_{h\infty}}$ cuando la grieta crece en la región I [42].

Finalmente cabe destacar que al usar el FIT para describir el crecimiento de grietas por fatiga se asume que, independientemente de la longitud de la grieta y del valor de la carga, dos grietas en un mismo material que presenten el mismo ΔK tendrán el mismo ritmo de crecimiento. Esto es así porque existe semejanza física entre ambas grietas y dicha semejanza viene caracterizada por el FIT, para ello la longitud de las grietas ha de ser tal que su comportamiento pueda ser descrito mediante los conceptos de la MFEL. En efecto, si alguna de esas grietas fuera de una longitud comparable al tamaño de la microestructura (conocidas como grietas pequeñas o microgrietas), su crecimiento se vería afectado por ésta y en consecuencia se perdería la semejanza física de ambos problemas siendo, por tanto, incorrecto caracterizar el crecimiento de esta pequeña grieta utilizándose solamente el FIT. Sin embargo, como se comprobará en apartados posteriores, existen modificaciones a la ley de crecimiento que pretenden soslayar este problema.

El crecimiento de grietas pequeñas o microgrietas, como se comentó en el apartado anterior, se caracteriza por un ritmo de propagación oscilante que hace que las velocidades de crecimiento de las mismas sufran aceleraciones y deceleraciones pudiendo llegar incluso a detenerse. Como se ha mencionado, dicho ritmo de propagación oscilante se atribuye a la influencia de la microestructura, como ponen de manifiesto numerosos estudios como

los de Pearson [17], Lankford [43], Morris [44, 45] y Tanaka [46], de forma que la grieta tiende a disminuir su velocidad de crecimiento al aproximarse a los límites de grano del material para volver a acelerarse una vez superada dicha barrera. Se ha comprobado que este comportamiento se atenúa al aumentar el tamaño de la grieta hasta que, para grietas de un tamaño del orden de decenas de diámetros de grano, el ritmo de propagación se vuelve insensible a la microestructura del material.

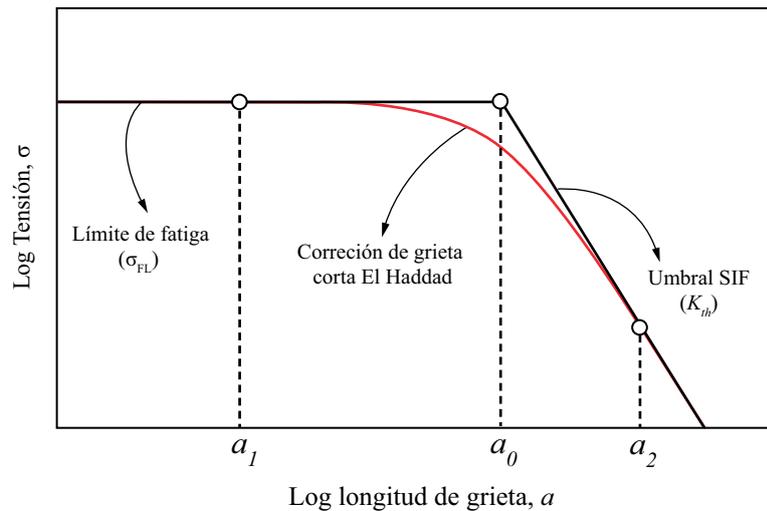


Figura 2.4: Diagrama de Kitagawa-Takahashi

Los trabajos de Kitagawa y Takahashi [18] y de Taylor y Knott [47] ponen de manifiesto el rango de validez de la MFEL para describir el comportamiento de las grietas pequeñas. Kitagawa y Takahashi estudiaron la tensión necesaria (tensión umbral) para hacer crecer una grieta en función de su tamaño inicial. Los resultados de sus investigaciones se muestran de manera esquemática en la figura 2.4 y ponen de manifiesto que para valores pequeños de la longitud de grieta $a < a_1$, el límite de fatiga del material (σ_{FL}) permanece constante independientemente de la longitud de grieta. Este hecho está en desacuerdo con la MFEL que establece que la tensión necesaria para la propagación de una grieta depende de su longitud y del umbral del FIT $K_{th\infty}$. Sin embargo, cuando $a > a_2$, el comportamiento de la grieta se ajusta a una recta de pendiente $-1/2$ en escala logarítmica y se corresponde con el de las grietas largas, pudiendo ser descrito mediante la MFEL. La longitud de grieta que hace de límite entre las grietas cortas y las largas a_0 , conocido como parámetro de El Haddad, puede obtenerse a partir de la expresión

$$a_0 = \frac{1}{\pi} \left(\frac{K_{th}}{Y\sigma_{FL}} \right)^2$$

Los valores a_1 y a_2 que delimitan el tipo de comportamiento de las grietas fueron definidos por Taylor y Knott [47]. Estos autores propusieron una correlación entre estos parámetros y el tamaño de grano D , de forma que $a_1 \approx D$ y $a_2 \approx 10D$. El diagrama de Kitagawa-Takahashi es una herramienta de diseño muy útil para determinar si un material es capaz de soportar la presencia de una grieta con una longitud determinada.

2.3. Fatiga en entallas

Así como en el apartado anterior se ha descrito desde un punto de vista general el mecanismo de fallo por fatiga, a la hora de llevar a cabo el diseño de componentes mecánicos y estructurales reales, resulta inevitable tener en cuenta que, en su mayoría, dichos componentes suelen presentar ciertas discontinuidades geométricas que provocan una concentración de tensión y deformación en sus proximidades. Estas discontinuidades son conocidas como entallas y pueden ser consecuencia de requerimientos del diseño, como agujeros o cambios de sección, o accidentales como defectos o marcas de mecanizado. En cualquier caso, las entallas, afectan considerablemente tanto a la iniciación de grietas como a la propagación de las mismas, siendo en la mayoría de los casos las responsables del fallo por fatiga en componentes reales. De ahí la importancia por conocer desde un punto de vista teórico el efecto que su presencia provoca en la resistencia a fatiga de un material.

En un espécimen con una entalla sometido a carga axial de tracción estática, como el mostrado en la figura 2.5, la tensión principal en la dirección de la carga presenta una evolución como la mostrada en dicha figura, siempre que el comportamiento del material se considere elástico. Es necesario indicar que, aunque todas las componentes de la tensión se ven afectadas por la presencia del concentrador, dicho efecto es más acusado en la dirección de la carga. Como puede observarse en esta figura, el valor de la tensión alcanza un máximo en el fondo de la entalla y cae de forma progresiva conforme se avanza hacia el interior del material. El valor máximo de la tensión puede relacionarse con la tensión nominal aplicada

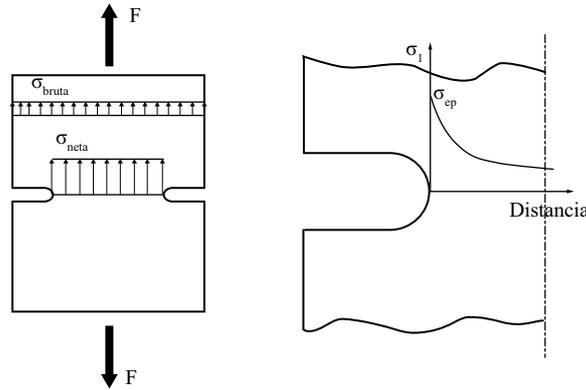


Figura 2.5: Concentración de tensión en un elemento con entalla

al espécimen σ_n a través del denominado factor de concentración de tensión K_t , que puede definirse como

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_n} \quad (2.6)$$

El valor de K_t , para una misma configuración de carga, solo depende de la forma de la entalla y del espécimen, pero no de las dimensiones ni del material del mismo [22]. Existen distintos manuales donde puede encontrarse el valor de K_t para distintas geometrías y configuraciones de carga [22, 48]. En problemas con geometrías complejas, el cálculo de K_t suele realizarse mediante técnicas numéricas como por ejemplo el método de los elementos finitos.

La resistencia a fatiga de un componente disminuye con la presencia de una entalla. Sin embargo, el factor de reducción no es igual a K_t , sino que se cuantifica a través del factor de concentración de tensiones efectivo a fatiga K_f [22], que puede definirse como

$$K_f = \frac{\sigma_0}{\sigma_{0n}} \quad (2.7)$$

donde σ_0 y σ_{0n} son los límites de fatiga del material sin y con entalla respectivamente, obtenidos ambos bajo las mismas condiciones de ensayo. Normalmente K_f presenta valores inferiores a K_t , lo que indica que calcular el límite de fatiga de un componente entallado a partir de K_t suele conducir a resultados muy conservadores. Esto es así porque el límite de fatiga en presencia de una entalla no solo depende del valor máximo de la tensión sino

también del gradiente de la misma en el camino potencial de la grieta.

Existe una gran variedad de fórmulas de carácter empírico que permiten determinar el valor de K_f para distintas geometrías, tipos de carga y materiales [49]. Para entender el funcionamiento de los métodos clásicos para el cálculo de K_f resulta de utilidad el uso del denominado índice de sensibilidad a la entalla q . Este parámetro permite relacionar K_f y K_t para una misma entalla [50] a través de la expresión

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (2.8)$$

El valor de q suele variar entre 0 y 1 de forma que cuando q vale 0, el material es insensible a la entalla, mientras que cuando vale 1, se considera que el material es totalmente sensible a la presencia de la entalla y $K_f = K_t$. En esta última situación la estimación del límite de fatiga del espécimen con entalla puede realizarse directamente dividiendo el límite de fatiga del material sin entalla por K_t .

A partir de análisis experimentales [50], se ha comprobado que para un mismo material, a medida que aumenta el radio de la entalla, q se aproxima asintóticamente a valores próximos a la unidad, lo que indica que las diferencias entre K_f y K_t son más significativas cuanto más aguda es la entalla en cuestión. También se ha podido comprobar que, para entallas geoméricamente semejantes (mismo K_t), la resistencia a fatiga de un componente disminuye al aumentar el tamaño de dicho componente. Este efecto es conocido como efecto escala y pone de manifiesto que K_f depende considerablemente del tamaño del componente.

De entre las fórmulas clásicas desarrolladas para el cálculo de K_f , dos de las más utilizadas y conocidas son las de Neuber [12] y Peterson [50]. Estos autores establecieron, desde un punto de vista teórico, que el valor medio de la tensión en un cierto volumen de material en torno al fondo de la entalla es el responsable del fallo por fatiga. Así mismo, fueron capaces de deducir que K_f depende principalmente del radio de la entalla, de K_t y del material del componente entallado. En concreto, Neuber propuso estimar el valor de K_f mediante la expresión

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \sqrt{\frac{a_N}{r_e}}} \quad (2.9)$$

donde r_e es el radio del fondo de la entalla y el valor medio de la tensión se calcula a lo largo de una longitud característica del material a_N .

Por su parte, Peterson propuso estimar el valor medio de la tensión provocada por la entalla mediante la tensión local a una distancia a_P del fondo de la misma, cuyo valor también depende del material bajo consideración. En este caso K_f puede ser obtenido mediante la siguiente fórmula

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \frac{a_P}{r_e}} \quad (2.10)$$

Las ecuaciones 2.9 y 2.10, son de gran interés para el cálculo del límite de fatiga de componentes con entallas aunque presentan ciertas limitaciones como por ejemplo, que su validez depende en gran medida del tipo de material bajo estudio, que es necesario definir la tensión nominal en el componente analizado, lo cual dificulta mucho el cálculo cuando la geometría es compleja y que, como se verá a continuación, los resultados que arrojan no son válidos para entallas agudas, es decir, entallas con valores de K_t relativamente altos.

2.3.1. Entallas agudas: Grietas no propagantes

Para analizar la evolución del límite de fatiga de componentes con entalla a medida que aumenta el factor de concentración de tensiones K_t , Frost y Dugdale [33, 34, 51] llevaron a cabo una serie de ensayos en los que, manteniendo constante la profundidad de la entalla, fueron disminuyendo el radio de curvatura del fondo de la misma. Si se representan en un gráfico los límites de fatiga de los elementos entallados obtenidos durante los ensayos, frente al valor de K_t de cada uno de ellos, se obtiene un gráfico como el mostrado en la figura 2.6. En este gráfico, aparte de los resultados experimentales, puede observarse la curva estimada usando el criterio de la máxima concentración de tensión y que, según se ha mencionado anteriormente, ha de ajustarse bien al caso de entallas romas. Así mismo, se muestra la curva calculada usando la fórmula de Neuber (ecuación 2.9), cuyas diferencias con la anterior habrán de ser mayores conforme aumenta K_t . Finalmente, considerando la entalla como una grieta de longitud igual a la profundidad de la entalla, también se muestra una línea recta correspondiente al umbral de crecimiento de grietas predicho por la MFEL

y cuya expresión es [52]

$$\Delta\sigma_{0n} = \frac{\Delta K_{th}}{F\sqrt{\pi a}} \quad (2.11)$$

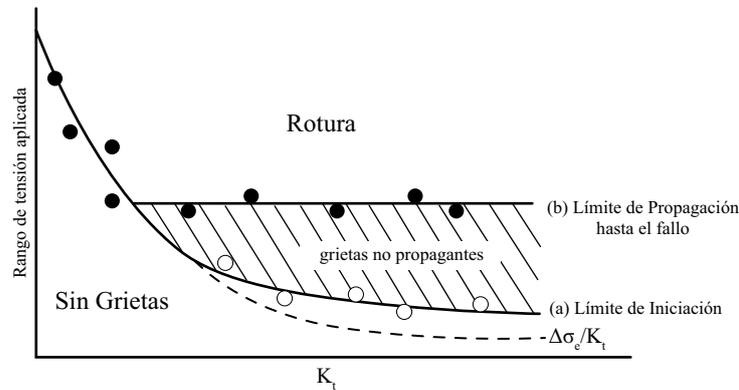


Figura 2.6: Diagrama de Frost. Umbrales de iniciación y propagación de grietas en elementos con entalla

En la figura 2.6, se puede observar que para valores de K_t superiores a cierto valor K^* , los métodos de predicción basados en K_t - K_f parecen alejarse de los resultados experimentales, mientras que para valores inferiores a dicho valor el ajuste es bueno. El valor de K^* permite distinguir entre entallas agudas y entallas romas y puede obtenerse a partir de la expresión

$$K^* = \frac{F\Delta\sigma_0\sqrt{\pi a}}{\Delta K_{th}} \quad (2.12)$$

También puede comprobarse que en entallas agudas ($K_t > K^*$), la MFEL predice correctamente los resultados experimentales. Esto indica que estas entallas pueden ser consideradas como grietas y que el límite de fatiga se puede considerar como la mínima tensión necesaria para que dichas "grietas" se propaguen hasta la rotura del componente bajo estudio (límite de propagación). La evidencia experimental también pone de manifiesto que, ante este tipo de entallas, y para valores de la tensión inferiores al límite de propagación mencionado anteriormente, existen grietas en el material que pueden crecer hasta cierto tamaño y detenerse indefinidamente aunque se les siga aplicando carga. Estas grietas son conocidas como grietas no-propagantes y su presencia pone de manifiesto la existencia de dos límites de fatiga en el material: el límite de iniciación de grietas, que es el que predicen los métodos basados en K_f y el límite de propagación, que es el límite de fatiga conven-

cional y que en el caso de entallas romas coincide con el anterior. Lógicamente, la región comprendida entre ambos límites se corresponde con la zona de grietas no-propagantes.

El hecho de que puedan existir grietas no-propagantes en materiales con entallas despertó el interés de los investigadores por este fenómeno [35, 52–57] y ha cambiado los criterios de diseño tradicionales ya que se considera demostrado que, en condiciones de carga controladas, los componentes mecánicos con entallas son capaces de tolerar grietas sin poner en compromiso su integridad estructural.

Como posibles explicaciones a la presencia de grietas no propagantes en materiales con entallas, tradicionalmente se han venido barajando dos hipótesis: una de ellas [52, 58–60], fundamentada en que el ritmo de crecimiento de la grieta está controlado por la plasticidad provocada por el concentrador y por el propio frente de la grieta y que concluye que el tamaño máximo de las grietas no-propagantes no podría exceder el tamaño de la zona plástica del concentrador. Posteriormente se comprobó que la detención de las grietas siempre se producía en régimen elástico [35, 53, 54, 61] y que por tanto el tamaño de estas es superior al de la zona plástica asociada a la entalla. La otra hipótesis asocia la existencia de grietas no-propagantes al efecto del cierre de grieta [53–56, 62], según el cual, la fuerza impulsora del crecimiento de la grieta se ve disminuida por las interacciones entre las caras de la propia grieta. Dichas interacciones vienen provocadas principalmente por la rugosidad de las caras y por las deformaciones plásticas que genera la propia grieta conforme avanza.

2.3.2. Modelos de predicción de vida en presencia de entallas

Desde que se descubrió que el comportamiento de los materiales en presencia de entallas era muy diferente al que experimentan en el caso de presentar geometrías suaves, creció el interés por el estudio del efecto de éstas en el propiedades de fatiga de dichos materiales. De esta forma surgieron distintos estudios que, desde diferentes puntos de vista, pretendían arrojar luz sobre este fenómeno y elaborar modelos de predicción de vida a fatiga que pudieran ser aplicados en situaciones de carácter práctico. En un principio, la mayoría de estos estudios enfocaban el análisis de estas situaciones desde un punto de vista global, en el que las propiedades macroscópicas del material jugaban un papel fundamental. Sin em-

bargo, a medida que aumentaba el conocimiento de los mecanismos físicos involucrados en la iniciación de grietas, y que mejoraban tanto las técnicas de ensayo como las de microscopía, comenzaron a surgir modelos que consideraban que la microestructura del material desempeñaba un papel muy importante en la formación de las grietas y que aportaban un mayor sentido físico al fenómeno de la iniciación y propagación de grietas en materiales con entallas. A continuación se describirán brevemente los modelos de predicción de vida a fatiga en presencia de entallas que tradicionalmente han tenido mayor relevancia.

El método propuesto por Smith y Miller [52] sugiere modificar el FIT para tener en cuenta el efecto del concentrador de tensión conforme la grieta avanza. Para ello comparan la evolución del FIT de una grieta creciendo en un espécimen con entalla, con el que presenta una grieta en un espécimen sin entalla bajo las mismas condiciones de ensayo. Cuando ambas grietas presentan la misma velocidad de crecimiento, la diferencia entre las longitudes de ambas $e=L-a$, la asocian al efecto de la entalla. De esta forma, los autores asumen que una grieta de una determinada longitud a , creciendo bajo la acción de un concentrador de tensión, tendrá un FIT igual al que tendría en un espécimen sin entalla pero considerando que su longitud es $a+e$, luego

$$K = \sigma \sqrt{\pi(a+e)} \quad (2.13)$$

donde el efecto de la entalla e va variando a medida que aumenta la longitud real de la grieta. Los autores proponen calcular e mediante las siguientes expresiones, dependiendo de si la grieta se encuentra dentro del campo de influencia de la entalla o no.

$$e = \begin{cases} 7.96 a \sqrt{\frac{\alpha}{r}} & \text{if } 0 < a < 0.13\sqrt{\alpha r} \\ \alpha & \text{if } a > 0.13\sqrt{\alpha r} \end{cases}$$

donde α y r son la profundidad y el radio de la entalla respectivamente. A partir de las expresiones anteriores, se puede estimar el límite de iniciación de grietas. En efecto, para una grieta dentro de la zona de influencia de la entalla

$$K = \left[1 + 7.96 \frac{\alpha}{r}\right]^{\frac{1}{2}} \sigma \sqrt{\pi a} = k_{fatigue} \sigma \sqrt{\pi a} \quad (2.14)$$

$$\sigma_{inic} = \frac{\sigma_{FL}}{k_{fatigue}} = \frac{\sigma_{FL}}{\left[1 + 7.96 \frac{\alpha}{r}\right]^{\frac{1}{2}}} \quad (2.15)$$

Finalmente, el límite de propagación para la grieta puede calcularse teniendo en cuenta que, en estas circunstancias, el FIT ha de ser igual al FIT umbral del material $K = K_{th\infty}$.

$$\sigma_{FL} = \frac{K_{th\infty}}{Y \sqrt{\pi(a + \alpha)}} \quad (2.16)$$

Tomando como punto de partida el modelo anterior, Yates y Brown [63] hacen uso del diagrama de Kitagawa-Takahashi del material. Este diagrama establece las condiciones umbral para la propagación de grietas por fatiga en un componente sin entalla y puede expresarse en función del FIT como

$$K_{th} = \begin{cases} Y \sigma_{FL} \sqrt{\pi a} & \text{if } 0 < a < a_0 \\ K_{th\infty} & \text{if } a > a_0 \end{cases} \quad (2.17)$$

donde a_0 es el parámetro de el Haddad cuya expresión viene dada por

$$a_0 = \frac{1}{\pi} \left(\frac{K_{th}}{Y \sigma_{FL}} \right)^2 \quad (2.18)$$

Los autores proponen que para que una grieta en el fondo de una entalla crezca por fatiga, el FIT ha de ser siempre superior al predicho por el diagrama de Kitagawa. El FIT de la grieta puede expresarse en términos del modelo de Smith y Miller como

$$K = \begin{cases} Y \sigma k_t \sqrt{\pi a} & \text{if } 0 < a < a_0 \\ \sigma \sqrt{\pi(a + \alpha)} & \text{if } a > a_0 \end{cases} \quad (2.19)$$

Igualando las expresiones 2.17 y 2.19 pueden obtenerse tres situaciones distintas mostradas de manera esquemática en la figura 2.7:

1. Que la curva del FIT de la grieta esté por debajo del diagrama de Kitagawa, en cuyo caso no se propagará.
2. Que el FIT de la grieta siempre esté por encima del diagrama de Kitagawa, creciendo hasta la rotura del componente.
3. Que inicialmente el FIT aplicado sea superior al umbral y que ambas curvas se corten en algún punto. En este caso, la grieta se iniciará en el fondo de la entalla, se

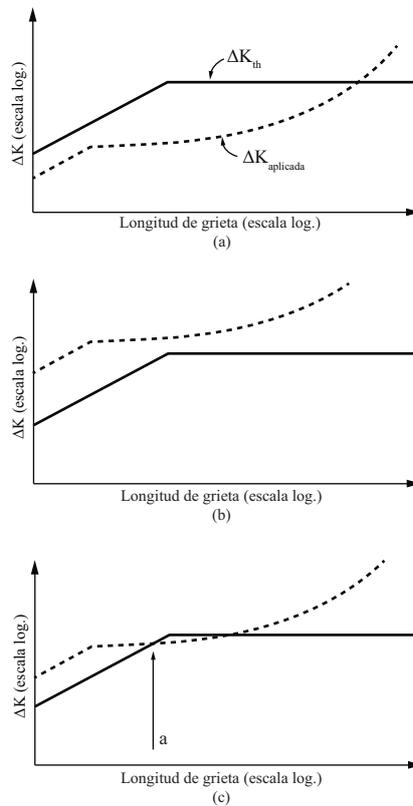


Figura 2.7: Modelo de Yates y Brown

propagará hasta una longitud determinada y se detendrá. Esta longitud vendrá dada por la intersección de ambas curvas y se corresponderá con la longitud de grieta no-propagante para la carga aplicada.

Este modelo, aunque proporciona predicciones razonables respecto a los resultados experimentales con los que fue comparado, propone una aproximación demasiado simplista del efecto de la entalla al no considerar el efecto del gradiente de la tensión.

Taylor [64] propuso un método sencillo para estimar el límite de fatiga de componentes con entallas con geometrías arbitrarias. Basándose en las ideas clásicas de Neuber y Peterson y en los conceptos de la MFEL, propuso evaluar la tensión a una distancia característica del material $L/2$, donde L se define como

$$L = \frac{1}{\pi} \left(\frac{\Delta K_{th}}{\Delta \sigma_0} \right)^2 \quad (2.20)$$

Para aplicar este método, conocido como método del punto, es necesario conocer la

distribución de tensiones a lo largo del camino potencial de la grieta. Existen otras versiones de dicho método en función de si la tensión utilizada para estimar el límite de fatiga se obtiene a partir del valor medio en una línea, en un área o en un volumen en torno al fondo de entalla, en lugar de hacerlo en un punto. Este modelo y sus distintas formulaciones han sido aplicados con éxito en numerosas situaciones de carácter práctico, siendo capaz de recoger correctamente el comportamiento a fatiga de entallas tanto romas como agudas. Sin embargo, desde un punto de vista físico, no se encuentra una relación entre la distancia crítica L y algún parámetro de la microestructura del material.

2.4. Fatiga multiaxial

En muchas aplicaciones reales existen componentes mecánicos que se encuentran sometidos a estados de carga cíclica complejos que provocan estados tensionales multiaxiales. Caracterizar el comportamiento a fatiga de materiales que se encuentran sometidos a este tipo de cargas es una tarea compleja que requiere conocer los mecanismos físicos involucrados en la formación y el crecimiento de grietas en los mismos. Con este objetivo y tomando como punto de partida el trabajo publicado por Gough [65] a mediados del siglo XX, han sido numerosos los estudios realizados por los investigadores para desarrollar procedimientos que permitan diseñar componentes mecánicos reales que se comporten de manera segura frente a la acción de la fatiga multiaxial.

Se ha comprobado que los distintos materiales utilizados comúnmente en la ingeniería responden de forma distinta ante cargas cíclicas multiaxiales [65] y que esta respuesta está íntimamente ligada a la microestructura del material. Si además de la multiaxialidad del estado tensional, se tiene en cuenta que los estados de carga pueden ser no-proporcionales, es decir, con cargas fuera de fase, se añade una dificultad extra al estudio del comportamiento a fatiga de dichos materiales. Las cargas no-proporcionales provocan que las direcciones principales del estado tensional puedan rotar durante el cada ciclo de carga, y en estas condiciones, el daño por fatiga depende de la interacción entre la ductilidad intrínseca del material y el cambio cíclico de la dirección correspondiente a la tensión principal máxima [66][67][68]. Esto supone que la no-proporcionalidad de la carga pueda tener efectos con-

trapuestos en distintos materiales pudiendo ser, en ocasiones, beneficiosa para la resistencia a fatiga de los mismos.

La argumentación llevada a cabo en los párrafos anteriores pone en evidencia que el diseño de componentes mecánicos y estructurales reales que se encuentren sometidos a estados de carga complejos resulta una tarea difícil que involucra numerosas variables. Por este motivo, gran parte del esfuerzo de los investigadores en los últimos tiempos ha sido dedicado a desarrollar métodos eficientes desde un punto de vista práctico que permitan estimar el daño por fatiga multiaxial en componentes mecánicos reales. Dichos métodos pueden ser clasificados en dos grupos bien diferenciados dependiendo de si se pretende evaluar el daño por fatiga a bajo número de ciclos, donde la plasticidad juega un papel muy importante en la iniciación de grietas, en cuyo caso se recomienda usar un enfoque basado en deformaciones, o si por el contrario, se pretende analizar el régimen de fatiga a medio/alto número de ciclos, donde es preferible utilizar métodos basados en tensiones.

De entre los métodos para estimar el daño por fatiga multiaxial a bajo número de ciclos merece la pena destacar la metodología propuesta por Brown y Miller [69], en la que los autores proponen evaluar la vida a fatiga teniendo en cuenta las componentes de la deformación perpendiculares y paralelas al plano de iniciación la grieta. Dicho plano, denominado plano crítico, es el que experimenta la máxima amplitud de deformación tangencial. Este enfoque, en combinación con la curva de Manson-Coffin permitiría estimar la vida a fatiga de componentes en los que la grieta se propaga principalmente en Modo II por la superficie de los mismos, ya que, como se argumentó en el apartado 2.2, el plano de iniciación no coincide con el de propagación cuando la grieta se adentra hacia el interior del material.

Años más tarde, Socie [70][71] propuso emplear la tensión perpendicular al plano crítico en lugar de la deformación, para la estimación del daño por fatiga multiaxial, porque dicha tensión está más relacionada con los mecanismos físicos de propagación de micro/meso grietas en el material. Tomando como punto de partida esta hipótesis, sugirió que el diseño a fatiga habría de realizarse en función del comportamiento de las grietas en el material: cuando la iniciación de grietas en el material tiene lugar principalmente en Modo I, el plano crítico habría de ser considerado aquél donde la tensión normal alcance su valor máximo y la vida a fatiga habría de estimarse usando el parámetro de Smith-Watson-Topper

[70]; por el contrario, cuando la propagación inicial de las grietas en el material tiene lugar principalmente en Modo II, el plano crítico sería aquel en el que la amplitud de la deformación tangencial es máxima, y la vida a fatiga se estimaría usando la curva torsional de Manson-Coffin [71].

Existen otras metodologías como las propuestas por Garud [72] y Ellyin et al. [73], basadas en criterios energéticos, que presentan la ventaja, frente a las mencionadas anteriormente, de utilizar una magnitud escalar (la energía), independiente de la complejidad del estado tensional existente en la zona que se considere crítica desde el punto de vista del diseño a fatiga.

En cuanto a los métodos desarrollados para el diseño de componentes reales a fatiga multiaxial en régimen de alto número de ciclos, hay que indicar que existen distintos enfoques como pueden ser aquellos basados en cálculo de invariantes del estado tensional, en el plano crítico y enfoques mesoscópicos. Los métodos basados en el cálculo de invariantes, como el propuesto por Sines et al. [74], asumen que el daño por fatiga depende tanto de la raíz cuadrada del segundo invariante del tensor desviador, como del tensor hidrostático. Estos métodos, como comprobó Papadopoulos [75], aunque son muy eficientes desde el punto de vista computacional, arrojan resultados erróneos al considerar el efecto de las cargas no-proporcionales.

Los métodos que utilizan un enfoque basado en el plano crítico arrojan predicciones muy acertadas a la hora de estimar el límite de fatiga multiaxial incluso en presencia de carga no-proporcional. Existen métodos, como el presentado por Findley [76], que proponen que el plano crítico es aquél en el que una combinación lineal de la tensión normal y tangencial alcanza un valor máximo. Otros métodos asumen que el plano crítico es el que experimenta el máximo valor de la amplitud de la tensión tangencial y que para estimar el daño por fatiga es necesario también tener en cuenta el valor de la tensión normal máxima a dicho plano [77–79]. El enfoque mesoscópico, propuesto por Dang Van [80][81], utiliza una metodología diferente de las anteriores y sugiere que el daño por fatiga multiaxial se puede estimar a partir de una combinación de lineal de la tensión tangencial máxima y la presión hidrostática.

2.5. Titanio: Propiedades y sus aplicaciones biomédicas

El titanio es un material metálico que se encuentra en la naturaleza, generalmente formando compuestos con oxígeno y hierro. El titanio comercialmente puro se obtiene principalmente mediante un proceso de reducción de tetracloruro de titanio (TiCl_4) con magnesio, denominado proceso Kroll en honor a Wilhelm Justin Kroll, que fue quien lo desarrolló a mediados del siglo XX. La alta solubilidad intersticial del titanio hace que su obtención con alta pureza sea complicada, lo cual encarece su precio.

El titanio puro es un material alotrópico, es decir, existe en más de una configuración cristalográfica, de forma que a partir de una temperatura de transición pasa de una configuración hexagonal compacta (fase α) a otra cúbica centrada en las caras (fase β). La temperatura de transición depende del grado de pureza del metal y se encuentra en torno a los 880°C . De esta forma, existen elementos aleantes como el oxígeno, el aluminio y el nitrógeno, que hacen que dicha temperatura disminuya, estos son los llamados elementos α -estabilizadores. Por otro lado los elementos β -estabilizadores como el vanadio, el hierro y el molibdeno, hacen que la temperatura de transición aumente. Finalmente existe otro grupo de elementos aleantes como el zirconio o el estaño que tienen un efecto ínfimo sobre dicha temperatura y que son llamados neutrales. En la figura 2.8 se muestran distintos diagramas de fases del titanio en función de sus elementos aleantes.

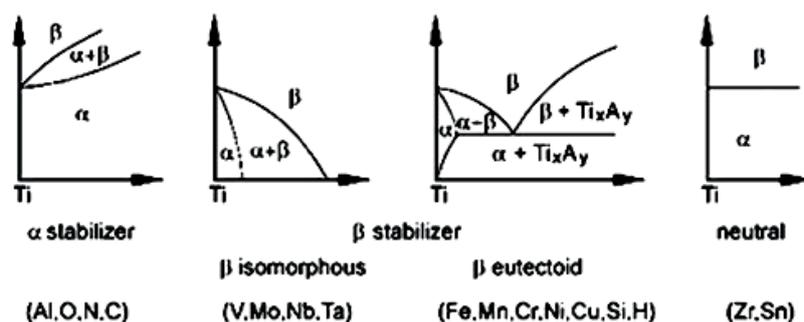


Figura 2.8: Diagramas de fases del titanio en función de sus elementos aleantes

Comparado con otros metales, el titanio (y sus aleaciones) es el que presenta un mayor valor de la relación resistencia/densidad. En general, las propiedades del titanio y de sus

aleaciones se determinan en función de la fracción en volumen de fase α y β que contiene. Comparada con la fase β , la fase α presenta una mayor densidad de empaquetamiento, lo que hace que presente un mayor módulo elástico, una mayor resistencia a la deformación plástica y al creep, así como una menor ductilidad.

El material en que están fabricados los implantes dentales analizados en el presente trabajo es titanio comercialmente puro (Ti cp) que, al no contener elementos aleantes, presenta la ventaja de no ser nocivo para el organismo y ciertas desventajas como, por ejemplo, una menor resistencia mecánica y a fatiga comparada con la que tienen algunas aleaciones del titanio. El Ti cp, a temperatura ambiente, es una fase pura de tipo α , de la que existen cuatro grados distintos en función del contenido en oxígeno intersticial. En concreto, Ti cp de grado 4 (Ti gr4 cp) presenta un contenido en oxígeno del 0.4 pp [82]. Como puede observarse en la figura 2.9, de entre los cuatro grados existentes del Ti cp es el que presenta una mayor resistencia a la rotura, el de mayor límite elástico y una menor ductilidad.

El titanio puro y sus aleaciones son, actualmente, los materiales metálicos más atractivos para las aplicaciones biomédicas por sus mejores propiedades de biocompatibilidad y su mayor resistencia a la corrosión y resistencia específica (relación resistencia/densidad). En la figura 2.9 se resumen las principales propiedades mecánicas de las aleaciones del titanio más empleadas en el campo de la implantología.

Tradicionalmente el Ti-6Al-4V, que es una aleación de titanio del tipo ($\alpha + \beta$) ha sido el material más usado en estas aplicaciones dada su alta resistencia mecánica y su mayor grado de desarrollo, ya que es ampliamente utilizado en la industria aeronáutica y aeroespacial (lo que ha abaratado sus costes de fabricación). No obstante, en los años 80 se publicaron estudios que demostraban que el vanadio es tóxico y que tiende a desprenderse del implante y a acumularse en el torrente sanguíneo causando un efecto nocivo sobre el organismo [83]. Por este motivo, comenzaron a desarrollarse aleaciones de titanio del tipo ($\alpha + \beta$) libres de vanadio como el Ti-6Al-7Nb y el Ti-5Al-2.5Fe, así como libres de vanadio y aluminio (también considerado tóxico en grandes cantidades) como el Ti-15Sn-4Nb-2Ta-0.2Pd y el Ti-15Zr-4Nb-4Ta-0.2Pd.

Sin embargo, recientemente se ha comprobado que, cuando el módulo elástico del mate-

Mechanical properties of titanium alloys for biomedical applications

Alloy	Tensile strength (UTS) (Mpa)	Yield strength (σ_y)	Elongation (%)	RA (%)	Modulus (GPa)	Type of alloy
1. Pure Ti grade 1	240	170	24	30	102.7	α
2. Pure Ti grade 2	345	275	20	30	102.7	α
3. Pure Ti grade 3	450	380	18	30	103.4	α
4. Pure Ti grade 4	550	485	15	25	104.1	α
5. Ti-6Al-4V ELI (mill Annealed)	860-965	795-875	10-15	25-47	101-110	$\alpha + \beta$
6. Ti-6Al-4V (annealed)	895-930	825-869	6-10	20-25	110-114	$\alpha + \beta$
7. Ti-6Al-7Nb	900-1050	880-950	8.1-15	25-45	114	$\alpha + \beta$
8. Ti-5Al-2.5Fe	1020	895	15	35	112	$\alpha + \beta$
9. Ti-5Al-1.5B	925-1080	820-930	15-17.0	36-45	110	$\alpha + \beta$
10. Ti-15Sn-4Nb-2Ta-0.2Pd (Annealed)	860	790	21	64	89	
(Aged)	1109	1020	10	39	103	
11. Ti-15Zr-4Nb-4Ta-0.2Pd (Annealed)	715	693	28	67	94	$\alpha + \beta$
(Aged)	919	806	18	72	99	
12. Ti-13Nb-13Zr (aged)	973-1037	836-908	10-16	27-53	79-84	β
13. TMZF (Ti-12Mo-6Zr-2Fe) (annealed)	1060-1100	100-1060	18-22	64-73	74-85	β
14. Ti-15Mo (annealed)	874	544	21	82	78	β
15. Tiadyne 1610 (aged)	851	736	10		81	β
16. Ti-15Mo-5Zr-3Al (ST)	852	838	25	48	80	β
(aged)	1060-1100	1000-1060	18-22	64-73		
17. 21RX (annealed) (Ti-15Mo-2.8Nb-0.2Si)	979-999	945-987	16-18	60	83	β
18. Ti-35.3Nb-5.1Ta-7.1Zr	596.7	547.1	19.0	68.0	55.0	β
19. Ti-29Nb-13Ta-4.6Zr (aged)	911	864	13.2		80	β

Figura 2.9: Propiedades mecánicas del titanio y sus aleaciones para aplicaciones biomédicas [82]

rial del implante es muy superior al del hueso donde es implantado, se produce una mayor reabsorción de dicho hueso y se empeoran las características de osteointegración (unión hueso-implante). Es decir, se consigue una mejor biocompatibilidad cuando el módulo elástico del implante es lo más parecido posible al del hueso. Esta es la razón por la que, en los últimos tiempos, se están desarrollando nuevas aleaciones de titanio con elementos aleantes no tóxicos (como el niobio, el talio y el zirconio) con propiedades de biocompatibilidad y resistencia mejoradas [82]. Estas aleaciones son del tipo β que, como se ha mencionado anteriormente y como puede comprobarse en la figura 2.9, presentan un módulo elástico menor al de las aleaciones de tipo α y $(\alpha + \beta)$. Este valor, aunque sigue siendo mayor, se encuentra mas cerca del valor del módulo elástico del hueso cortical, que suele variar entre 17 y 28 GPa [82].

2.6. Fatiga en implantes dentales

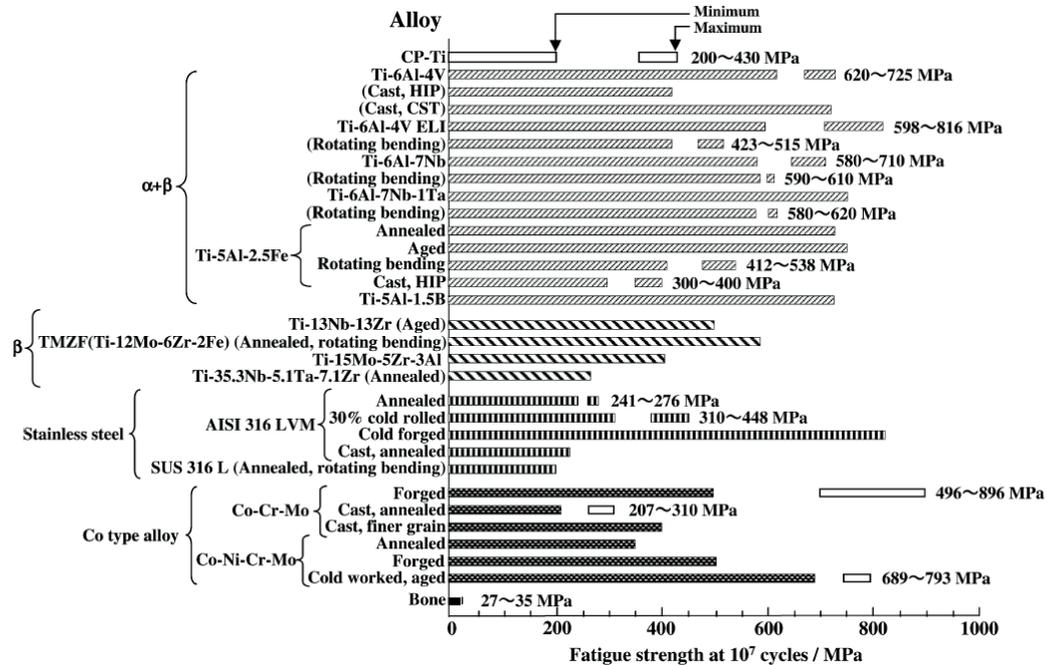


Figura 2.10: Resistencia a fatiga de materiales metálicos utilizados biomedicina [84]

Cuando los implantes ejercen la función del hueso, como por ejemplo cuando se usan para restaurar articulaciones, como placas óseas o como implantes dentales, normalmente se encuentran sometidos a condiciones de carga cíclica que pueden llegar a ser bastante severas. Por este motivo el conocimiento del comportamiento a fatiga del material en que están fabricados dichos implantes es un aspecto crucial en el diseño de los mismos. A la hora de evaluar dicho comportamiento a fatiga es importante tener en cuenta que normalmente, los implantes que sustituyen tejidos duros, pueden estar sometidos durante largos periodos a ambientes que pueden resultar corrosivos y a condiciones de fatiga por fretting y desgaste por el contacto con tornillos de sujeción. En la figura 2.10 [84], se muestra el límite de fatiga en aire de los materiales metálicos más utilizados en el campo de la biomedicina, como son las aleaciones de titanio, distintos aceros inoxidable, así como algunas aleaciones de cobalto. Es necesario destacar que la gran dispersión que puede observarse en estos valores del límite de fatiga está asociada a distintos factores como pueden ser el proceso de fabricación, las condiciones de la superficie, la microestructura y las condiciones

de fatiga impuestas durante los ensayos. En esta figura se puede observar que, de manera general, la mayor resistencia a fatiga la presentan las aleaciones de cobalto, seguidas por el Ti-6AL-4V y por el acero inoxidable. El Ti cp es de los materiales utilizados en medicina que tiene la menor resistencia a fatiga.

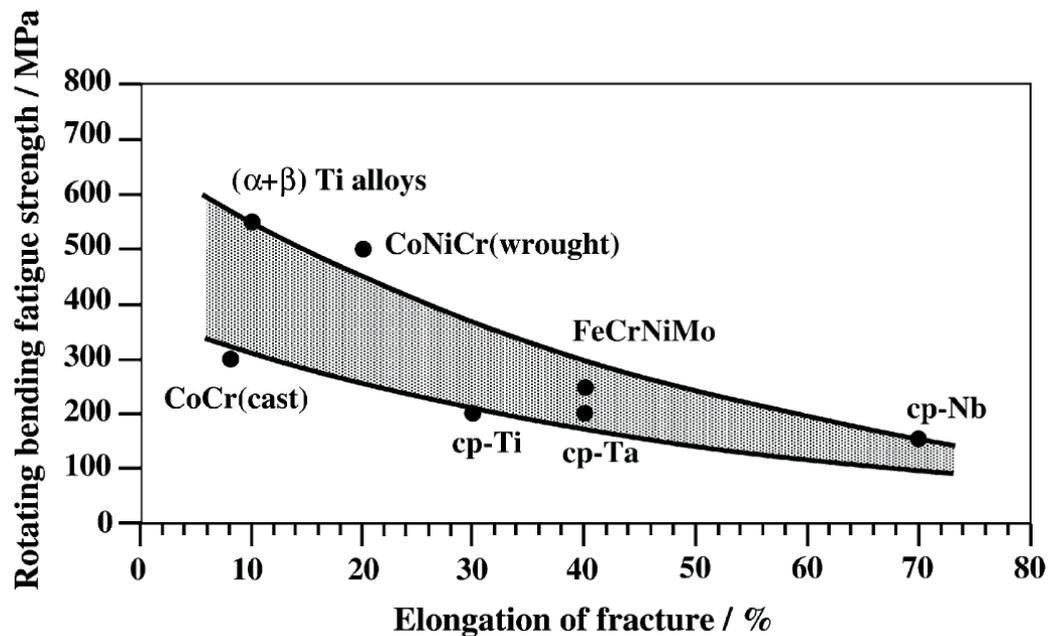


Figura 2.11: Resistencia a fatiga de materiales metálicos utilizados biomedicina [84]

En las figuras 2.11 y 2.12 se muestran, por un lado el límite de fatiga obtenido bajo condiciones de flexión rotativa frente al alargamiento en la rotura, y por otro la relación entre la resistencia a fatiga y el módulo elástico para varios materiales metálicos empleados en medicina. Comparando ambas figuras se puede observar que las aleaciones de titanio de tipo ($\alpha + \beta$) presentan muy buenas propiedades de resistencia a fatiga, así como un módulo elástico relativamente bajo, lo que supone unas buenas propiedades de biocompatibilidad, tal y como se ha mencionado en párrafos anteriores. Especial mención merece el caso del TNTZ, mostrado en la figura 2.12. Se trata de una aleación de titanio de tipo β madurada a alta temperatura, el Ti-29Nb-13Ta-4.6Zr, un material que se está empezando a usar en biomedicina en los últimos tiempos y que aparte de tener una muy alta resistencia a fatiga presenta un valor del módulo elástico bastante bajo comparado con el resto de aleaciones. Nuevamente se puede observar que el Ti cp presenta valores de la resistencia a fatiga

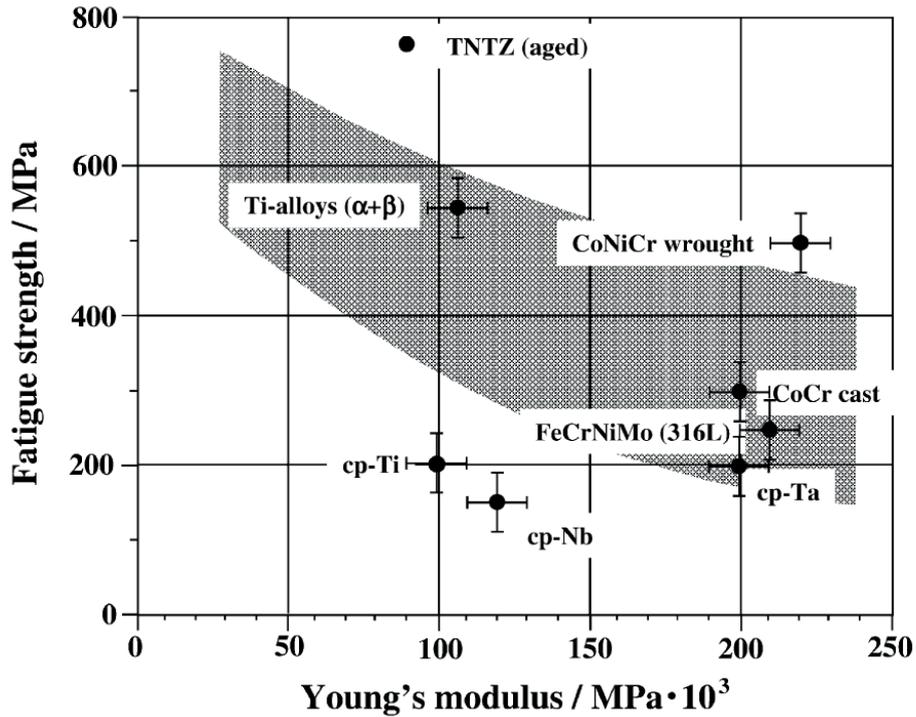


Figura 2.12: Resistencia a fatiga de materiales metálicos utilizados biomedicina [84]

relativamente bajos.

De cara al estudio de la resistencia a la fatiga de las aleaciones de titanio empleadas en biomedicina, es importante tener en cuenta el efecto que puede tener en dicha resistencia el hecho de que el implante se encuentre colocado en el interior del cuerpo humano. Es decir, es necesario determinar si los fluidos corporales pueden provocar corrosión en estos materiales, de manera que a largo plazo su resistencia a fatiga pueda verse disminuida. Para simular las condiciones existentes en el interior del cuerpo humano suelen realizarse ensayos denominados *in vitro*. Para ello, las muestras son sumergidas en una solución salina llamada solución de Ringer que simula los fluidos existentes en el interior del organismo. En la figura 2.13 se comparan las curvas S-N obtenidas bajo flexión rotativa para el TI-6AL-4V y el acero inoxidable SUS 316L en condiciones *in vitro* y en aire. Como puede observarse, mientras que la resistencia a fatiga del acero disminuye sensiblemente cuando se ensaya sumergida en solución de Ringer, la de la aleación de titanio permanece inalterada. Esta mayor resistencia a la corrosión de las aleaciones de titanio se debe a que

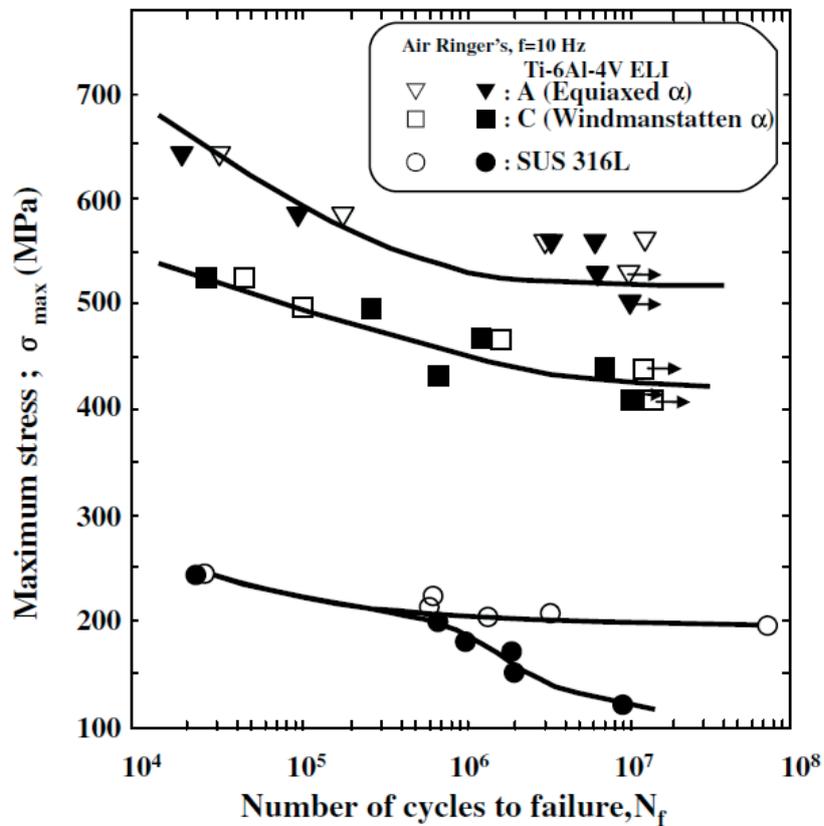


Figura 2.13: Resistencia a fatiga de materiales metálicos utilizados biomedicina [84]

en la superficie de las mismas se forma una capa de óxido de titanio, que actúa como pasivante electroquímico, e impide que los iones negativos (agentes corrosivos) presentes en la solución de Ringer entren en contacto con la matriz de aleación de titanio. Sin embargo, se ha comprobado que en condiciones de carga de flexión esta película se fractura con mayor facilidad que con carga axial y que si la concentración de oxígeno del medio es bajo (como ocurre en el interior de los tejidos del organismo a excepción de los vasos sanguíneos) dicha película no se regenera rápidamente y la corrosión puede afectar al material [83].

En la literatura especializada pueden encontrarse numerosas referencias que analizan diferentes aspectos relacionados con los implantes dentales, tanto desde un punto de vista numérico como experimental. La mayoría de estos estudios suelen estar enfocados a la interacción entre el implante y el hueso, un fenómeno muy importante desde el punto de

vista clínico ya que, las tensiones y las deformaciones que el implante provoca en el hueso, así como los micro-movimientos existentes en la superficie de contacto entre ambos, son factores determinantes del éxito de una rehabilitación mediante una prótesis dental implantada.

Modelo Teórico

En general, a la hora de analizar el fallo por fatiga en componentes mecánicos, se suele considerar que el proceso de fatiga es una combinación de dos fases diferenciadas: la iniciación de una grieta en el material y su posterior propagación hasta la rotura del componente. Normalmente las grietas se iniciarán en zonas donde exista concentración de tensión, como entallas o defectos del material. Durante la fase de iniciación se generarán microgrietas en el material que se propagarán hasta cierta longitud que será del orden de la microestructura de éste. En estas circunstancias, para analizar el crecimiento de dichas microgrietas, no es posible utilizar directamente los conceptos de la MFEL. La fase de propagación comenzará cuando acabe la iniciación y se prolongará hasta la rotura del componente. El análisis de esta fase sí puede llevarse a cabo mediante las técnicas clásicas de la MFEL. La duración relativa de cada una de estas fases con respecto a la vida total dependerá de distintos factores tales como el nivel de tensiones, el gradiente de las tensiones en la zona de iniciación y la existencia de pequeños defectos en el material.

Se han propuesto numerosos métodos para llevar a cabo el diseño a fatiga de componentes con concentradores de tensión y estados tensionales multiaxiales. Algunos de estos métodos solamente consideran la fase de iniciación de grieta [85], dando por supuesto que la duración de la fase de propagación es despreciable frente a la de la iniciación. Este enfoque normalmente proporciona buenos resultados en el caso de entallas grandes y niveles bajos de tensión. Sin embargo, es complicado conocer a priori, si para una determinada combinación de geometría, material y estado de carga resulta acertada la suposición anterior. De manera general, estos métodos tienden a producir resultados más o menos conservadores, dependiendo de la importancia real de la fase de propagación con respecto a la vida total. Un elemento común a estos métodos es la definición del punto o profundidad desde la

superficie a la que se habrán de evaluar las tensiones para aplicar el criterio de iniciación correspondiente.

Otros métodos solo tienen en cuenta la fase de propagación, considerando que la duración del periodo de iniciación es pequeña, ya sea por la existencia previa de defectos pequeños en el material en forma de microgrietas, o por suponer que dichas microgrietas se inician rápidamente durante los primeros ciclos de carga, debido a los altos niveles de tensión que pueden provocar la geometría o ciertos defectos típicos en los materiales como son las inclusiones [43]. En estos métodos, si la grieta inicial es lo suficientemente grande, la propagación se analiza mediante la MFEL, aplicando directamente una ley de propagación de grieta larga determinada. En cambio, si se considera que la grieta se inicia desde un defecto microestructural, diversos modelos tienen en cuenta el comportamiento de grietas cortas [86–89]. Sin embargo, estos modelos no se encuentran lo suficientemente desarrollados, y algunos de ellos no funcionan correctamente bajo ciertas condiciones, o con ciertos materiales, de manera que actualmente no existe ningún método que pueda ser aplicado satisfactoriamente ante cualquier circunstancia, o que tenga completamente definidas sus condiciones de aplicabilidad. Para evitar estos problemas, en ocasiones se suele considerar que el defecto es lo suficientemente largo como para que sea correcto aplicar la MFEL o alguna modificación de ésta. El problema en este caso es que las predicciones pueden resultar demasiado conservativas, con el añadido de que no es posible determinar hasta que grado.

Otro grupo de métodos considera el proceso de fatiga como la combinación de una fase de iniciación y otra de propagación, analizando la vida como la suma de las duraciones de ambos procesos [90, 91]. La duración de la fase de iniciación se determina mediante el método de las deformaciones locales, a través de las curvas ϵ -N, y la de propagación mediante métodos basados en la mecánica de la fractura.

En este capítulo se describirán los modelos teóricos empleados para la estimación de la vida a fatiga del sistema de implante dental que es objeto de estudio. En el apartado 3.1 se presentará un modelo de predicción de vida multiaxial que analiza las fases de iniciación y de propagación de grieta. En el apartado 3.2 se describirá otro modelo de predicción de vida multiaxial basado en la Teoría de la Distancia Crítica.

Como podrá comprobarse en ambos apartados, el uso de dichos modelos requiere que se conozca la distribución de tensiones en el implante cuando éste se encuentra sometido a distintos niveles de carga. En el apartado 3.3 se describirá el modelo de elementos finitos empleado a tal efecto. Dicho modelo emplea una geometría generada en el software de CAD SolidWorks. Este modelo geométrico es importado desde el software para el análisis mediante el método de los elementos finitos ANSYS Workbench para, una vez mallado convenientemente, realizar los cálculos necesarios para la obtención de dicha distribución de tensiones en el implante.

Así mismo, como podrá comprobarse en el apartado 3.1, la utilización del modelo descrito en el mismo, requiere además del conocimiento de la evolución del factor de intensidad de tensiones (FIT) a lo largo del camino potencial que seguirá la grieta. En el apartado 3.4 se presentará la metodología seguida para obtener dicha evolución del FIT, así como el modelo de elementos finitos utilizado para la consecución de tal objetivo. Este modelo es similar al descrito en el apartado 3.3 con la salvedad de que incluye una grieta cuyo tamaño y forma puede variar. El análisis de las tensiones en las proximidades del frente de dicha grieta permitirá calcular el FIT. Conocida esta magnitud, como se indica en el apartado 3.1, podrá calcularse la vida de propagación hasta la rotura de una grieta cualquiera iniciada en el cuerpo del implante bajo la acción de una carga cíclica determinada.

3.1. Modelo de predicción de vida de Longitud de Iniciación Variable

Como se ha mencionado anteriormente, a la hora de estimar la vida a fatiga de un componente, en la mayoría de los casos no es posible determinar a priori si alguna de las fases del proceso de fatiga (iniciación y propagación de grieta) puede ser considerada despreciable frente a la otra. Por este motivo, se están desarrollando nuevos métodos capaces de combinar ambas fases. Estos métodos asumen que la duración del proceso de fatiga, N , es la combinación del número de ciclos necesarios para iniciar una grieta, N_i , y el número de ciclos requerido para propagar dicha grieta hasta la rotura, N_p [91–97]. La duración de la fase de iniciación se suele calcular utilizando el método de las deformaciones locales a través

de las denominadas curvas $\epsilon - N$, y aplicando algún criterio de fatiga multiaxial, mientras que la vida de propagación se determina a partir de métodos basados en la Mecánica de la Fractura.

A la hora de aplicar métodos que combinan las fases de iniciación y propagación a componentes con entallas, y en presencia de gradientes de tensión en general, es necesario tener en cuenta dos aspectos muy importantes. Uno de ellos es la definición de la longitud de grieta a_i que separa dichas fases, denominada longitud de iniciación de grieta. Esta longitud será considerada como la longitud inicial de grieta para el cálculo de la fase de propagación. El otro aspecto importante es la definición del punto o de la zona del espécimen dónde ha de evaluarse el parámetro de daño para determinar el número de ciclos N_i , necesarios para iniciar una grieta de longitud a_i .

En lo referente a la definición de la longitud de iniciación de grieta a_i , algunos autores proponen que la fase de iniciación termina cuando la longitud de la grieta es tal, que permite que se pueda aplicar la MFEL a su posterior propagación [92, 93]. Estos métodos tienen el problema de que es necesario definir a priori dicha longitud, de cuyo valor dependerá fuertemente del resultado del análisis, en función de la geometría, del material y de los niveles de tensión. Existen propuestas, basadas en resultados experimentales, que definen dicha longitud como 1 mm para los materiales metálicos [70]. Otras propuestas definen la longitud de iniciación como la longitud a la que la grieta deja de estar localizada en la zona de influencia de la entalla [92, 93]. Otros autores proponen que dicha longitud es función del parámetro de El Haddad, a_0 , que depende del factor de intensidad de tensiones umbral $\Delta K_{Ih\infty}$ y del límite de fatiga σ_{FL} del material [35, 95]. Finalmente, algunos autores defienden que la longitud de iniciación de grieta habrá de definirse en función del comportamiento del material durante las fases de iniciación y propagación [96, 98].

Existen autores que definen una longitud inicial de grieta, a_i , lo suficientemente pequeña como para que ésta pueda ser considerada una grieta microestructuralmente o físicamente corta [35]. En esos casos, el análisis del proceso de propagación hasta que la grieta pueda ser considerada larga es más complejo, ya que en esas circunstancias no es posible aplicar una ley de crecimiento de tipo Paris, o cualquier otra basada en la MFEL. Hay modelos que permiten caracterizar el crecimiento de grietas cortas que tienen en cuenta el cierre de

grieta [87], otros que consideran la microestructura del material [86], y otros que modifican las leyes de crecimiento de tipo Paris haciendo uso del parámetro de El Haddad [99].

En relación al punto o área en la que evaluar el parámetro de daño para estimar la vida de iniciación se pueden encontrar distintos enfoques en la literatura. Algunos autores proponen evaluar el parámetro de daño en la superficie del material [93], otros a una determinada profundidad, que puede estar relacionada con la microestructura del material, con el parámetro de El Haddad, a_0 , o con la longitud de iniciación a_i [95]. Algunos autores defienden evaluar dicho parámetro de daño en una zona, que puede ser una distancia, un área o un volumen, normalmente relacionados también con la microestructura del material, con a_0 o a_i [64, 100, 101]. Existen otras propuestas que analizan la tensión en la superficie del material, pero corrigen dicho valor para tener en cuenta el efecto del gradiente de tensión provocado por el concentrador [96].

Los resultados obtenidos mediante la aplicación de modelos que combinan las fases de iniciación y de propagación dependen en gran medida de la longitud de iniciación a_i , y en menor medida de la zona de evaluación del parámetro de daño. Esta es una de las principales limitaciones de estos métodos, ya que no existe un consenso generalizado a la hora de definir dichos valores.

En este apartado, se describirá un modelo de predicción de vida, denominando de Longitud de Iniciación Variable [90], que combina las fases de iniciación y de propagación, y que tiene la particularidad de que no es necesario definir a priori la longitud de iniciación a_i , sino que este valor se obtiene como resultado de la aplicación del propio modelo. Para aplicar este modelo, ambas fases se analizan por separado para posteriormente combinar los resultados de ambos análisis y obtener la vida a fatiga del espécimen bajo estudio. Este modelo, como podrá comprobarse a continuación, permitirá tener en cuenta el efecto de la concentración de tensión, así como la existencia de estados tensionales multiaxiales y cargas no proporcionales.

3.1.1. Fase de iniciación

El análisis de la fase de iniciación de grieta requiere que, a lo largo del camino potencial de la misma y para un determinado valor de la carga, se determine la relación existente entre una longitud de grieta cualquiera a_t y el número de ciclos necesarios para iniciarla $N_{i|a_t}$. Esto se muestra de forma esquemática en la figura 3.1 para el caso particular del implante. Al hablarse de "numero de ciclos de iniciación", éste ha de entenderse como el número de ciclos necesarios para generar una grieta de una determinada longitud a_t , donde realmente se ha producido la nucleación de la grieta y su crecimiento hasta dicha longitud a_t .

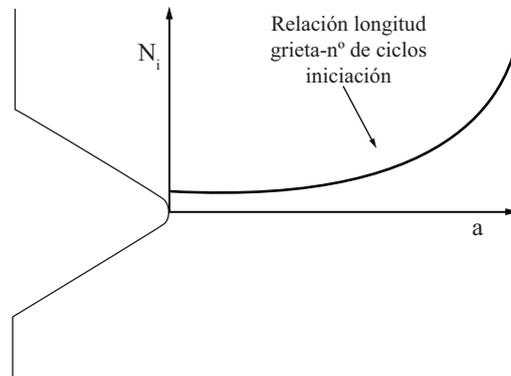


Figura 3.1: Relación entre la longitud de grieta y el nº de ciclos necesarios para iniciarla

Si, por simplicidad, se considera el caso de un espécimen sin entalla sometido a carga cíclica uniaxial, su vida total a fatiga, N , puede dividirse en dos periodos: la vida de iniciación N_i de una grieta de una determinada longitud y la vida de propagación N_p necesaria para propagarla hasta la rotura. Si se conoce la curva de fatiga del material, la vida de iniciación puede obtenerse restando la vida de propagación a la vida total dada por esa curva, como se indica en la expresión

$$N_i = N - N_p \quad (3.1)$$

de forma que para una longitud de grieta cualquiera, a_t , la vida de iniciación podrá obtenerse como

$$N_{i|a_t} = N - \int_{a_t}^{a_f} \frac{da}{f(a)} \quad (3.2)$$

donde a_f es la longitud de grieta asociada a la rotura del espécimen, y $f(a)$ es la ley de

propagación de grieta, que habrá de ser integrada entre las longitudes inicial y final de la grieta para obtener el número de ciclos de propagación N_p . Es importante indicar que dicha ley de propagación ha de tener en cuenta la propagación de grietas pequeñas, ya que, al aplicar este modelo, la longitud inicial de grieta, a_i , puede tomar cualquier valor. Además, esta ley de crecimiento de grieta ha de ser la misma que se emplee en el análisis de la fase de propagación que se detallará en el apartado 3.1.2.

La curva de fatiga utilizada para determinar la vida total del espécimen, N , habrá de ser aquella que esté indicada para el problema bajo estudio. Si las deformaciones son predominantemente elásticas, podrá usarse una curva $S-N$, mientras que si existen deformaciones plásticas importantes, habrá de utilizarse una curva de tipo $\epsilon - N$.

Sin embargo, hay que tener en cuenta que, en muchas ocasiones, los componentes mecánicos y estructurales reales suelen estar sometidos a estados de carga que pueden ser no-proporcionales y/o que pueden provocar estados tensionales multiaxiales en el material. Para tener en cuenta el efecto de, tanto la multiaxialidad del estado tensional, como la no-proporcionalidad de la carga, existen numerosas metodologías tal y como fue descrito en el apartado 2.4. El modelo que se está describiendo utiliza el criterio de Fatemi-Socie [71], que establece que el mecanismo de iniciación está gobernado por determinadas componentes de la tensión y deformación relativas al denominado plano crítico. Según estos autores, el plano crítico es aquel en el que la amplitud de la deformación tangencial es máxima, denominada por $\Delta\gamma_{max}$. Para evaluar el parámetro de daño por fatiga, este criterio establece que, aparte del valor de la amplitud de la deformación tangencial máxima, habrá de tenerse en cuenta la máxima tensión normal a dicho plano, σ_{max} . El valor del parámetro de daño, FS, puede obtenerse a partir de la expresión

$$FS = \frac{\Delta\gamma_{m\acute{a}x}}{2} \left(1 + k \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{\sigma_y} \right) \quad (3.3)$$

donde σ_y es el límite de fluencia del material y k es un parámetro de carácter experimental, que establece la sensibilidad de dicho material al efecto de la tensión perpendicular al plano crítico. El valor de k puede obtenerse mediante una calibración a partir de las curvas de fatiga axial y torsional del material, aunque si no se dispone de ambas curvas, también puede estimarse como el cociente entre σ_y , y el coeficiente de resistencia a fatiga de dicho

material, σ'_f . Mediante la ecuación 3.3, y suponiéndose conocido el estado tensional, se puede evaluar el parámetro de daño por fatiga, FS , en cualquier punto del camino potencial de la grieta. Para caracterizar el estado tensional en el sistema bajo estudio se puede emplear, por ejemplo, un modelo de elementos finitos del mismo.

Es importante resaltar que, para poder usar la ecuación 3.2 de cara a obtener la vida de iniciación de una grieta cualquiera, es necesario expresar la curva de fatiga del material en términos del parámetro FS . Esta curva, que puede denominarse curva $FS-N$, permitirá obtener la vida total del espécimen, N , en función del valor de dicho parámetro.

En el caso de que el componente que esté siendo analizado contenga una entalla, es necesario realizar ciertas modificaciones al procedimiento descrito anteriormente. En esta situación las tensiones, conforme se avanza hacia el interior del material, disminuyen rápidamente desde un valor máximo en la superficie de dicho componente. Por tanto, la vida de iniciación de cualquier grieta dependerá en gran medida de dónde y cómo se evalúen dichas tensiones, deformaciones, o cualquier otro parámetro de daño que se esté utilizando.

En efecto, si se considera una grieta de una longitud cualquiera, a , que se ha iniciado en el fondo de una entalla, tal y como se indica en la figura 3.2, se puede comprobar que durante el proceso de iniciación y propagación inicial hasta dicha longitud, la grieta ha estado sometida a valores del parámetro de daño muy superiores a los existentes a una profundidad equivalente a su longitud $FS(a)$. Por tanto no sería correcto tomar este último valor como referencia para calcular la vida de iniciación de dicha grieta, ya que se obtendría un valor de ésta muy superior al real. De manera equivalente, tampoco sería correcto utilizar el valor máximo del parámetro de daño, $FS(0)$, ya que el cálculo sería demasiado conservativo.

En el apartado 2.3 se describen distintas metodologías que pueden utilizarse para tener en cuenta la existencia de entallas, y en consecuencia el efecto de la concentración de tensión asociada a las mismas, a la hora de determinar el número de ciclos necesario para iniciar una grieta de longitud cualquiera a_i . Basándose en resultados anteriores [102], los autores proponen utilizar como valor de referencia para este cálculo, el valor medio del parámetro de daño obtenido entre la superficie y una profundidad igual a la longitud de grieta que se esté considerando. Mediante este enfoque se está realizando la hipótesis de

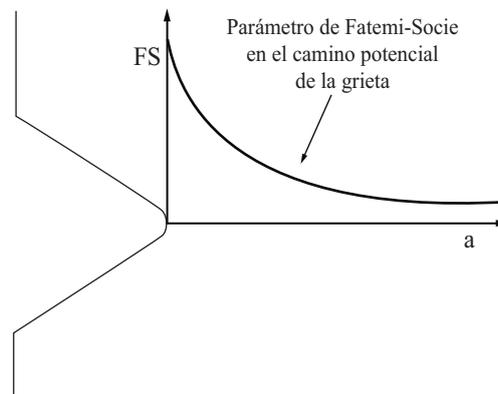


Figura 3.2: Evolución del parámetro de Fatemi-Socie en una entalla

que, tanto en condiciones de tensión uniforme, como ante la presencia de un gradiente de tensión, el número de ciclos necesario para iniciar una grieta de longitud a_i será el mismo, si el valor medio del parámetro de daño calculado entre la superficie y dicha longitud es el mismo en ambos casos. Obviamente esta hipótesis es una aproximación, y el error asociado a la misma será mayor cuanto mayor sea la zona en la que se está calculando el valor medio, es decir, cuanto mayor sea a_i . Además implica que, en diferentes situaciones, para un mismo valor medio del parámetro de daño, la vida de iniciación obtenida será la misma.

De cara al análisis de la fase de iniciación de una grieta, y según el planteamiento realizado en los párrafos anteriores, un componente real con entalla y sometido a un estado de tensiones multiaxial, puede ser considerado como un espécimen sin entalla sometido a carga uniaxial, si el efecto de la multiaxialidad se tiene en cuenta mediante el parámetro de Fatemi-Socie y el efecto de la entalla a través del valor medio de dicho parámetro.

Haciendo uso del modelo propuesto, el estudio de la fase de iniciación de grieta puede realizarse mediante la utilización de las llamadas curvas de iniciación. Estas curvas permiten determinar, en función de la carga, el número de ciclos necesario para iniciar una grieta de una determinada longitud.

A continuación se describirá el procedimiento a seguir para calcular las curvas de iniciación, el cuál se muestra de manera esquemática en la figura 3.3. La obtención de las curvas de iniciación puede entenderse como una calibración del material que, en función de las

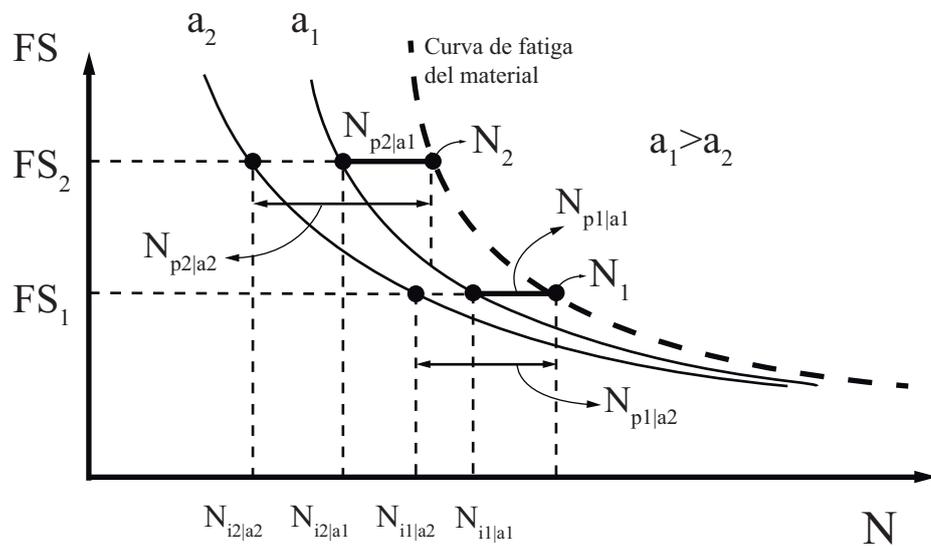


Figura 3.3: Obtención de las curvas de iniciación de grieta

propiedades del mismo y del estado tensional existente, determina cuál sería la respuesta de dicho material a la hora de iniciar y propagar hasta la rotura grietas de distintas longitudes. Esta calibración, que puede obtenerse a partir de ensayos en laboratorio de especímenes simples, será mas acertada a medida que se aumenta el número de especímenes de ensayo, y cuanto mas parecido sean dichos especímenes al componente real bajo estudio.

1. En primer lugar habrá de obtenerse la curva de fatiga simple del material en términos del parámetro de Fatemi-Socie mediante la expresión 3.3. Esta curva, representada mediante trazos en la figura 3.3, proporciona el valor de la vida total N en función del parámetro de daño. Así mismo habrá de discretizarse el camino potencial de la grieta en el espécimen. Esto permitirá definir las distintas longitudes posibles de iniciación de grieta.
2. A continuación, para un valor concreto del parámetro de daño FS_1 , se calculará la vida de propagación hasta la rotura para cada una de las longitudes de grieta que se han obtenido mediante la discretización realizada en el punto 1. Para ello habrá de integrarse la ley de crecimiento de grieta entre cada una de dichas longitudes y la correspondiente a la rotura del espécimen.

- Para cada longitud de grieta, se restará a la vida total N_1 , la vida de propagación correspondiente $N_{p1|a_1}$, $N_{p1|a_2}\dots$. De esta forma se obtendrá la vida de iniciación de cada una de ellas bajo las condiciones de carga establecidas en el punto 2, $N_{i1|a_1}$, $N_{i1|a_2}\dots$
- Las curvas de iniciación correspondientes a cada longitud de grieta pueden obtenerse repitiendo los pasos 2 y 3 para distintos valores del parámetro de daño FS.

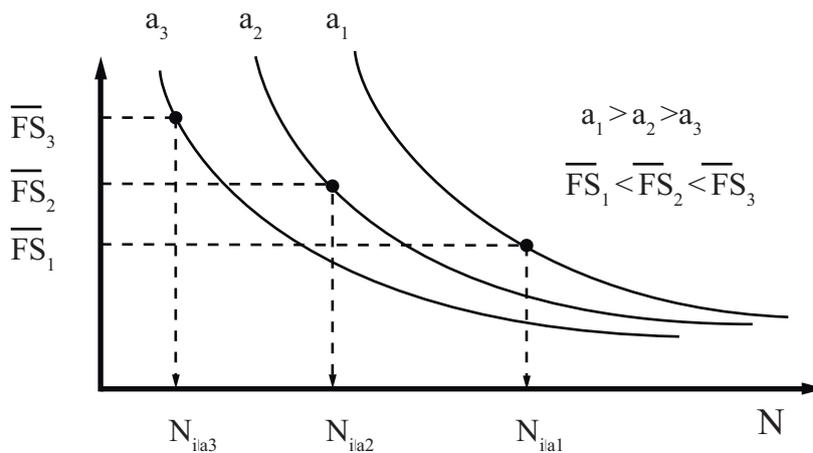


Figura 3.4: Determinación de la vida de iniciación

Una vez determinadas las curvas de iniciación relativas al material bajo estudio, éstas pueden utilizarse para determinar la vida de iniciación de grietas de distintas longitudes en el componente real analizado. Para ello es evidente que éste ha de estar fabricado en el mismo material que el utilizado para la obtención de las curvas de iniciación. A continuación se enumeran los pasos a seguir para realizar dicho cálculo y obtener la evolución de la vida de iniciación de grieta en función de la longitud de la misma en el componente real, que como se muestra en la figura 3.1, es el objetivo planteado al principio de este apartado.

- El primer paso sería la obtención de la evolución del parámetro de Fatemi-Socie a lo largo del camino potencial de la grieta en el componente real bajo estudio. Esto puede conseguirse a partir de un modelo de elementos finitos del mismo y haciendo uso de la expresión 3.3. En este modelo habrá de identificarse y discretizarse dicho camino potencial de propagación de la grieta.
- A continuación, para tener en cuenta el efecto de la entalla será necesario, para cada

longitud de grieta, determinar el valor medio del parámetro de daño obtenido entre la superficie y la longitud de iniciación correspondiente. De esta forma, a cada longitud de grieta se le asociará un valor distinto del parámetro de daño medio.

- Finalmente, la vida de iniciación asociada a cada longitud de grieta, podrá obtenerse entrando en la curva de iniciación correspondiente, con el valor medio del parámetro de daño calculado en el punto anterior. Esto se muestra de forma esquemática en la figura 3.4.

3.1.2. Fase de propagación

El modelo de predicción de vida propuesto analiza la fase de propagación mediante la aplicación de métodos basados en la mecánica de la fractura. De manera equivalente al análisis de la fase de iniciación, el objetivo es determinar, a lo largo del camino potencial de la grieta, el número de ciclos necesario para propagar una grieta de cualquier longitud hasta la rotura del componente bajo estudio. En la figura 3.5, se muestra de manera esquemática la relación buscada.

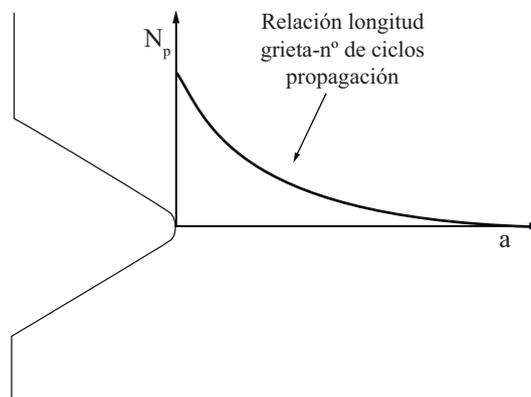


Figura 3.5: Relación entre la longitud de grieta y el n° de ciclos necesarios para propagarla hasta la rotura

El número de ciclos necesarios para propagar una grieta de una longitud a_t hasta la rotura se obtiene mediante la expresión

$$N_{p|a_t} = \int_{a_t}^{a_f} \frac{da}{f(a)} \quad (3.4)$$

donde a_f es la longitud de grieta asociada a la rotura del espécimen, y $f(a)$ es la ley de propagación de grieta, que habrá de ser integrada entre las longitudes inicial y final de la misma. Dado que la longitud inicial de la grieta puede ser muy pequeña, dicha ley de propagación ha de contemplar el crecimiento de grietas cortas. El modelo que se está describiendo utiliza la siguiente ley de crecimiento de grieta, que presenta un umbral de crecimiento modificado en función de la longitud de la grieta [103]:

$$f(a) = C \left(\Delta K^n - \left(\Delta K_{th\infty} \left(\frac{a^f}{a^f + a_0^f - l_0^f} \right)^{1/2f} \right)^n \right) \quad (3.5)$$

donde $\Delta K_{th\infty}$ es la amplitud del factor de intensidad de tensiones umbral para el crecimiento de grietas largas, f es un parámetro cuyo valor se toma de manera general igual a 2.5 [104], a_0 es el parámetro de El Haddad, dado por la expresión 2.18 y l_0 es la distancia media hasta la primera barrera microestructural. Si se considera que, en el material analizado, las únicas barreras microestructurales son los límites de grano, l_0 puede tomarse igual a la mitad del tamaño de grano medio. En la ecuación 2.18 el límite de fatiga ha sido evaluado a 10^6 ciclos. El factor que modifica el umbral de crecimiento de grietas largas en la expresión 3.5 proviene de una aproximación teórica del diagrama de Kitagawa-Takahashi basada en resultados experimentales.

Para poder aplicar la ecuación 3.4 es necesario conocer la evolución del factor de intensidad de tensiones, ΔK , a lo largo del camino potencial de la grieta. Dicha evolución, dependiendo de la geometría del componente analizado, podrá determinarse a partir de distintos manuales, como los indicados en el apartado 2.2.2. Si la geometría es compleja, la forma más común de determinar la evolución de ΔK será mediante técnicas numéricas, principalmente haciendo uso del método de los elementos finitos. El modelo de elementos finitos y el procedimiento utilizados en el presente trabajo para la determinación de dicha evolución del FIT será explicado posteriormente en el apartado 3.4.

3.1.3. Combinación de iniciación y propagación: Vida total

Para determinar la vida a fatiga total, el modelo descrito propone sumar las curvas calculadas durante los análisis de las fases de iniciación y propagación. El resultado de esta

operación, como se indica en la ecuación 3.6, así como en la figura 3.6, es una curva que representa la vida total en función de la longitud de iniciación de grieta.

$$N(a) = N_i(a) + N_p(a) \quad (3.6)$$

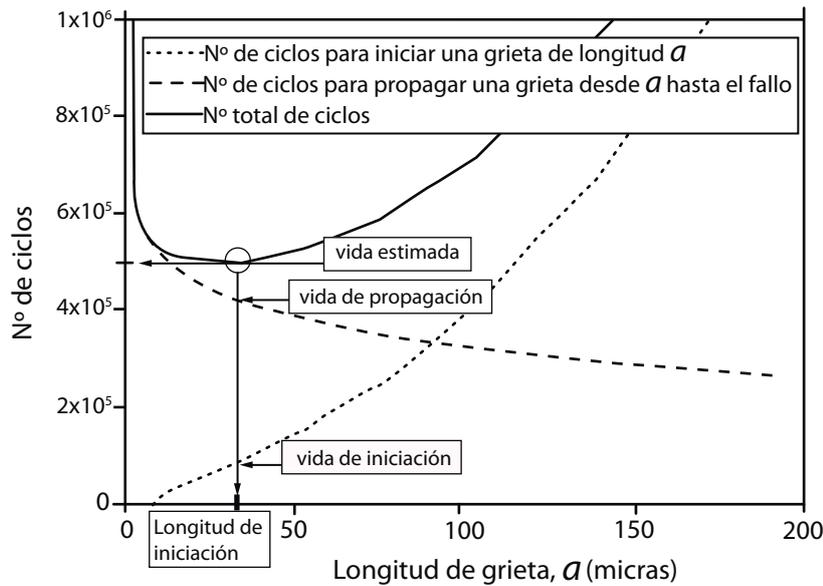


Figura 3.6: Combinación de las fases de iniciación y propagación de grieta: Vida total

En la figura 3.6 se muestra de forma esquemática un resultado obtenido aplicando el método descrito. Como puede comprobarse en dicha figura, para valores de la longitud inicial de grieta muy pequeños la vida total decrece conforme dicha longitud aumenta. El mínimo de esta curva representa la mínima vida total que puede obtenerse para cualquier valor de la longitud de grieta a . El valor de a asociado a dicho mínimo representa la longitud de iniciación de grieta que separa las fases de iniciación y de propagación. La vida obtenida aplicando este método es el resultado más conservativo posible tomando como válidas las curvas de iniciación y propagación y se tomará como solución del problema.

La pendiente de la curva $N_i(a_i)$, mostrada en la figura 3.6, puede interpretarse como el número de ciclos necesario para que una grieta que se está iniciando, crezca una longitud Δa , tal y como puede comprobarse en el trabajo de Socie et al [96]. Esto es equivalente

a afirmar que su inversa es la relación existente entre el incremento que experimenta la longitud de grieta Δa cuando el número de ciclos sufre un incremento, ΔN . Tomando el límite a dichos incrementos se obtiene la siguiente relación da_i/dN_i , que representa la velocidad de crecimiento de la grieta considerando que esta avanza solamente mediante mecanismos de iniciación. Este ritmo de crecimiento disminuye a medida que aumenta la longitud inicial de la grieta.

Así mismo, en la figura 3.6 puede observarse que el valor negativo de la pendiente inversa de la curva de vida de propagación N_p puede ser interpretada como la velocidad de crecimiento de la grieta mediante mecanismos de propagación basados en la mecánica de la fractura, $-da_i/dN_p$. Este ritmo de crecimiento aumenta a medida que la longitud inicial de la grieta aumenta.

Si la vida total se calcula como la suma de las curvas de vida de iniciación y de propagación obtenidas, tal y como se indica en la expresión 3.6, el mínimo de la curva de vida total representa el punto donde se igualan los ritmos de crecimiento mencionados en el párrafo anterior, es decir, $da_i/dN_i = -da_i/dN_p$. Esto permite interpretar que en el modelo propuesto existen dos formas de calcular el ritmo de crecimiento de la grieta cuando ésta se encuentra cerca del punto de iniciación: una de ellas es mediante sucesivas iniciaciones, haciendo cada vez mayor la grieta inicial, y otra es basada en la mecánica de la fractura. La grieta se inicia y crece inicialmente a partir del primer mecanismo de crecimiento, que la hace crecer más rápido. Cuando la longitud de la grieta es tal, que los ritmos de crecimiento obtenidos mediante ambos mecanismos se igualan, ésta tiende a crecer siguiendo las leyes de propagación de la mecánica de la fractura, que, en este caso hacen que crezca más rápido. De esta forma se consigue que la grieta se inicie y crezca hasta la rotura siguiendo la ley que la hace crecer más rápido, y como consecuencia, produce una vida a fatiga que es la menor posible.

3.2. Modelo de predicción de vida basado en la Teoría de la Distancia Crítica

En este apartado se presentará un modelo de predicción de vida multiaxial [57] para componentes mecánicos con entalla basado en la Teoría de la Distancia Crítica (TDC). La TDC permite estimar el daño por fatiga en presencia de concentradores de tensión cuando se conoce el campo lineal-elástico de tensiones que actúa en la zona del material afectada por dicha concentración. El carácter multiaxial de dicho estado tensional será tenido en cuenta mediante el denominado Método de la Curva de Wöhler Modificada (MCWM). La combinación de ambas metodologías resulta en un modelo de predicción de vida que será aplicado al sistema de implantes dentales para estimar su vida a fatiga y cuyos resultados serán comparados con los resultados experimentales del ensayo de dicho sistema de implantes en el capítulo 5. A continuación, en las siguientes secciones, se describirán por separado los fundamentos de la TDC y del MCMW y, finalmente, se detallará cómo combinar ambos procedimientos para estimar la vida a fatiga de sistemas mecánicos con entallas sometidos a estados de carga que generan estados tensionales multiaxiales.

3.2.1. Fundamentos de la TDC aplicada a entallas

La Teoría de la Distancia Crítica (TDC) [105] supone que el daño por fatiga en presencia de concentración de tensión ha de estimarse usando una magnitud que sea representativa del estado tensional (lineal y elástico) que actúa en la zona donde potencialmente se iniciará la grieta. En concreto en un espécimen con entalla, el límite de fatiga se obtiene cuando dicha zona se ve afectada por cierta tensión efectiva $\Delta\sigma_{eff}$ igual al límite de fatiga del material sin entalla $\Delta\sigma_0$, es decir:

$$\Delta\sigma_{eff} = \Delta\sigma_0$$

La tensión efectiva mencionada anteriormente puede calcularse de diferentes formas, para ello han de definirse convenientemente una distancia crítica y un contorno de integración apropiado. Independientemente de la definición adoptada para esta $\Delta\sigma_{eff}$, la mayoría de las formalizaciones modernas de la TDC coinciden en que la distancia crítica es una

propiedad del material que ha de calcularse como [53, 64, 95]:

$$L = \frac{1}{\pi} \left(\frac{\Delta K_{th}}{\Delta \sigma_0} \right)^2 \tag{3.7}$$

donde ΔK_{th} es el umbral del factor de intensidad de tensiones y $\Delta \sigma_0$ es el límite de fatiga del material sin entalla (ambos calculados bajo el mismo coeficiente de asimetría de carga R que el componente bajo estudio). L depende de dos propiedades del material y es, por tanto, otra propiedad del mismo diferente para distintos valores de R.

Como se ha mencionado anteriormente, la TDC puede aplicarse de distintas formas dependiendo del dominio de integración empleado para el cálculo de la amplitud de la tensión efectiva. De manera que, si $\Delta \sigma_{eff}$ se calcula a una determinada distancia del punto de máxima tensión provocada por la entalla, se estaría aplicando el denominado Método del Punto. De esta forma, tal y como se muestra de manera esquemática en la figura 3.7, en un espécimen con una entalla, el límite de fatiga se alcanzará cuando la tensión efectiva evaluada a una distancia igual a la mitad de la distancia crítica iguale al límite de fatiga del material [53, 64].

$$\Delta \sigma_{eff}(r = L/2) = \Delta \sigma_0$$

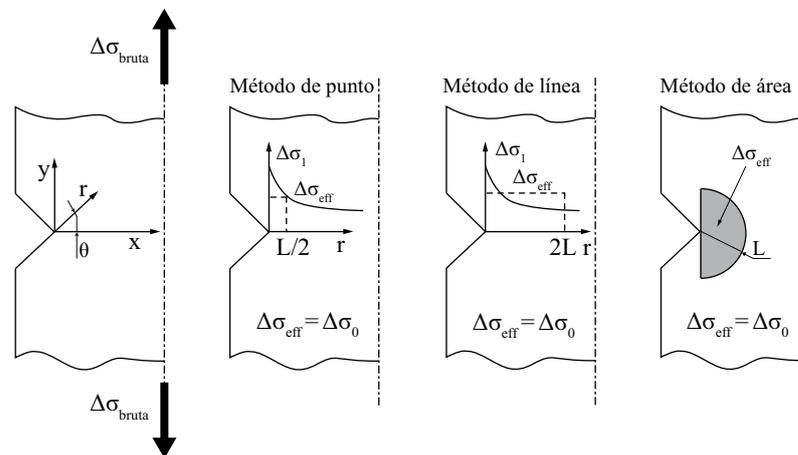


Figura 3.7: Distintas formalizaciones de la TDC

Si en lugar de evaluarse la tensión a una determinada distancia del fondo de la entalla, se utiliza un valor medio de la misma calculado mediante integración a lo largo de una línea de longitud $2L$, el método aplicado se conoce como Método de la Línea. Si este valor

medio se calcula integrando la tensión sobre un área semicircular de radio L centrada en el fondo de la entalla se obtendría el Método del Área. De forma similar, si dicha integración se realiza sobre una semiesfera de radio $1.54L$ se estaría aplicando el llamado Método del Volumen [106]. Un análisis pormenorizado de cada uno de estas formalizaciones de la TDC puede encontrarse en el libro de D. Taylor [105].

La TDC puede utilizarse no solo para obtener el límite de fatiga de componentes entallados, sino que puede adaptarse para predecir la vida finita a fatiga de dichos componentes cuando se encuentran sometidos a carga cíclica [107]. Para ello se establece la hipótesis de que la distancia crítica L varía cuando el número de ciclos hasta la rotura N_f disminuye, es decir, la vida a fatiga de componentes entallados puede estimarse si se conoce una relación entre L y N_f .

De acuerdo con las características de la TDC, la relación entre L y N_f será una propiedad diferente para distintos materiales y diferentes valores de R . Dado que el comportamiento a fatiga de los materiales utilizados comúnmente en la ingeniería puede ser descrito mediante una ley potencial (como por ejemplo la curva S-N), es lógico suponer que la relación entre L y N_f siga una ley de este tipo:

$$L(N_f) = AN_f^B \quad (3.8)$$

donde A y B son constantes dependientes del material que pueden obtenerse de manera experimental. En concreto, como se mostrará a continuación, A y B pueden obtenerse a partir de dos curvas de calibración: la curva de fatiga uniaxial del material y la curva de fatiga uniaxial de material con entalla, ambas obtenidas en las mismas condiciones de carga (misma R).

En efecto, utilizándose el Método del Punto y según se muestra de forma esquemática en la figura 3.8, para un valor concreto de $N_f = N_{f,k}$, se puede determinar la distancia a partir del fondo de la entalla a la que la tensión principal máxima iguala a la tensión que sería necesario aplica a un espécimen sin entalla para que la rotura se produzca a un número de ciclos igual a $N_{f,k}$. Si se realiza este cálculo para dos valores distintos de $N_{f,k}$ ($N_{f,1}$ y $N_{f,2}$),

A y B pueden calcularse como:

$$\left. \begin{aligned} L_1 &= AN_{f,1}^B \\ L_2 &= AN_{f,2}^B \end{aligned} \right\} \frac{L_1}{L_2} = \left(\frac{N_{f,1}}{N_{f,2}} \right)^B \rightarrow B = \frac{\log(L_1/L_2)}{\log(N_{f,1}/N_{f,2})}$$

$$A = L_1 N_{f,1}^{-B} = L_2 N_{f,2}^{-B}$$

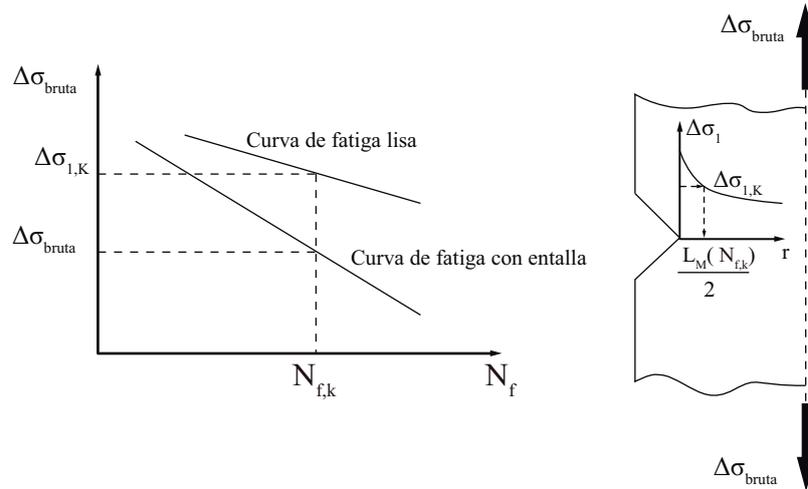


Figura 3.8: Determinación de la distancia crítica mediante calibración con dos curvas de fatiga

Una vez conocidos A y B, se puede utilizar un procedimiento iterativo para calcular la vida a fatiga de un componente con cualquier tipo de entalla, siempre que esté fabricado con el mismo material utilizado para determinar A y B. Una idea de dicho procedimiento se muestra en la figura 3.9 y consiste en, para un valor concreto de la tensión remota :

1. Suponer un número de ciclos hasta la rotura $N_{f,i}$.
2. Obtener la distancia crítica correspondiente a dicho valor de $N_{f,i}$, L_i mediante la ecuación 3.8.
3. Determinar el valor local de la máxima tensión principal $\Delta\sigma_{1,i}$ a una distancia del fondo de la entalla igual a $\frac{L_i}{2}$. Para ello habrá de caracterizarse el estado tensional en la zona de la entalla, por ejemplo a través de un análisis de elementos finitos del componente.
4. Con este valor de la tensión $\Delta\sigma_{1,i}$ y a partir de la curva SN del material sin entalla,

se puede recalcular el número de ciclos hasta la rotura como $N_{f,j}$:

$$N_{f,j} = N_0 \left(\frac{\Delta\sigma_0}{\Delta\sigma_{1,i}} \right)^b \quad (3.9)$$

5. Si el valor obtenido $N_{f,j}$ no es igual al supuesto inicialmente $N_{f,i}$ será necesario repetir el proceso, imponiendo $N_{f,i} = N_{f,j}$ hasta alcanzar el nivel de convergencia deseado.

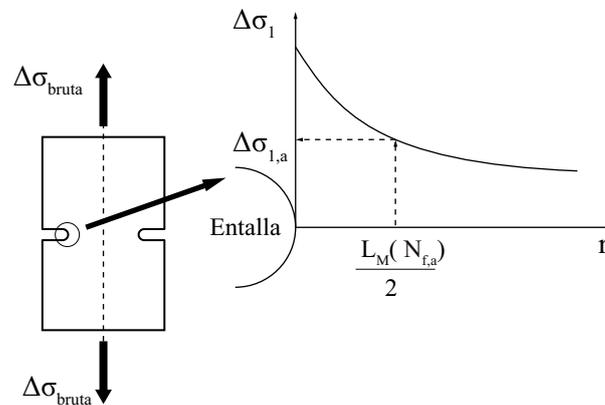


Figura 3.9: Uso de la TDC para estimar la vida de componentes con entalla

Merece la pena comentar que, aunque se ha empleado el Método del Punto para describir este procedimiento de estimación de vida, siguiendo estrategias similares podría haberse empleado cualquiera de los métodos mencionados anteriormente (línea, área y volumen).

Finalmente es importante resaltar que el planteamiento expuesto en los párrafos anteriores es válido para estimar la vida a fatiga de componentes con entalla sometidos a cargas cíclicas uniaxiales. Sin embargo, los elementos mecánicos y estructurales reales suelen estar sometidos a cargas que generan estados tensionales multiaxiales. En el siguiente apartado se describe un método que permite caracterizar la vida a fatiga teniendo en cuenta la multiaxialidad del estado tensional existente.

3.2.2. El MCWM: estimación de la vida a fatiga en presencia de multiaxialidad

El Método de la Curva de Wöhler Modificada (MCWM) [57] permite tener en cuenta el efecto de la multiaxialidad del estado tensional a la hora de caracterizar el comportamiento a fatiga de componentes mecánicos. Este método toma como punto de partida la idea de que el daño por fatiga en materiales homogéneos e isótropos puede estimarse modelando tanto la iniciación como la propagación inicial de micro/meso grietas en el material. El comportamiento a fatiga de materiales con grietas puede estudiarse a tres niveles distintos: micro, meso y macroscópico [108]. En concreto, una micro-grieta se localiza en el interior de un solo grano, una meso-grieta abarca varios granos y una macro-grieta es aquella que cubre un número elevado de granos en el material.

Desde un punto de vista formal [109, 110], para modelar correctamente el comportamiento de una micro/meso grieta, habría que tener en cuenta la morfología real de la microestructura del material así como el comportamiento elasto-plástico de los granos. Sin embargo, tener en cuenta estos aspectos sería una tarea demasiado compleja como para que pudiera ser utilizada en situaciones de interés práctico. Por este motivo han de establecerse hipótesis simplificadoras como son suponer que el comportamiento de los materiales metálicos convencionales es lineal, elástico, homogéneo e isótropo.

Teniendo en cuenta las limitaciones expuestas en el párrafo anterior, el MCWM se basa en un modelo de daño por fatiga que pretende describir la iniciación y la propagación inicial de micro/meso grietas empleando para ello las tensiones macroscópicas obtenidas a partir de los conceptos de la Mecánica de Medios Continuos.

El MCWM asume que en el régimen de fatiga a medio/alto número de ciclos, tanto la iniciación como el crecimiento inicial de micro/meso grietas depende de la tensión tangencial que actúa sobre los granos situados en la zona de iniciación de dichas grietas [69, 111]. La validez de esta hipótesis se fundamenta, como se explicó en el apartado 2.2.1, en las evidencias experimentales de que la formación de bandas de deslizamiento persistentes está relacionada con la existencia de esfuerzos tangenciales de carácter cíclico.

En concreto, es la amplitud de la tensión tangencial τ_a la que controla el mecanismo de

iniciación de grietas, ya que se ha comprobado experimentalmente [74, 112] que el efecto de la tensión tangencial media es despreciable desde el punto de vista del diseño a fatiga. Teniendo en cuenta esto, es lógico suponer que, de entre los infinitos planos que pasan por el punto dónde potencialmente se iniciará la grieta, el máximo daño por fatiga ocurrirá en el plano dónde la amplitud de la tensión tangencial alcance su máximo valor. Será por tanto en este plano, denominado plano crítico, donde se inicie la grieta. Sin embargo, hay que tener en cuenta que tanto la iniciación como la propagación inicial de una grieta se ven influenciadas por el valor de la tensión normal al plano crítico [70]. En efecto, una tensión normal de tracción separa las caras de la grieta favoreciendo su crecimiento, mientras que una tensión normal de compresión reduce el ritmo de crecimiento de ésta dado que hace que aumente la fricción entre sus caras. De acuerdo con este razonamiento, se puede suponer que el efecto de la tensión media sobre el daño a fatiga puede ser tenido en cuenta a través del valor de la tensión máxima perpendicular al plano crítico $\sigma_{n,max}$ [76, 77].

De acuerdo con lo expuesto en los párrafos anteriores, para llevar a cabo el diseño a fatiga de componentes mecánicos utilizando el enfoque clásico del plano crítico, habrán de tenerse en cuenta tanto la máxima amplitud de la tensión tangencial τ_a , como la tensión máxima perpendicular a dicho plano $\sigma_{n,max}$ [76–79]. Para determinar el plano crítico es importante destacar que a partir del estado tensional en un punto, siempre pueden obtenerse dos o más planos donde τ_a es máxima. De entre todos estos planos, el plano crítico será aquel donde la tensión normal alcance su valor máximo, ya que será en éste donde el daño por fatiga será mayor.

El MCWM tiene en cuenta la multiaxialidad del estado tensional existente en el punto de iniciación de la grieta mediante el parámetro ρ [113, 114]:

$$\rho = \frac{\sigma_{n,max}}{\tau_a} \quad (3.10)$$

La principal característica de este parámetro es que tiene en cuenta tanto la presencia de cargas estáticas superpuestas como la existencia de cargas no-proporcionales (fuera de fase).

Sin embargo, ante la evidencia experimental de que no todos los materiales presentan la misma sensibilidad ante el valor medio de la tensión [115], y para tener en cuenta este

hecho, el grado de multiaxialidad dado por la ecuación 3.10 puede redefinirse como [116]

$$\rho_{eff} = \frac{m\sigma_{n,m}}{\tau_a} + \frac{\sigma_{n,a}}{\tau_a} \quad (3.11)$$

donde $\sigma_{n,m}$ y $\sigma_{n,a}$ son respectivamente el valor medio y la amplitud de la tensión perpendicular al plano crítico y m es el denominado índice de sensibilidad a la tensión media, una propiedad del material que puede ser determinada experimentalmente.

Merece la pena destacar que la distinta sensibilidad de distintos materiales al efecto de la tensión media parece estar asociada a la existencia de un valor umbral de dicha tensión [117]; valor a partir del cual, un incremento de la misma no supone un aumento del daño por fatiga. Desde un punto de vista físico, este fenómeno, parece estar relacionado con el hecho de que para valores de la tensión media perpendicular al plano crítico inferiores al umbral, existe cierta fricción entre las caras de la grieta que ralentiza el crecimiento de la misma y que desaparece al superarse el valor de dicho umbral. De esta forma, m es un parámetro que varía entre 0 y 1 y que permite determinar que fracción de la tensión media normal al plano crítico separa de manera efectiva las caras de la micro/meso grieta, favoreciendo el crecimiento de la misma. Cuando m vale 0 el material es insensible a la presencia de cargas estáticas superpuestas y cuando vale 1 el material es totalmente sensible a la existencia de dichas cargas.

Recapitulando, según la definición de la ecuación 3.11 y tal y como se muestra en la figura 3.10, el daño por fatiga puede modelarse a través del MCWM si son conocidas tres magnitudes:

- El fenómeno de iniciación y propagación de micro/meso grietas depende de la amplitud de la tensión tangencial máxima τ_a .
- La influencia de la tensión cíclica perpendicular al plano de la micro/meso grieta es función de la amplitud de la tensión normal al plano crítico $\sigma_{n,a}$.
- La parte de la tensión media perpendicular al plano crítico que separa de manera efectiva las caras de la micro/meso grieta es igual a $m\sigma_{n,m}$.

Para finalizar, y una vez explicada la forma en que el MCWM tiene en cuenta la existencia de cargas no-proporcionales y de estados tensionales multiaxiales, resulta interesante

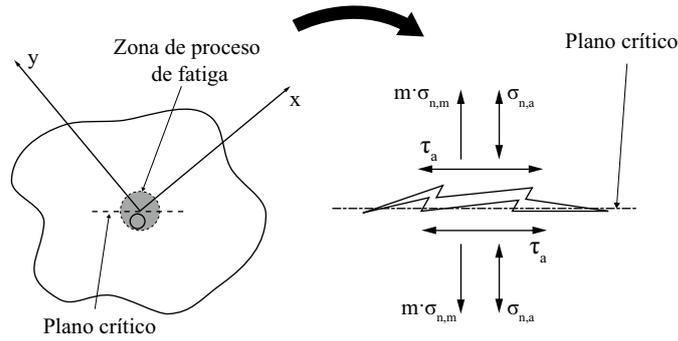


Figura 3.10: Modelo de daño por fatiga empleado en el MCWM

describir la forma de aplicar este método para estimar la vida a fatiga. En la figura 3.11 se muestra de manera esquemática la forma de usar el MCMW.

La idea es obtener una curva de Wohler del material modificada en términos de la amplitud de la tensión tangencial (curva $\tau_a - N$) de manera que, una vez conocido el estado tensional en el punto de iniciación de la grieta y entrando en dicha curva con el valor de τ_a , se obtenga directamente el valor del número de ciclos hasta la rotura N_f . Para ello, existen estudios experimentales que sugieren que puede establecerse una dependencia lineal de la pendiente de dicha curva, k_τ , así como del límite de fatiga de la misma, $\tau_{A,Ref}$ con el grado de multiaxialidad ρ_{eff} del estado tensional:

$$k_\tau(\rho_{eff}) = a\rho_{eff} + b \quad (3.12)$$

$$\tau_{A,Ref}(\rho_{eff}) = \alpha\rho_{eff} + \beta \quad (3.13)$$

donde a , b , α y β son constantes que dependen del material y que, como se comprobará mas adelante, pueden determinarse experimentalmente a partir de dos curvas de calibración. Suponiendo conocidas $k_\tau(\rho_{eff})$ y $\tau_{A,Ref}(\rho_{eff})$ la vida estimada del espécimen bajo estudio puede obtenerse como:

$$N_{f,e} = N_0 \left(\frac{\tau_{A,Ref}}{\tau_a} \right)^{k_\tau} \quad (3.14)$$

A continuación, en el siguiente apartado, se describirá la forma de combinar la TDC y el MCWM para estimar la vida a fatiga de componentes mecánicos con entallas en presencia de estados tensionales multiaxiales.

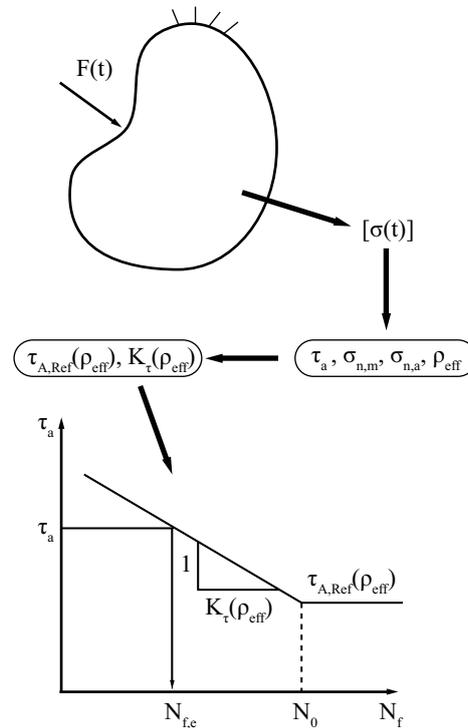


Figura 3.11: Aplicación del MCWM

3.2.3. Combinación de TDC y MCWM para estimación de vida a fatiga en entallas multiaxiales

La combinación de la TCD y el MCWM pretende conformar un procedimiento eficiente, desde el punto de vista práctico, para diseñar elementos mecánicos reales a fatiga cuando existe concentración de tensión y cargas, tanto proporcionales como no proporcionales, que provocan estados tensionales multiaxiales. Por un lado, la TDC permite tener en cuenta el efecto de la escala y de dicha concentración de tensión, mientras que por otro lado, el MCWM considera la influencia de la multiaxialidad de las tensiones y de la no-proporcionalidad de la carga durante el proceso de fatiga.

En primer lugar, para aplicar este procedimiento combinado hay que tener en cuenta que ambas metodologías han de ser correctamente calibradas en función del material del componente bajo estudio, tal y como se indica en los apartados 3.2.1 y 3.2.2.

- Por un lado, la TDC, que por simplicidad será formalizada a través del Método del Punto, será calibrada mediante las curvas de fatiga uniaxiales del material con y sin entalla, lo que permitirá la relación existente entre el número de ciclos hasta la rotura N_f y la distancia crítica L a través de la expresión 3.8.
- Por otro lado, el MCWM necesita ser calibrado para conocer las constantes a, b, α y β de las ecuaciones 3.12 y 3.13. Estas ecuaciones establecen la relación lineal entre la pendiente k_τ y el límite de fatiga $\tau_{A,Ref}$ de la curva de Wohler modificada en términos de la amplitud de la tensión tangencial τ_a , y el grado de multiaxialidad del estado tensional ρ_{eff} . Para la obtención de estas constantes se usarán como curvas de calibración las curvas de fatiga uniaxial y torsional pura del material, ambas obtenidas para un coeficiente de asimetría de la carga $R=-1$.

Una vez calibrados el Método del Punto y el MCWM, el uso combinado de los mismos para estimar la vida a fatiga se realiza como se indica de manera esquemática en la figura 3.12.

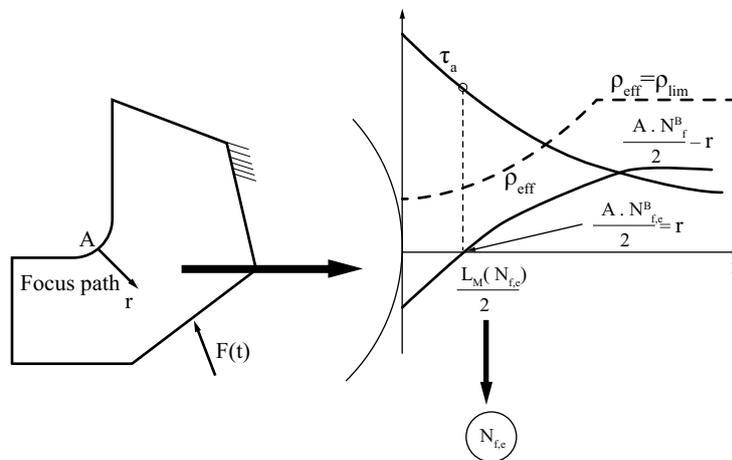


Figura 3.12: Aplicación combinada de la TDC y el MCWM para estimación de la vida a fatiga

1. En primer lugar, será necesario identificar en el componente bajo estudio el punto de iniciación de la grieta, que coincidirá con el punto de máxima concentración de tensión provocada por la entalla. Partiendo de este punto y siguiendo una línea recta perpendicular a la superficie de dicho componente, se establecerá el camino potencial

de la grieta que será descrito por la coordenada r .

2. A lo largo del camino potencial de la grieta habrá de determinarse el estado tensional; normalmente esto se conseguirá mediante un análisis elástico lineal a partir de un modelo de elementos finitos del sistema bajo estudio. A partir del estado tensional podrá determinarse la evolución del plano crítico a lo largo del camino de la grieta y las distintas componentes de la tensión tangencial y perpendicular a dicho plano $\tau_a(r)$, $\sigma_{n,m}(r)$ y $\sigma_{n,a}(r)$.
3. A partir de las componentes de la tensión calculadas en el punto anterior, y utilizando la expresión 3.11, se determinará el grado de multiaxialidad del estado tensional $\rho_{eff}(r)$ en cada punto perteneciente al camino potencial de la grieta. Para cada valor de $\rho_{eff}(r)$ se podrá establecer una curva de Wöhler modificada (curva $\tau_a - N$), calculándose para ello en cada punto los valores de $k_\tau(\rho_{eff})$ y $\tau_{A,Ref}(\rho_{eff})$ mediante las ecuaciones 3.12 y 3.13 respectivamente. Las curvas de Wöhler modificadas permitirán determinar en cada punto del camino de la grieta, y en función de la amplitud de la tensión tangencial $\tau_a(r)$, el número de ciclos hasta la rotura $N_f(r)$.
4. Según el Método del Punto, para estimar la vida a fatiga en una entalla, las tensiones han de evaluarse a una distancia del fondo de la misma igual a $L/2$, es decir $r = L/2$, donde L viene dada por la ecuación 3.8. Por tanto, sustituyendo en esta expresión la relación obtenida en el punto anterior, $N_f(r)$, se obtendrá el valor de r dónde habrá de evaluarse la vida a fatiga del componente bajo estudio.

$$r = \frac{L(r)}{2} = \frac{AN_f^B(r)}{2}$$

$$\frac{AN_f^B(r)}{2} - r = 0 \tag{3.15}$$

3.3. Modelo EF para cálculo de tensiones

En este apartado se describirá detalladamente el modelo de elementos finitos (EF) que se ha desarrollado para caracterizar el estado tensional en el implante. Conocer dicho estado tensional es imprescindible de cara a estimar la vida a fatiga del implante mediante la

aplicación de los modelos de predicción presentados en los apartados 3.1 y 3.2. Este modelo ha sido realizado en el software comercial de elementos finitos ANSYS Workbench a partir de una geometría generada en el software comercial de CAD Solidworks.

Tal y como se ha comentado anteriormente, en este trabajo, la vida a fatiga estimada se comparará con los resultados experimentales obtenidos al ensayar el implante según la norma ISO 14801. Por este motivo, el modelo EF descrito en este apartado, habrá de ser capaz de simular correctamente, no solo la geometría del implante y de sus componentes, sino también las condiciones de ensayo impuestas por dicha norma. En el capítulo 4 se describen las principales características de esta norma y la forma en que ha sido aplicada durante el ensayo de los implantes.

A la hora de llevar a cabo un análisis de EF existen distintos aspectos que hay que tener en cuenta de cara a la fiabilidad de los resultados obtenidos del mismo. En primer lugar es imprescindible fijar los objetivos que se persiguen con dicho análisis, que pueden ser, por ejemplo, obtener la máxima tensión de Von Mises en una determinada zona de un componente, de cara a determinar si será capaz de soportar su carga de servicio, o calcular las frecuencias naturales de un mecanismo para saber si, durante su funcionamiento puede entrar en resonancia y puede ocurrir el fallo prematuro del mismo, etc. Fijar los objetivos permitirá determinar el tipo de análisis a realizar, como puede ser estático, dinámico, térmico, etc. y los componentes o zonas clave del sistema que se va a analizar. Estos últimos habrán de recibir una especial atención a la hora de elaborar el modelo.

Existen otros aspectos a destacar a la hora de realizar un análisis EF como son: el correcto modelado de la geometría del sistema a analizar, la calidad de la malla empleada, la correcta aplicación de las cargas y de las condiciones de contorno, así como la adecuada configuración de dicho análisis, especialmente en lo relativo a la asignación de las propiedades mecánicas y el tipo de comportamiento de los materiales que componen el sistema, y la elección del tipo o tipos de elementos mediante los cuales se realizará el modelo. Finalmente, será necesario verificar los resultados obtenidos del análisis, para lo cual habrán de realizarse ciertas comprobaciones como pueden ser determinar si las cargas están equilibradas con las reacciones, si existen movimientos relativos entre partes que debieran estar unidas solidariamente, así como verificar la continuidad de la malla y la convergencia de

los resultados en función del número de elementos empleado en el modelo.

El modelo que se describirá en este apartado se utilizará para estimar la vida a fatiga de un sistema de implante dental. En concreto, para poder aplicar los dos modelos de predicción de vida presentados en los apartados 3.1 y 3.2, es necesario conocer el estado de tensiones y deformaciones a lo largo del camino potencial que seguirá la grieta que provocará la rotura del implante. Este será, por tanto, el objetivo que se persigue con el análisis del modelo de elementos finitos. Para cumplir este objetivo habrá de realizarse un análisis estático del implante, en el que previamente será necesario identificar dicho camino potencial de la grieta.

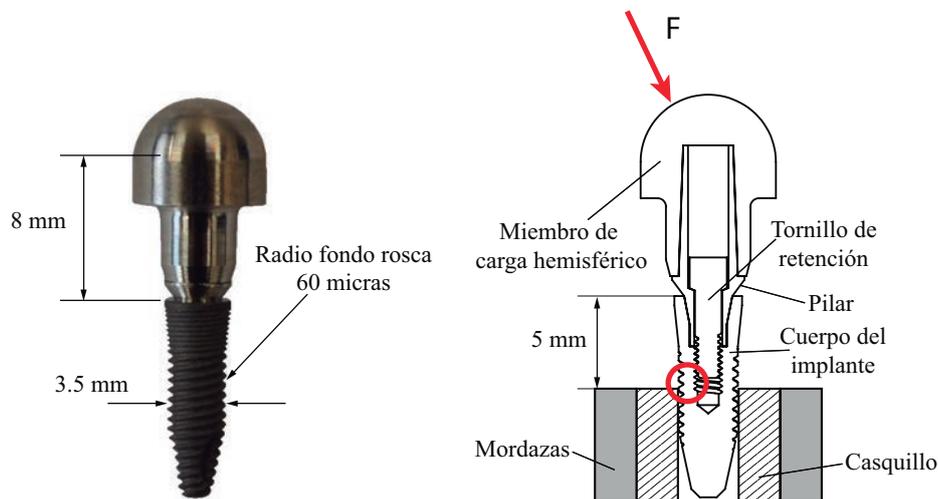


Figura 3.13: Geometría del implante y zona preferente de iniciación de grieta

En la figura 3.13 se muestran la geometría del sistema de implante y las condiciones de carga y de sujeción impuestas durante el ensayo del mismo. Tal y como se indica de forma esquemática en esta figura, y como podrá comprobarse en el apartado 4.2, durante los ensayos el implante se fijará mediante un sistema de mordazas mecánicas que comprimen un casquillo de cobre hasta que contacta con el cuerpo de dicho implante. De esta forma, el casquillo "abrazará" al cuerpo del implante e impedirá el movimiento del mismo al recibir la carga. El tratamiento de este casquillo, que actúa como condición de contorno flexible, es un factor importante de cara a los resultados obtenidos en el presente estudio y como se expone en el apartado 3.3.2, donde se describen las condiciones de contorno aplicadas al

modelo. Para analizar la influencia de su comportamiento en dichos resultados se estudiarán **dos configuraciones distintas**, que se ilustran en la figura 3.14:

- En la **configuración I** se considerará que durante el ensayo el casquillo se mantiene unido de manera solidaria al cuerpo del implante, no existiendo movimiento relativo entre ambos.
- En la **configuración II**, se considerará que debido a las condiciones de carga durante los ensayos, el casquillo experimenta cierta deformación plástica, lo que permitirá que una zona del cuerpo del implante se deforme libremente respecto a dicho casquillo. Es decir, se supondrá que existe cierta relajación en la condición de contorno impuesta por el casquillo.

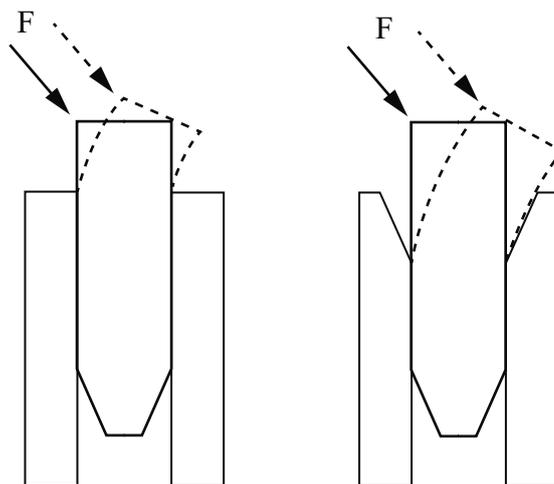


Figura 3.14: Sistema de implante: Configuraciones I y II

Igualmente, en la figura 3.13, se señala la zona en la que se considera más probable que se inicie la grieta. Es ahí donde el momento flector provocado por la carga será máximo y por tanto donde, de manera global, se alcanzarán las tensiones máximas. Más concretamente, dentro de esa zona se iniciará en el fondo de la rosca exterior del cuerpo del implante debido a la alta concentración de tensiones existente. La presencia de una entalla, como se ha mencionado en el apartado 2.3, favorece los mecanismos que provocan la iniciación de grietas en el material.

En concreto, de cara al análisis que se va a realizar, y como se muestra en la figura 3.15

donde se simboliza un corte de la zona de interés del cuerpo del implante, se supondrá que la grieta se iniciará en el fondo de la rosca exterior del cuerpo del implante y se propagará hacia el interior del mismo siguiendo una línea recta que será perpendicular, tanto a la superficie de iniciación como al eje de dicho implante. Es importante destacar que, de cara al cálculo del estado tensional en el camino de la grieta no es necesario considerar la forma de ésta, y que se está suponiendo que el vértice de la misma seguirá este camino mientras se propaga.

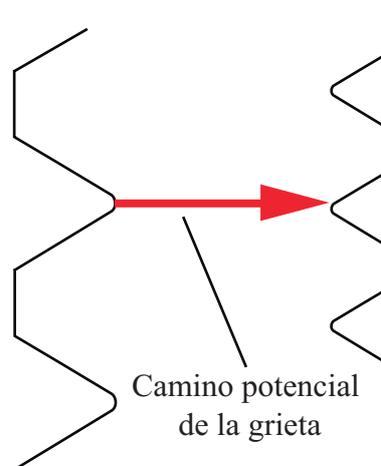


Figura 3.15: Punto de iniciación y zona de propagación de la grieta

El volumen del material que rodea la zona de iniciación y propagación de la grieta es la zona de interés del modelo, y en ella habrá de prestarse especial atención a la hora de modelar la geometría del sistema y de conformar la malla de elementos finitos.

Una vez establecido el objetivo que se persigue mediante el análisis que se va a realizar a este modelo, y la zona de interés del mismo, se describirá el modelo de la geometría que se ha realizado, así como las características de la malla aplicadas a dicha geometría.

3.3.1. Modelo geométrico y mallado del sistema de implante dental

El sistema de implante dental está formado por tres componentes, que pueden observarse en la figura 3.16: el cuerpo del implante dental, que es la parte del sistema que se inserta en la mandíbula, el pilar, que es el elemento donde será cementada la prótesis dental y el

tornillo de retención, que se encarga de asegurar la unión solidaria entre los dos anteriores mediante un par de apriete determinado. Adicionalmente, para el ensayo a fatiga del sistema, la norma ISO 14801 establece que la aplicación de la carga habrá de realizarse a través del denominado miembro hemisférico de carga, que será cementado al pilar durante la fase de preparación de las muestras para los ensayos. Igualmente, como se ha comentado anteriormente, en el modelo se incluirá el casquillo de cobre, que forma parte del sistema de sujeción del implante y que actuará como condición de contorno del mismo. En la figura 3.16 se muestra la geometría de los cinco componentes que conforman el sistema que será modelado mediante elementos finitos.



Figura 3.16: Componentes del modelo de EF del sistema de implante dental ICI

El modelo geométrico ha sido realizado en Solidworks a partir de los planos de fabricación de los componentes del sistema de implante dental. Estos planos han sido proporcionados por el fabricante de dicho sistema. Es importante destacar que durante la fase de modelado geométrico han de eliminarse aquellos aspectos de la geometría que no sean relevantes de cara a los objetivos que se persiguen mediante el análisis. Esto permitirá que el modelo obtenido sea más eficiente desde un punto de vista computacional, ya que se puede reducir considerablemente el número de elementos de dicho modelo. Sin embargo, este proceso de "limpieza" de la geometría no puede realizarse de una manera arbitraria y

ha de justificarse y comprobarse que realmente, las características de dicha geometría eliminadas, no influyen de una forma considerable en los resultados obtenidos. Como norma general habrá de prestarse especial atención a pequeños detalles de la geometría, como por ejemplo radios de acuerdo, redondeos, ranuras y zonas roscadas, alejados de la zona de interés del modelo, ya que suelen concentrar una alta densidad de elementos, que en este caso será innecesaria.

El mallado de un modelo de elementos finitos es uno de los aspectos más importantes a tener en cuenta de cara a obtener unos resultados correctos y fiables. Tradicionalmente la definición y configuración de los parámetros que definen la malla de un modelo ha supuesto una gran parte del tiempo necesario para realizar un análisis de un componente real mediante el método de los elementos finitos, especialmente cuando la geometría de dicho componente es compleja.

Hoy en día, los paquetes comerciales de software especializado en el método de los elementos finitos, incluyen algoritmos de mallado muy potentes que son capaces de generar de manera automática mallas con una calidad aceptable para análisis de carácter general. Dichos algoritmos tienen en cuenta aspectos como, entre otros, el tamaño relativo entre las aristas, áreas y volúmenes que conforman la geometría del modelo, así como la curvatura de los mismos y los posibles contactos existentes entre los distintos componentes de dicho modelo.

Sin embargo, cuando se trabaja con modelos complejos, como es el caso del sistema de implante que se está analizando, en los que aparte de la complejidad de la geometría, existen altos gradientes de tensión que llevan asociados comportamientos no lineales del material, contactos relativos entre varios componentes, así como distintos tipos de condiciones de contorno y de esfuerzos, es imprescindible controlar de forma manual el proceso de mallado. Será necesario, por ejemplo, refinar la malla en determinadas zonas de un componente, a la vez que imponer que el tamaño de los elementos sea mayor en otras zonas del mismo, alejadas de las zonas de interés. El control manual de la malla no es una tarea sencilla, ya que, en general, habrá de llegarse a un compromiso entre el número de elementos (o nodos) del modelo y la capacidad de cálculo de que se dispone. Normalmente el control manual de la malla, implicará dividir la geometría en varias partes y en ocasiones, cuando

el número de elementos del modelo es inabarcable desde el punto de vista computacional, será necesario recurrir a técnicas avanzadas de modelado como el uso de submodelos o subestructuras.

El sistema de implante dental que se está modelando es un ensamblaje, es decir, un conjunto de cuerpos independientes entre los que existen distintas relaciones, que en este caso concreto impiden el movimiento relativo entre los mismos. Entender la forma en que ANSYS Workbench trata los ensamblajes es importante de cara a planificar el mallado de cada uno de los componentes del sistema bajo estudio. Esto se ilustra en la figura 3.17.

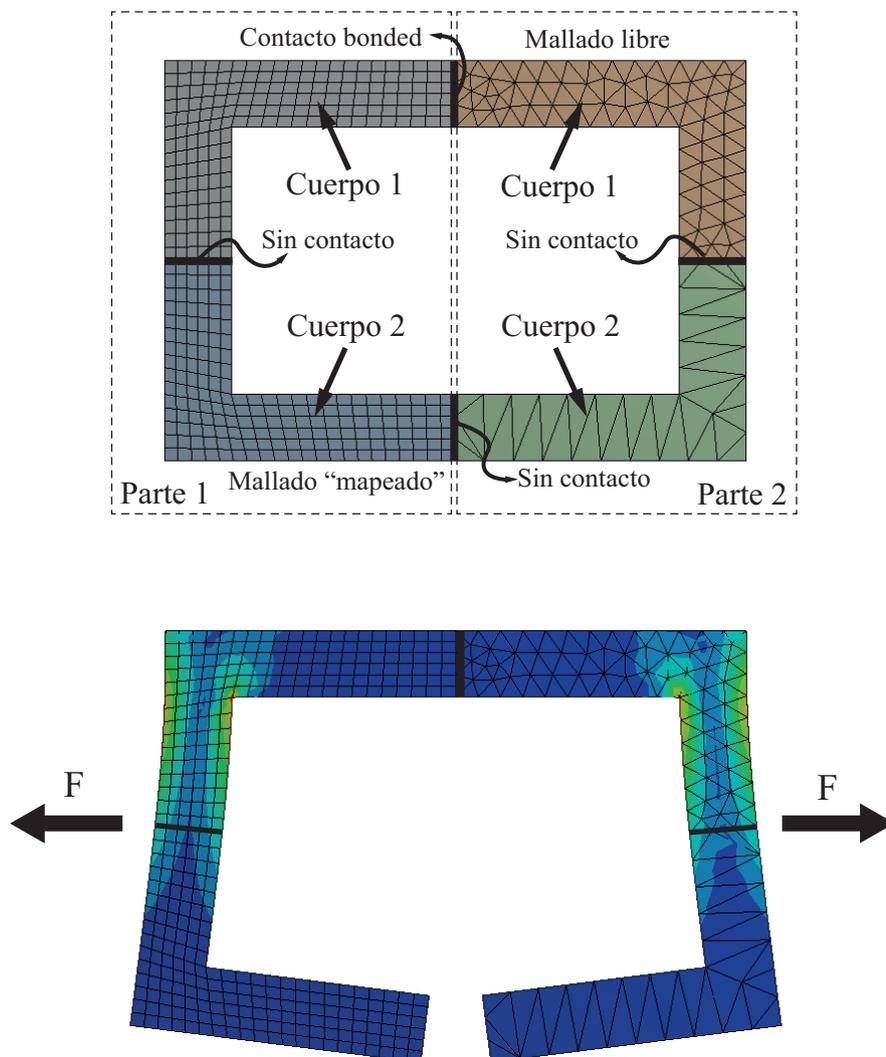


Figura 3.17: Tratamiento de ANSYS Workbench de los ensamblajes

ANSYS Workbench [118] considera que un ensamblaje está formado por distintas partes. El mallado de cada una de estas partes es, en principio, independiente del de las otras, es decir, aunque dos partes estén en contacto, no compartirán los nodos en las zonas de contacto y podrán moverse de manera independiente la una respecto a la otra. Es más, si no se define ningún tipo de relación entre ellas, cada una se comportará como si la otra no existiera. La forma general de establecer que las partes se relacionen entre sí es mediante la definición de un contacto entre ellas. Existen distintos tipos de contactos, como por ejemplo de tipo *bonded* (que puede traducirse por pegado), con fricción, y de no separación, y distintas formulaciones matemáticas para caracterizarlos.

Por otro lado, cada una de las partes que componen un ensamblaje puede estar formada por varios cuerpos. El mallado entre los cuerpos dentro de una misma parte es conforme, es decir, las mallas compartirán los nodos en las zonas de contacto. Esto implica que estos, al estar incluidos dentro de una misma parte se comportarán como si estuvieran unidos entre sí, sin necesidad de definir ningún tipo de relación de contacto entre ellos.

Finalmente, merece la pena mencionar que es posible realizar un mallado conforme entre partes mediante la opción de *compartir topología*. Esta opción, que habrá de ser activada en el nivel de la geometría, detecta todas las superficies que se encuentran en contacto dentro de un ensamblaje y obliga a que la malla sea conforme en ellas. El problema de esta opción es que no permite seleccionar qué partes compartirán la geometría y cuales de ellas no lo harán, sino que se aplica al ensamblaje completo.

Teniendo en cuenta lo expuesto en los párrafos anteriores, el modelo del sistema de implante dental será un ensamblaje que estará formado por cinco partes, correspondientes a los cinco componentes del mismo, que serán malladas de manera independiente. Las relaciones entre estas partes se establecerán en el apartado 3.3.2 cuando se describan las condiciones de contorno del modelo. Como se indicará más adelante, la parte correspondiente al cuerpo del implante estará formada a su vez por cuatro cuerpos. Esto permitirá aplicar la técnica de submodelado durante la resolución del modelo, y ejercer más control sobre la malla en la zona de interés (donde se desarrollará la grieta), así como establecer un comportamiento elasto-plástico a dicha zona, manteniendo un comportamiento elástico en el resto del cuerpo del implante.

En lo relativo al tipo de mallado que desee utilizarse, existen principalmente dos: el mallado libre y el mallado "mapeado" (*mapped meshing*), en la figura 3.17 pueden observarse las diferencias entre ambos. El mallado libre puede utilizar elementos tanto tetraédricos como hexaédricos, ya que no presenta restricciones en cuanto a la forma de los mismos, y no sigue ningún patrón. Este tipo de malla es aconsejable en modelos con geometría compleja. El mallado *mapeado* sigue un patrón preestablecido y emplea, en el caso de volúmenes, solamente elementos hexaédricos (de tipo *brick*). Este tipo de malla, aunque es más eficiente desde el punto de vista computacional, presenta una serie de restricciones de carácter topológico que hacen que sea difícil de utilizar en geometrías complejas.

Una cuestión importante a la hora de llevar a cabo el mallado de un modelo es la elección del tipo de elemento o elementos a utilizar. En ANSYS existe una gran variedad de tipos de elementos que pueden elegirse en función de las características topológicas de la geometría del modelo, de los requisitos del tipo de análisis que se vaya a llevar a cabo, y del tipo de malla que se desee utilizar. En función de la geometría del modelo podrán utilizarse elementos de tipo sólido, placa o lámina y de tipo viga o tubería, entre otros, dependiendo de si la geometría está formada por sólidos, superficies o líneas. En cuanto al tipo de análisis, se ha mencionado anteriormente que éste puede ser, por ejemplo, estático, dinámico, térmico, electromagnético... y existen elementos con características especiales para cada uno de ellos.

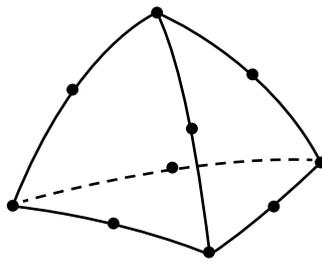


Figura 3.18: Geometría del elemento SOLID187

El análisis que se realizará con el modelo que se está describiendo es de tipo estático y se utilizará, principalmente, un mallado libre de elementos sólidos, dado que la geometría es compleja y está compuesta íntegramente por volúmenes. El elemento que se utilizará es el SOLID187, un elemento tetraédrico de 10 nodos de propósito general, recomendado pa-

ra geometrías irregulares, cuya descripción geométrica puede observarse en la figura 3.18. Este elemento tiene definidos 3 grados de libertad en cada nodo: las traslaciones en las direcciones X, Y y Z, e interpola los desplazamientos mediante funciones de forma cuadráticas. Así mismo admite incorporar leyes de comportamiento plástico al material, entre otros tipos de comportamiento.

A continuación, se mostrarán tanto los modelos geométricos como las mallas que se han llevado a cabo de cada uno de los componentes del sistema de implante dental analizado, así como de los elementos auxiliares de ensayo (casquillo y miembro hemisférico de carga). Los contactos entre los distintos componentes serán descritos posteriormente en el apartado 3.3.2, donde se describen las condiciones de contorno y los contactos. Las figuras con los modelos mallados han sido cortadas para que se distingan mejor las características de la malla. Los planos acotados de los modelos podrán consultarse en el anexo A, sin embargo los planos de fabricación de los componentes del sistema de implante dental no pueden mostrarse por motivos de confidencialidad.

La geometría del miembro hemisférico de carga se muestra en la figura 3.19. Como se ha mencionado anteriormente, sus dimensiones vienen fijadas por la norma ISO 14801 y su misión es la de recibir la carga aplicada por la máquina de ensayo y transmitirla a resto del sistema. En esta figura se muestra también la malla realizada para modelar el miembro hemisférico. El material ha sido modelado como acero con un comportamiento lineal elástico, con un módulo elástico de 200 GPa y un coeficiente de Poisson de 0.3. Como condición para mallar este elemento se ha impuesto que, siempre que sea posible desde un punto de vista geométrico, los elementos tengan un tamaño mínimo de 0.8 mm. La malla del miembro hemisférico consta de un total de 8875 elementos y 14788 nodos. Se trata de una malla relativamente grosera, pero se ha comprobado que si se malla con un tamaño de elemento menor, no se aprecian diferencias en la solución en la zona de interés. Esta parte está tan alejada de dicha zona que, dentro de unos límites, la calidad de su malla no influye en las tensiones existentes en la misma. Una vez resuelto el modelo habrá de comprobarse que la carga aplicada a esta parte se transmite correctamente al pilar a través de la reacciones en las zonas de contacto entre ambos.

En la figura 3.20 se muestra el modelo realizado del pilar así como su malla. Esta parte

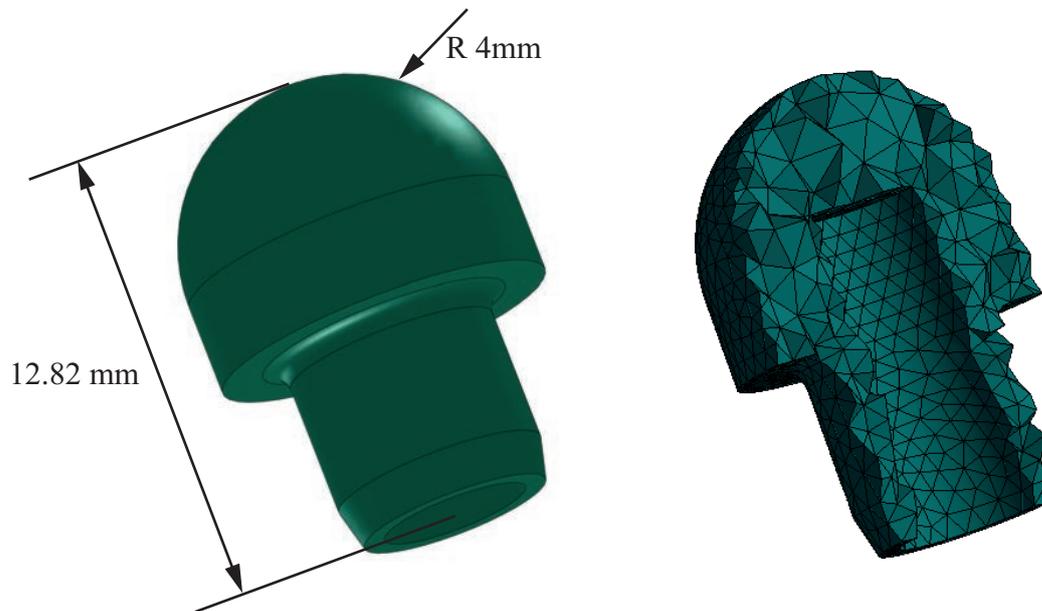


Figura 3.19: Miembro hemisférico de carga del sistema de implante dental ICI

está en contacto con todas las demás partes del sistema de implante dental. Por un lado se encargará de transmitir los esfuerzos provenientes del miembro hemisférico al cuerpo del implante. Por otro lado, este componente servirá de apoyo a la cabeza del tornillo de retención y resistirá los esfuerzos derivados del apriete de éste. El material ha sido modelado como Titanio de grado 4 con un comportamiento elástico lineal, cuyas propiedades son un módulo de elasticidad de 104 GPa y un coeficiente de Poisson de 0.34. Su malla se compone de un total de 4327 elementos y 8333 nodos y también es relativamente grosera por los mismos motivos expuestos para el caso del miembro hemisférico.

A continuación, en la figura 3.21, se puede observar la geometría del tornillo de retención. En este modelo se ha eliminado un alojamiento hexagonal existente en la cabeza del tornillo real. La función de dicho alojamiento es permitir el apriete del tornillo mediante una llave de tipo allen y su presencia en el modelo es irrelevante de cara a los objetivos planteados. En esta figura también se muestra la malla del tornillo de retención. El mallado de este componente es un aspecto controvertido, dado su pequeño tamaño comparado con el resto de partes del modelo, y la topología de pequeña escala que presenta en su zona rosca. No se considera un elemento esencial del modelo dado que no se encuentra en la zona

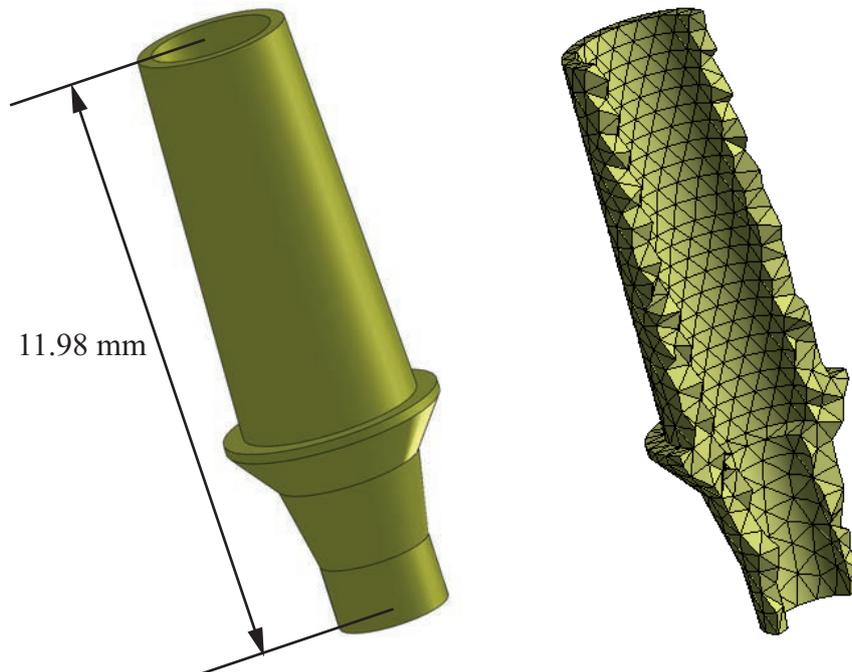


Figura 3.20: Pilar del sistema de implante dental ICI

donde se desarrollará la grieta, sin embargo su presencia en el mismo no puede obviarse ya que influye de manera considerable en el valor de las tensiones en dicha zona. Por un lado, mediante su apriete transmite ciertos esfuerzos al interior del cuerpo del implante a través de los filetes de su rosca, lo que modifica la distribución de tensiones en la zona final del camino de la grieta. Por otro lado, su presencia hace de núcleo al cuerpo del implante, contribuyendo en parte a resistir los esfuerzos generados por la carga externa aplicada al miembro hemisférico. Para tener en cuenta los efectos del tornillo de retención sobre las tensiones en la zona de la grieta no es necesario que la malla del mismo sea muy fina, sobre todo si se tiene en cuenta que: por un lado, el objetivo de este estudio no es analizar y dimensionar dicho tornillo, y por otro que el par de apriete del mismo será aplicado a través de una carga de pre-tensión y no imponiendo una torsión, situación esta última que complicaría innecesariamente el modelo. La malla del tornillo de retención consta de 8658 elementos y 15000 nodos y el material ha sido modelado con las mismas propiedades que el pilar.

El modelo y la malla del casquillo se muestran en la figura 3.22. Como puede observarse

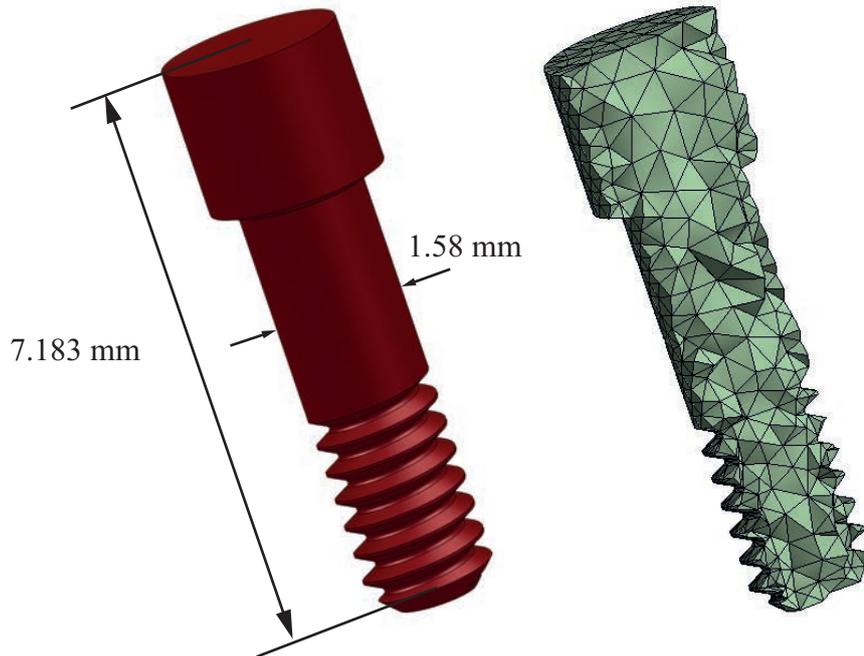


Figura 3.21: Tornillo de retención del sistema de implante dental ICI

en esta figura, el casquillo presenta sendas hendiduras en su zona interior. Esto se debe a que el diámetro interior del mismo es de 4 mm mientras que el diámetro del cuerpo del implante es de 3.5 mm. Por este motivo el casquillo, al comprimirse mediante el sistema de mordazas, se deforma plásticamente hasta contactar con dicho implante y las zonas que no contactan adquieren una forma similar a la modelada. El casquillo será modelado con las propiedades mecánicas del cobre que tiene un módulo de elasticidad de 110 GPa y un módulo de Poisson de 0.34 [118]. Su comportamiento será considerado lineal y elástico ya que se ha supuesto que mediante el apriete de las mordazas se deformará plásticamente pero que durante el ensayo no existirá deformación plástica. La malla del casquillo, que como puede comprobarse en esta figura ha sido modelada mediante elementos hexaédricos, tiene 6944 elementos y 33852 nodos.

En la figura 3.23 puede observarse una imagen del modelo realizado del cuerpo del implante. Esta es la parte del sistema de implante que, en condiciones normales de funcionamiento, se encontrará anclada al hueso de la mandíbula. Sin embargo, bajo las condiciones de ensayo impuestas por la norma ISO 14801, que son las que se han modelado en el

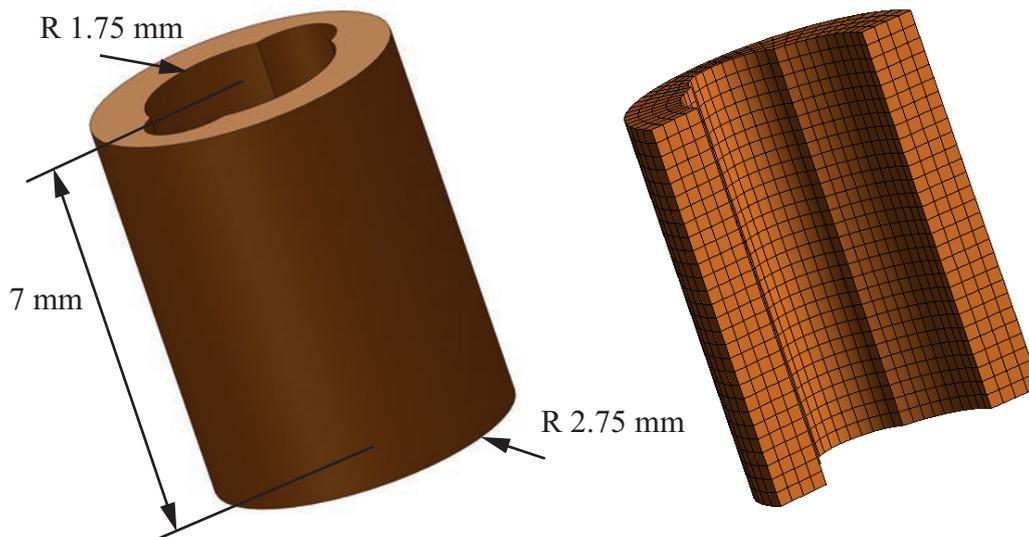


Figura 3.22: Casquillo de sujeción del sistema de implante dental ICI

presente trabajo, este componente será fijado mediante el casquillo de cobre. La función de este elemento es transmitir los esfuerzos aplicados al miembro hemisférico de carga al sistema de sujeción. Igualmente, funcionará como soporte del pilar, que será fijado a este cuerpo mediante el tornillo de retención a través del roscado interno que posee. La geometría del cuerpo del implante ha sido dividida en cuatro cuerpos distintos para ejercer más control, a la hora de conformar la malla, sobre la zona donde se desarrollará la grieta.

La malla del cuerpo del implante, mostrada en la figura 3.23 es la más compleja del sistema modelado. En esta figura se indican también los cuatro cuerpos en que se ha descompuesto la geometría del mismo, que han sido resaltados de distinto color para poder distinguirlos durante la descripción de cada uno de ellos que se llevará a cabo a continuación:

- La **zona superior**, que queda por encima de la zona de interés y se muestra en color magenta en la figura 3.23, contiene la denominada cabeza del cuerpo del implante y está en contacto con el pilar y con el tornillo de retención. Se ha mallado con 41663 elementos y 62646 nodos.
- La **zona inferior**, mostrada en color gris en la figura 3.23 queda por debajo de la zona de interés, es poco relevante de cara a los resultados del estudio ya que se en-

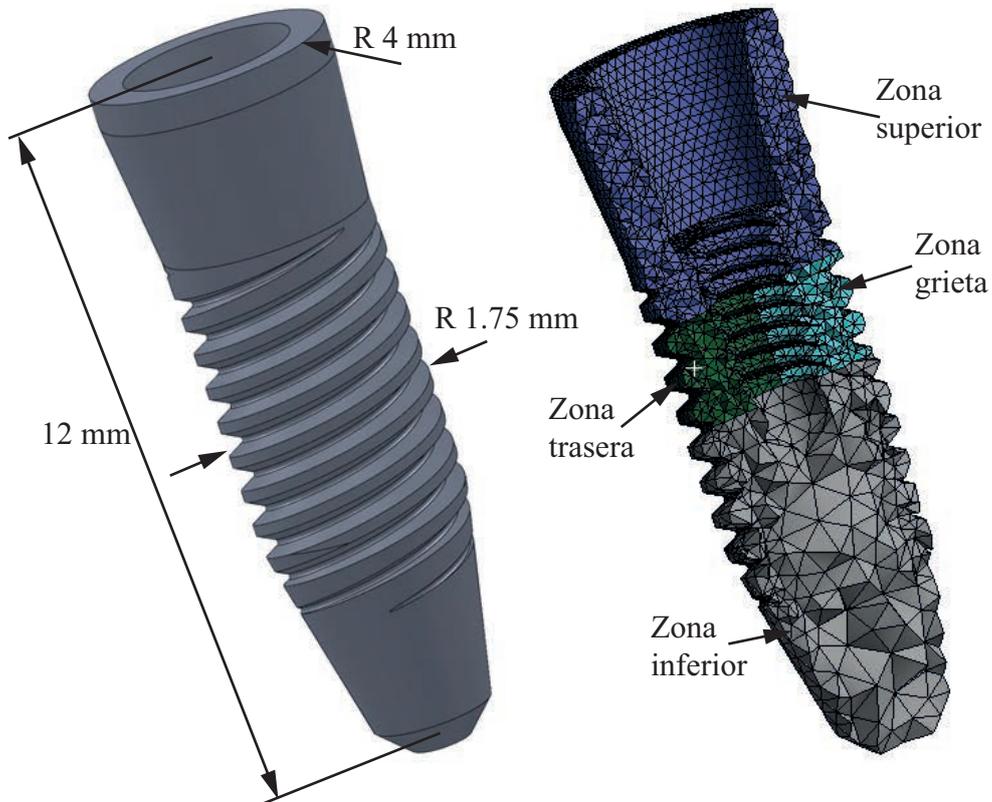


Figura 3.23: Cuerpo del sistema de implante dental ICI

cuenta en una zona del modelo cuyos desplazamientos están muy limitados. Como se comprobará en el apartado 3.3.2, los desplazamientos de su superficie exterior estarán acoplados a los de la cara interior del casquillo mediante un contacto de tipo *bonded*. Su malla tiene 14865 elementos y 23047 nodos.

- La **zona trasera**, situada a la misma altura que la zona de interés. Es importante que la malla de esta zona presente una alta densidad de elementos por su cercanía a la zona de interés, aunque no será necesario refinar dicha malla en los valles de los roscados tanto interior como exterior ya que no se pretende determinar el valor máximo de la tensión en dichos valles. Su modelo consta de 14855 elementos y 23507 nodos.
- La **Zona de la grieta** es la zona de interés del modelo. En la figura 3.24 se muestra en detalle la malla que se ha realizado para esta zona. En dicha figura se puede

observar que la zona del camino potencial de la grieta ha sido refinada mediante el uso de esferas de influencia con objeto de alcanzar la convergencia de la solución en tensiones en la zona de iniciación de la grieta. El análisis de convergencia de esta malla será descrito posteriormente en el apartado 3.3.3. Finalmente merece la pena destacar que el comportamiento de esta zona será considerado tanto lineal elástico como no lineal elasto-plástico, ya que los modelos de predicción de vida que se usarán para estimar la vida a fatiga del sistema necesitarán de ambas soluciones. La malla de esta zona consta de un total de 247440 elementos y 334769 nodos.

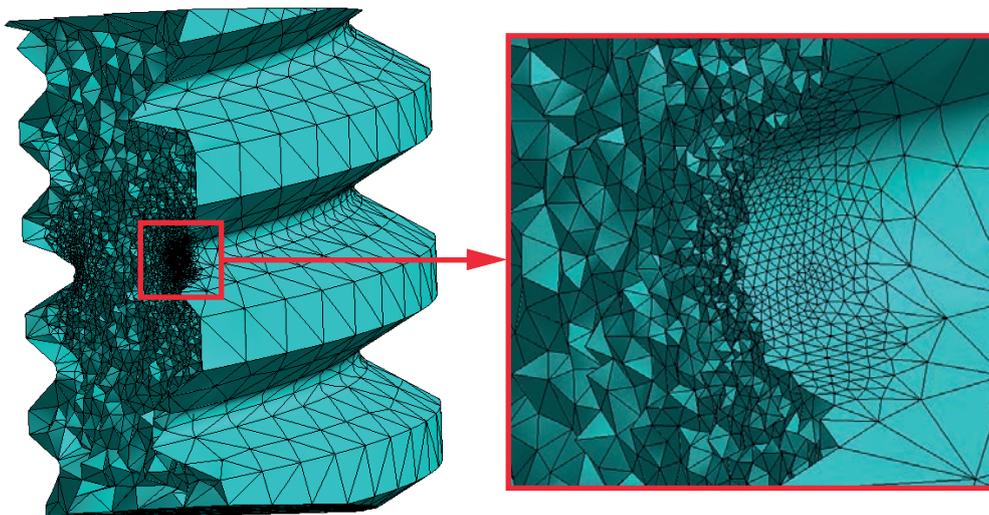


Figura 3.24: Malla de la zona de desarrollo de la grieta

El comportamiento del material del cuerpo del implante, a excepción de la zona de la grieta ha sido considerado lineal elástico con las propiedades mecánicas del Titanio de grado 4. Sin embargo, como se ha mencionado anteriormente, la zona de la grieta será modelada por un lado mediante un comportamiento lineal elástico y por otro mediante una ley de comportamiento no lineal elasto-plástico. La ley de comportamiento plástico del material, que se muestra en la figura 4.10, ha sido obtenida experimentalmente a partir de probetas cilíndricas de titanio de grado 4, como podrá comprobarse en el apartado 4.1.4. Para la resolución del modelo, cuando se considera el comportamiento no lineal del material, se ha utilizado una ley de endurecimiento cinemático multilínea.

Finalmente, en la figura 3.25, se puede observar el ensamblaje de los cinco componentes

del modelo. Las condiciones de las uniones relativas entre estos componentes es un aspecto clave del modelo, como podrá comprobarse en el apartado 3.3.2, y dependiendo de como se configuren dichas uniones se establecerá la complejidad del mismo desde el punto de vista del coste computacional asociado a su resolución.

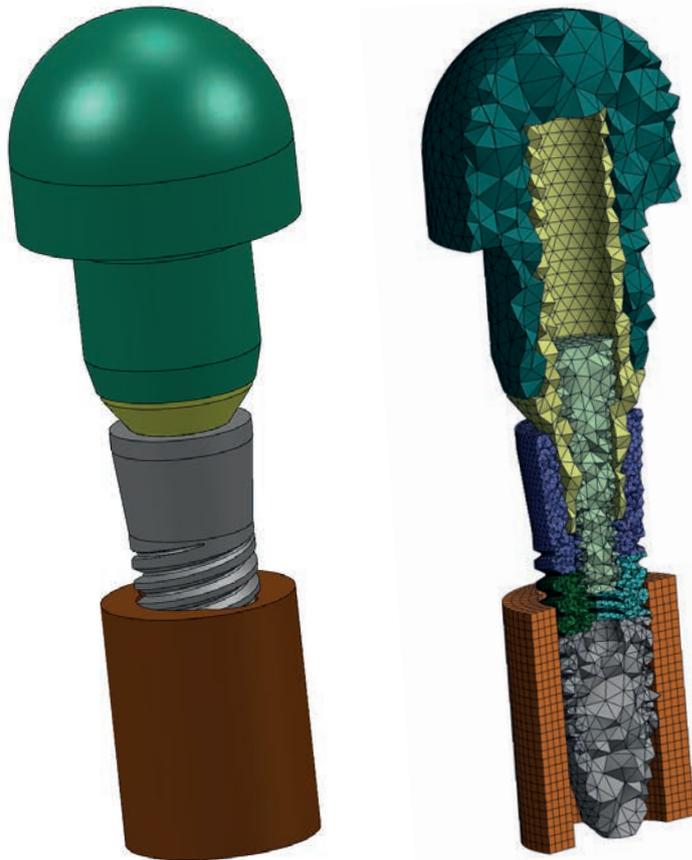


Figura 3.25: Ensamblaje del sistema de implante dental ICI

3.3.2. Condiciones de contorno y contactos entre las partes del modelo

En este apartado se describirán las condiciones de contorno aplicadas al modelo, así como los contactos definidos entre las distintas partes del mismo. Como se ha mencionado en secciones anteriores, las condiciones de contorno existentes en el modelo son, por un lado la fuerza aplicada por la máquina de ensayo y la fuerza ejercida por el apriete del tornillo de retención, y por otro la forma en que se sujeta el casquillo, además existen

varios contactos entre las distintas partes que conforman el modelo.

Como se explica en el capítulo 4, la carga se aplica al sistema mediante una leva que contacta de forma puntual con el miembro hemisférico de carga. Dicha leva se encuentra unida a la máquina de ensayo mediante un par cilíndrico de manera que no se restringe la rotación de la misma durante la aplicación de la carga. La configuración del sistema es tal, que la resultante de la fuerza aplicada por dicha máquina pasa siempre por el centro de la semiesfera del miembro hemisférico de carga, tal y como se ilustra en la figura 4.18. En el modelo EF, ésta se aplica como una carga remota que se encuentra distribuida uniformemente sobre la superficie semiesférica y cuya resultante, se encuentra localizada en el centro de dicha superficie y alineada con la dirección de desplazamiento del actuador hidráulico de la máquina de ensayo. Se ha comprobado que el hecho de considerar esta carga distribuida en lugar de puntual no tiene influencia en la evolución de las tensiones a lo largo del camino potencial de la grieta, dado que el punto de aplicación de dicha carga se encuentra lo suficientemente alejado de esta zona.

La carga inducida por el apriete del tornillo de retención ha sido aplicada mediante la técnica de *bolt pretension*. Dicha técnica, tal y como se ilustra en la figura 3.26, consiste en, una vez determinada la carga en el tornillo al darle un apriete, acortar la longitud de éste en función de dicha carga, del material en que está fabricado y de sus dimensiones. Para determinar la carga en el tornillo se ha tenido en cuenta que, siguiendo las indicaciones del fabricante, el par de apriete ha de ser igual a 30 N·cm y se ha supuesto un coeficiente de rozamiento igual a 0.15. La carga de apriete estimada es de $FT=1200N$.

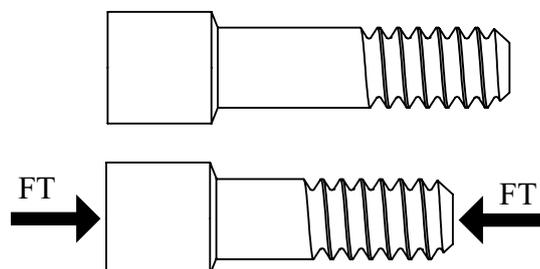


Figura 3.26: Condición de contorno *bolt pretension*: Fuerza de apriete del tornillo de retención

Por otro lado, el casquillo ha sido fijado mediante la aplicación de una condición de

contorno en desplazamiento a su superficie exterior. Dicha condición de contorno es de empotramiento, es decir, los nodos localizados en la superficie exterior del mismo tienen fijos todos sus grados de libertad.

Al preparar las muestras para el ensayo, el contacto entre el miembro hemisférico y el pilar en el sistema de implante real se asegura mediante un material adhesivo por lo que las superficies de contacto entre ambos se mantienen en todo momento unidas. La forma de modelar este tipo de unión en ANSYS es mediante la definición de un contacto de tipo *bonded*, resaltado en la figura 3.27. Con este tipo de contacto las superficies se consideran pegadas o soldadas y esto se consigue imponiendo que ciertos nodos de una de dichas superficies no se desplacen ni roten respecto a ciertos nodos de la otra. Entre las ventajas del contacto *bonded*, se puede destacar que requiere un bajo coste computacional ya que, al no existir deslizamiento ni desplazamiento relativo entre las superficies implicadas, el modelo sigue siendo lineal y su resolución no implica procedimientos iterativos.

El resto de contactos existentes en el modelo del sistema de implante real (contacto pilar-cuerpo de implante, contacto pilar-tornillo de retención y contacto tornillo de retención-cuerpo de implante), se muestran en la figura 3.27. Dichos contactos son consecuencia del apriete del tornillo de retención, y en principio pueden implicar deslizamientos y desplazamientos entre las superficies implicadas. Sin embargo, incluir este tipo de comportamiento convertiría el modelo en altamente no-lineal y su resolución supondría un muy alto coste computacional. A efectos de este trabajo, se ha considerado que las superficies donde tienen lugar estos contactos, están lo suficientemente alejadas de la zona de interés como para que puedan ser considerados contactos de tipo *bonded*, sin que ello afecte de una forma importante a la solución del modelo.

Finalmente, el tratamiento del contacto entre el casquillo y el cuerpo del implante, que como se ha explicado anteriormente es uno de los aspectos más controvertidos del modelo, se ha realizado de dos formas distintas, dando lugar a dos configuraciones diferentes del modelo, esquematizadas en la figura 3.28:

- En la **configuración I** se considera que el casquillo se encuentra unido de forma solidaria al cuerpo del implante hasta una altura coincidente con el punto de iniciación

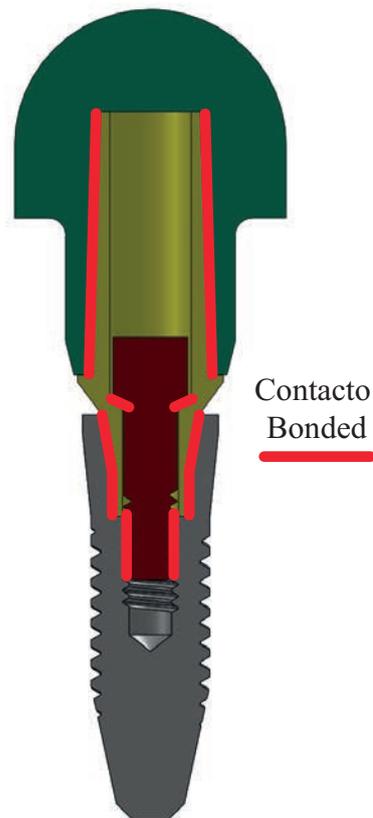


Figura 3.27: Contactos entre componentes del sistema de implante dental

de la grieta. En esta configuración se ha definido un contacto de tipo *bonded* entre dicho casquillo y las crestas del roscado del cuerpo del implante. En este caso la altura del casquillo es igual que en los ensayos.

- En la **configuración II** se considera que durante los primeros ciclos del ensayo la parte superior del casquillo se deforma plásticamente y se separa del cuerpo del implante. En esta configuración, el contacto se ha definido de tipo *bonded*, de forma similar a la configuración anterior, pero hasta una cierta distancia del punto donde se considera que se iniciará la grieta. A efectos de este trabajo, y por comodidad desde el punto de vista práctico, esta configuración se diferencia de la anterior en el hecho de que el casquillo se ha acortado de forma que contacte con la cresta situada inmediatamente por debajo de la que hace contacto con dicho casquillo en la configuración I.

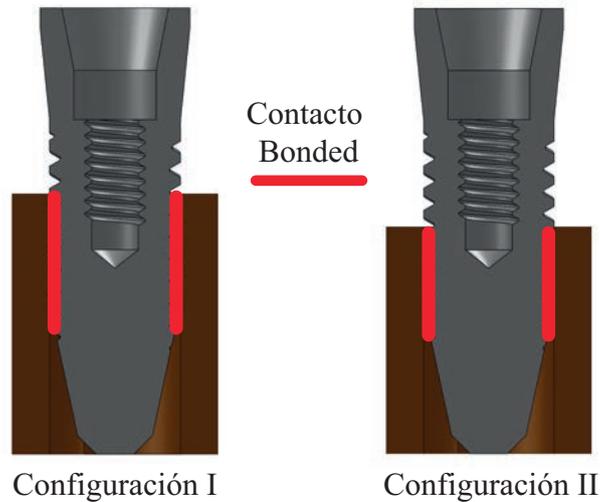


Figura 3.28: Contacto casquillo-implante: configuraciones I y II

3.3.3. Simulación, resultados y verificación del modelo

A la hora de resolver el modelo presentado en los apartados anteriores, debido al alto número de elementos que contiene y a que se considera el comportamiento no lineal del material, surge la necesidad de utilizar técnicas que permitan reducir el elevado coste computacional que lleva asociado dicha resolución. En este trabajo se ha empleado la técnica conocida como submodelado. Esta técnica permite, partiendo de una solución inicial de un modelo global con un mallado grosero, realizar un segundo análisis más detallado de alguna zona de interés del mismo. Esta zona de interés, conocida como submodelo, al ser de un tamaño considerablemente más pequeño que el modelo global, puede ser mallada con una malla más fina, lo que permite obtener resultados más fiables en zonas críticas de la misma, como pueden ser zonas afectadas por concentradores de tensión.

Para aplicar submodelado será necesario extraer, seccionando la geometría global, la región de interés y aplicar en las fronteras de ésta la interacción del resto del modelo global. Esto último normalmente se hará imponiendo en los nodos de dichas fronteras ciertos desplazamientos obtenidos a partir de la solución del modelo global. Si estas fronteras se encuentran lo suficientemente alejadas de la zona crítica objeto de estudio, la solución obtenida mediante el submodelo en dicha zona será correcta. En la figura 3.29 se muestra el modelo global del sistema de implante y se indica la zona de interés que será analizada

aparte como un submodelo.

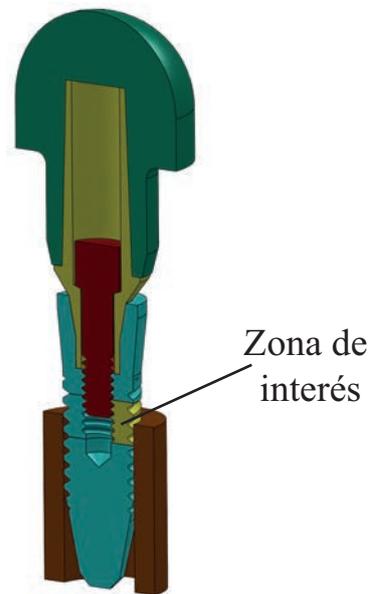


Figura 3.29: Geometría del modelo global con zona de interés seccionada para aplicar submodelado

En la figura 3.30 se muestra el submodelo así con las fronteras generadas al extraer esta geometría del modelo global. Una vez conformada la malla, en los nodos de estas fronteras se han interpolado los desplazamientos que experimentan los nodos del modelo global situados en dichas fronteras. Lógicamente, las superficies que conforman estas fronteras han de ser las mismas en el modelo global y en el submodelo, aunque el número de nodos y las posiciones de los mismos no han de coincidir. En la zona crítica del submodelo, que se indica en esta figura y es la zona en la que se iniciará y se propagará la grieta, se ha llevado a cabo un refinamiento de la malla con el objetivo de determinar correctamente las tensiones máximas que se alcanzan en la superficie del concentrador (zona de iniciación de grieta).

La figura 3.31 representa la distribución de la tensión equivalente de Von Mises en el sistema de implante (el casquillo ha sido omitido por claridad en la representación) en la configuración I y para un valor de la carga de 220N. En esta figura se puede observar que el máximo de la tensión se obtiene en el fondo de la rosca. Esta zona será considerada como la zona de crítica del modelo y el punto indicado de máxima tensión en la figura, será con-

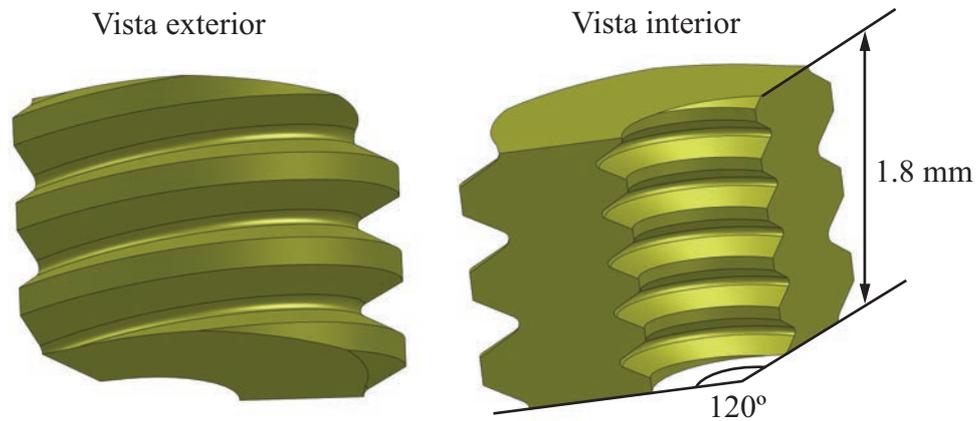


Figura 3.30: Zona de interés del sistema de implante: Vistas interior y exterior

siderado el punto de iniciación de la grieta. Dicha grieta seguirá un camino perpendicular a la superficie de iniciación y perpendicular al eje del implante. Éste será el camino potencial de la grieta y a lo largo de él, se determinará la evolución de las tensiones y deformaciones de cara a la aplicación de los modelos de predicción de vida.

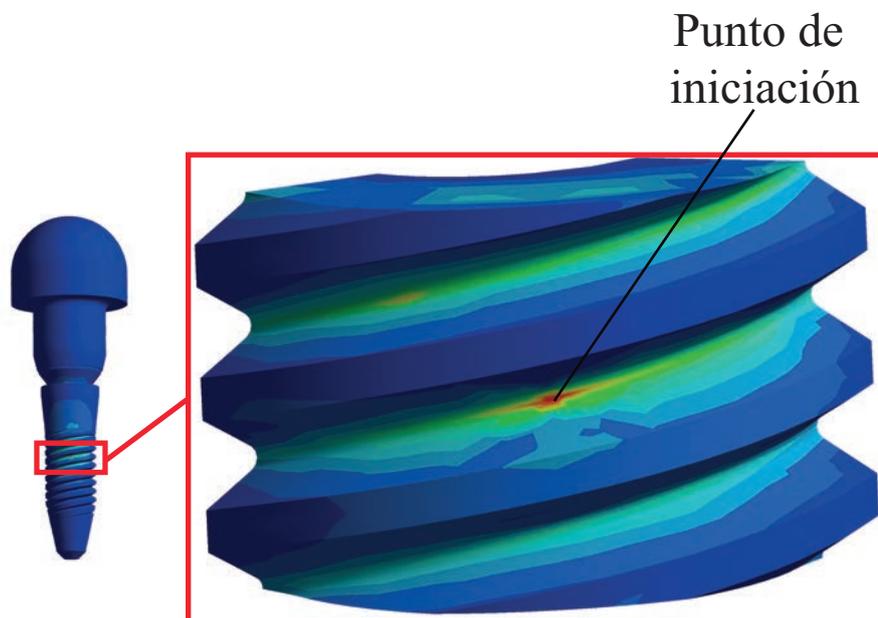


Figura 3.31: Tensión equivalente de Von Mises: Punto de iniciación de grieta

Para comprobar que el submodelado se está aplicando correctamente se ha resuelto el

modelo completo para una misma carga de dos formas distintas: por un lado se ha resuelto dicho modelo mediante la técnica de submodelado explicada en los párrafos anteriores y por otro se ha resuelto el modelo global con una malla en la zona de interés idéntica a la utilizada en el submodelo. En la figura 3.32 se representa la evolución de la tensión normal de apertura de grieta (tensión normal perpendicular al plano de la grieta) a lo largo del camino potencial de la misma en tres situaciones distintas: en el modelo global con malla fina, en el modelo global con malla gruesa y en el submodelo. Como puede comprobarse en dicha figura es inapreciable la diferencia entre las soluciones obtenidas del modelo global con malla fina y del submodelo. Sin embargo la solución que se obtiene a partir del modelo global con malla gruesa es distinta a las anteriores, sobre todo en las proximidades de los concentradores de tensión (principio y final del camino potencial de la grieta), ya que en dichas zonas la densidad de la malla no es suficiente para calcular correctamente dicha solución.

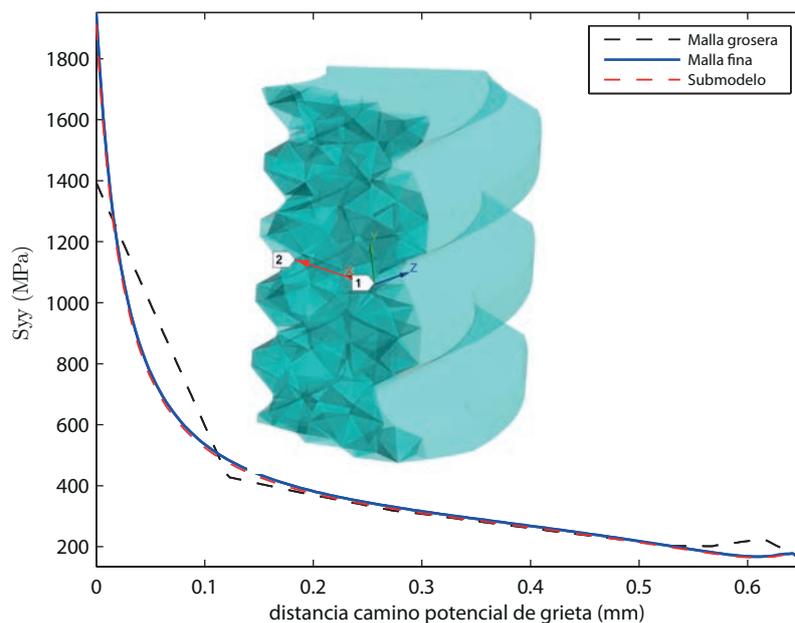


Figura 3.32: Tensión perpendicular al plano de la grieta: Modelo global con malla fina, modelo global con malla gruesa y submodelo

Finalmente, es interesante destacar que se ha calculado la diferencia entre los tiempos de resolución del modelo global con malla fina y del conjunto formado por el modelo global

con malla gruesa y el submodelo. Un PC compatible con un procesador Intel Core i7 con dos núcleos de 2.2 GHz y una memoria RAM DDR de 6 GB tarda 5.3 minutos en resolver el modelo global con malla fina mientras que tarda 4.4 minutos en resolverlo mediante submodelado. Esto supone un ahorro del 10% en tiempo, que si bien no es un ahorro importante a la hora de resolver un modelo elástico, sí que lo es a la hora de considerar el comportamiento no lineal del material, ya que en este caso el proceso de resolución puede llegar a requerir del orden de 20 iteraciones para alcanzar la convergencia de la solución y se pueden conseguir ahorros de tiempo del orden del 400% a la hora de resolver una simulación completa. Si se tiene en cuenta que, aparte de una gran cantidad de simulaciones de prueba y de verificación, en el presente trabajo se han analizado dos configuraciones distintas para seis valores diferentes de la carga, el uso de la técnica de submodelado se considera justificado.

En lo relativo a la calidad de la malla empleada para la obtención de los resultados, es importante destacar que se ha realizado un análisis de convergencia en el que se ha evaluado la tensión perpendicular al plano en el que crecería una hipotética grieta en el punto de iniciación de la misma en función del tamaño de los elementos en dicha zona. Los resultados de dicho análisis se muestran en la figura 3.33, en la que se puede observar que para un tamaño de los elementos igual o inferior a 5 micras, las diferencias en el valor de dicha tensión son inferiores al 3%.

Otro indicador que se utiliza frecuentemente a la hora de evaluar la calidad de una malla es el conocido como *diferencia nodal*. Para comprender este concepto hay que tener en cuenta que al resolver un modelo de elementos finitos, la magnitud que se está analizando (tensión o deformación) es calculada en cada punto de integración (punto de Gauss) de cada elemento que conforma la malla y que dichos puntos no coinciden con los nodos del elemento. En un paso posterior a la resolución del modelo, los valores de dicha magnitud obtenidos en cada punto de integración son extrapolados a los nodos que forman parte de cada elemento. De esta manera, formalmente, se puede afirmar que en cada nodo del modelo existen diferentes valores de la magnitud, ya que cada nodo es compartido por varios elementos.

Normalmente, en una solución nodal, el valor de la magnitud que se presenta es el valor

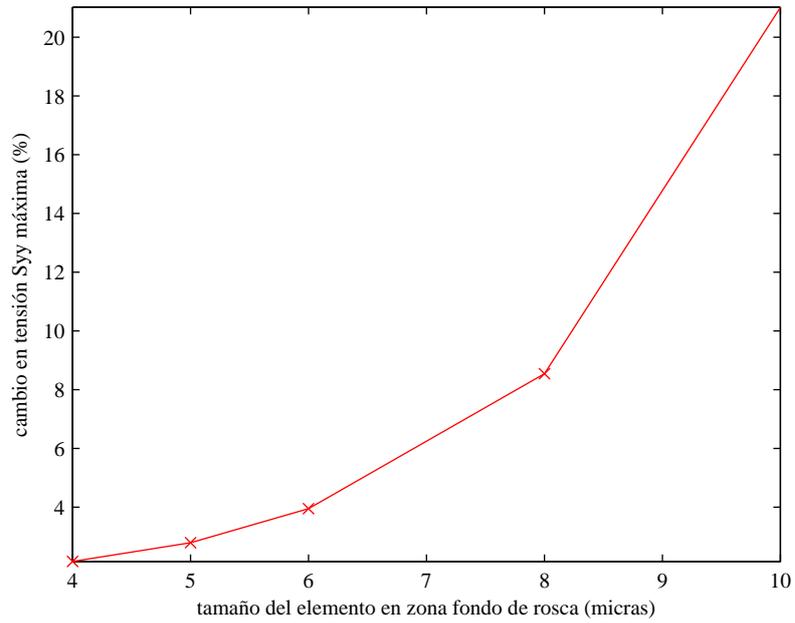


Figura 3.33: Tensión perpendicular al plano de la grieta: convergencia de la malla en función del tamaño del elemento

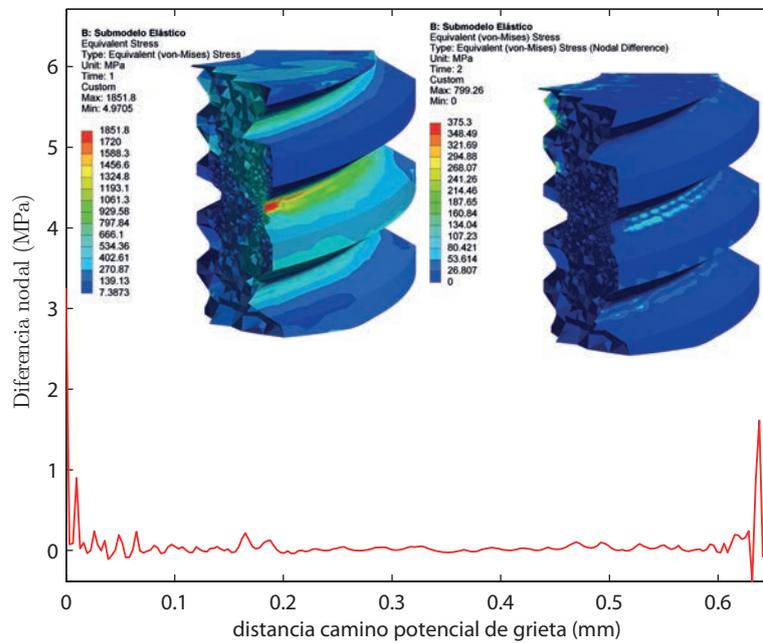


Figura 3.34: Tensión de Von Mises: diferencia nodal

medio de estos diferentes valores de la misma asociados a cada nodo. En general, si en los nodos de una malla, y en concreto en las zonas de interés del modelo, la diferencia entre el valor medio y cada uno de los valores asociados a una magnitud no es relevante, la malla presenta una calidad suficiente para considerar correctos los resultados obtenidos a partir de la misma. La *diferencia nodal* evalúa la diferencia entre el valor medio de una magnitud en cada nodo y el máximo valor de dicha magnitud asociado a dicho nodo. En la figura 3.34 se muestra la diferencia nodal de la tensión de Von Mises en la zona de desarrollo de la grieta.

Para finalizar este apartado, en la figura 5.7 se muestra la evolución en el camino de la grieta de la tensión de apertura de la misma, para la configuración I. Se representan las soluciones lineal y no lineal del modelo para dos valores de la carga. Dichos valores se corresponden con el valor máximo y mínimo de un ensayo de fatiga con $R=0.1$ para un valor de la fuerza máxima aplicada por la máquina igual a 220N.

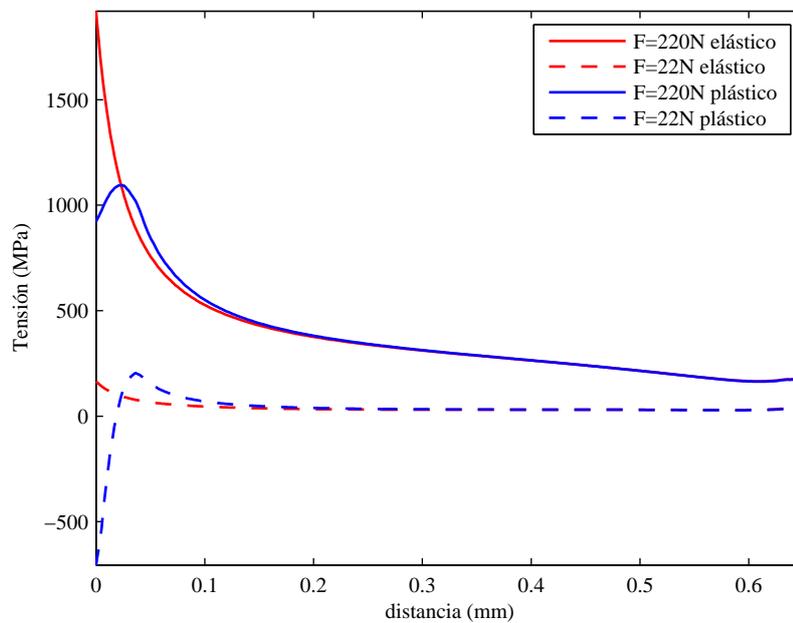


Figura 3.35: Tensiones de apertura de grietas: Comportamiento elástico y plástico

3.4. Modelo EF para cálculo del FIT

Para el análisis de la fase de propagación de grieta en el implante será necesario conocer la evolución del factor de intensidad de tensiones (FIT) conforme ésta avanza desde el punto de iniciación hacia el interior del mismo, tal y como se ha explicado en el apartado 3.1. Dado que el modelo de predicción de vida descrito en dicho apartado será aplicado a las dos configuraciones del sistema de implante establecidas en el apartado 3.3, será necesario caracterizar la evolución del FIT en los dos modelos de EF correspondientes a dichas configuraciones. Sin embargo, la zona de interés donde se desarrollará la grieta es la misma en ambos modelos por lo que la discusión que se llevará a cabo en este apartado es válida para cualquiera de los dos.

De cara a la caracterización del factor de intensidad de tensiones de una grieta en el implante, se ha supuesto que ésta se iniciará en el fondo de la rosca exterior, zona que se ha considerado preferente debido a la concentración de tensión existente. La grieta se extenderá por la superficie del implante siguiendo el fondo de la rosca y hacia el interior del mismo propagándose, predominantemente en modo I, en un plano helicoidal cuyo eje coincide con el del cuerpo de dicho implante, tal y como se indica en la figura 3.36.

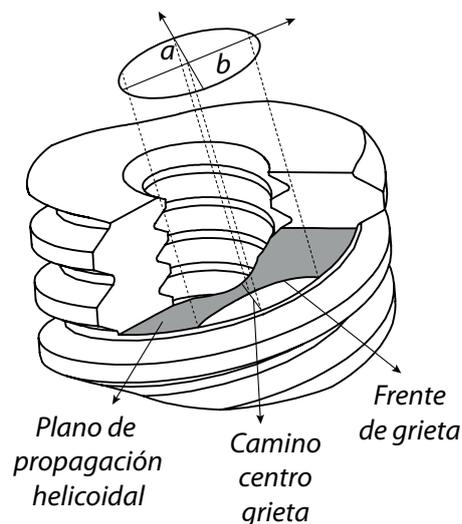


Figura 3.36: Definición de la geometría de la grieta

La definición de la geometría de la grieta, como se muestra en la figura 3.36, se realiza

mediante la proyección ortogonal de una elipse en el plano helicoidal de propagación de la misma. Dicha elipse se encuentra definida en un plano tangente al plano helicoidal de propagación de la grieta aunque por claridad en la representación en esta figura, la elipse ha sido representada en un plano paralelo a éste. Los parámetros que caracterizan la grieta son los semiejes menor (a) y mayor (b) de dicha elipse. El centro de ésta coincidirá con el punto de iniciación de la grieta, el semieje menor será perpendicular al eje del implante, definiendo el camino potencial del vértice de la grieta, mientras que el semieje mayor será tangente al plano de propagación de la misma. En la figura 3.37 se muestra una vista frontal y en planta de la grieta y de su definición a partir de una elipse. En esta figura, el implante se ha girado un cierto ángulo por claridad en la representación, haciendo que el plano de definición de la elipse sea horizontal. Las líneas de trazo delgado representan el valle del roscado exterior del implante, por donde se propagará la grieta, mientras que las líneas en trazo grueso representan la elipse de definición de la grieta.

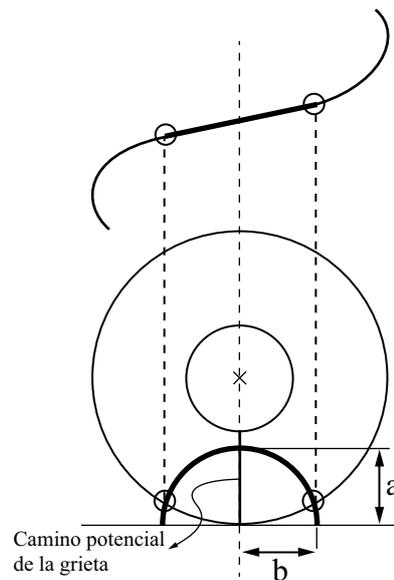


Figura 3.37: Definición de la geometría de la grieta: Vista frontal y en planta

La evaluación del FIT a lo largo del frente de una grieta cualquiera ha sido obtenida mediante el método de la integral J aplicado a un modelo de EF en el que se ha incluido dicha grieta. El método de la integral J representa una forma de calcular la energía necesaria para generar una unidad de área al hacer crecer una grieta, también conocida como energía libre

de deformación G [119]. La integral J es igual a G para una grieta creciendo en un sólido lineal elástico sujeto a carga monótonica y a su vez, el valor de G está relacionado con el FIT de dicha grieta [25]. Para evaluar la integral J en una grieta existente en un modelo de EF 3D, ANSYS realiza integrales de volumen sobre un contorno definido en torno al frente de dicha grieta. Se puede demostrar que el valor de dicha integral es independiente del contorno de integración escogido y que en un modelo de EF, al ir aumentando el tamaño del contorno a la hora de realizar la integración, el valor de dicha integral converge [119]. En la figura 3.38 se muestra un corte del modelo de la zona de interés del implante en el que se ha incluido una grieta y en el que pueden observarse los distintos contornos de integración escogidos para la evaluación de la integral J .

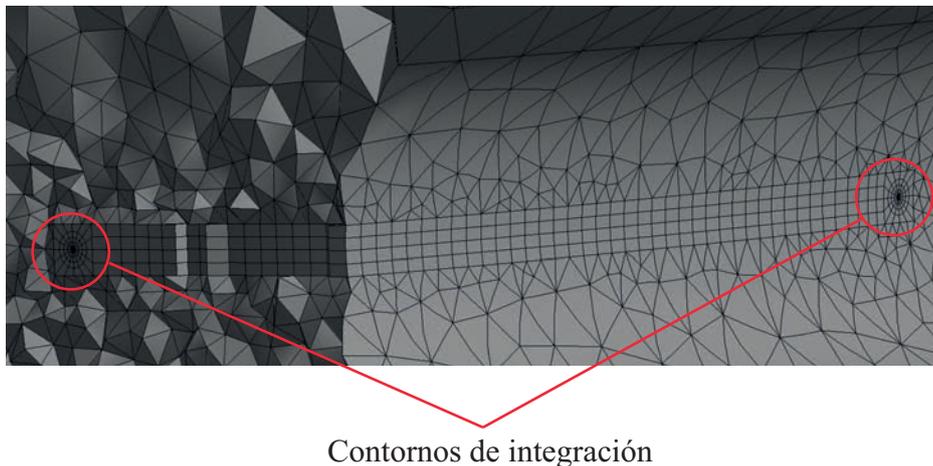


Figura 3.38: Modelo EF con grieta

En ANSYS workbench existen dos formas de incluir una grieta dentro de un modelo de EF:

- **Grietas con malla internamente generada:** Se trata de grietas planas de forma semiéptica en las que el usuario puede controlar la posición y orientación de las mismas, la forma (a través de los radios menor a y mayor b de la elipse) y ciertos parámetros que caracterizarán la malla que ANSYS generará automáticamente en la zona donde se incluye dicha grieta. Estos parámetros, como se muestra en la figura 3.39 son el número de divisiones del frente de la grieta, los distintos contornos de la malla, el radio del contorno mas alejado del frente de la grieta y el número

de divisiones circunferenciales de dichos contornos. Estas grietas se incluyen en una fase posterior al mallado del modelo que las incluye y ANSYS modifica dicha malla y la adapta para incluir la grieta teniendo en cuenta los parámetros mediante los que ésta ha sido definida.

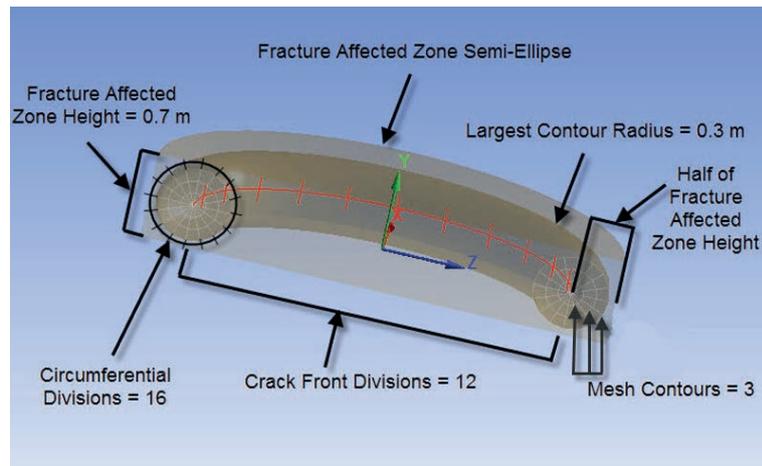


Figura 3.39: Modelo FEM con grieta [118]

- **Grietas con malla manual:** Este tipo de grietas ha de ser incluido en el modelo en el nivel de la geometría del mismo y su mallado ha de ser realizado por el usuario. Presentan la ventaja de que pueden tener una forma arbitraria y el inconveniente de que su mallado es más complejo y los resultados que se obtienen al evaluar el FIT son menos precisos.

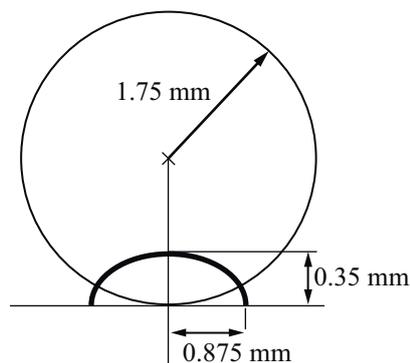


Figura 3.40: Grieta en probeta cilíndrica: Definición

Para verificar la metodología que se empleará en ANSYS para calcular la evolución del

FIT en el implante, se ha resuelto un problema sencillo y se han comparado los resultados con los obtenidos por otros autores [120, 121]. El problema consiste en una probeta cilíndrica con una grieta en la superficie sometida a una carga axial. En la figura 3.40 se muestran las características de la probeta y de la grieta. Para la evaluación del FIT en el frente de dicha grieta, ésta ha sido modelada empleando los dos tipos de malla expuestos anteriormente: una malla internamente generada (MIG) por ANSYS a partir de los parámetros de la grieta, y una malla generada de forma manual (MM). Las diferencias entre ambas mallas pueden observarse en la figura 3.41.

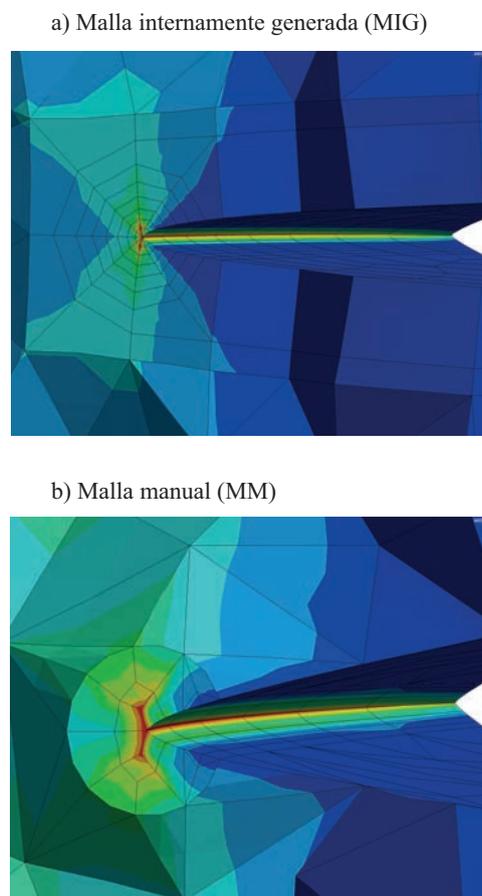


Figura 3.41: Grieta en probeta cilíndrica: Malla internamente generada (MIG) vs. malla manual (MM)

Los resultados de este estudio comparativo, resumidos en la tabla 3.1, ponen de manifiesto que ambos tipos de modelo, propuestos para la definición de la malla de las grietas, reproducen correctamente los resultados del FIT en el frente de las mismas. En esta tabla

se muestra el error cometido al calcular el FIT mediante el modelo EF comparado con el valor dado por la norma FKM [120]. Como puede comprobarse en dicha tabla, es importante destacar que la precisión de los resultados es mucho mayor en la zona central de la grieta que en la zona de la superficie. Esto es así porque el cálculo del FIT en una superficie presenta distintos tipos de problemas. En teoría, en la superficie el estado tensional es más cercano al caso de tensión plana y su tratamiento, de cara a la evaluación de las integrales de contorno, es diferente al caso de deformación plana, que se aproxima más al estado tensional existente en el interior de los sólidos. Por defecto, en ANSYS, dichas integrales de contorno se evalúan teniendo en cuenta un estado tensional de deformación plana y esto provoca problemas de convergencia del FIT en la superficie.

Grieta	a (mm)	b (mm)	K_{Ia} (MPa \sqrt{m})	% error [120]	K_{Ib} (MPa \sqrt{m})	% error [120]
MIG	0.35	0.875	34.42	-1.38	22.83	17.62
MM	0.35	0.875	34.86	-0.11	22.5	15.92
FKM [120]	0.35	0.875	34.9	–	19.41	–
Shin [121]	0.35	0.875	35.1	–	19.3	–

Tabla 3.1: Probeta cilíndrica: Comparación de resultados

Realmente, el estado tensional es más complejo y los estados clásicos de deformación y tensión plana son simplificaciones. Además, en la superficie existe la singularidad de esquina, que dificulta el cálculo del FIT [122]. En el presente trabajo, se ha permitido que la precisión en la evaluación del FIT en la superficie sea más baja que en el interior. Esto es así porque, como se comprobará más adelante, el valor del FIT en la superficie será utilizado solamente para definir la forma en que varía la relación de aspecto de la grieta conforme va creciendo. Se ha estimado que diferencias del orden del 10% en la determinación del FIT en la superficie provocan pequeñas variaciones en la relación de aspecto de la grieta en su crecimiento y que, igualmente, la influencia de dicha relación de aspecto es pequeña en los valores del FIT calculados en el centro de la misma. Estos últimos son los valores importantes de cara a la aplicación del modelo de predicción de vida presentado en el apartado 3.1.

En la figura 3.42 se comparan las distribuciones del FIT a lo largo del frente de las dos grietas. Como puede comprobarse en dicha figura, los resultados obtenidos con la malla

internamente generada presentan menos oscilaciones que los obtenidos a partir de la grieta con malla manual. Esto es debido a que en el primer caso los elementos que componen la malla en la zona del frente de la grieta son más regulares y a que el tamaño de éstos es mucho menor. Sin embargo, los resultados que arroja la malla manual se consideran satisfactorios a pesar de que la calidad de dicha malla no es muy buena. En el caso del implante, al generarse la grieta en una zona de alta concentración de tensión, habrá de prestarse especial atención a la calidad de la malla.

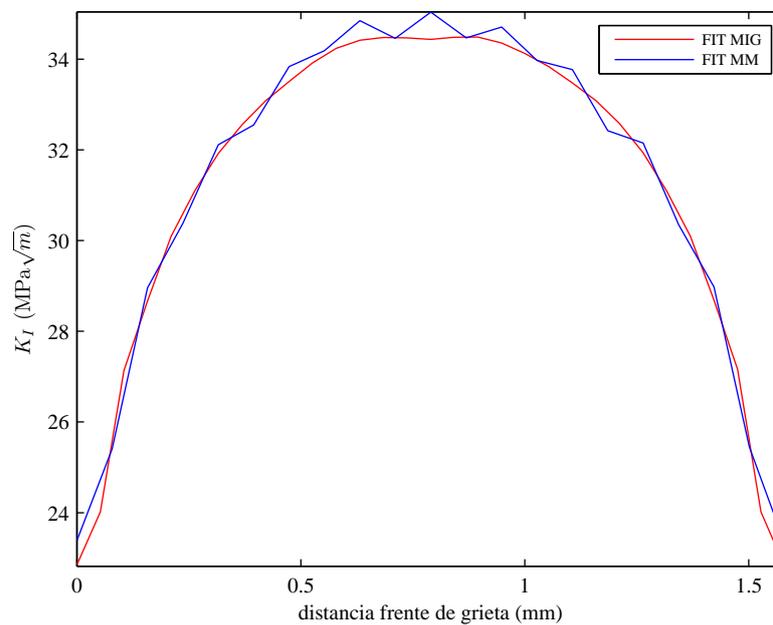


Figura 3.42: FIT en frente de grieta: Malla internamente generada (MIG) vs. malla manual (MM)

Como se comprobará más adelante, en el presente trabajo se han utilizado los dos tipos de grietas, las grietas pequeñas han sido modeladas utilizando el mallado internamente generado y las grietas grandes han sido pre-malladas. Esta forma de proceder se justifica por el hecho de que, como se ilustra en la figura 3.43, cuando una grieta que crece en las condiciones que se han descrito anteriormente es pequeña, puede considerarse plana debido a que el paso de la rosca exterior del implante es pequeño. Sin embargo, cuando la grieta es grande el error cometido puede ser relevante. En esta figura se han exagerado las curvaturas y dimensiones con el fin de aportar más claridad a la explicación. Así mismo, dada la

complejidad de la geometría donde se genera la grieta (una superficie con doble curvatura), a partir de cierto tamaño de la misma, ANSYS no es capaz de modelarla satisfactoriamente con malla internamente generada.

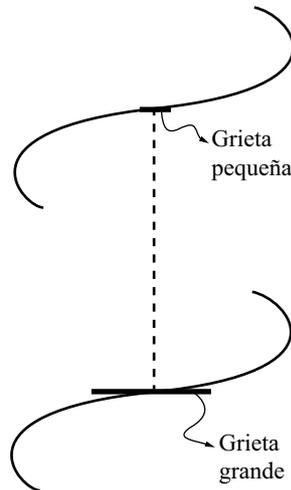


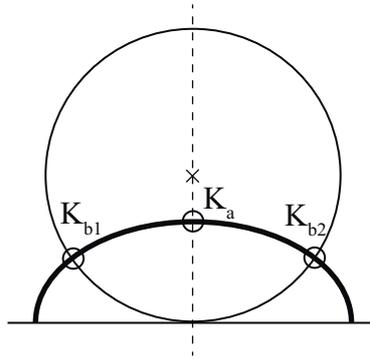
Figura 3.43: Grieta corta vs. grieta larga: vista frontal

Un factor importante a tener en cuenta al calcular la evolución del FIT conforme la grieta avanza es la evolución de la relación de aspecto de ésta (a/b) durante dicho avance. En efecto, la estrategia seguida para calcular la evolución del FIT consiste en discretizar el camino potencial de la grieta, quedando fijado por tanto el valor de a y resolver un modelo de EF para cada uno de dichos valores. Sin embargo es necesario establecer un criterio que permita determinar el valor de b en cada una de estas simulaciones. Dicho criterio consiste en tomar como punto de partida una grieta muy pequeña de forma semicircular ($a/b=1$) y evaluar el FIT en el centro de la grieta (K_a) y el valor medio del mismo en la superficie ($K_b = (K_{b1} + K_{b2})/2$) como se esquematiza en la figura 3.44.

Posteriormente, imponiendo que el avance de la grieta en la superficie y en el centro viene controlado por la ley de Paris se puede obtener la siguiente relación:

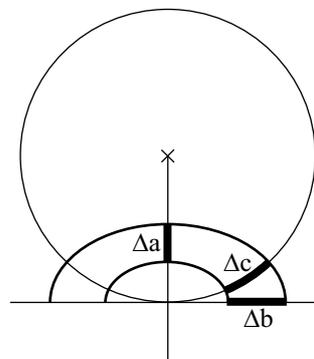
$$\frac{\Delta a}{\Delta c} = \left(\frac{\Delta K_a}{\Delta K_b} \right)^n \quad (3.16)$$

donde Δa es el avance de la grieta en el centro y Δc es el avance de la misma en la superficie del implante que, tal y como se indica en la figura 3.45, está relacionado con

Figura 3.44: Evaluación de K_a y K_b

Δb mediante la ecuación de una elipse. Sin embargo, se ha comprobado que, debido al pequeño tamaño de las grietas y a que, como se comprobará mas adelante, la relación de aspecto es considerablemente baja, las diferencias entre Δc y Δb son insignificantes, y por tanto, la expresión 3.16 puede modificarse como:

$$\frac{\Delta a}{\Delta b} = \left(\frac{\Delta K_a}{\Delta K_b} \right)^n \quad (3.17)$$

Figura 3.45: Evaluación de K_a y K_b

De esta forma, una vez fijado Δa , que viene dado por la discretización realizada del camino de crecimiento de la grieta, el valor de Δb en cada incremento de longitud de grieta puede obtenerse mediante la ecuación:

$$\Delta b = \Delta a \left(\frac{\Delta K_b}{\Delta K_a} \right)^n \quad (3.18)$$

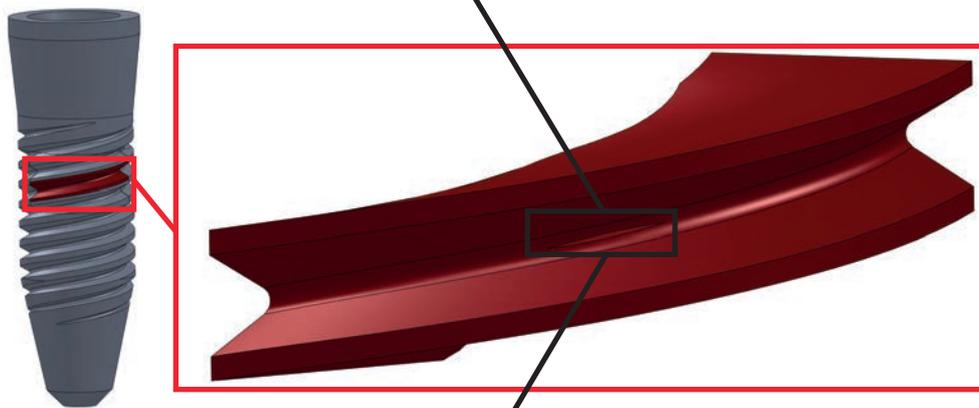
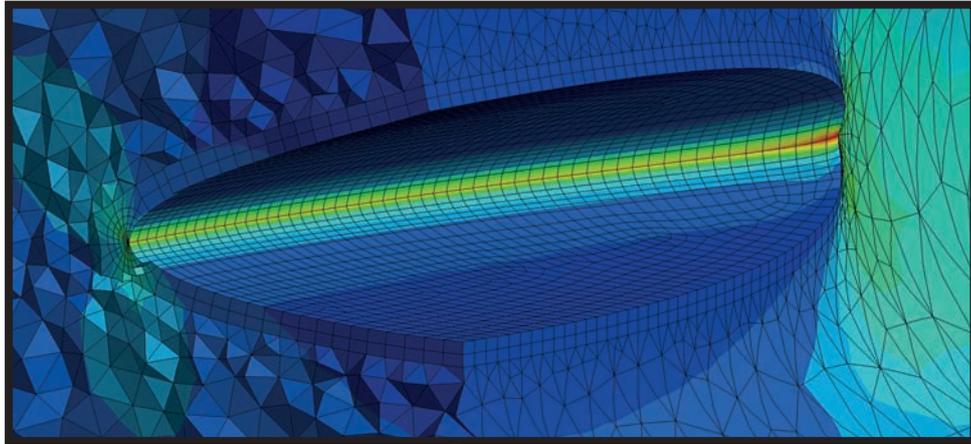
si se conoce el valor del exponente de Paris, n , para el material del implante. Este valor ha sido obtenido experimentalmente, como puede comprobarse en el apartado 4.1.4 y es igual a 5. Con los valores de Δa y Δb quedaría definida la nueva grieta y por tanto el nuevo modelo de EF a resolver. Este proceso habrá de repetirse hasta llegar a la longitud de final de la grieta.

A continuación, en las figuras 3.46a y 3.46b se muestran las tensiones de Von Mises obtenidas a partir de la resolución, con un valor de la carga de 220N en ambos casos, de dos modelos de dos grietas idénticas en la configuración I del sistema de implante ICI, ambas con una longitud de 0.1 mm. Las figuras han sido cortadas con sendos planos perpendiculares a los planos de las grietas para que pueda observarse el tipo de malla existente en torno al frente de las mismas. La grieta de la figura 3.46a ha sido modelada mediante una malla internamente generada (MIG) mientras que la de la figura 3.46b presenta un mallado manual de tetraedros (MM).

En las figuras 3.47a y 3.47b se pueden observar las distribuciones del FIT obtenidas a lo largo de los frentes de las dos grietas mencionadas en el párrafo anterior. En estas gráficas se puede comprobar que las distintas distribuciones obtenidas mediante el método de la integral J convergen al aumentar el tamaño del contorno de integración (contorno 1 < contorno 2 < contorno 3 < contorno 4). Igualmente se puede comprobar, en la figura 3.47b que en el caso de la grieta con malla libre la distribución del FIT, aunque converge, presenta cierta oscilación. Esta oscilación se debe a que el método de la integral J funciona mejor cuando la malla en torno a la grieta está formada por elementos hexaédricos, como es el caso de la figura 3.47a. En las figuras 3.47a y 3.47b se ha incluido un pequeño gráfico que muestra los valores de K_a y K_b en función del contorno de integración escogido. En estos gráficos se puede observar como la convergencia en el caso de K_a es más rápida que en K_b , poniéndose de manifiesto la problemática mencionada anteriormente relativa al cálculo de K_b .

En la figura 3.47c, se comparan los resultados obtenidos para el FIT en ambas grietas. En dicha figura se puede observar que el valor de K_a obtenido mediante ambos métodos es muy parecido, sin embargo sí que hay una gran diferencia en cuanto al valor de K_b . Esto último puede deberse, por un lado, a que en el caso de la grieta MM, ésta se mantiene

a) Grieta de 0.1mm con malla internamente generada



b) Grieta de 0.1mm con malla manual

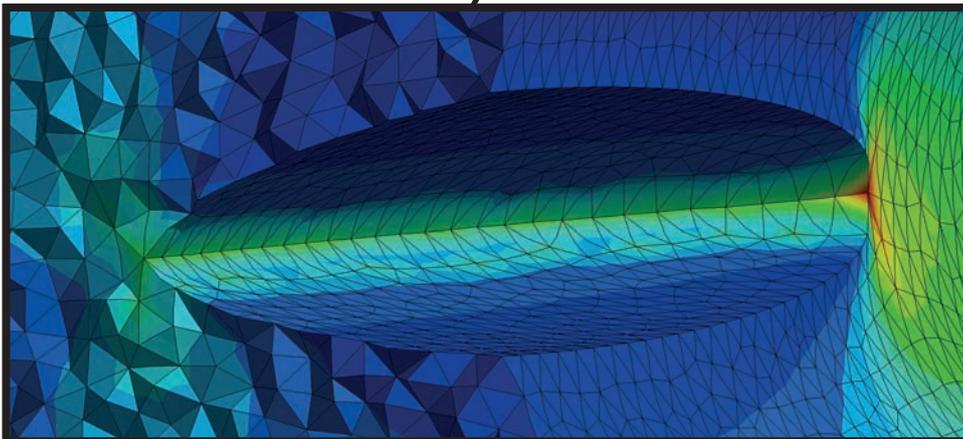


Figura 3.46: Tensión de Von Mises en grieta de 0.1mm: a) Malla internamente. b) Malla manual.

siempre en la zona de máxima concentración de tensión, ya que su plano de propagación es helicoidal y sigue el fondo de la rosca. Por el contrario, la grieta MIG se considera plana, y en la zona de la superficie está afectada por una menor tensión que la anterior (véase la figura 3.43). Por otro lado, estas discrepancias en K_b en ambas grietas pueden deberse a imprecisiones en el cálculo del mismo por los motivos expuestos anteriormente relacionados con la dificultad en su determinación por el hecho de existir una singularidad de esquina.

En la figura 3.48 se puede observar la evolución del factor de intensidad de tensiones en el centro de la grieta K_a obtenido para la configuración I siguiendo la metodología planteada anteriormente en este apartado. Como puede comprobarse, en la zona cercana a la superficie existe un alto gradiente debido a la concentración de tensión provocada por el roscado externo del cuerpo del implante. Esto obliga a que la discretización en esta zona sea mucho mayor que en el resto del camino potencial de la grieta. La irregularidad de esta curva puede deberse al error cometido en la estimación de K_b y a la variabilidad del FIT con la malla manual. En el apartado 5.2 se comparará esta evolución con la obtenida para la configuración II.

En la figura 3.49 se muestra la evolución de la relación de aspecto de la grieta conforme avanza hacia el interior del implante. Esta evolución, relativa a la configuración I del sistema de implante, muestra que la relación de aspecto de la grieta cae bruscamente cuando ésta es pequeña poniendo en evidencia que ésta tiende a crecer más rápidamente a lo largo de la superficie del implante que por el interior del mismo. Esto es debido principalmente al hecho de que en la superficie, la grieta siempre se encuentra afectada por el concentrador, mientras que en el interior del implante, el efecto del concentrador desaparece conforme la grieta va creciendo. También puede observarse en esta figura que la relación de aspecto de la grieta tiende a un valor constante conforme aumenta su longitud. Igualmente, la irregularidad de esta curva puede explicarse por los motivos expuestos en el párrafo anterior.

Finalmente, en la figura 3.50 se muestran las distribuciones del FIT en modo I, II y III en el frente de una grieta de 0.1 mm. En concreto se comparan los valores de K_I , K_{II} y K_{III} , expresados en el sistema de referencia de dicha grieta y se puede comprobar que el valor de K_I (perpendicular al plano de la misma) es mucho mayor que los de K_{II} y K_{III} . Esto indica

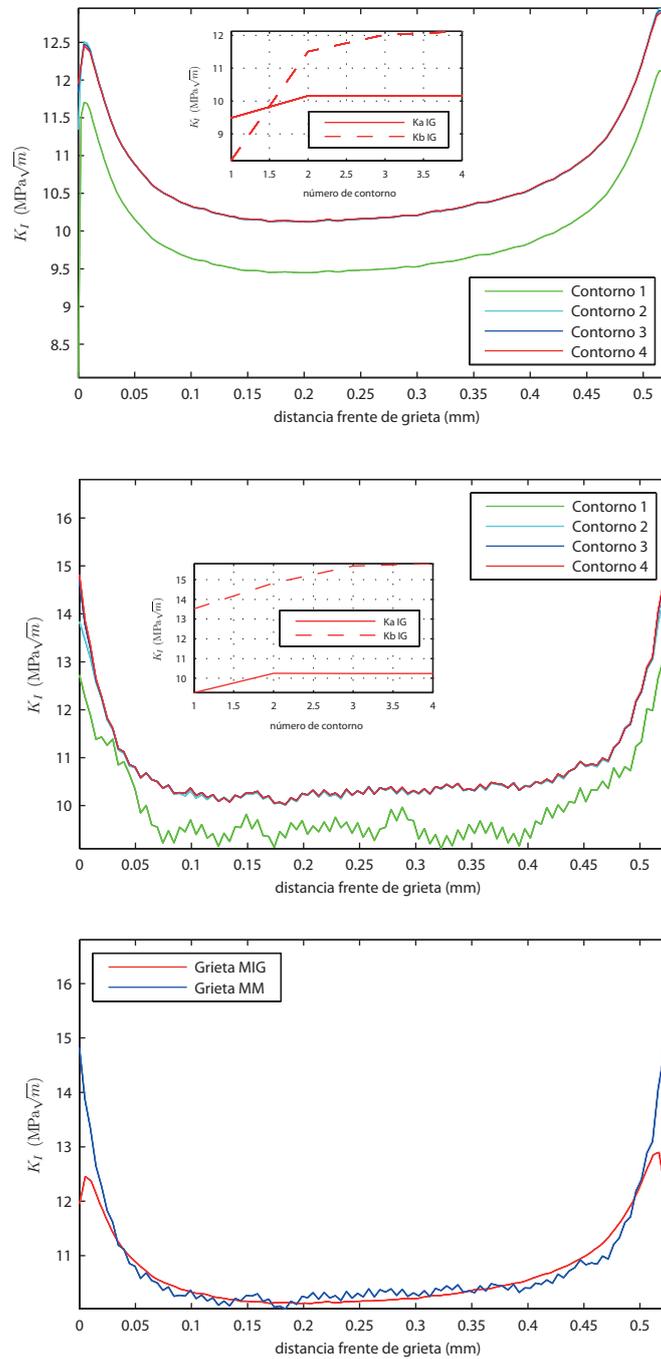


Figura 3.47: Evolución del FIT en el frente de grieta: a) Malla internamente generada (MIG). b) Malla manual (MM). c) Comparación MIG vs. MM

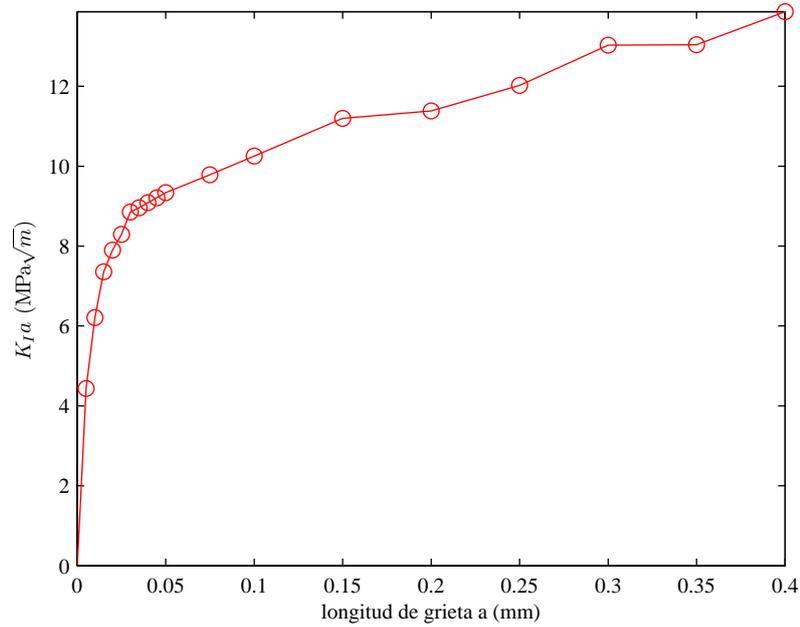


Figura 3.48: Evolución FIT en la configuración I

que es correcto considerar que, en el implante, la grieta crece predominantemente en modo I y que por tanto es correcto utilizar únicamente el valor de K_I a la hora de aplicar el modelo de predicción de vida de longitud de iniciación variable descrito en el apartado 3.1.

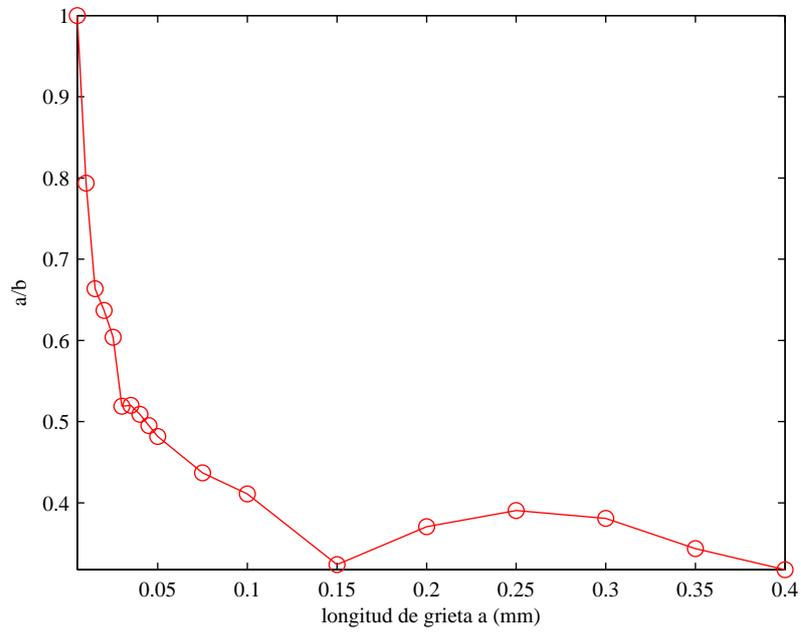


Figura 3.49: Evolución de la relación de aspecto de la grieta

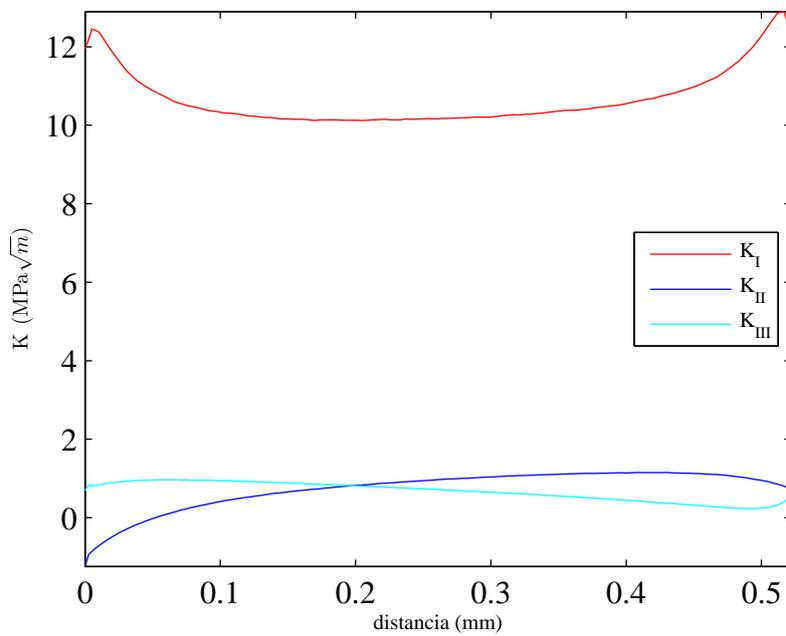


Figura 3.50: Comparación del FIT en modo I, modo II y modo III

Método Experimental

Este capítulo está dedicado a la descripción de los distintos procesos experimentales que se han llevado a cabo para caracterizar, por un lado, el material en que han sido fabricados los implantes dentales objeto de estudio y por otro, el comportamiento a fatiga de dichos implantes. La caracterización del material es imprescindible de cara a la aplicación de los modelos de predicción de vida a fatiga descritos en los apartados 3.1 y 3.2. Conocer experimentalmente el comportamiento a fatiga del sistema de implantes dentales permitirá contrastar dicho comportamiento con los resultados obtenidos de la aplicación de los modelos de predicción de vida.

Se ha diseñado un extenso plan de ensayos para determinar distintas propiedades mecánicas, de fatiga y de fractura del titanio de grado 4 (Ti gr4 cp). Igualmente, mediante este plan de ensayos, se pretenden determinar los efectos que producen sobre las propiedades de fatiga del material distintos factores, como son el mecanizado, la presencia de entallas en el mismo, así como un tratamiento superficial determinado que tienen aplicado. Dicho tratamiento, denominado Nanoblast, ha sido desarrollado por la empresa que fabrica los implantes, GALIMPLANT S.L., y es aplicado al cuerpo del implante para mejorar sus propiedades de osteointegración y biocompatibilidad. Consiste en, mediante el empleo de técnicas de arenado (*sandblasting*) y pasivado con ácido, la generación de una superficie con un alto grado de pureza de TiO₂ y con una rugosidad en torno a 2 micras.

Para llevar a cabo este plan de ensayos se han diseñado y fabricado distintos tipos de probetas que han sido ensayadas en el Laboratorio de Ingeniería Mecánica de la Escuela Superior de Ingeniería de Sevilla. Los distintos ensayos que se han realizado para caracterizar el material, los resultados de los mismos, así como distintos aspectos que se consideran importantes relacionados con dichos ensayos se describen en el apartado 4.1.

En el apartado 4.2 se detallará la forma en que se ha aplicado la norma ISO 14801 para caracterizar el comportamiento a fatiga del sistema de implantes dentales ICI. Así mismo, en este apartado se describirá el utillaje diseñado para los ensayos y se presentarán los resultados de los mismos.

4.1. Determinación de las propiedades del titanio cp de grado IV

En los apartados 2.5 y 2.6, donde se habló sobre las propiedades del titanio y de sus aleaciones, se puso de manifiesto la escasez de referencias relativas a este material (a excepción del Ti-6Al-4V), y las dificultades encontradas a la hora de buscar propiedades de fatiga y de fractura del Ti gr4 cp. Las propiedades encontradas, aparte de ser escasas, presentan una gran dispersión, atribuible por un lado, a las distintas metodologías de ensayo aplicadas, y por otro, a los distintos procedimientos empleados en la fabricación, tanto de los especímenes utilizados en dichos ensayos, como del material de partida para los mismos. Todo esto motivó la elaboración de un plan de ensayos que permitiera determinar las propiedades necesarias para aplicar los modelos de predicción de vida planteados en los apartados 3.1 y 3.2.

Con el objetivo de minimizar la dispersión en las propiedades inherente al material de partida utilizado para fabricar las probetas para los ensayos, dicho material de partida proviene del mismo fabricante que el empleado en la fabricación de los implantes. En concreto, las probetas, cuyo diseño se detallará en el apartado 4.1.2, han sido mecanizadas a partir de barras de Ti cp gr4 estiradas en frío. En la figura 4.1 se muestra la microestructura del material con distintos aumentos. Para realizar las micrográficas se ha empastillado el material en resina epoxy y se ha atacado su superficie con ácido fluorhídrico para revelar su microestructura.

El tamaño de grano medio se ha determinado utilizando un software de tratamiento, edición y análisis de gráficos técnicos denominado SIMAGIS. A través de este software y según la normativa existente ASTM E112 [123] y E1382 [124] se ha estimado que el

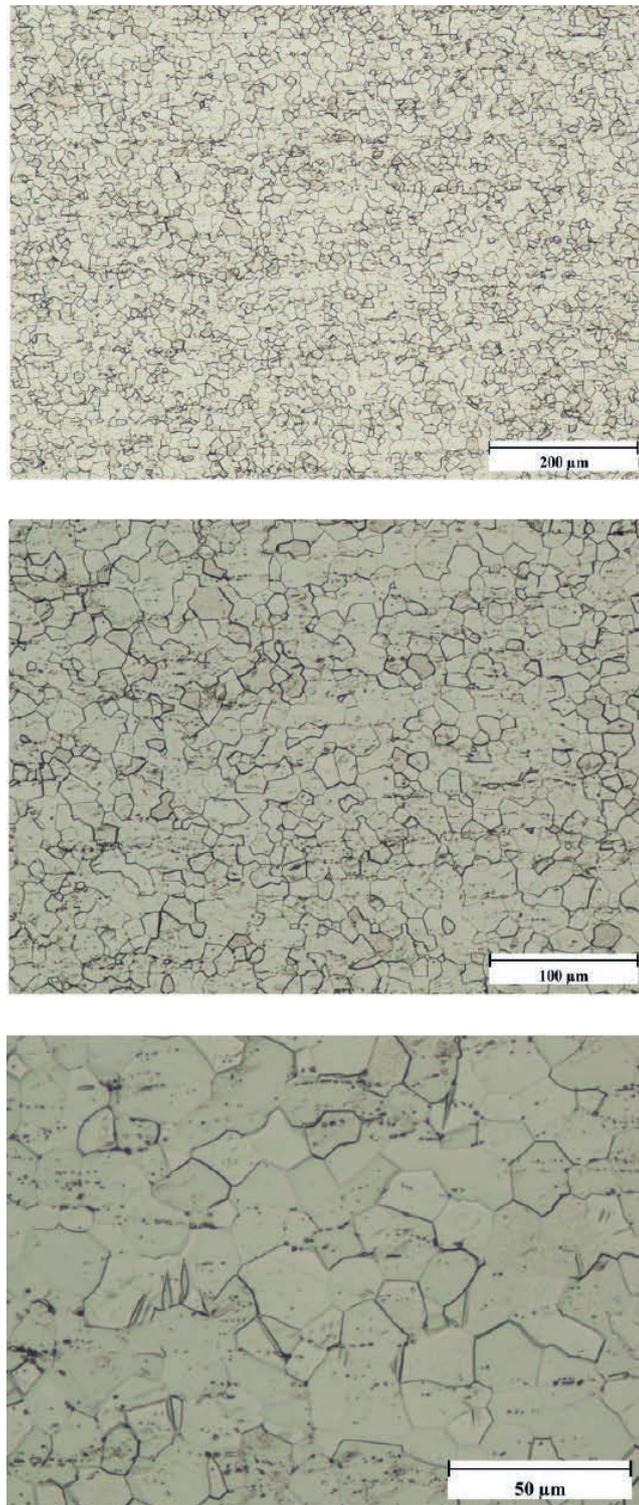


Figura 4.1: Micrografías del Ti cp grIV

tamaño de grano medio es de 10 micras. En la figura 4.2 se muestran los resultados del análisis llevado a cabo para la determinación del tamaño de grano medio.

En los siguientes apartados se describirá el plan de ensayos elaborado, así como algunos aspectos del mismo que se consideran importantes.

4.1.1. Objetivos y planificación de los ensayos

El primer paso a la hora de diseñar un plan de ensayos es establecer los objetivos que se persiguen con dicho plan. Así mismo, existen otros factores a tener en cuenta a la hora de planificar un estudio experimental como son, por ejemplo, las características de las máquinas de ensayo disponibles, el utillaje y equipos auxiliares necesarios, así como aspectos económicos relacionados con el coste de fabricación de los especímenes de ensayo y de realización de dichos ensayos.

En este estudio, se pretende determinar ciertas propiedades mecánicas del Ti gr4 cp, como son las propiedades de elasticidad y de rotura estática, de fatiga y de fractura. Así mismo se establecerá como se ven modificadas las propiedades de fatiga del Ti gr4 cp ante la presencia de entallas, por los efectos del mecanizado y cuando la superficie del material es modificada mediante un tratamiento superficial denominado Nanoblast. Este tratamiento es idéntico al que presentan los implantes y se pretende determinar el efecto del mismo, por un lado respecto al material, y por otro al material con entalla.

En lo relativo a las propiedades elásticas y de rotura estática, será necesario realizar ensayos de rotura estática uniaxiales sobre probetas de Ti gr4 cp. Estos ensayos permitirán obtener el límite de rotura σ_{uts} , el límite elástico σ_y , así como establecer una ley de comportamiento plástico del material que, como se mencionó anteriormente, será utilizada en el modelo de EF para el cálculo de tensiones.

Para caracterizar el comportamiento a fatiga del Ti gr4 cp, así como determinar el efecto del mecanizado y del tratamiento superficial en dicho comportamiento será necesario ensayar cuatro grupos distintos de probetas, todas con la misma geometría, tal y como se especifica a continuación:

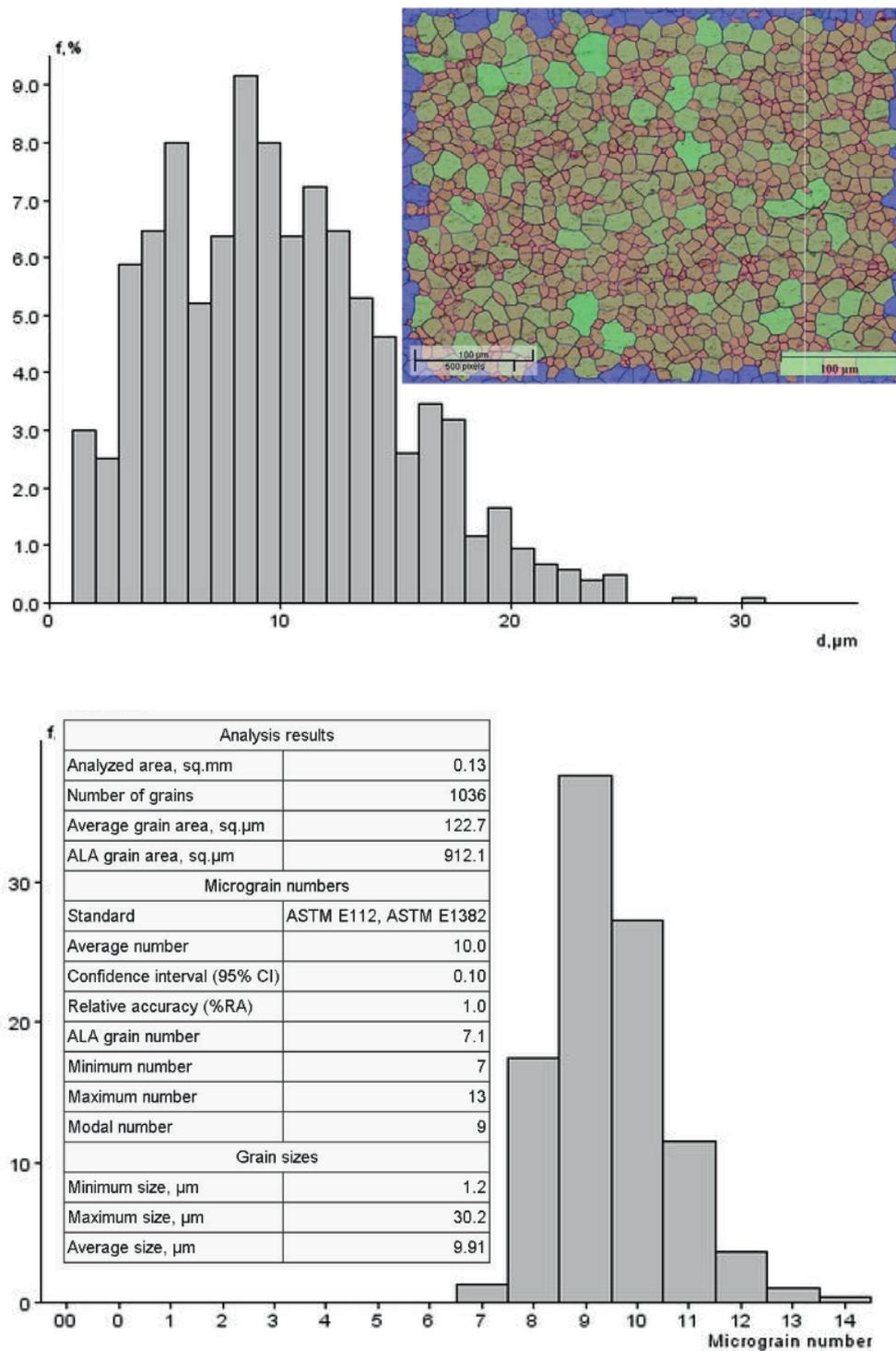


Figura 4.2: Determinación del tamaño de grano del Ti gr4 cp

1. **Pulidas:** Inicialmente, para obtener la curva de fatiga del material se ensayarán probetas pulidas a distintos niveles de carga, lo que permitirá obtener el límite de fatiga del material. El acabado superficial conseguido tras el pulido ha sido medido mediante un rugosímetro y su valor es $R_a = 0.1$ micras.
2. **Pulidas y tratadas:** El siguiente grupo de probetas estará destinado a cuantificar la influencia del tratamiento superficial Nanoblast en las propiedades de fatiga del material. Estas probetas se pulen después del mecanizado y finalmente se les aplica el tratamiento superficial. La rugosidad superficial medida después del tratamiento es de $R_a = 1.7$ micras.
3. **Sin pulir, sin tratar:** Otro grupo de probetas cuantificará el efecto del mecanizado en el material. La eliminación de material mediante mecanizado puede inducir tensiones residuales, así como marcas sobre la superficie del mismo, que pueden tener algún efecto (por determinar) sobre su resistencia a fatiga. Resulta interesante estimar dicho efecto y para ello se propone ensayar probetas a las que no se les modificará la superficie, ni mediante el tratamiento ni mediante pulido, después del proceso mecanizado. Se ha medido la rugosidad superficial de estas probetas obteniéndose unos valores de R_a comprendidos entre 0.2 y 0.5 micras.
4. **Sin pulir, tratadas:** Finalmente, dado que los implantes, una vez mecanizados, son tratados superficialmente, resulta interesante realizar otro grupo de ensayos destinados a establecer las modificaciones que sufre la curva de fatiga del material cuando las probetas de ensayo son tratadas directamente después del mecanizado, es decir, sin pulir. Estas probetas tienen una rugosidad superficial igual a la del punto 2 ($R_a = 1.7$ micras).

Con el objetivo de conocer el comportamiento a fatiga del material en presencia de un concentrador de tensión y poder emplear el método de la curva de Wöhler modificada (explicado en el apartado 3.2), habrá de realizarse una serie de ensayos sobre probetas con entalla. Así mismo, como también se desea cuantificar el efecto combinado de la entalla, del mecanizado y del tratamiento superficial, lo más lógico es realizar los mismos ensayos que se han enumerado en los cuatro puntos anteriores usando, en este caso, probetas con

la misma geometría que las anteriores, pero con una entalla, cuyo perfil será descrito en el apartado siguiente.

En lo relativo al tipo de probetas a utilizar en los ensayos mencionados anteriormente, hay que tener en cuenta que todos los ensayos serán uniaxiales y que la carga será totalmente reversible durante los ensayos de fatiga ($R=-1$). También hay que tener en cuenta que el tamaño de los implantes es pequeño (diámetro igual a 3.5 mm) y que en su fabricación, éstos son mecanizados a partir de barras de 4 mm de Ti gr4 cp. Es lógico, por tanto, usar **probetas cilíndricas** con un diámetro en la zona de estudio similar al de los implantes. De esta forma se podrían fabricar todas las probetas iguales y dependiendo del grupo al que pertenezcan, se les realizará la entalla y se les aplicará el proceso correspondiente, ya sea el pulido y/o el tratamiento superficial. En la máquina utilizada la fijación se realiza mediante rosca. Ya que su diámetro será pequeño, habrá de tenerse en cuenta que la torsión inducida durante el montaje en dicha máquina puede provocar tensiones elevadas comparadas con las nominales y por tanto dicha torsión es parámetro importante que deberá ser cuantificado y controlado. Esto no supone un problema ya que la máquina utilizada es biaxial y se ha controlado que, durante los ensayos, este torsor sea cercano a cero.

Finalmente, un último grupo de ensayos permitirá determinar las características de crecimiento de grieta en el Ti gr4 cp. Para ello habrán de diseñarse y ensayarse **probetas de tipo compact**, que también serán descritas en el apartado siguiente. Este tipo de probetas es el que se utiliza generalmente para medir velocidades de crecimiento de grieta. En su fabricación habrá de tenerse en cuenta la dirección de laminación del material de partida, de forma que en estas probetas las grietas crezcan con la misma orientación que en los implantes respecto a dicha dirección de laminación. Igualmente, estas probetas habrán de ser de un tamaño pequeño para que, por un lado tengan una escala similar a la de los implantes, y por otro para que los costes de fabricación de las mismas se minimicen dado que el material de partida es muy caro.

4.1.2. Probetas de ensayo: Diseño, fabricación y caracterización

El diseño de las probetas viene condicionado por los distintos factores mencionados en el apartado anterior. Las probetas para ensayos de fatiga y estáticos han de ser cilíndricas con los extremos roscados y con un diámetro similar al de los implantes. El roscado de los extremos de las probetas cilíndricas habrá de ser tenido en cuenta a la hora de diseñar el utillaje necesario para fijar dichas probetas a la máquina de ensayo. Así mismo, las probetas para determinar las propiedades de fractura del material, que serán probetas de tipo compact, también han de ser pequeñas por el alto precio de dicho material.

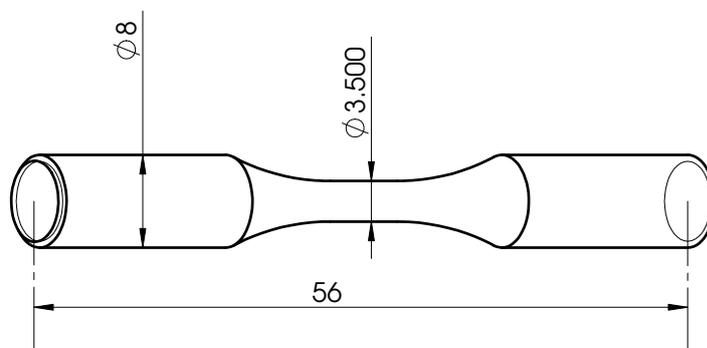


Figura 4.3: Geometría de las probetas lisas

A la hora de diseñar las **probetas cilíndricas**, mostradas de forma simplificada en la figura 4.3, se han seguido las directrices de las normas ASTM E466 [125] y ASTM E8/E8M [126]. En estas normas se fijan las relaciones existentes entre los distintos parámetros geométricos que definen la geometría de dichas probetas. Igualmente, se ha intentado que las técnicas y parámetros de mecanizado utilizadas en la fabricación de las probetas cilíndricas sean similares a las empleadas al fabricar los implantes. Se ha puesto especial cuidado en minimizar en lo posible las velocidades de corte y avance, así como la profundidad de las pasadas de mecanizado, con el fin de que el valor de las tensiones residuales inducidas durante el mismo sea lo mas bajo posible. En la figura A.1 del anexo A, se muestran los planos de fabricación de las probetas lisas, es decir sin entalla. Como se indicó en el apartado anterior, estas probetas serán divididas en cuatro grupos dependiendo del acabado de su superficie: pulido, pulido y tratado, sin pulir y sin tratar, y sin pulir y tratado.

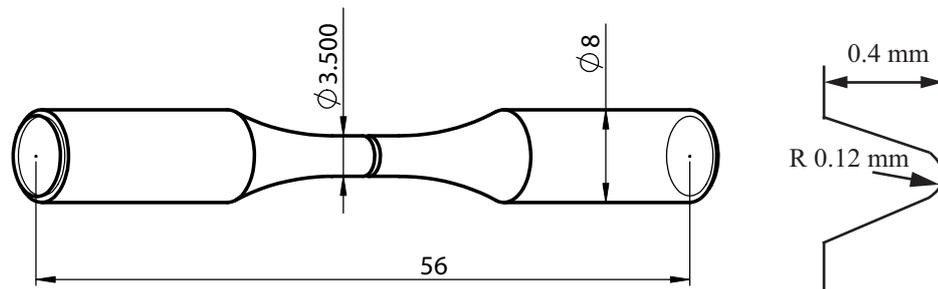


Figura 4.4: Geometría de las probetas con entalla

La geometría de partida de las **probetas cilíndricas con entalla** es la misma que en el caso de las lisas. Sin embargo, como puede observarse en la figura 4.4, a este tipo de probetas se les ha practicado una ranura en su zona central, cuyas dimensiones se muestran también en dicha figura. Esta ranura representa una concentración de tensión de $K_t = 5$ sobre la sección bruta. Dicha ranura presenta un perfil similar, aunque por motivos de carácter técnico no idéntico, al perfil de la rosca exterior de los implantes. Sin embargo este hecho no representa una limitación de cara al objetivo que se pretende con este grupo de ensayos, que es determinar el efecto de una entalla en el material. En la figura A.2 del anexo A, se puede observar el plano de fabricación de las probetas cilíndricas con entalla así como la geometría de dicha entalla. Al igual que en el caso de las probetas lisas, las probetas con entalla también han sido divididas en cuatro grupos distintos en función del acabado superficial de la zona de la entalla: pulido, pulido y tratado, sin pulir y sin tratar, y sin pulir y tratado.

El diseño de las **probetas de tipo compact**, que puede observarse en la figura 4.5, ha sido realizado teniendo en cuenta las consideraciones recogidas en la norma ASTM E647-00 [127]. Dado que el implante es pequeño y debido al alto precio del material de partida, se ha intentado que estas sean lo más pequeñas posible. Así mismo se ha asegurado que el plano de propagación de las grietas en estas probetas sea perpendicular a la dirección de laminación de las barras de titanio usadas como material de partida. De esta forma se pretende reproducir correctamente el comportamiento de las grietas en los implantes, en los que éstas crecerán también en un plano perpendicular (o cuasi perpendicular) a la dirección

de laminación del material de partida de dichos implantes. En la figura A.3 del anexo A, se muestra el plano de fabricación de las probetas de tipo compact.

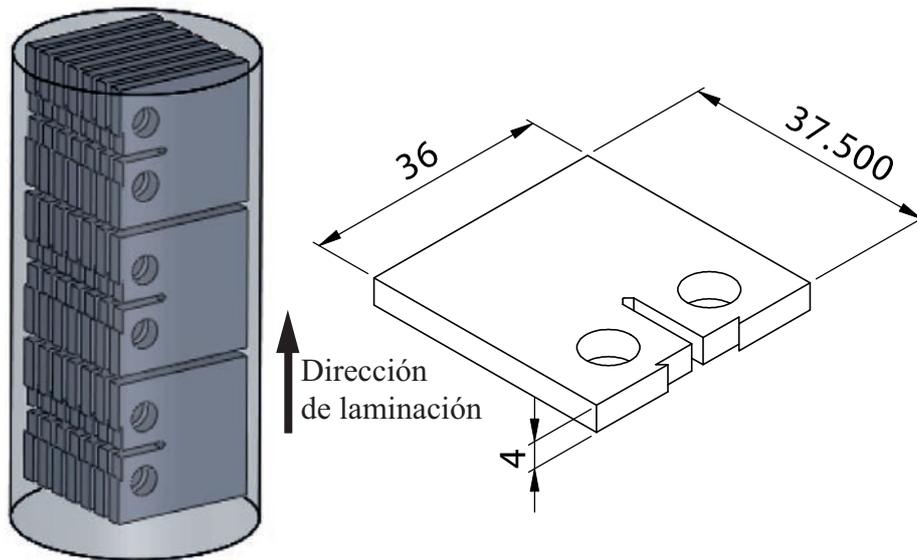


Figura 4.5: Geometría de las probetas de tipo compact

4.1.3. Útiles de ensayo: Diseño y verificación

Se han fabricado dos tipos de útiles de sujeción distintos: Uno para las probetas cilíndricas y otro para las probetas de tipo compact. Las características de dichos utillajes dependerán por un lado de la geometría de las probetas y por otro de la máquina de ensayos utilizada. Así mismo cada uno de estos sistemas de sujeción ha sido verificado para asegurar que, por defectos de fabricación, no inducen esfuerzos considerables en los especímenes de ensayo.

El sistema de sujeción de las **probetas cilíndricas** (tanto con entalla como sin ella) consta de dos casquillos, uno superior y otro inferior, y de sus correspondientes contratuercas, que sirven para fijar las probetas a dichos casquillos mediante un par de apriete. En la figura 4.6 se ilustra el funcionamiento de este sistema de fijación. Como se indica en esta figura, el saliente de cada uno de los casquillos irá roscado a la máquina de ensayos, el casquillo superior al vástago hidráulico, y el inferior a la célula de carga.

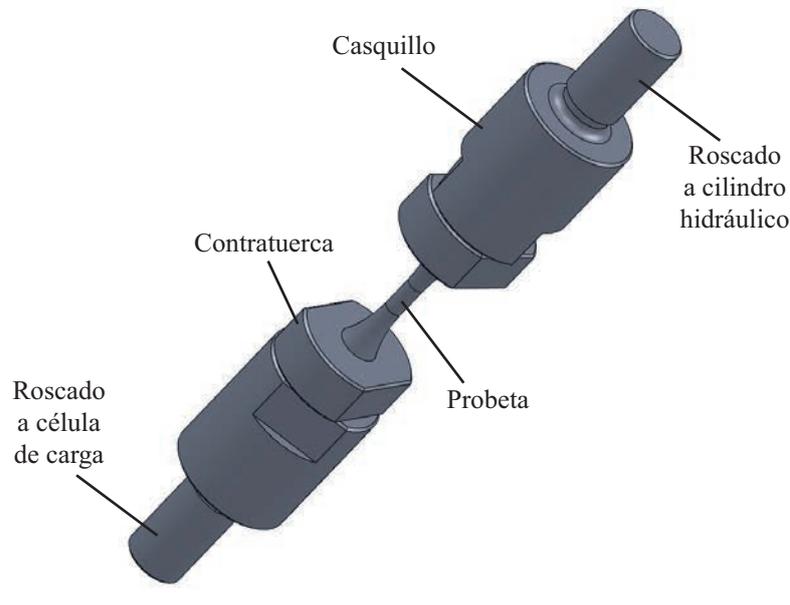


Figura 4.6: Funcionamiento del sistema de fijación mediante casquillo-contratuera

En las figuras A.4 y A.5 del anexo A se muestran los planos de fabricación del casquillo y de la contratuera. Es importante mencionar que, como puede comprobarse en dichos planos de fabricación, se ha prestado especial interés en asegurar el paralelismo entre ciertas caras de estos componentes, así como el correcto alineamiento de los taladros roscados. Esto permitirá que, cuando se lleve a cabo el montaje de las probetas en la máquina de ensayo, se minimice la flexión de la probeta inducida por errores en la fabricación. No obstante se ha comprobado experimentalmente el funcionamiento del sistema de fijación y se ha cuantificado el error que introduce su utilización.

El sistema utilizado para fijar las **probetas de tipo compact** a la máquina se muestra en la figura 4.7. Dicho sistema está compuesto por dos útiles de fijación (superior e inferior) y sendos bulones o pasadores. Los útiles de fijación van unidos a la máquina de ensayo a través de horquillas, utilizados para asegurar que los esfuerzos son uniaxiales y que no se muestran en esta figura, aunque podrán observarse más adelante en el apartado 4.1.4. Las características del utillaje para el ensayo de probetas de tipo compact vienen indicadas en la norma ASTM E647 [127].

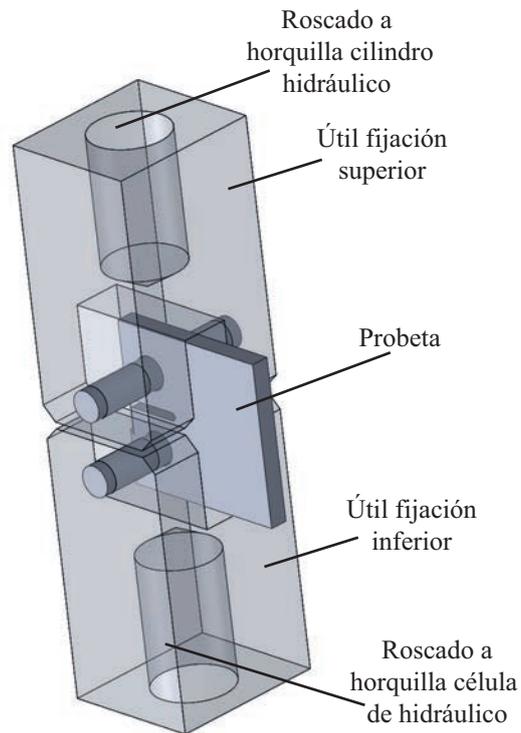


Figura 4.7: Sistema de fijación de la probeta compact

4.1.4. Realización de los ensayos y resultados

En este apartado se describirá la metodología utilizada para ensayar tanto las probetas cilíndricas como las de tipo compact mencionándose algunos aspectos relacionados con dichos ensayos que se consideran importantes. Posteriormente se presentarán los resultados obtenidos a partir de los distintos tipos de ensayos realizados.

Los ensayos con **probetas cilíndricas**, tanto con entalla como sin ella, han sido llevados a cabo usándose para ello una máquina de ensayos universal y las probetas han sido sometidas a cargas uniaxiales tanto monotónicas (para los ensayos de tracción) como de fatiga. Como se ha mencionado anteriormente, las probetas cilíndricas tienen una sección en su zona central de 3.5 mm de diámetro y la fijación de las mismas a la máquina de ensayos se realiza a través de un apriete mediante unas contratueras. El apriete de dichas contratueras ha de ser tal que se asegure que éstas no se separarán del casquillo durante el ensayo, ya que esto provocaría, aparte de un molesto repiqueteo, cierta inestabilidad en

la forma de la onda que describe el sistema de control al aplicar la carga. Sin embargo, se ha comprobado que este apriete introduce una torsión residual en la probeta cuyo valor, que depende del valor del par de apriete aplicado a las contratuercas, puede ser importante comparado con los esfuerzos aplicados por la máquina. Para tener en cuenta la magnitud de la torsión durante los ensayos se ha decidido emplear una máquina biaxial aunque los ensayos sean uniaxiales.

El uso de una máquina de ensayos biaxial permite controlar el par que se aplica en todo momento a las probetas y asegurar que éste no supera un determinado valor umbral. Este valor umbral dependerá del valor de las tensiones inducidas en la probeta durante su ensayo y generalmente se expresará como un pequeño porcentaje del mismo: en este trabajo se ha decidido que las tensiones inducidas por torsión durante el ensayo no pueden superar el 2 % del valor de las tensiones inducidas por la carga axial que en cada ensayo esté aplicando la máquina. El valor de la torsión inducida ha sido monitorizado en cada ensayo y se han descartado los que no cumplen este criterio.

Para minimizar el efecto de la torsión inducida en las probetas cilíndricas durante el montaje de las mismas en la máquina de ensayos se ha establecido un procedimiento de montaje que puede sintetizarse en los siguientes puntos:

1. En primer lugar habrá de roscarse la probeta en los casquillos superior e inferior. Esto suele realizarse con control en carga fijando el valor de dicha carga a 0N. De esta manera el sistema ajusta la posición del actuador hidráulico en función del esfuerzo que mide la célula de carga durante el proceso de roscado. El sistema de control puede de esta forma encontrar la posición del actuador que permite que la probeta se pueda roscar arriba y abajo a la vez.
2. Una vez roscada la probeta, con la máquina se le aplicará una precarga igual al valor de la carga que se va a aplicar durante el ensayo. Posteriormente será necesario usar el control torsional para obligar a que el valor de la torsión sea nulo en esta situación.
3. A continuación, cuando el par sobre la probeta sea nulo, será necesario fijar el valor del ángulo del actuador hidráulico en el valor actual. Esto permitirá que al aplicar par sobre la contratuerca de la célula de carga, el actuador hidráulico no gire para

compensar este par. Es necesario indicar que este par aplicado a la contratuerca está siendo transmitido a la célula de carga a través del casquillo, pero no está siendo aplicado sobre la probeta y por tanto no es necesario compensarlo. En este momento se puede aplicar un pequeño par a la contratuerca para fijarla.

4. Seguidamente se volverá a controlar el par haciendo que éste sea de nuevo nulo. De esta forma se elimina el pequeño par residual fruto del apriete anterior. A partir de este momento se puede fijar la otra contratuerca con el mismo par de apriete que se haya aplicado a la anterior.
5. Finalmente se eliminará la precarga aplicada en el punto 2 y el sistema estará listo para comenzar el ensayo de fatiga.

A continuación se mostrarán los resultados obtenidos de las probetas cilíndricas lisas, es decir sin entalla. Mediante **ensayos de tracción** se ha obtenido la relación existente entre la fuerza aplicada por la máquina de ensayo y el desplazamiento experimentado por el cilindro hidráulico, mostrada en la figura 4.8.

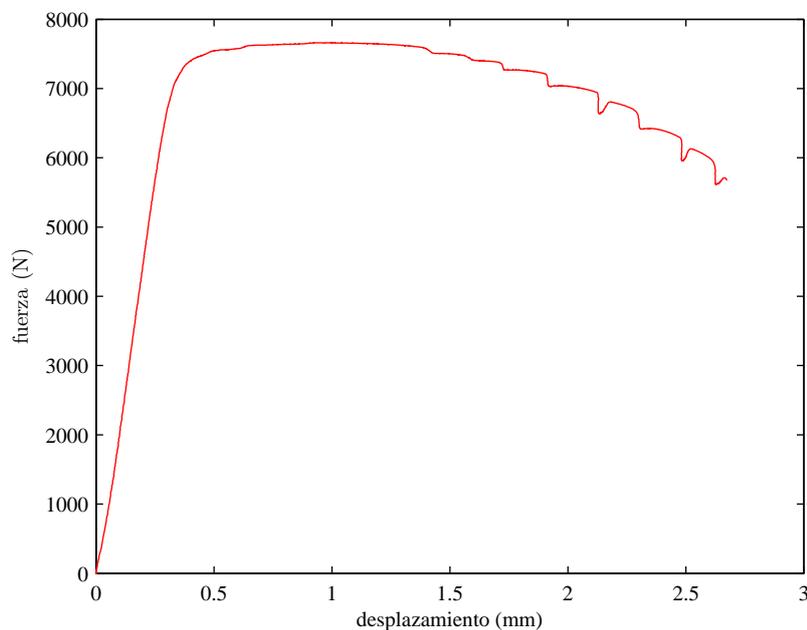


Figura 4.8: Curva de tracción de las probetas lisas

A partir de la curva mostrada en la figura 4.8 y teniendo en cuenta la sección de la

probeta y la expresión $e = S/E$, se puede obtener la **curva de tracción** en función de la deformación total experimentada por la probeta, que es conocida como curva de tracción ingenieril. El módulo de elasticidad utilizado para la obtención de esta curva, $E = 104.1 \text{ GPa}$, ha sido obtenido de [82], ya que no fue posible la obtención experimental de éste por incompatibilidad entre el tamaño de las probetas y el de los extensómetros disponibles. De forma equivalente y mediante las expresiones $\sigma = S(1 + e)$ y $\varepsilon = \ln(1 + e)$ se puede calcular la curva de tracción real. Ambas curvas se ilustran en la figura 4.9. A partir de la curva de tracción real se puede deducir que su tensión de rotura es $\sigma_{UTS} = 809 \text{ MPa}$ y que su límite elástico es $\sigma_{y,0.2} = 688 \text{ MPa}$.

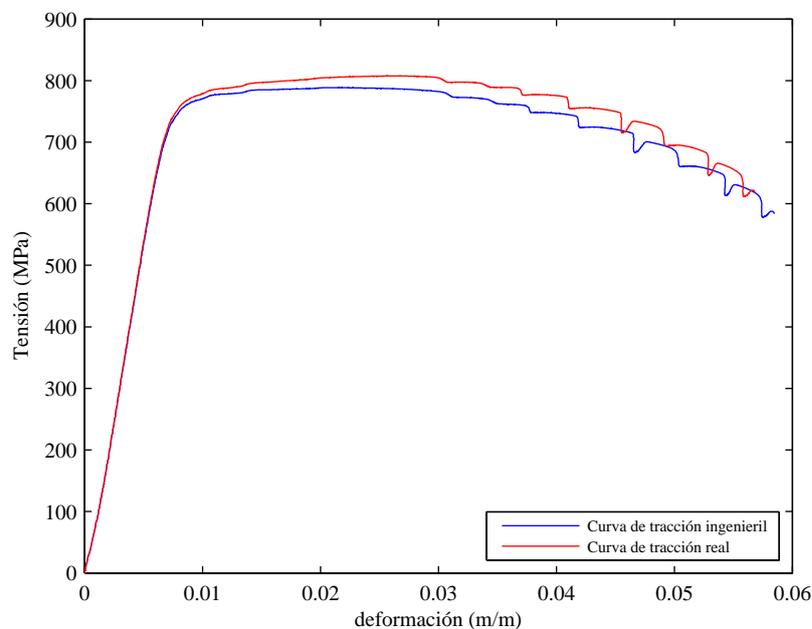


Figura 4.9: Curvas de tracción de las probetas lisas

La deformación plástica que experimenta la probeta durante el ensayo de tracción se puede estimar a partir de la curva de tracción real mediante la expresión $\varepsilon_{plast} = \varepsilon_{tot} - \sigma/E$, es decir restando a la deformación total la parte elástica de la misma. De esta forma se puede obtener una estimación de la **ley de comportamiento plástico** del material. Para este estudio, se ha decidido emplear una ley multilínea de 3 pendientes que será aplicada mediante una ley de endurecimiento cinemático en el modelo de EF del sistema de implante. En la figura 4.10 se muestra la curva de tracción en términos de la deformación plástica,

así como la aproximación multilínea realizada de la misma. Se puede observar en dicha figura que hasta que la tensión no sobrepasa el límite elástico del material, la deformación plástica asociada es prácticamente nula.

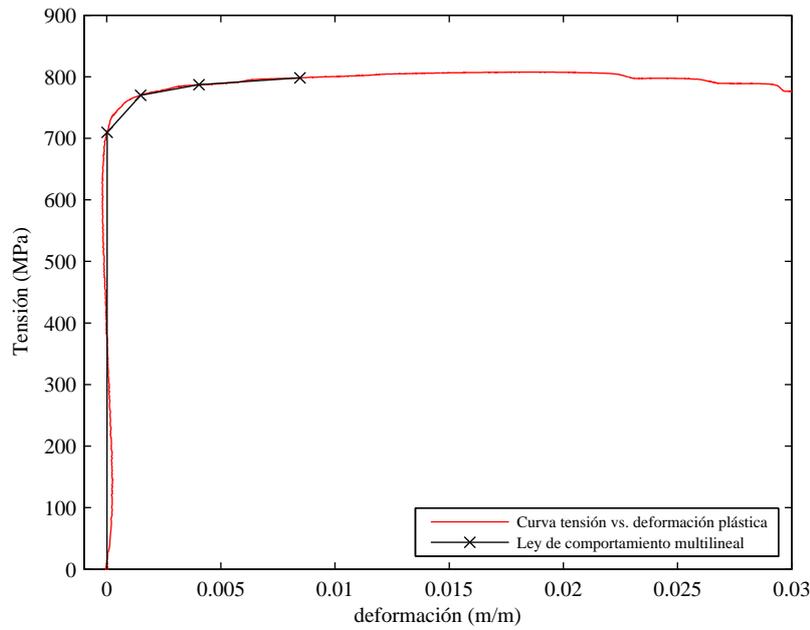


Figura 4.10: Ley de comportamiento plástico de las probetas lisas

En la figura 4.11 se muestran las **curvas de fatiga** obtenidas al ensayar los distintos grupos de probetas lisas. La curva de fatiga del material se muestra en dicha figura con la leyenda "pulida" y de ella se puede deducir que el titanio de grado 4 cp presenta un límite de fatiga aproximadamente igual a $\sigma_f = 420 \text{ MPa}$. Si se compara esta curva con la denominada en la leyenda como "pulida y tratada", correspondiente a especímenes pulidos y posteriormente tratados con el tratamiento Nanoblast, se puede observar el efecto negativo de dicho tratamiento superficial sobre la resistencia a fatiga de dichos especímenes. Este efecto es menor a bajo número de ciclos y más acusado en el régimen de medio/alto número de ciclos, llegando a producir una reducción del límite de fatiga del 14 % aproximadamente.

Al comparar la curva de fatiga del material con la obtenida al ensayar las probetas con la superficie mecanizada, es decir sin pulir ni tratar superficialmente, que es la curva denominada como "sin pulir, sin tratar", se observa una ligera reducción del límite de fatiga, en torno al 5%. Finalmente, cuando las probetas son tratadas superficialmente después del

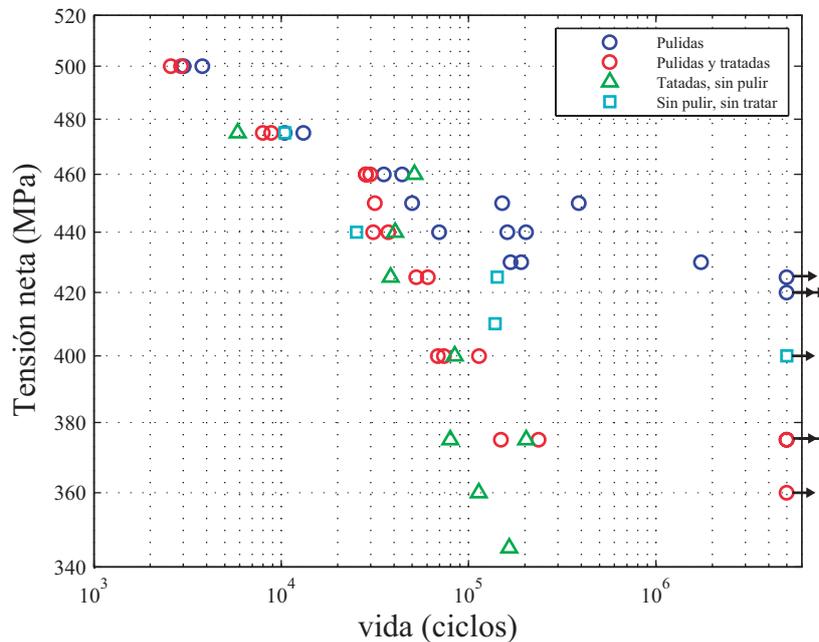


Figura 4.11: Curvas SN de las probetas cilíndricas lisas

mecanizado, su resistencia a fatiga cae bruscamente, como puede comprobarse a partir de la curva "sin pulir, tratada". En este último caso no ha sido posible estimar la disminución del límite de fatiga por falta de especímenes de ensayo. Como conclusión general, tal y como puede observarse en la figura 4.11, se puede argumentar que el efecto del mecanizado y del tratamiento superficial es más brusco en el régimen de medio/alto número de ciclos, comprobándose que a bajo número de ciclos (por debajo de 30000) dicho efecto es mucho más pequeño.

En la figura 4.12 se pueden observar las curvas de fatiga obtenidas en los ensayos de las probetas con entalla. En este caso, el tratamiento superficial no afecta de una manera considerable a la resistencia a fatiga de las mismas, aunque en el régimen de alto número de ciclos sí puede observarse una pequeña disminución de la misma. Esto se puede explicar porque con una entalla tan aguda, la iniciación es rápida, y ya se ha visto en la figura 4.11 que para vidas cortas, dónde la grieta se inicia pronto, no influye el tratamiento.

Los ensayos de **velocidad de crecimiento de grietas** por fatiga han sido realizados usándose **probetas de tipo compact** y siguiéndose las directrices de Norma ASTM E647-05

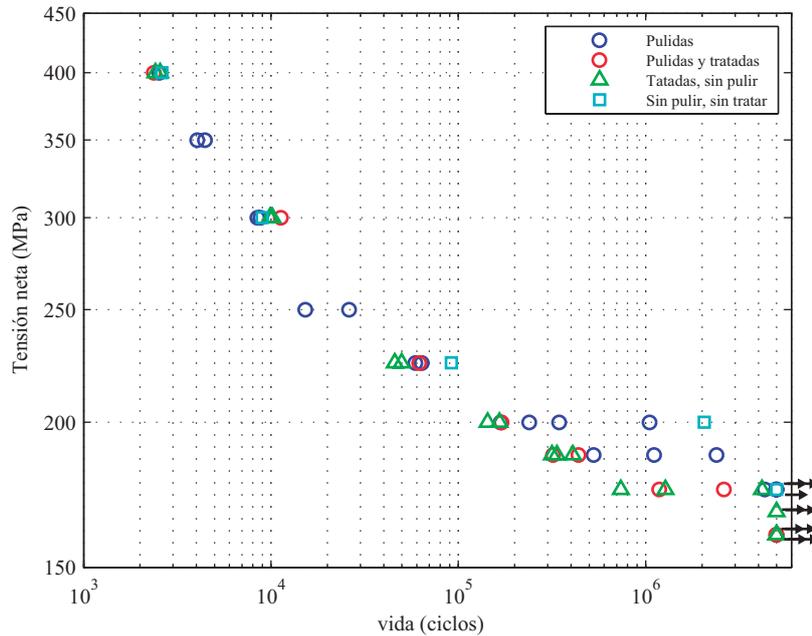


Figura 4.12: Curvas SN de las probetas cilíndricas con entalla

[127], que pretende determinar esta velocidad en función del rango del factor de intensidad de tensiones en el borde de la grieta. Este tipo de ensayos consiste en aplicar una carga cíclica a una probeta con una entalla hasta que se inicia una grieta y se propaga hasta la rotura de la misma. La longitud de la grieta se mide durante su crecimiento, obteniéndose a partir de ella la velocidad de crecimiento de grieta. Por otro lado, el rango del factor de intensidad de tensiones, ΔK aplicado, se calcula a partir de unas expresiones basadas en el análisis de tensiones elástico-lineal [127], en función de la geometría de la probeta, de la longitud de la grieta en cada momento y del valor de la carga aplicada a dicha probeta.

Desde un punto de vista práctico, existen distintas metodologías a seguir para llevar a cabo este tipo de ensayos, recogidas en la norma ASTM E647-05, que dependen de aspectos como el tipo de probeta, el método de seguimiento de la longitud de grieta empleado, el rango del FIT aplicado, etc. En el presente trabajo se ha realizado el seguimiento de la longitud de grieta mediante métodos ópticos, colocando dos microscopios a ambos lados de la probeta, y mediante el uso de un extensómetro de tipo COD, como se puede comprobar en la figura 4.13. La longitud de la grieta se obtiene a partir de la lectura de extensóme-

tro mediante una expresión dada en esta norma donde también interviene la geometría de la probeta. Esta longitud se tiene que corregir con las medidas ópticas realizadas con los microscopios.

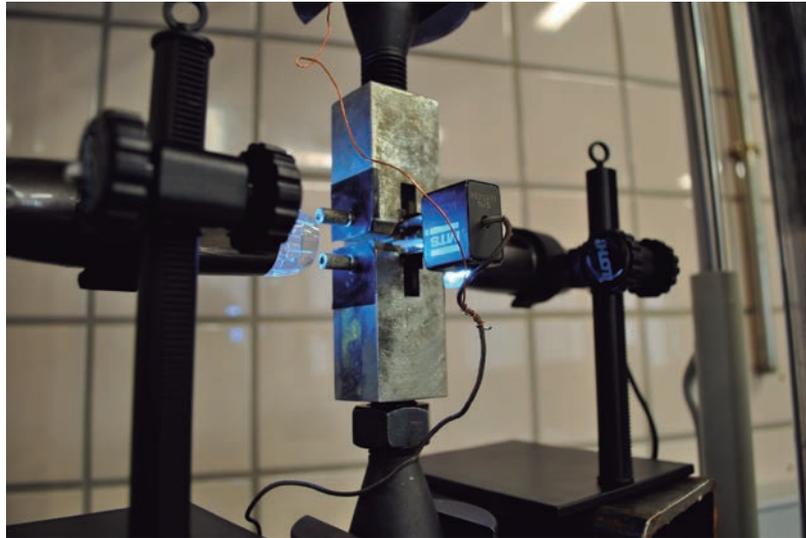


Figura 4.13: Montaje de ensayo para probetas compact

En la figura 4.14 se muestran tres etapas del crecimiento de una grieta en una probeta compact captadas por los microscopios: en la figura superior se muestra una grieta en una fase inicial, en la figura central se puede observar una grieta en una fase intermedia y en la inferior una grieta en su fase final, cercana a la rotura de la probeta. El uso de dos microscopios (uno a cada lado de la probeta) permite distinguir si la grieta crece de manera diferente en cada una de sus superficies, aunque en el caso de especímenes de pequeño espesor, como es el caso de estas probetas, esto no suele ocurrir.

En función de la variación de la longitud de grieta y del número de ciclos de carga aplicados, se determina la velocidad de crecimiento de la grieta. En la figura 4.15 se muestra la evolución de la longitud de la grieta en función del número de ciclos para cada una de las probetas ensayadas, donde se indica también la carga máxima aplicada. La pendiente de dicha curva representa la velocidad de propagación de la grieta.

Durante los ensayos se ha optado por mantener la carga constante a pesar de que esto puede generar ciertos inconvenientes a la hora de determinar la velocidad de crecimiento

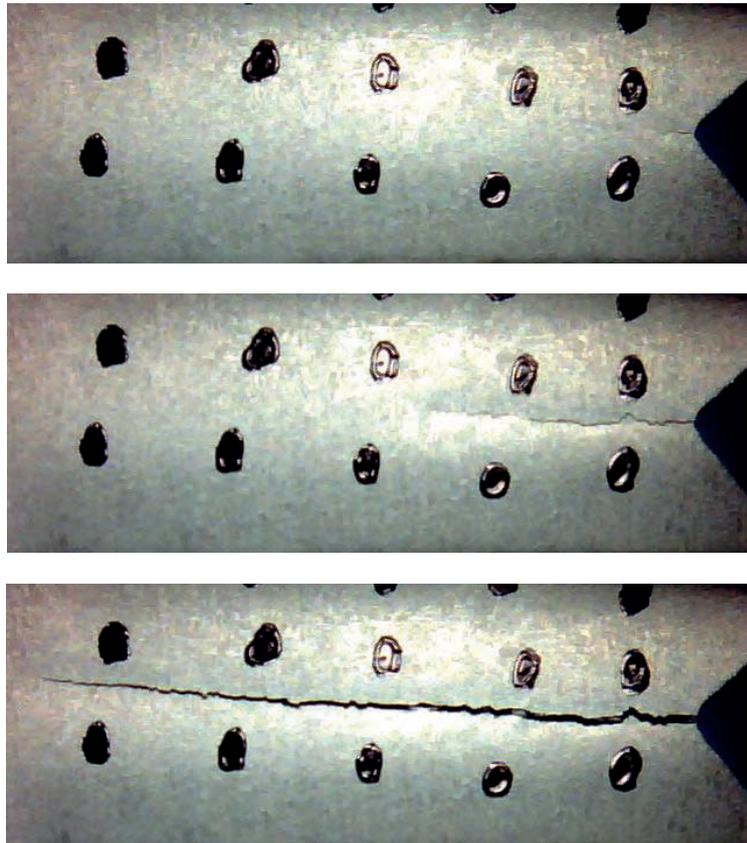


Figura 4.14: Tres fases de propagación de una grieta en una probeta compact

de la grieta para valores del FIT cercanos al umbral. Dichos inconvenientes derivan del hecho de que, a estos niveles del FIT y para longitudes de grieta muy pequeñas, es posible que ésta se pare al verse afectada por la microestructura, o que crezca a una velocidad tan baja que parezca que está parada pudiendo dar lugar a ensayos cuya duración sea excesiva.

Para evitar este inconveniente se pueden aplicar a la probeta un número determinado de ciclos previos de compresión antes del ensayo real de crecimiento [128, 129]. Estos ciclos de compresión provocan la iniciación de una grieta y además generan tensiones residuales de tracción en torno al fondo de la entalla y a la grieta iniciada. Dichas tensiones, que son debidas a la deformación plástica, facilitarán el crecimiento inicial de la grieta en la segunda parte del ensayo, cuando se aplique la carga cíclica de tracción. Hay que tener en cuenta que los resultados obtenidos mientras la grieta se encuentra dentro de la zona plástica del precrecimiento no son válidos, pero sí lo son una vez la grieta abandona

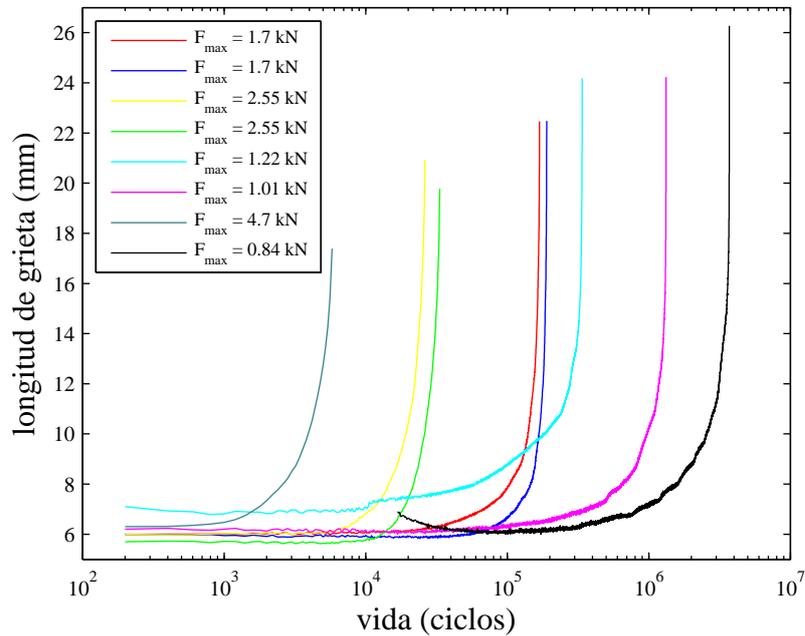


Figura 4.15: Curvas a vs. N para las distintas probetas ensayadas

dicha zona. Desde un punto de vista práctico, se puede determinar que la grieta abandona dicha zona plástica analizando la pendiente de las curvas representadas en la figura 4.15 ya que, generalmente, se puede observar un cambio en el comportamiento de dicha pendiente cuando esto ocurre.

Siguiendo la metodología expuesta en los párrafos anteriores se han obtenido las evoluciones de la velocidad de crecimiento de grieta en función del rango del FIT para cada una de las probetas ensayadas, como se ilustra en la figura 4.16. El valor del coeficiente de asimetría de las cargas se ha elegido lo más cercano a cero posible, $R = 0.05$. Como se muestra en la figura 4.16 los resultados de los ensayos de velocidad de crecimiento de grieta, en un intervalo del rango del FIT comprendido entre 4 y $20 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$, se ajustan bastante bien a una línea recta en escala doblemente logarítmica. Dicha recta viene dada por la expresión

$$\frac{da}{dN} = C\Delta K^n = 1.8 \cdot 10^{13} \Delta K^5 \quad (4.1)$$

donde $C = 1.8 \cdot 10^{13}$ y $n = 5$ son las constantes de Paris del material para la velocidad

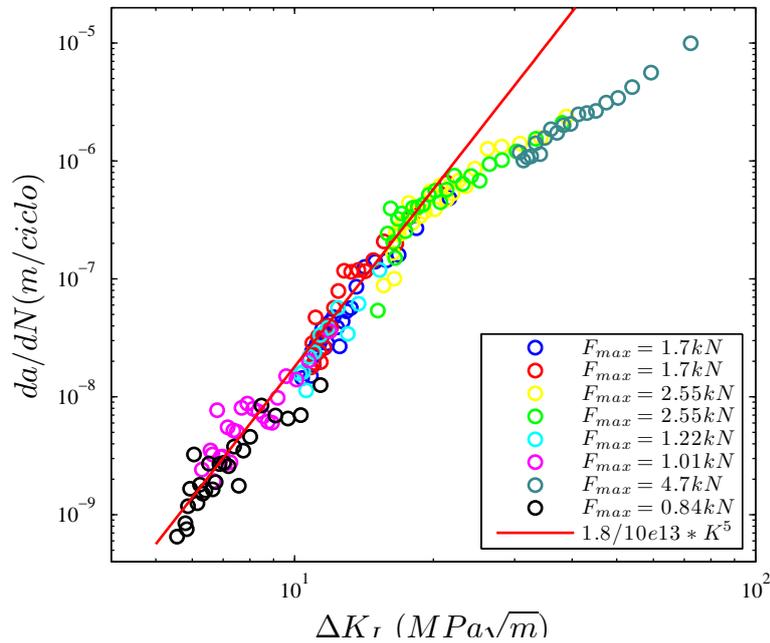


Figura 4.16: Evolución de la velocidad de crecimiento de grieta en función del rango del FIT aplicado en los ensayo

en $m/ciclo$ y ΔK en $MPa\sqrt{m}$.

4.2. Determinación de las propiedades de fatiga del implante dental ICI según ISO 14801

El ensayo a fatiga y la obtención de la curva de fatiga de un sistema de implantes dentales pueden llevarse a cabo siguiendo las directrices indicadas en la norma UNE-EN ISO 14801 [130]. Esta norma permite caracterizar, desde un punto de vista experimental, el comportamiento a fatiga de cualquier implante dental para poder compararlo con el de otros con diseños diferentes.

Según la Norma ISO 14801, un sistema de implantes dentales endoóseos puede definirse como un dispositivo constituido por componentes integrados que, además de proporcionar resistencia al desplazamiento de una prótesis dental, se puede utilizar como un anclaje para los aparatos de ortodoncia. Un implante dental endoóseo puede estar constituido por una o

varias partes. El término prótesis dental incluye coronas y prótesis fijas y removibles.

En los apartados siguientes se describe la norma ISO 14801 y el proceso a seguir para, cumpliendo en todo momento los requisitos impuestos por esta norma, realizar los ensayos de fatiga necesarios para la obtención del denominado diagrama de carga cíclica (curva de fatiga) del implante. En la figura 4.17, se muestra un ejemplo de un curva de fatiga de un implante comercial.

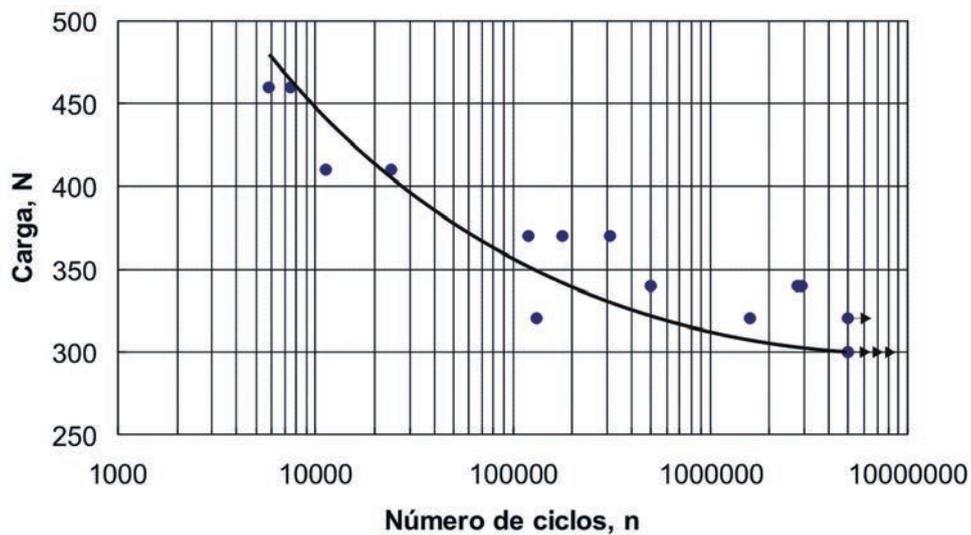


Figura 4.17: Curva de fatiga de un sistema de implante dental comercial obtenida según la norma ISO 14801

La curva de fatiga, tal y como especifica la norma ISO 14801, resume las propiedades de fatiga de cualquier espécimen objeto de ensayo, proporcionando por cada valor de carga aplicada, el número de ciclos que resiste cada muestra. A partir de ella se pueden obtener los valores del límite de fatiga y el momento de flexión nominal para este valor límite del implante, según se definen en esta norma.

Así mismo, la norma ISO 14801, establece los detalles relativos al equipo empleado durante los ensayos, las muestras, los procedimientos de preparación de las mismas y los resultados obtenidos que habrán de incluirse en el informe de ensayo elaborado. Este informe, si fuese necesario, puede ser enviado a la entidad correspondiente para la certificación de los implantes de manera que puedan ser comercializados para su uso.

4.2.1. La norma ISO 14801

Este documento establece un procedimiento general para realizar ensayos de fatiga a implantes dentales sencillos endoóseos de tipo transmucosal y de sus componentes protésicos prefabricados. Este método resulta útil para la comparación de implantes dentales endoóseos de diferentes diseños o tamaños. Durante el ensayo se simula la carga funcional a la que se encuentra sometido el cuerpo de un implante dental endoóseo y de los componentes de su parte protésica bajo las peores condiciones. Es necesario resaltar que esta norma no se aplica a la predicción del resultado en vivo de un implante dental endoóseo o una prótesis, particularmente si se utilizan múltiples implantes dentales endoóseos para una prótesis. La carga aplicada sobre la muestra será una carga unidireccional cíclica de amplitud constante y controlada en fuerza.

En concreto la Norma ISO 14801 establece que los ensayos se deben realizar sobre muestras que sean representativas del dispositivo acabado (es decir, componentes que se han sometido al mismo proceso de fabricación y de esterilización que el dispositivo que se va a comercializar). Si el fabricante ha previsto que el implante dental endoóseo sea esterilizado por el personal de la clínica antes de su implantación quirúrgica, la esterilización se debe realizar como se especifica en las instrucciones de utilización del fabricante, antes de que se realicen los ensayos. No obstante, si existen evidencias de que el método de esterilización especificado no tiene efectos significativos sobre las propiedades de todos los materiales de las muestras que se someten a ensayo, entonces no es necesario realizar la esterilización antes de los ensayos.

Un sistema de implante dental endoóseo formado por varios componentes se debe ensayar como un conjunto montado de acuerdo con su uso previsto. Un componente de un implante dental endoóseo recomendado por su fabricante para que se utilice conjuntamente con componentes de otro fabricante, se debe ensayar como conjunto, de acuerdo con la recomendación del mismo. Cuando un dispositivo múltiple se monta por medio de uniones atornilladas, éstas uniones se deben utilizar de acuerdo con las recomendaciones del fabricante, y se deben apretar con el par de apriete recomendado por el mismo utilizando el equipo (atornillador, medidor de par de torsión) que se facilita con el sistema de implan-

te o, cuando no se disponga de los instrumentos originales, utilizando un dispositivo que proporcione el par de apriete recomendado con una tolerancia de $\pm 5\%$. La secuencia de apriete debe ser la recomendada por el fabricante.

Si una parte del implante dental endoóseo está disponible en varias dimensiones y/o configuraciones, el ensayo deberá realizarse en la peor situación dentro de los usos recomendados. La elección del peor de los casos debe estar justificada y documentada. Se han de especificar las geometrías del cuerpo y los componentes del implante, ya que de ello dependerá el diseño del sistema de sujeción del mismo y del miembro hemisférico que recibirá la carga de la máquina de ensayo. En concreto, es imprescindible conocer la localización del nivel nominal del hueso, que fija la profundidad hasta la que habrá de ser insertado el implante en la mandíbula. La norma ISO 14801 establece que durante el ensayo, el cuerpo del implante habrá de sujetarse 3 mm por debajo de dicho nivel nominal, para tener en cuenta la posible pérdida de hueso que puede experimentar la zona de implantación. Igualmente habrá de especificarse el radio máximo que presenta el cuerpo del implante en la zona comprendida entre el ápice y el nivel del hueso nominal.

En cuanto al número de niveles de carga y el número de muestras a ensayar en cada nivel para la obtención de la curva de fatiga, la norma establece que al menos dos, y preferiblemente tres, muestras deben ensayarse en cada uno de al menos cuatro niveles de carga. Así mismo, la norma ISO 14801 recomienda situar el nivel de carga más alto en torno al 80% del valor de la carga de rotura estática del implante. El ensayo de fatiga debe llevarse a cabo con una carga unidireccional. La carga debe variar sinusoidalmente entre un valor pico y el 10% de este valor ($R = 0.1$). La frecuencia de la carga durante el ensayo no será mayor de 15 Hz.

En la figura 4.18 se muestra un esquema del montaje de ensayo que propone la Norma ISO 14801. La carga aplicada F debe ser tal que no se produzcan restricciones laterales y que el centro de carga (figura 4.18, punto C), que es la intersección entre la recta de acción de la carga y el eje del implante dental endoóseo, se sitúe a una distancia $l = 11.0 \text{ mm} \pm 0.5 \text{ mm}$ del plano de sujeción. Así mismo, el implante dental endoóseo se debe fijar de manera que su eje forme un ángulo de $30^\circ \pm 2^\circ$ con la dirección de aplicación de la carga de la máquina de ensayo (véase la figura 4.18). De esta forma es fácil calcular

el máximo momento que produce la fuerza F , que lógicamente ocurre en la sección del implante situada en el plano de sujeción. Para sistemas de implantes dentales que incluyan piezas de conexión sin chaflán, estos requisitos se cumplirán mediante la instalación de ensayo mostrada esquemáticamente en la figura 4.18, en la que puede observarse cómo el punto C coincide con la intersección entre la dirección de carga y el eje longitudinal del implante.

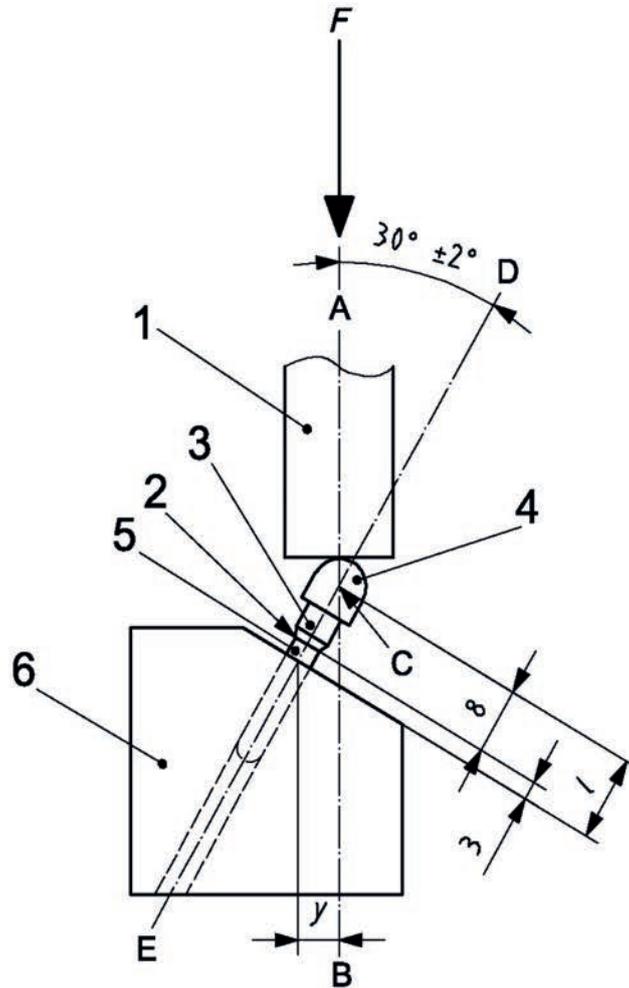
La fuerza de carga de la máquina de ensayo, F , se debe aplicar a través de un miembro de carga resistente a la deformación que tenga una superficie de contacto hemisférica para transferir la carga (miembro hemisférico de carga), sujeto al extremo libre de la pieza de conexión (véase la figura 4.19). Las dimensiones del miembro de carga se deben elegir de manera que se defina una distancia $l = 11,0 \pm 0,5$ mm desde el centro (C) de la semiesfera hasta el plano de sujeción (véase la figura 4.18).

Para un cuerpo de implante dental endoóseo y/o una pieza de conexión que carezca de simetría de rotación alrededor del eje longitudinal central del cuerpo del implante, se debe seleccionar como geometría de carga para ensayar el caso más desfavorable que sea compatible con el uso previsto del implante. La geometría de carga se debe justificar y documentar. Esta situación suele ocurrir, por ejemplo, cuando el plano que fija el nivel de sujeción del implante se localiza en la zona roscada del mismo. En este caso, para que el ensayo tenga lugar en las condiciones más desfavorables, las muestras a ensayar han de ser colocadas de manera que, en el punto donde se den las tensiones de tracción máximas (punto crítico en la figura 4.20), el valor de dichas tensiones sea el máximo posible. Para ello, como se indica en la figura 4.20, la intersección entre el plano formado por el eje del implante y la dirección de carga, y el plano de sujeción, ha de coincidir con un valle de los filetes de la rosca del implante.

4.2.2. Útiles para ensayo

La fuerza de la máquina de ensayo se debe aplicar a la superficie de carga hemisférica por medio de un dispositivo con una superficie plana perpendicular a la dirección de aplicación de carga de la máquina (ver figura 4.18). El dispositivo de carga no debe estar

Medidas en milímetros



Leyenda

- 1 Dispositivo de carga
- 2 Nivel nominal del hueso
- 3 Pieza de conexión
- 4 Miembro de carga hemisférico
- 5 Cuerpo del implante dental
- 6 Soporte de la muestra

Figura 4.18: Montaje de ensayo de un sistema de implante dental [130]

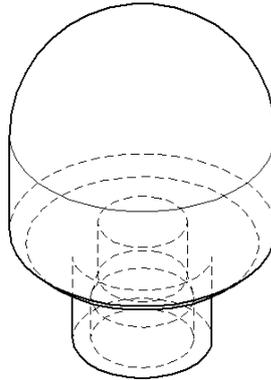


Figura 4.19: Miembro hemisférico de carga

restringido en la dirección transversal, a fin de que no reduzca la magnitud del momento de flexión aplicado. Esto se debe lograr por medio de una junta universal o un contacto puntual en la unión del miembro de carga con la estructura de la máquina de ensayo. Esta unión debe estar situada al menos a 50 mm de la superficie de carga hemisférica. La superficie de carga hemisférica y la superficie del dispositivo de carga se deben examinar visualmente después de cada ensayo, para asegurarse de que no se ha producido deformación permanente. Si se observa deformación permanente, el componente deformado se debe sustituir y el ensayo se ha de repetir.

La parte anclada al hueso de la muestra debe fijarse en un dispositivo de anclaje fijo. Este dispositivo ha de diseñarse de modo que no deforme la muestra de ensayo y que la sujete a una distancia de 3.0 ± 0.5 mm entre el ápice y el nivel del hueso nominal, para asegurar las peores condiciones respecto a la posible retracción del hueso, además de satisfacer la condición relativa al ángulo formado entre el eje del implante y la dirección de carga referida en el apartado anterior. Si se utiliza un material para incrustación durante el proceso de fijación de la muestra en su soporte, éste debe tener un módulo de elasticidad mayor de 3 GPa. En la figura 4.22 se muestra la configuración de ensayo del sistema de implante dental ICI. En esta figura se puede observar el dispositivo de anclaje así como la leva de aplicación de carga.

El dispositivo de anclaje mostrado en la figura 4.22 consta de un soporte que forma 30° con la horizontal para colocar la muestra según las indicaciones de la norma ISO 14801.

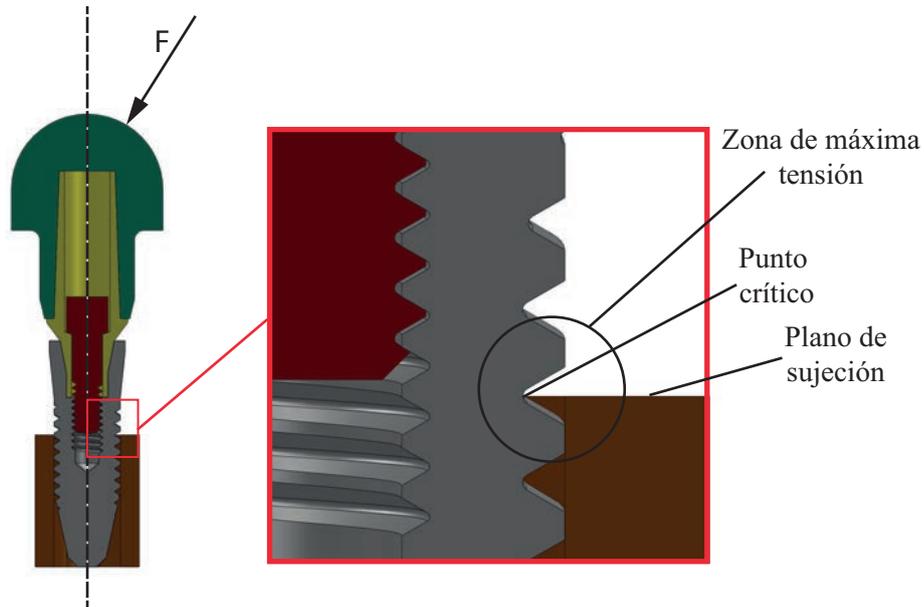


Figura 4.20: Situación de ensayo más desfavorable

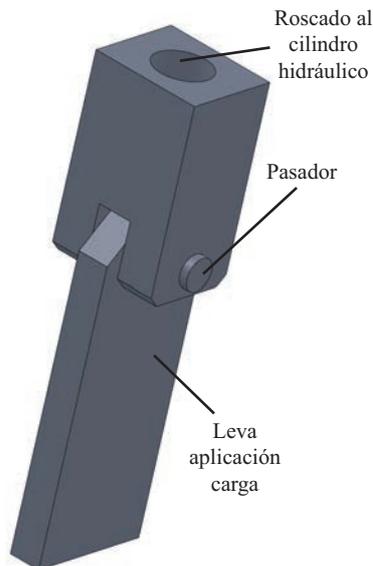


Figura 4.21: Dispositivo de aplicación de carga

Sobre este hay instalado un sistema de prensa y mordazas que comprimen el casquillo hasta que contacta con el implante. En el interior del casquillo se inserta un vástago calibrado que sirve de apoyo a la punta del cuerpo del implante. La longitud de este vástago es tal que el plano de sujeción se sitúa a la distancia adecuada del nivel nominal del hueso. En la

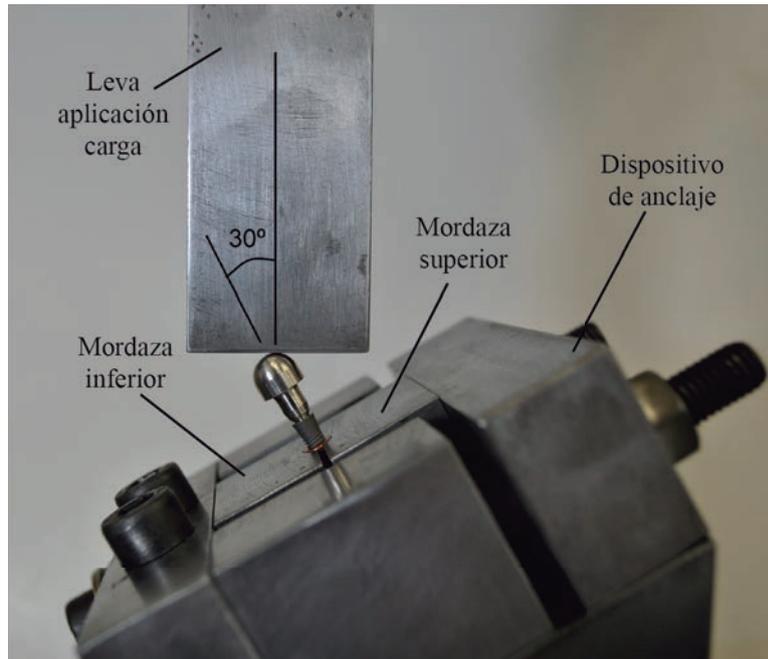


Figura 4.22: Configuración de ensayo

figura 4.23 se muestra una de las mordazas, así como el casquillo, el vástago y el cuerpo del implante. En esta figura se puede observar cómo se coloca el implante antes de ser sujetado mediante el sistema de anclaje.

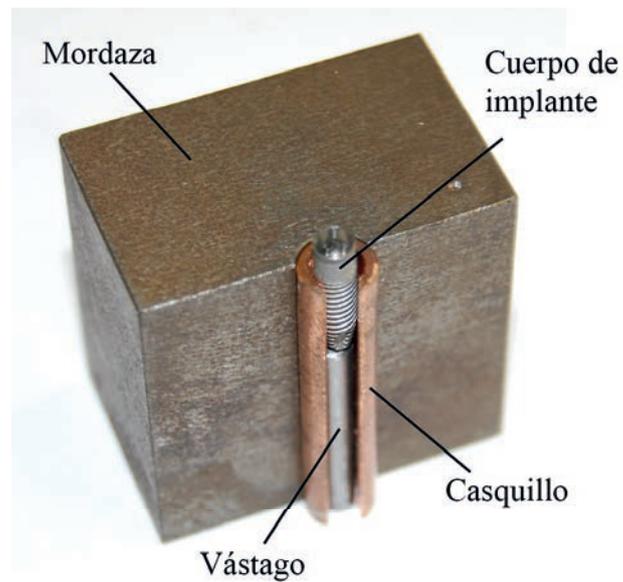


Figura 4.23: Mordaza, casquillo, vástago y cuerpo de implante

4.2.3. Realización de los ensayos y resultados

En este apartado se mostrarán los resultados de las distintas muestras ensayadas. Es necesario indicar que sólo ha sido posible ensayar seis muestras porque la empresa fabricante de los implantes dejó de comercializar el modelo ICI durante el desarrollo de este trabajo y solamente pudo proveer este número de muestras. En su momento, esto supuso un contratiempo importante frente al cual se plantearon dos posibles soluciones: una de ellas era repetir todo el estudio basándolo en un modelo diferente que estuviera siendo comercializado actualmente, pero esta opción fue considerada inviable por problemas de tiempo. La segunda opción, que finalmente fue la elegida, consistía en ensayar las únicas muestras disponibles, un total de seis. Por este motivo uno de los desarrollos futuros planteados para este estudio es adaptarlo a otros modelos de implantes.

En la figura 4.24 se muestran los resultados obtenidos de los ensayos de los sistemas de implantes ICI. En el capítulo 5 se compararán estos resultados con los calculados a partir de la aplicación de los modelos de predicción de vida.

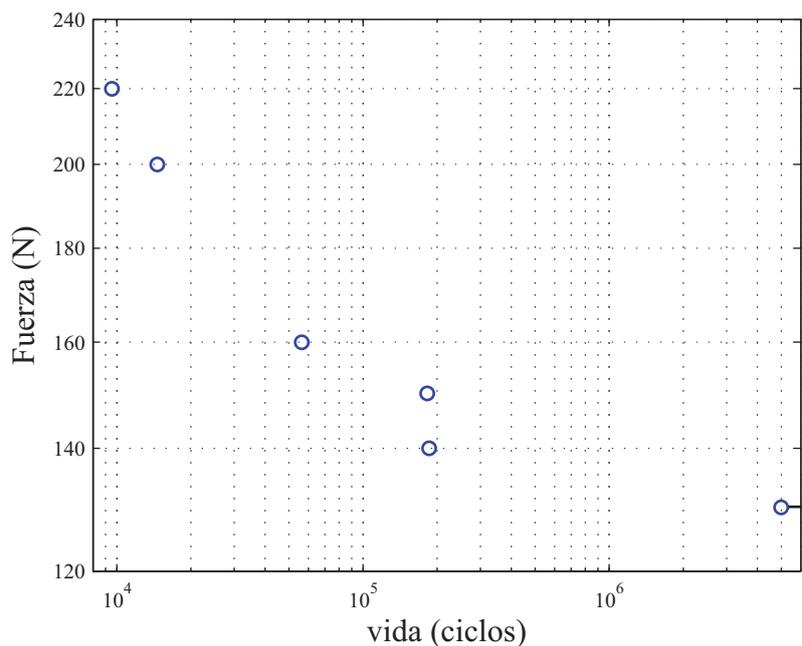


Figura 4.24: Ensayos de fatiga del implante ICI según la norma ISO 14801

Finalmente, en las figuras 4.25 y 4.26 se presentan algunas imágenes de la rotura de uno

de los implantes ensayados, concretamente de la muestra a la que se le aplicó una carga máxima de 140 N, obtenidas mediante microscopía electrónica de barrido (SEM). En la figura 4.25, que se utiliza como referencia, se indican tanto el punto de iniciación de la grieta que provocó la rotura del implante, como tres puntos dónde se han tomado imágenes con valores que varían entre 1000 y 1500 aumentos.

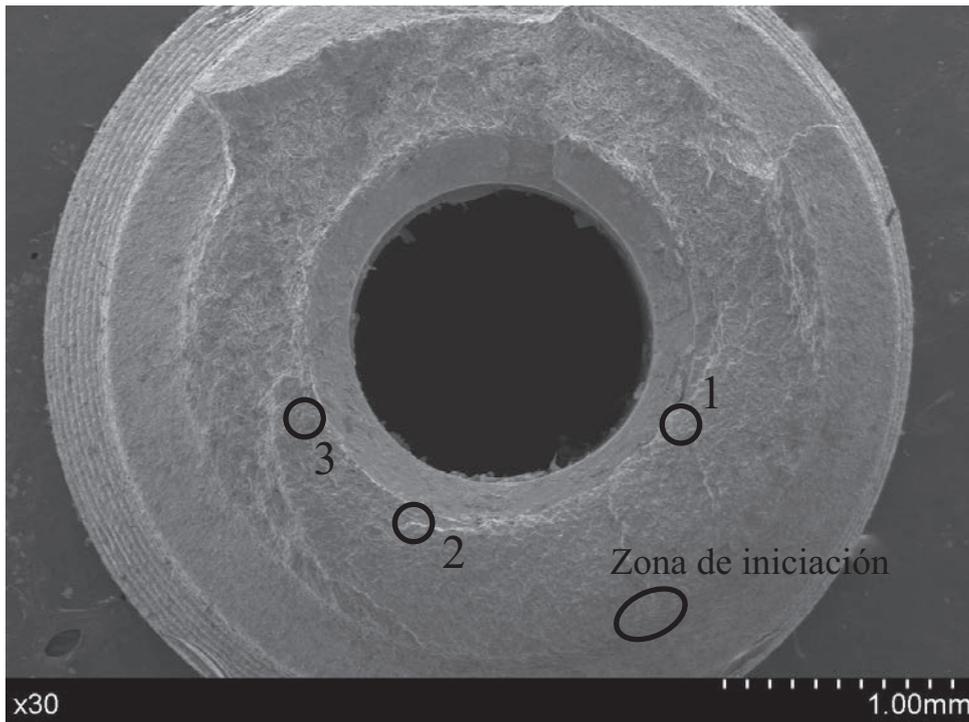


Figura 4.25: Imágenes de análisis SEM: referencia

En las imágenes correspondientes a los puntos 1 y 2 en la figura 4.26 se pueden observar "marcas de playa" lo que indica que la grieta, en las zonas donde fueron tomadas estas imágenes, experimentó un crecimiento por fatiga. Sin embargo, en la imagen referida al punto 3 no se observan estas marcas pudiendo esto significar que en esta zona el crecimiento de la grieta fue inestable, asociado a la fractura final del implante.

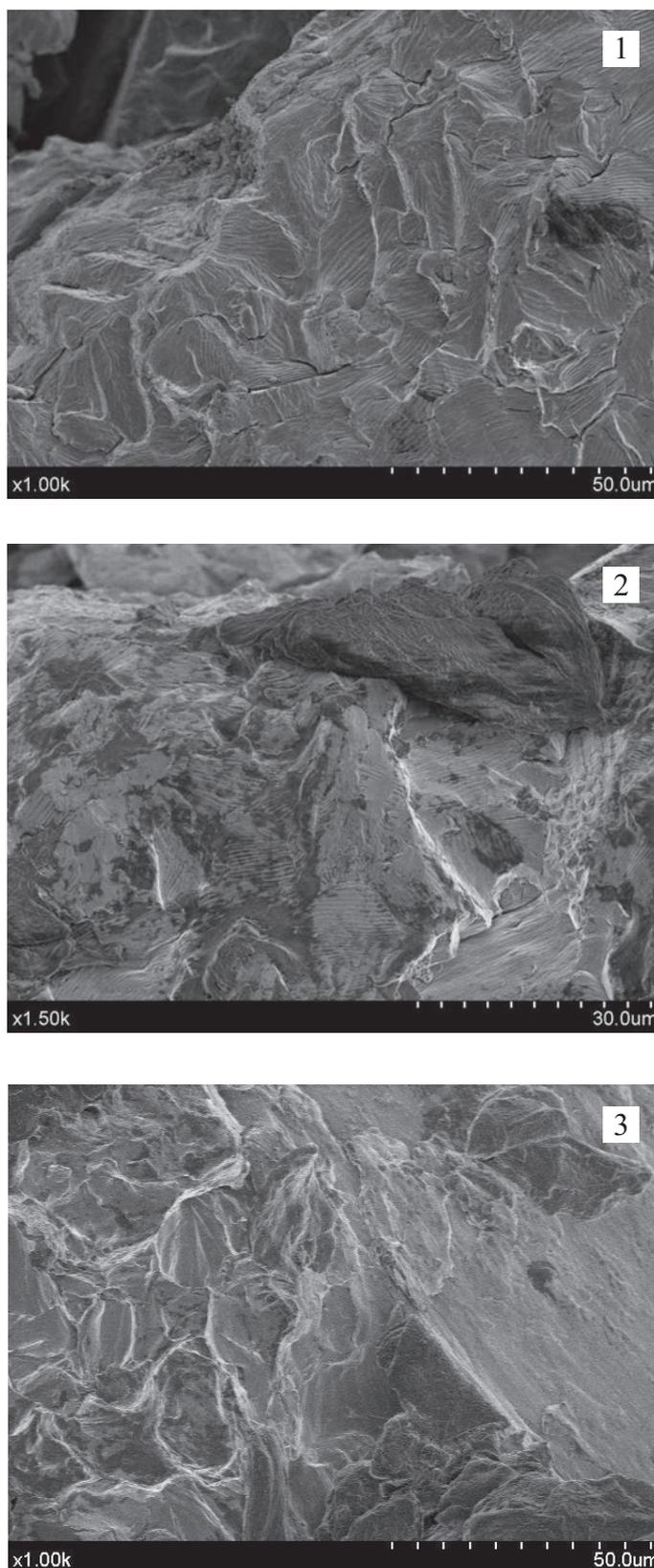


Figura 4.26: Imágenes de análisis SEM: punto 1, punto 2 y punto 3

Resultados

En este capítulo se presentan los resultados mas relevantes obtenidos de los modelos de EF utilizados para el cálculo de tensiones y para el cálculo del factor de intensidad de tensiones. Estos modelos han sido descritos en los apartados 3.3 y 3.4 respectivamente. Por otro lado se muestran los resultados obtenidos al aplicar los modelos de predicción de vida descritos en las secciones 3.1 y 3.2 al sistema de implante dental ICI. Estos resultados son comparados con los obtenidos experimentalmente mediante la aplicación de la norma ISO 14801 a dicho sistema de implante.

5.1. Resultados del modelo de EF para el calculo de tensiones

En este apartado se presentarán algunos resultados relativos al modelo de elementos finitos utilizado para calcular las tensiones en la zona dónde se desarrollará la grieta, que fue descrito en el apartado 3.3. Dichos resultados son necesarios para la aplicación de los modelos de predicción de vida desarrollados en los apartados 3.1 y 3.2.

Como se indicó en el apartado 3.3, el modelo del sistema de implantes dentales ha sido resuelto para dos configuraciones distintas: en la **configuración I** el casquillo de cobre llega hasta la altura del punto de iniciación de la grieta, mientras que en la **configuración II**, dicho casquillo presenta una longitud menor con el objeto de considerar la posible deformación plástica del mismo durante el ensayo. En esta segunda configuración, el punto de iniciación de la grieta se considera localizado en el mismo punto que en la configuración I. Para cada una de estas configuraciones se han simulado un total de siete niveles de carga y, además, para cada nivel se han utilizado dos pasos de carga dado que el ensayo de fatiga del sistema de implantes se realiza con un coeficiente de asimetría de $R = 0.1$. Igualmente, para

cada uno de los casos indicados anteriormente, se han simulado dos situaciones diferentes: una suponiendo que el material se comporta de manera elástica lineal, y otra considerando su comportamiento como no lineal en la que se tiene en cuenta la deformación plástica del mismo.

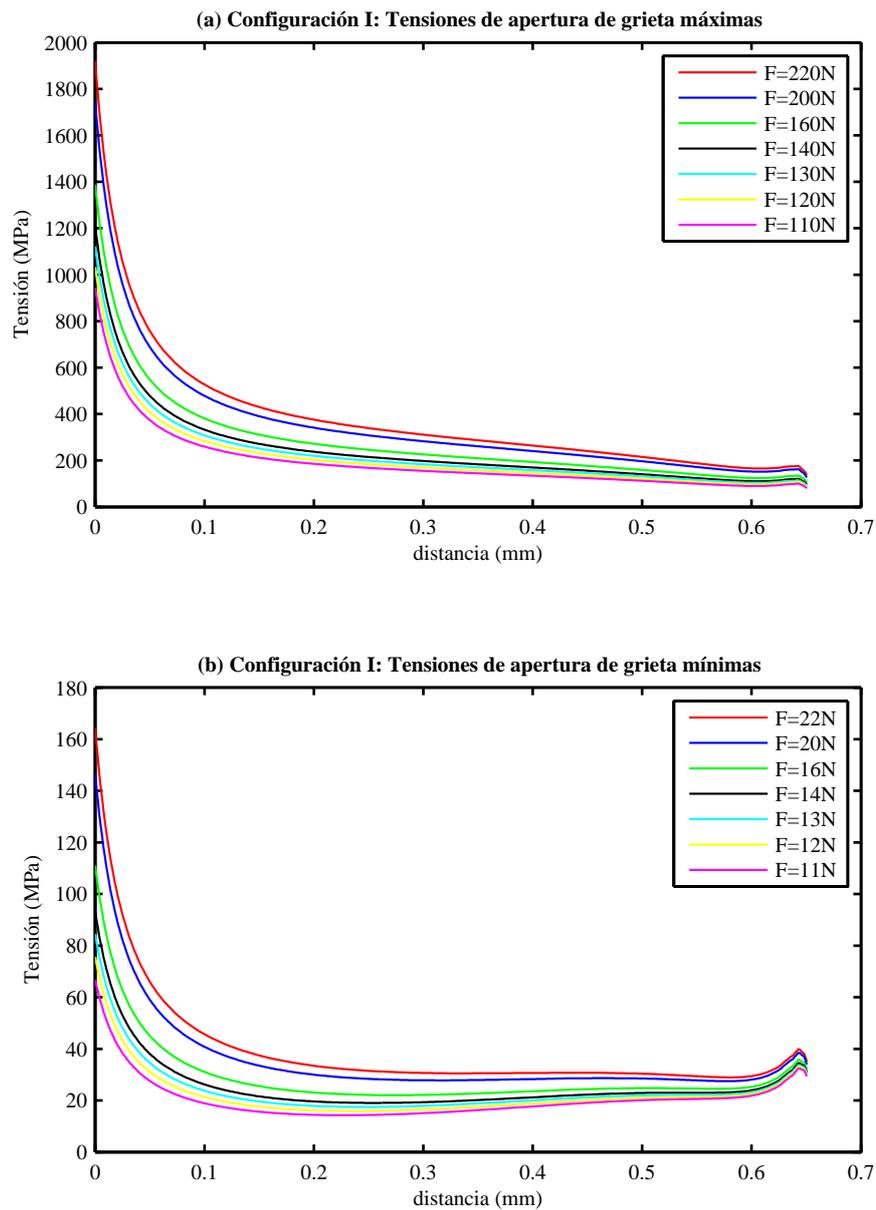


Figura 5.1: Tensiones de apertura de grieta: Configuración I con comportamiento lineal elástico

Es importante destacar que en el texto se hace mención a la tensión de apertura de grieta. Esto no es del todo formal ya que en este modelo no hay una grieta, sin embargo, los resultados del modelo se utilizarán para estimar la vida a fatiga del implante teniendo en cuenta el comportamiento de una grieta. Por este motivo, los resultados están referidos al sistema de referencia de dicha hipotética grieta. Al hablar de tensión de apertura de grieta se está aludiendo a la tensión perpendicular al plano de esta hipotética grieta que pueda surgir en el fondo de la rosca. Este plano, contiene al camino potencial de la grieta y forma un ángulo de 11.4° , igual al del roscado exterior del implante, con respecto a la horizontal.

En la figura 5.1a se muestra, para la **configuración I** del sistema de implante, la evolución de la máxima tensión de apertura de grieta (tensión normal al plano de la grieta) para cada uno de los siete niveles de carga analizados cuando se considera que el material presenta un comportamiento elástico lineal. En dicha figura puede comprobarse la alta concentración de tensión inducida por la rosca exterior del cuerpo del implante, que actúa como una entalla. De igual manera, en la figura 5.1b se pueden observar las mínimas tensiones de apertura de grieta correspondientes a los siete niveles de carga simulados.

De manera equivalente, en la figura 5.2 se muestra la evolución de las tensiones de apertura de grieta máximas y mínimas para la **configuración II** del sistema de implante dental en las siete situaciones de carga analizadas. En este caso también se ha considerado el comportamiento del material lineal elástico.

Para establecer una comparación entre los niveles de tensiones que tienen lugar en el camino potencial de la grieta en las configuraciones I y II, en la figura 5.3 se muestra la evolución de las mismas para los niveles máximo y mínimo del ciclo de fatiga en ambas configuraciones y para un valor de la carga igual a 220N. Nuevamente, el comportamiento del material es considerado como lineal elástico. Si se observan las tensiones correspondientes al máximo nivel de carga del ciclo, que aparecen con trazo continuo en la figura, se puede comprobar que, en la zona afectada por el concentrador de tensión, la configuración I experimenta unos valores de la tensión de apertura sensiblemente mayores que los de la configuración II (en torno a un 20%). Sin embargo, en la zona del interior del cuerpo del implante, aproximadamente a 120 micras de la superficie, se produce un cruce entre ambas curvas y a partir de esta distancia, la configuración II experimenta valores de la tensión ma-

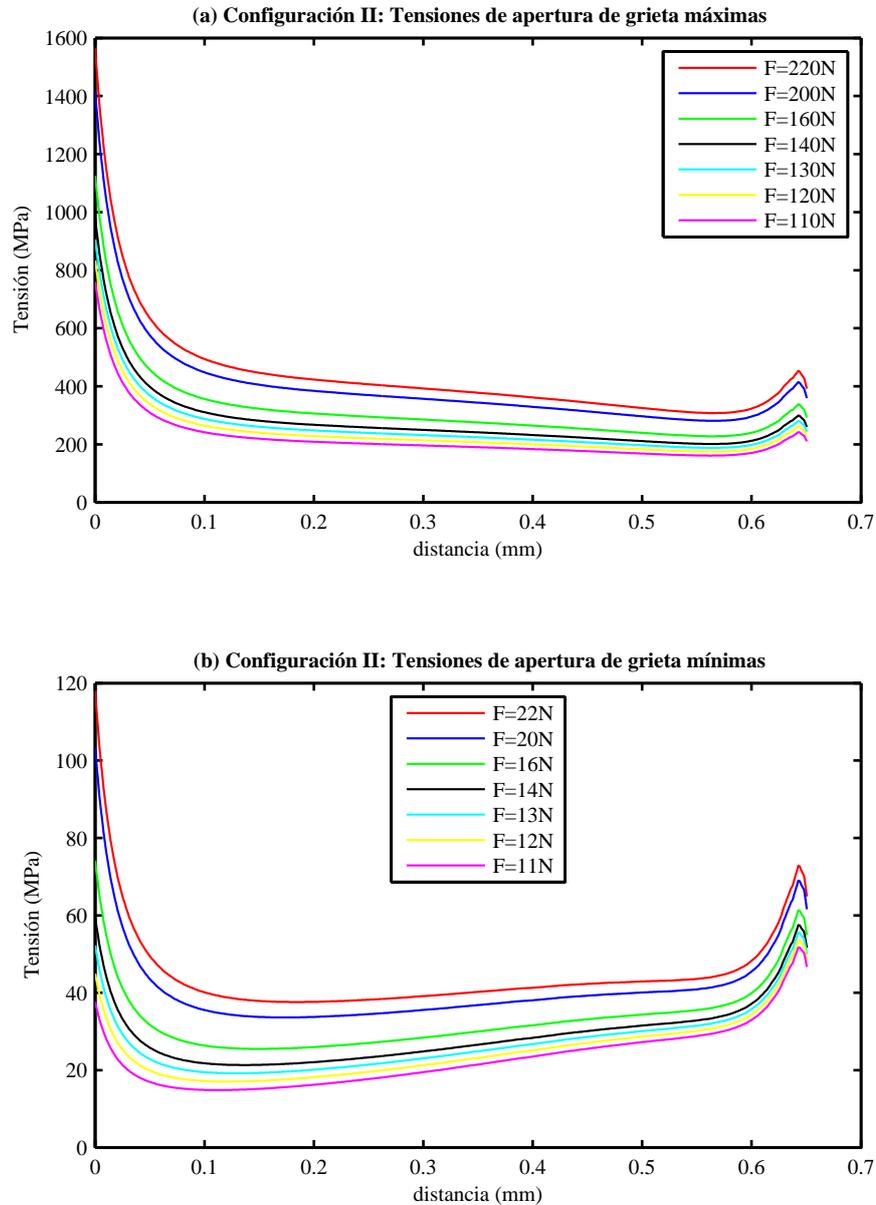


Figura 5.2: Tensiones de apertura de grieta: Configuración II con comportamiento lineal elástico

iores que la configuración I. Además, la diferencia entre ambas aumenta conforme lo hace la distancia desde la superficie. Esto hace esperar comportamientos diferentes en cuanto a la resistencia a fatiga de ambas configuraciones, dependiendo de la importancia relativa entre las fases de iniciación y de propagación de la grieta.

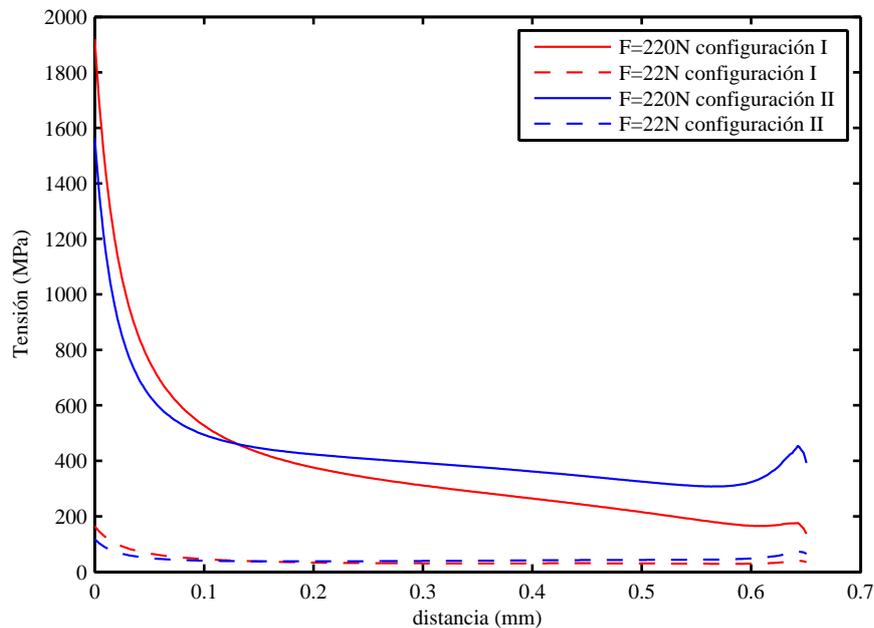


Figura 5.3: Tensiones de apertura de grieta: Comparación configuración I y II comportamiento elástico $F=220N$

Las figuras 5.1, 5.2 y 5.3 ponen de manifiesto que, en la zona de iniciación de la grieta, los niveles de tensiones alcanzados superan el límite elástico del material. Para tener en cuenta la plasticidad inducida en dicha zona, se han simulado los mismos casos presentados anteriormente pero considerando que el material se comporta de manera no lineal. Esta no-linealidad del material ha sido modelada mediante una ley de endurecimiento cinemático multilíneal, cuya obtención ha sido descrita en el apartado 4.1.4. En la figura 5.4a se muestran las máximas tensiones de apertura de grieta obtenidas en estas condiciones para la configuración I. Igualmente, en la figura 5.4b se pueden observar las mínimas tensiones de apertura de grieta obtenidas. Como puede observarse en esta figura, la deformación plástica experimentada por el material durante la primera mitad del ciclo de carga (donde ésta alcanza su máximo valor) tiene como consecuencia la aparición de tensiones residuales de compresión en el mismo. Esto implica que durante la segunda parte del ciclo de carga (correspondiente a la carga mínima) la zona afectada por el concentrador de tensión se encuentra sometida a tensiones de apertura de valor negativo (tensiones de cierre de grieta inducidas por plasticidad).

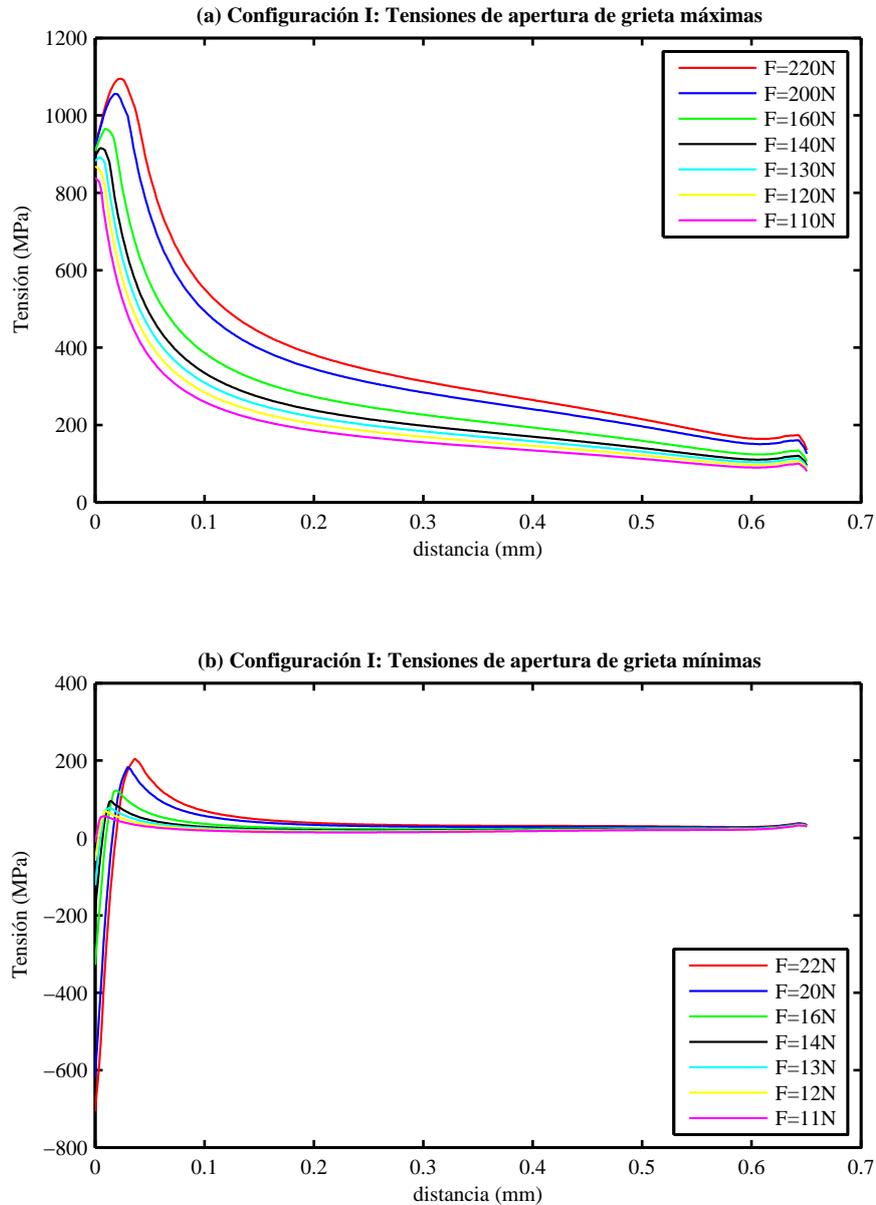


Figura 5.4: Tensiones de apertura de grieta: Configuración I con comportamiento plástico

Equivalentemente, en la figura 5.5, se muestran las tensiones de apertura de grieta que se obtienen cuando se considera el comportamiento no lineal del material en la configuración II del sistema de implante dental. Nuevamente se puede observar que la deformación plástica induce tensiones residuales de compresión en el mismo.

A continuación, a modo de comparación y de manera similar al caso elástico, en la fi-

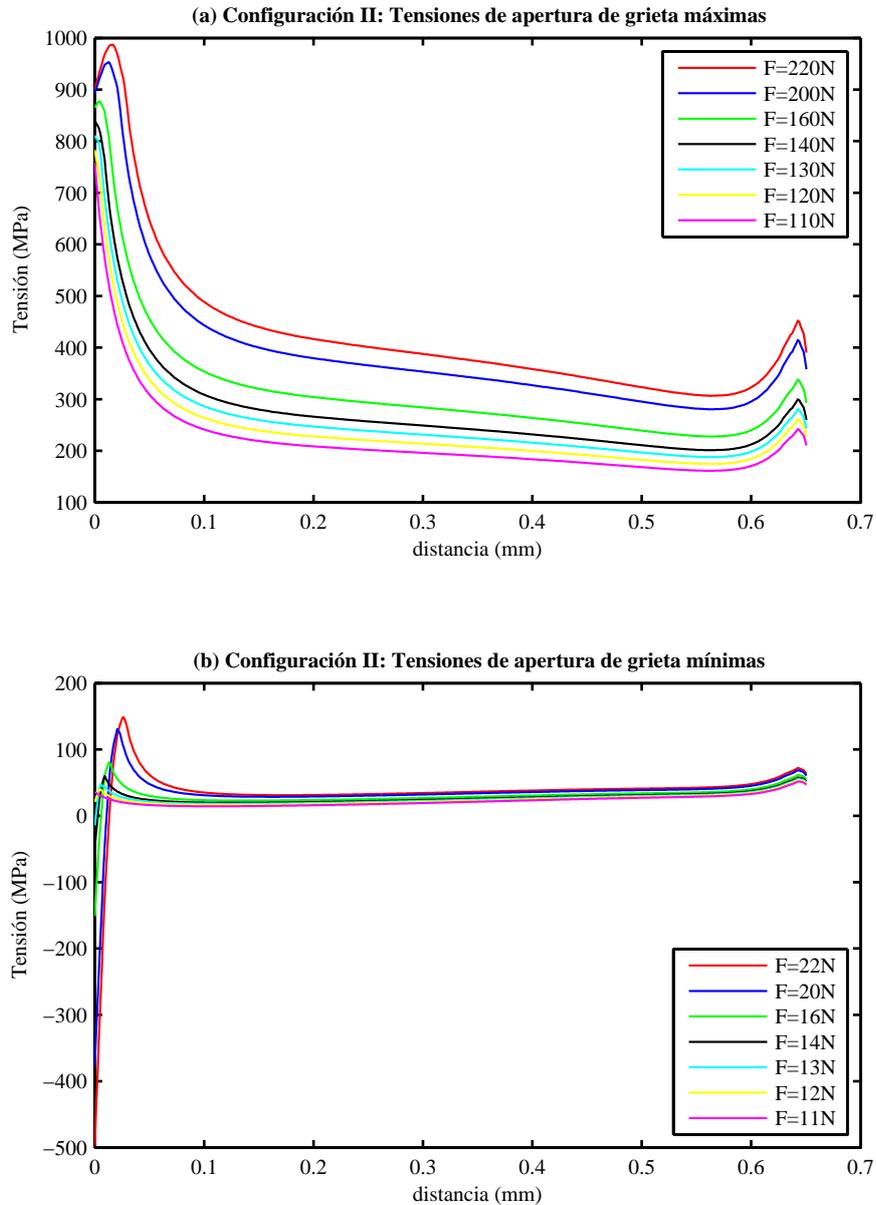


Figura 5.5: Tensiones de apertura de grieta: Configuración II con comportamiento plástico

Figura 5.6, se pueden observar las tensiones de apertura de grieta en las configuraciones I y II para los niveles mayor y menor del ciclo de carga de la situación de carga máxima simulada ($F=220\text{N}$) cuando se considera el comportamiento del material no lineal. Se ha comprobado para ambas configuraciones que toda la deformación plástica que experimentan tiene lugar durante el primer ciclo de carga, de forma que en los sucesivos ciclos de

carga posteriores no aparecen nuevas deformaciones plásticas. De esta forma, después del primer ciclo de carga, el comportamiento del material es lineal elástico.

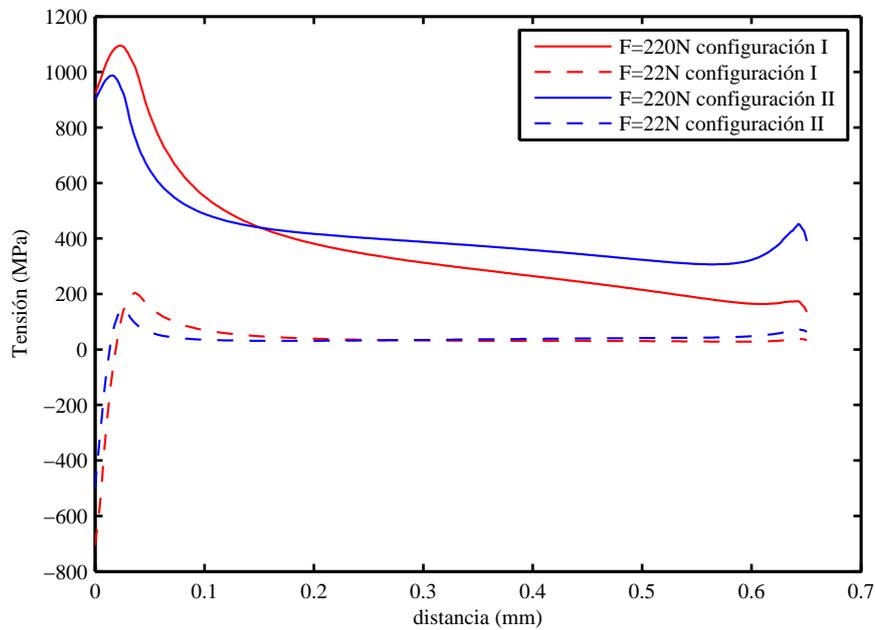


Figura 5.6: Tensiones de apertura de grieta: Comparación configuración I y II comportamiento plástico

Finalmente resulta interesante comparar en un mismo gráfico la diferencia entre las tensiones cuando el material se considera con comportamiento elástico y plástico respectivamente. En la figura 5.7 se muestra dicha comparación para la configuración I y un valor de la carga igual a 220N.

5.2. Resultados del modelo de EF para el cálculo del FIT

En la figura 5.8 se comparan las relaciones de aspecto obtenidas al crecer la grieta en las configuraciones I y II, según el procedimiento expuesto en el apartado 3.4. Como puede comprobarse en esta figura, ambas relaciones de aspecto parten de un valor igual a la unidad (ya que la grieta inicial en ambas configuraciones se supuso igual a 0.005 mm y $a/b = 1$), y caen bruscamente conforme la grieta se adentra en el interior del implante. Esto es así debido a que las grietas tienden a crecer más rápidamente por la zona de la

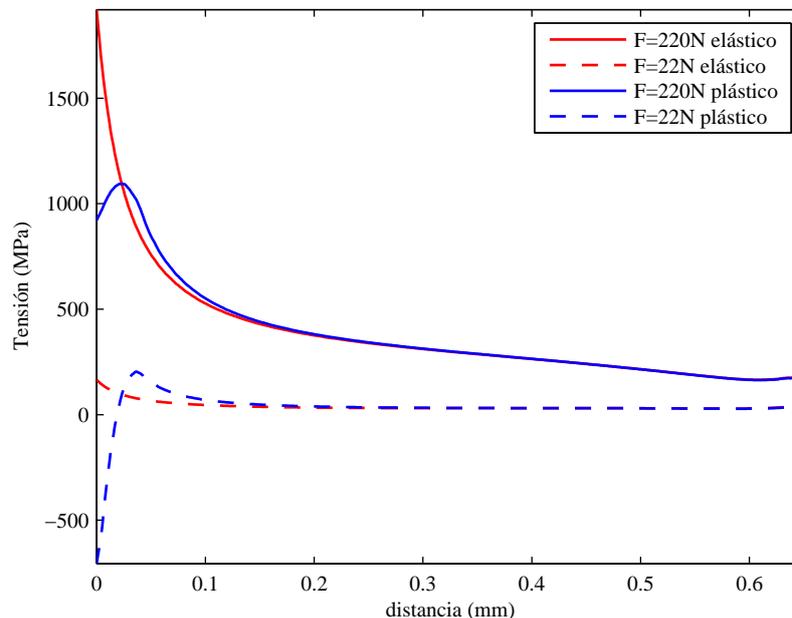


Figura 5.7: Tensiones de apertura de grieta en configuración I: Comportamiento elástico y plástico del material

superficie del mismo ya que, al seguir el valle del roscado exterior, siempre se encuentran afectadas por la concentración de tensión que éste provoca. Sin embargo, en el centro de las grietas, conforme éstas crecen hacia el interior del implante, se alejan de la zona de máxima concentración de tensión disminuyendo, por tanto, su velocidad de avance en esa dirección. En esta figura puede observarse también que cuando las grietas tienen una longitud superior a 0.1 mm, su relación de aspecto al crecer cambia a un ritmo mucho más lento y parece estabilizarse en torno a cierto valor entre 0.3 y 0.5.

La figura 5.9 muestra la evolución del FIT en el vértice de la grieta conforme ésta avanza a través del espesor del cuerpo del implante calculado a partir de los modelos de las configuraciones I y II. Se puede observar en ambos casos el alto gradiente que presenta FIT cuando la grieta es pequeña, debido a la presencia del concentrador de tensión, lo que obliga a incrementar el número de simulaciones en esta zona. También puede observarse cómo el FIT tiende a crecer a un ritmo más constante cuando la grieta deja de estar afectada por dicho gradiente. También merece la pena comentar que, en la zona cercana a la superficie, el FIT es mayor en la configuración I que en la II, lo cual tiene sentido dado que es en la

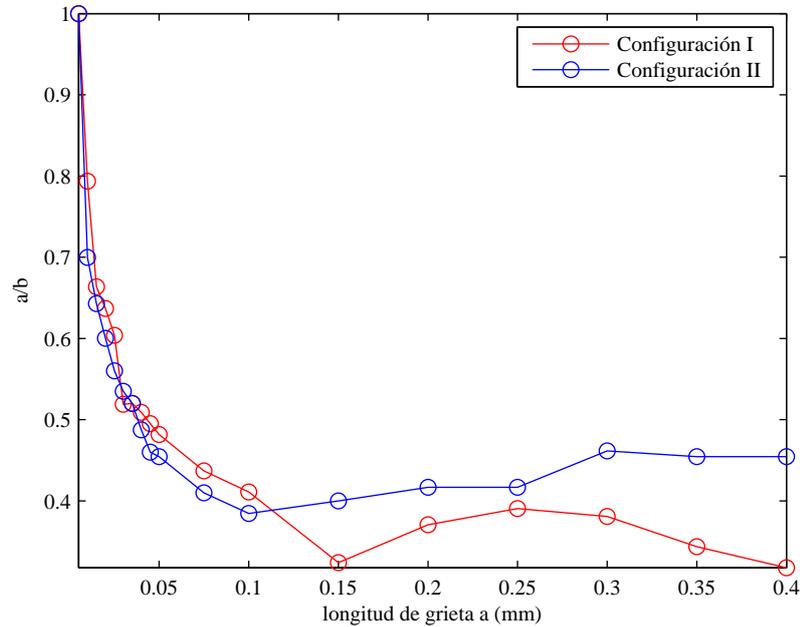


Figura 5.8: Evolución de la relación de aspecto de la grieta: Configuraciones I y II

configuración I donde se obtienen los mayores niveles de tensión. Sin embargo conforme la grieta avanza hacia el interior del implante, los valores del FIT tienden a acercarse, conforme al hecho de que a partir de esta zona las tensiones en la configuración II superan a las de la configuración I. Esto puede comprobarse si se observa la figura 5.3 en el apartado 5.1.

En la figura 5.10 se muestran algunas de las longitudes de grieta que han sido simuladas en la configuración I del sistema de implante.

En la tabla 5.1 se muestran los parámetros de las grietas analizadas tanto en la configuración I como en la II. También puede observarse en esta tabla la discretización realizada del camino potencial de propagación de la grieta. Como puede observarse en dicha tabla, para longitudes de grieta inferiores a 0.05 mm se ha realizado una discretización mucho más fina del camino potencial de la misma que a la hora de analizar grietas de un tamaño mayor. Esto es así dado que en la zona de grieta pequeña, la presencia del concentrador de tensión del roscado exterior hace que el FIT presente un alto gradiente, cosa que no ocurre cuando el centro de la grieta abandona la zona afectada por dicho concentrador, como podrá comprobarse más adelante.

Grieta	a (mm)	b_I (mm)	b_{II} (mm)
1	0.005	0.005	0.005
2	0.01	0.0126	0.01429
3	0.015	0.0226	0.02333
4	0.02	0.0314	0.03333
5	0.025	0.0414	0.04464
6	0.03	0.0578	0.05607
7	0.035	0.0673	0.06731
8	0.04	0.0786	0.08205
9	0.045	0.0909	0.09783
10	0.05	0.1038	0.11
11	0.075	0.1717	0.183
12	0.1	0.2433	0.26
13	0.15	0.4631	0.375
14	0.2	0.5395	0.48
15	0.25	0.6403	0.6
16	0.3	0.7879	0.65
17	0.35	1.0183	0.77
18	0.4	1.2587	0.88

Tabla 5.1: Parámetros de grietas en las configuraciones I y II

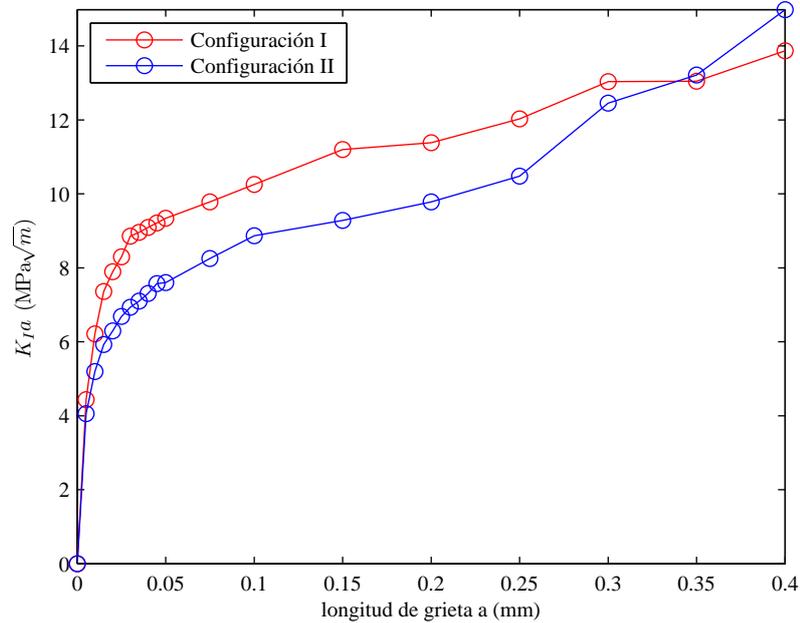


Figura 5.9: Evolución FIT en las configuraciones I y II

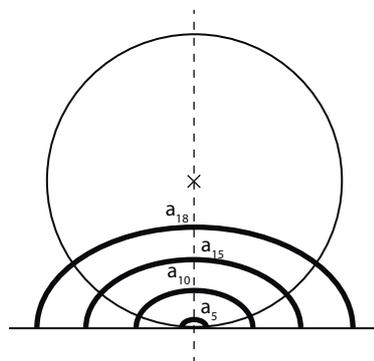


Figura 5.10: Representación de algunas de las grietas analizadas

En la figura 5.11 se muestra la evolución de la distribución del FIT a lo largo del frente de grieta conforme ésta avanza para la configuración I. Para poder comparar las distintas grietas simuladas, en el eje X de esta figura, se ha representado la coordenada que recorre el frente de cada grieta adimensionalizada respecto a la longitud del frente de cada una de ellas. Como puede comprobarse en esta figura, a partir de la grieta número 12 (G12 en la leyenda) la distribución del FIT presenta un comportamiento más discontinuo debido a que a partir de esta grieta se ha empleado un mallado manual, con los problemas que ello

conlleva, que han sido mencionados anteriormente.

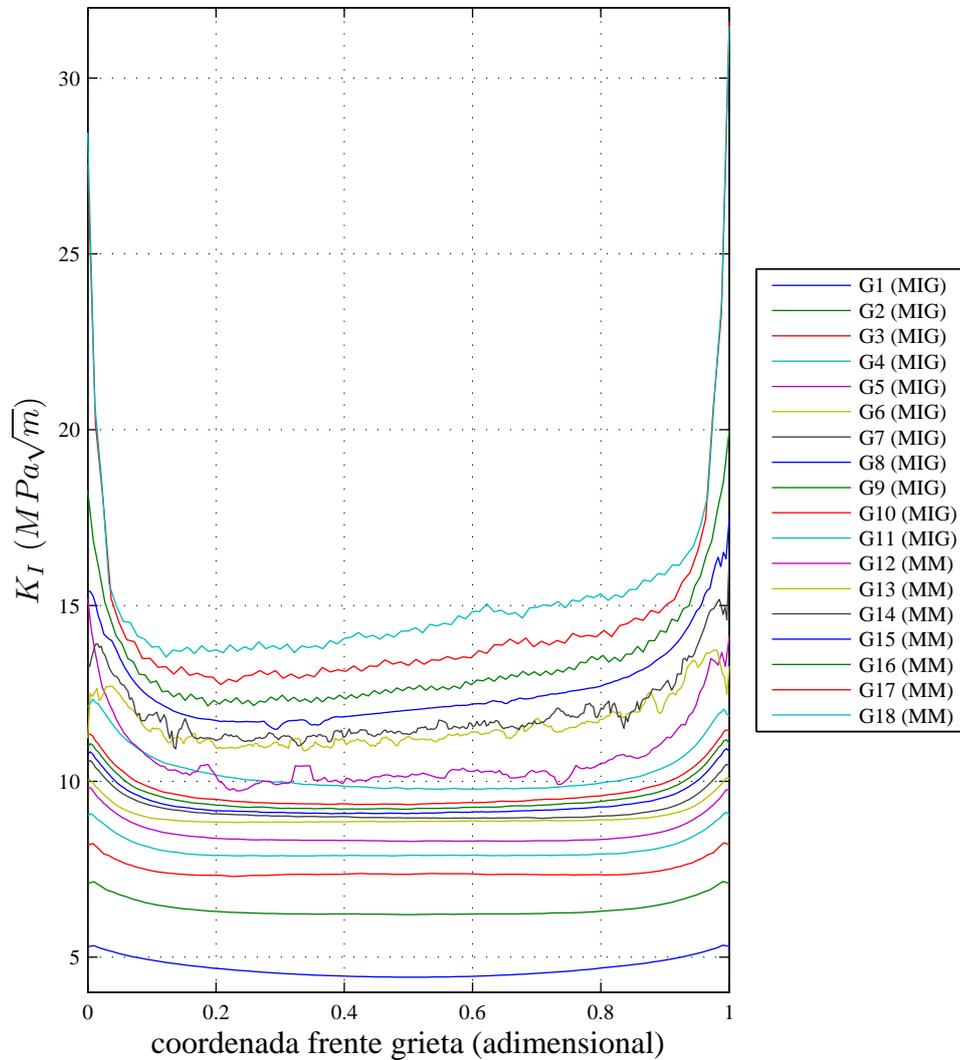


Figura 5.11: Evolución del FIT a lo largo del frente de grieta para las distintas grietas analizadas

De forma análoga, en la figura 5.12 se muestra la evolución de la distribución del FIT a lo largo del frente de grieta conforme ésta avanza para la configuración II. Nuevamente la coordenada que recorre el frente de la grieta ha sido adimensionalizada respecto a la longitud. Al igual que en la figura 5.11, el empleo de un mallado manual a partir de la grieta 12 provoca problemas de continuidad en la distribución del FIT. Aunque dicha discontinuidad se ha considerado pequeña para los objetivos del presente trabajo, sobre todo en la zona del

centro de la grieta, que es la zona dónde ha de evaluarse el FIT para la aplicación de los modelos de predicción de vida a fatiga.

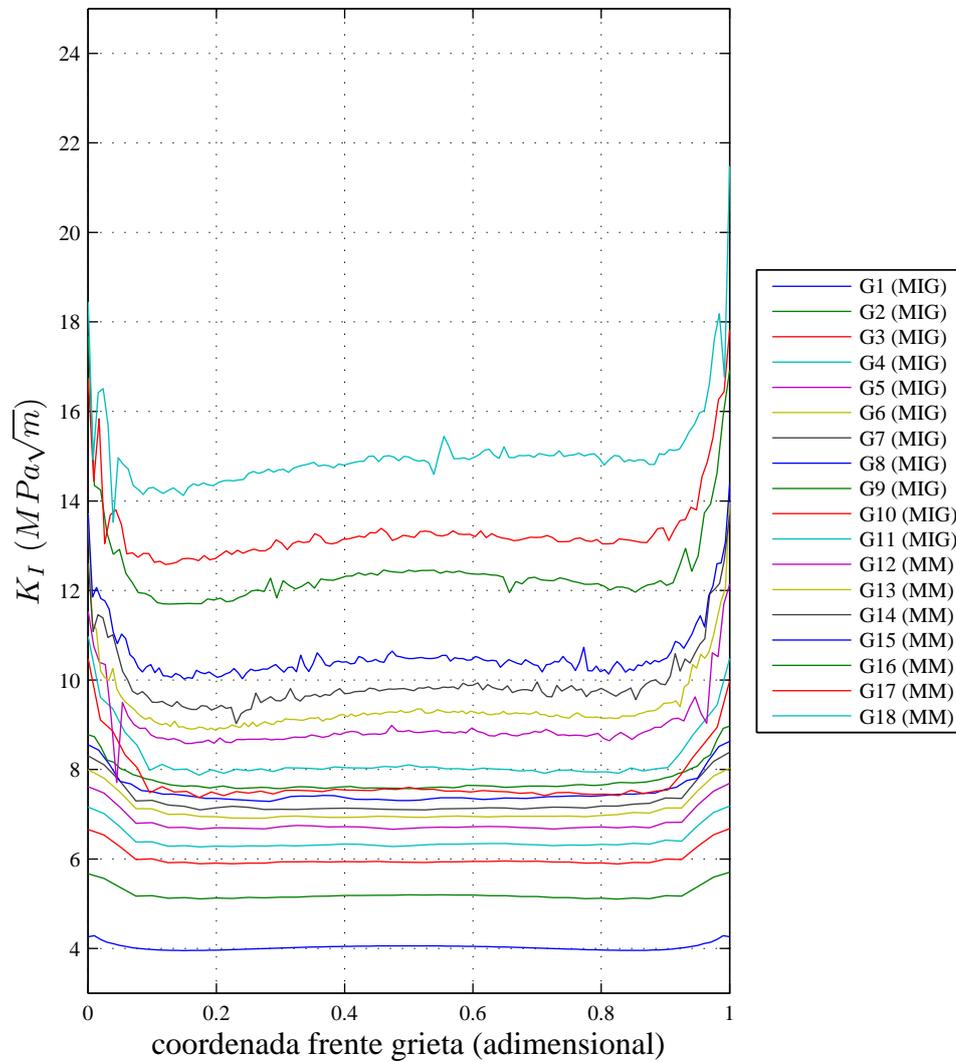


Figura 5.12: Evolución del FIT a lo largo del frente de grieta para las distintas grietas analizadas en la configuración II

5.3. Resultados de estimación de vida a fatiga

El objetivo del presente trabajo, tal y como se estableció en el apartado 1.1, es la estimación de la vida a fatiga de un sistema de implante dental mediante la aplicación de dos

modelos de predicción de vida: el denominado modelo de predicción de vida de Longitud de Iniciación Variable (LIV), descrito en el apartado 3.1, y el modelo de predicción de vida basado en la Teoría de la Distancia Crítica (TDC), descrito en el apartado 3.2. Las estimaciones de vida obtenidas a partir de estos modelos se compararán con los resultados obtenidos mediante el ensayo a fatiga del sistema de implante dental, presentados en el apartado 4.2.3.

El modelo LIV analiza por separado las fases de iniciación y de propagación de grieta y combinando los resultados de estos análisis permite obtener la vida a fatiga del sistema bajo estudio así como la longitud de grieta que separa ambas fases. Esta última se obtiene como un resultado al aplicar el propio modelo, no siendo necesaria su definición a priori para la aplicación del mismo.

Antes de presentar los resultados obtenidos mediante la aplicación del modelo LIV es conveniente destacar que dicha aplicación requiere del conocimiento del FIT umbral del material para la aplicación de la ley de propagación de grieta (ecuación 3.5). En la literatura no se encontró el umbral para el Ti gr4 cp pero si se encontró el del Ti6Al4V, $\Delta K_{th} = 5 \text{ MPa}\sqrt{m}$ [98]. En las medidas experimentales no se pudo llegar a valores por debajo de este ΔK_{th} , sin embargo, la velocidad medida para valores del rango del FIT cercanos a $5 \text{ MPa}\sqrt{m}$ es muy baja, asociada a la zona del umbral, lo que hace suponer que dicho umbral está cerca. Por estos motivos, en el presente trabajo se ha supuesto que el valor del FIT umbral es $5 \text{ MPa}\sqrt{m}$ aunque también se han resuelto los casos de valores del umbral de 3 y $4 \text{ MPa}\sqrt{m}$ para tener en cuenta el hecho de que este umbral pueda aproximarse a estos valores y para poder comprobar el efecto de dicho parámetro en los resultados obtenidos.

En la figura 5.13 se comparan los resultados que arroja el modelo LIV con los obtenidos experimentalmente ensayando a fatiga el sistema de implantes para distintos valores de la carga aplicada al mismo. Como puede comprobarse en esta figura, se han estudiado las configuraciones I y II para los tres valores del FIT umbral mencionados en el párrafo anterior. En dicha figura se puede observar, en primer lugar, que en general la influencia del FIT umbral, en el rango en que ha sido variado este parámetro, es pequeña y que dicha influencia crece en la zona de medio/alto número de ciclos (en torno a 300000 ciclos). En concreto, para la configuración II, en la zona a partir de este número de ciclos, las

diferencias son mucho más significativas, sobre todo para el caso del FIT umbral igual a $5MPa\sqrt{m}$.

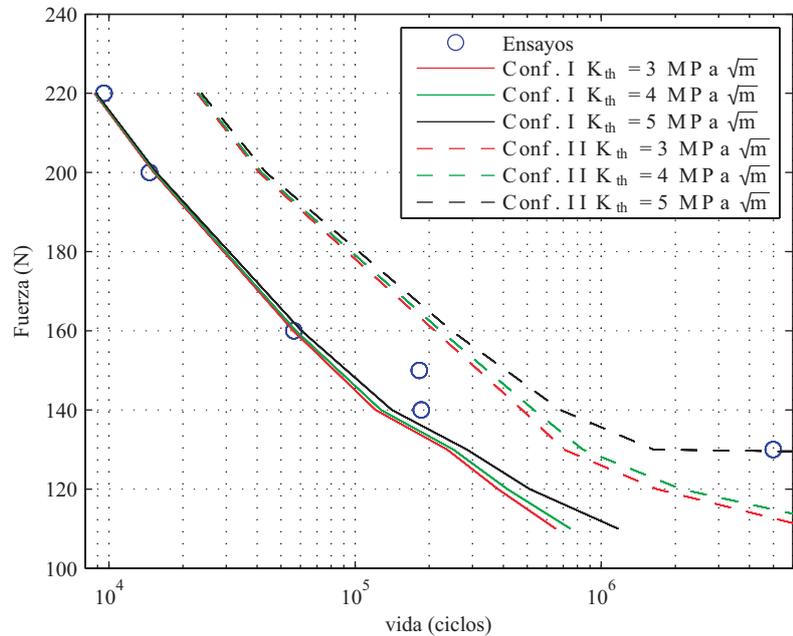


Figura 5.13: Vida a fatiga del sistema de implantes ICI: resultados experimentales y estimación teórica mediante el modelo de longitud de iniciación variable (LIV)

Por otro lado, en la figura 5.13, se puede comprobar que las predicciones obtenidas mediante la aplicación del modelo son razonables y que la pendiente de la curva estimada, para las dos configuraciones analizadas, es prácticamente igual a la de la curva de fatiga experimental. Así mismo esta figura refleja que los resultados obtenidos para la **configuración I** reproducen satisfactoriamente los resultados experimentales excepto en la zona del límite de fatiga, donde parece arrojar estimaciones de vida conservadoras. La **configuración II**, sin embargo, sobreestima la resistencia a fatiga del sistema excepto en la zona del límite de fatiga, sobre el cuál arroja predicciones satisfactorias, sobre todo para el caso en que el umbral considerado es de $5MPa\sqrt{m}$. A la hora de analizar estas estimaciones hay que tener en cuenta que debido a la escasez de resultados experimentales, es difícil predecir el valor real del límite de fatiga ya que solamente una de las muestras ha conseguido soportar 5 millones de ciclos de carga. Por otro lado se puede destacar que el proceso completo de iniciación y propagación de la grieta tiene lugar en apenas medio milímetro, que es el es-

pesor de la pared del implante, y aún así, el modelo es capaz de reproducir aceptablemente dicho proceso. No obstante la curvatura que experimentan las curvas de fatiga estimadas en la parte de medio/alto número de ciclos indica que el modelo detecta que el límite de fatiga está cerca.

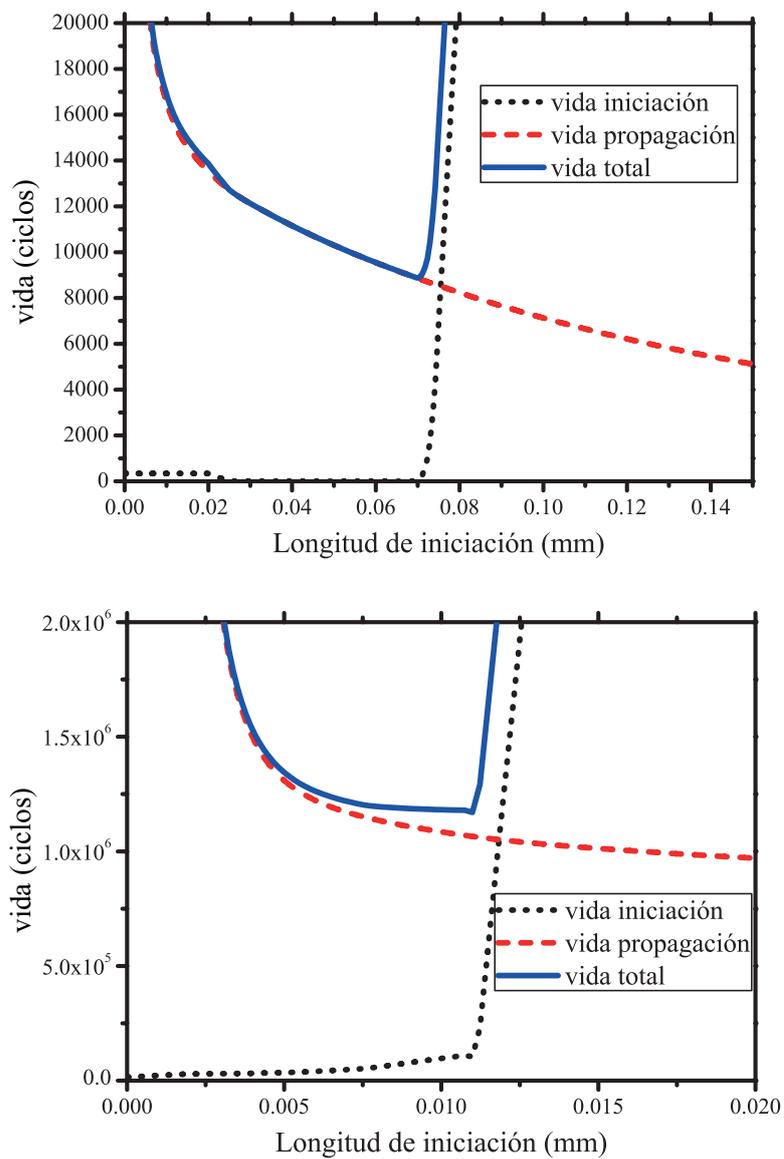


Figura 5.14: Aplicación del Modelo de Longitud de Iniciación Variable para $F=220\text{N}$ (superior) y $F=110\text{N}$ (inferior)

En la figura 5.14, por ejemplo, se muestra el resultado de aplicar el modelo de Longitud de Iniciación Variable al implante, para un valor de la carga de 220N y 110N. En esta figura

se pueden observar las curvas ($a - N_p$ y $a - N_i$) calculadas en ambos casos. Al sumarlas se obtiene una curva que representa la vida total en función de la longitud de iniciación. El valor mínimo de esta curva se toma como vida a fatiga y el punto donde tiene lugar dicho mínimo es considerado como la longitud de iniciación. En estas simulaciones las longitudes de iniciación resultan ser aproximadamente de 70 y 12 micras respectivamente y se puede comprobar que la vida de iniciación es pequeña comparada con la vida total. Esto indica que las grietas, para este nivel de carga, se inician rápidamente debido a la alta concentración de tensión producida por el roscado exterior del implante.

Los resultados de este modelo pueden compararse con los obtenidos mediante otros en los que la longitud de iniciación necesita ser definida a priori. Esto equivaldría a entrar en la figura 5.14 con dicho valor preestablecido de la longitud de iniciación y determinar la vida de iniciación y de propagación. Como puede comprobarse, la ventaja de utilizar el modelo propuesto, es que el resultado del mismo es más conservativo, además de que no es necesario definir a priori cuando termina una fase y cuando empieza la otra.

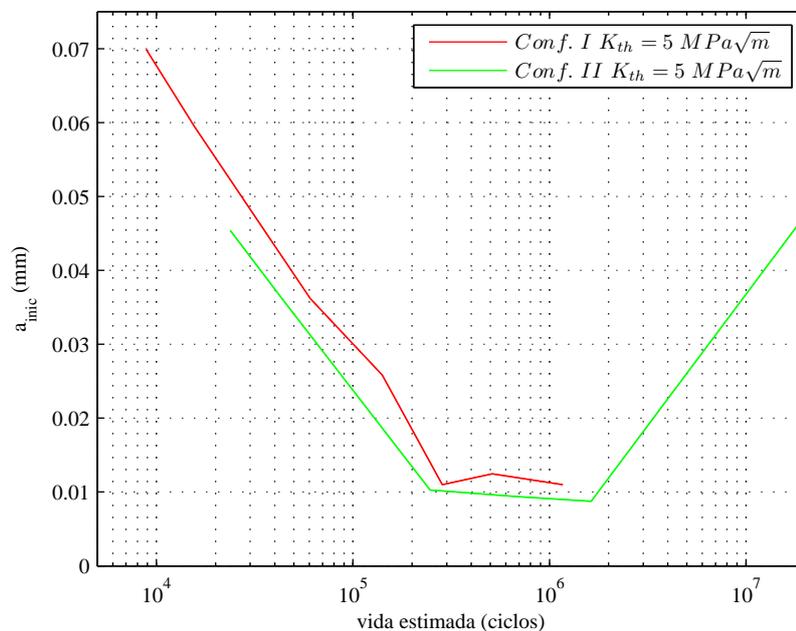


Figura 5.15: Longitudes de iniciación de grieta en función de la vida estimada obtenidas mediante la aplicación del modelo LIV

A continuación, en la figura 5.15, se representan las distintas longitudes de grieta obtenidas mediante la aplicación del modelo LIV en función de la vida estimada. En esta figura solamente se han representado los resultados correspondientes al valor del FIT umbral igual a $5MPa\sqrt{m}$ para las configuraciones I y II. Como puede comprobarse en esta figura, en general la longitud de iniciación tiene un comportamiento decreciente conforme aumenta la vida estimada del sistema de implante. Por otro lado, las figuras 5.14 y 5.15 muestran que usar la misma longitud de iniciación para todos los ensayos daría valores erróneos en muchos de ellos. Esta conclusión se ve más reforzada aplicando este método a otras geometrías [90, 98].

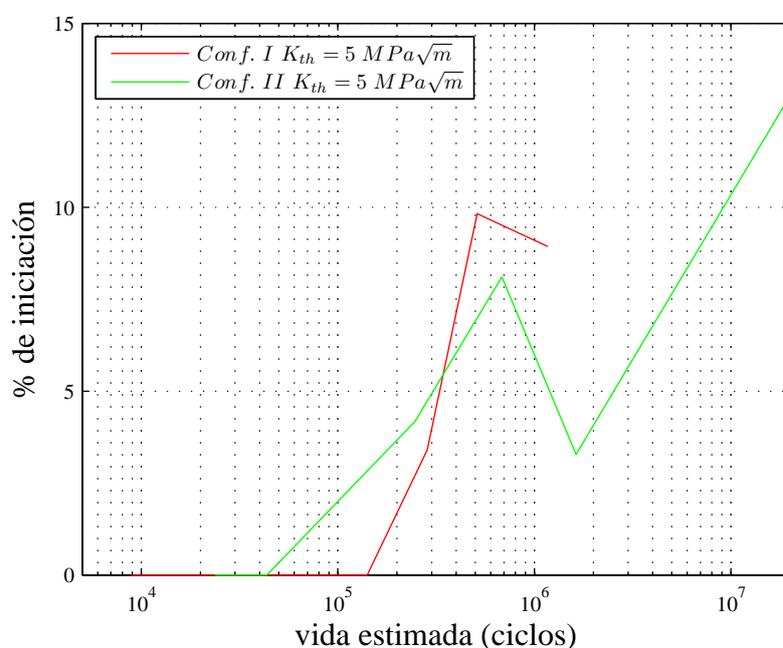


Figura 5.16: Porcentaje de vida de iniciación de grieta en función de la vida estimada obtenidas mediante la aplicación del modelo LIV

En la figura 5.16 se puede observar la importancia de la fase de iniciación respecto a la vida total, expresada en tanto por ciento. Como puede comprobarse en esta figura, en general, la vida de iniciación tiende a crecer conforme lo hace la vida estimada y para valores bajos de ésta, es decir para valores altos de la carga, la vida de iniciación es prácticamente nula, lo que indica que las grietas se han iniciado prácticamente en el primer ciclo de carga. Esto es debido a la alta concentración de tensión producida por el roscado exterior del

cuerpo del implante. Nuevamente se puede comprobar que, en la configuración II, cuando el modelo detecta el límite de fatiga, la vida de iniciación tiende a infinito.

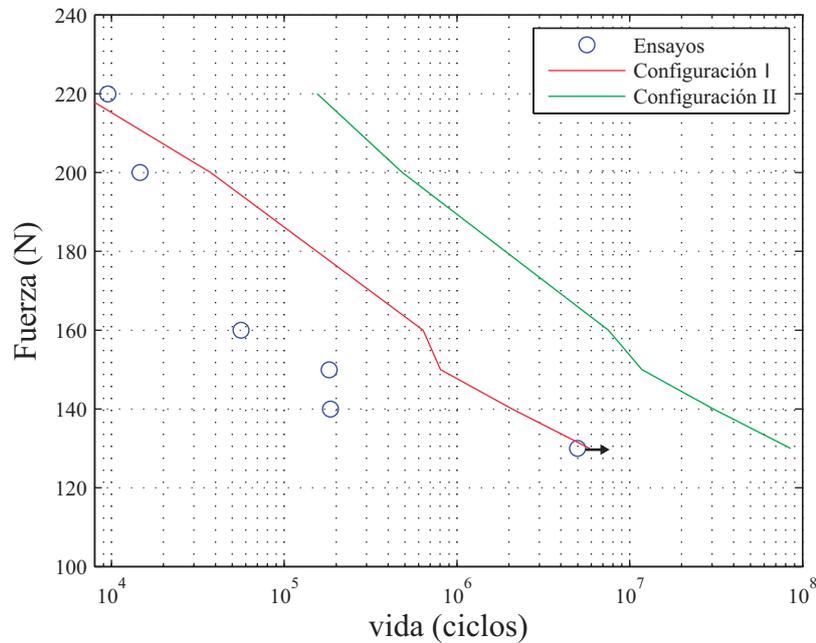


Figura 5.17: Vida a fatiga del sistema de implantes ICI: resultados experimentales y estimación teórica mediante el modelo TDC

En la figura 5.17 se representa la vida estimada para las configuraciones I y II aplicando el modelo TCD. En este caso también se han obtenido mejores resultados para la configuración I. Aunque con el uso de este modelo las vidas se sobreestiman y no se recoge correctamente la pendiente de la curva de fatiga. Esto puede estar asociado al hecho de que el modelo posee una fuerte dependencia del apartado experimental, tanto para tener en cuenta la multiaxialidad como la presencia de una entalla. Es posible que las divergencias encontradas respecto a los resultados experimentales puedan deberse al hecho de que las probetas utilizadas durante la calibración del método presentan una entalla distinta a la que tiene el implante.

Finalmente, en la figura 5.18 se muestra una comparación, para la configuración I, de las vidas estimadas mediante la aplicación del modelo LIV y del modelo TDC. Como se ha mencionado anteriormente, y puede comprobarse en esta figura, el modelo LIV presenta un

mejor comportamiento de cara a estimar la vida a fatiga de sistemas de implantes dentales, siendo capaz de reproducir correctamente la pendiente de la curva de fatiga y de detectar la presencia del límite de fatiga, aunque en este caso el modelo parece infravalorar dicho límite. Este último es un resultado conservativo, a falta de confirmar mediante experimentación que el límite fatiga real está localizado donde parece indicar el único ensayo que ha sido capaz de soportar 5 millones de ciclos.

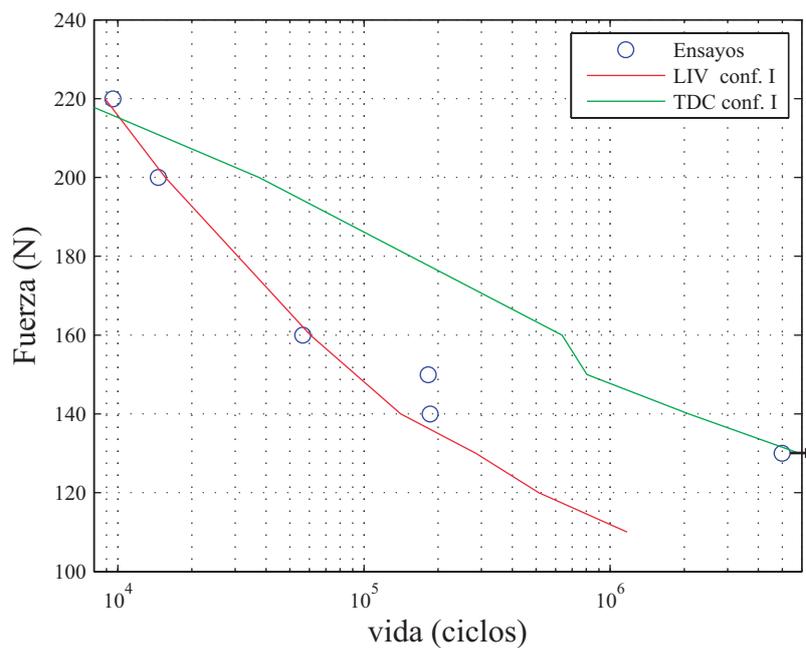


Figura 5.18: Vida a fatiga del sistema de implantes ICI: Comparación entre los resultados experimentales y las estimaciones mediante los modelos LIV y TDC

Conclusiones y trabajos futuros

En el presente trabajo se ha modelado el comportamiento a fatiga de un ensayo de caracterización y validación de implantes dentales. Con este objetivo se han realizado ensayos a fatiga de un modelo comercial de implante dental y se ha caracterizado experimentalmente el comportamiento mecánico (estático, a fractura y de fatiga) del material en que está fabricado el implante Ti gr4 cp.

La compleja geometría del implante dental propiamente dicho y el resto de elementos usados en los ensayos se han modelado mediante de elementos finitos con el objetivo de obtener el estado tensional. Igualmente se ha calculado mediante el modelo de elementos finitos la evolución del FIT conforme la grieta avanza por el camino potencial de propagación.

Basándose en los resultados de los modelos de elementos finitos se ha estimado la vida a fatiga en el implante implementando y aplicando dos modelos de predicción de vida a fatiga sobre el sistema de implante dental comercial. El primero de ellos, denominado de Longitud de Iniciación Variable, tiene en cuenta la presencia de entallas y de estados de carga multiaxiales y analiza las fases de iniciación y de propagación de grieta por separado. Posteriormente combina los resultados obtenidos para dichas fases y estima la vida a fatiga y la longitud de iniciación de grieta. Este último parámetro, que separa las fases de iniciación y propagación, se obtiene como un resultado de la aplicación del modelo y no es necesario definirlo a priori. Para la aplicación de este modelo es necesario suponer un punto de iniciación de grieta así como el camino potencial de propagación de la misma.

El segundo modelo aplicado está basado en la Teoría de la Distancia Crítica (TDC) y mediante el uso de dos curvas de fatiga del material (simple y torsional), obtiene una curva

de fatiga en términos de un parámetro de daño. Dicho parámetro, que depende del estado tensional elástico, se usa para tener en cuenta la multiaxialidad del estado tensional. La presencia de entallas se tiene en cuenta mediante la TDC y para ello, el modelo supone que la distancia crítica está relacionada con la vida mediante una ley potencial. Dicha ley ha de ser calibrada mediante resultados experimentales obtenidos al ensayar probetas del material (con y sin entalla) a fatiga simple.

Los resultados de aplicar los modelos LIV y TDC al sistema de implante se han comparado con resultados experimentales obtenidos mediante ensayos de fatiga del mismo.

A continuación, en los apartados siguientes se describirán las principales conclusiones que se han obtenido durante el desarrollo del presente trabajo y se plantearán posibles líneas de trabajo futuras que surgen del mismo.

6.1. Conclusiones

- La comparación entre los resultados de los modelos de predicción de vida aplicados y los resultados experimentales pone de manifiesto que, aunque ambos modelos presentan un comportamiento razonable, el modelo LIV arroja resultados mucho más satisfactorios que el modelo TDC, que sobreestima la vida. Esto último puede deberse a la fuerte dependencia ante factores experimentales que presenta este modelo. En efecto, el hecho de utilizar curvas de fatiga de probetas con entalla para caracterizar la respuesta del material ante la presencia de concentración de tensión, hace al modelo dependiente de la geometría de dichas entallas. Es decir, si la geometría de la entalla utilizada en los ensayos de calibración es diferente de la del sistema bajo estudio, los resultados arrojados por el modelo TCD pueden no ser satisfactorios. Esto puede ser lo que ha ocurrido al aplicar el modelo TDC al implante dental, ya que la geometría de las entallas usadas en la calibración es distinta de la entalla que representa el roscado exterior del implante. Además, el modelo TDC contempla la fatiga como un fenómeno donde no hay fases, es decir, no contempla que hay una iniciación y posterior crecimiento de grietas.

- Los resultados de este estudio ponen de manifiesto que el modelo LIV, que ha sido utilizado con anterioridad en diferentes situaciones, es muy versátil, robusto y capaz de adaptarse a distintas circunstancias, como por ejemplo el caso de los implantes dentales, que son sistemas de pequeño tamaño que pueden presentar problemas de escala. El uso de este modelo permite, una vez conocidas las propiedades de fatiga y de fractura del material, estimar la vida sin necesidad de presuponer la importancia relativa de las fases de iniciación y de propagación.
- El uso combinado de ANSYS Workbench y Solidworks resulta una herramienta muy versátil para modelar geometrías complejas mediante el método de los elementos finitos. Esto ha permitido, no sólo caracterizar el estado tensional en el sistema de implante, sino que también ha sido posible determinar, satisfactoriamente y de una forma sencilla, la evolución del FIT en el centro de una grieta creciendo en el cuerpo del mismo.
- Durante el desarrollo de este trabajo, y a la vista de sus resultados, se ha podido comprobar la gran influencia que tienen las condiciones de contorno sobre la resistencia a fatiga del sistema de implante tanto desde un punto de vista numérico como experimental. Esto pone en evidencia que la norma ISO 14801, tomada como referencia para el ensayo a fatiga de sistemas de implantes dentales, necesita concretar algunos aspectos, sobre todo relacionados con el sistema de sujeción del implante.

6.2. Trabajos futuros

Entre las posibles líneas de trabajo futuras que se desprenden del presente trabajo merece la pena destacar las siguientes:

- El funcionamiento de los modelos de predicción de vida mejora cuanto mayor es el número de ensayos realizados para caracterizar el comportamiento a fatiga y a fractura del material. Sin embargo ha sido necesario llegar a un compromiso entre el presupuesto disponible y el número de ensayos realizados. Por lo tanto se considera necesario llevar a cabo más ensayos tanto del material como de los implantes. Esto

último permitiría contrastar con mas exactitud los resultados obtenidos al aplicar dichos modelos de predicción

- Sería interesante realizar un análisis mas exhaustivo de la influencia de las condiciones de contorno en los resultados tanto desde un punto de vista experimental como numérico. De esta forma, a partir de las conclusiones de dicho análisis, se podrían proponer modificaciones a la norma ISO 14801 que permitan soslayar la problemática encontrada respecto al sistema de sujeción del implante durante los ensayos.
- Desde un punto de vista numérico sería conveniente modelar más fielmente los contactos existentes entre los distintos componentes del modelo EF empleado. En el presente trabajo se han utilizado solamente contactos de tipo *bonded* que, aunque son muy cómodos dado su bajo coste computacional, no reproducen la realidad correctamente. El contacto entre el cuerpo del implante y el casquillo de sujeción se considera uno de los aspectos clave que sería necesario analizar.
- También desde un punto de vista numérico podría resultar de interés considerar un comportamiento plástico de todo el cuerpo del implante y no solo en la zona de desarrollo de la grieta. Esto no ha sido posible debido a la alta potencia de cálculo necesaria. Así mismo se estima conveniente determinar la evolución del factor de intensidad de tensiones en el frente de la grieta teniendo en cuenta el efecto de la plasticidad inducida por ésta misma, lo cual no ha sido posible por el alto coste computacional que presenta.

Anexos

Planos de fabricación

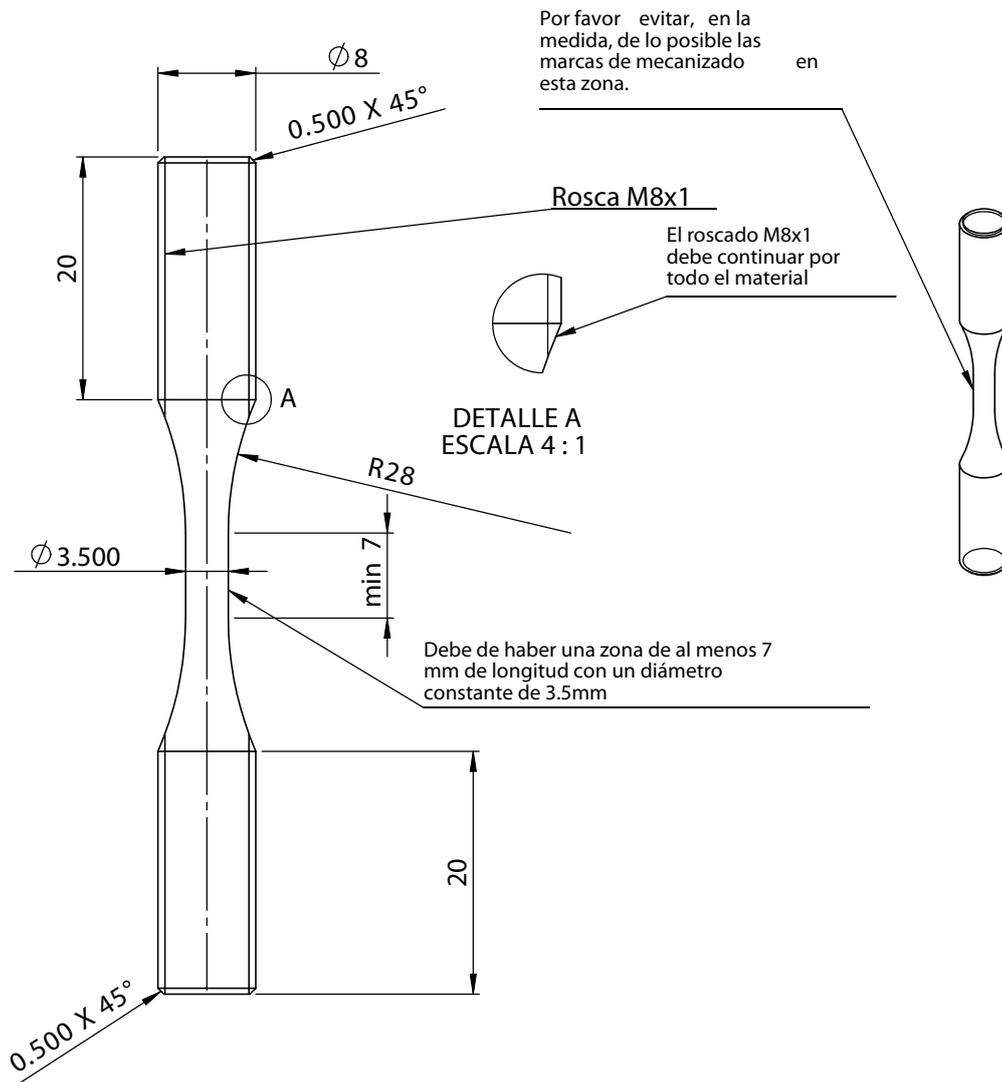
En esta sección se presentan los planos de fabricación de las probetas, tanto cilíndricas como de tipo compact, así como los planos de fabricación de los distintos utillajes empleados en los ensayos. También se pueden observar los planos acotados de los componentes del sistema de implante dental ICI: Cuerpo del implante, pilar, tornillo de retención, miembro hemisférico de carga y casquillo.

PROBETA CILÍNDRICA FASE 2 (PCF2) (30 uds.)

MATERIAL: Titanio gr. IV

MECANIZAR CON LOS MISMOS PARÁMETROS QUE LOS IMPLANT

ES



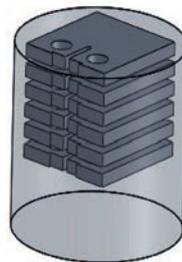
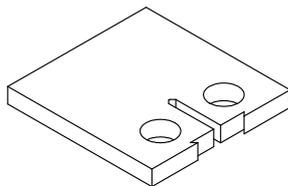
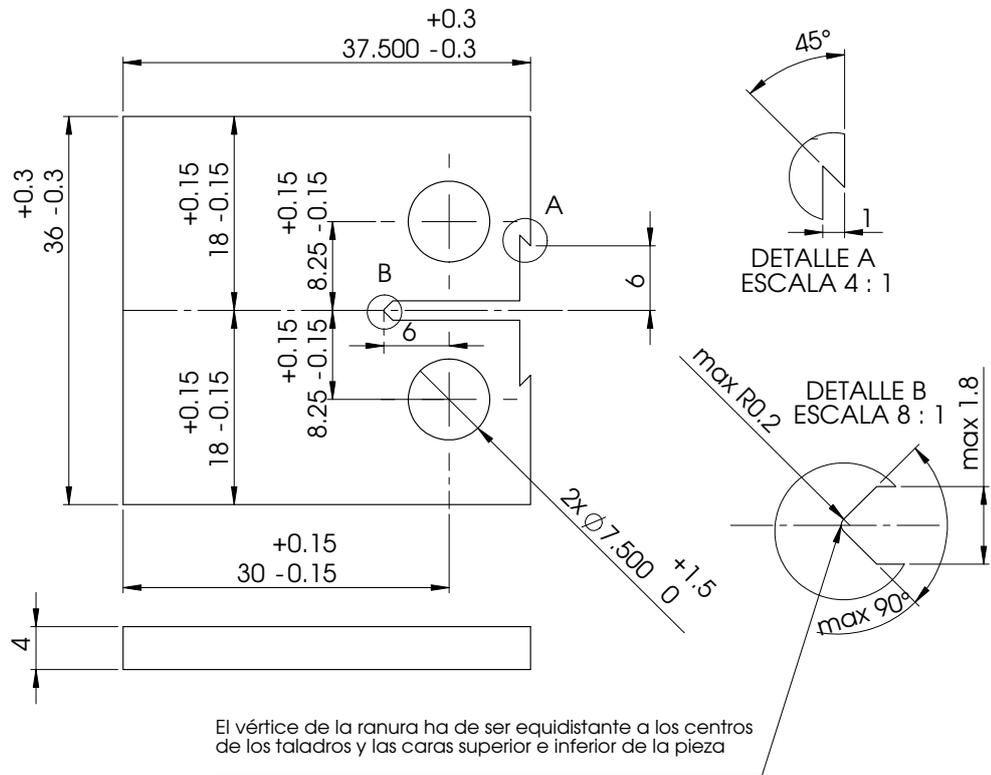
NOTAS:

- Como norma general y en especial en lo relativo a tolerancias, acabados superficiales y parámetros de mecanizado, se utilizarán los criterios empleados durante la fabricación de los implantes.

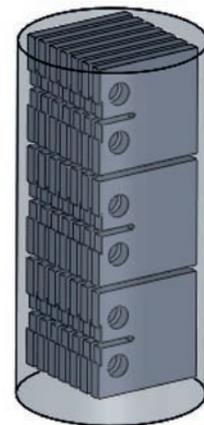
Figura A.1: Plano de fabricación de las probetas lisas

PROBETA COMPACT FASE 2 (PCOF2) (20 uds.)

MATERIAL: Titanio gr. IV



Esta orientación **NO** es válida



Para que los resultados sean válidos las probetas han de fabricarse con esta orientación.

Figura A.3: Plano de fabricación de las probetas de tipo compact

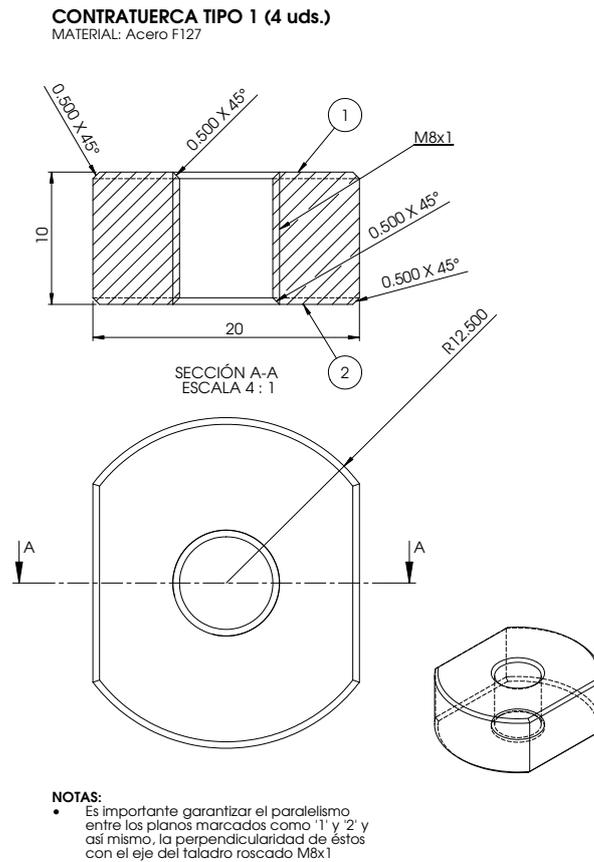


Figura A.5: Plano de fabricación de la contratuerca para las probetas cilíndricas

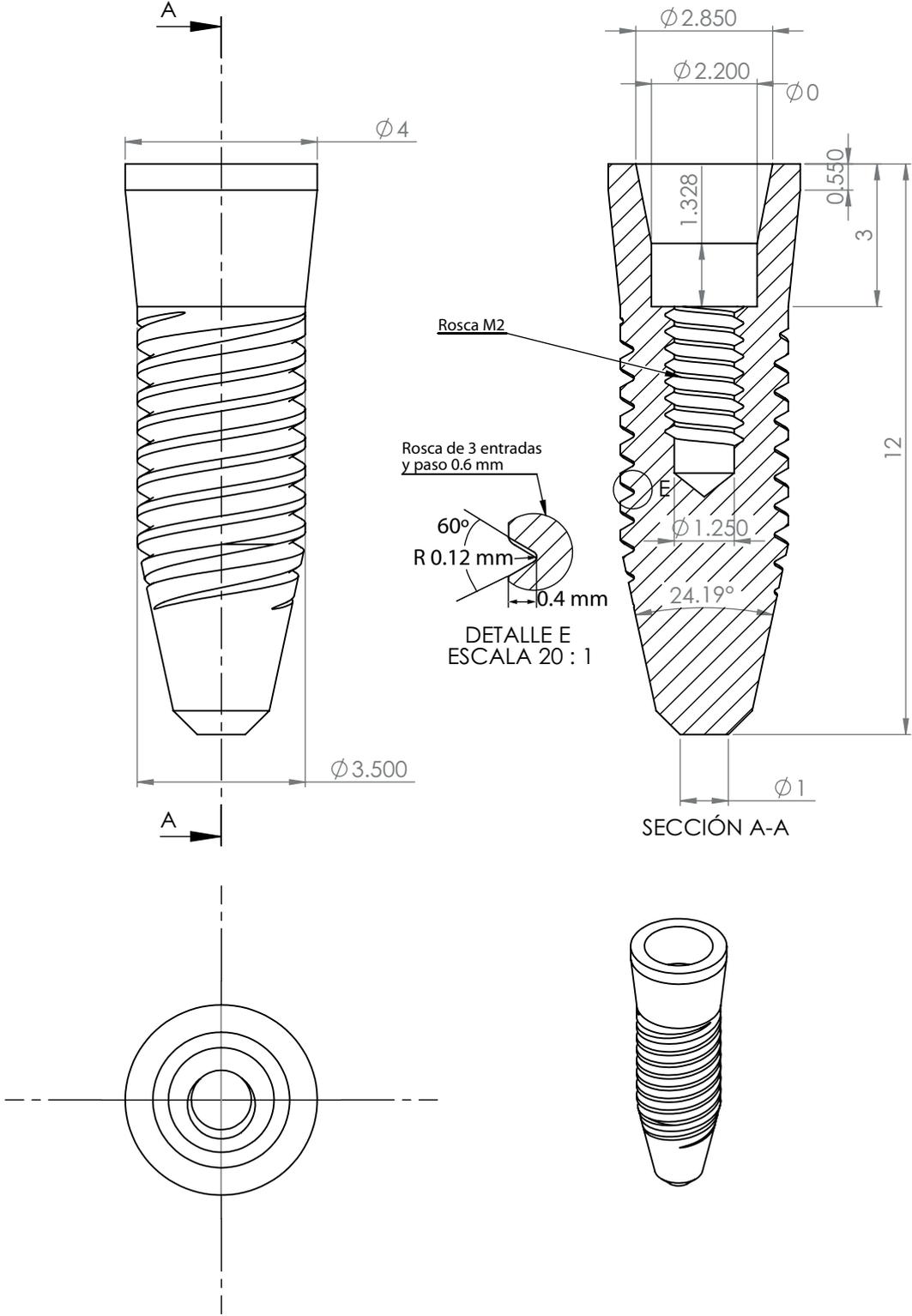


Figura A.6: Plano de acotado del cuerpo del implante

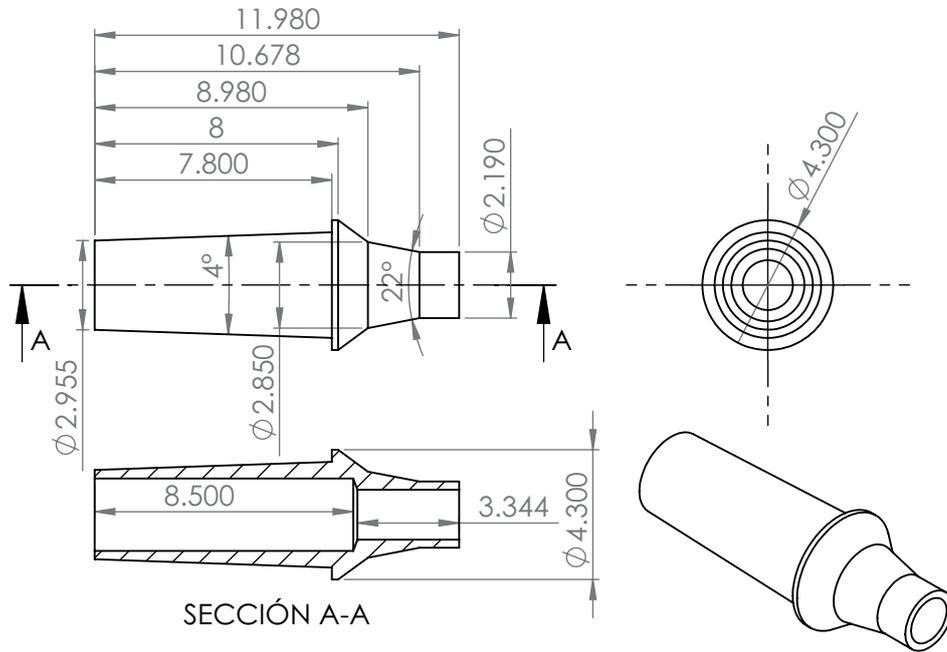


Figura A.7: Plano de acotado del pilar

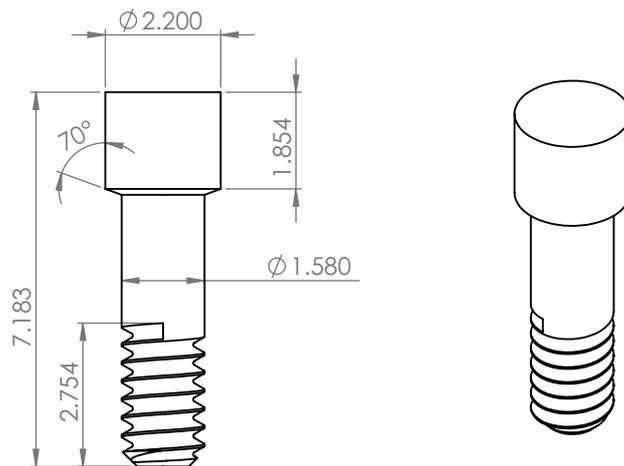


Figura A.8: Plano de acotado del tornillo de retención

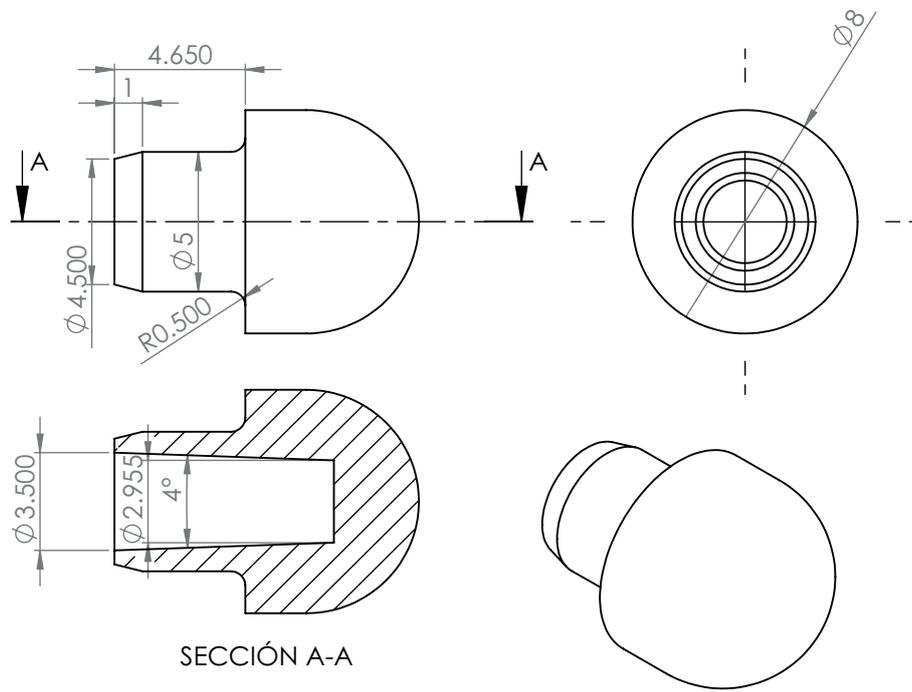


Figura A.9: Plano de acotado del miembro hemisférico de carga

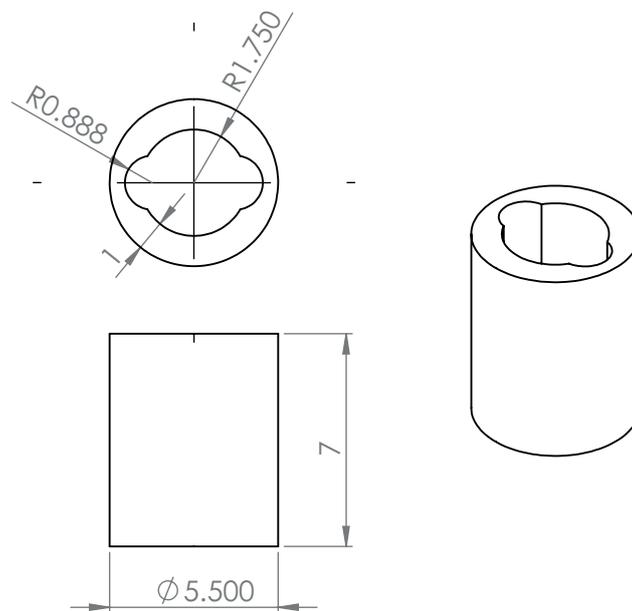


Figura A.10: Plano de acotado del casquillo

Bibliografía

- [1] W.A.J. Albert. *Arch. Miner. Geognosie Berg. Huttenkunde*, 10:215, 1938. (Cited on page 11.)
- [2] A. Wöhler. Test to determine the forces acting on railway carriage axles and the capacity of resistance of the axles. *Engineering*, 11:199, 1871. (Cited on page 12.)
- [3] Gerberg H. Bestimmung der zulässigen spannungen in eisen-konstruktionen. *Zeitschrift des Bayerischen Architekten und Ingenieur-Vereins*, 6:101–110, 1974. (Cited on page 12.)
- [4] Goodman J. *Mechanics Applied to Engineering*. Longmans Green, 1899. (Cited on page 12.)
- [5] Soderberg C.R. Factor of safety and working stress. *Transactions of the American of Mechanical Engineers*, 52:13–28, 1939. (Cited on page 12.)
- [6] Ewing J.A. and Humfrey J.C. The fracture of metals under rapid alteration of stress. *Philosophical Transactions of the Royal Society, London*, A200:241–250, 1987. (Cited on pages 12 and 16.)
- [7] Inglis C.E. Stresses in a plate due to the presence of cracks and sharp corners. *Transactions of the Institute of Naval Architects*, 55:219–241, 1913. (Cited on page 12.)
- [8] Griffith A.A. The phenomenon of rupture and flow in solids. *Philosophical Transactions of the Royal Society, London*, A221:163–197, 1921. (Cited on page 12.)
- [9] Palmgren A. Die lebensdauer von kugellagern. *Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure*, 68:339–341, 1924. (Cited on page 12.)
- [10] Miner M.A. Cumulative damage in fatigue. *Journal of Applied Mechanics*, 12:159–164, 1945. (Cited on page 12.)
- [11] Weibull W. A statistical theory of the strength of materials. proceedings 151. *Stockholm: Royal Swedish Academy of Engineering Sciences*, 1939. (Cited on page 12.)

- [12] Neuber H. *Theory of Notch Stresses: Principles for Exact Stress Calculation*. Edwards, 1946. (Cited on pages 12 and 27.)
- [13] Coffin L.F. A study of the effects of cyclic thermal stresses on a ductile metal. *Transactions of the American of Mechanical Engineers*, 76:931–950, 1954. (Cited on page 12.)
- [14] Manson S.S. Behaviour of materials under conditions of thermal stress. *National Advisory Commission on Aeronautics: Report 1170*, 1954. (Cited on page 12.)
- [15] Irwin G.R. Analysis of stresses and strains near the end of a crack traversing a plate. *Journal of Applied Mechanics*, 24:136, 1957. (Cited on pages 12 and 20.)
- [16] Paris P. and Erdogan F. A critical analysis of crack propagation laws. *Journal of Basic Engineering*, 85:528, 1963. (Cited on pages 13 and 21.)
- [17] Pearson S. Initiation of fatigue cracks in commercial aluminum alloys and subsequent propagation of very small cracks. *Engineering Fracture Mechanics*, 7:235–247, 1975. (Cited on pages 13 and 24.)
- [18] Kitagawa H. and Takahashi S. Application of fracture mechanics to very small cracks. In *Int Conf Mech Behaviour of Materials (ICM2)*, pages 627–631, 1976. (Cited on pages 13 and 24.)
- [19] W Elber. Fatigue crack closure under cyclic tension. *Engineering Fracture Mechanics*, 2(1):37 – 45, 1970. (Cited on page 13.)
- [20] W Elber. *The Significance of Fatigue Crack Closure*. ASTM International, Jan 1971.
- [21] Suresh S and Ritchie R.O. Near-threshold fatigue crack propagation: a perspective on the role of crack closure. Davidson DL, Suresh S, editors. *Fatigue Crack Growth Threshold Concepts. AIME (American Institute of Mining, Metallurgical and Petroleum Engineers)*, pages p. 227–261, Oct 3-5 1984. (Cited on page 13.)
- [22] Rudolph Earl Peterson. *Stress concentration factors :chart and relations useful in*

- making strength calculations for machine parts and structural element*. John Wiley and Sons, London etc., 1974. Rudolph Earl Peterson. (Cited on pages 13 and 26.)
- [23] JC Newman. *A Finite-Element Analysis of Fatigue Crack Closure*. ASTM International, Jan 1976. (Cited on page 13.)
- [24] B. Budiansky and J. W. Hutchinson. Analysis of closure in fatigue crack growth. *Journal of Applied Mechanics*, 45(2):267–276, June 1 1978. (Cited on page 13.)
- [25] S. Suresh. *Fatigue of materials*, volume 8. Cambridge University Press, Cambridge etc., 1 pbk , with corr a exercises edition, 1992. (Cited on pages 16 and 101.)
- [26] Jaap Schijve. *Fatigue of structures and materials*. Springer, Delft, 2 edition, 2009. (Cited on pages 16, 17 and 18.)
- [27] N. Thompson, N. Wadsworth, and N. Louat. The origin of fatigue fracture in copper. *Philosophical Magazine*, 1(2):113–126, Feb 1956. (Cited on page 17.)
- [28] P.J.E. Forsyth. Exudation of material from slip bands at the surface of fatigued crystals of an aluminium-copper alloy. *Nature*, 171:172–173, 1953. (Cited on page 17.)
- [29] P. J. E. Forsyth. Slip-band damage and extrusion. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences*, 242(1229):198–202, 1957.
- [30] A. H. Cottrell and D. Hull. Extrusion and intrusion by cyclic slip in copper. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences*, 242(1229):211–213, 1957. (Cited on page 17.)
- [31] W. A. Wood. Formation of fatigue cracks. *Philosophical Magazine*, 3(31):692–699, 1958. (Cited on page 17.)
- [32] AF Blom, A Hedlund, and W Zhao. Short fatigue crack growth behaviour in al 2024 and al 7475. *Mechanical Engineering Publications, The Behaviour of Short Fatigue Cracks*, pages 37–66, 1986. (Cited on page 18.)
- [33] Frost N.E. Non-propagation cracks in v-notched specimens subjected to fatigue loading. *Aeronautical Quarterly*, 8:1 – 20, 1955. (Cited on pages 19 and 28.)

- [34] Frost N.E. and Dugdale D.S. Fatigue test on notched mild steel plates with measurements of fatigue cracks. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids.*, 5(3):182 – 192, 1957. (Cited on page 28.)
- [35] El Haddad M.H., Topper T.H., and Smith K.N. Prediction of non propagating cracks. *Engineering Fracture Mechanics*, 11:573–584, 1979. (Cited on pages 19, 30 and 48.)
- [36] Y. Murakami, S. Aoki, and Society of Materials Science. *Stress intensity factor handbook*. Pergamon Press, Oxford etc., 1 , 2 repr with corrections edition, 1990. (Cited on page 20.)
- [37] Tada H., Paris P.C., and Rankine Irwin G. *The Stress Analysis of Cracks Handbook*. ASM International. Material Park, OH, 2000.
- [38] D. P. Rooke. *Compendium of stress intensity factors*. Her Majesty's Stationery Office, London, 1976. (Cited on page 20.)
- [39] ASTM International E399-09e1. Standard test method for linear-elastic plane-strain fracture toughness K_{Ic} of metallic materials, 2009. (Cited on page 21.)
- [40] K Walker. *The Effect of Stress Ratio During Crack Propagation and Fatigue for 2024-T3 and 7075-T6 Aluminum*. ASTM International, Jan 1970. (Cited on page 23.)
- [41] R. G. Forman, V. E. Kearney, and R. M. Engle. Numerical analysis of crack propagation in cyclic-loaded structures. *Journal of Basic Engineering*, 89(3):459–463, September 1 1967. (Cited on page 23.)
- [42] R.J. Donahue, H.McI. Clark, P. Atanmo, R. Kumble, and A.J. McEvily. Crack opening displacement and the rate of fatigue crack growth. *International Journal of Fracture Mechanics*, 8(2):209–219, 1972. (Cited on page 23.)
- [43] Lankford J. The growth of a small fatigue cracks in 7076-t6 aluminium. *Engineering Fracture Mechanics*, 5:232–248., 1982. (Cited on pages 24 and 46.)

- [44] W.L. Morris. Microcrack closure phenomena for ai 2219-t851. *Metallurgical Transactions A*, 10(1):5–11, 1979. (Cited on page 24.)
- [45] W.L. Morris. The noncontinuum crack tip deformation behavior of surface microcracks. *Metallurgical Transactions A*, 11(7):1117–1123, 1980. (Cited on page 24.)
- [46] Tanaka K., Nakai Y., and Yamashita M. Fatigue growth threshold of small cracks. *International Journal of Fracture*, 17(5):519–533, 1981. (Cited on page 24.)
- [47] Taylor D. and Knott J.F. Fatigue crack propagation behaviour of short cracks: the effect of microstructure. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 4:147–155, 1981. (Cited on pages 24 and 25.)
- [48] Pilkey W.D. *Peterson's Stress Concentration Factors*. John Wiley and Sons; 1997, 1997. (Cited on page 26.)
- [49] Weixing Yao, Kaiquan Xia, and Yi Gu. On the fatigue notch factor, kf. *International Journal of Fatigue*, 17(4):245 – 251, 1995. (Cited on page 27.)
- [50] Peterson R. E. *Notch sensitivity*. McGraw-Hil, 1959. (Cited on page 27.)
- [51] N E Frost. Notch effects and the critical alternating stress required to propagate a crack in an aluminium alloy subject to fatigue loading. *Journal of Mechanical Engineering Science 1959-1982 (vols 1-23)*, 2(2):109–119, Jun 1960. (Cited on page 28.)
- [52] Smith R. A. and Miller K.J. Prediction of fatigue regimes in notched components. *International Journal of Mechanical Sciences*, 20:201–206, 1978. (Cited on pages 29, 30 and 31.)
- [53] K. Tanaka. Engineering formulae for fatigue strength reduction due to crack-like notches. *International Journal of Fracture*, 22(2):R39–R46, 1983. (Cited on pages 30 and 61.)
- [54] Tanaka K. and Nakai Y. Prediction of fatigue threshold of notched components. *Journal of Engineering Materials and Technology, Transactions of the ASME*, 106(2):192–199, 1984. (Cited on page 30.)

- [55] Tanaka K. and Akinawa Y. Notch-geometry effect on propagation threshold of short fatigue cracks in notched components. *Third international conference on Fatigue and Fatigue thresholds*, 2:739–748, 1987.
- [56] Tanaka K. and Akiniwa Y. Resistance-curve method for predicting propagation threshold of short fatigue cracks at notches. *Engineering Fracture Mechanics*, 30(6):863–876, 1988. (Cited on page 30.)
- [57] Luca Susmel. *Multiaxial Notch Fatigue*, volume 1. Woodhead Publishing in Materials, 2009. (Cited on pages 30, 60 and 65.)
- [58] M.M. Hammouda and K.J. Miller. Prediction of fatigue lifetime of notched members. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 2(4):377–386, 1979. (Cited on page 30.)
- [59] MM Hammouda and KJ Miller. *Elastic-Plastic Fracture Mechanics Analyses of Notches*. ASTM International, Jan 1979.
- [60] M.M. Hammouda, R. A. Smith, and K.J. Miller. Elastic-plastic fracture mechanics for initiation and propagation of notch fatigue cracks. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 2(2):139–154, 1979. (Cited on page 30.)
- [61] D. Taylor. *A compendium of fatigue thresholds and growth rates*. Engineering Materials Advisory Services, Cradley Heath, U.K., 1985. (Cited on page 30.)
- [62] McEvily A.J. and Minakawa K. On crack closure and the notch size effect in fatigue. *Engineering Fracture Mechanics*, 28(5-6):519–527, 1987. (Cited on page 30.)
- [63] Yates J.R. and Brown M.W. Prediction of the length of non-propagating fatigue cracks. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 10(3):187–201, 1987. (Cited on page 32.)
- [64] Taylor D. Geometrical effects in fatigue: a unifying theoretical approach. *International Journal of Fatigue*, 21(12):413–420, 1999. (Cited on pages 33, 49 and 61.)
- [65] H. J. Gough. Engineering steels under combined cyclic and static stresses. *Procee-*

- dings of the Institution of Mechanical Engineers*, 160(1):417–440, 1949. (Cited on page 34.)
- [66] C.M. Sonsino. Multiaxial fatigue of welded joints under in-phase and out-of-phase local strains and stresses. *International Journal of Fatigue*, 17(1):55 – 70, 1995. (Cited on page 34.)
- [67] C. M. Sonsino and M. Kueppers. Multiaxial fatigue of welded joints under constant and variable amplitude loadings. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 24(5):309–327, 2001. (Cited on page 34.)
- [68] Harald Zenner, Armin Simburger, and Jiping Liu. On the fatigue limit of ductile metals under complex multiaxial loading. *International Journal of Fatigue*, 22(2):137 – 145, 2000. (Cited on page 34.)
- [69] Brown M.W. and Miller K.J. A theory for fatigue under multiaxial stress-strain conditions. *Proc. Inst. Mech. Eng.*, 187:745–756, 1973. (Cited on pages 35 and 65.)
- [70] D. Socie. Multiaxial fatigue damage models. *Journal of Engineering Materials and Technology*, 109(4):293–298, October 1 1987. (Cited on pages 35, 36, 48 and 66.)
- [71] Fatemi A. and Socie D.F. A critical plane approach to multiaxial fatigue damage including out-of-phase loading. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 11:149–166, 1988. (Cited on pages 35, 36 and 51.)
- [72] Y. S. Garud. A new approach to the evaluation of fatigue under multiaxial loadings. *Journal of Engineering Materials and Technology*, 103(2):118–125, April 1 1981. (Cited on page 36.)
- [73] F. Ellyin, K. Golos, and Z. Xia. In-phase and out-of-phase multiaxial fatigue. *Journal of Engineering Materials and Technology*, 113(1):112–118, January 1 1991. (Cited on page 36.)
- [74] Sines George, Waisman J. L., and Dolan Thomas J. *Metal fatigue*. McGraw-Hill, New York, 1959. ID: 1666493. (Cited on pages 36 and 66.)
- [75] I. V. Papadopoulos. A high-cycle fatigue criterion applied in biaxial and triaxial

- out-of-phase stress conditions. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 18(1):79–91, 1995. (Cited on page 36.)
- [76] Findley W.N. A theory for the effect of mean stress on fatigue of metals under combined torsion and axial load or bending. *Journal of Engineering for Industry*, 81(4):301–306, 1959. Cited By (since 1996): 159. (Cited on pages 36 and 66.)
- [77] Tomokazu MATAKE. An explanation on fatigue limit under combined stress. *Bulletin of JSME*, 20(141):257–263, 1977. (Cited on pages 36 and 66.)
- [78] D. L. McDiarmid. A general criterion for high cycle multiaxial fatigue failure. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 14(4):429–453, 1991.
- [79] D. L. McDiarmid. A shear stress based critical-plane criterion of multiaxial fatigue failure for design and life prediction. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 17(12):1475–1484, 1994. (Cited on pages 36 and 66.)
- [80] M. W. Brown and K. J. Miller. *Biaxial and multiaxial fatigue*, volume 3. Mechanical Engineering Publications, London, 1989. (Cited on page 36.)
- [81] K Dang-Van. *Macro-Micro Approach in High-Cycle Multiaxial Fatigue*. ASTM International, Jan 1993. (Cited on page 36.)
- [82] Mitsuo Niinomi. Mechanical properties of biomedical titanium alloys. *Materials Science and Engineering: A*, 243(1–2):231 – 236, 1998. (Cited on pages 38, 39 and 129.)
- [83] Mitsuo Niinomi. Recent metallic materials for biomedical applications. *Metallurgical and Materials Transactions A*, 33(3):477–486, 2002. (Cited on pages 38 and 43.)
- [84] M. Niinomi. Fatigue characteristics of metallic biomaterials. *International Journal of Fatigue*, 29(6):992 – 1000, 2007. (Cited on pages 40, 41, 42 and 43.)
- [85] Wetzel R.M. Fatigue under complex loading: analysis and experiments. *Society of Automotive Engineers*, 1977. (Cited on page 45.)
- [86] Navarro A. and de los Rios E.R. Fatigue crack growth by successive blocking of dis-

- locations. *Proceedings: Mathematical and Physical Sciences.*, 437:375–390, 1992. (Cited on pages 46 and 49.)
- [87] J.C. Newman Jr, E.P. Phillips, and M.H. Swain. Fatigue-life prediction methodology using small-crack theory. *International Journal of Fatigue*, 21(2):109 – 119, 1999. (Cited on page 49.)
- [88] Hou C.Y. and Lawrence F.V. A crack-closure model for the fatigue behaviour of notched components. *Advances in fatigue lifetime predictive techniques, ASTM STP 1292*, 3:116–135, 1996.
- [89] D.V. Ramsamooj. Analytical prediction of short to long fatigue crack growth rate using small- and large-scale yielding fracture mechanics. *International Journal of Fatigue*, 25(9–11):923 – 933, 2003. International Conference on Fatigue Damage of Structural Materials {IV}. (Cited on page 46.)
- [90] C. Navarro, J. Vázquez, and J. Domínguez. A general model to estimate life in notches and fretting fatigue. *Engineering Fracture Mechanics*, 78(8):1590 – 1601, 2011. Multiaxial Fracture Multiaxial Fracture. (Cited on pages 46, 49 and 167.)
- [91] J. Vazquez, C. Navarro, and J. Dominguez. On the estimation of fatigue life in notches differentiating the phases of crack initiation and propagation. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 33(1):22–36, 2010. (Cited on pages 46 and 47.)
- [92] Araujo J.A. and D. Nowell. The effect of rapidly varying contact stress fields on fretting fatigue. *International Journal of Fatigue*, 24(7):763–775, 2002. cited By (since 1996) 74. (Cited on page 48.)
- [93] M.P. Szolwinski and T.N. Farris. Mechanics of fretting fatigue crack formation. *Wear*, 198(1-2):93–107, 1996. (Cited on pages 48 and 49.)
- [94] C. Navarro, M. García, and J. Domínguez. A procedure for estimating the total life in fretting fatigue. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 26:459–468, 2003.
- [95] P. Lazzarin, R. Tovo, and G. Meneghetti. Fatigue crack initiation and propagation

- phases near notches in metals with low notch sensitivity. *International Journal of Fatigue*, 19(8–9):647 – 657, 1997. (Cited on pages 48, 49 and 61.)
- [96] Darrell F. Socie, Jodean Morrow, and Wen-Ching Chen. A procedure for estimating the total fatigue life of notched and cracked members. *Engineering Fracture Mechanics*, 11(4):851 – 859, 1979. (Cited on pages 48, 49 and 58.)
- [97] Francis W.L. McClung R.C. and Hudak jr S.J. A new approach to fatigue life prediction based on nucleation and growth. *9th International fatigue congress. Atlanta*, 2006. (Cited on page 47.)
- [98] Carlos Navarro, Sergio Muñoz, and Jaime Domínguez. On the use of multiaxial fatigue criteria for fretting fatigue life assessment. *International Journal of Fatigue*, 30(1):32 – 44, 2008. (Cited on pages 48, 163 and 167.)
- [99] C. Navarro and J. Domínguez. Propagation in fretting fatigue from a surface defect. In *4th International Symposium on Fretting Fatigue*, Ecole Centrale de Lyon, France, Mayo 2004. (Cited on page 49.)
- [100] C. Navarro and J. Domínguez. Initiation criteria in fretting fatigue with spherical contact. *International Journal of Fatigue*, 26:1253–1262, 2004. (Cited on page 49.)
- [101] Andrea Carpinteri, Andrea Spagnoli, Sabrina Vantadori, and Danilo Viappiani. A multiaxial criterion for notch high-cycle fatigue using a critical-point method. *Engineering Fracture Mechanics*, 75(7):1864 – 1874, 2008. Critical Distance Theories of Fracture. (Cited on page 49.)
- [102] Muñoz S. Navarro C. and Domínguez J. Influence of the initiation length in predictions of life fretting fatigue. *Strain, in press*, 2008. (Cited on page 52.)
- [103] Sergio Muñoz, Carlos Navarro, and Jaime Domínguez. Application of fracture mechanics to estimate fretting fatigue endurance curves. *Engineering Fracture Mechanics*, 74(14):2168 – 2186, 2007. (Cited on page 57.)
- [104] C. Vallellano, J. Domínguez, and A. Navarro. On the estimation of fatigue failure under fretting conditions using notch methodologies. *Fatigue and Fracture Engineering Materials Structures*, 26:469–478, 2003. (Cited on page 57.)

- [105] David Taylor. *The theory of critical distances*. Elsevier, Amsterdam; London, 2007. (Cited on pages 60 and 62.)
- [106] Daniel Bellett, David Taylor, Stefano Marco, Ezio Mazzeo, Jerome Guillois, and Thomas Pircher. The fatigue behaviour of three-dimensional stress concentrations. *International Journal of Fatigue*, 27(3):207 – 221, 2005. (Cited on page 62.)
- [107] L. SUSMEL and D. TAYLOR. A novel formulation of the theory of critical distances to estimate lifetime of notched components in the medium-cycle fatigue regime. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 30(7):567–581, 2007. (Cited on page 62.)
- [108] Vladimir Vasilevich Bolotin. *Mechanics of fatigue*. CRC Press, Boca Raton, 1999. (Cited on page 65.)
- [109] K. J. MILLER. The short crack problem. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 5(3):223–232, 1982. (Cited on page 65.)
- [110] K. J. Miller. The two thresholds of fatigue behaviour. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 16(9):931–939, 1993. (Cited on page 65.)
- [111] Darrell Socie and Julie Bannantine. Bulk deformation fatigue damage models. *Materials Science and Engineering: A*, 103(1):3 – 13, 1988. <ce:title>Workshop on the Mechanics and Physics of Crack Growth: Application to Life Prediction</ce:title>. (Cited on page 65.)
- [112] P. Davoli, A. Bernasconi, M. Filippini, S. Foletti, and I.V. Papadopoulos. Independence of the torsional fatigue limit upon a mean shear stress. *International Journal of Fatigue*, 25(6):471 – 480, 2003. (Cited on page 66.)
- [113] L. Susmel and P. Lazzarin. A bi-parametric wöhler curve for high cycle multiaxial fatigue assessment. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 25(1):63–78, 2002. (Cited on page 66.)
- [114] P. LAZZARIN and L. SUSMEL. A stress-based method to predict lifetime under multiaxial fatigue loadings. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 26(12):1171–1187, 2003. (Cited on page 66.)

- [115] Frost N.E., Marsh K. J., and Pook L. P. *Metal fatigue*. Clarendon Press, Oxford [Eng.] :, 1974. (Cited on page 66.)
- [116] L. SUSMEL. Multiaxial fatigue limits and material sensitivity to non-zero mean stresses normal to the critical planes. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 31(3-4):295–309, 2008. (Cited on page 67.)
- [117] Rebecca Peace Kaufman and Tim Topper. The influence of static mean stresses applied normal to the maximum shear planes in multiaxial fatigue. In Manuel de Freitas Andrea Carpinteri and Andrea Spagnoli, editors, *Biaxial/Multiaxial Fatigue and Fracture 6th International Conference on Biaxial/Multiaxial Fatigue and Fracture*, volume 31 of *European Structural Integrity Society*, pages 123 – 143. Elsevier, 2003. (Cited on page 67.)
- [118] *ANSYS 14.5–Help*, 2012. (Cited on pages 79, 84 and 102.)
- [119] J. R. Rice. A path independent integral and the approximate analysis of strain concentration by notches and cracks. *Journal of Applied Mechanics*, 35(2):379–386, 06/01 1968. (Cited on page 101.)
- [120] B. Pyttel, I. Varfolomeyev, and M. Luke. Fkm guideline “fracture mechanics proof of strength for engineering components” — overview and extension topics. In E.E. Gdoutos, editor, *Fracture of Nano and Engineering Materials and Structures*, pages 607–608. Springer Netherlands, 2006. (Cited on pages 103 and 104.)
- [121] C.S. Shin and C.Q. Cai. Experimental and finite element analyses on stress intensity factors of an elliptical surface crack in a circular shaft under tension and bending. *International Journal of Fracture*, 129(3):239–264, Oct 2004. (Cited on pages 103 and 104.)
- [122] González V. F. *Estudio de las singularidades del frente de grieta y de esquina en grietas tridimensionales mediante el método de los elementos finitos extendido*. PhD thesis, Universitat Politècnica de València, 1998. (Cited on page 104.)
- [123] ASTM International Standard E112:2012. Standard test methods for determining average grain size, 2012. (Cited on page 116.)

-
- [124] ASTM International Standard E1382:2010. Standard test methods for determining average grain size using semiautomatic and automatic image analysis, 2010. (Cited on page 116.)
- [125] ASTM Standard E466-07. Standard practice for conducting force controlled constant amplitude axial fatigue tests of metallic materials, 2007. (Cited on page 122.)
- [126] ASTM Standard E8/E8M-11. Standard test methods for tension testing of metallic materials, 2012. (Cited on page 122.)
- [127] ASTM International Standard E647:2000. Test method for measurement of fatigue crack growth rates, 2000. (Cited on pages 123, 125 and 132.)
- [128] James Newman Jr., Judy Schneider, Aaron Daniel, and Dustin McKnight. Compression pre-cracking to generate near threshold fatigue-crack-growth rates in two aluminum alloys. *International Journal of Fatigue*, 27(10–12):1432 – 1440, 2005. Fatigue Damage of Structural Materials V 5th International Conference on Fatigue Damage of Structural Materials. (Cited on page 134.)
- [129] J.C. Newman Jr., J.J. Ruschau, and M.R. Hill. Improved test method for very low fatigue-crack-growth-rate data. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 34(4):270–279, 2011. (Cited on page 134.)
- [130] UNE-EN ISO Standard 14801:2008. Odontología. implantes. ensayo de fatiga dinámica para implantes dentales endoóseos, 2008. (Cited on pages 136 and 141.)