



Universidad de Valladolid



**ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES**

**UNIVERSIDAD DE VALLADOLID
ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES**

Grado en Ingeniería Mecánica

**Diseño y validación de una pieza
metálica mediante el método de los
elementos finitos.**

Autor:

Manso Aparicio, David

Tutor:

Mansilla Gallo, Alberto.

Dpto. CMelM /Ingeniería Mecánica

Valladolid, Septiembre 2014.

Diseño y validación de un pieza mediante elementos finitos.

Resumen y palabras claves

I. Resumen

El diseño resistente de un eje de ferrocarril requiere de la cuantificación precisa de las tensiones reales desarrolladas en el eje durante su funcionamiento. A lo largo de este trabajo se propone un modelo matemático por elementos finitos que describe el comportamiento resistente estático y a fatiga de un eje ferroviario en sus condiciones de funcionamiento más usuales.

La resolución de este modelo permite el cálculo de los desplazamientos, tensiones, deformaciones y ciclos de cargas admisibles en función de las cargas aplicadas. Los resultados obtenidos se compararán con los indicados por la normativa europea sobre el diseño de ejes ferroviarios.

Se estudiará la influencia de los distintos parámetros del modelo por elementos finitos en los resultados obtenidos.

II. Palabras claves.

Modelado, Elementos finitos, Simulación, Validación, Análisis resistente.

Índice de contenidos

| | |
|--|-----|
| Resumen y palabras claves | 3 |
| 1. Objetivos y contenido del trabajo | 5 |
| 1.1. Ámbito | 5 |
| 1.2. Objetivos del trabajo | 7 |
| 1.3. Fases de trabajo | 8 |
| 2. Ejes ferroviarios y normativas | 11 |
| 2.1. Introducción | 11 |
| 2.2. Ejes ferroviarios | 11 |
| 2.3. Normativas | 15 |
| 3. Cálculo teórico | 17 |
| 3.1. Análisis estático teórico de funcionamiento en recta | 17 |
| 3.2. Análisis estático teórico de funcionamiento en curva | 25 |
| 3.3. Análisis teórico de concentración de tensiones | 33 |
| 3.4. Análisis teórico de fatiga | 37 |
| 4.- Modelo de elementos finitos: | 47 |
| 4.1. Evaluación de restricciones | 47 |
| 4.2. Modelos mallados | 58 |
| 4.3. Comparación de los modelos | 76 |
| 5. Análisis numérico durante funcionamiento en línea recta | 79 |
| 5.1. Análisis de comportamiento en recta | 79 |
| 5.2 Análisis de comportamiento en curva | 93 |
| 5.3. Análisis numérico de concentración de tensiones | 112 |
| 5.3. Análisis de fatiga mediante elementos finitos | 117 |
| 6. Conclusiones | 129 |
| Bibliografía | 130 |
| Anexos | 132 |
| Norma UNE EN 13104 | 132 |
| Norma UNE EN 13260 | 132 |
| Norma UNE EN 13361 | 132 |
| Plano con dimensiones principales eje | 132 |

1. Objetivos y contenido del trabajo

1.1. Ámbito

Desde la invención del ferrocarril este ha sido el primer y más importante transporte de masas hasta la creación de las redes de carreteras en todos los países del mundo; perdiendo parte de su importancia durante la segunda mitad del siglo XX por la masificación de los vehículos a motor y los bajos costes de los combustibles fósiles, durante las últimas dos décadas se ha vuelto de nuevo la vista a este medio de transporte [3] y [14].

Debido al aumento de la necesidad de transportar personas y mercancías a grandes distancias el ferrocarril se ha mostrado un medio de transporte vital en la actualidad debido a sus capacidades y potencial.

En los últimos años el ferrocarril ha demostrado ser un medio de transporte capaz de cubrir grandes necesidades en los aspectos antes mencionados debido a la creación de grandes redes de alta velocidad y el aumento del transporte de mercancías a raíz de las constantes subidas de los combustibles que afecta al transporte de estas por carretera en los últimos años [2].



Figura 1.1: Tren de alta velocidad.

Este aumento del tráfico ferroviario y de sus capacidades también ha provocado un aumento en los posibles accidentes y por ello se deben mejorar los elementos mecánicos que suelen estar implicados en una posible catástrofe debido a su fallo, por lo que se están realizando múltiples estudios en este campo, entre los cuales se encuentra este trabajo [14].

En la actualidad la utilización del software de elementos finitos está muy implantada en los distintos sectores, entre ellos el industrial. La utilización de los software de elementos finitos es muy sencilla, pero no lo es así la obtención de resultados representativos de los modelos reales, siendo necesario la utilización eficiente del software analistas conocedores de este método de cálculo.

La fácil implementación y utilización de este tipo de software, lleva a empresas a utilizar estas metodologías de cálculo como activos de las mismas.

En la figura 1.1 se muestra el proceso que se realizará a lo largo del trabajo.

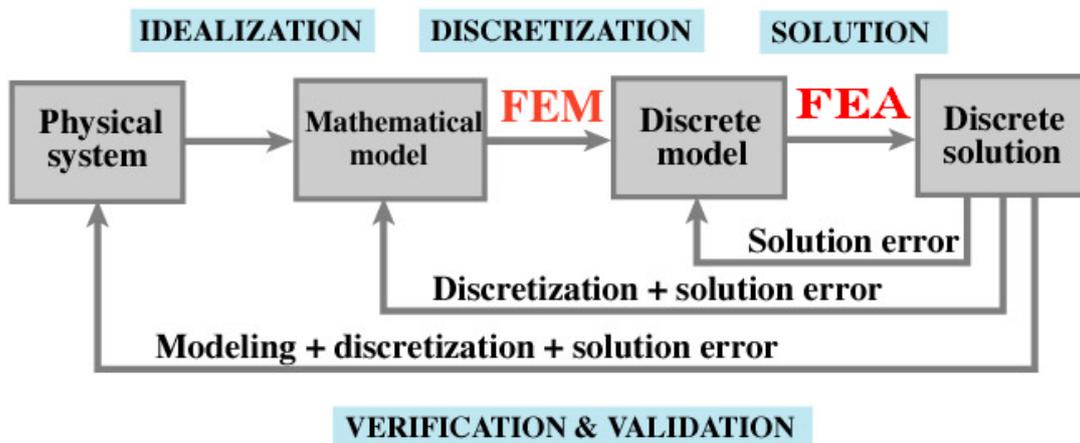


Figura 1.1: Proceso de análisis [8].

La complejidad de la realidad que nos rodea es tal que es necesario la utilización de simplificaciones para la predicción de los sistemas existentes en ella. Para la obtención de una buena predicción del comportamiento de un sistema a través del método de elementos finitos es necesaria la experiencia, para poder trabajar con un modelo matemático simplificado y de esta manera poder llegar a obtener un modelo de elementos finitos cuyo comportamiento se aproxime a la realidad.

Para evitar estos posibles fallos de elementos críticos del ferrocarril se realizan múltiples ensayos y sucesivas revisiones a dichos elementos lo cual conlleva unos altos costes a las compañías fabricantes y adquisitorias de los trenes.

Para evitar estos altos costes se utilizan los programas de modelado y simulación en 3D debido a su fiabilidad y precisión a la hora de simular los procesos a los que están sometidas las piezas reales, evitando así la realización de una gran cantidad de ensayos destructivos y otra serie de procesos

La utilización de los resultados obtenidos a través del método de elementos finitos conlleva una serie de errores citado a continuación.

Error de idealización: cuando se lleva a cabo el análisis de un sistema no se trabaja con el modelo real, sino con un modelo matemático simplificado, en el que se idealizan las propiedades del material, las condiciones de contorno, las fuerzas, etc.

Error de discretización: este error se produce cuando se obtiene el modelo de elementos finitos. La implantación de las propiedades del modelo matemático en los nodos de un modelo de elementos finitos conlleva la introducción de un error.

Error de cálculo: este error es debido a las operaciones que realiza el software.

Las simplificaciones realizadas al modelo real influyen en los resultados obtenidos durante la utilización del software, de forma que el conocimiento sobre la realidad adquirido de la experiencia, así como del método de cálculo adquirido mediante el estudio son determinantes en la obtención de modelos representativos de la realidad.



Figura 1.2: Eje de ferrocarril partido en un accidente de tren por fatiga del metal [2]

El método de los elementos finitos ha presentado un gran desarrollo debido a la capacidad de realizar a través de él cálculos obteniendo información valiosa del comportamiento de los sistemas, evitando así la realización de ensayos experimentales con el modelo. Este hecho se traduce en ahorro de para los distintos sectores en los que este método se encuentra implando, así como la posibilidad de realización de modificaciones de forma rápida a los modelos estudiados.

1.2. Objetivos del trabajo

El desarrollo de un modelo de un eje ferroviario con elementos finitos puede ser un trabajo muy extenso, por ello dentro de los amplios objetivos a cumplir para la obtención de un modelo representativo destacan:

Obtención de un modelo por elementos finitos de un eje de ferrocarriles representativo de las condiciones de funcionamiento más usuales que presentan los modelos reales de estos.

Predicción y análisis resistente estático y a fatiga del comportamiento del mismo ante las condiciones más usuales de funcionamiento según las normativas europeas sobre el diseño de ejes de ferrocarriles.

Implementación de una metodología que permita la obtención de un modelo de elementos finitos que representen en comportamiento de los sistemas reales de ejes ferroviarios.

Desarrollo de la metodología de obtención de modelo por elementos finitos estudiando las variables del mismo que permita la obtención de un modelo representativo adecuado, de forma que sirva simulaciones ante otros estados de funcionamiento.

Validación del modelo por elementos finitos desarrollado a lo largo del documento, validando de esta forma también la metodología de obtención del modelo por elementos finitos.

Los objetivos de este estudio quedan completamente justificados antes la tendencia en la industria ferroviaria de aligerar los elementos mecánicos para el funcionamiento de estos en condiciones más próximas a las límite, disminuyendo los factores de seguridad.

Además la disposición de una metodología y un modelo de elementos finitos en la que se establezca las características del mallado, fuerzas y condiciones de contorno así como nodos donde estas se encuentran aplicadas, facilitará el cálculos de nuevos modelos obtenidos a partir de modificaciones del eje presentado en este documentos con el fin de obtener modelos más eficientes y poder llevar a cabo un proceso de innovación.

1.3. Fases de trabajo

El objetivo principal que se busca en este trabajo es la obtención de un modelo de elementos finitos con el fin de realizar un análisis resistente lo más completo y preciso posible de un eje ferroviario que sea representativo de un modelo físico, dentro de las simplificaciones realizadas.

Para este estudio se va a utilizar el software de análisis Autodesk Simulation Multiphysics®, el cual ofrece una gran variedad de aplicaciones y simulaciones que permitirán obtener resultados con gran precisión.

El eje ferroviario sujeto a estudio se corresponde, por tanto, con uno de los ejes de un vagón de viajeros de alta velocidad, se trata de un eje ferroviario macizo con ruedas Radsatzwelle, correspondiente a un eje portador macizo de locomotora fabricado con material rodante ferroviario EA1N.

A partir de un modelo real de eje ferroviario portador macizo de boguie, se llevará a cabo la obtención de un modelo matemático analizándolo de manera teórica, este análisis corresponde a un análisis de tensiones a partir de la distribución de momentos existente

considerando que el eje ferroviario analizado presenta como condiciones de contorno dos apoyos simples en las zona de conexión con ruedas ferroviarias.

Se considera análisis teórico aquel realizado a partir de las fórmulas indicadas por la norma UNE-EN-13103. Se realizará un análisis resistente estático bajo dos estados de funcionamiento como es el comportamiento en recta y el comportamiento en curva. Posterior al análisis resistente estático se procederá a la realización de un análisis a fatiga del mismo antes los dos estados de funcionamiento anteriormente citados.

Una vez obtenidos los resultados de manera teórica, se llevará a cabo la obtención de un modelo de elementos finitos representativo del sistema real y del modelo matemático.

La obtención de un modelo de elementos finitos se llevará a cabo mediante el estudio de distintos parámetros del mismo detallados a continuación.

En primer lugar se llevará a cabo el análisis resistente de distintos modelos de elementos finitos presentando estas distintas combinaciones de restricciones, estando estas aplicadas en primer lugar en la superficie de contacto rueda-eje, y en el segundo caso llevando a cabo la modelización de una rueda ferroviaria donde se aplicarán las condiciones de contorno en la superficie de la misma que se encuentra en contacto con el rail.

Una vez elegida la mejor combinación de restricciones, se llevará a cabo una análisis resistente de distintos tipos de mallado cada uno de ellos con distinto número de elementos de forma que se elegirá el mejor mallado del modelo atendiendo a la relación entre precisión de resultado y tiempo de cálculo.

Los procesos de análisis y validación de las combinación de restricciones y de tamaño del mallado de los modelo de elementos finitos se llevará a cabo a través de la comparación de los resultados obtenidos del análisis resistente estático del comportamiento del eje en línea recta.

Una vez elegidas las propiedades del modelo de elementos finitos indicadas anteriormente se llevará a cabo un análisis resistente del comportamiento en curva además de un análisis resistente a fatiga para las distintas situaciones de funcionamiento indicadas anteriormente.

Posterior al análisis resistente y presentación de resultados de los análisis realizados se llevará a cabo una validación del modelo de elementos finitos presentado mediante de la comparación detallada de los resultados obtenidos a través de la simulación con los obtenidos a través del método teórico.

Una vez realizada esta comparación se podrá validar el modelo realizado como un modelo predictivo de comportamiento del eje ferroviario con las características indicadas.

Las simplificaciones realizadas al sistema físico para el desarrollo del presente trabajo son:

- El eje de estudio no estará sometido a momentos torsores debido a que este no es tractor, es decir, no dispone de coronas de transmisión. Tampoco se va a estudiar la dinámica de frenado con la fuerza que aplican las zapatas sobre la banda de rodadura de la rueda o sobre los discos. Las cargas que sufrirá dicho eje, en principio, serán las

debidas al propio peso y a la masa máxima técnicamente admisible por eje del propio vagón.

- Se supone una velocidad constante del convoy para los estudios, por lo que no existen esfuerzos en la dirección de avance de nuestro eje. En este caso, se están despreciando los efectos de aceleración y frenado, así como los desniveles que pueda presentar el terreno por el que circula dicho convoy.
- Se tendrá en cuenta la simplificación de que el vagón circula en línea recta y curva considerando así las situaciones más usuales de funcionamiento del mismo, despreciando eso sí los efecto ocasionados por los defectos de existentes en las vías así como los movimiento de vaivén.
- No se considerará el efecto de la temperatura en el eje, teniendo constancia de que puede ser elevada debido a la transferencia de calor en los transitorios de frenado por la fricción de las zapatas sobre los discos de freno o la banda de rodadura de la rueda.

2. Ejes ferroviarios y normativas.

2.1. Introducción

Un **eje** es un elemento constructivo destinado a guiar el movimiento de rotación de una pieza o de un conjunto de piezas, como una rueda o un engranaje [1]. Un eje se aloja por un diámetro exterior al diámetro interior de un agujero, como el de un cojinete o un cubo, con el cual tiene un determinado tipo de ajuste [1] y [2]. En algunos casos el eje es fijo -no gira- y un sistema de rodamientos o de bujes inserto en el centro de la pieza permite que ésta gire alrededor del eje. En otros casos, la rueda gira solidariamente al eje y el sistema de guiado se encuentra en la superficie que soporta el eje [3].

2.2. Ejes ferroviarios

2.2.1. Definiciones

Existen varias definiciones para describir un eje entre ellas destacan las siguientes:

- a) Barra que atraviesa un cuerpo giratorio y le sirve de apoyo en el movimiento [1].
- b) Elemento axial al que se aplica un par motor para producir el giro de una componente ajustable [1].
- c) Pieza cilíndrica de acero sobre la que se montan las ruedas, las cajas de grasa y los elementos terminales de la transmisión de un vehículo ferroviario, donde el número de ejes suele ser de dos o tres [1].



Figura 2.1: Eje de ferrocarril [3]

En el eje de un vehículo ferroviario se distinguen tres partes esencialmente:

- Fuste o cuerpo del eje comprendido entre ambas ruedas.
- Secciones de calaje sobre las que se calan o calzan las ruedas.
- Manguetas, sobre las que reposan los cojinetes de las cajas de grasa, que a su vez soportan el peso suspendido del vehículo.

Las dimensiones del eje en sus diferentes secciones dependen de la carga a que se encuentra sometido. Por otro lado, el material está sometido a una gran fatiga, tanto por el esfuerzo cortante procedente del calaje de la rueda como por la alternancia de las flexiones en la sección de empotramiento de la mangueta [2] y [3].

Los problemas de fatiga que presentan los ejes han hecho que se elaboren normativas específicas para el diseño de los mismos. Las fases de diseño implican [6]:

- Identificación de las fuerzas y cálculo de los momentos en diversas secciones.
- Selección de los diámetros para el cuerpo y las manguetas. El resto se dimensionan a partir de éstos.
- Comparación entre tensión calculada y tensión máxima admisible, función del acero y del tipo de eje (macizo o hueco).

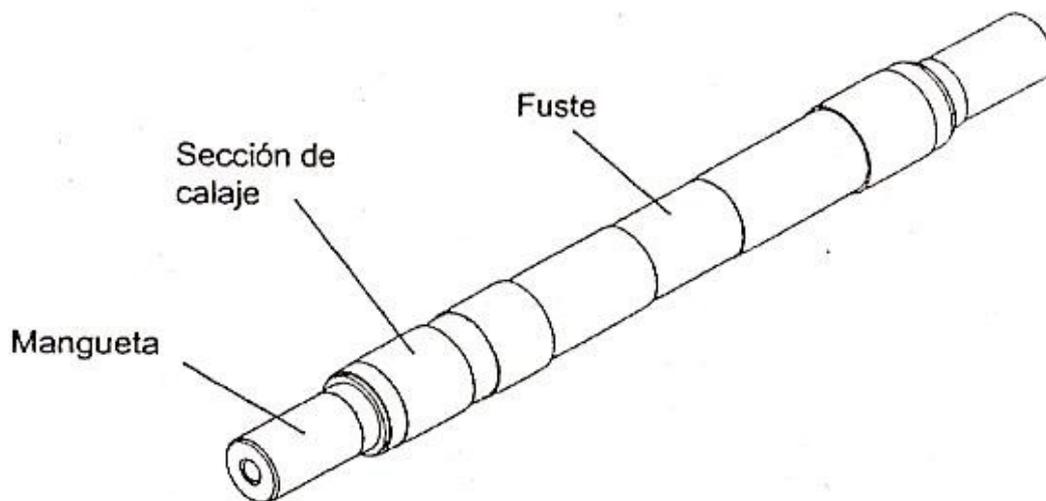


Figura 2.2: Esquema de un eje. [2]

2.2.2. Tipos de ejes

2.2.2.1 Eje motriz

Un eje que es propulsado por el motor se llama eje de propulsión.

Los automóviles modernos con tracción delantera típicamente combinan la caja de cambios y el eje delantero en una sola unidad llamada conjunto motriz [5]. El eje motriz se divide con un mecanismo de diferencial y juntas universales entre los dos semiejes. Cada eje está conectado a las ruedas mediante juntas homocinéticas que permiten a la rueda moverse libremente en sentido vertical y guiar las ruedas en las curvas mediante el sistema de dirección [2].

En vehículos con tracción trasera, es posible utilizar juntas cardan, ya que los ejes de las ruedas no cambian de orientación y no se varía la relación de transmisión con el desplazamiento vertical de las ruedas [5].

Algunos diseños simples, tal como en los karts, a veces se utiliza una sola rueda motriz. El eje de propulsión es un eje dividido que sólo conduce a una rueda [5].

2.2.2.2 Eje libre

Un eje libre es aquel que no forma parte del sistema de transmisión y gira libre [1]. El eje trasero en un automóvil con tracción delantera se puede considerar un eje libre. Los camiones y remolques utilizan tracción trasera debido a su reparto de cargas, a las ventajas del eje rígido para estos vehículos, lo que permite el uso de ruedas libres delanteras [5].

Algunos camiones y remolques tienen un eje portador, que es un eje libre en tándem que puede subirse o bajarse con mecanismos neumáticos para que soporte o no parte del peso del vehículo. El eje se puede bajar para incrementar la capacidad de carga o para distribuir el peso sobre más ruedas, por ejemplo para cruzar un puente con restricciones de peso por eje [3] y [5].

Cuando no se utilizan se levantan del suelo para disminuir el desgaste en los neumáticos debido a la deriva en las curvas. Varios fabricantes ofrecen sistemas neumáticos controlados por computadora para que el eje portador baje automáticamente cuando se alcanza un determinado nivel de carga [5].

2.3.2. Ejes montados o calados

Se denomina eje montado al conjunto de un eje y sus dos ruedas, caladas con arreglo a las especificaciones en vigor para cada ferrocarril [1]. Además del perfecto equilibrado de cada rueda, el centro de gravedad del eje montado ha de coincidir con el teórico, ya que en otro caso, y sobre todo si el eje fuera motor, la resultante del esfuerzo de tracción daría lugar a un par que albearía el eje, forzando las pestañas contra el carril [3].

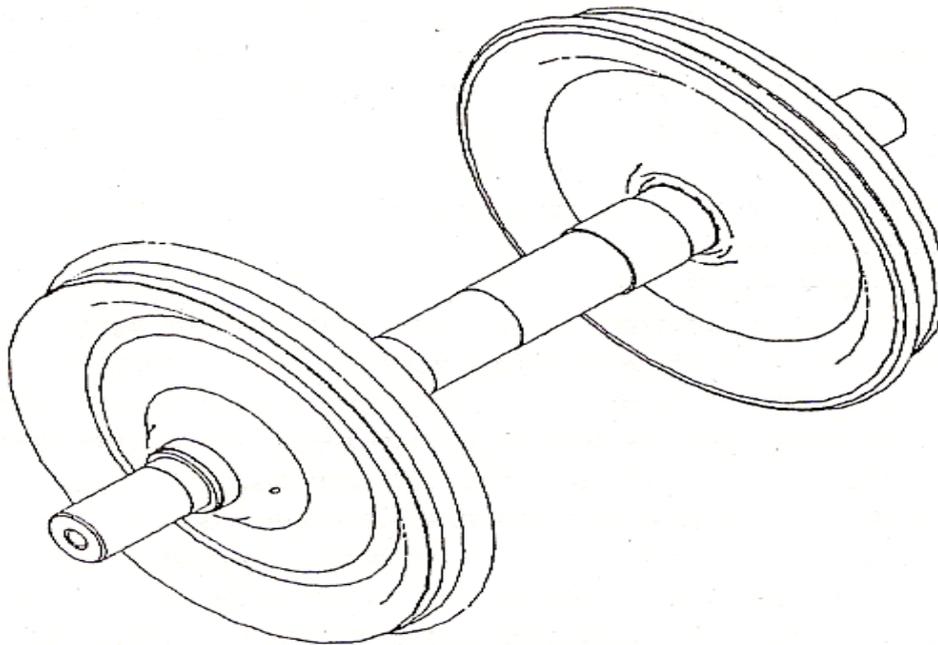


Figura 2.3: Esquema de un eje montado [2].

Un eje calado abarca dos ruedas conectadas rígidamente por un árbol común y se apoya en los cojinetes montados en los diarios del árbol [2].

El eje calado proporciona:

- La distancia necesaria entre el vehículo y la vía.
- La dirección que determina el movimiento dentro de la vía, incluyendo en las curvas y en los interruptores.
- Los medios de transmisión de la tracción y fuerzas de frenado a los raíles para acelerar y decelerar el vehículo.

El diseño del eje calado depende de:

- El tipo del vehículo (tracción o arrastrarse).
- El tipo de sistema de frenos usado (freno del zapata, disco del freno en el árbol, o disco del freno en rueda).
- La construcción del centro de la rueda y de la posición de cojinetes respecto al árbol (interior o afuera).
- El deseo de limitar fuerzas de una frecuencia más alta usando elementos resistentes entre el centro de la rueda y el neumático.

Los tipos principales de diseño del eje calado se demuestran en la figura 2.4. A pesar de la variedad de diseños, todos estos grupos de ruedas tienen dos características comunes: la

conexión rígida entre las ruedas con árbol y el perfil seccionado transversalmente de la superficie del balanceo de la rueda, nombrado perfil de la rueda [2] y [3].

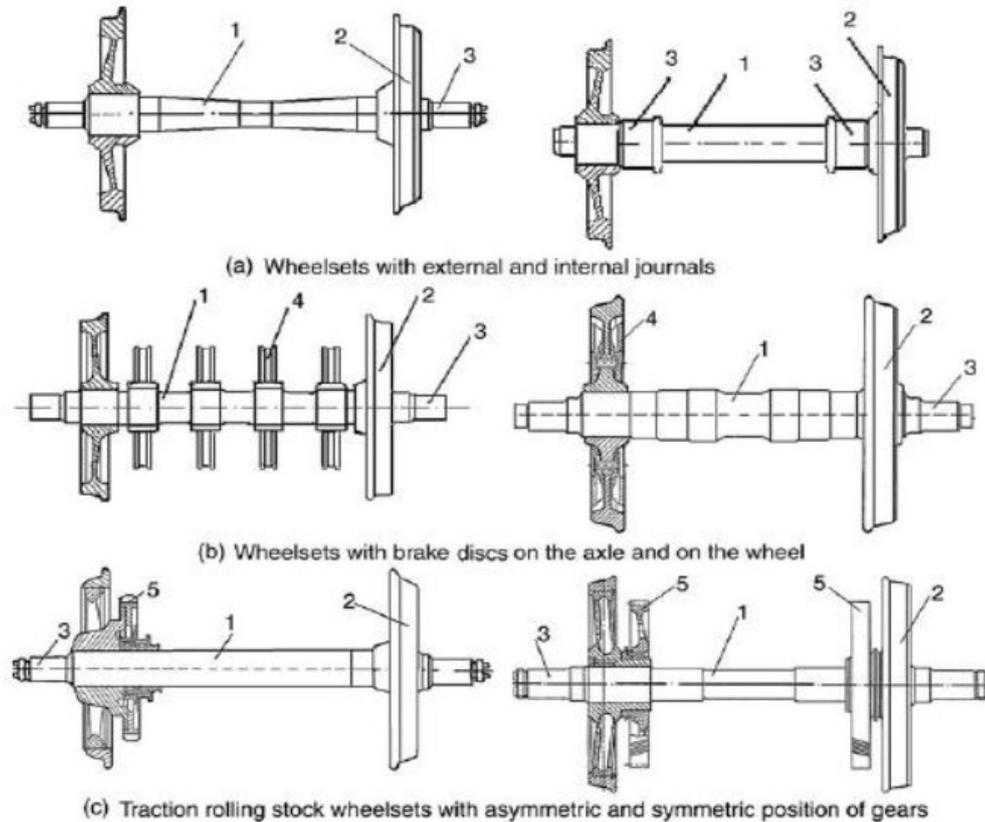


Figura 2.4: Tipos principales de los diseños de grupos de ruedas [2]

2.3. Normativas

A lo largo del presente se hará uso de tres normas de la Asociación Española de Normalización y Certificación, a lo largo del presente apartado se realizará una descripción del uso de estas normas a lo largo del presente trabajo.

La primera norma de utilizada a lo largo del trabajo es UNE EN 13104.

Dentro de todos los objetivos y campo de aplicación de la norma, en este trabajo se llevara a cabo en los siguientes

- Definición de fuerzas y momentos que tienen que tenerse en cuenta en función de las masas y condiciones de tracción y de frenado.
- Método de cálculo de esfuerzos para ejes con manguetas externas.
- Especificación de los esfuerzos máximos admisibles en los cálculos para la calidad EA1N.

Esta norma se aplica a ejes portadores destinados al material rodante para la circulación en condiciones europeas normales.

La segunda norma de utilización para el desarrollo correcto del trabajo es UNE EN 13260.

Los objetivos de la misma que serán de aplicación para el desarrollo del trabajo son las siguientes

- Especificación de las características de ejes montados nuevos utilizados en redes europeas.
- Especificación de las velocidades de circulación máximas admisibles en los mismos

Además de las dos normas citadas, se hará uso de una tercera norma de AENOR UNE EN 13261 donde los objetivos de la misma que son aplicación para el desarrollo del presente trabajo son las siguientes

- Definición de las características de ejes huecos o macizos, forjados o laminados, de acero desgaseado al vacío de grado EA1N que es el más utilizado en redes europeas.

A través del uso de las tres normas citadas se llevará a cabo el análisis resistente y validación del modelo de elementos finitos propuestos como modelo representativo del eje ferroviario físico.

3. Cálculo teórico.

3.1. Análisis estático teórico de funcionamiento en recta

3.1.1. Consideración y cálculo de fuerzas actuantes.

Las fuerzas consideradas en un eje a lo largo de la norma son de dos tipos [6]:

- Fuerzas debidas a la masa en movimiento.
- Fuerzas debidas al frenado.
- Fuerzas debidas a la tracción.

Las fuerzas producidas por las masas en movimiento están situadas en el plano vertical de simetría (y,z) que corta la línea central del eje (véase figura 5.1)

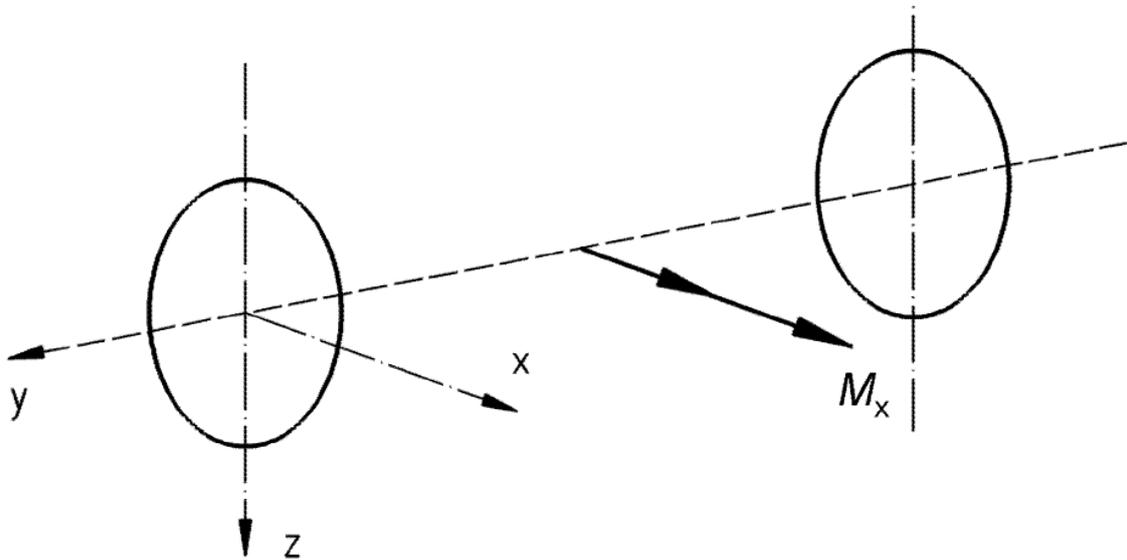


Figura 5.1: Plano de situación de las fuerzas debidas al movimiento [6].

El momento de flexión M_x en cualquier sección se calcula a partir de las fuerzas $P_1, P_2, Q_1, Q_2, Y_1, Y_2$ y F_i , como se muestra en la figura 5.2.

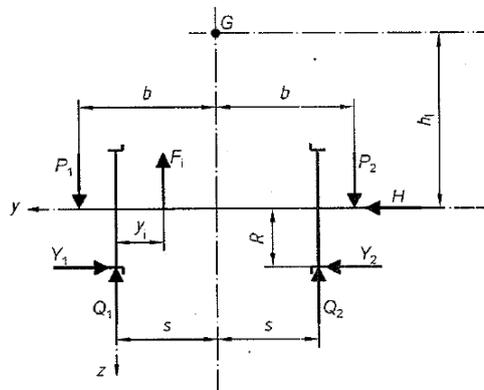


Imagen 5.2: Fuerzas consideradas en un eje ferroviario [6]

En esta situación se muestra la situación más desfavorable para el eje, es decir:

- Distribución asimétrica de fuerzas
- Fuerzas F_i causadas por las masas de los componentes no suspendidos seleccionados de forma que sus efectos se suman a los de las fuerzas verticales

El significado de cada una de las fuerzas mostradas en la figura 5.2 se muestran en la tabla 5.1.

| Símbolo | Significado de la fuerza |
|---------|---|
| P1 | Fuerza vertical sobre la mangueta más cargada |
| P2 | Fuerza vertical sobre la mangueta menos cargada |
| Y1 | Fuerza horizontal de la rueda sobre el rail, en el lado de la mangueta más cargada. |
| Y2 | Fuerza horizontal de la rueda sobre el rail, en el lado de la mangueta menos cargada. |
| Q1 | Reacción vertical sobre la rueda situada en el lado de la mangueta más cargada |
| Q2 | Reacción vertical sobre la rueda situada en el lado de la mangueta menos cargada |
| H | Fuerza de equilibrio de Y1 e Y2 |
| F_i | Fuerzas ejercidas por las masas no suspendidas situadas entre las dos ruedas |

Tabla 3.1: Fuerzas actuantes sobre el eje ferroviario.

3.1.2. Fuerzas de actuación en funcionamiento en línea recta.

Para el análisis de este apartado no es necesario el uso de todas las fuerzas citadas anteriormente, al tratarse de un análisis cuando el eje del tren se encuentra en circulación en línea recta. Donde se indica que ambas manguetas se cargan de igual manera.

Debido al funcionamiento del eje en línea recta solamente se considerarán las fuerzas debidas al propio peso del eje además de las masas suspendidas.

$$P_i = P_1 = P_2 = \frac{m_1 + m_2 \cdot g}{2} \quad (3.1)$$

Donde cada uno de los términos de la ecuación 3.1:

- m_1 : masa de las manguetas por eje (las masas de los rodamientos y de las cajas de grasa están incluidas)
- m_2 : masa del eje y masa de los elementos sobre el eje en el plano de rodadura (discos de frenos, ...)
- P_i : fuerza aplicada a cada una de las manguetas.

Como se ha indicado con anterioridad el peso máximo para maquinaria de alta velocidad corresponde a 25 toneladas, por lo que a cada una de las manguetas llegaría 12,5 toneladas de forma que es posible obtener P_i a través de la ecuación 3.2:

$$P_i = P_1 = P_2 = \frac{15000kg \cdot 9,8m/s^2}{2} = 122500N \quad (3.2)$$

Además de la fuerza correspondiente a las masas indicadas anteriormente el eje también debe soportar su propio peso aunque a la hora de realizar los cálculos no se tendrá en cuenta ya es despreciable frente a la aplicada en las manguetas, según distintos estudios científicos realizados con anterioridad [14].

3.1.3. Determinación y cálculo de momentos en distintas secciones.

Tras el cálculo de las fuerza a tenerse en cuenta en el eje, es posible obtener la distribución de momentos presentes en las distintas secciones del mismo.

Debido a la presencia de todas las cargas en el plano yz, las componentes de las fuerzas calculadas anteriormente producirán un momento flector en el eje x.

El valor de los distintos momentos presentes en las secciones del eje son:

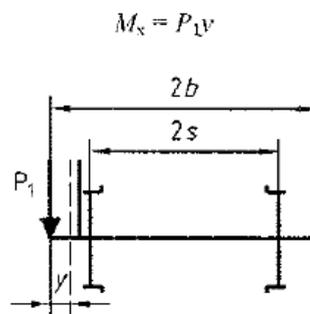


Imagen 3.2: Fuerzas presente en la mangueta izquierda [6]

El momento flector generado debido a las fuerzas calculadas en la ecuación 3.2, se muestra en la ecuación 3.3

$$M_x = P_0 \cdot y \quad (3.3)$$

Una vez realizado el análisis generalizado de momentos flectores, se realizará un a cálculo de estos para cada una de las zonas del eje en estudio:

Mangueta exterior: En esta zona se encuentra la carga calculada anteriormente situada en extremo libre de la misma, por lo que mediante la aplicación de la ecuación 5.3, se obtiene:

$$M_x = P_i \cdot y \quad (3.4)$$

Donde y es la distancia desde el extremo del eje al punto considerado, y donde P_i es la fuerza total calculada en la ecuación 3.2.

Mangueta interior: En esta zona el momento corresponde a la totalidad de la carga anterior es decir a P_i , por lo que el momento continúa aumentando de forma lineal:

$$M_x = P_i \cdot y - l_m = P_i \cdot x \quad (3.5)$$

Dónde x corresponde a la distancia local en la zona de calado, tomando valores comprendidos entre cero y la longitud de esta zona mientras, y es la distancia global del eje desde su extremo y l_m la longitud de la mangueta.

En realidad esta zona no estudiará en este apartado al comprendida entre dos discontinuidades geométricas. Debido a su pequeña longitud, esta zona se encuentra afectada prácticamente por completo por el gradiente de tensiones generado en el cambio de sección, siendo por ello estudio del apartado 3.3.

Calado: La distribución de momentos presentes en esta zona pueden variar dependiendo de cómo se reduzcan las fuerzas de reacción existentes en la zona de contacto rueda – eje.

En esta zona no se realizará un análisis debido a la existencia de fuerzas de ajuste generadas por la unión eje – rueda predominando los efectos mecánicos de estas respecto a los desarrollados por las cargas de las masas suspendidas.

El análisis resistente de tensiones desarrolladas en esta zona se propondrá para futuros trabajos, ya que existe una distribución de esfuerzos que no responde a las fuerzas estudiadas a lo largo del presente trabajo.

Fuste: El momento resultante en esta zona se obtiene a través de la ecuación 3.6:

$$M_x = P_i \cdot y - P_i \cdot x = P_i \cdot l_m + l_c + \frac{l_r}{2} + x - P_0 \cdot x = P_0 \cdot l_m + l_c + \frac{l_r}{2} \quad (3.6)$$

Donde la variable y corresponde la distancia desde el extremo de la mangueta, en cambio x representa la distancia local respecto a la longitud de esta zona tomando valores entre cero y la longitud de la misma.

Para la obtención de esta distribución se ha supuesto la aplicación de la fuerza de reacción ante el estado de carga en la zona de contacto rueda-eje suponiendo que está aplicada en el punto medio de la longitud de la zona de contacto rueda – eje, al igual que en el análisis resistente teórico con el software MdrFx® (véase apartado 3.1.5)

A partir de la zona anterior puede observarse que la distribución de momentos en el cuerpo del eje situado entre los planos de rodadura es constante.

En la figura 3.3 se muestra los resultados indicados por la norma UNE EN 13104.

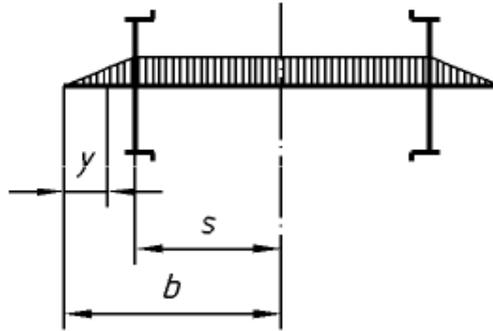


Imagen 3.3: Distribución de momentos indicados por la norma. [6]

3.1.4. Determinación y cálculo de esfuerzos en las distintas secciones

El presente eje se puede simplificar para el cálculo analítico de forma que se puede despreciar todos los efectos de las cargas a excepción de la flexión en el plano yz [6].

Una vez aplicada esta simplificación el cálculo de tensiones se considerará una viga de sección circular sometida a flexión las tensiones desarrolladas a lo largo de ella se pueden obtener como:

$$\sigma = \frac{K \cdot 32 \cdot M_x}{\pi \cdot d^3} \quad (3.8)$$

Donde K es el factor de concentración de tensiones cuyo valor será la unidad para todas aquellas superficies cilíndricas a excepción de cambios de sección y acanaladuras, y cuyo valor en estas situaciones se muestran en el apartado 3.3, de este estudio.

A continuación se obtendrá para cada una de las distintas partes del eje los esfuerzos presentes en las secciones debido al estado de cargas detallado en el apartado 3.1.2 de este documento.

Mangueta exterior: a través de la ecuación 3.4 del apartado 3.1.3 se determinó el momento flector presente la sección de esta parte del eje por lo que sustituyendo en la ecuación 3.8 se obtiene la ley de tensiones correspondiente.

$$\sigma = \frac{K \cdot 32 \cdot M_x}{\pi \cdot d^3} = \frac{1 \cdot 32 \cdot 122500 \cdot y}{\pi \cdot 0,13^3} = 567,9448 \cdot 10^6 \cdot y \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.9)$$

En la ecuación anterior cómo se ha detallado de forma previa el factor de concentración de tensiones tiene como valor la unidad ya que no es objetivo de este capítulo el estudio de tensiones en las discontinuidades geométricas, además se ha aplicado los valores correspondientes a la geometría de la parte indicadas en los planos del mismos, presente en los anexos del documento.

Mangueta interior: a través de la ecuación 3.5, y aplicando la ecuación 3.8 es posible obtener la distribución de tensiones a lo largo de esta zona, como se indica en la ecuación 3.10:

$$\sigma = \frac{K \cdot 32 \cdot M_x}{\pi \cdot d^3} = \frac{1 \cdot 32 \cdot 122500 \cdot (0,18 + x)}{\pi \cdot 0,16^3} = 54,833 \cdot 10^6 + 304,632 \cdot 10^6 \cdot x \quad (3.10)$$

Como puede observarse a través de la ecuación 3.10, puede mostrarse como el momento flector debido al estado de carga del sistema continua creciendo linealmente a lo largo de esta zona.

Se espera discrepancia entre los valores obtenidos a través de los distintos métodos de cálculo en esta zona, debido a su disposición por encontrarse situada entre dos discontinuidades geométricas y por no ser la longitud de esta suficiente de forma que se encuentra afectada por la concentración de tensiones en casi su totalidad.

Calado: esta zona será analizada en detalle en trabajos futuros debido a la peculiaridad de estado de cargas al que se encuentra sometido.

Además debido a que las reacciones no suceden en esta, siendo necesario reducir a esta zona las condiciones de contorno de la zona de contacto rueda - rail, lo que conlleva variabilidad de resultado en función de cómo se considere la reducción de estas reacciones sobre la zona en estudio.

Fuste: en esta zona la distribución de tensiones a lo largo del eje es uniforme como se muestra en la ecuación 3.11:

$$\sigma = \frac{K \cdot 32 \cdot M_x}{\pi \cdot d^3} = \frac{1 \cdot 32 \cdot 122500 \cdot 0,27}{\pi \cdot 0,155^3} = 68,573 \cdot 10^6 \text{ N/mm}^2 \quad (3.11)$$

A través de las ecuaciones 3.9 – 3.11, se han obtenido las distribuciones teóricas de tensiones. Estas distribuciones de tensiones serán comparadas con las obtenidas a través de la simulación numérica del software en el capítulo 5 del presente documento.

3.1.5. Determinación de desplazamientos

Los desplazamientos están relacionados con el momento flector mediante la ecuación 3.12, donde es posible obtener el valor de los desplazamientos a partir de la distribución de momentos flectores, así como el módulo de elasticidad y el momento de inercia de la sección.

$$v'' \text{ y } = \frac{M_y \text{ y}}{E \cdot I} \quad 3.12$$

Donde en la ecuación anterior $v''(y)$ corresponde a la curvatura generada en el eje debido al estado de cargas al que se encuentra sometido, a partir de esta ecuación es posible obtener la distribución de desplazamientos a lo largo de este como se indica en el las ecuación 5.13:

$$v' y = \frac{M_y y}{EI} dy + C_1 \quad v_z y = U' z \cdot dx + C_2 \quad 3.13$$

A través de las ecuaciones anteriores se demuestra la necesidad de dos condiciones de contorno para la obtención de la distribución de desplazamientos. A continuación se muestran el análisis resistente teórico para las distintas zonas de análisis:

Para realizar el cálculo de desplazamientos del modelo se utilizara un software de la Universidad de Valladolid, llamado MdrFx® a partir del cual se calculará los desplazamientos de distintos puntos del modelo.

En la figura 3.4 se muestra el modelo introducido en el programa.

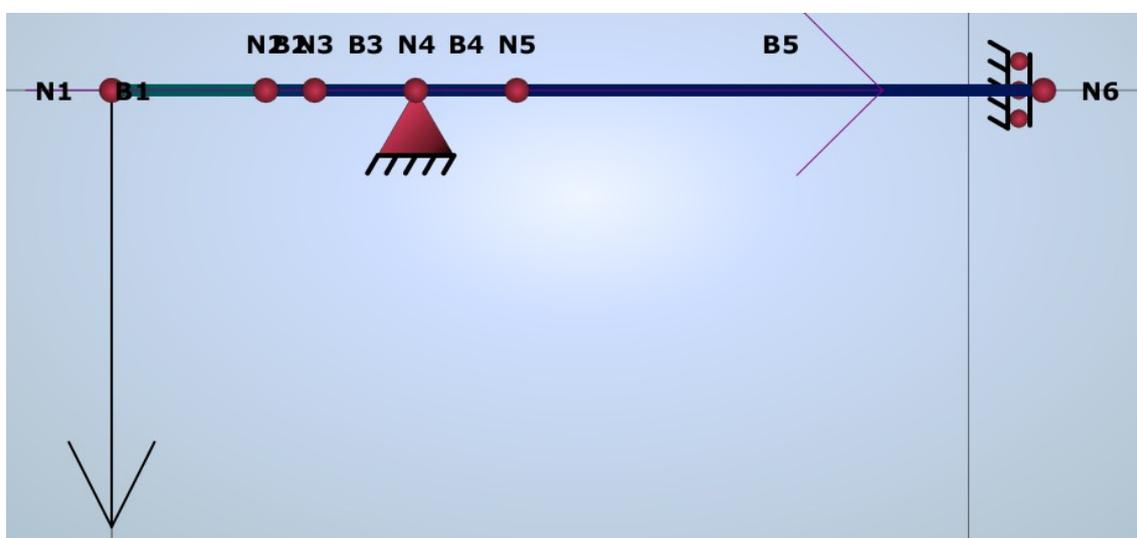


Figura 3.4: Modelo introducido en el software MdrFx

En el modelo se han introducido cada una de las distintas secciones existentes en el eje, a excepción de la zona de calado que se ha introducido en dos barras de forma que las reacciones existentes entre la rueda y el rail se han reducido a un apoyo simple en la mitad de la longitud de la misma. Además se ha introducido la fuerza soportada por el sistema físico calculada en el apartado 3.1.2.

En la tabla 3.2 se muestran los resultados de los desplazamientos en dirección vertical obtenidos mediante el cálculo del Método Directo de Rigidez.

| | Nodo 1 | Nodo 2 | Nodo 3 | Nodo 4 | Nodo 5 | Nodo 6 |
|----------------|-----------------------|------------------------|------------------------|--------|-----------------------|-----------------------|
| Desplazamiento | $-1,11 \cdot 10^{-3}$ | $-4,627 \cdot 10^{-4}$ | $-3,056 \cdot 10^{-4}$ | 0 | $2,792 \cdot 10^{-4}$ | $9,703 \cdot 10^{-4}$ |

Tabla 3.2: Desplazamientos obtenidos mediante el software MdrFx

Conocido esto es posible conocer la distribución de desplazamientos de cada una de las secciones.

Mangueta exterior: operando con la ecuación 3.12 y utilizando como condiciones de contorno los valores de los desplazamientos de los nodos 1 y 2 se obtiene la función representativa de los desplazamientos (ecuación 3.15).

$$E \cdot I \cdot \frac{\partial^2 v_z y}{\partial y^2} = 122500 \cdot y \quad 3.13$$

$$E \cdot I \cdot \frac{\partial v_z y}{\partial y} = 61250 \cdot y^2 + C_1 \quad 3.14$$

$$v_z y = 6,934613213 \cdot 10^{-3} \cdot y^3 - 0,01976357 \cdot y - 1,11 \cdot 10^{-3} \quad 3.15$$

Donde los valores de las constantes de integración son (ecuación 3.16)

$$C_1 = -0,01976357 \quad C_2 = -1,11 \cdot 10^{-3} \quad 3.16$$

Mangueta interior: operando con la ecuación 3.12 y utilizando como condiciones de contorno los valores de los desplazamientos de los nodos 2 y 3 se obtiene la función representativa de los desplazamientos (ecuación 3.19).

$$E \cdot I \cdot \frac{\partial^2 v_z y}{\partial y^2} = 22050 + 122500 \cdot y \quad 3.17$$

$$E \cdot I \cdot \frac{\partial v_z y}{\partial y} = 22050 \cdot y + 61250 \cdot y^2 + C_1 \quad 3.18$$

$$v_z y = 2,872065302 \cdot 10^{-4} \cdot y^2 + 1,06372789 \cdot 10^{-3} y^3 + 1,7110907 \cdot 10^{-3} \cdot y - 1,11 \cdot 10^{-3} \quad 3.19$$

Donde los valores de las constantes de integración son (ecuación 3.20)

$$C_1 = 1,7110907 \cdot 10^{-4} \quad C_2 = -4,627 \cdot 10^{-4} \quad 3.20$$

Fuste: operando con la ecuación 3.12 y utilizando como condiciones de contorno los valores de los desplazamientos de los nodos 5 y 6 es posible obtener los desplazamientos de cada uno de los puntos de la esta zona (ecuación 3.23).

$$E \cdot I \cdot \frac{\partial^2 v_z y}{\partial y^2} = 33075 \quad 3.21$$

$$E \cdot I \cdot \frac{\partial v_z y}{\partial y} = 33075 \cdot y + C_1 \quad 3.22$$

$$v_z y = 2,005352283 \cdot 10^{-4} \cdot y^2 + 9,6100658 \cdot 10^{-4} \cdot y + 2,792 \cdot 10^{-4} \quad 3.23$$

Donde los valores de las constantes de integración son (ecuación. 5.24)

$$C_1 = 1,7110907 \cdot 10^{-4} \qquad C_2 = -4,627 \cdot 10^{-4} \qquad 3.24$$

3.2. Análisis estático teórico de funcionamiento en curva

3.2.1. Consideración y cálculo de fuerzas actuantes.

A través de la aplicación de la norma UNE-EN-13103:2009, podemos conocer los esfuerzos presentes durante el funcionamiento de un eje ferroviario. Las fuerzas consideradas en un eje a lo largo de la norma son de tres tipos [6]:

- Fuerzas debidas a la masa en movimiento.
- Fuerzas debidas al frenado
- Fuerzas debidas a aceleración

Las fuerzas que actúan sobre el eje están mostradas en la imagen 3.5, en este capítulo solamente tendremos en cuenta las fuerzas debidas a las masas en movimiento considerando que no existe frenada ni aceleración durante el paso del mismo por la curva:

Según la tabla 10 de la misma norma cada una de las fuerzas mostradas en la imagen son:

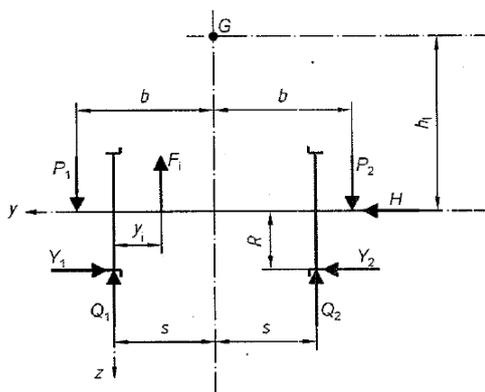


Imagen 3.5: Fuerza consideradas en un eje ferroviario [6]

P_1 – Fuerza vertical sobre la mangueta más cargada

P_2 – Fuerza vertical sobre la mangueta menos cargada.

Y_1 – Fuerza horizontal de la rueda sobre el rail, perpendicular al carril, en el lado de la mangueta más cargada.

Y_2 – Fuerza horizontal de la rueda sobre el carril, perpendicular al carril, en el lado de la mangueta menos cargada.

Q_1 – Reacción vertical sobre la rueda situada en el lado de la mangueta más cargada.

Q_2 – Reacción vertical sobre la rueda situada en el lado de la mangueta menos cargada.

H – Fuerza que equilibra las fuerzas Y_1 e Y_2 .

F_1 – Fuerzas ejercidas por las masas no suspendidas situadas entre las dos ruedas.

En situaciones de distribución asimétrica de fuerzas como situaciones de paso por curva debida a la fuerza centrífuga por el movimiento de las masas, la norma indica el valor de las fuerzas actuantes sobre el eje existiendo más carga en una de las manguetas en este caso de desequilibrio la perteneciente el extremo situado en el exterior de la curva.

Los valores de las cargas indicadas en la figura 3.5, para la geometría del presente eje, con dimensiones mostradas en los planos del mismo, presentes en los anexos del documento, se muestran en las fórmulas 3.25– 3.31:

$$P_1 = 0,625 + 0,0875 \cdot \frac{h_1}{b} \cdot m_1 \cdot g == 0,625 + 0,0875 \cdot \frac{625}{1100} \cdot 12500 \cdot 9,8 = 82652,7N \quad 3.25$$

$$P_2 = 0,625 - 0,0875 \cdot \frac{h_1}{b} \cdot m_1 \cdot g == 0,625 - 0,0875 \cdot \frac{625}{1100} \cdot 12500 \cdot 9,8 = 70472,3N \quad 3.26$$

$$Y_1 = 0,35 \cdot m_1 \cdot g = 42875N \quad (3.27)$$

$$Y_2 = 0,175 \cdot m_1 \cdot g = 21437,5 N \quad (3.28)$$

$$Q_1 = \frac{1}{2s} [P_2 \cdot b + s - P_2 b - s + Y_1 - Y_2 R - \sum_i F_i(2s - y_i)] =$$

$$= \frac{1}{2 \cdot 729} 82652,7 \cdot 1100 + 729 - 70472,3 \cdot 1100 - 729 + 42875 - 21437,5 \cdot 625$$

$$= 94941,7 N \quad (3.29)$$

$$Q_1 = \frac{1}{2s} [P_1 \cdot b + s - P_2 b - s + Y_1 - Y_2 R - \sum_i F_i(2s - y_i)] =$$

$$= \frac{1}{2 \cdot 729} 70472,3 \cdot 1100 + 729 - 82652,7 \cdot 1100 - 729 + 42875 - 21437,5 \cdot 625$$

$$= 76562,5 N \quad (3.30)$$

$$H = Y_1 - Y_2 = 0,175 \cdot m_1 \cdot g = 21437,5 \quad (3.31)$$

Además de la fuerza correspondiente a la masa indicada anteriormente el eje también debe soportar su propio peso aunque a la hora de realizar los cálculos no se tendrá en cuenta ya que es despreciable frente a la aplicada en las manguetas [14].

3.2.2. Determinación y cálculo de momentos en distintas secciones.

Tras el cálculo de las fuerza a tenerse en cuenta en el eje, hay que calcular los momentos en las distintas secciones de eje. Haciendo uso de la información indicada en la norma UNE EN 13104.

En la imagen 3.6 se muestra la fuerza soportada por la mangueta más cargada, donde el momento flector al que se encuentra soportada entre el plano de carga y el plano de rodadura se expresa a través de la ecuación 3.32:

$$M_x = P_1 \cdot x \quad (3.32)$$

Como puede observarse a través de la expresión anterior a zona indicada se encuentra sometida a una distribución de momento flector lineal [6].

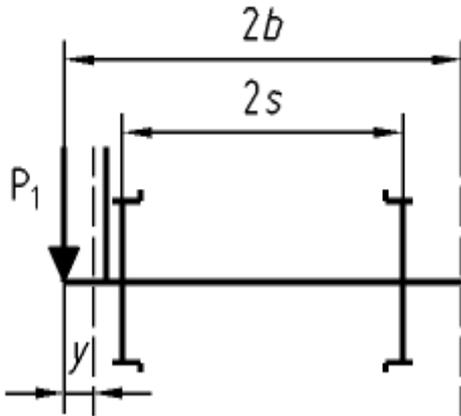


Imagen 3.6: Fuerzas de las masas suspendidas responsables del momento entre el plano de carga y el de rodadura [6]

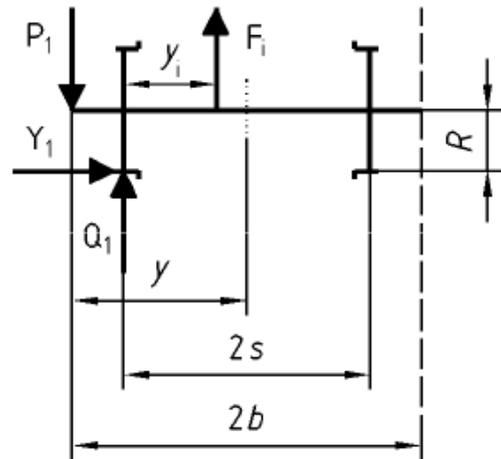


Imagen 3.7: Fuerzas de las masas suspendidas responsables del momento entre los planos de rodadura [6]

Para las secciones comprendidas entre los planos de rodadura, la distribución de momentos no es uniforme pues las fuerzas a las que este se encuentra sometido no son simétricas.

En la figura 3.7, se muestra las cargas debidas a las masas suspendidas en movimiento responsables de la producción de momento flector a lo largo del eje. Esta distribución de momentos puede obtenerse a través de la ecuación 3.33:

$$M_x = P_1 \cdot y - Q_1 y - b - s + Y_1 R - \sum_i F_i y - b + s - y_i \quad 3.33$$

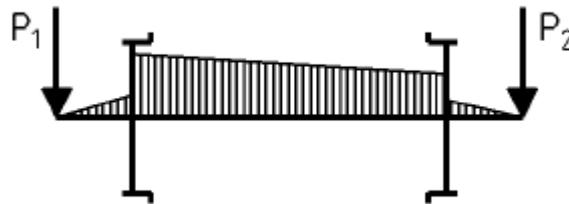


Imagen 3.8: Esquema general de las variaciones de \$M_x\$ [6]

A continuación se calcularán las distribuciones de momentos flectores existentes en las distintas secciones del eje ferroviario.

Mangueta exterior izquierda: se trata de la mangueta más cargada, es decir, se encuentra cargada con la fuerza correspondiente al peso de mayor valor, por ello el momento flector de la misma es:

$$M_y = P_{i_1} \cdot y = 82,652 \cdot 10^3 \cdot y \quad N \cdot m \quad 3.34$$

Mangueta interior izquierda: en esta zona el momento corresponde a la totalidad de la carga anterior es decir a P_{i_1} , por lo que el momento aumenta continua aumentando pero ya no de forma exponencial si no lineal:

$$M_x(y) = P_{i_1} \cdot y - l_m = P_0 \cdot y \quad N \cdot m \quad (3.35)$$

Dónde x corresponde a la distancia local en la zona de calado, tomando valores desde cero hasta la longitud de esta zona mientras y es la distancia global del eje desde su extremo y l_m la longitud de la mangueta exterior.

En realidad esta zona no estudiará en este apartado debido a que esta se encuentra entre dos discontinuidades geométricas. Debido a su pequeña longitud, esta zona se encuentra afectada prácticamente por completo por el gradiente de tensiones generado en el cambio de sección, siendo por ello estudio del apartado 3.3.

Calado: la distribución de momentos presentes en estas zonas pueden variar dependiendo de cómo reduzcan las fuerzas de reacción de la rueda a la zona de contacto rueda – eje.

En esta zona no se realizará un análisis resistente debido a que las fuerzas de ajustes generadas para la unión eje y rueda son predominantes respecto a las tensiones desarrolladas por las fuerzas calculadas anteriormente.

El análisis resistente de tensiones desarrolladas en esta zona se analizará en trabajos futuros, ya que existe una distribución de esfuerzos que no responde a las fuerzas descritas en el presente capítulo.

Fuste: a diferencia del caso anterior, la existencia de una distribución de fuerzas asimétrica, conlleva la desaparición del valor constante del momento flector existente en la zona entre los planos de rodadura durante el funcionamiento del eje en las rectas.

El momento flector existente en la zona situada entre las ruedas depende de las fuerzas debido a las masas suspendidas, y las reacciones existentes en la zona de contacto entre la rueda y la vía.

$$\begin{aligned} M_x \quad y &= P_{i_1} \cdot y + l_{m_e} + l_{m_i} + l_c - Q_1 \cdot y + \frac{l_c}{2} + Y_1 \cdot \frac{d_r}{2} \\ &= 54,9 \cdot 10^3 - 12,29 \cdot 10^3 \cdot y \quad N \cdot m \end{aligned} \quad (3.36)$$

Donde l_{m_e} , l_{m_i} , l_c y d_r corresponden a la longitudes de la mangueta exterior, la interior y la zona de unión rueda y eje y el diámetro de la rueda respectivamente y siendo y la longitud local del punto estudiado. Todas las longitudes presentan como unidad el metro.

Mangueta exterior: en el caso de la mangueta derecha exterior se procederá de la misma forma que se actuó con la mangueta opuesta, se calculará el momento partiendo del extremo libre de la mangueta, siendo el momento al que está sometido el indicado en la ecuación 3.37.

$$M_y = 70,472 \cdot 10^3 \cdot y \text{ N} \cdot \text{m} \quad 3.37$$

Siendo y la distancia local en la mangueta desde el extremo libre, presentando valores comprendidos entre cero y la longitud de la mangueta.

La zona de ajuste entre la rueda derecha y el eje y la zona de calado de lado derecho del eje no han sido considerados porque al igual que sucede con los situados al lado izquierdo, presentan condiciones geométricas especiales y por ello son considerados en análisis resistente independiente en el apartado 3.3.

3.2.3. Determinación y cálculo de esfuerzos en las distintas secciones

A lo largo del presente capítulo, se está llevando a cabo el análisis de un eje de sección circular con diferentes secciones, con cargas en las manguetas.

La presente viga se puede simplificar para el cálculo analítico de forma que para el caso de análisis resistente estático se puede despreciar todos los efectos de las cargas a excepción de la flexión en el plano yz o flexión x [6].

Una vez aplicada esta simplificación el cálculo de tensiones se realiza de la misma manera que una viga de sección circular sometida a flexión las tensiones desarrolladas a lo largo de ella se pueden obtener como [6]:

$$\sigma = \frac{K \cdot 32 \cdot M_x}{\pi \cdot d^3} \quad (3.38)$$

Donde K es el factor de concentración de tensiones cuyo valor será la unidad para todas aquellas superficies cilíndricas a excepción de cambios de sección y acanaladuras, y cuyo valor en estas situaciones además del método de cálculo se muestran en el apartado 3.3, de este estudio.

A continuación se obtendrá para cada una de las distintas partes del eje los esfuerzos presentes en las secciones debido al estado de cargas detallado en el apartado 3.2.1 de este documento.

Mangueta exterior izquierda: a través de la ecuación 3.32 del apartado 3.2.2 se determinó el momento flector presente la sección de esta parte del eje, sustituyendo este en la ecuación 3.38 obtenemos la ley de tensiones correspondiente.

$$\sigma = \frac{K \cdot 32 \cdot M_x}{\pi \cdot d^3} = \frac{1 \cdot 32 \cdot 82652,7 \cdot y}{\pi \cdot 0,13^3} = 383,2 \cdot 10^6 \cdot y \quad N \cdot m \quad (3.39)$$

En la ecuación anterior, el factor de concentración de tensiones tiene como valor la unidad ya que no es objetivo de este apartado el estudio de tensiones en las discontinuidades geométricas, además se ha aplicado los valores correspondientes a la geometría de la parte analizada.

Mangueta interior izquierda: a través de la ecuación 3.32, y aplicando la ecuación 3.38 es posible obtener la distribución de tensiones a lo largo de esta zona, como se indica en la ecuación 3.40:

$$\sigma = \frac{K \cdot 32 \cdot M_x}{\pi \cdot d^3} = \frac{1 \cdot 32 \cdot 82652,7 \cdot (0,18 + x)}{\pi \cdot 0,16^3} = 37 \cdot 10^6 + 205,54 \cdot 10^6 \cdot x \quad (3.40)$$

Como puede observarse a través de la ecuación 3.40, puede mostrarse como el momento flector debido al estado de carga del sistema crece linealmente a lo largo de esta zona, ya que esta se encuentra situada entre el plano de carga y el plano de rodadura.

Esta zona será validada y verificada a nivel de tensiones, pero se espera que no exista una aproximación a la distribución obtenida teóricamente, ya que la longitud de esta zona es pequeña y se encuentra situada entre dos discontinuidades geométricas, por lo que los laterales de la citada zona se encontrarán afectadas por el correspondiente factor de concentración de tensiones.

Fuste: al igual que en las zonas anteriores nos encontramos en una zona en la que la distribución de tensiones a lo largo del eje es lineal como se muestra en la ecuación 3.41:

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{K \cdot 32 \cdot M_x}{\pi \cdot d^3} = \frac{1 \cdot 32}{\pi \cdot 0,155^3} \cdot 82652,7 \cdot y - 76562,5 \cdot y - 1,100 - 0,729 + 42875 \\ &\quad \cdot 0,625 \\ &= 69,9 \cdot 10^6 - 15,67 \cdot 10^6 \cdot y \frac{N}{mm^2} \end{aligned} \quad (3.41)$$

Mangueta exterior derecha: Al igual que se ha realizado con la mangueta exterior izquierda, se procederá con la derecha. La distribución de tensiones en esta mangueta se muestra en la ecuación 3.42.

$$\sigma = \frac{K \cdot 32 \cdot M_x}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 70472,3 \cdot y}{\pi \cdot 0,13^3} = 326,72 \cdot 10^6 \cdot y \quad (3.42)$$

A través de las ecuaciones 3.38 – 3.42, se han obtenido una distribución teórica de tensiones, esta distribución se comparará estas distribuciones obtenidas a través del análisis a través del software.

3.2.4. Determinación de desplazamientos

A lo largo del presente apartado se realizará el cálculo teórico de los desplazamientos de los distintos puntos del eje ferroviario.

Para realizar el cálculo de desplazamientos del modelo se utilizara un software de la Universidad de Valladolid, llamado MdrFx® a partir del cual se calculará los desplazamientos de distintos puntos del modelo.

En la figura 3.9 se muestra el modelo introducido en el programa.

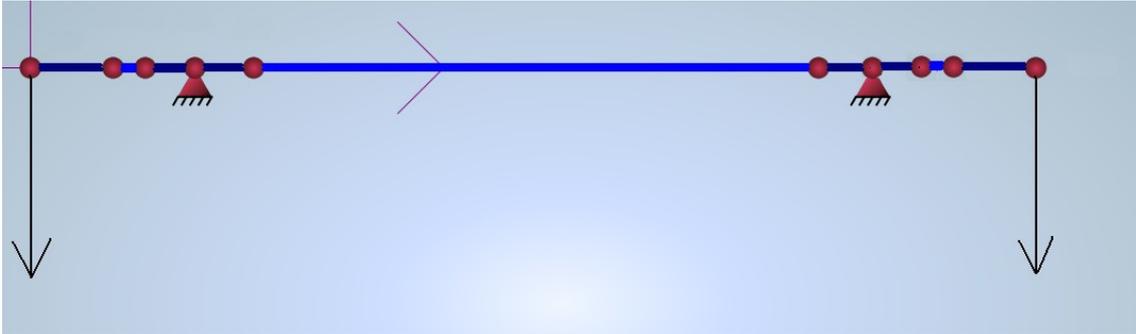


Figura 3.4: Modelo introducido en el software MdrFx®

En el modelo se han introducido cada una de las distintas secciones existentes en el eje, a excepción de la zona de calado que se ha introducido en dos barras de forma que las reacciones existentes entre la rueda y el rail se han reducido a un apoyo simple en la zona citada. Además se ha introducido las fuerzas correspondientes al eje en la situación de desequilibrio como es el paso por curva, calculadas en el apartado 3.2.1.

En la tabla 3.3 se muestran los resultados de los desplazamientos en dirección vertical obtenidos mediante el cálculo del Método Directo de Rigidez.

Los desplazamientos en los nodos 1, 2, 3, 5, 6, 8, 9 y 10 son necesarios para conocer los desplazamientos de los puntos del eje.

| | Nodo 1 | Nodo 2 | Nodo 3 | Nodo 5 | Nodo 6 | Nodo 8 | Nodo 9 | Nodo 10 |
|----------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|---------|
| Desplaz. | 0,64 | 0,35 | 0,3285 | 0,286 | 0,118 | 0,105 | 0,201 | 0,469 |

Tabla 3.3: Desplazamientos del modelo teórico

A partir de estos resultados podemos obtener las distribuciones de desplazamientos mediante la fórmula 3.43:

$$E \cdot I \cdot \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} = M \quad x \quad 3.43$$

Conocido esto es posible obtener la distribución de desplazamientos de cada una de las secciones.

Mangueta exterior izquierda: operando con la ecuación 3.43 y utilizando como condiciones de contorno los valores de los desplazamientos de los nodos 1 y 2 se obtiene como función representativo de los desplazamientos (ecuación 3.46).

$$E \cdot I \cdot \frac{\partial^2 v_z y}{\partial y^2} = 82652,7 \cdot y \quad 3.44$$

$$E \cdot I \cdot \frac{\partial v_z y}{\partial y} = 41326,35 \cdot y^2 + C_1 \quad (3.45)$$

$$v_z y = 4,678893846 \cdot 10^{-3} \cdot y^3 + 1,4595149 \cdot 10^{-3} \cdot y - 6,4 \cdot 10^{-4} \quad 3.46$$

Donde los valores de las constantes de integración son (ecuación 3.47)

$$C_1 = 5,3484038 \cdot 10^{-3} \quad C_2 = -6,4 \cdot 10^{-4} \quad 3.47$$

Mangueta interior izquierda: operando con la ecuación 3.43 y utilizando como condiciones de contorno los valores de los desplazamientos de los nodos 2 y 3 es posible obtener el desplazamiento de cualquier punto presente en esta zona (ecuación 3.50).

$$E \cdot I \cdot \frac{\partial^2 v_z y}{\partial y^2} = 14877,486 + 82652,7 \cdot y \quad 3.48$$

$$E \cdot I \cdot \frac{\partial v_z y}{\partial y} = 14877,486 \cdot y + 41326,35 \cdot y^2 + C_1 \quad 3.49$$

$$v_z y = 1,423428129 \cdot 10^{-3} \cdot y^2 + 2,639681721 \cdot 10^{-3} y^3 + 8,9398935 \cdot 10^{-5} \cdot y - 3,5 \cdot 10^{-4} \quad 3.50$$

Donde los valores de las constantes de integración son (ec. 3.51)

$$C_1 = 8,9398935 \cdot 10^{-5} \quad C_2 = -3,5 \cdot 10^{-4} \quad 3.51$$

Mangueta exterior derecha: operando con la ecuación 3.43 y utilizando como condiciones de contorno los valores de los desplazamientos de los nodos 9 y 10 se obtiene como función representativo de los desplazamientos (ecuación 3.54).

$$E \cdot I \cdot \frac{\partial^2 v_z y}{\partial y^2} = 70472,3 \cdot y \quad 3.52$$

$$E \cdot I \cdot \frac{\partial v_z y}{\partial y} = 35236,15 \cdot y^2 + C_1 \quad 3.53$$

$$v_z y = 3,989372528 \cdot 10^{-3} \cdot y^3 + 2,3646332 \cdot 10^{-3} \cdot y - 4,69 \cdot 10^{-4} \quad 3.54$$

Donde los valores de las constantes de integración son (ecuación 3.55)

$$C_1 = 2,3646332 \cdot 10^{-3} \quad C_2 = -4,69 \cdot 10^{-4} \quad 3.55$$

Fuste: Operando con la ecuación 3.43 y utilizando como condiciones de contorno los valores de los desplazamientos de los nodos 5 y 6 es posible obtener el desplazamiento de cualquier punto presente en esta zona (ecuación 3.58)..

$$E \cdot I \cdot \frac{\partial^2 v_z y}{\partial y^2} = 54902,8565 - 12289 \cdot y \quad 3.56$$

$$E \cdot I \cdot \frac{\partial v_z y}{\partial y} = 54902,8565 \cdot y + 6144,5 \cdot y^2 + C_1 \quad 3.57$$

$$v_z y = 1,664392572 \cdot 10^{-3} \cdot y^2 + 1,241812759 \cdot 10^{-4} \cdot y^3 - 1,800196 \cdot 10^{-4} \cdot y + 2,86 \cdot 10^{-4} \quad 3.58$$

Donde los valores de las constantes de integración son (ecuación 3.59)

$$C_1 = -2,427618 \cdot 10^{-3} \quad C_2 = 2,86 \cdot 10^{-4} \quad 3.59$$

3.3. Análisis teórico de concentración de tensiones.

3.3.1. Introducción.

El *esfuerzo nominal* es aquel que se presenta en el elemento en aquella situación en la que este se encuentra libre del intensificador de esfuerzos [20].

Se emplea un *factor teórico o geométrico de la concentración de esfuerzos* K_t , para relacionar el esfuerzo máximo real en la discontinuidad con el esfuerzo nominal. Este factor se define a través de la ecuación 3.60:

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_o} \quad K_{t\tau} = \frac{\tau_{max}}{\tau_o} \quad (3.60)$$

Dónde K_t se utiliza para esfuerzos normales y $K_{t\tau}$ para esfuerzos cortantes. Este factor solo depende de la geometría siendo por tanto independiente del material en el que suceda la irregularidad.

El análisis de formas geométricas para determinar los factores de concentración de esfuerzos se convierte en un problema difícil y no existen muchas soluciones. La mayor parte de estos factores se determinan por medio de técnicas experimentales.

Entre las aproximaciones experimentales se incluyen el método de la fotoelasticidad, métodos de malla, método de recubrimiento frágil y métodos eléctricos con medidores de la deformación, entre otros. [20]

El método de elementos finitos impide encontrar el esfuerzo máximo debido a que como su nombre indica los elementos son finitos, ya que realmente se calculan los valores en los nudos y los valores obtenidos entre ellos se obtienen a través de funciones de interpolación simples

de forma que para calcular el valor máximo es necesario que uno de los nodos se encuentre situados en el punto de máximo valor, de ahí que los resultados mejoren al refinar la malla del modelo. [20]

Con el estudio presentado a lo largo del capítulo se pretende describir las tensiones sufridas por un eje ferroviario dependiendo de los factores geométricos como son el cambio de radio de acuerdo y cambio de la relación entre secciones.

Se realizará un análisis mediante el software de la magnitud de las tensiones, así como de la localización de estas en función de los factores comentados, todo ello posteriormente será validado a través de la norma UNE EN 13104, además del uso de las tablas de factores de concentración de tensiones obtenidas de distintos libros de diseño de máquinas [20].

3.3.2. Condiciones de partida.

Entre las zonas críticas de concentración de tensiones a lo largo del eje se pueden distinguir las distintas zonas de transición:

- Transición entre la mangueta interior y exterior.
- Transición entre la mangueta interior y la zona de calado.
- Transición entre la zona de calado de la rueda y el fuste.

A continuación se analizará cada una de las secciones, analizando de forma más detalladas y validando las transiciones citadas anteriormente.

3.3.3. Zonas de estudio

Como se ha indicado en el apartado 9.3.1, las secciones críticas son las transiciones entre las diferentes secciones.

En la figura 9.2, se muestra la distribución de tensiones a lo largo del eje, en la que no se han tenido en cuenta puntos en los radios de acuerdo de los cambios de sección.

3.3.3.1 Transición mangueta exterior e interior

Una vez conocidas las zonas en las que existen discontinuidades geométricas, es necesario calcular las tensiones existentes a través de las gráficas presente en la norma UNE EN 13104 presentada en la figura 3.9.

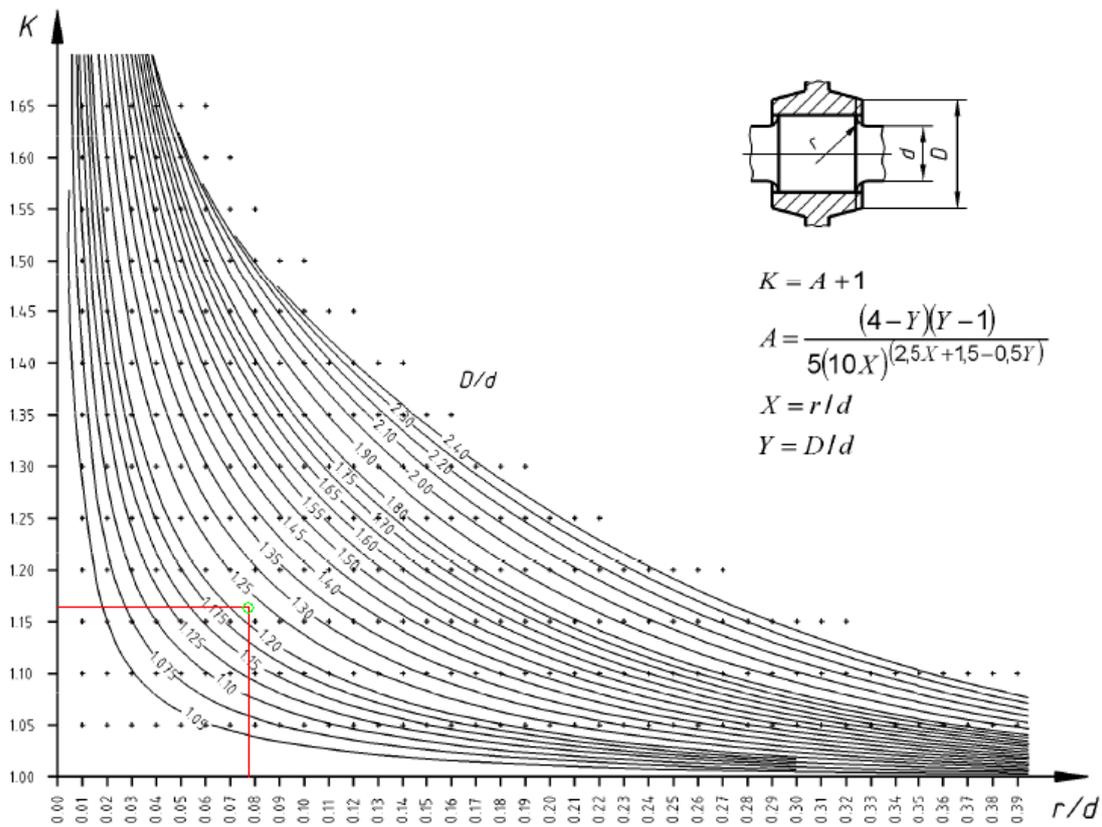


Figura 3.9: Coeficiente de concentración de esfuerzos de fatiga K_t en función de D/d y r/d . [6]

A través de la figura 3.9 obtendremos el factor de concentración de tensiones obtenidos en distintos ejes a través de numerosas pruebas realizadas a ejes.

Los factores D/d y r/d cuyos valores se muestran en los planos adjuntos en los anexos del documento.

Los valores de los citados factores son obtenidos a través de las ecuaciones 3.61.

$$\frac{D}{d} = \frac{160\text{mm}}{130\text{mm}} = \frac{16}{13} \quad \frac{r}{d} = \frac{10\text{mm}}{130\text{mm}} = \frac{1}{13} \quad (3.61)$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación de gráfico o en el mismo obtenemos un factor de concentración de tensiones indicado en la ecuación 3.62:

$$K_t = 1,169541208 \quad (3.62)$$

3.3.3.2 Transición zona de calado del obturador y de la rueda

A continuación se llevará a cabo el cálculo teórico del factor de concentración de tensiones, como se hizo anteriormente a mediante el gráfico de concentración de tensiones presente en la norma UNE EN 13104

Para conocer el factor de concentración de esfuerzos a fatiga es necesario conocer la relación entre los diámetros de la transición geométrica, así como el radio de acuerdo a través de cual se lleva a cabo la misma calculados en la siguientes ecuaciones.

$$\frac{D}{d} = \frac{190}{160} = 1,1875 \qquad \frac{r}{d} = \frac{40}{160} = 0,25 \qquad (3.63)$$

A través de estos dos parámetros es posible obtener el valor del factor de concentración de esfuerzos a fatiga como se indica en figura 9.9:

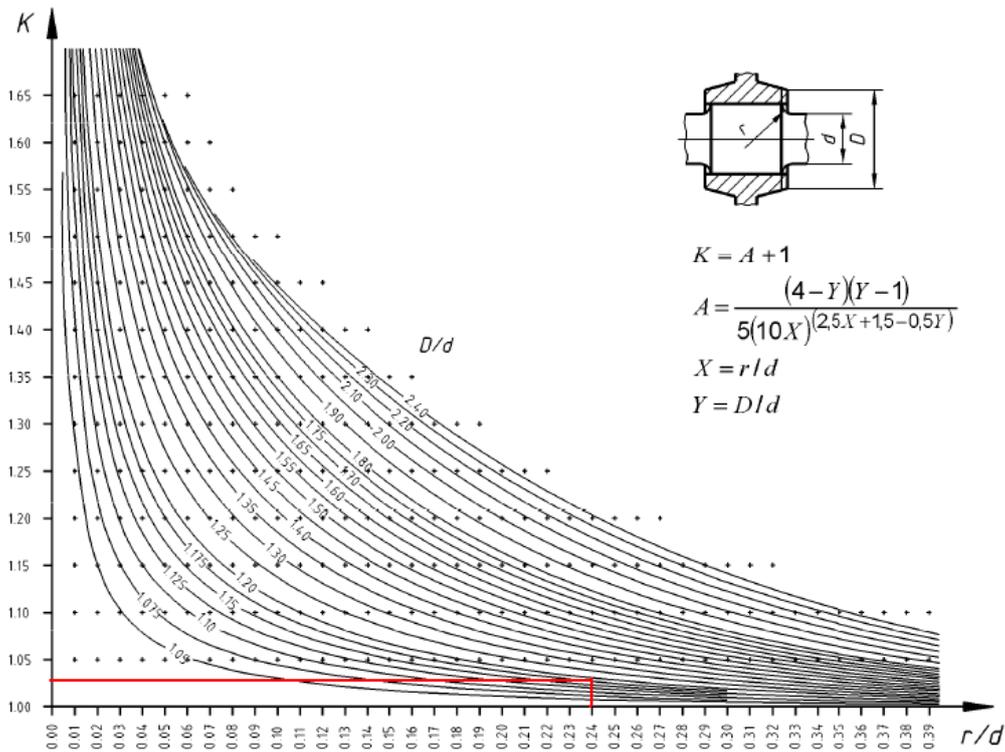


Figura 3.10: Coeficiente de concentración de esfuerzos de fatiga K_t en función de D/d y r/d [6].

Como puede observarse a través de la figura 3.10, el factor de concentración de tensiones obtenido experimentalmente presenta como valor:

$$K_t = 1,03 \qquad (3.64)$$

3.3.3.3 Transición zona de calado de la rueda y el fuste

Esta transición no será analizada de forma detallada al igual que las transiciones anteriores, este hecho se justifica debido a:

- El radio de acuerdo es mucho más elevado que en el caso anterior.
- La relación entre diámetros en la transición geométrica es menos.
- La relación entre radio de acuerdo y diámetro es mayor.

Las justificaciones anteriores llevan a transiciones menos bruscas, lo que se traduce en un factor de concentración de tensiones menor al del caso anterior siendo este último muy próximo a 1, por lo que no es necesario invertir un valioso tiempo en este análisis

aproximando esta transición a un factor de concentración de esfuerzos a fatiga igual a la unidad.

$$K_t = 1 \quad (3.68)$$

3.4. Análisis teórico de fatiga

3.4.1. Introducción

A lo largo del presente apartado se realizará un análisis resistente del eje que se está desarrollando a lo largo del presente documento.

En primer lugar se realizará el análisis a fatiga del eje en las dos situaciones estudiadas con anterioridad, en un primer se considerará el estado de funcionamiento del mismo en recta y posteriormente se analizará el comportamiento a fatiga del mismo en curva.

Una vez realizados estos dos análisis se realizará un análisis resistente considerando una situación de funcionamiento más cercana al funcionamiento real del mismo en el que se considera una combinación de ambas situaciones.

3.4.2. Propiedades del material

El material para la construcción de ejes ferroviarios es EA1N [24], las características del material utilizadas para los cálculos de análisis resistente a fatiga se muestran en la tabla 3.4.

| Propiedad | Valor |
|-------------------------------|---------|
| Módulo de elasticidad | 210 GPa |
| Límite elástico | 395 MPa |
| Resistencia última a tracción | 600 MPa |
| Límite a fatiga | 120 MPa |

Tabla 3.4: Características de acero EA1N para cálculo de fatiga

3.4.3. Comportamiento a fatiga en recta

En este apartado se analizará el comportamiento a fatiga de un eje durante su funcionamiento en línea recta.

El modelo analizado es el mismo que se utilizó en el apartado 3.1 y 3.2, donde se describió detalladamente la distribución de tensiones presente en el mismo [6].

Como se obtenido a partir de los cálculos en los citados capítulos el punto de mayor tensión se encuentra situado en el cambio de sección entre las manguetas, por lo que será esta zona la que se desarrollará de forma detallada en presente apartado.

La distribución de tensiones existentes en la mangueta durante el funcionamiento del eje en línea recta responde a la fórmula 3.69

$$\sigma_x = 567,9448129 \cdot 10^6 \cdot y \text{ MPa} \quad 3.69$$

Donde y corresponde a la distancia desde extremo libre de la mangueta, el punto analizado se encuentra a una distancia igual a la longitud de la mangueta, así se puede obtener el valor nominal de la tensión en dicho punto (ecuación 3.70).

$$\sigma_n = 90,871117 \text{ MPa} \quad 3.70$$

Teniendo en cuenta la existencia de una discontinuidad geométrica existe una tensión mayor que la correspondiente tensión nominal, como se indicó en el apartado 3.3. Utilizando el factor de concentración de tensiones calculado se obtiene la tensión máxima teórica existente en el cambio de sección (ecuación 3.71)

$$\sigma_t = 106,32 \quad K_t = 1,17 \quad 3.71$$

Debido al estado de carga del eje, este se encuentra sometido a flexión en la que las tensiones medias y alternantes existentes en la zona de análisis son (ecuación 3.72)

$$\sigma_m = 0 ; \quad \sigma_a = \sigma_t \quad 3.72$$

La existencia de tensiones medias nulas simplifica el cálculo de tensiones equivalentes de forma que es posible comparar las tensiones alternantes directamente con las tensiones indicadas en el diagrama de Wohler.

Haciendo uso del análisis clásico de fatiga es posible obtener los parámetros de la recta de vida finita del diagrama de Whooler, la cual responde a la ecuación 3.73 [23].

$$S_f' = a \cdot N^b \quad 3.73$$

Donde a y b son parámetros, siendo N el número de ciclos hasta la rotura de una probeta y S_f la tensión puramente alternante responsable de dicha rotura. Esta ecuación responde a la recta existente entre 10^3 y 10^7 ciclos.

Las ecuaciones 3.74 y 3.75 relacionan los parámetros de dichas rectas con las características del material.

$$a = \frac{0,9 \cdot S_{ut}^2}{S_e'} \quad 3.74$$

$$b = -\frac{1}{4} \cdot \log \frac{0,9 \cdot S_{ut}}{S_e'} \quad (3.75)$$

El término S_e' corresponde al límite fatiga corregido, en nuestro caso el valor aportado por la norma [19] y [24], se indica el límite fatiga ya reducido que cabe esperar para el eje analizado.

Una vez conocidos los valores de las características y las ecuaciones es posible llevar a cabo el análisis. Los valores numéricos de los parámetros a y b (ec. 3.76 y 3.77) respectivamente son:

$$a = \frac{0,9 \cdot 600 \cdot 10^6}{120 \cdot 10^6} = 2,43 \cdot 10^9 \quad 3.76$$

$$b = -\frac{1}{4} \cdot \log \frac{0,9 \cdot S_{ut}}{S'_e} = -0,1633031289 \quad 3.77$$

Conocido el valor del límite fatiga y los parámetros es posible conocer el número de ciclos al que puede estar sometido el eje hasta su rotura.

$$N = \frac{\sigma}{a'}^{\frac{1}{b}} = \frac{106,32}{2,43 \cdot 10^9}^{\frac{1}{-0,1633031289}} = 2,1375 \cdot 10^8 \quad (3.78)$$

Como el valor de número de ciclos hasta la rotura es mayor que 10^7 esto implica que el eje presenta vida infinita, es decir no romperá sea cuales sea el número de ciclos realizados.

Atendiendo a la recta de Soderberg el factor de seguridad del sistema es posible obtener como:

$$\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S'_e} = \frac{1}{n} \quad 3.79$$

Despejando de la ecuación anterior el factor de seguridad es posible obtener el valor del mismo:

$$n = 1,165 \quad 3.80$$

El factor de seguridad mayor que la unidad implica que el las dimensiones del eje y su diseño es adecuado para el estado de carga al que se encuentra sometido [18].

3.4.4. Comportamiento a fatiga en curva

Igual que se realizó en el apartado anterior, se parte de un modelo ya analizado, en este caso este lo fue en el apartado 3.2, donde se describió detalladamente la distribución de tensiones presente en el mismo.

Como se indicó en el citado capítulo el punto de mayor tensión se encuentra situado en el cambio de sección entre las manguetas izquierdas perteneciente al extremo exterior de la curva, por lo que será esta zona la que se desarrollará en presente apartado.

La distribución de tensiones existentes en la mangueta durante el funcionamiento del eje en línea recta responde a la ecuación 3.81.

$$\sigma \times 383,201 \cdot x \text{ MPa} \quad 3.81$$

Donde x corresponde a la distancia desde extremo libre de la mangueta, el punto analizado se encuentra a una distancia igual a la longitud de la mangueta, así se puede obtener el valor nominal de la tensión en dicho punto (ecuación 3.82).

$$\sigma_n = 65,14423902 \text{ MPa} \quad 3.82$$

Teniendo en cuenta la existencia de una discontinuidad geométrica existe una tensión mayor que la correspondiente tensión nominal, como se indicó en el apartado 3.2. Utilizando el factor de concentración de tensiones calculado (véase apartado 3.3) se obtiene la tensión teórica existente en el cambio de sección (ecuación 3.83)

$$\sigma_t = 76,21875965 \quad K_t = 1,17 \quad 3.83$$

Debido al estado de carga al que se encuentra sometido el eje, tensiones medias y alternantes existentes en la zona de análisis son (ecuación 3.84)

$$\sigma_m = 0 ; \quad \sigma_a = \sigma_t \quad 3.84$$

La existencia de tensiones medias nulas simplifica el cálculo de tensiones equivalentes de forma que es posible comparar las tensiones alternantes directamente con las tensiones indicadas en el diagrama de Wohler.

Haciendo uso del análisis clásico de fatiga es posible obtener los parámetros de la recta del diagrama de Wohler, la cual responde a la ecuación 3.85.

$$S'_f = a \cdot N^b \quad 3.85$$

Donde a y b son parámetro, siendo N el número de ciclos hasta la rotura de una probeta y Sf la tensión de dicha rotura. Esta ecuación responde a la recta existente entre 10^3 y 10^7 ciclos.

Las ecuaciones 3.86 y 3.87 relacionan los parámetros de dichas rectas con las características del material.

$$a = \frac{0,9 \cdot S_{ut}^2}{S_e'} \quad 3.86$$

$$b = -\frac{1}{4} \cdot \log \frac{0,9 \cdot S_{ut}}{S_e'} \quad (3.87)$$

El término S_e' corresponde al límite fatiga corregido, en nuestro caso el valor aportado por la norma [19] y [24], se indica el límite fatiga ya reducido que cabe esperar para el eje analizado.

Una vez conocidos los valores de las características y las ecuaciones es posible llevar a cabo el análisis. Los valores numéricos de los parámetros a y b (ecuaciones 3.88 y 3.89) respectivamente son:

$$a = \frac{0,9 \cdot 600 \cdot 10^6}{120 \cdot 10^6} = 2,43 \cdot 10^9 \quad 3.88$$

$$b = -\frac{1}{4} \cdot \log \frac{0,9 \cdot S_{ut}}{S_e'} = -0,1633031289 \quad 3.89$$

Los valores de los parámetros no cambian ya que estos solamente dependen de las propiedades del material, por ello coinciden con los parámetros del apartado 3.4.3.

Conocido el valor del límite fatiga y los parámetros es posible conocer el número de ciclos al que puede estar sometido el eje hasta su rotura.

$$N = \frac{\sigma}{a'}^{\frac{1}{b}} = \frac{71,73 \cdot 10^6}{2,43 \cdot 10^9}^{-0,1633031289} = 2,336148726 \cdot 10^9 \quad (3.90)$$

Como el valor de número de ciclos hasta la rotura es mayor que 10^7 esto implica que el eje presenta vida infinita.

Atendiendo a la recta de Soderberg el factor de seguridad del sistema es posible obtener como [23]:

$$\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S'_e} = \frac{1}{n} \quad 3.91$$

Despejando de la ecuación anterior el factor de seguridad es posible obtener el valor del mismo:

$$n = 1,673 \quad 3.92$$

El factor de seguridad mayor que la unidad implica que el las dimensiones del eje y su diseño es adecuado para el estado de carga al que se encuentra sometido.

3.4.5. Comportamiento combinado.

3.4.5.1 Introducción.

En el presente apartado se considerará un análisis resistente del eje ferroviario ante unas condiciones de funcionamiento más próximas a la realidad, ya que en los apartados 3.4.3 y 3.4.4 se consideró el funcionamiento del eje en condiciones invariables de funcionamiento en línea recta en paso por curva respectivamente.

Analizando el funcionamiento del eje ferroviario, este se encuentra sometido a una u otra combinación de carga en función de la vía en la que el mismo se encuentre en funcionamiento. No es posible analizar la combinación exacta de cargas en la que se encuentra sometida un eje a lo largo de su vida, ya que este circulará por distintas vías, pudiendo o no estar cargado, por lo que para estar del lado de la seguridad se analizará el funcionamiento del mismo ante una condiciones de funcionamiento pésimas a lo largo de su vida [14],[16], [17] y [25].

Analizando las características de las vías de alta velocidad españolas la longitud de vías en curvas es una vigésima parte de la longitud de vías en línea recta [19] y [25].

Simplificaciones:

- Se considerará que la velocidad del eje no varía a lo largo de su funcionamiento.

- El número de ciclos de funcionamiento en línea curva es una vigésima parte de los ciclos en línea recta.
- Será asumido que todas las curvas durante el funcionamiento son iguales, teniendo en todas ellas el eje el mismo desequilibrio.
- El funcionamiento del eje se considerará en dos grupos de cargas: un primer grupo de funcionamiento en línea recta, seguido del funcionamiento en curva, estando así del lado de la seguridad por estar aplicado en el primer grupo aquel estado de cargas de mayor magnitud.

Las simplificaciones anteriores se han tomado estando siempre del lado de la seguridad, justificando esto de cada una de ellas:

La vida máxima de los ejes ferroviarios de alta velocidad hasta una inspección en búsqueda de grietas es 240.000Km [4], durante la vida del eje se realizan varios análisis resistentes para determinar la aparición de grietas en las zonas de alto riesgo, mediante métodos no destructivos [25], [26] y [25].

Durante el presente documento se considerará que no se realizará ningún tipo de análisis, hasta el límite de kilometraje estipulado.

Una vez conocidos los kilómetros recorridos por el eje, es necesario conocer el número de ciclos correspondiente a dichos kilómetros. Conocido el diámetro de la rueda presente en el modelo indicado en los capítulos anteriores. La longitud recorrida durante un ciclo de carga se puede obtener como:

$$L_c = 2 \cdot \pi \cdot r = 2 \cdot \pi \cdot \frac{1,26}{2} = 3,958 \text{ m} \quad (3.93)$$

El número de ciclos total realizados por el eje, se puede obtener a través de la ecuación 3.94:

$$N_T = \frac{Km_T}{L_c} = \frac{240000000}{3,958} \approx 60 \cdot 10^6 \text{ ciclos} \quad 3.94$$

Teniendo en cuenta la relación de longitud entre los tramos en línea recta y en curva se pueden obtener el número de ciclos en cada uno de los dos grupos de cargas (ecuaciones 3.95 y 3.96), considerando el primer grupo a los ciclos de comportamiento en línea recta y el segundo el paso por curva.

$$N_1 + N_2 = N_1 + \frac{1}{20} N_1 = 60 \cdot 10^6 \rightarrow N_1 = 57,15 \cdot 10^6 \text{ ciclos} \quad 3.95$$

$$N_2 = 2,85 \cdot 10^6 \text{ ciclos} \quad 3.96$$

Un vez conocido esto se muestra en la tabla 3.5 los datos de cada uno de los dos grupos de cargas:

| | Estado de carga 1 (Recta) | Estado de cargas 2 (Curva) |
|----------|---------------------------|----------------------------|
| σ | 106,32 | 76,22 |
| N | 57150000 | 2850000 |

Tabla 3.5: Datos de los estados de cargas

Una vez conocidos los datos de ambos estados de cargas se procederá al cálculo a fatiga del estado de cargas transitorio.

Se realizará dos tipos de análisis teóricos, un primer análisis resistente por el método de Manson seguido de un según análisis resistente por el método de Miner siendo este último menos preciso para comprobar la viabilidad del funcionamiento del eje ante las condiciones de carga para las que ha sido diseñado [17]y [26].

3.4.5.2 Método de Manson

Los parámetros de la recta de Wohler que en este caso coincide con los calculados en los apartados 3.4.3 y 3.4.4 (ecuaciones 3.97 y 3.98):

$$a = \frac{0,9 \cdot S_{ut}^2}{S_e'} = 2,43 \cdot 10^9 \quad 3.97$$

$$b = -\frac{1}{4} \cdot \log \frac{0,9 \cdot S_{ut}}{S_e} = -0,1633031289 \quad 3.98$$

Como puede observarse el estado tensional al que se encuentra sometido el eje es menor que el límite de fatiga, por lo que este no presenta límite de ciclos de funcionamiento. Aplicando la ecuación de la recta de Wohler se obtiene (ec 3.99)

$$N_{T1} = \frac{\sigma}{a}^{\frac{1}{b}} = \frac{106,32}{2,43 \cdot 10^9}^{\frac{1}{-0,1633031289}} = 2,1375 \cdot 10^8 \quad 3.99$$

Como se muestra en la anterior ecuación este valor es mayor que 10^7 que es el indicado por la norma [40] a partir del cual se considera vida infinita, por lo que el eje ante este estado de cargas no presenta problemas de posibles roturas.

Como se indica en la teoría del método de Manson a medida que se aplican los distintos ciclos el límite fatiga va disminuyendo, de forma que una vez terminado de aplicar este ciclo de carga es necesario conocer el nuevo límite fatiga.

Los parámetros de la nueva recta de la gráfica de Wohler es posible obtenerla a través de los parámetros c y d mostrados en las ecuaciones 3.100 y 3.101.

$$c_1 = \frac{\log \frac{0,9 \cdot S_{ut}}{\sigma_1}}{\log \frac{10^4}{N_{T1} - n_1}} = \frac{\log \frac{0,9 \cdot 600 \cdot 10^6}{106,32 \cdot 10^6}}{\log \frac{10^4}{2,13 \cdot 10^8 - 57,15 \cdot 10^6}} = -0,1683348787 \quad 3.100$$

$$d_1 = 10^{\log 0,9 \cdot S_{ut} - 3c} = 10^{\log(5540 \cdot 10^6 - 3 \cdot (-0,1557973271))} = 1727,4218 \quad 3.101$$

El nuevo límite fatiga una vez ha sido aplicado este grupo de cargas se muestra en la ecuación 3.102.

$$S_{f_2}' = d \cdot 1 \cdot 10^7 \cdot c = 1727,4218 \cdot 1 \cdot 10^7 \cdot -0,1683348787 = 114,5656 \text{ MPa} \quad 3.102$$

Como se muestra en la ecuación anterior el límite fatiga ha disminuido, de forma que previo al análisis del segundo grupo es posible observar que este seguirá presentando vida infinita ante este estado tensional, soportando el número de ciclos que tiene previsto para su funcionamiento.

Los parámetros de la recta del diagrama de Wohler se han modificado debido al cambio del límite fatiga se ha modificado, estos parámetros se calculan en las ecuaciones 3.103 y 3.104.

$$a_2 = \frac{0,9 \cdot S_{ut}^2}{S_{e_2}'} = \frac{0,9 \cdot 600 \cdot 10^6 \cdot 2}{114,56 \cdot 10^6} = 2,5454 \cdot 10^9 \quad 3.103$$

$$b_2 = -\frac{1}{4} \cdot \log\left(\frac{0,9 \cdot S_{ut}}{S_{e_2}'}\right) = -\frac{1}{4} \cdot \log\left(\frac{0,9 \cdot 600 \cdot 10^6}{114,56 \cdot 10^6}\right) = -0,16834 \quad (3.104)$$

Para el estado tensional al que se encuentra sometido existe un número de ciclos para el cual se producirá la rotura de eje, despejando el número de ciclos de la recta se tiene (ecuación 3.105):

$$N_{T_2} = \frac{\sigma}{a} \cdot \frac{1}{b} = \frac{76,22 \cdot 10^6}{2,5454 \cdot 10^9} \cdot \frac{1}{-0,16834} = 1,125 \cdot 10^9 \text{ ciclos.} \quad (3.105)$$

Como se indicó anteriormente el eje presenta vida infinita. Una vez realizado el número de ciclos el límite fatiga disminuye, al igual que en el caso anterior operando se obtiene:

$$c_2 = \frac{\log \frac{0,9 \cdot S_{ut}}{\sigma_1}}{\log \frac{10^4}{N_{T_1} - n_1}} = \frac{\log \frac{0,9 \cdot 600 \cdot 10^6}{76,22 \cdot 10^6}}{\log \frac{10^4}{1,125 \cdot 10^9 - 2,85 \cdot 10^6}} = -0,168379454 \quad 3.106$$

$$d_2 = 10^{\log 0,9 \cdot S_{ut} - 3c} = 10^{\log(5540 \cdot 10^6 - 3 \cdot (-0,168379454))} = 1727,95378 \quad 3.107$$

El nuevo límite fatiga existente después de todo el estado de carga al que se ha encontrado sometido el eje es:

$$S_{e_3}' = d_2 \cdot 1 \cdot 10^7 \cdot d_2 = 114,5184 \quad 3.108$$

Como puede observarse el límite fatiga ha disminuido pero casi de forma inapreciable debido a que este segundo grupo de cargas al que se ha sometido el eje es mucho menor que el primer grupo y además el número de ciclos es veinte veces menor.

El daño acumulado según el método de Miner explicada a continuación (véase apartado 3.4.5.3) es:

$$\frac{57,15 \cdot 10^6}{2,1375 \cdot 10^8} + \frac{2,85 \cdot 10^6}{1,125 \cdot 10^9} = 0,271 \quad 3.109$$

Donde se muestra como el eje está muy lejos de las condiciones de rotura, estando por tanto muy del lado de la seguridad, ya que el eje no sufrirá una rotura hasta que el valor anterior alcance la unidad.

3.4.5.3 Método de Miner

Este método no tiene en cuenta el orden de aplicación de la carga, es decir una carga en un determinado intervalo no produce deterioro, mientras que realidad sí que lo hace. Además este método no tiene en cuenta el orden de aplicación de las cargas, ya que el orden de estas no es indiferente en la reducción del límite fatiga del material y el deterioro del mismo.

Cuando el valor de daño acumulado por las cargas llegue a la unidad este producirá la rotura del eje.

Considerando como se ha comentado anteriormente en primer lugar la secuencia de mayor valor tensional y seguidamente la de menor valor.

El método de Miner establece que para que se produzca la rotura del eje, la suma del número de ciclos de cada secuencia en relación con el máximo número de ciclos aplicable es igual a la unidad (ecuación 3.110).

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_n}{N_n} = 1 \quad 3.110$$

Llevando esto al caso en estudio se tiene, se conocen los parámetros n_1 y N_1 que coinciden con los calculados anteriormente siendo $N_1 = 2,1375 \cdot 10^8$, obtenido apartado 3.4.5.2, mientras que n_2 y N_2 son desconocidos ya que el valor del límite fatiga no varía para este caso. Tomando los valores de los parámetros a y b obtenidos para el estado de carga de mayor nivel tensional y utilizándolos para calcular el número de ciclos posibles que se pueden aplicar se tiene.

$$N_{T2} = \frac{76,22 \cdot 10^6}{2,43 \cdot 10^9} \frac{1}{-0,1633031289} = 1,86687 \cdot 10^9 \quad 3.111$$

Como se observa en comparación con el método de Manson este es mucho más conservador pues permite mayor número de ciclos, ya que como se indicó anteriormente este no considera el daño producido por las cargas anteriores.

El daño acumulado ante el estado de funcionamiento del eje es:

$$\frac{57,15 \cdot 10^6}{2,1375 \cdot 10^8} + \frac{2,85 \cdot 10^6}{1,125 \cdot 10^9} = 0,2688 \quad 3.112$$

Como puede observarse en comparación con el daño acumulado obtenido mediante el método de Manson (ecuación 3.109) este daño es menor, por lo que en situaciones en las que este daño este próximo a uno, con el método de Manson existiría mayor seguridad por ser este más conservador, pudiendo existir una rotura del eje si se considera realiza el análisis resistente por el método de Miner.

3.4.6. Comparaciones

A través de los resultados observados se destacan las siguientes conclusiones:

El método de Miner puede considerarse menos conservador o menos preciso, ya que al no tener en cuenta las cargas aplicadas con anterioridad, no se tiene en cuenta que la fatiga del eje al final de su vida se ve reducida.

En cambio, el método de Manson al tener en cuenta las cargas aplicadas con anterioridad sí que tiene en cuenta la reducción del límite de fatiga, ante el estado de carga al que se ha sometido el eje ambos métodos han dado la misma solución final, en el eje presenta vida infinita [16], [17], [25] y [26].

Al analizar los números de ciclos admisibles una vez que ha superado el grupo de cargas indicado en el capítulo puede notarse como el método de Manson proporciona menos ciclos admisibles que el método de Miner, aunque ambos es más de 10^7 ciclos.

Analizando el método de Miner es posible observar como en función de la intensidad y el número de ciclos de la carga, el límite fatiga se reduce de manera distinta.

Como se ha indicado a lo largo del capítulo, el ciclo de cargas al que ha sido sometido el eje no es la situación más real, el eje se encuentra en rectas y curvas de formas aleatorias dependiente de la vía por la que circule, por esta razón se ha simulados los ciclos de cargas de mayor valor en primer lugar y las de menor valor posteriormente, ya que las primeras son las que más daño producen si se aplican en el orden citado.

Aplicando las tres modos de carga se ha observado como en todos los casos el eje se encuentra sometido a un estado de cargas que asegura la resistencia del mismo a fatiga de forma se elegiría el método más rápido de realizar, no así sería en el caso en el que la vida de este se viese muy próximo a los ciclos estipulados por la norma como vida infinita.

4.- Modelo de elementos finitos:

4.1. Evaluación de restricciones.

4.1.1. Introducción.

En la realidad que nos rodea no hay cabida para la idealidad, por ello a través del presente capítulo se van a estudiar y comparar las posibles restricciones simplificadas que se pueden aplicar eje en estudio según su actividad.

En primer lugar se realizará la idealización del sistema físico, simplificando tanto las condiciones de contorno, así como las cargas a la que el mismo se encuentra sometido. De esta forma se obtendrá un modelo matemático.

Posterior a la obtención del modelo matemático, se modelizará de forma que obtendremos un modelo compuesto por elementos finitos. Una vez obtenido el modelo de elementos finito (FEM), se reducirán las condiciones de contorno idealizadas a una restricción de los grados de libertad de los nodos del modelo.

Debido a la complejidad de las condiciones de contorno existentes entre la rueda y el rail, es posible obtener varios modelos distintos variando entre ellos las condiciones de contorno existentes en los mismos.

La evaluación de las distintas combinaciones de condiciones de contorno se realizará a través de una simulación del mismo en una situación de funcionamiento del eje en línea recta.

La validación de restricciones más adecuadas se realizará a través de los análisis de los resultados obtenidos en las cada una de las simulaciones además de comparar estos con indicados en la norma correspondiente [6].

Se utilizarán dos modelos para la validación de las condiciones de contorno, un primer modelo en el que solamente se considerará el eje, reduciendo las condiciones de contorno a la superficie de calado de la rueda, y un segundo modelo en el que se modelarán las ruedas.

4.1.2. Combinación de restricciones.

Los grados de libertad que se restringen en los nodos de modelo de elementos finitos son:

- Desplazamientos.
- Giros.

En primer lugar se realizará a simplificación de imponer las diferentes combinaciones de restricciones en la superficie de contacto entre el eje y la rueda. Posteriormente se finalizará aplicando restricciones en la zona de contacto de la rueda con el rail.

Una vez conocida la finalidad de este capítulo se comienza a aplicar las distintas combinaciones de restricciones al modelo.

4.1.2.1 Primera combinación:

La combinación de restricciones para esta combinación es la siguiente:

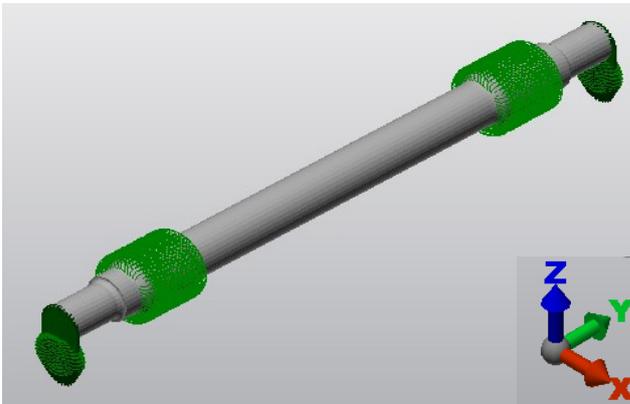


Imagen 4.1: Restricciones de la 1ª combinación

- **Desplazamientos:** Se restringirá los desplazamiento en los ejes x y z, permitiendo por tanto el desplazamiento en el eje y, ya que el eje presenta mayor rigidez en las esas dos direcciones primeras.

- **Giros:** Debido a la consideración de las cargas explicadas con anterioridad, serán permitidos los giros en los eje x e y, limitando por tanto el giro es z que lo supondremos despreciable frente a los dos citados con anterioridad.

| | Desplazamientos | Giros |
|-------|-----------------|-------------|
| Eje x | Restringido | Libre |
| Eje y | Libre | Libre |
| Eje z | Restringido | Restringido |

Tabla 4.1: Restricciones primera combinación.

La aplicación de las restricciones indicadas con anterioridad se muestra en la imagen 4.1. Una vez aplicadas las citadas restricciones se realiza en análisis a través del software, obteniendo como resultados, los mostrados en la imagen 4.2.

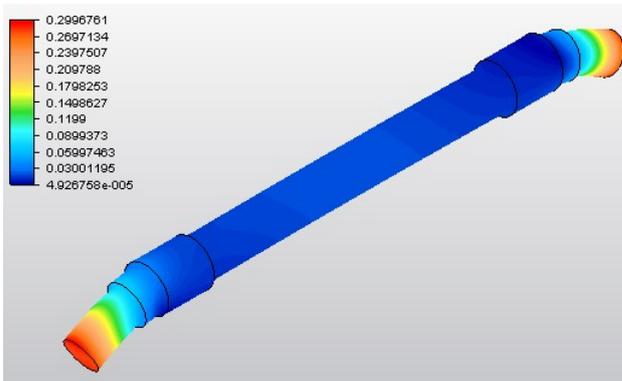


Imagen 4.2: Resultado de desplazamientos.

En la imagen 4.2, se muestra la deformada del eje al que se le han aplicado las restricciones descritas anteriormente, se ha aumentado la escala de la deformada para poder contemplar mejor los desplazamientos que se han producido.

En cambio, las tensiones se muestran en la ilustración 4.3.

Analizando los resultados obtenidos, en la figura 4.2, puede observarse como los desplazamientos de la zona situada entre los planos de rodadura es menos de lo que cabe esperar.

En cuanto a los resultados obtenidos a través de la simulación de las tensiones desarrolladas en el eje, existe el mismo problema, las tensiones en la zona situadas entre los planos de rodadura es menor que la correspondiente a los momentos desarrollados en el eje según la norma.

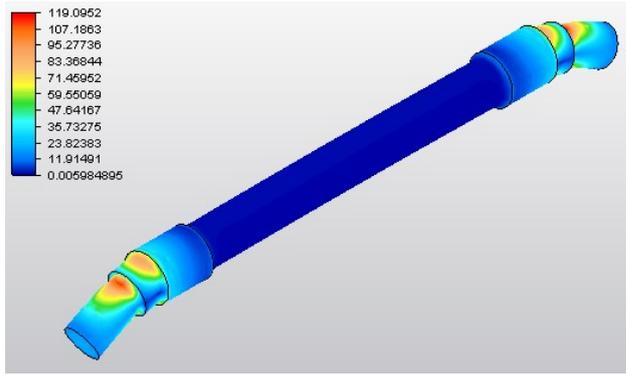


Imagen 4.3: Resultado de tensiones.

La presente combinación de restricciones no es válida para la obtención de resultados fiables a través del software.

4.1.2.2. Segunda combinación:

La última combinación de restricciones aplicable en la superficie de contacto entre las ruedas y el eje. En esta última combinación se impondrán como restricciones:

- Desplazamientos: Se restringirán los desplazamientos en todas las direcciones.
- Giros: En este caso se permitirá el giro en todas las direcciones.

Esta combinación es la más próxima a la realidad dentro llevando las restricciones del modelo a la superficie de contacto entre eje y rueda, ya que la rigidez del eje es mucho mayor ante la presencia de desplazamientos que ante la presencia de giros de la superficie citada.

| | Desplazamiento | Giro |
|-------|----------------|-------|
| Eje x | Restringido | Libre |
| Eje y | Restringido | Libre |
| Eje z | Restringido | Libre |

Tabla 4.2: Restricciones segunda combinación.

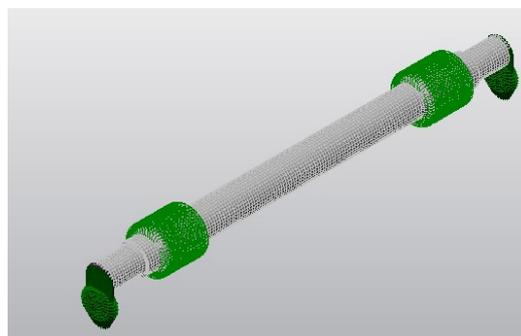


Imagen 4.4: Modelo de elementos finitos de la tercera combinación.

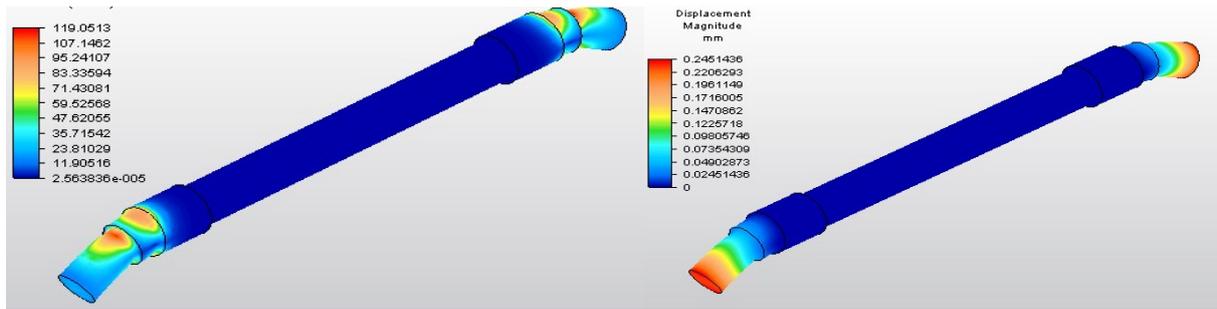


Imagen 4.5: Resultado de tensiones y desplazamientos de la tercera combinación

En la imagen 4.4 y 4.5, se muestra el modelo 3D mallado así como los resultados de desplazamientos (derecha) y tensiones (izquierda).

Como se razono en el apartado anterior y a través de las fórmulas utilizadas en el capítulo 3, se puede observar como la zona del eje presente entre los planos de rodadura no presenta una distribución de tensiones correspondiente a las indicadas por la norma ante el estado de cargas al que se encuentra sometido este.

Debido a la dispersión de resultados obtenidos mediante la simulación con los calculados en el capítulo 3 e indicados por la norma.

A través de estas dos últimas combinaciones de restricciones, se concluye que no es posible trasladar la restricciones de los grados de libertad a la superficie de contacto rueda – eje.

Debido a esto, en las combinaciones de restricciones restantes se encontrarán aplicadas en la superficie de contacto entre la rueda y el carril.

La aplicación de nuestras restricciones se aplicarán en la superficie de contacto entre rueda y rail, dónde la superficie de contacto se puede obtener a través de la teoría de Hertz [15].

En un principio no se conoce la superficie de contacto entre la rueda y rail, por ello es necesario conocer las dimensiones de las citadas dimensiones.

La influencia de la superficie no es muy grande como se verá a lo largo del capítulo, pero aun así es necesario conocer el tamaño de la misma para llevar a cabo un análisis resistente lo más próximo a la realidad.

Se simplificará la condición de contorno a una situación de contacto entre dos cilindros, para ello se utilizará la teoría de Hertz, la anchura de la zona de contacto coincide con la anchura de la rueda a excepción del nervio.

La longitud de contacto viene dado por la ecuación 4.1:

$$w = 4 \cdot \frac{F}{\pi \cdot b} \cdot \frac{\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}}{\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}} \quad (4.1)$$

El módulo de Poisson y el módulo de elasticidad es el mismo para ambos elementos considerando que el material por el que están formados es el mismo siendo 0,3 y $2,1 \cdot 10^{11}$ respectivamente. El valor del radio coincide con el de la rueda, en cambio el de la vía toma valor infinito.

Operando con los valores indicados se obtiene un valor de la longitud de la superficie de contacto indicado por la ecuación 4.2.

$$w = 60 \text{ mm} \quad (4.2)$$

Una vez conocidas las dimensiones de la superficie de contacto es posible llevar cabo la aplicación de las condiciones de contorno del modelo de elementos finitos.

4.1.2.3. Tercera combinación

Una vez creados los modelos de eje y disco y ensamblados de forma correcta, se procede a la aplicación de las restricciones en la superficie elíptica de contacto. Para la primera combinación de restricciones de este modelo simplificado se tiene:

| | Desplazamiento | Giro |
|-------|----------------|-------------|
| Eje x | Restringido | Libre |
| Eje y | Restringido | Libre |
| Eje z | Restringido | Restringido |

Tabla 4.3: Restricciones en la zona de contacto rueda - rail.

| | Desplazamiento | Giro |
|-------|----------------|-------------|
| Eje x | Restringido | Restringido |
| Eje y | Restringido | Restringido |
| Eje z | Permitido | Restringido |

Tabla 4.4: Restricciones en el plano de simetría.

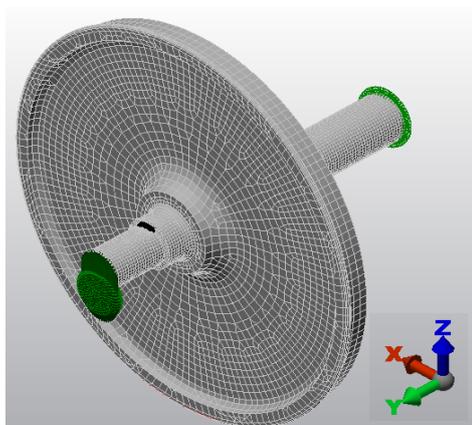


Imagen 4.6: Mallado modelo de la 3ª combinación

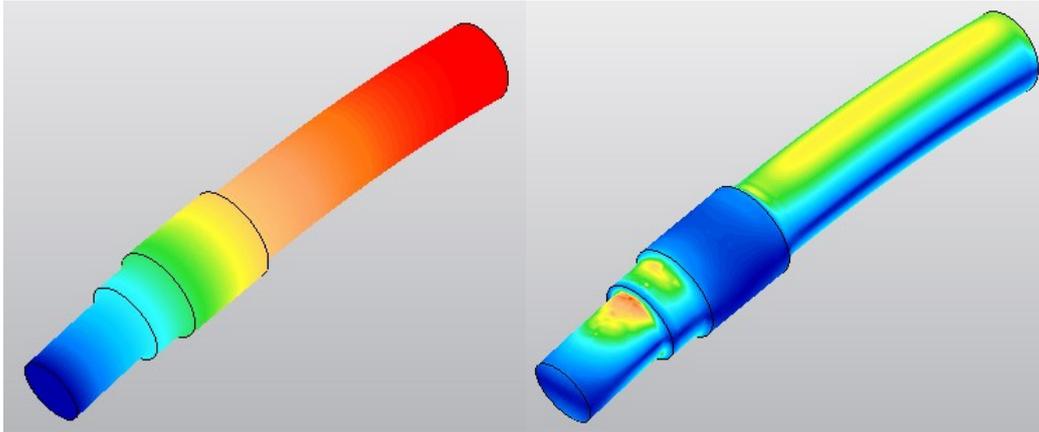


Imagen 4.7: Resultado de desplazamientos y tensiones modelo de la 3ª

En las figuras 4.6 y 4.7, se muestra el modelo 3D mallado y los resultados de desplazamientos y tensiones obtenidos a través de la simulación respectivamente. Observando los valores de las tensiones obtenidos puede determinarse que los valores de estas en la zona del eje presente entre los planos de rodadura es uniforme como era de esperar.

En cuanto a la distribución de desplazamientos al igual de las tensiones, ante un análisis preliminar puede observarse que tanto la distribución de desplazamientos como de tensiones así como de deformaciones son cercanas a las que cabría esperar ante el estado de cargas dado, presentando valores próximos a los calculados en el capítulo 3.

Con respecto a las distribuciones presentan zonas de transición correctas a simple vista, resaltando las variaciones en los valores de la variable de campo de tensiones en las zonas próximas a los cambios de sección así como en las zonas donde se encuentran impuestas las restricciones de movimiento, que se analizarán al final del presente capítulo en el modelo elegido.

4.1.2.4. Cuarta combinación:

En esta nueva combinación se va a seguir procediendo de la misma manera que en el caso anterior, aplicando las condiciones de contorno en la zona de contacto entre rueda y rail así como en el plano de simetría del mismo.

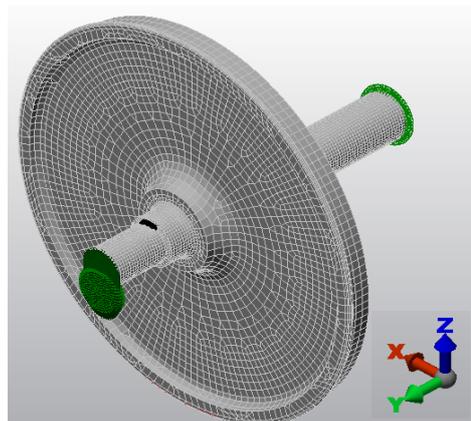


Imagen 4.8: Mallado modelo de la 4ª combinación

Esta vez se restringirán todos los desplazamientos y giros en la zona de contacto entre rueda y rail y aplicando las condiciones de simetría del modelo.

| | Desplazamiento | Giro |
|-------|----------------|-------------|
| Eje x | Restringido | Restringido |
| Eje y | Restringido | Restringido |
| Eje z | Restringido | Restringido |

Tabla 4.5: Restricciones en la zona de contacto rueda - rail.

| | Desplazamiento | Giro |
|-------|----------------|-------------|
| Eje x | Restringido | Restringido |
| Eje y | Restringido | Restringido |
| Eje z | Permitido | Restringido |

Tabla 4.6: Restricciones en el plano de simetría.

Los resultados obtenidos a través de la simulación mediante el software se muestran en las imágenes 4.9 siendo la imagen de la izquierda los resultados correspondientes los desplazamientos y mostrándose en la imagen de la derecha los valores de la variable de campo de tensiones presentes en el eje.

Como puede observarse en la imagen los resultados son completamente exactos a los obtenidos en el modelo simulado con anterioridad lo que significa que la variación de las

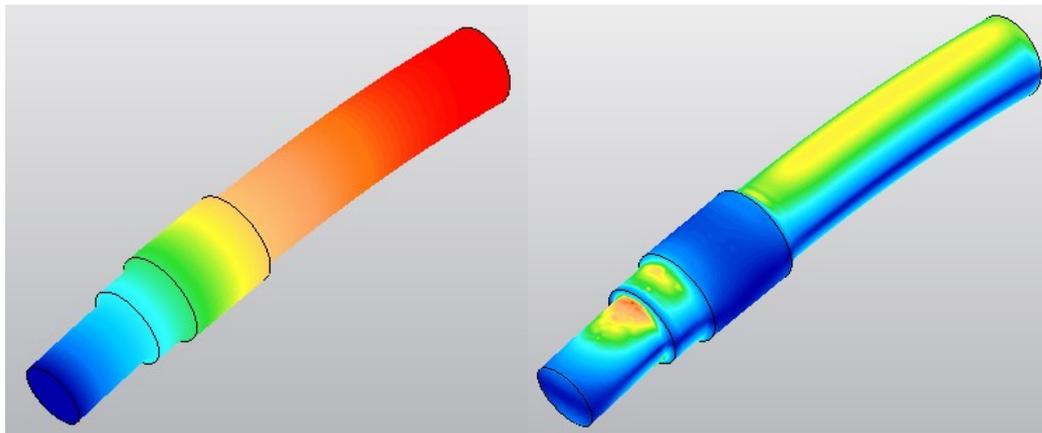


Imagen 4.9: Resultado de desplazamientos y tensiones modelo de la 3ª combinación

condiciones de contorno entre ambas combinaciones no influye de manera significativa en los resultados ya que es la rigidez correspondiente a la geometría de la rueda la que influye en gran medida en el comportamiento del eje [16].

Debido a la similitud de resultados se considerará más correctas las restricciones de grados de libertad utilizados en la tercera combinación ya que se acercan más a la condición de contacto entre rueda y rail desarrollada en las aplicaciones reales.

4.1.2.5. Quinta combinación:

Debido a la similitud de los resultados anteriores se realizará una combinación más en la que las condiciones de contorno estarán más alejadas de las condiciones reales de funcionamiento para asegurar que el modelo de elementos finitos obtenido para el análisis es el adecuado.

El modelo de elementos obtenido se muestra en la figura 4.10:

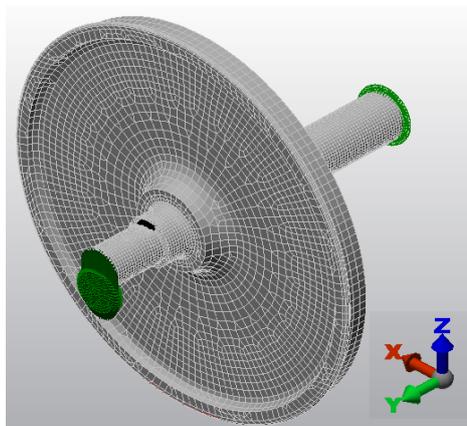


Imagen 4.10: Mallado modelo de la 4ª combinación

Las condiciones de contorno aplicadas en la superficie de simetría se mantienen respecto a las dos combinaciones, no así para las aplicadas en la superficie de contacto rueda – rail que se muestran en la tabla 4.7.

| | Desplazamiento | Giro |
|-------|----------------|-------|
| Eje x | Libre | Libre |
| Eje y | Libre | Libre |
| Eje z | Restringido | Libre |

Tabla 4.7: Restricciones en la zona de contacto rueda - rail.

Los resultados obtenidos tras la simulación numérica se muestran en la imagen 4.11 en la que se observa como los valores de la variable de campo de desplazamientos y tensiones es mucho mayor de la que cabría esperar ante el estado de cargas que presenta [16].

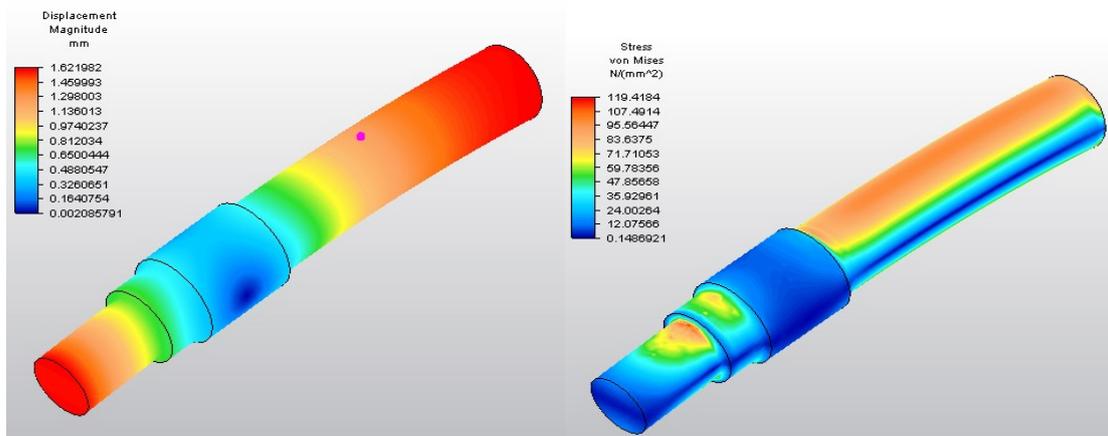


Imagen 4.11: Resultado de desplazamientos y tensiones modelo de la 4ª combinación

Con los resultados obtenidos puede observarse como las condiciones de contorno afectan a la respuesta del eje cuando estas se alejan de las condiciones reales.

Puede concluirse con esta última simulación como la rigidez de la rueda es muy elevada de ahí que la restricción del giro en los ejes z e y no afecte de manera apreciable a los resultados obtenidos.

4.1.3. Análisis detallado de la combinación elegida

Como se indicó con anterioridad, la combinación de grados de libertad que más se asemeja a la realidad es la adoptada en el la tercera combinación.

A lo largo del presente apartado se realizará un análisis resistente más detallado del modelo elegido para asegurarnos que las condiciones de contorno adoptadas son correctas, analizando el resultado de tensiones mostrado por el software.

En la imagen 4.12 se muestra el resultado de la variable de campo de desplazamientos obtenida tras la simulación.

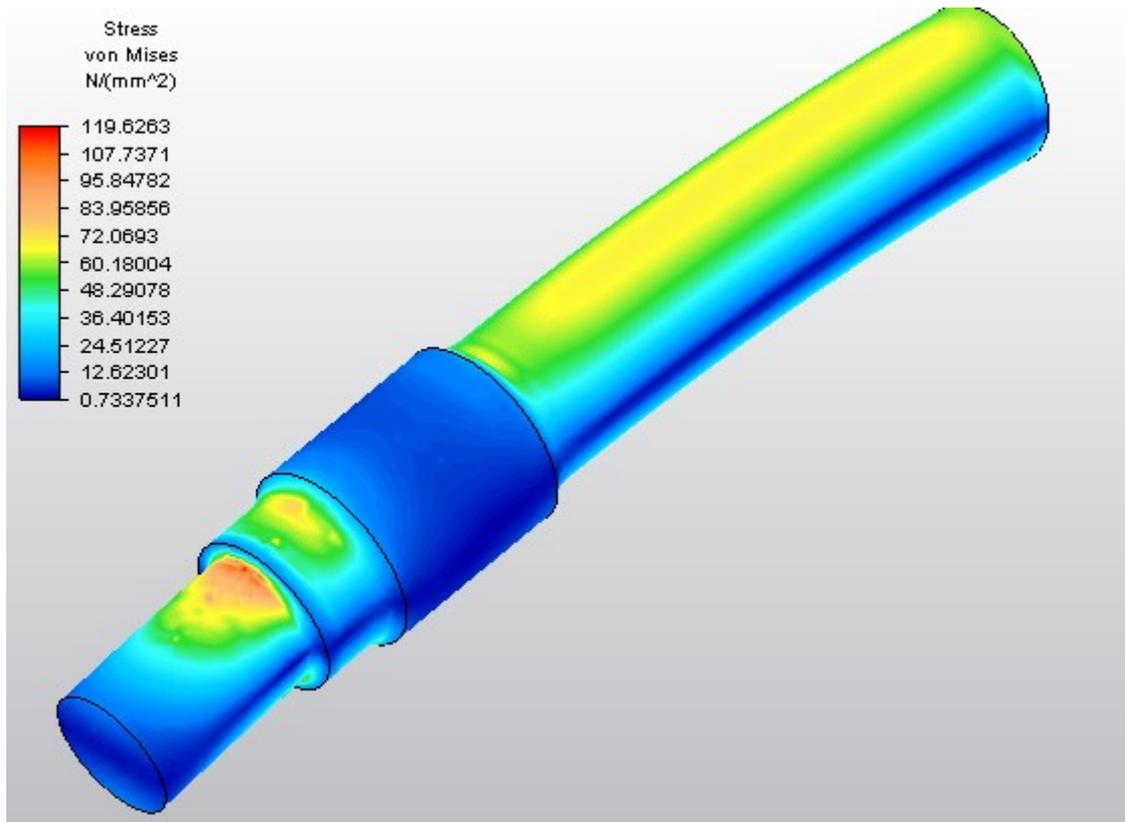


Imagen 4.12: Resultado de desplazamientos modelo de la 4ª combinación

Como se indicó en el apartado correspondiente los valores obtenidos así como el campo de variable se aproximan a los resultados obtenidos en las distintas experimentaciones realizadas para la obtención de la norma.

Pueden observarse transiciones de los valores de la variable en las zonas próximas cercanas al cambio de sección.

Para confirmar los resultados obtenido en la aplicación del método se mostrarán los resultados de cada uno de los valores obtenidos en cada uno de los elementos finitos, es decir los valores obtenidos en cada una de las funciones de interpolación utilizadas en cada uno de los elementos. (Imagen 4.13)

En esta imagen puede observarse transiciones entre elementos ya que las funciones de interpolación son distintas para cada uno de los elementos, compartiendo solamente los valores de aquellos nodos en común.

En la imagen puede observarse como esta dista de los resultados obtenidos en la imagen 4.12 pero no en gran cantidad, es decir que los valores de obtenidos a través de las funciones de interpolación y aquellos promediados por el software son muy próximos.

Los valores obtenidos en la zona de la restricción de grados de libertad correspondientes al plano de simetría no son muy próximos a la realidad como se muestra en la imagen 4.14.

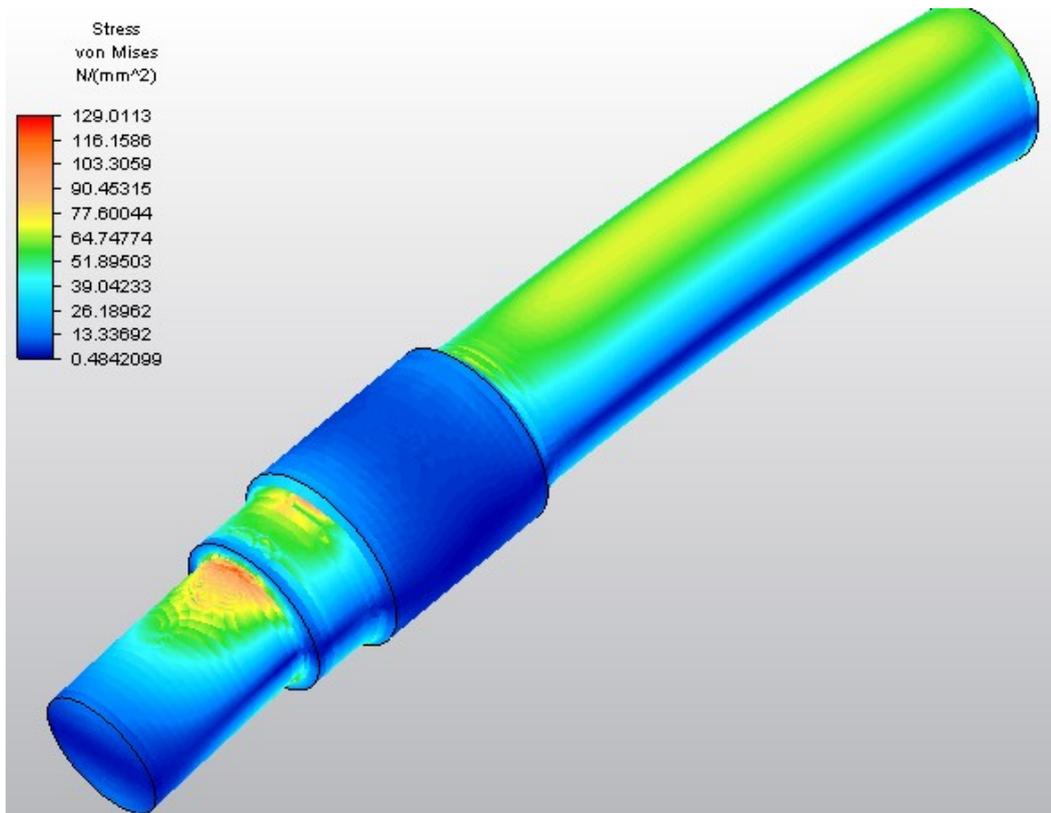
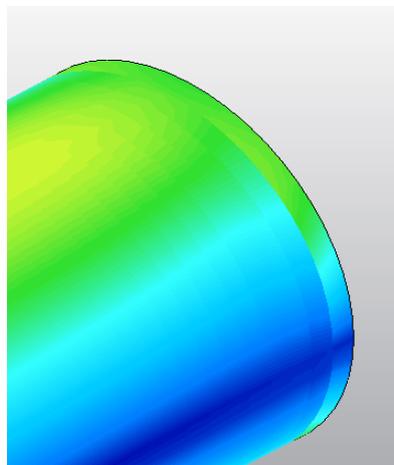


Imagen 4.13: Resultado de desplazamientos de la 4ª combinación no promediados

Esta variación en los resultados obtenidos puede obviarse ya que estas condiciones de contorno son resultado de una simplificación del modelo correspondiente a la condición de idealidad de simetría y por ello, estas restricciones están aplicadas en la superficie perteneciente al plano de simetría lo que produce cerca de la misma una transición de valores de la variable de campo distantes a la realidad. Esta transición es debida a la restricción del giro de la pieza en esa sección que en el modelo real no existe por estar analizando el modelo simplificado correspondiente a una de las mitades.



4.14: Resultado de desplazamientos en la superficie del plano de simetría

4.2. Modelos mallados

Durante el desarrollo del presente apartado se crearán distintos modelos de elementos finitos, es decir se realizará el mallado del modelo introducido en el software mediante distintos tipos de mallas.

Al tratarse de un modelo de complejidad media nos reduce la cantidad de elementos finitos a utilizar.

Las características del problema, nos impiden la utilización de elementos “Truss” debido a la presencia de flexión en el modelo.

La condiciones de contorno a las que se encuentra sometido el modelo, citada anteriormente no permiten la utilización de elementos “Beam” ya que resulta imposible la aplicación de las condiciones de contorno existentes en el modelo real, no siendo posible reducir estas estas condiciones de contorno al propio eje (véase apartado 4.1).

Se realizarán dos tipos de análisis, en primer lugar se realizarán con elementos brick de 8 nodos y 24 grados de libertad y posteriormente con elementos de 20 nodos y 60 grados de libertad. En segundo lugar se llevará a cabo un análisis a través de elementos tipo tetraedro. Dentro de cada uno de estos análisis se realizarán distintos tamaños de malla de forma que se elegirá el análisis optimo atendiendo a la relación tamaño / tiempo de análisis.

4.2.1. Elementos de 8 nodos (1)

Se mostraran cuatro modelos de elementos finitos distintos en los que se irán indicando sus principales características.

El estado de carga bajo el que se estudiará el modelo será el de funcionamiento del eje en recta, al tratarse de un caso simétrico, se ha optado por el análisis resistente de la mitad del eje con las condiciones de contorno elegidas en el apartado 4.1.

El primer modelo de elementos finitos es el modelo de mayor tamaño de malla, mostrado en la figura 4.15

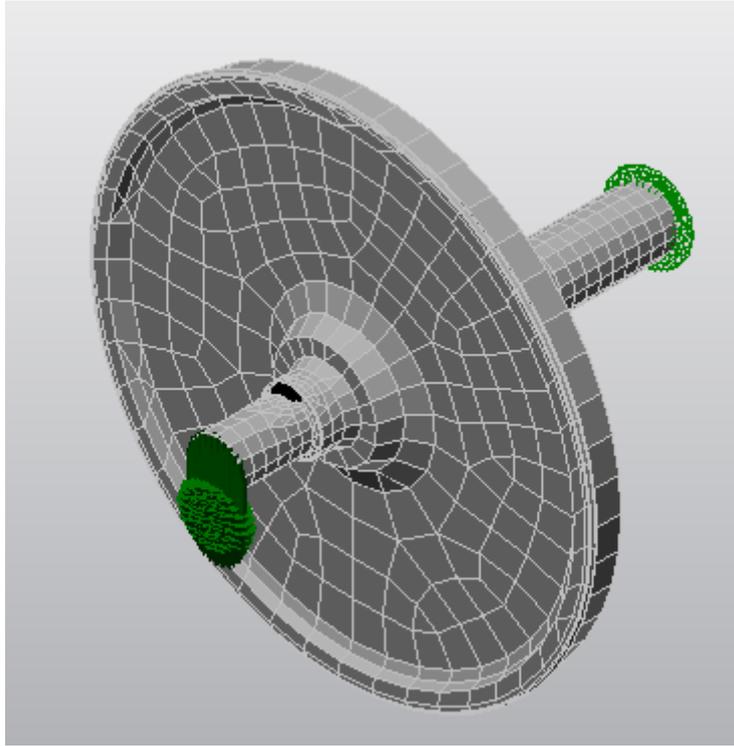


Figura 4.15: Primer modelo del conjunto eje más rueda mallado.

En la figura 4.15 se muestra el modelo completo, es decir el conjunto eje más la rueda correspondiente, mientras en la figura 2 se muestra solamente el modelo de elementos finitos correspondiente al eje.

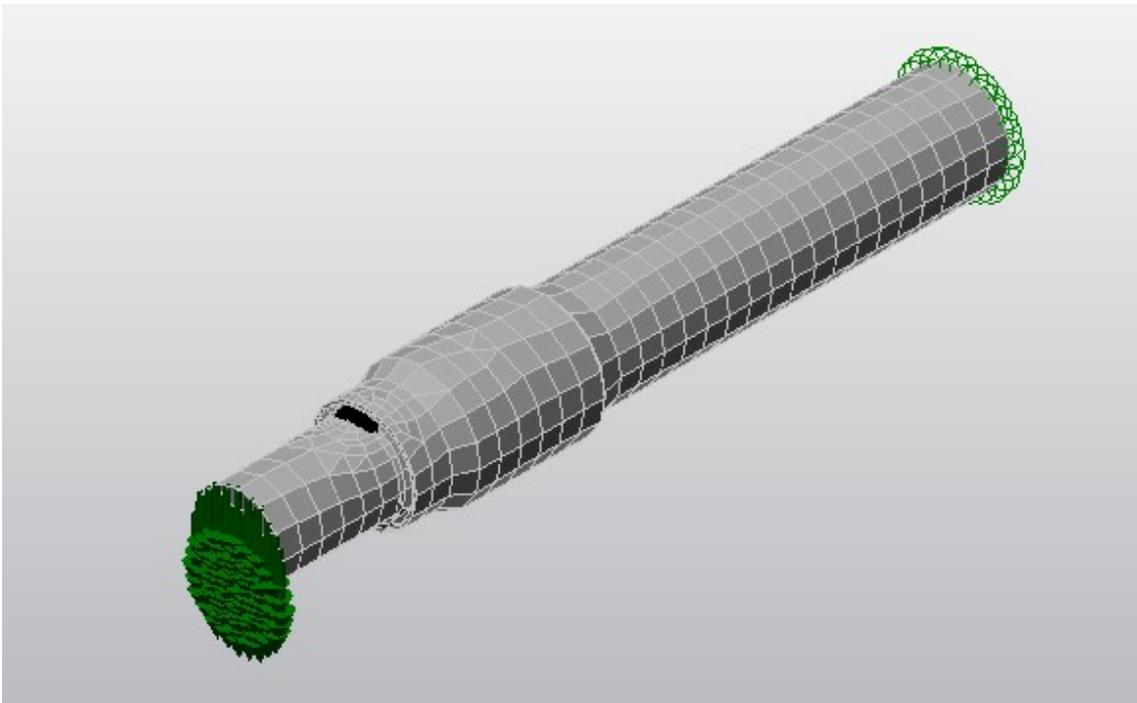


Figura 4.16: Primer modelo mallado del eje.

El modelo de elementos finitos es un modelo compuesto por elemento tipo “brick” o elementos cubo compuesto por 8 nodos con 24 grados de libertad, teniendo cada nodo tres grados de libertad correspondiente a los desplazamientos, por no que utilizando este tipo de elemento no es posible obtener una representación del giro de los distintos puntos del modelo debido a la función de interpolación que presenta este tipo de elemento.

El modelo en realidad no está compuesto solamente de elementos bricks, si no por una combinación de elementos “bricks”, “tetrahedra”, “pyramids” and “edges”, compuesto por un total de 22793 elementos.

La composición exacta del modelo se muestra en la figura 4.17.

| Surface Mesh Statistics | |
|-------------------------|------------|
| Mesh operation | Solid mesh |
| Final mesh size | 32.9933 mm |
| Elements created | 726 |

| Solid Mesh Statistics | |
|-----------------------|--|
| Mesh type | Mix of bricks, wedges, pyramids and tetrahedra |
| Watertight | Yes |
| Mesh has microholes | No |
| Total nodes | 2134 |
| Volume | 20890558.310553 mm ³ |
| Total elements | 3557 |

| | Tetrahedra | Pyramids | Wedges | Bricks |
|----------------------------|------------|----------|--------|--------|
| Elements | 2034 | 520 | 226 | 777 |
| Volume % | 17.97 | 6.2 | 6.7 | 69.13 |
| Max. length ratio | 93.8 | 76.8 | 13.8 | 9.1 |
| Avg. length ratio | 6.6 | 5.3 | 2.1 | 1.6 |
| Avg. aspect ratio | 1.3 | 1.4 | 1.1 | 1 |
| Unconstrained aspect ratio | 3.5 | 3.6 | 1.5 | 1.3 |

Figura 4.17: Elementos que componen el modelo de elementos finitos

Los resultados obtenidos por el software son los mostrados en las figuras 4.18 y 4.19, en cuanto a los resultados mostrados, solamente se mostrarán los resultados obtenidos en el eje, obviando los resultados de las ruedas ferroviarias por tratarse de un elemento auxiliar para la obtención de las condiciones de contorno adecuadas.

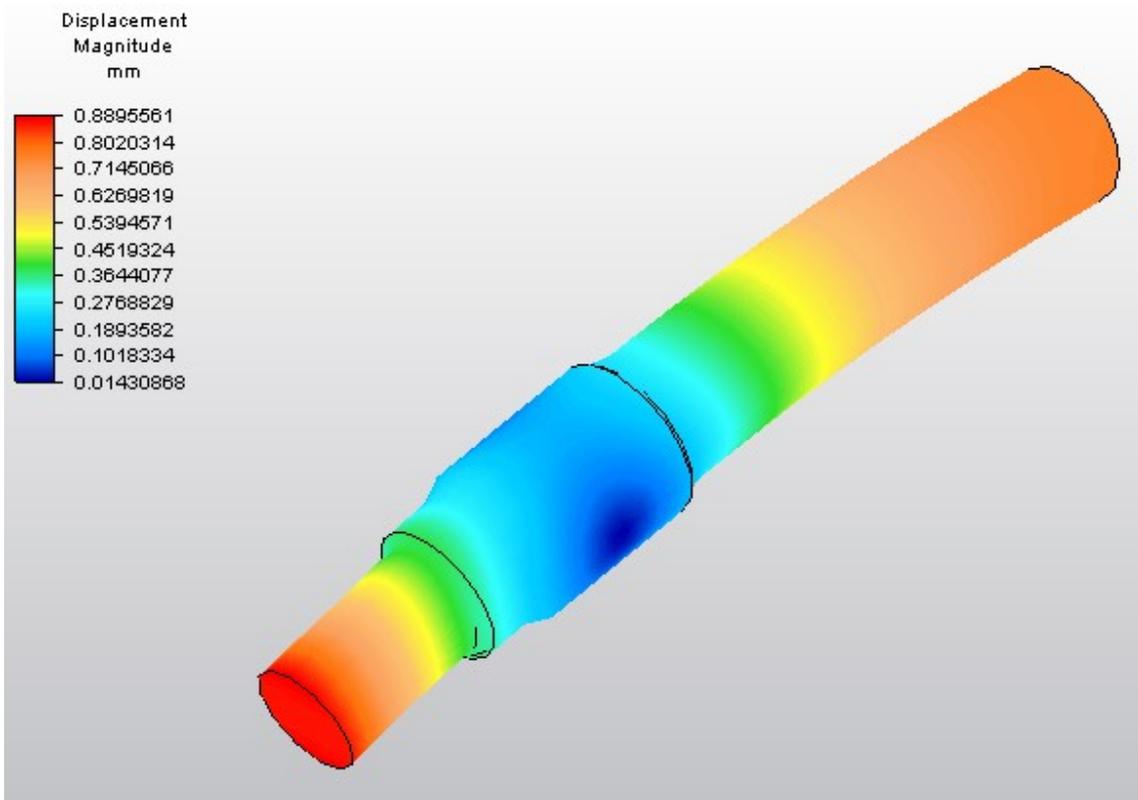


Figura 4.18: Resultado de desplazamientos del primer modelo.

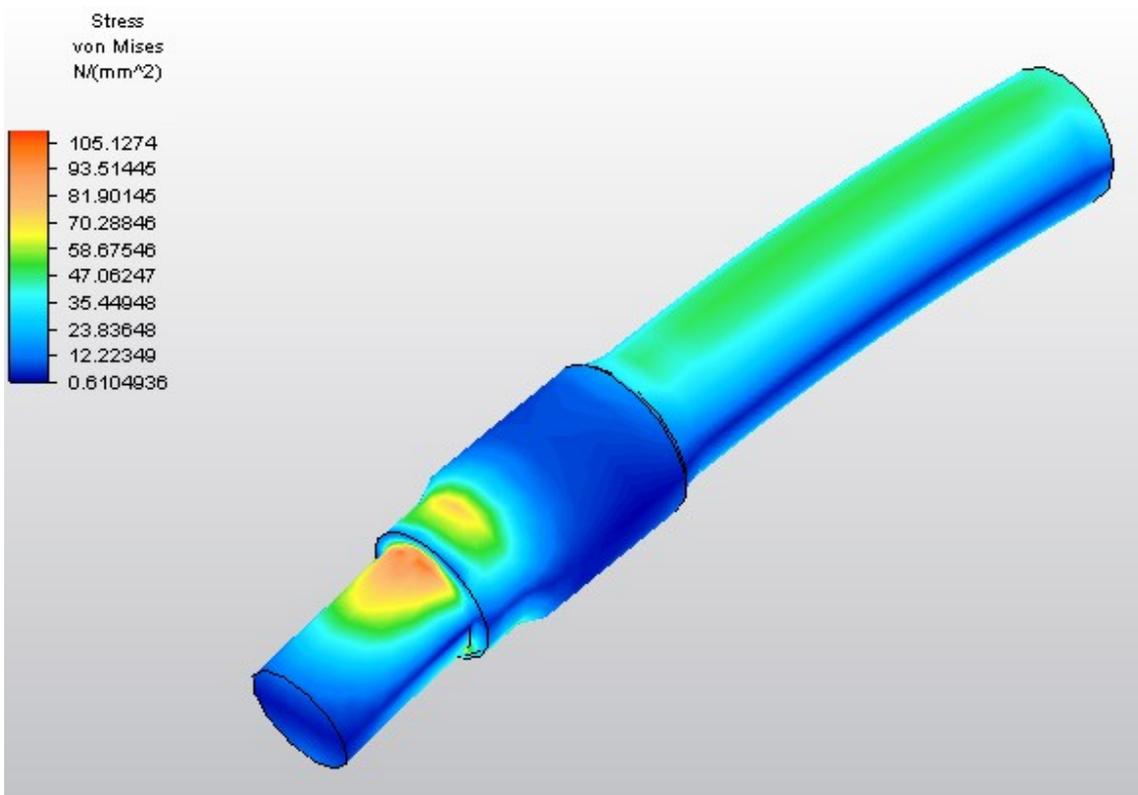


Figura 4.19: Resultado de tensiones del primer modelo.

La distribución de los campos de desplazamientos y tensiones son correctos con respecto a lo esperado, como se indicó en capítulo 3. A partir de los resultados obtenidos se puede decir que no existe una diferencia apreciable respecto a los esperados según la norma [6]. Es decir los valores discrepan ligeramente de los calculados teóricamente según los cálculos del capítulo 3.

A partir de un análisis superficial de los resultados mostrados en las figuras anteriores puede darse por válido el modelo de elementos finitos. La elección o no del mismo como modelo de elementos finitos más adecuado como representativo del modelo real dependerá de la exactitud y tiempo de análisis del resto de modelo llevados a cabo.

4.2.2. Elementos de 8 nodos (2)

Debido a la discrepancia entre los resultados obtenidos y los esperados, se realizarán una disminución del tamaño de la malla para mejorar los resultados obtenidos. Esto se debe a que al disminuir el tamaño de la malla existirá mayor número de nodos, lo que conlleva que las funciones de interpolación se aproximen de manera más adecuada al comportamiento real del sistema físico y modelo matemático, obteniendo de esta forma resultados más próximos a los reales.

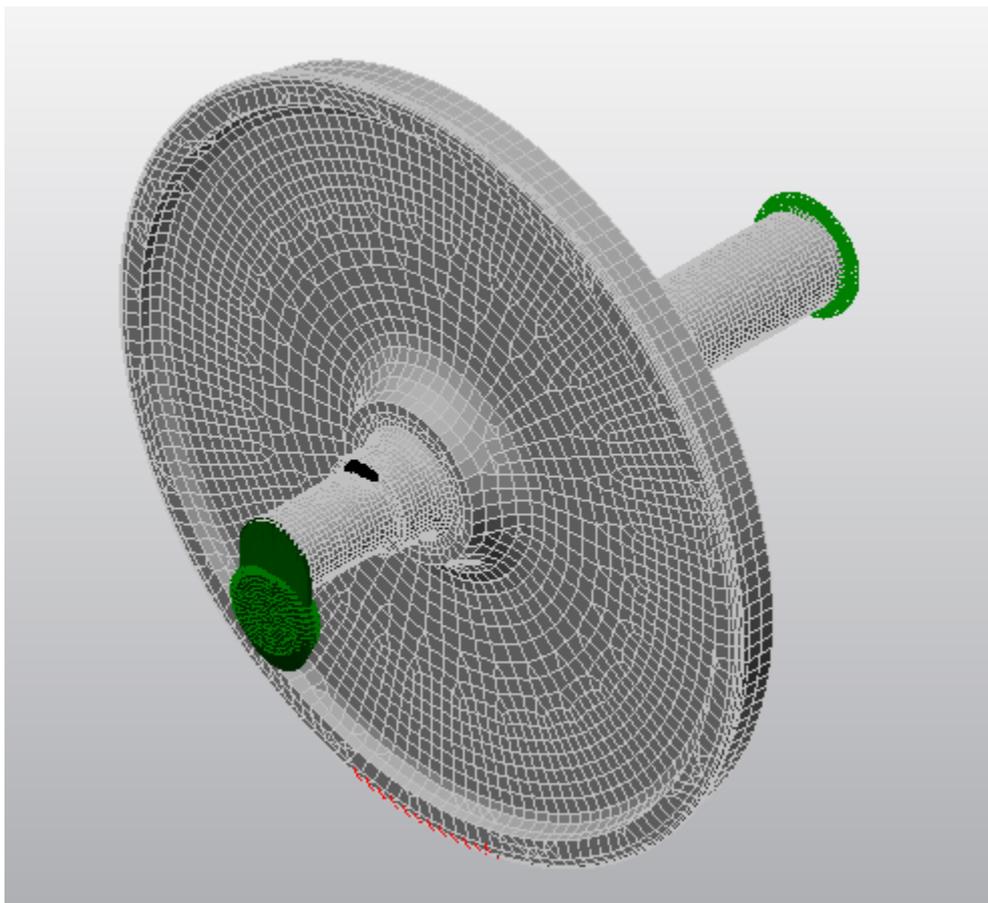


Figura 4.20: Segundo modelo del conjunto eje más rueda mallado.

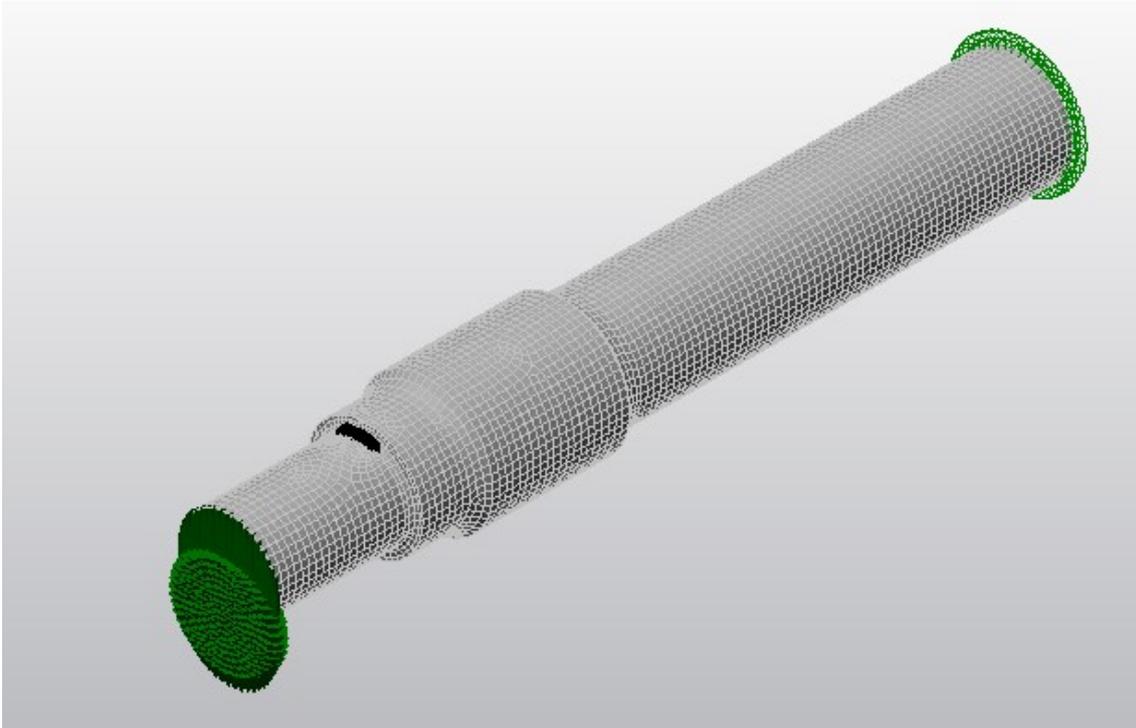


Figura 4.21: Segundo modelo mallado del eje.

Como se ha indicado anteriormente el segundo modelo se ha obtenido a partir del primer modelo de elementos finitos disminuyendo el tamaño de la malla. Las características de la malla se muestran en la siguiente figura, cabe destacar que el modelo se encuentra formado por un total de 56901 elementos.

Surface Mesh Statistics

| | |
|------------------|------------|
| Mesh operation | Solid mesh |
| Final mesh size | 9.47333 mm |
| Elements created | 7108 |

Solid Mesh Statistics

| | |
|---------------------|--|
| Mesh type | Mix of bricks, wedges, pyramids and tetrahedra |
| Watertight | Yes |
| Mesh has microholes | No |
| Total nodes | 39971 |
| Volume | 21408378.578643 mm ³ |
| Total elements | 49793 |

| | Tetrahedra | Pyramids | Wedges | Bricks |
|----------------------------|-------------------|-----------------|---------------|---------------|
| Elements | 14224 | 4291 | 3622 | 27656 |
| Volume % | 6.25 | 3.13 | 3.86 | 86.76 |
| Max. length ratio | 416.8 | 52 | 6.5 | 9.9 |
| Avg. length ratio | 3.9 | 3.4 | 1.7 | 1.3 |
| Avg. aspect ratio | 1.2 | 1.3 | 1.1 | 1 |
| Unconstrained aspect ratio | 5.1 | 2.6 | 1.3 | 1.4 |

Figura 4.22: Elementos que componen el modelo de elementos finitos

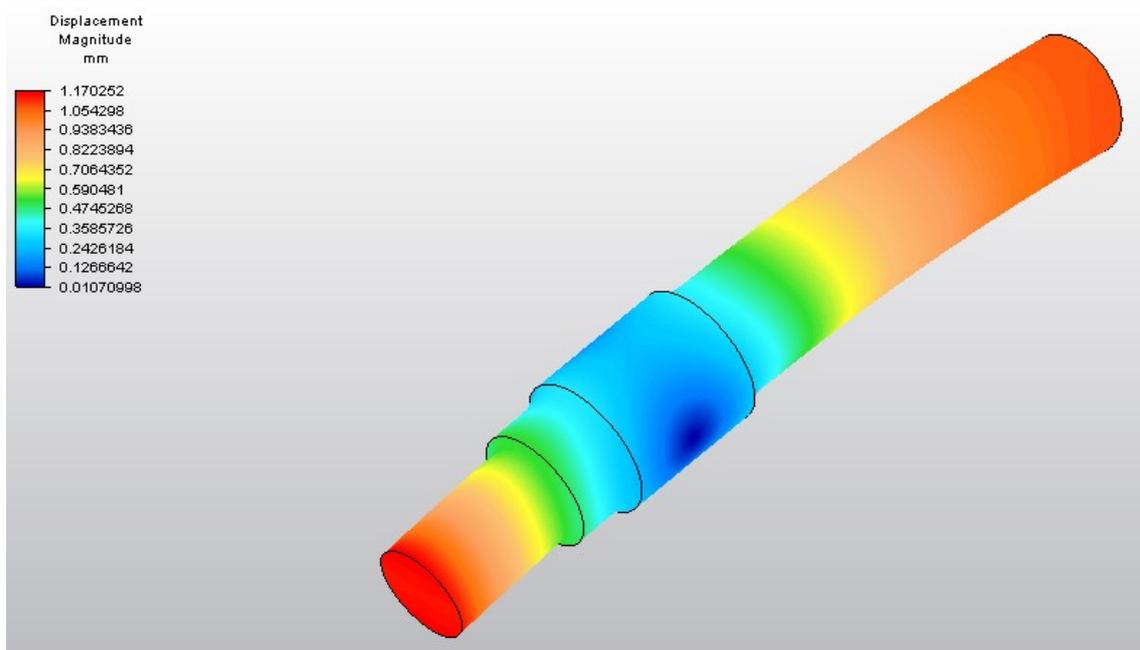


Figura 4.23: Resultado de desplazamientos del segundo modelo.

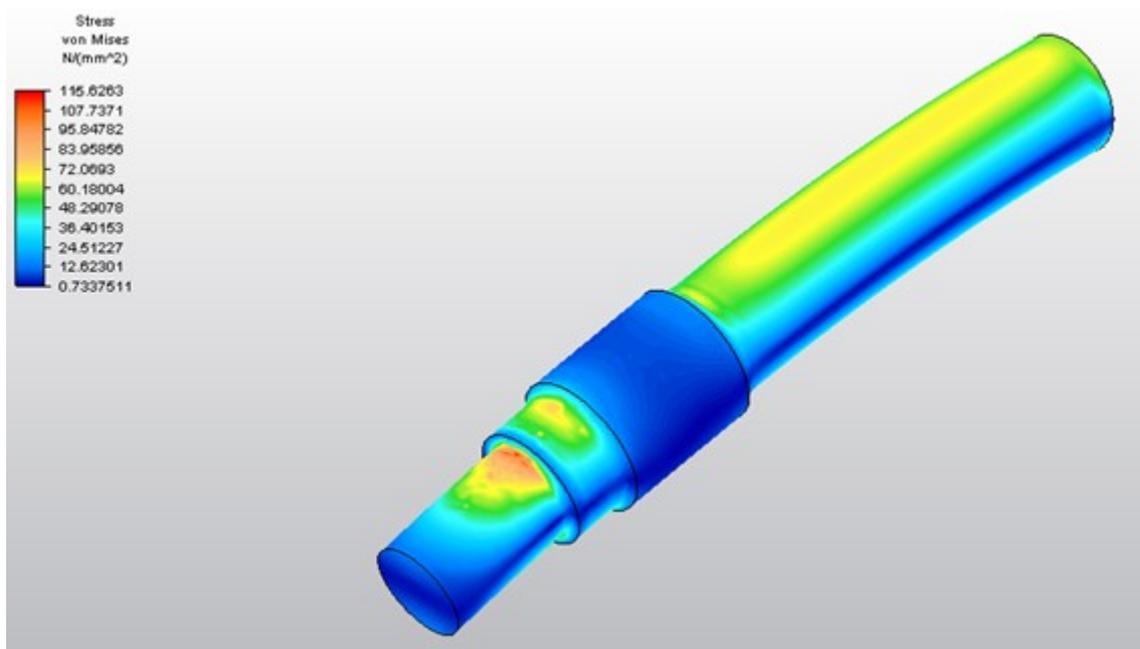


Figura 4.24: Resultado de tensiones del segundo modelo.

Al realizar un refinamiento de la malla podemos observar como mejoran los valores de la variable de campo de desplazamientos y tensiones. En este caso la distribución de los campos es correcta, existiendo una distribución de tensiones según lo esperado y un gradiente de las mismas adecuado en aquellas zonas donde existen discontinuidades geométricas.

Según los resultados obtenidos y mostrados en las figuras anteriores se pueden dar por válido el modelo obtenido.

La selección no del mismo se decidirá posteriormente cuando se compare con el resto de modelos en función de la precisión de los resultados y el tiempo de resolución del software.

4.2.3. Elementos de 8 nodos (3)

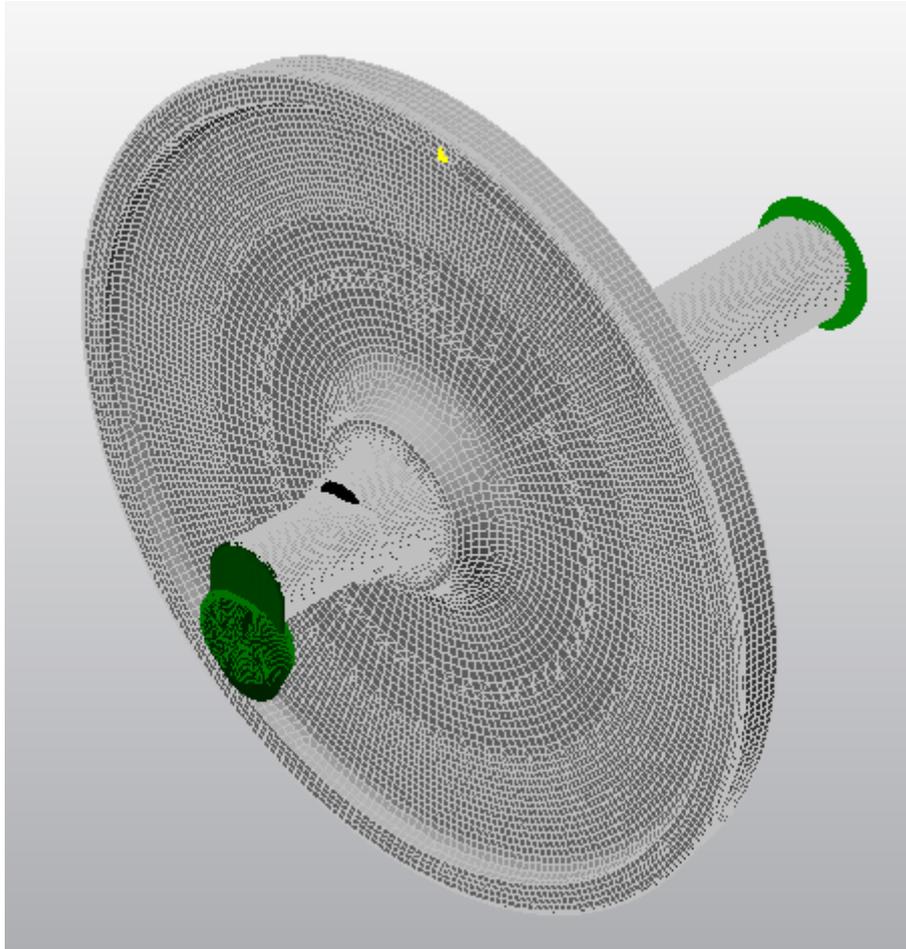


Figura 4.25: Tercer modelo del conjunto eje más rueda mallado.

Este tercer modelo se obtiene al igual que en el caso anterior, disminuyendo el tamaño de la malla, pero en este caso a partir del segundo modelo. Al igual que sucedió anteriormente cabe esperar una solución más exacta debido a la existencia de mayor número de nodos, lo que hace que las funciones de interpolación se aproximen más al comportamiento real del eje.

Las propiedades de la malla se muestran en la figura 4.27, donde la malla está compuesta por los mismos elementos que en los dos casos anteriores, aunque en este caso el número total de elementos es de 302528 elementos.

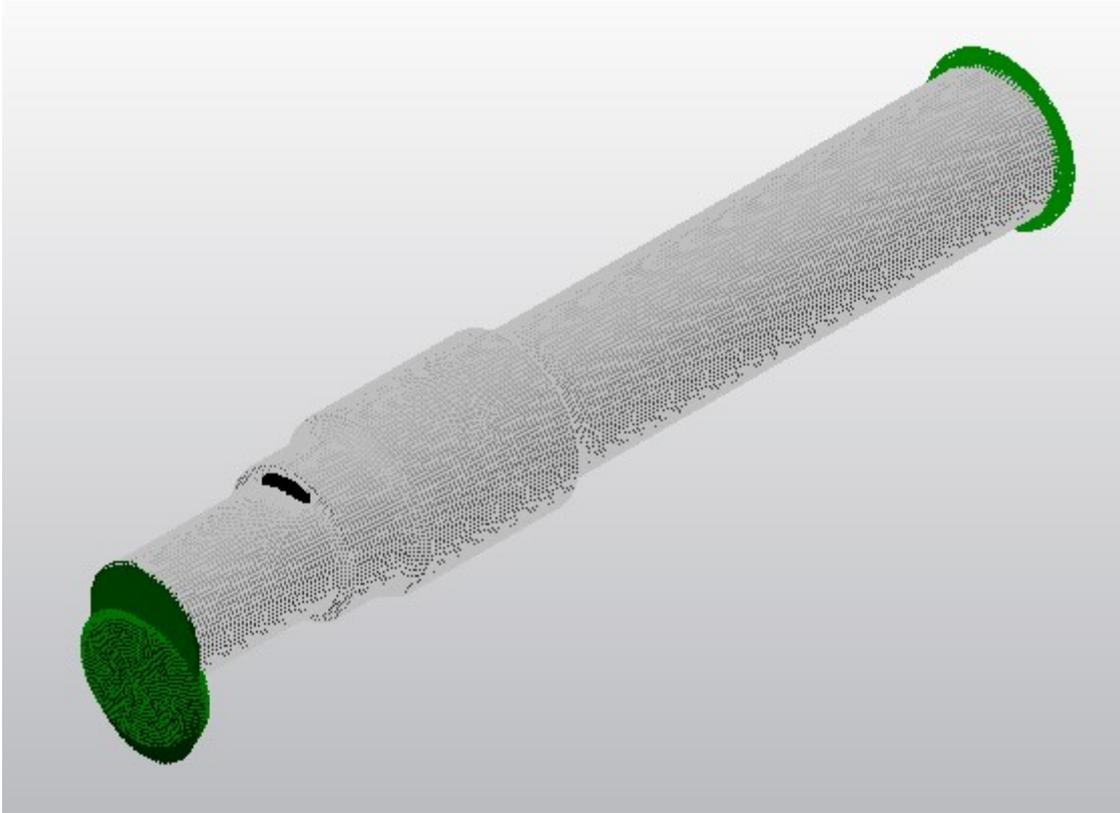


Figura 4.26: Tercer modelo mallado del eje.”

Surface Mesh Statistics

| | |
|------------------|------------|
| Mesh operation | Solid mesh |
| Final mesh size | 4.9 mm |
| Elements created | 25218 |

Solid Mesh Statistics

| | |
|---------------------|--|
| Mesh type | Mix of bricks, wedges, pyramids and tetrahedra |
| Watertight | Yes |
| Mesh has microholes | No |
| Total nodes | 232323 |
| Volume | 21441181.564497 mm ³ |
| Total elements | 277310 |

| | Tetrahedra | Pyramids | Wedges | Bricks |
|----------------------------|-------------------|-----------------|---------------|---------------|
| Elements | 65599 | 20660 | 12541 | 178510 |
| Volume % | 4.29 | 2.33 | 1.82 | 91.56 |
| Max. length ratio | 251 | 36.4 | 9.6 | 11.8 |
| Avg. length ratio | 3.2 | 3.3 | 1.8 | 1.2 |
| Avg. aspect ratio | 1.2 | 1.3 | 1.1 | 1 |
| Unconstrained aspect ratio | 4.4 | 3.6 | 1.4 | 1.3 |

Figura 4.27: Elementos que componen el modelo de elementos finitos

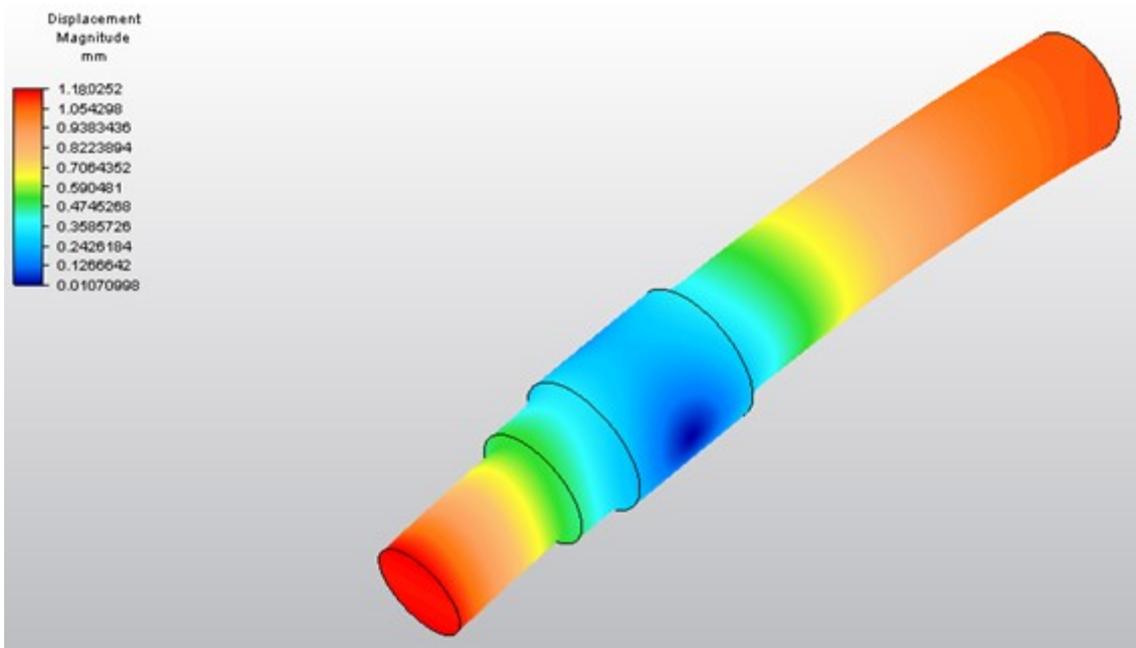


Figura 4.28: Resultado de desplazamientos del tercer modelo.

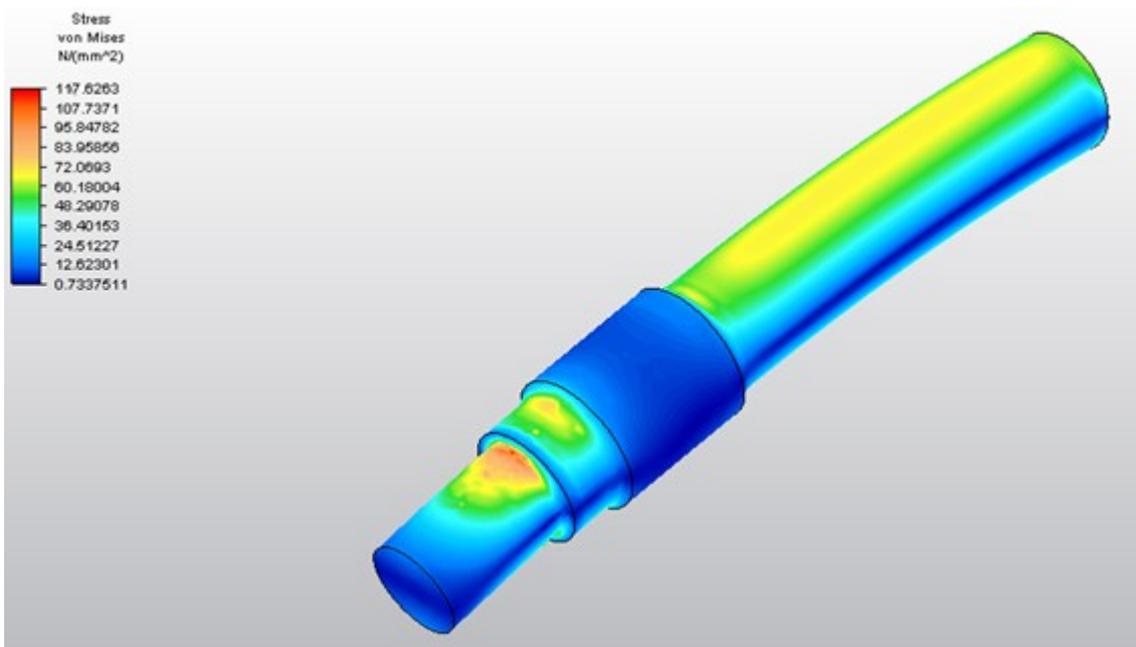


Figura 4.29: Resultado de tensiones del tercer modelo.

Al igual que en los modelos anteriores el campo de desplazamientos y tensiones es próximo a lo esperado, por lo que los el modelo puede darse por válido. La elección como modelo más adecuado depende del resto de modelos, que serán comparados en el apartado 4.3.

4.2.4. Elemento de 20 nodos.

A lo largo de este apartado se analizará un modelo de elementos finitos, de 20 nodos que se trata de un elemento brick utilizado en los casos anteriores, con la presencia de nodos en la mitad de las aristas del elemento.

A través de este elemento se obtienen los mismos resultados en los nodos que los obtenidos en el primer caso analizado, la diferencia con este es que las funciones de interpolación se aproximan mejor al comportamiento real del eje.

De antemano se esperan mejores resultados, para seleccionar el modelo como el más adecuado para el análisis resistente del eje, siempre y cuando los resultados obtenidos sean mejor en relación con el tiempo de análisis obtenido.

En las figuras siguientes se muestran los modelos de elementos finidos del conjunto, del eje y los resultados obtenidos del análisis.

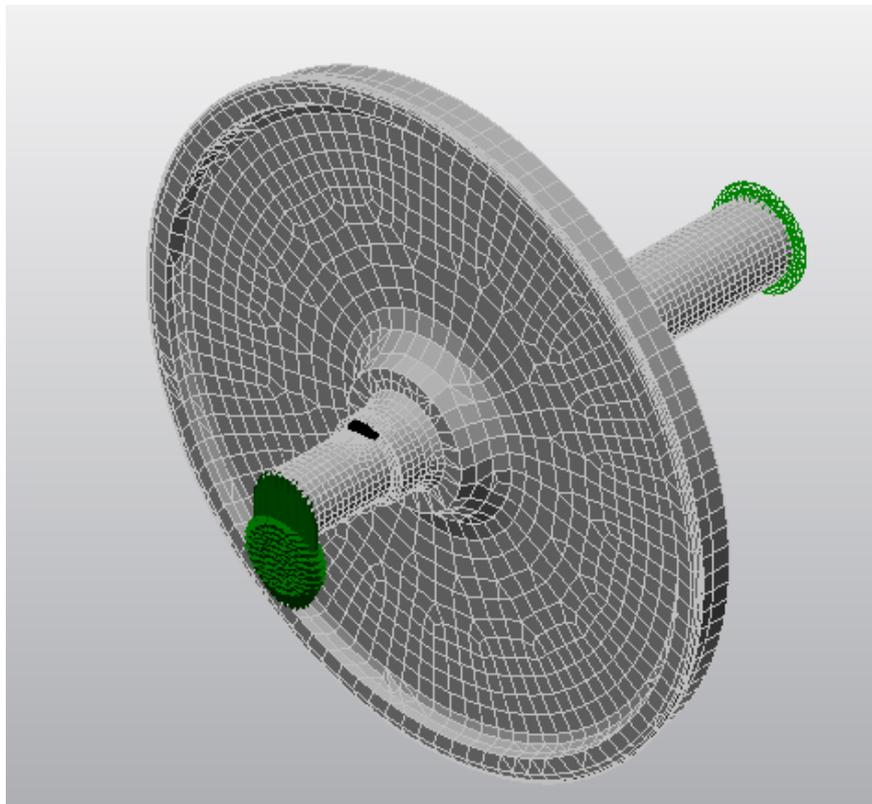


Figura 4.30: Cuarto modelo del conjunto eje más rueda mallado.

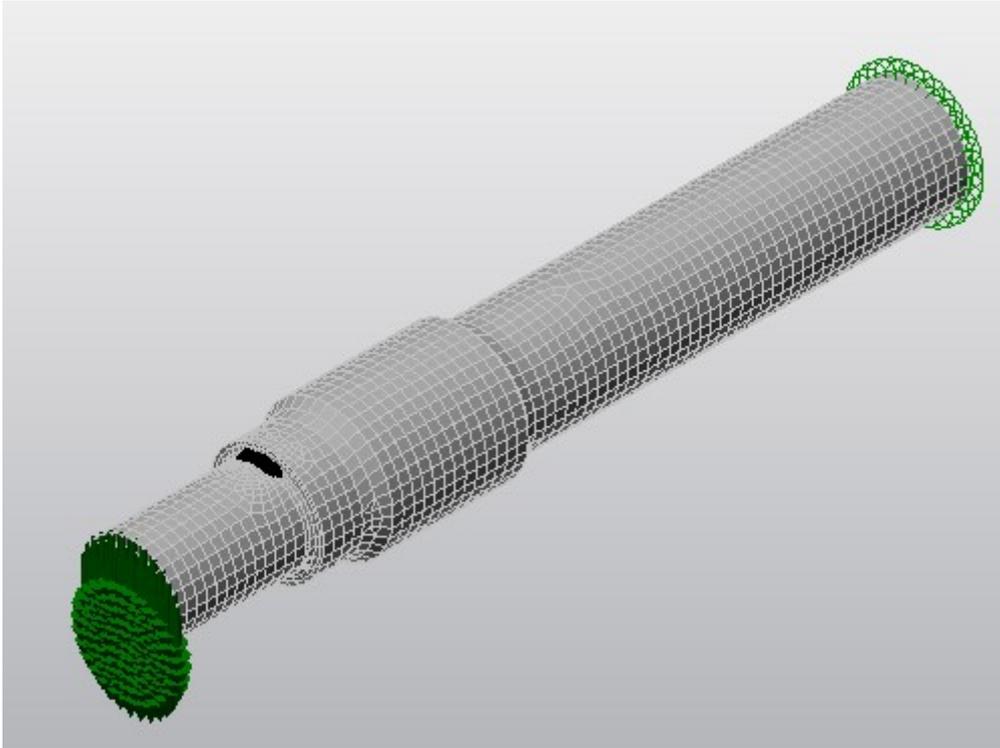


Figura 4.31: Cuarto modelo mallado del eje.”

Este modelo a diferencia de los anteriores presenta valores más próximos a la realidad que los obtenidos en el primer modelo sin la necesidad de disminuir el tamaño de la malla, si no que cada elemento incorpora mayor número de nodos. En la figura 4.32 el número de nodos es menor que el obtenido en el modelo anterior, sin embargo se han conseguido unos desplazamientos próximos al mismo.

En la figura se puede observar como con un modelo con 56901 elementos se obtienen resultados próximos a los obtenidos con 9mm como fue el caso del modelo anterior.

Surface Mesh Statistics

| | |
|------------------|------------|
| Mesh operation | Solid mesh |
| Final mesh size | 14.3733 mm |
| Elements created | 3168 |

Solid Mesh Statistics

| | |
|---------------------|--|
| Mesh type | Mix of bricks, wedges, pyramids and tetrahedra |
| Watertight | Yes |
| Mesh has microholes | No |
| Total nodes | 13917 |
| Volume | 21349803.639227 mm ³ |
| Total elements | 19625 |

| | Tetrahedra | Pyramids | Wedges | Bricks |
|----------------------------|-------------------|-----------------|---------------|---------------|
| Elements | 8834 | 2372 | 1017 | 7402 |
| Volume % | 11.54 | 4.83 | 3.7 | 79.93 |
| Max. length ratio | 262.1 | 24.2 | 9 | 7.6 |
| Avg. length ratio | 3.7 | 3.5 | 1.8 | 1.4 |
| Avg. aspect ratio | 1.2 | 1.3 | 1.1 | 1 |
| Unconstrained aspect ratio | 4.5 | 2.9 | 1.7 | 1.3 |

Figura 4.32: Elementos que componen el modelo de elementos finitos

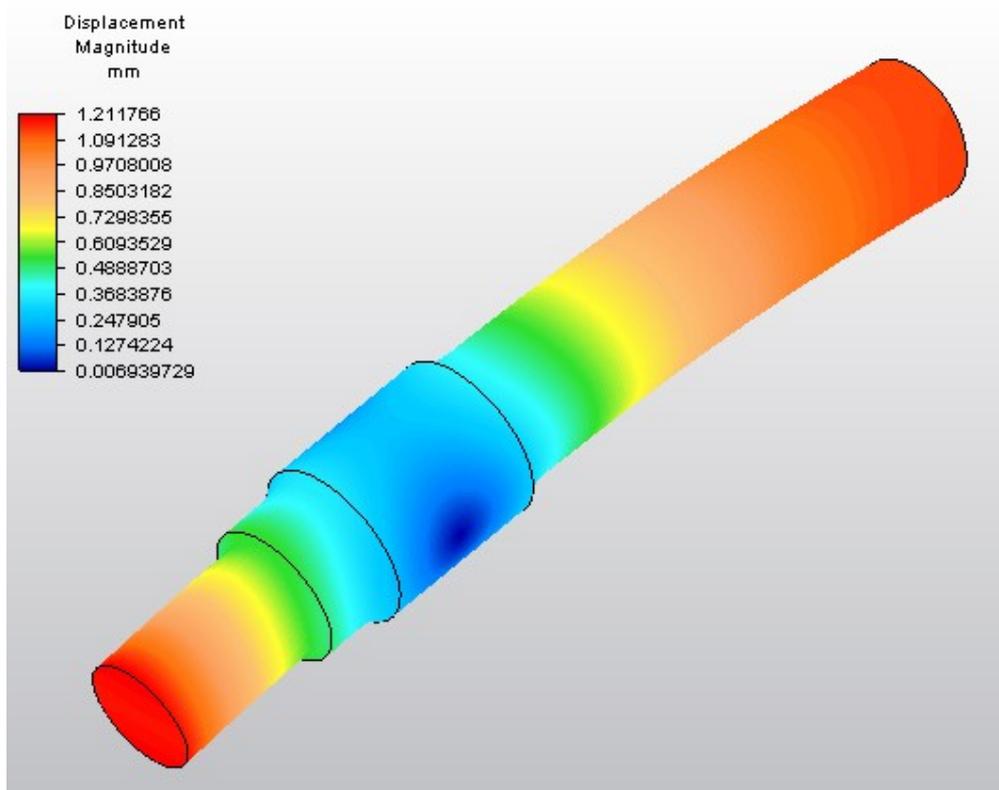


Figura 4.33: Resultado de desplazamientos del cuarto modelo.

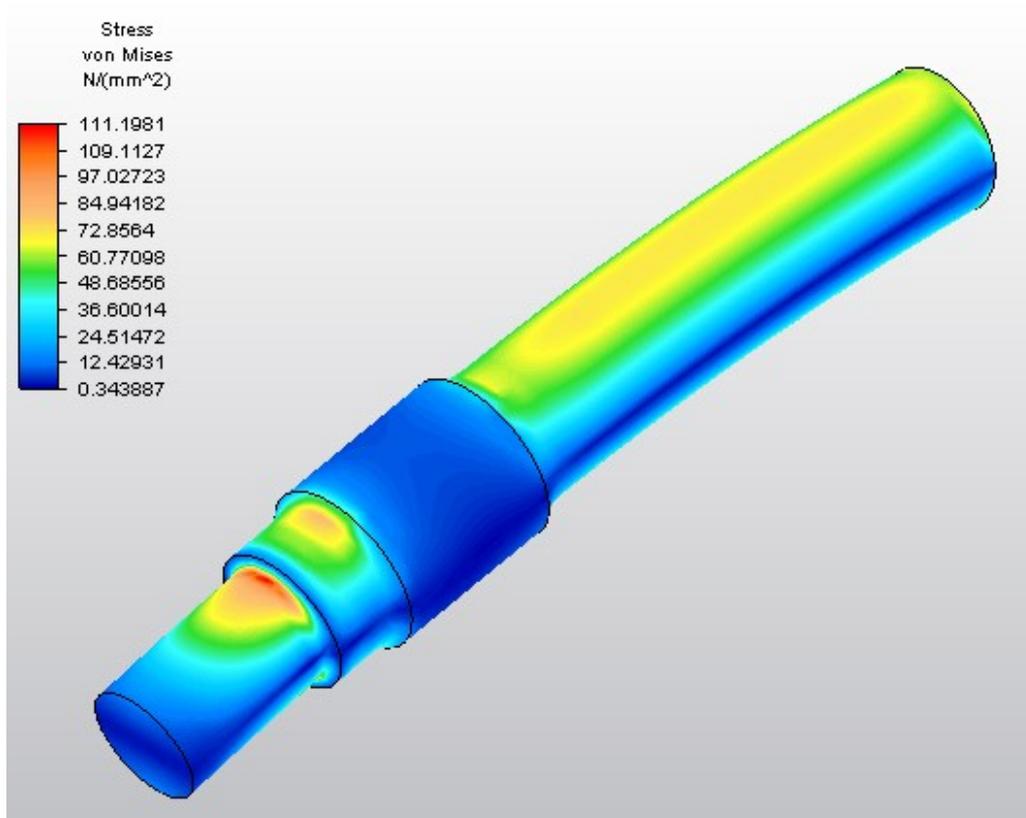


Figura 4.34: Resultado de tensiones del cuarto modelo.

Como era de esperar al igual que ha sucedido en los modelos anteriores los valores de las variables de campos de desplazamientos y tensiones son como las esperadas, según la distribución de momentos flectores indicados por la norma, existiendo gradientes de las mismas en las discontinuidades geométricas como era de esperar.

4.2.5. Elemento tetraedro (1)

A continuación se realizará un análisis con elementos tetraedro. Antes de analizar los resultado obtenidos, cabe esperar ante los conocimientos adquiridos previo al análisis que los elemento tetraedro rigidizan el modelo, es decir que cabe esperar desplazamientos menores a los reales y tensiones mayores a las esperadas durante el análisis teórico del mismo.

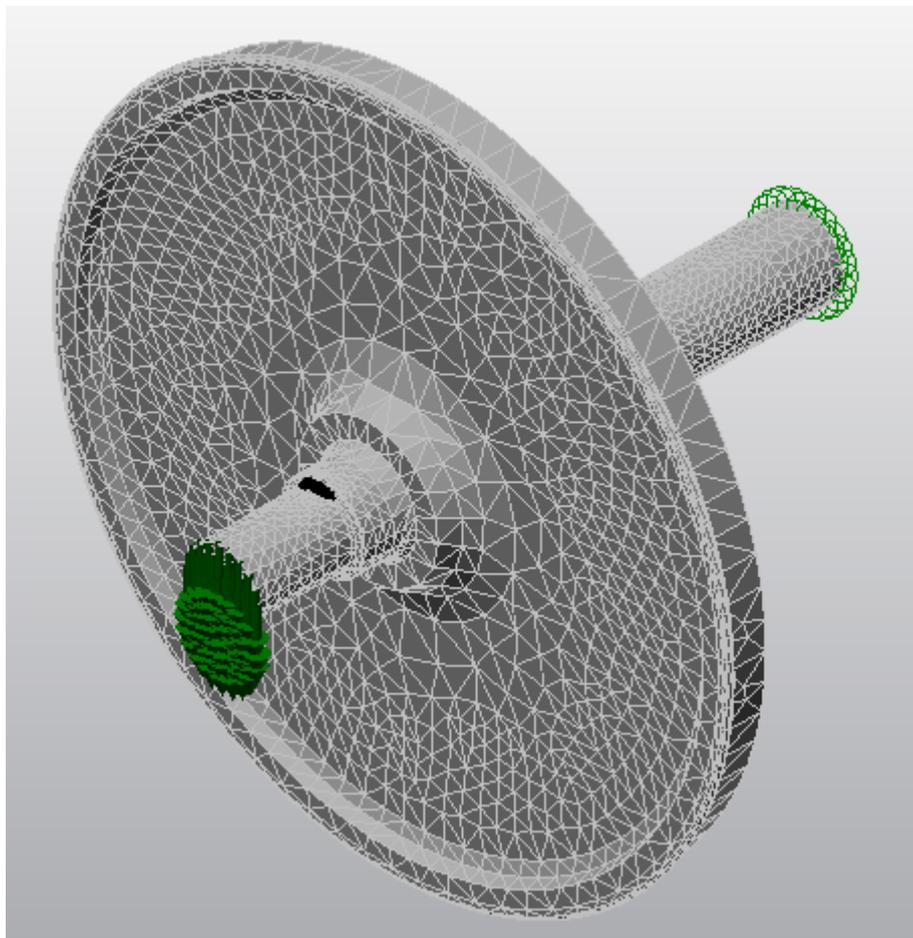


Figura 4.35: Quinto modelo del conjunto eje más rueda mallado.

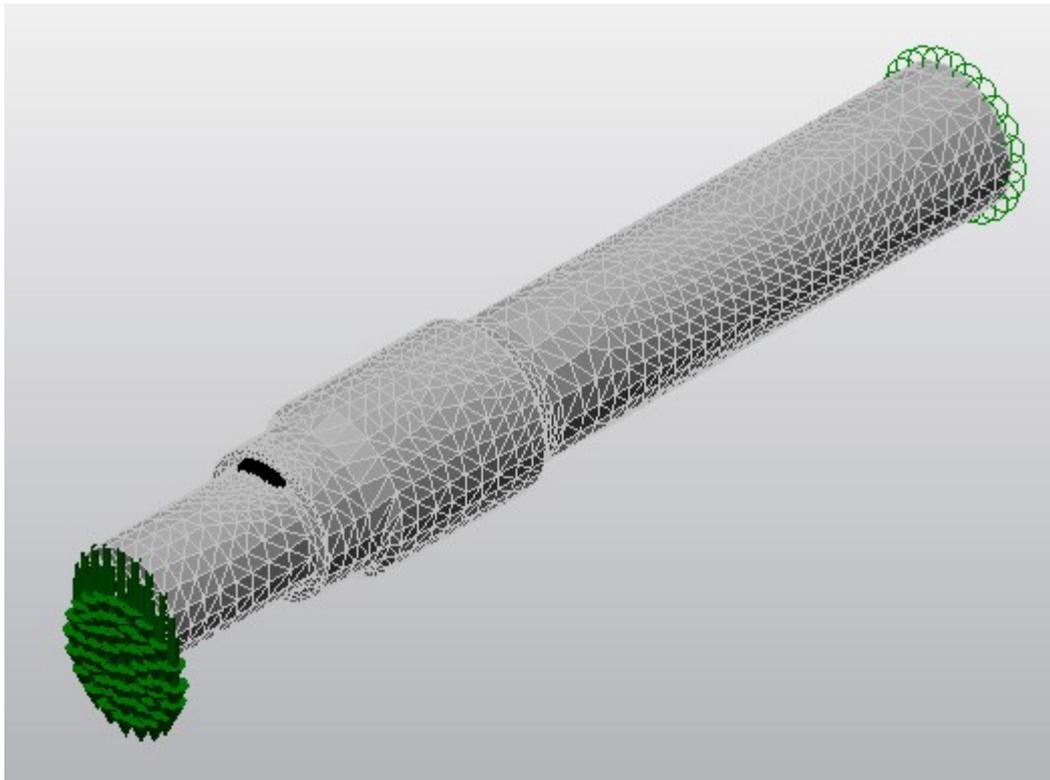


Figura 4.36: Quinto modelo mallado del eje.”

En la figura 4.37 se muestran las propiedades de las malla de elementos tetraedros que componen el modelo de elementos finitos. El número de elementos finitos que presenta el modelo es de 36444 elementos.

| Surface Mesh Statistics | |
|-------------------------|------------|
| Mesh operation | Solid mesh |
| Final mesh size | 28.7467 mm |
| Elements created | 36444 |

| Solid Mesh Statistics | |
|---|----------------|
| Solid meshing of this part has been postponed until analysis. | |
| Mesh type | All tetrahedra |
| Watertight | Yes |

Figura 4.37: Elementos que componen el modelo de elementos finitos

En las figuras 4.38 y 4.39 se muestran los resultados del modelo de elementos finitos descrito anteriormente.

Analizando los resultados obtenidos se observa como la distribución de la variable de campo son adecuadas, no así no lo son los desplazamientos que presentan mayor discrepancias respecto a los valores esperados.

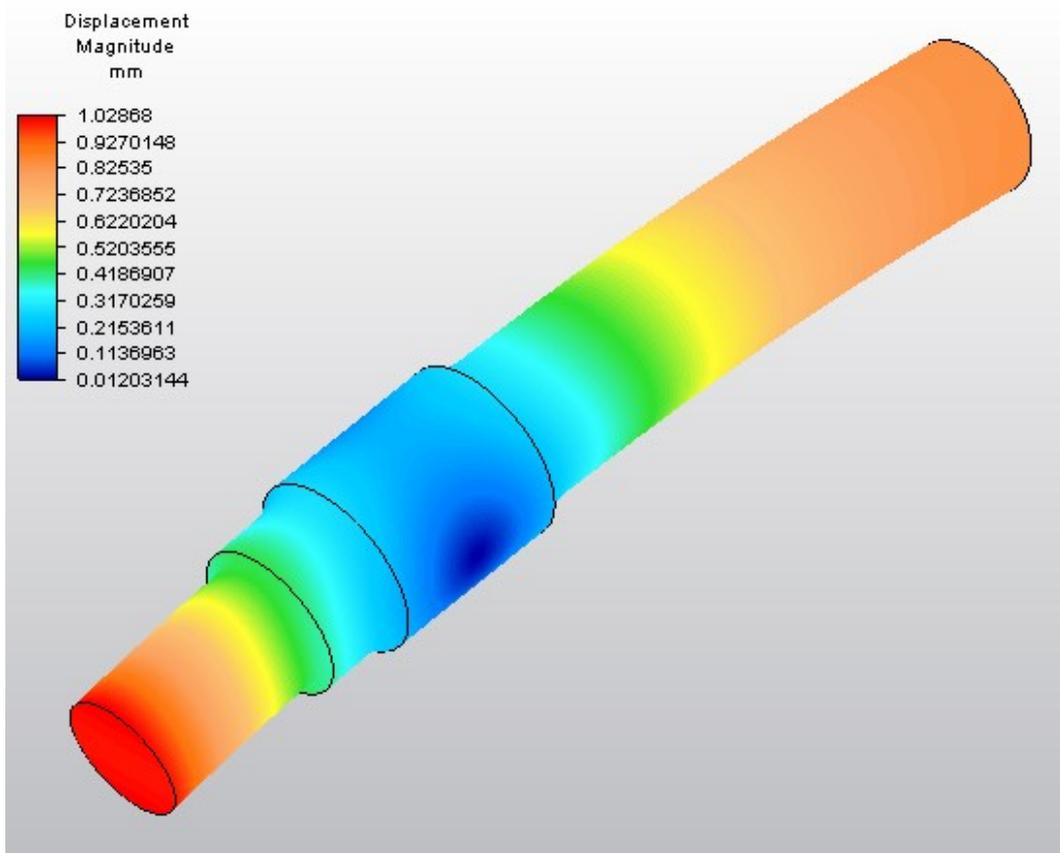


Figura 4.38: Resultado de desplazamientos del quinto modelo.

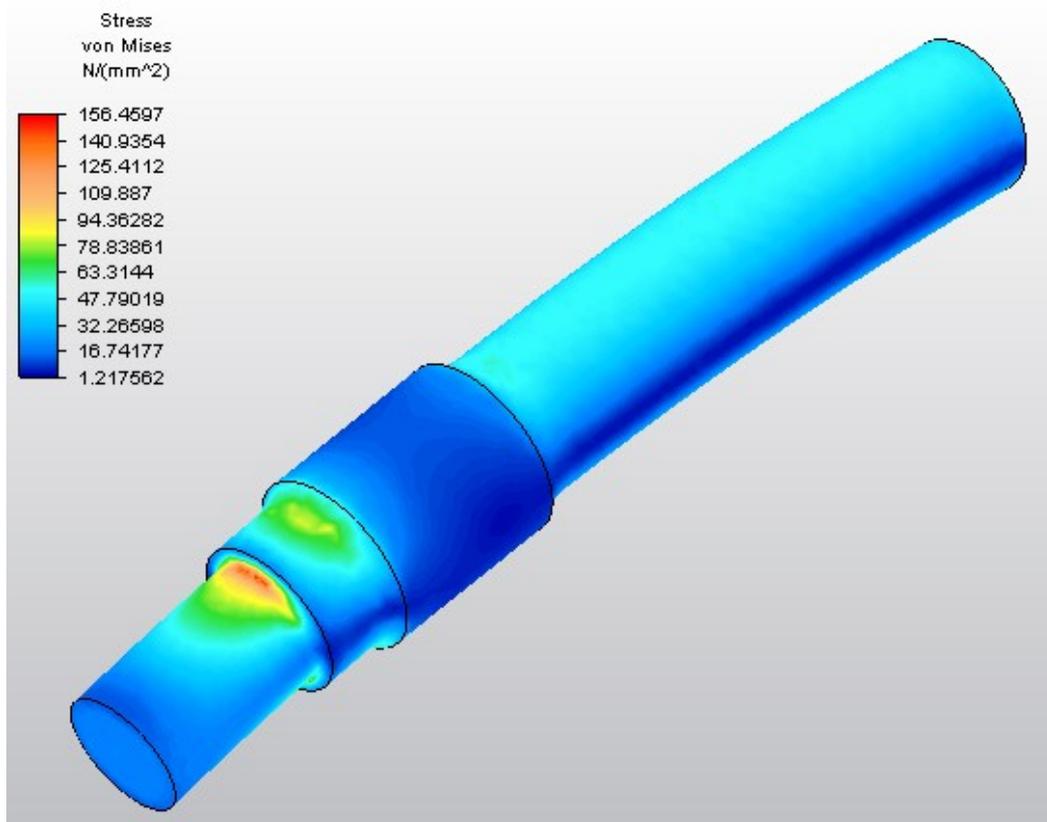


Figura 4.39: Resultado de tensiones del quinto modelo.

4.2.6. Elemento tetraedro (2)

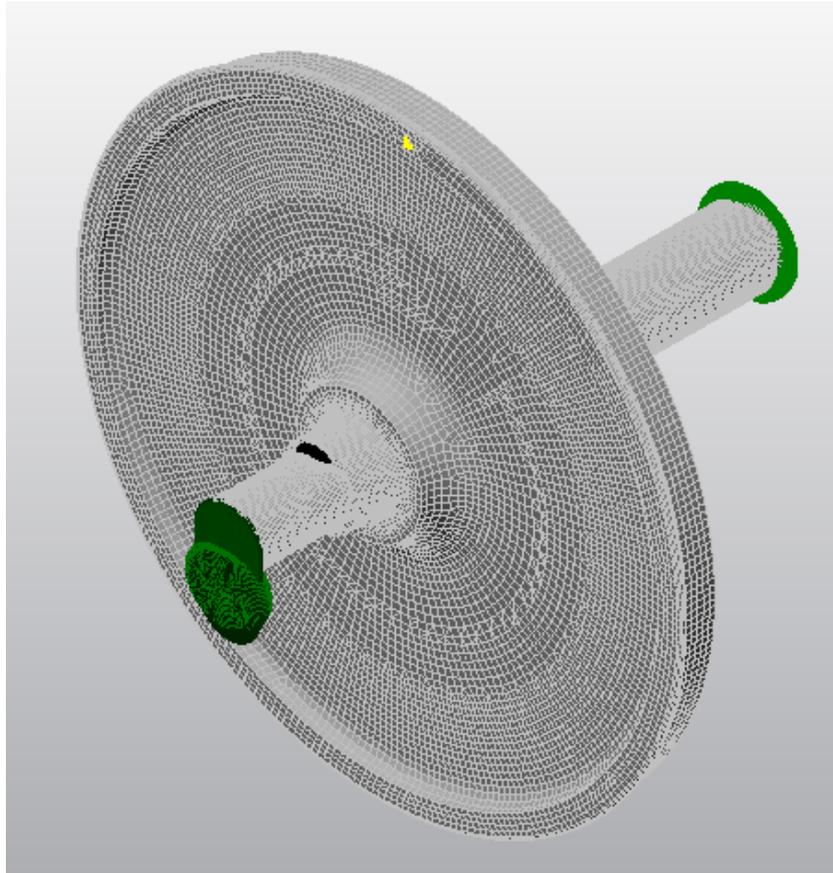


Figura 4.40: Sexto modelo del conjunto eje más rueda mallado.

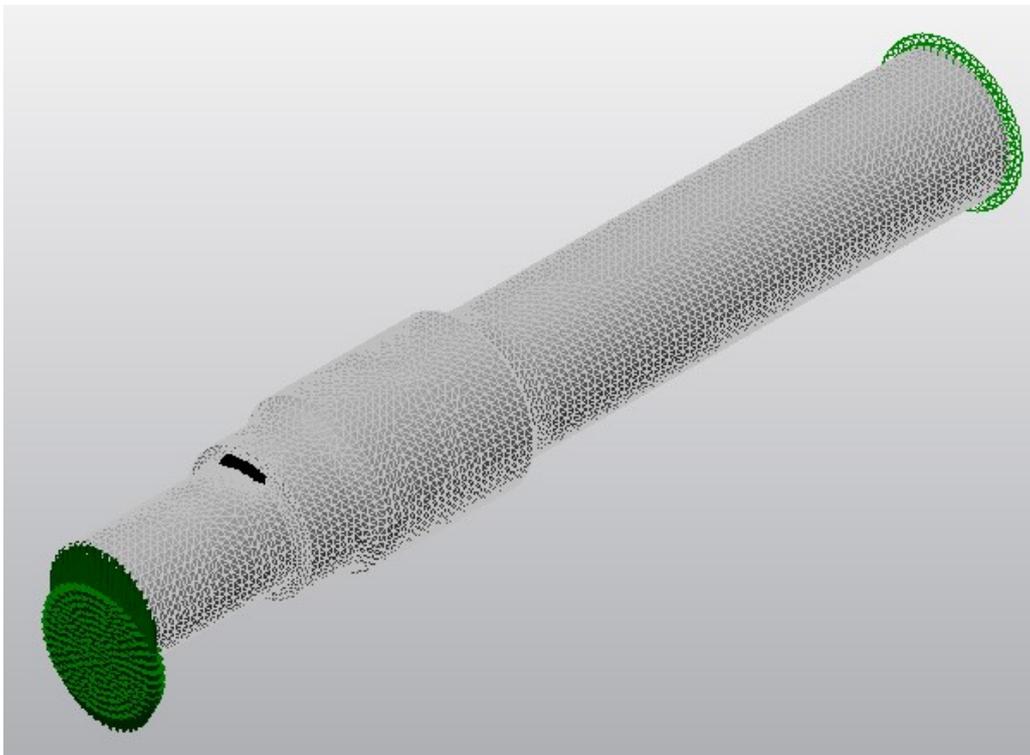


Figura 4.41: Sexto modelo mallado del eje.

El presente modelo se obtiene a partir de la disminución de la malla del modelo de elementos finitos anterior. Como sucedió en los modelos anteriores cabe esperar valores numéricos más próximos a los valores esperados. Las figuras 4.42 y 4.43 muestran los valores obtenidos durante la simulación numérica.

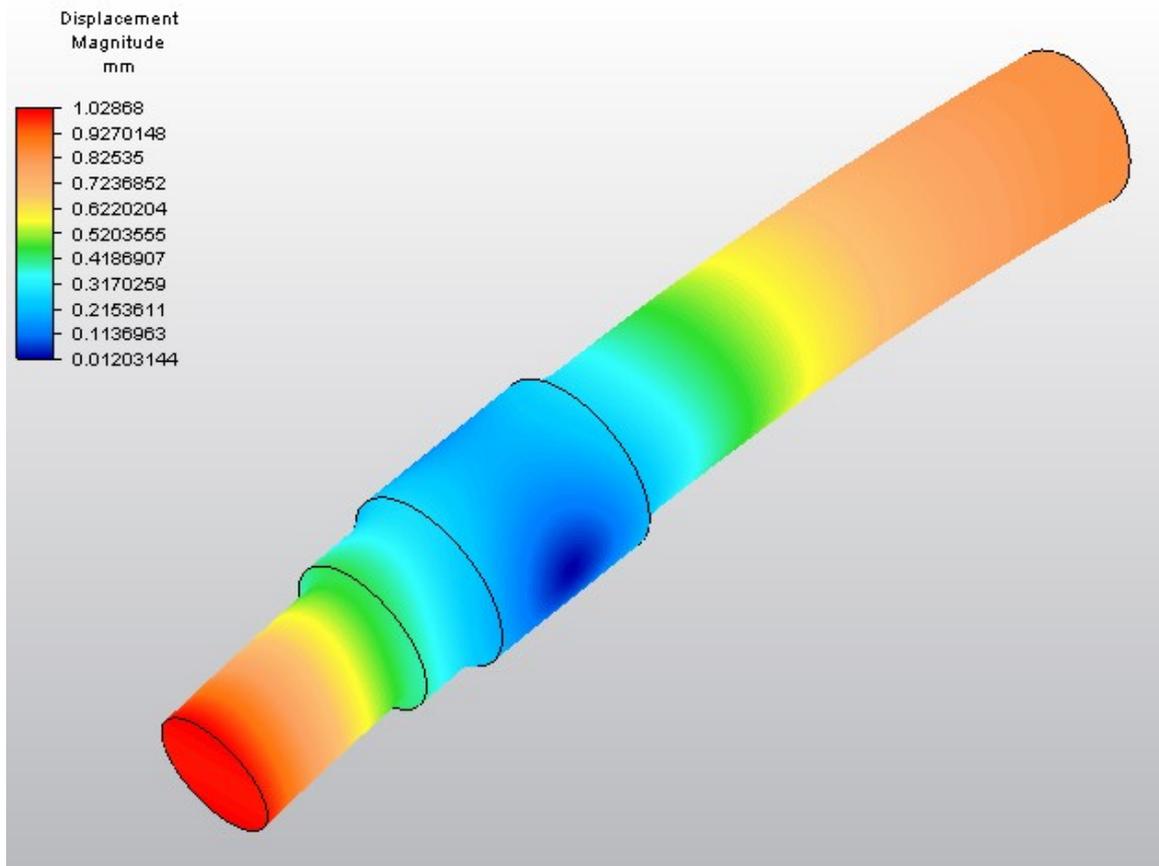


Figura 4.42: Resultado de desplazamientos del sexto modelo.

En los resultados mostrados, los campos de tensiones y desplazamientos es igual que los obtenidos en los modelos anteriores, los valores numéricos obtenidos son más próximos a los esperados pero continúan distando de los esperados.

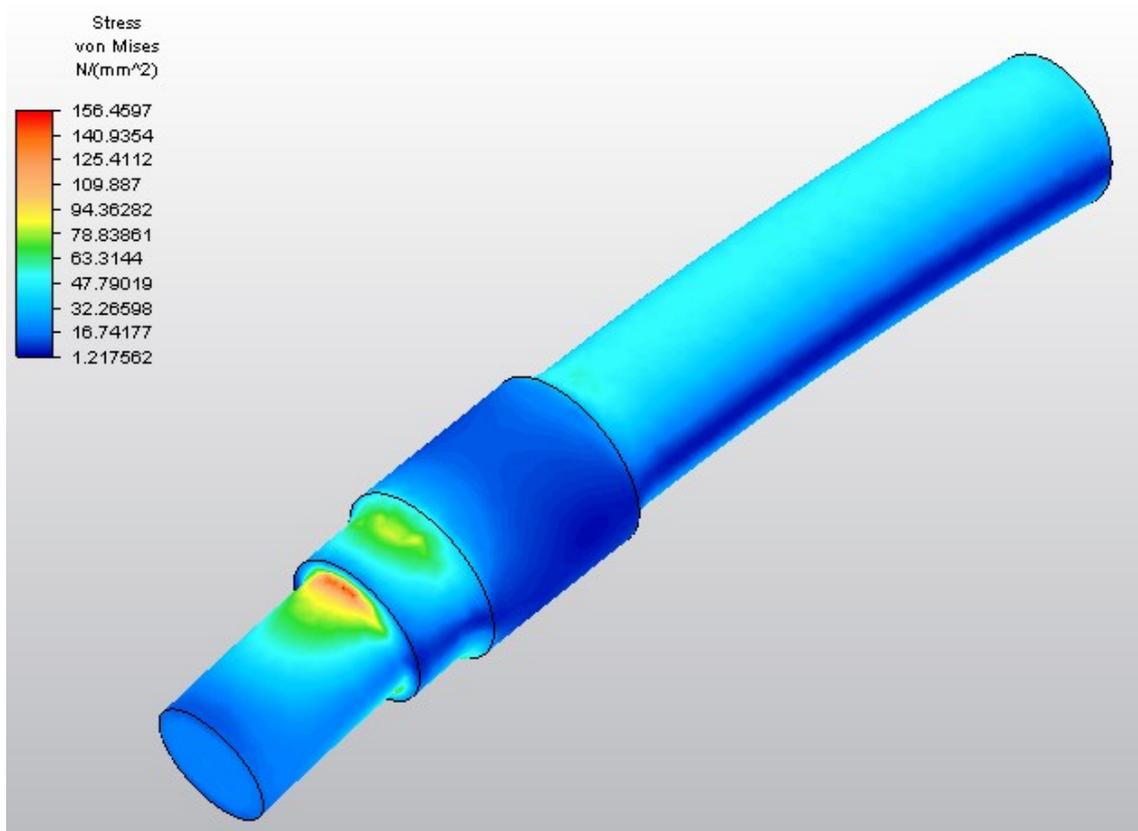


Figura 4.43: Resultado de tensiones del sexto modelo.

4.3. Comparación de los modelos

En el presente apartado se mostrarán los resultados de los distintos modelos de elementos finitos analizados, así como los errores cometidos en los mismos y el tiempo de análisis utilizado para su obtención.

En función de estos la comparación de estos parámetros se decidirá el mejor modelo para el análisis del modelo real.

En el análisis resistente de tensiones se tomarán como correctos los valores obtenidos numéricamente de esta manera no se discriminará ningún modelo respecto de resto de ellos.

Para la comparación de resultado se tendrán en cuenta distintos puntos como son el desplazamiento máximo, así como el punto el punto donde se encuentra, también se tendrá en cuenta los desplazamientos en los extremos del mismo. Los desplazamientos en la zona de calado.

En cuanto a las tensiones se considerarán las tensiones existentes en los extremos de las manguetas externas, así como en los puntos donde existan discontinuidades geométricas además de los valores máximos y mínimos y los nodos correspondientes a estos valores teniendo en cuenta su situación.

El extremo libre de la mangueta presenta como valores:

| | Desplazamiento | Error % | Tensiones | Error % | Deformaciones | Error % |
|-------------------|----------------|---------|-----------|---------|---------------------|---------|
| Teórico | 1,18 | | 0 | | 0 | |
| Brick 8 nodos (1) | 1,217 | 3,13 | 0,34 | ----- | $6,12 \cdot 10^6$ | ----- |
| Brick 8 nodos (2) | 1,1902 | 0,86 | 0,333 | ----- | $5,5247 \cdot 10^6$ | ----- |
| Brick 8 nodos (3) | 1,1876 | 0,64 | 0,329 | ----- | $4,97 \cdot 10^6$ | ----- |
| Brick 20 nodos | 1,21 | 2,54 | 0,34 | ----- | $2,12 \cdot 10^6$ | ----- |
| Tetraedro (1) | 1,217 | 3,13 | 0,34 | ----- | $2,12 \cdot 10^6$ | ----- |
| Tetraedro (2) | 1,02 | 13,56 | 1,21 | ----- | $7,5 \cdot 10^6$ | ----- |

Tabla 4.8: Resultado del extremo libre del eje

En la tabla 4.8 se muestran los resultados obtenidos en los distintos modelos analizados, acompañados de cada en la casilla derecha del error relativo en tanto por ciento, tomando como valor correcto los cálculos teóricos. Aquellas casillas que no se encuentran rellenas es debido a que el valor tomado como correcto es 0 y la operación del error relativa se encuentra dividida por cero.

Los resultados obtenidos mediante los distintos análisis del extremo correspondiente a la simetría se muestran en la tabla 4.9.

| | Desplazamiento | Error | Tensiones | Error | Deformaciones | Error |
|-------------------|----------------|--------|-----------|--------|-------------------|--------|
| Teórico | 1,11 | | 68,57 | | $4,42 \cdot 10^4$ | |
| Brick 8 nodos (1) | 1,12 | 0,9009 | 71,54 | 4,33 | $4,41 \cdot 10^4$ | 0,226 |
| Brick 8 nodos (2) | 1,074 | 3,24 | 68,76 | 0,27 | $4,24 \cdot 10^4$ | 4,07 |
| Brick 8 nodos (3) | 1,072 | 3,42 | 68,68 | 0,16 | $4,16 \cdot 10^4$ | 4,52 |
| Brick 20 nodos | 1,12 | 0,909 | 71,39 | 4,1125 | $4,4 \cdot 10^4$ | 0,45 |
| Tetraedro (1) | 0,83 | 25,22 | 51,85 | 24,38 | $3,19 \cdot 10^4$ | 27,82 |
| Tetraedro (2) | 1,12 | 0,9009 | 70,55 | 2,88 | $4,35 \cdot 10^4$ | 1,5837 |

Tabla 4.9: Resultado del extremo de simetría del eje

Otro punto importante de análisis es el punto que presenta la máxima tensión, en este caso este se encuentra situado en la discontinuidad geométrica entre la zona de calado y la mangueta. En la tabla 4.10 se muestran los resultados obtenidos mediante los distintos modelos utilizados a lo largo del presente capítulo en la citada zona.

| | Desplazamiento | Error | Tensiones | Error | Deformaciones | Error |
|-------------------|----------------|-------|-----------|-------|-------------------|-------|
| Teórico | 0,4627 | | 111,27 | | $5,3 \cdot 10^4$ | |
| Brick 8 nodos (1) | 0,5926 | 28,07 | 105,12 | 5,52 | $6,69 \cdot 10^4$ | 26,22 |
| Brick 8 nodos (2) | 0,5611 | 21,26 | 115,42 | 3,72 | $6,37 \cdot 10^4$ | 20,18 |
| Brick 8 nodos (3) | 0,558 | 20,59 | 117,1 | 5,23 | $6,46 \cdot 10^4$ | 21,88 |
| Brick 20 nodos | 0,5926 | 28,07 | 111,32 | 0,12 | $6,23 \cdot 10^4$ | 17,54 |
| Tetraedro (1) | 0,4748 | 2,61 | 116,12 | 4,53 | $6,16 \cdot 10^4$ | 16,22 |
| Tetraedro (2) | 0,4622 | 0,108 | 156,25 | 40,48 | $9,64 \cdot 10^4$ | 81,88 |

Tabla 4.10: Resultado del cambio de sección entre mangueta y calado del eje.

El punto que presenta el mínimo valor de tensiones es el punto del extremo libre del eje que se ha detallado en la tabla 4.8.

Para finalizar se mostrará el tiempo de cálculo de cada uno de los modelos en la tabla 4.11.

| | Tiempo (min) |
|-------------------|--------------|
| Teórico | ===== |
| Brick 8 nodos (1) | 5 |
| Brick 8 nodos (2) | 6,2 |
| Brick 8 nodos (3) | 13,4 |
| Brick 20 nodos | 10,5 |
| Tetraedro (1) | 5,2 |
| Tetraedro (2) | 7,3 |

Tabla 4.11: Tiempos de cálculos de las simulaciones

A partir de los datos mostrados puede verse como el tercer modelo obtenido con elementos brick de 8 nodos y 24 grados de libertad presenta mejores resultado en cuanto a valores numéricos, seguidos del modelo de elementos finitos del mismo tipo con mayor menor de nodos después del citado.

El resto de modelos presentan valores que discrepan de en mayor proporción de los resultados esperados. Una vez conocido esto será necesario elegir como mejor modelo entre los dos citados anteriormente atendiendo a la relación error y tiempo de cálculo.

Como se indicó anteriormente el tercer modelo analizado con elementos bricks presenta mejor resultados, pero atendiendo al tiempo de cálculo que presentan es más del doble que el modelo con el que se está comparando. Al tratarse de un modelo en mayor o menor medida simple los tiempos no son muy elevados, por ello se elegirá como modelo más adecuado el modelo (2) ya que presenta valores muy próximos a los del modelo (3) pero el tiempo de cálculo es apreciablemente menor.

Esta elección implica que los cálculos mediante elementos finitos de las situaciones de comportamiento del eje indicadas en el capítulo 3 se realizará con el modelo indicado.

Es necesario tener en cuenta que no existe ningún modelo que presente los mejores resultados en todos los puntos analizados, esto lleva a la explicación que un modelo no se mejora por el refinamiento de la malla si no por la creación de una malla de acuerdo a las condiciones de contorno, cargas, y demás propiedades del modelo.

Como se indicó anteriormente la elección del modelo se ha realizado de forma que se pueda trabajar con un modelo que proporción resultados representativos de aquellas situaciones para las que está desarrollado, combinando resultados, tiempo de cálculo y así como posibilidades de modificación de la malla sin repercutir de manera perjudicial en la misma.

5. Análisis numérico durante funcionamiento en línea recta.

5.1. Análisis de comportamiento en recta.

5.1.1. Introducción.

A lo largo del presente capítulo se realizará un análisis numérico del eje descrito en los apartados anteriores mediante el método de los elementos finitos.

Se realizará un análisis a través del software indicado en el apartado 5.1.2, validando posteriormente los resultados del modelo de elementos finitos obtenido a través de las distintas simplificaciones tomadas a lo largo del presente documento.

5.1.2. Herramientas.

Se realizará el análisis resistente del eje ferroviario descrito a lo largo del presente documento, a través del software comercial de elementos finitos Autodesk Simulation Multiphysics®. En esta parte utilizaremos el paquete *“Static Stress with Linear Material Models”* debido al estado de carga tomado, así como las condiciones de funcionamiento del mismo discutidas en el capítulo 3.

5.1.3. Modelo de elementos finitos.

En el presente apartado se muestra el modelo de elementos finitos obtenidos resultado de los capítulos del presente documento en las que se han analizado las fuerzas, condiciones de contorno, actuantes en el modelo físico y simplificadas para la obtención del modelo de elementos finitos.

En la imagen 5.1 se muestra el modelo de elementos finitos (FEM) final, el cual se analizará a través del software indicado.

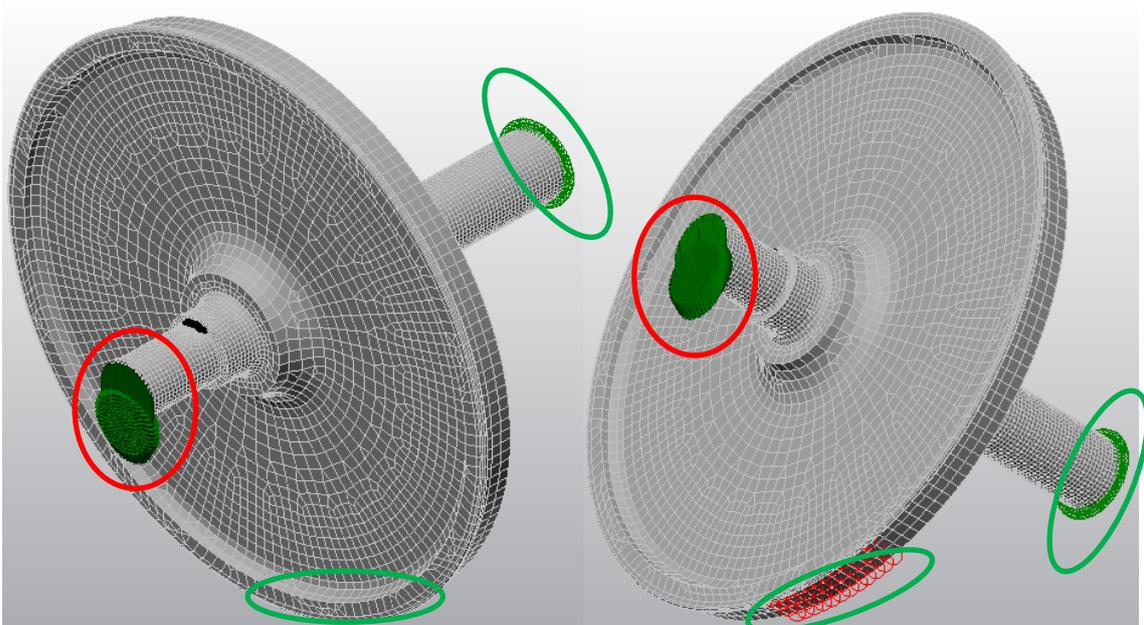


Imagen 5.1: Modelo de elementos finitos analizados mediante el software.

En la imagen anterior se muestran dos vistas diferentes del modelo, en el que se observan las fuerzas (elipse roja) y restricciones (elipses verdes) aplicadas al mismo y descritas en capítulos anteriores.

Como se ha citado al inicio del presente capítulo se realizará un análisis resistente estático (Analysys with Linear Material Model), ya que debido a las bajas deformaciones desarrolladas en eje, el comportamiento de este estará comprendido en la zona lineal de la ley de comportamiento del acero no existiendo plastificaciones a nivel global del mismo, considerando ante la frecuencia de aplicación de la carga que estás son estáticas.

5.1.4. Resultados

A lo largo de este apartado se mostrarán los distintos resultados obtenidos durante la simulación de modelo mostrado anteriormente, como se muestra en la imagen 5.2.

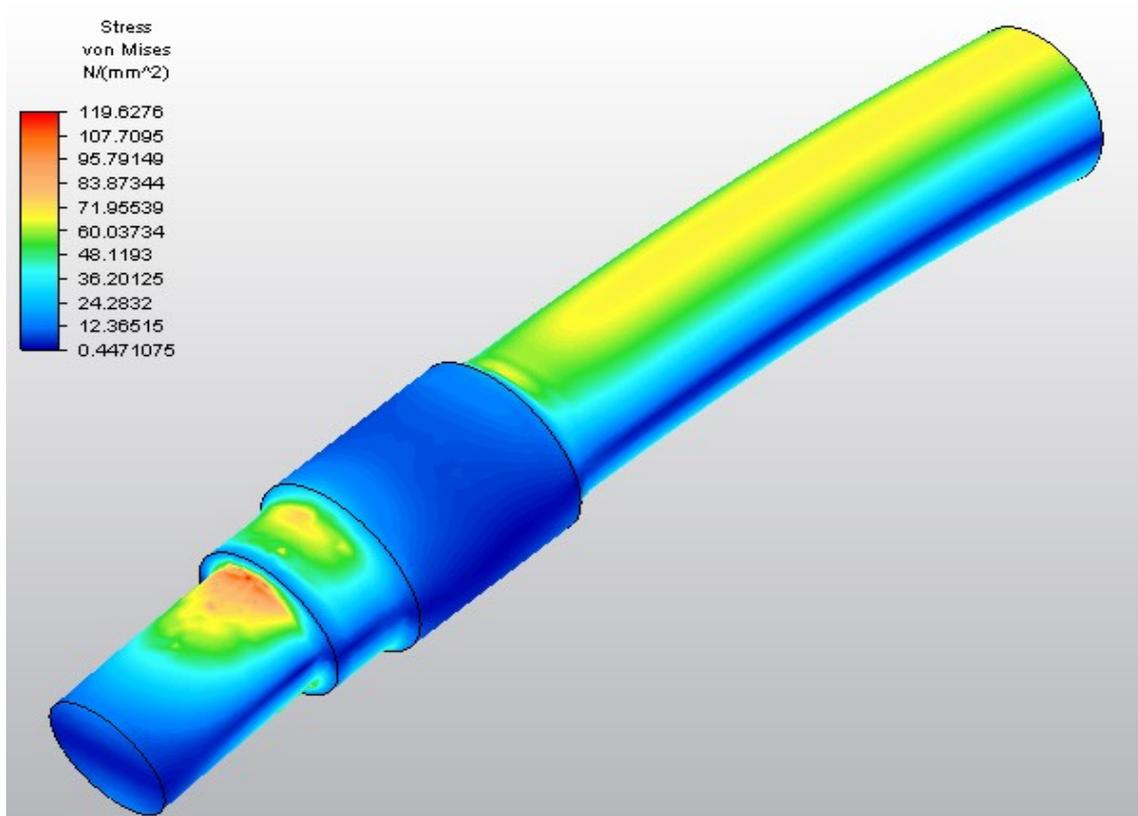


Imagen 5.2: Resultado de tensiones de Von Mises obtenidos mediante el análisis de software.

En este apartado se realizará un análisis “superficial” sobre los resultados obtenidos de la simulación para ver si estos son o no válidos.

En un principio pueden observarse a simple vista como las tensiones determinadas por el software son proporcionales a la distribución de momentos calculados anteriormente, aunque este dato hay que validarlo numéricamente como se realizará a continuación mediante la comparación con las distribuciones de tensiones calculadas en apartado 3.1.

Como se muestra en la figura, existe un aumento del valor de las tensiones en las zonas de cambio de sección (discontinuidad geométrica) como se ha indicado a lo largo de todo el documento.

Puede observarse en la figura la línea neutra de modelo, y el aumento de tensiones a medida que nos alejamos de esta, siendo máxima para los puntos más alejados de esta, separados a una distancia igual a la mitad del eje.

Con respecto a la zona del fuste, es la zona donde existe un mayor momento flector constante lo que se traduce en una distribución de tensiones constante a lo largo de todo el tramo, distribución que se validará en la sección mostrada a continuación.

Con respecto a los desplazamientos obtenidos durante la simulación se muestran en la imagen 5.3.

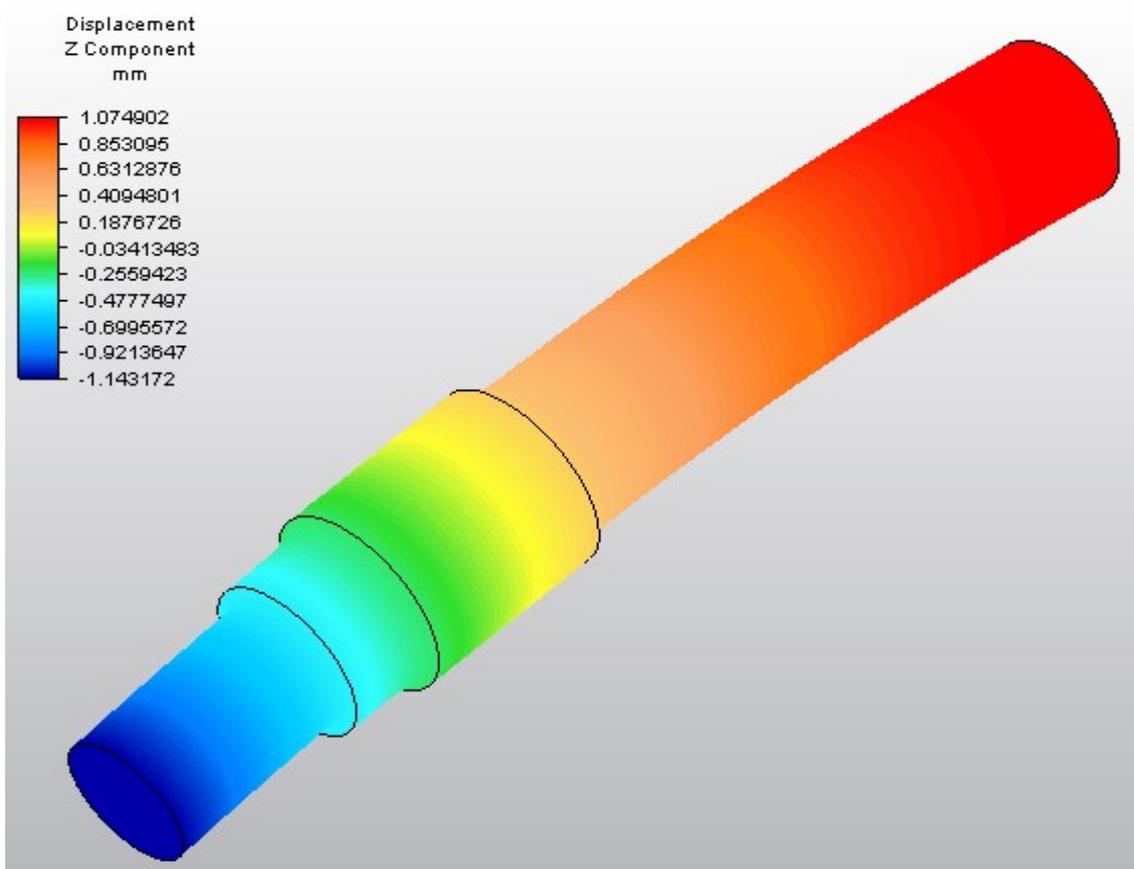


Imagen 5.3: Resultados de desplazamientos obtenidos a través de análisis numérico.

Los resultados obtenidos de forma numérica concuerda el comportamiento del mismo de forma experimental, existiendo los mayores desplazamientos en la zona de aplicación de las cargas así como en la zona central de eje por estar el modelo cargado en los extremos y ser estas fuerzas iguales. Además en la zona de calado de la rueda puede observarse como en la zona central de esta zona el desplazamiento es nulo y el desplazamiento en estas zonas es aproximadamente simétrico pero de signo opuesto como era de esperar.

5.1.5. Validación del modelo.

A lo largo este apartado se realizará la validación de nuestro modelo, partiendo de los cálculos analíticos realizados en el capítulo 3. A partir de las ecuaciones de distribución de tensiones teóricas en las distintas secciones, se obtendrá de forma gráfica dicha distribución, comparándola con la distribución de tensiones obtenidas a través del software

Mangueta exterior:

La ecuación 3.9, indica la distribución de tensiones desarrollada a lo largo de la zona de mangueta, esta distribución se representa en el gráfico 5.1, a través del programa Microsoft Excel 2010®.

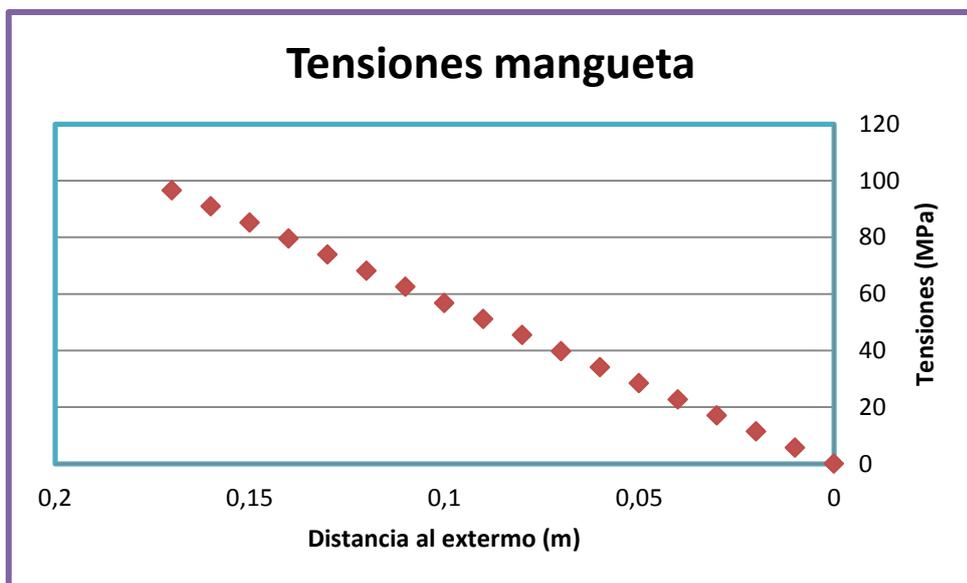


Gráfico 5.1: Distribución de tensiones en la superficie de la mangueta exterior.

Una vez realizada la representación anterior, se representará en el gráfico 5.2 la distribución de tensiones correspondientes a los valores de los resultados de obtenidos mediante el software, para aquellos puntos más separados de la fibra neutra

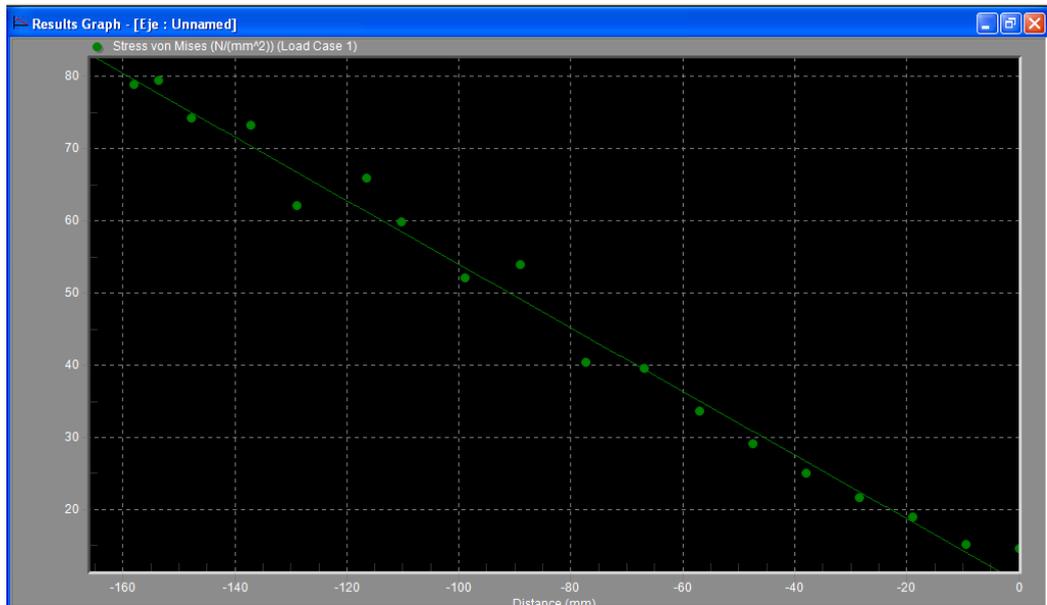


Gráfico 5.2: Distribución de tensiones de la mangueta exterior

Los resultados mostrados en el gráfico 5.2, presenta la distancia al extremo del eje con distancia negativas debido a que el modelo de eje se ha desarrollado en dirección opuesta al sentido positivo del eje y.

Como se puede observar, las tensiones en función de la distribución es la misma en ambos gráficos, existe una pequeña dispersión de valores la zona más alejada del extremo, esta dispersión de valores queda completamente justificada debido a la presencia d la discontinuidad geométrica de cambio de sección, que implica distribución creciente de tensiones mucho mayor que la creada por el momento flector.

En la figura 5.4 se muestra el resultado del software para los valores de las tensiones calculadas en la zona de la mangueta.

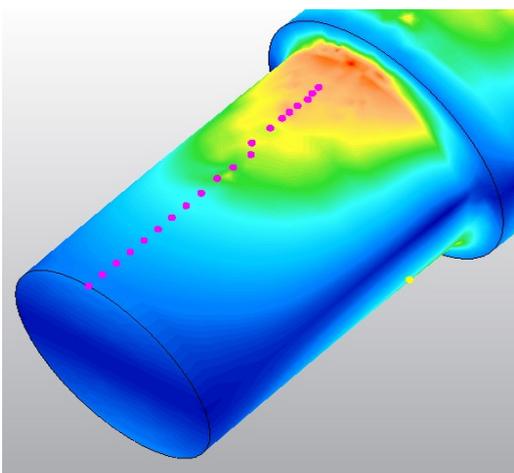


Figura 5.4: Resultado de tensiones en la mangueta del eje ferroviario.

Los nodos seleccionados en el modelo son los utilizados para la obtención de la gráfica 8.1. A través de los puntos seleccionados puede observarse como la tensión aumenta de manera proporcional a la distancia como se indicaba anteriormente, creciendo de manera mucho mayor en la zona final debido a la proximidad de los nodos a la discontinuidad mostrada en la imagen.

Respecto a los desplazamientos se muestran a continuación los distintos resultados obtenidos por ambos métodos.

En la gráfica 5.3 se muestra los desplazamientos de los nodos mostrados en la figura 5.4, obtenidos mediante el cálculo a través del Método Directo de Rigidez (MDR).

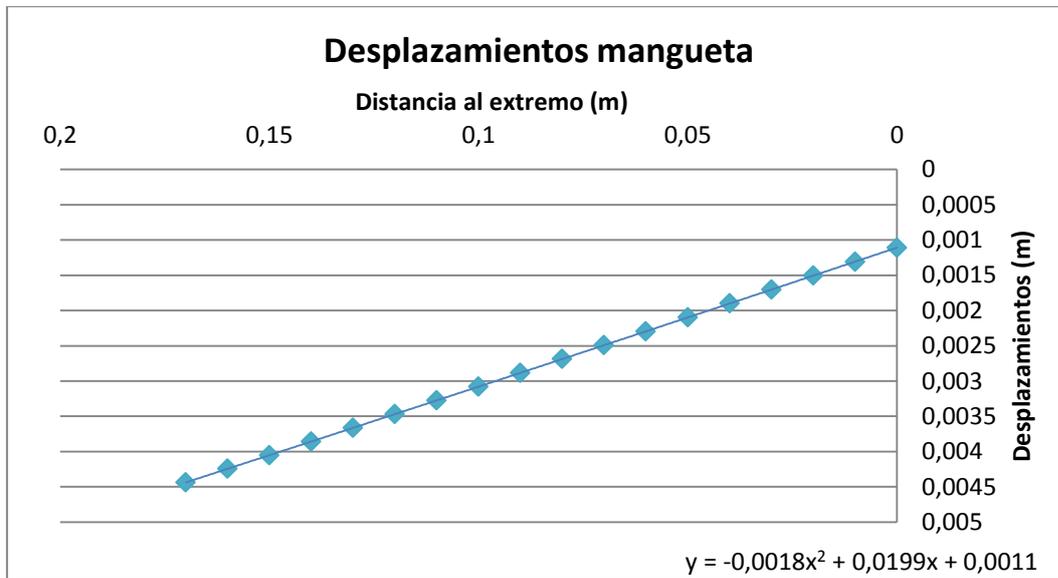


Gráfico 5.3: Desplazamiento en la superficie de la mangueta exterior.

Los desplazamientos obtenidos mediante el cálculo a través del software se muestran en la gráfica 5.4.

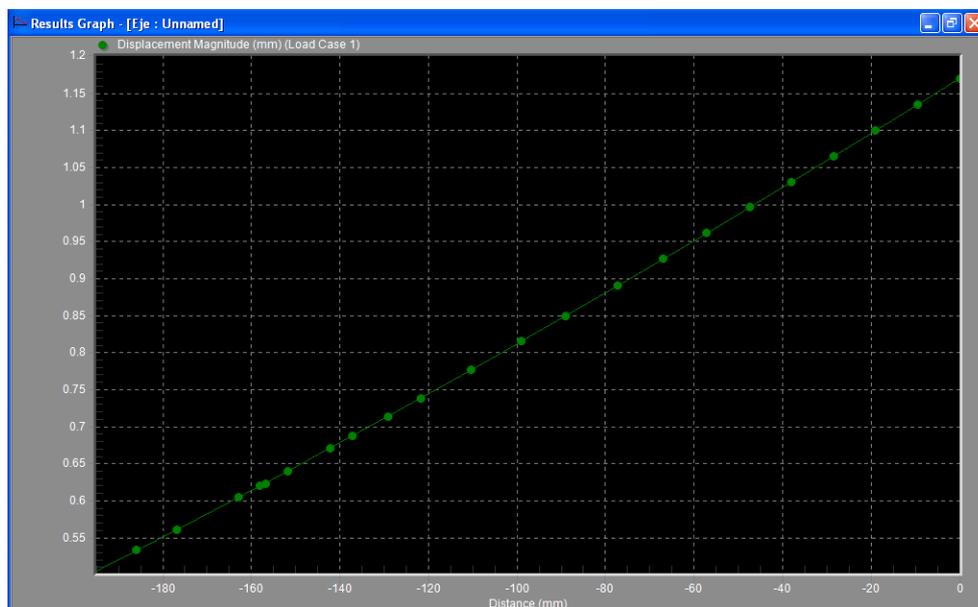
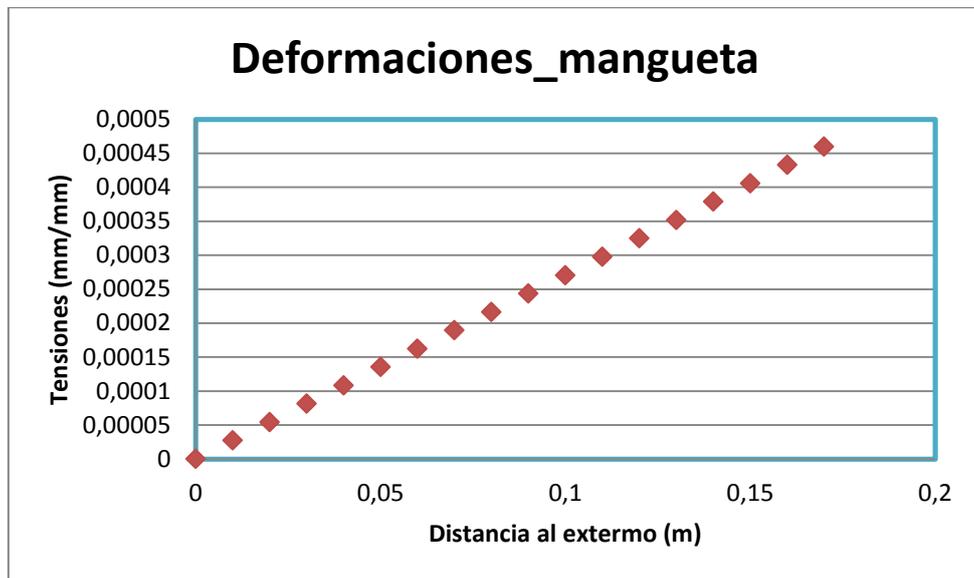


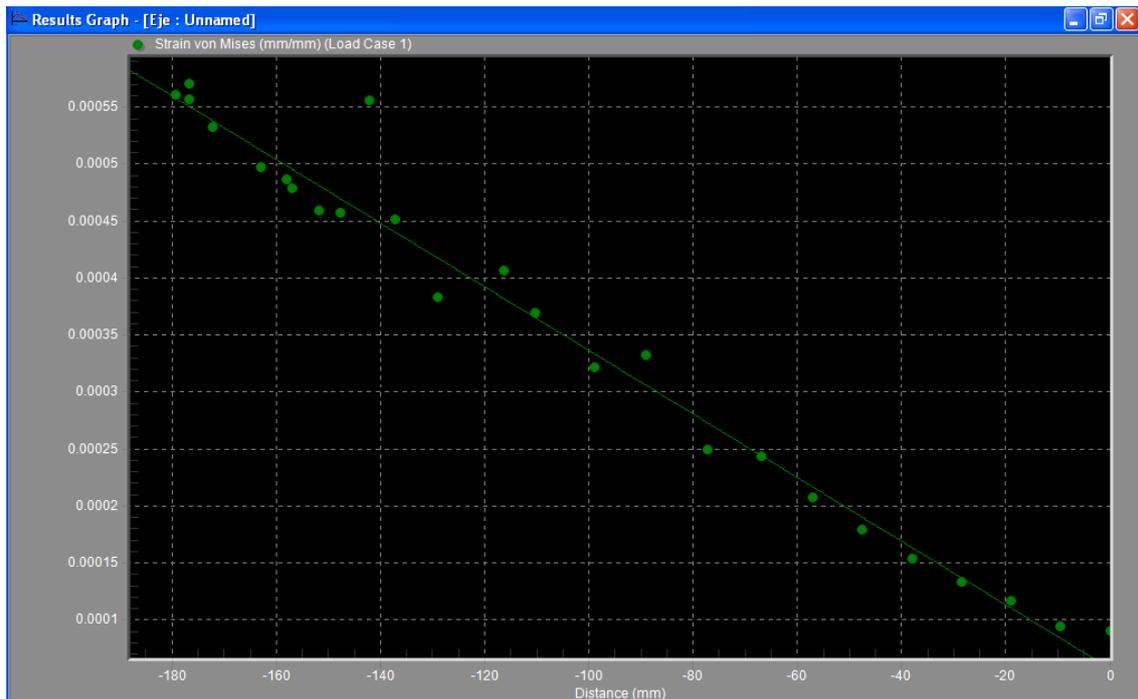
Gráfico 5.4: Distribución de desplazamientos de la mangueta exterior

A través de la comparación de ambas gráficas, se observa que los valores de los desplazamientos coincide y difieren en valores despreciables, además como era de esperar a medida de los puntos se alejan del extremo de la mangueta los desplazamientos en la dirección vertical van disminuyendo como sucede en los modelos reales.

En los gráficos 5.5 y 5.6 se muestran las deformaciones para los indicados con anterioridad, de forma teórica y por el método de elementos finitos respectivamente. Los valores de las deformaciones teóricas se han obtenido dividiendo las tensiones por el módulo de elasticidad.



- Gráfico 5.3: Deformaciones en la superficie de la mangueta exterior.



- Gráfico 5.4: Distribución de deformaciones de la mangueta exterior

Al igual que con las tensiones existe un proximidad muy buena entre los resultados a excepción de la zona próximas a la discontinuidad geométrica

- **Mangueta interior**

En el grafico 5.7 se muestra la distribución de tensiones teórica, obtenida a través mediante Microsoft Excel 2010®, a través de la ecuación 3.10, cabe esperar antes de comparar los resultados obtenidos que debido a la pequeña longitud de esta zona y por encontrarse situada entre dos discontinuidades geométricas, los valores de tensiones próximos a estas zonas diferirán en gran medida de los obtenidos teóricamente.

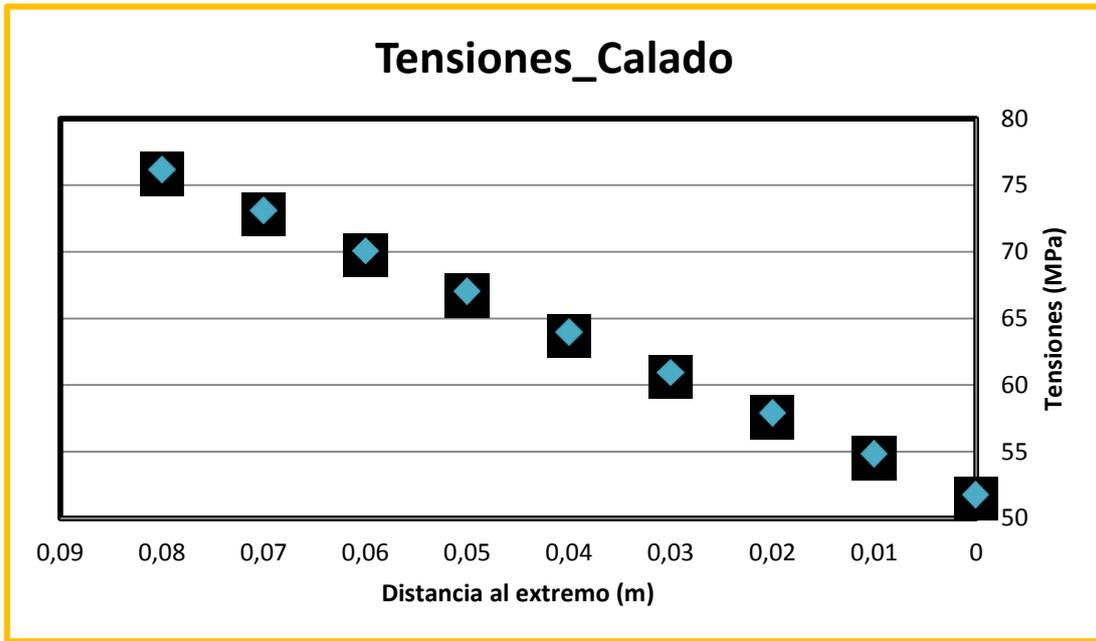


Gráfico 5.7: Distribución de tensiones teóricas en la zona de la mangueta interior

En el gráfico 5.8 se muestran los resultados obtenidos a través de los nodos presentes en la zona de calado más separados en la dirección vertical de la fibra neutra.

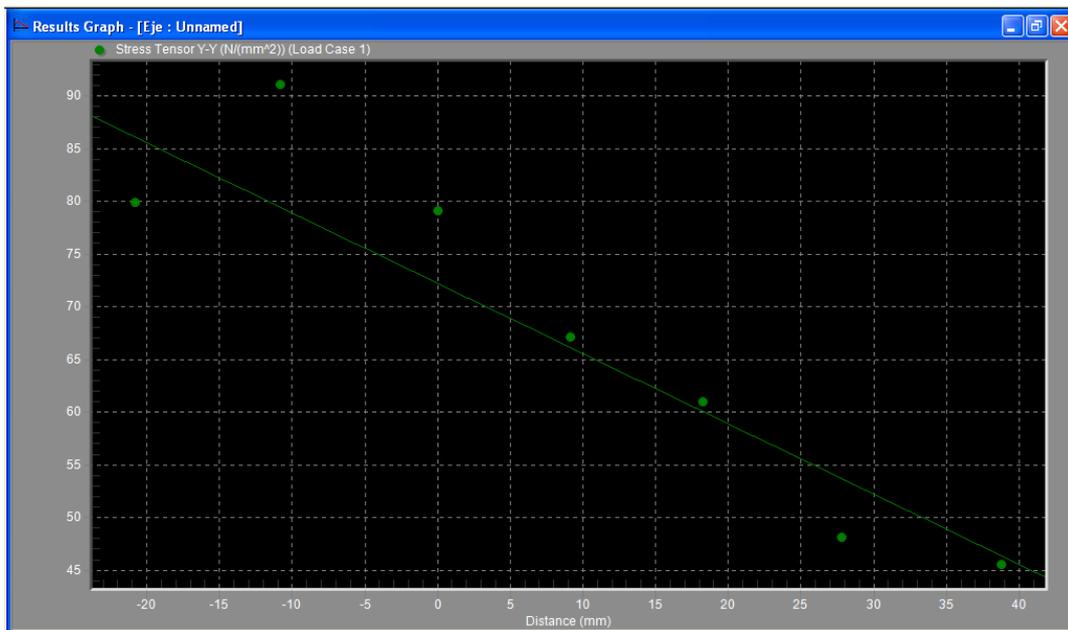


Gráfico 5.8: Distribución de tensiones de la zona de la mangueta interior

Los valores las tensiones obtenido mediante simulación y teóricamente en los extremos de la zona de calado no coinciden de manera exacta, esto es debido como se indicó anteriormente debido al efecto de las discontinuidades geométricas, por esta razón las zonas en la que existe esta dispersión serán analizadas en el apartado 5.3.

Los valores presentes entre la zona central de ambos gráficos, correspondientes a las zonas no afectadas por los factores de concentración de esfuerzos, coinciden, validando los resultados obtenidos para esta zona a través de la simulación.

Los valores mostrados en las gráficas obtenidas mediante la simulación pertenecen a los nodos mostrados en la imagen 5.5:

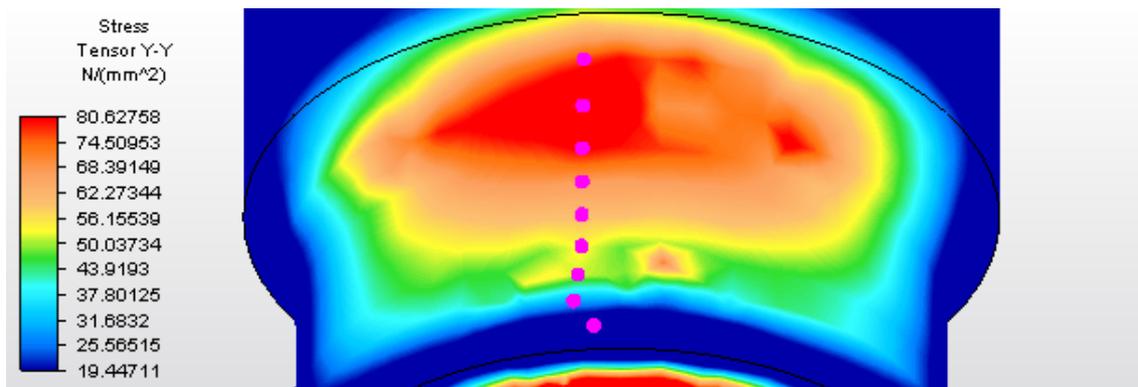


Figura 5.5: Distribución de tensiones de la mangueta interior

Como se ha indicado anteriormente se puede observar como la tensión crece proporcionalmente en cada uno de los puntos, utilizados para la representación del gráfico 5.6. Los puntos extremos se encuentran muy influenciados por la distribución de tensiones correspondiente a las discontinuidades geométricas, por lo que los punto extremos mostrados en la figuras fueron excluidos para la obtención del gráfico.

Con respecto a los desplazamientos presentes en esta zona se muestran en los gráficos 5.9 y 5.10 siendo los desplazamientos calculados mediante los métodos teórico y numérico respectivamente.

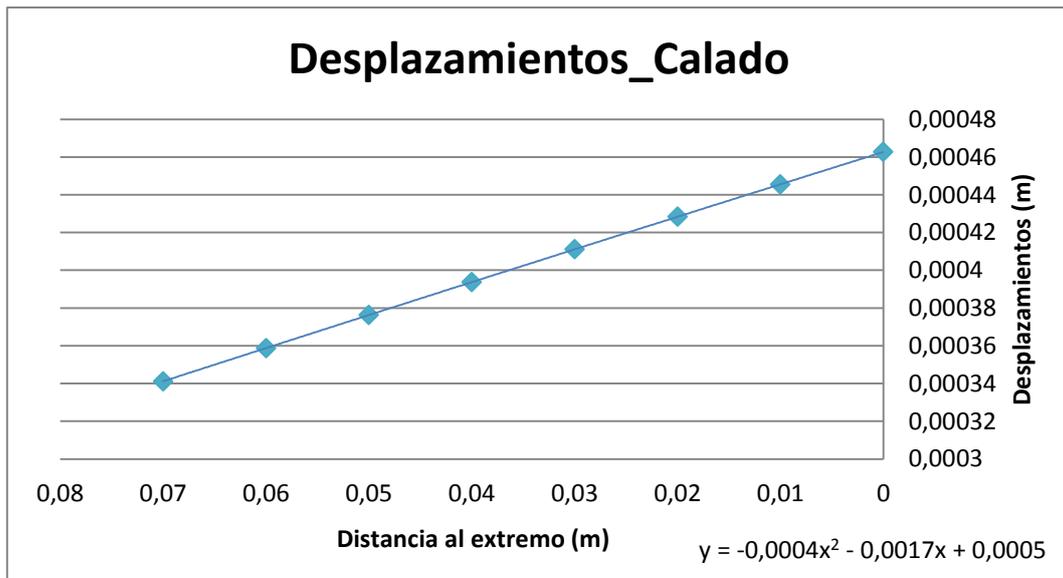


Gráfico 5.9: Desplazamiento en la superficie de la mangueta interior.

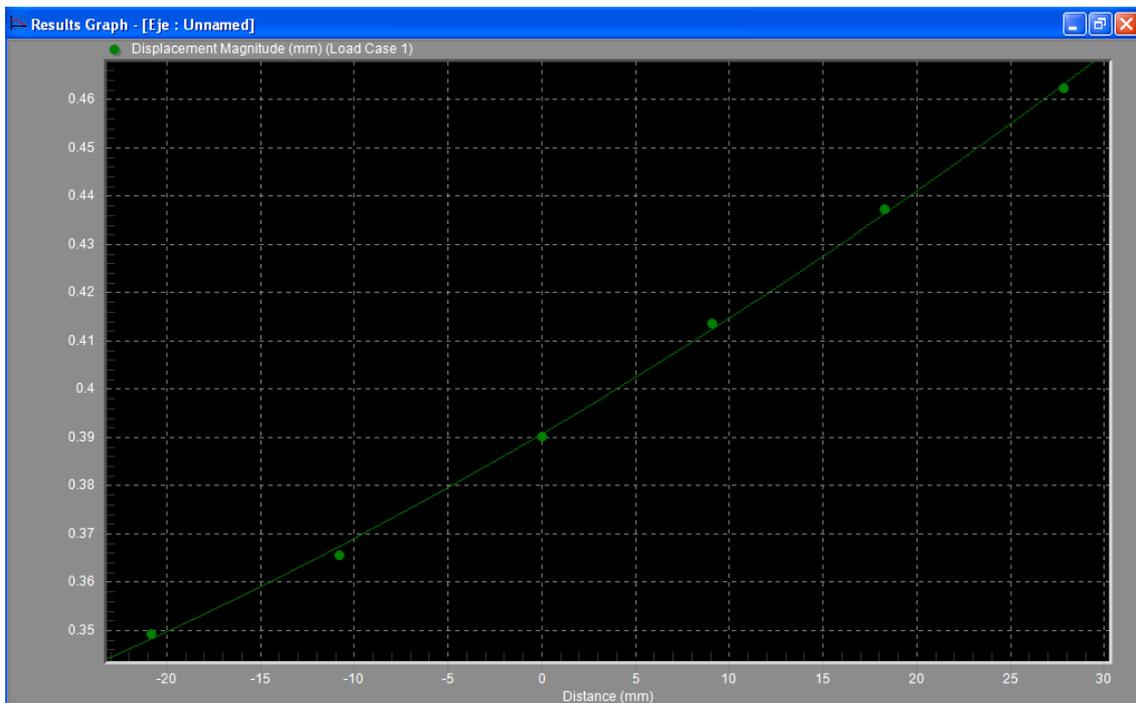


Gráfico 5.10: Distribución de desplazamientos de la mangueta interior

Se puede observar como los valores de ambas gráficas coinciden a lo largo de toda la longitud de la mangueta interior siendo las líneas de tendencia parábolas.

En los gráficos 5.11 y 5.12 se muestran las deformaciones para los indicados con anterioridad, de forma teórica y por el método de elementos finitos respectivamente. Los valores de las deformaciones teóricas se han obtenido dividiendo las tensiones por el módulo de elasticidad.

La no proximidad entre las deformaciones es debida a la misma razón de la discrepancia de resultado existente con las tensiones debido a la influencia en esta zona por las

discontinuidades geométricas, y con ellos afectadas por el factor de concentración de tensiones.

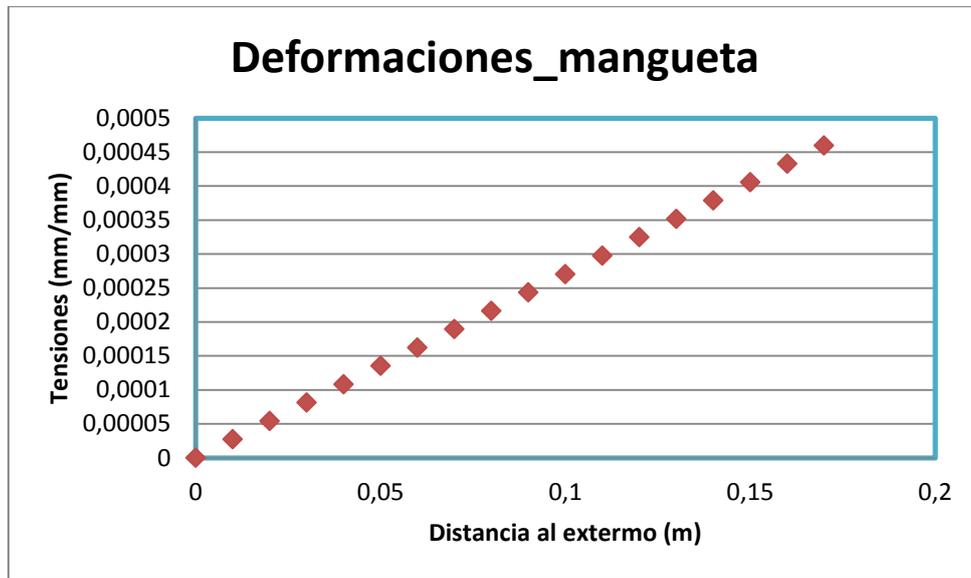


Gráfico 5.11: Distribución de desplazamientos de la mangueta interior.

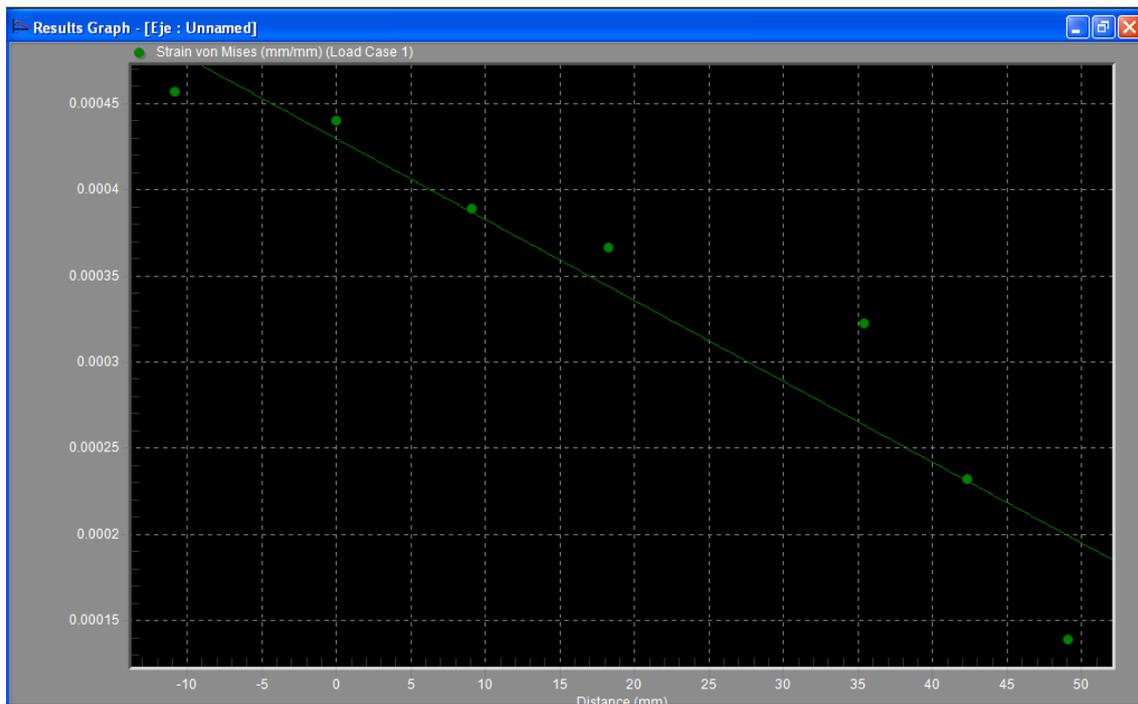


Gráfico 5.12: Distribución de desplazamientos de la mangueta interior.

- **Calado de la rueda:**

Esta zona no se validará debido a la existencia de tensiones más importantes en ellas que las obtenidas debido a las cargas de las masas suspendidas, como es el apriete al que se encuentra sometido, para que no exista deslizamiento entre la rueda y el eje, y generando de

este modo tensiones de compresión por el citado apriete que serán objeto de estudio en el apartado 5.3.

En cuanto a los desplazamientos tampoco se realizará un análisis tensional de esta zona debido a la importancia en esta de las deformaciones ocasionadas por el ajuste con la rueda para obtener una buena unión entre ellas.

- **Fuste:**

A través de la ecuación 5.11 como se indicó con anterioridad, se obtuvieron la distribución de tensiones a lo largo de la zona existente entre los planos de rodadura, siendo esta completamente uniforme a lo largo de toda la longitud.

A través del gráfico 5.13, se obtendrá la distribución de tensiones calculadas a través del software, comparando los valores de esta gráfica con el indicado en la ecuación 5.11.

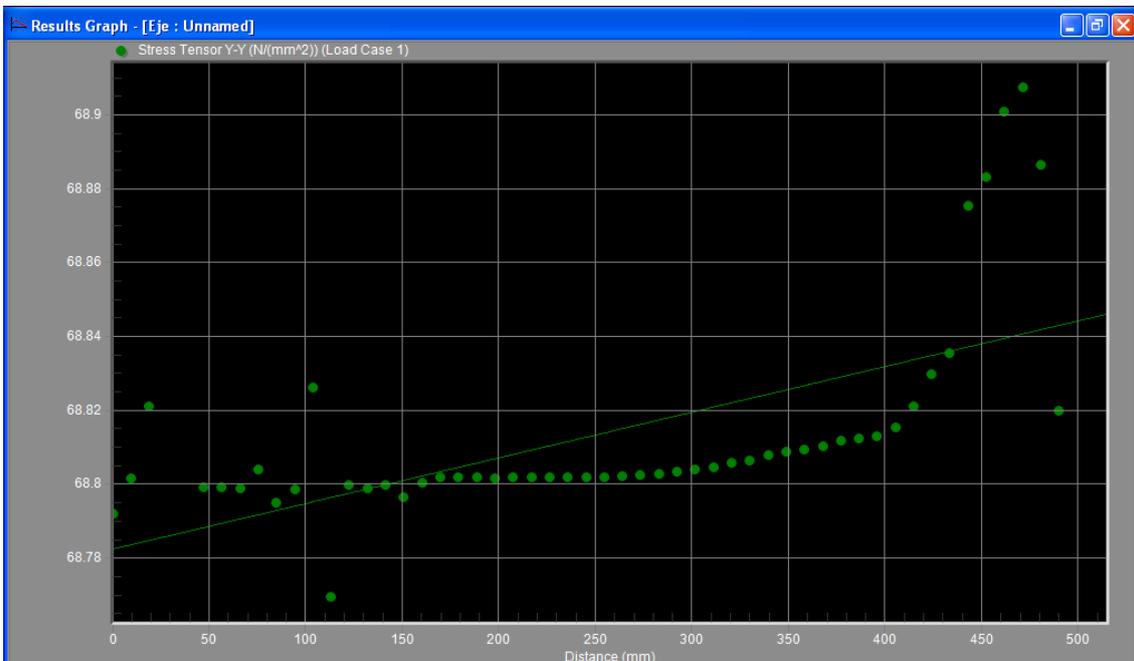


Gráfico 5.13: Distribución de tensiones zona del fuste.

Como puede observarse en el gráfico, se trata de un valor constante, pues la diferencia entre el valor máximo y mínimo es de una décima por lo que los resultados son los esperados para esta zona, validando las tensiones obtenidas a través de simulación en la citada zona.

En la imagen 5.6 se muestran las tensiones de la zona presente entre planos de rodadura:

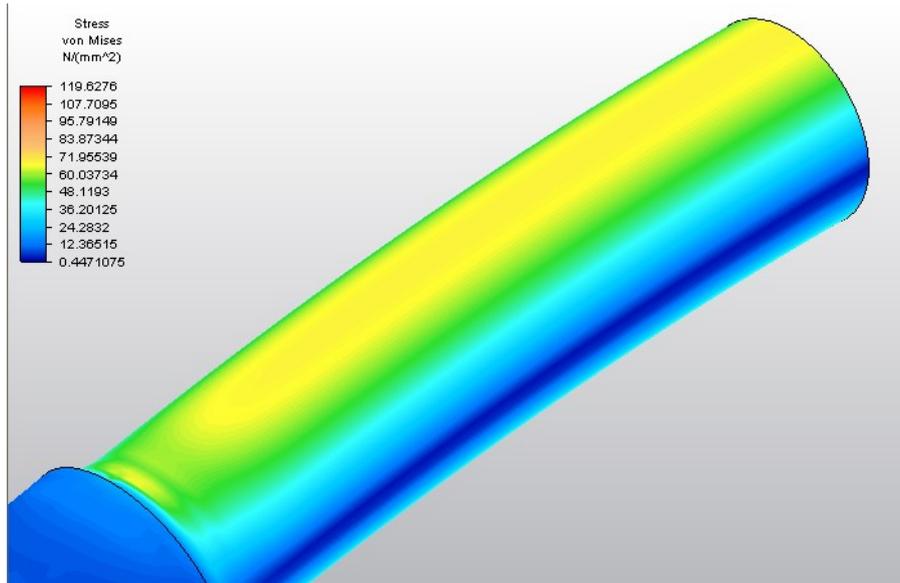


Figura 5.6: Distribución de tensiones de la zona situada en el fuste.

Puede observarse como lo indicado anteriormente existe una distribución de tensiones uniforme a lo largo de la citada zona con el valor indicado en el gráfico.

Con respecto a los desplazamientos presentes en esta zona se muestran en los gráficos 5.14 y 5.15 siendo los desplazamientos calculados mediante los métodos teórico y numérico respectivamente.

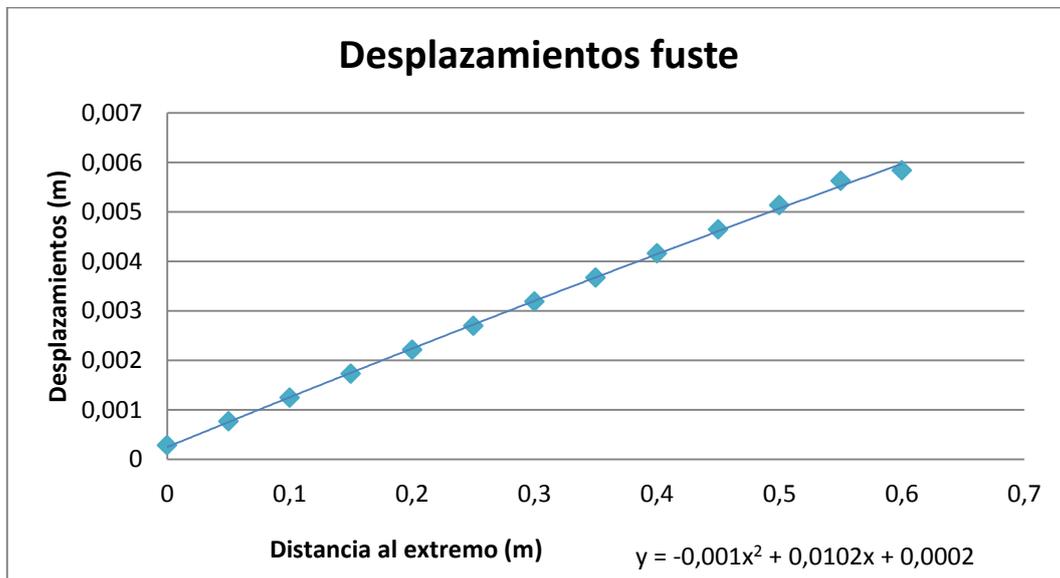


Gráfico 5.14: Desplazamiento en la superficie situado en el fuste.

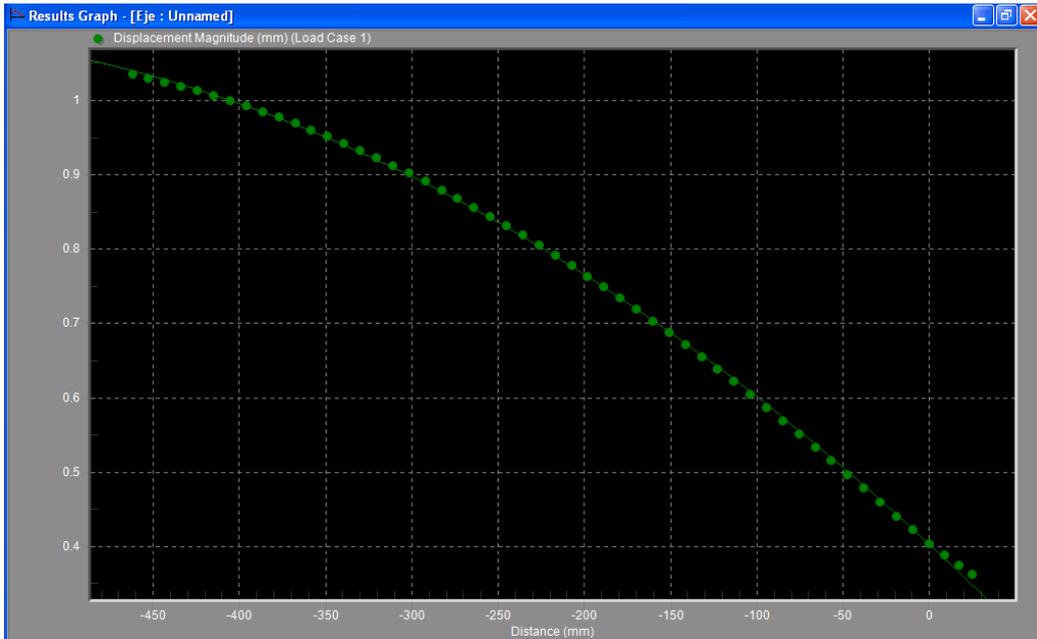


Gráfico 5.15: Distribución de desplazamientos en el fuste

En ambas gráficas puede verse como en los nodos próximos a la superficie de simetría el gradiente del campo de desplazamientos disminuye ya que al existir simetría en cuanto a los desplazamientos.

En este caso el cálculo obtenido teóricamente no se aproxima de forma correcta a las condiciones de contorno obtenidas mediante el Método Directo de Rigidez

Debido a la simetría indicada anteriormente en punto más próximo al plano de simetría será el que presentará el valor máximo de desplazamiento local de la zona situada entre los planos de rodadura.

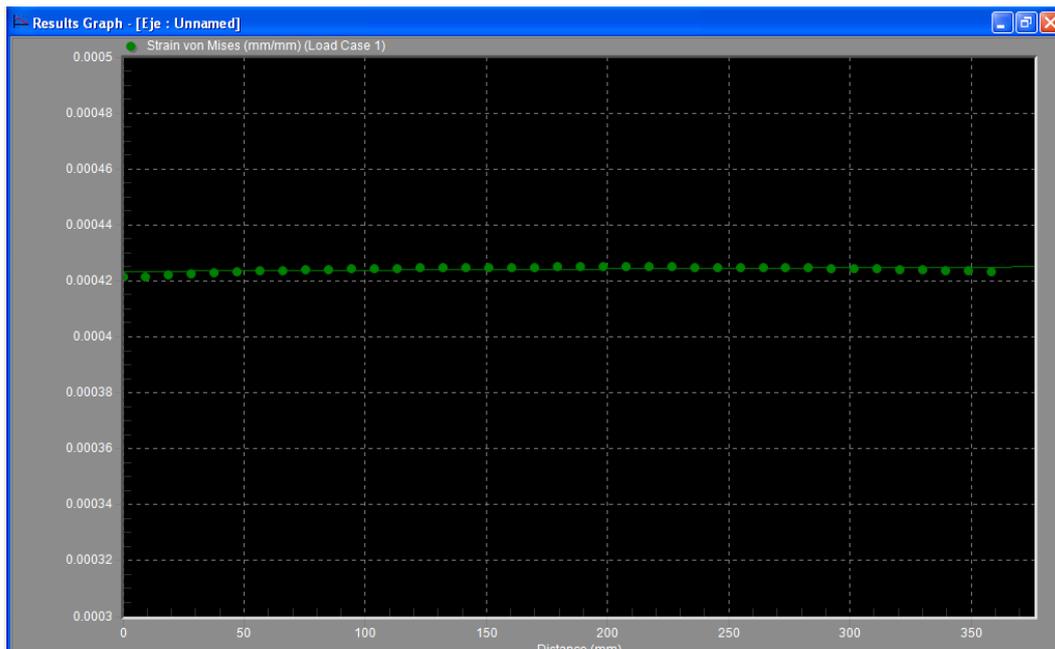


Gráfico 5.16: Distribución de deformaciones en el fuste.

En el gráfico puede verse al igual que sucedía en el caso de las tensiones que estas son uniformes a lo largo de todo el fuste, por lo que los resultados de deformaciones de esta zona para esta situación de carga pueden darse por válidos.

A través de las comparaciones de los resultados pueden darse por válido los resultados del modelo de elementos finitos para un análisis resistente estático representativo de comportamiento de un eje ferroviario real en recta.

5.2 Análisis de comportamiento en curva

5.2.1. Introducción.

A lo largo del presente capítulo se realizará un análisis a través de elementos finitos del eje desarrollado en capítulos anteriores. En este análisis consideraremos un eje ferroviario correspondiente a un tren de alta velocidad durante su paso por curva, analizando los resultados aportados por el software.

Se realizará un análisis a través del software presentado con anterioridad, validando posteriormente las simplificaciones tomadas durante el desarrollo del capítulo así como los resultados obtenidos, mediante la aplicación de la norma.

5.2.2. Herramientas.

Realizaremos el análisis resistente del eje ferroviario, a través del software comercial de elementos finitos Autodesk Simulation Multiphysics®, descrito en el capítulo 3.6 del presente documento. Para el análisis del eje ferroviario durante su paso por curva se utilizará el paquete “Static Stress with Linear Material Models”.

5.2.3. Aplicación de cargas y restricciones.

Una vez elegido el mallado y condiciones de contorno indicadas (véase capítulo 4).

Previa aplicación de cargas y condiciones de contorno, el modelo sobre el que se realiza el análisis se encuentra mostrado ya elegido anteriormente (véase capítulo 4).

5.2.3.1 Aplicación de cargas.

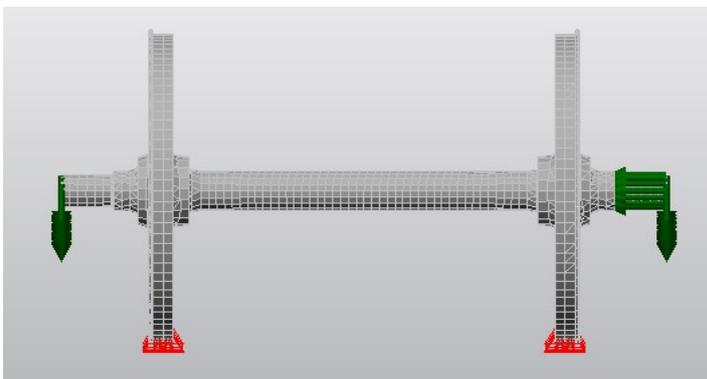


Imagen 5.7: Esquema de elementos finitos y condiciones de contorno del mismo.

Una vez realizada la idealización y discretización, se obtienen el modelo de elementos finitos correspondiente.

Una vez discretizado es necesario aplicar las condiciones de contorno a este modelo, es decir, será necesario transformar, la carga aplicadas en las manguetas en fuerzas aplicadas en los nodos

presentes en la superficie indicada.

En la figura 5.7, se muestran las cargas a las que se encuentra sometido el eje, aplicadas todas en ellas en las superficies laterales correspondientes a las manguetas.

El proceso de introducción de las mismas se muestra en las figuras 5.8, 5.9, y 5.10, donde se muestran los valores de cada una de ellas, calculadas en el capítulo 3.

Una vez realizada la introducción de las fuerzas citadas en el presente capítulo se realizará el análisis del sistema de forma, obteniendo los resultados mostrados en el apartado 5.2.4.

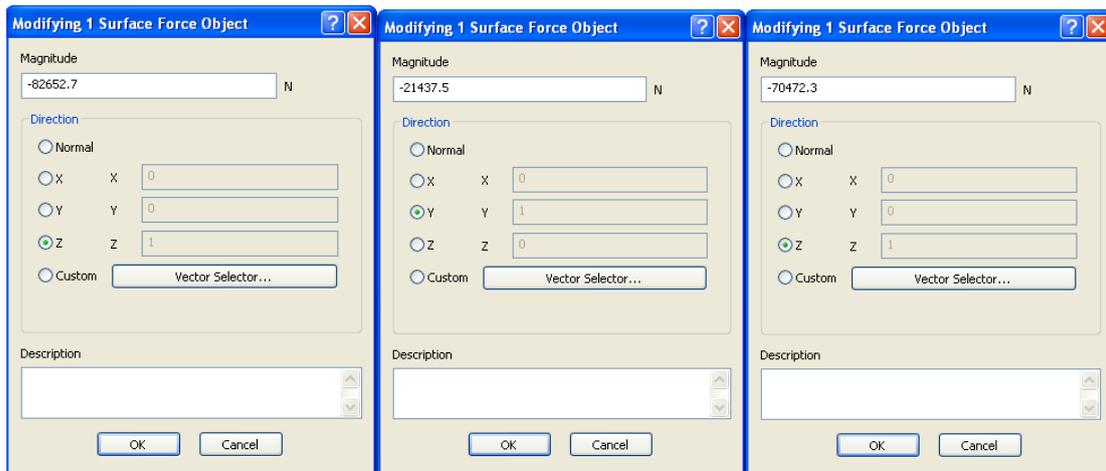


Imagen 5.8: Cargas calculadas anteriormente e indicadas en la imagen 5.7

5.2.3.2 Aplicación de restricciones.

En el presente capítulo se realizara la restricción de los grados de libertad de los nodos presentes en las zonas donde existan condiciones de contorno:

- i. Zona de contacto rueda – rail.

Las restricciones correspondientes a los nodos que se encuentren en la superficie de contacto rueda – carril, donde la extensión de esta zona corresponde a la elipse de contacto determinada mediante la aplicación de la teoría de Hertz (véase capítulo 6).

Las condiciones de contorno están mostradas en la figura 5.10. En la imagen 5.9, se muestran los nodos restringidos así como las condiciones de contorno que se le aplican a los mismos correspondientes a las restricciones de grados de libertad del contacto rueda – carril.

En la figura 5.10 se muestran el cuadro correspondiente a las restricciones impuestas a los nodos seleccionados.

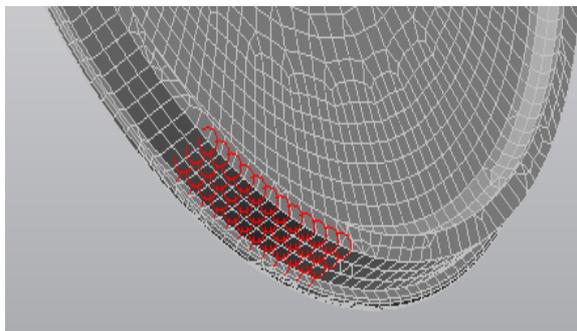


Figura 5.9: Nodos presentes en la zona de contacto rueda – carril, con sus

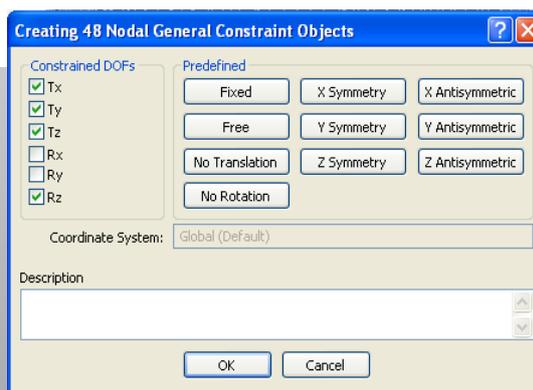


Figura 5.10: Restricción de los grados de libertad de la zona de contacto

5.2.4. Resultados

A lo largo de este apartado se mostrarán los distintos resultados obtenidos durante la simulación de modelo mostrado, indicados en la figura 5.7.

En un principio pueden observarse a simple vista como las tensiones determinadas por el software son proporcionales a la distribución de momentos indicada en el capítulo 3, aunque este dato hay que validarlo numéricamente como realizaremos en el siguiente apartado.

Como se muestra en la figura, existe un aumento del valor de las tensiones en las zonas de cambio de sección (discontinuidad geométrica) como se esperaba, además de una distribución asimétrica de tensiones.

Puede observarse en la figura la línea neutra de modelo, y el aumento de tensiones a medida que nos alejamos de esta, siendo máxima para los puntos más alejados, separados a una distancia igual a la mitad del eje.

Con respecto a la zona entre los planos de rodadura como se indica en el capítulo 3, es la zona donde existe un mayor momento flector, que en este estado de cargas no es constante sino que disminuye linealmente, lo que se traduce en una distribución decreciente a lo largo de todo el tramo, distribución que se validará en la sección mostrada a continuación.

5.2.5. Validación del modelo.

A lo largo de este apartado se realizará la validación de nuestro modelo, partiendo de los cálculos analíticos realizados en el capítulo 5. A partir de las ecuaciones de distribución de tensiones teóricas en las distintas secciones, se obtendrá de forma gráfica la dicha distribución, comparándola con la distribución de tensiones obtenidas a través del software a excepción de las zonas afectadas por las discontinuidades geométricas.

Mangueta exterior izquierda:

La ecuación 3.39, indica la distribución de tensiones desarrollada a lo largo de la zona de mangueta, esta distribución se representa en el gráfico 8.6, a través del programa Microsoft Excel 2010®.

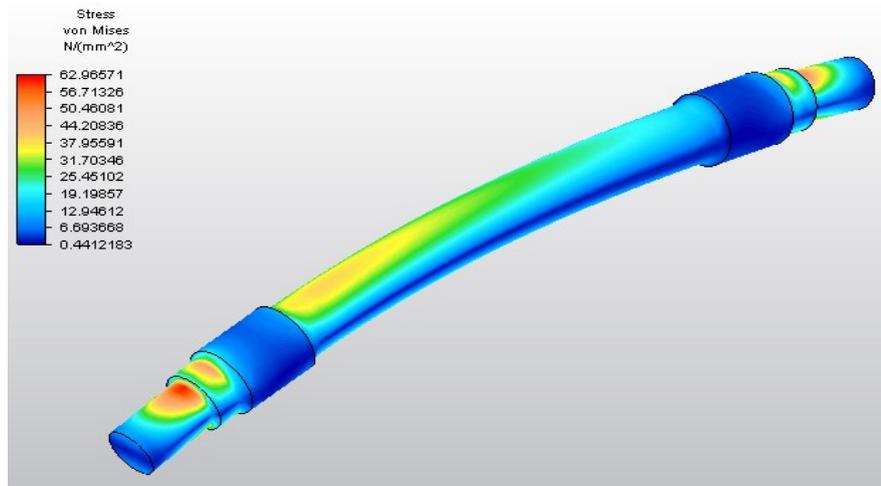


Imagen 5.11: Resultado de tensiones de Von Mises obtenidos mediante el análisis de

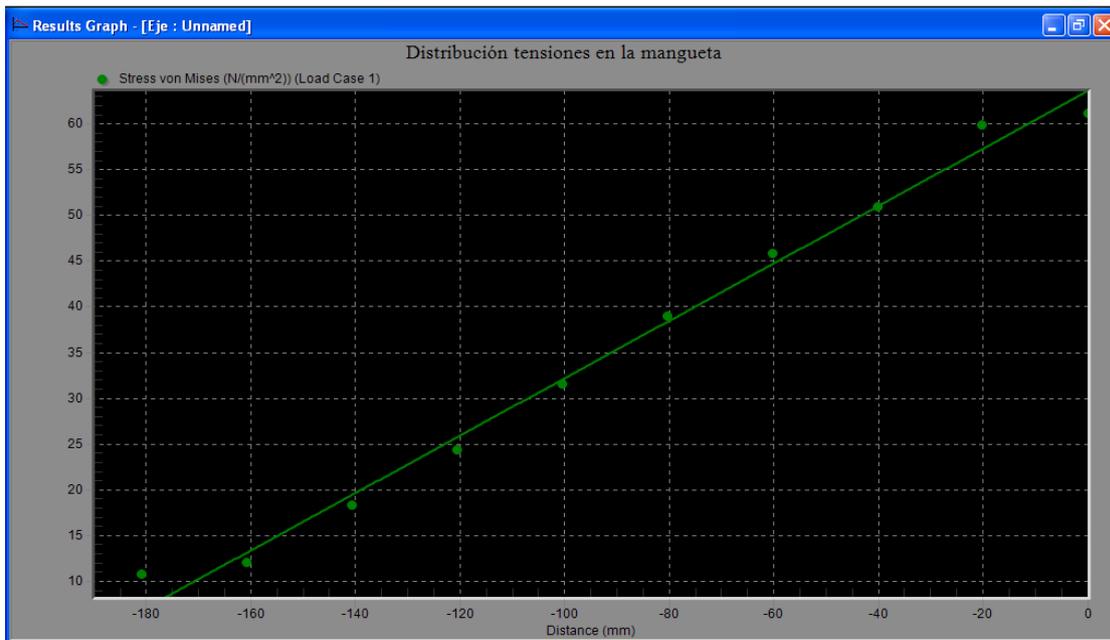


Gráfico 5.17: Distribución de tensiones de la mangueta exterior izquierda

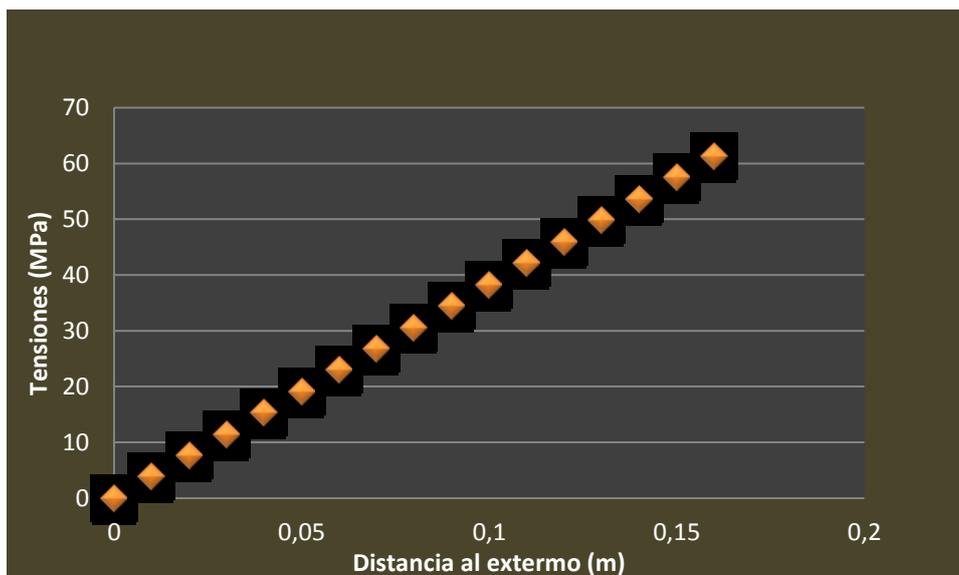


Gráfico 5.16: Distribución de tensiones en la mangueta exterior izquierda.

Una vez realizada la representación anterior, se representará en el gráfico 5.17 la distribución de tensiones correspondientes a los valores de los resultados de obtenidos mediante el software, para aquellos puntos más separados de la fibra neutra.

Los resultados mostrados en el gráfico 5.17, presenta la distancia al extremo del eje con distancia negativas debido el modelo del eje en sentido opuesto a sentido positivo del eje.

Se puede observar como las tensiones en función de la distribución es la misma en ambos gráficos, donde solo se han tomado puntos hasta el comienzo del aumento de las tensiones debido a la presencia de una discontinuidad geométrica.

En la figura 5.12 se muestran los nodos representados en la gráfica 5.17, donde no se ha representado la distribución de tensiones de la mangueta en su totalidad como se ha indicado anteriormente, ya que existe una dispersión entre los valores de la distribución teórica obtenida a través de la ecuación 5.39, debido a la presencia de cambio de sección existente entre la mangueta y la zona de la mangueta interior.

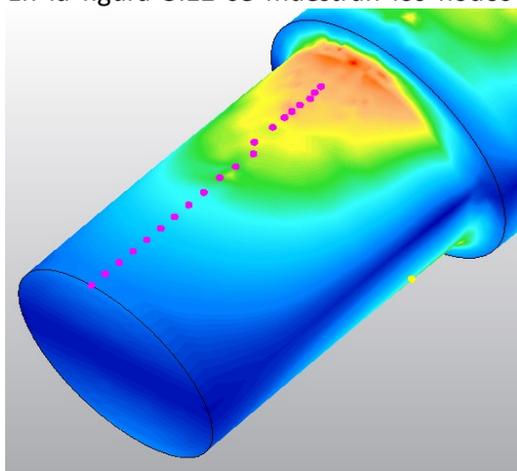


Figura 5.12: Resultado de tensiones en la mangueta del eje ferroviario.

Analizando la gráfica 5.17, existe una distribución de tensiones lineal teórica correspondiente a la carga puntual aplicada en el extremo del eje.

Cabe destacar en la gráfica la presencia de tensiones en el extremo libre, dónde a través de las ecuaciones 5.39, la tensiones teóricas existentes en el punto de aplicación de la carga es nula mientras a través del análisis del software se obtiene una tensión existente de valor $0,4412193\text{N/mm}^2$

Analizando la gráfica 5.17, existe una distribución de tensiones lineal teórica correspondiente a la carga puntual aplicada en el extremo del eje.

Respecto a los desplazamientos se muestran a continuación los distintos resultados obtenidos por ambos métodos.

En la gráfica 5.20 se muestra los desplazamientos de los nodos mostrados en la figura 5.4, obtenidos mediante el cálculo a través del Método Directo de Rigidez (MDR).

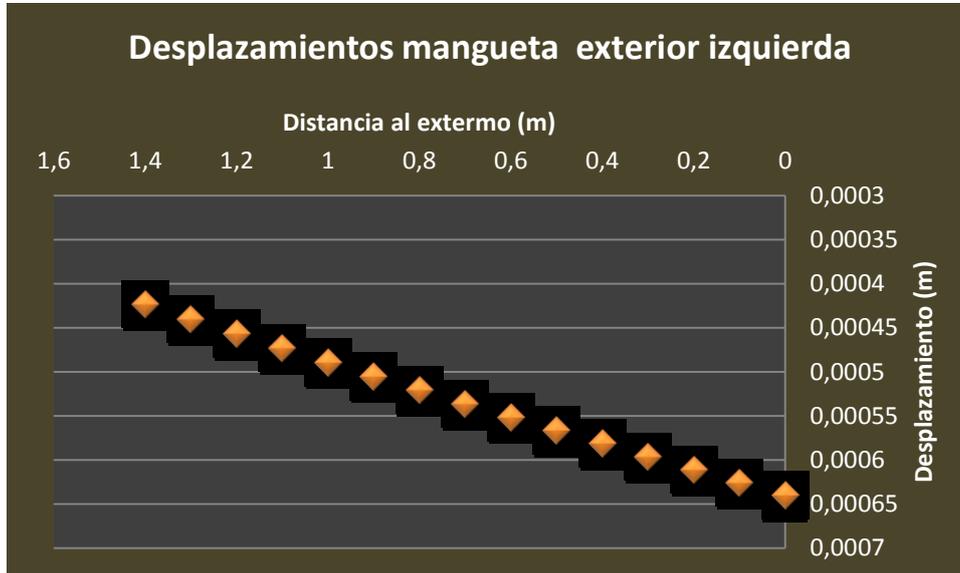


Gráfico 5.20: Desplazamiento en la superficie de la mangueta exterior izquierda.

Los desplazamientos obtenidos mediante el cálculo a través del software se muestran en la gráfica 5.21.

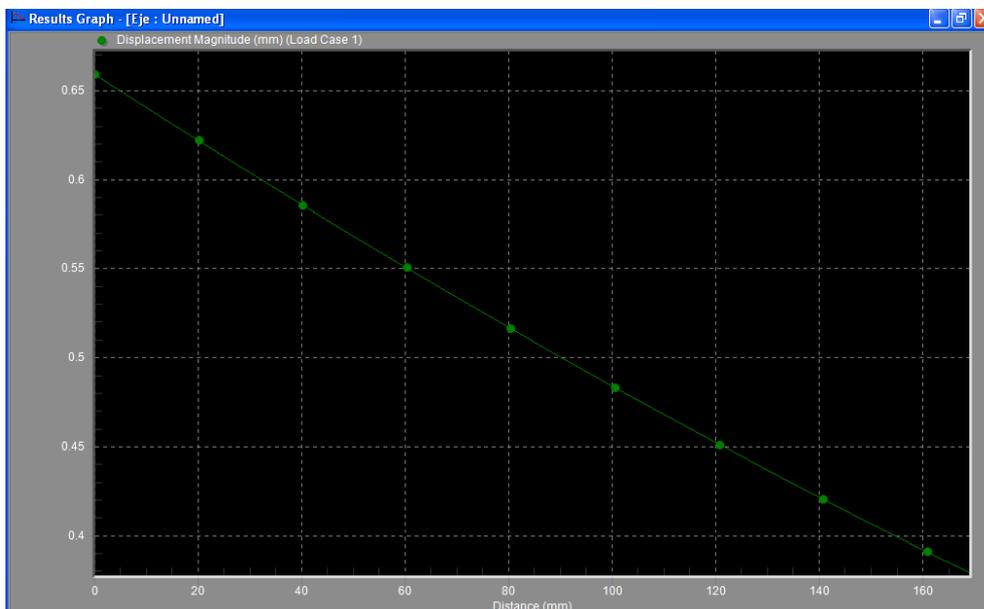


Gráfico 5.21: Distribución de desplazamientos de la mangueta exterior izquierda

A través de la comparación de ambas gráficas, se observa que los valores de los desplazamientos coincide y difieren en valores despreciables, además como era de esperar a

medida de los puntos se alejan del extremo de la mangueta los desplazamientos en la dirección vertical van disminuyendo como sucede en los modelos reales.

En los gráficos 5.22 y 5.23 se muestran las deformaciones para los indicados con anterioridad, de forma teórica y por el método de elementos finitos respectivamente. Los valores de las deformaciones teóricas se han obtenido dividiendo las tensiones por el módulo de elasticidad.

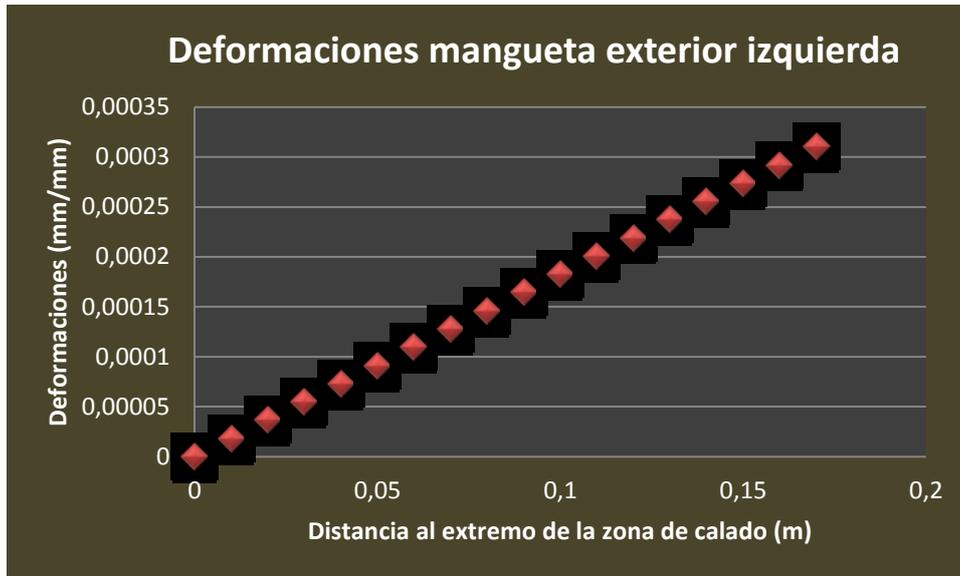


Gráfico 5.22: Distribución de desplazamientos de la mangueta exterior izquierda

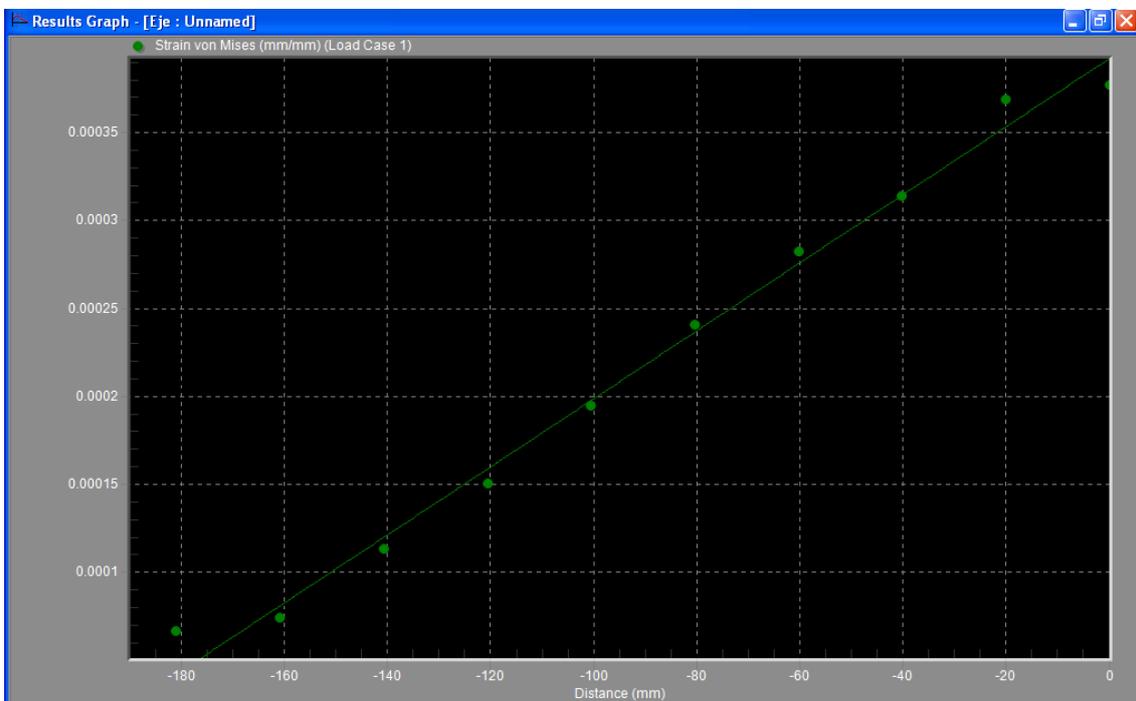


Gráfico 5.23: Distribución de desplazamientos de la mangueta exterior izquierda

- **Mangueta interior izquierda**

En el grafico 5.24 se muestra la distribución de tensiones teórica, obtenida a través mediante Microsoft Excel 2010®, a través de la ecuación 5.40, cabe esperar antes de comprar los resultados obtenidos que debido a la pequeña longitud de esta zona y por encontrarse situada entre dos discontinuidades geométricas, los valores de tensiones próximos a estas zonas no diferirán en gran medida de los obtenidos teóricamente.

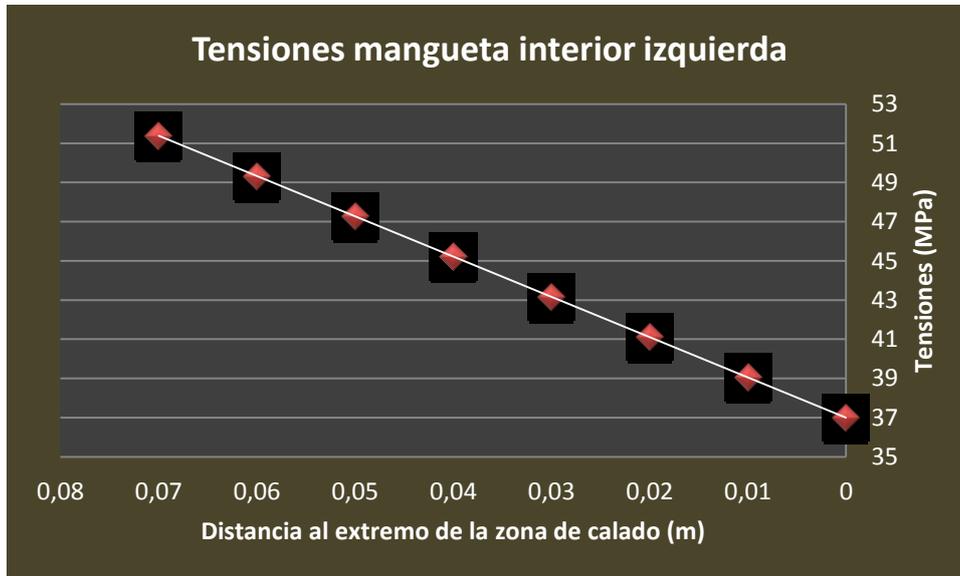


Gráfico 5.24: Distribución de tensiones teóricas en la mangueta interior izquierda.

En el gráfico 5.25 se muestran los resultados obtenidos a través de los nodos presentes en la zona de calado más separados en la dirección vertical de la fibra neutra.

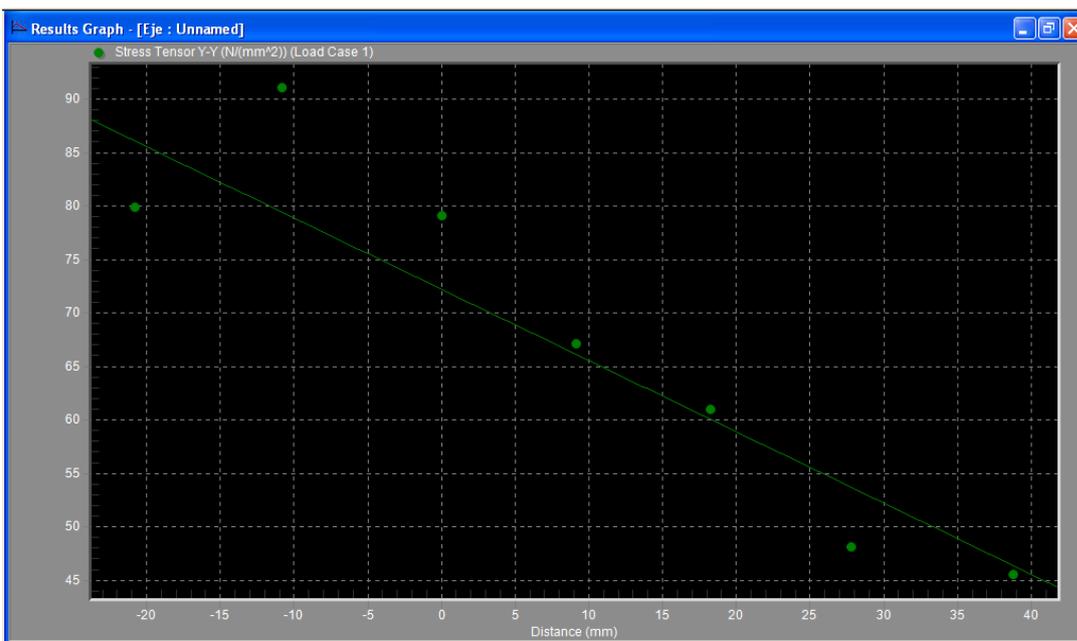


Gráfico 5.25: Distribución de tensiones de la mangueta interior izquierda

Al igual que en gráficos anteriores, los valores del eje horizontal son negativos debido a la posición del modelo en el sentido opuesto al sentido positivo del eje y.

Los valores de las tensiones obtenidos mediante simulación y teóricamente en los extremos de la zona de calado no coinciden, esto es debido como se indicó anteriormente debido al efecto de las discontinuidades geométricas, por esta razón estas zonas en la que existe esta dispersión serán analizadas en el apartado 3.3.

Los valores presentes entre la zona central de ambos gráfico, correspondiente a las zona no afectadas por los factores de concentración de esfuerzos, coinciden, validando los resultados obtenidos para esta zona a través de la simulación.

Estas explicaciones se pueden observar a través de la figura 5.13:

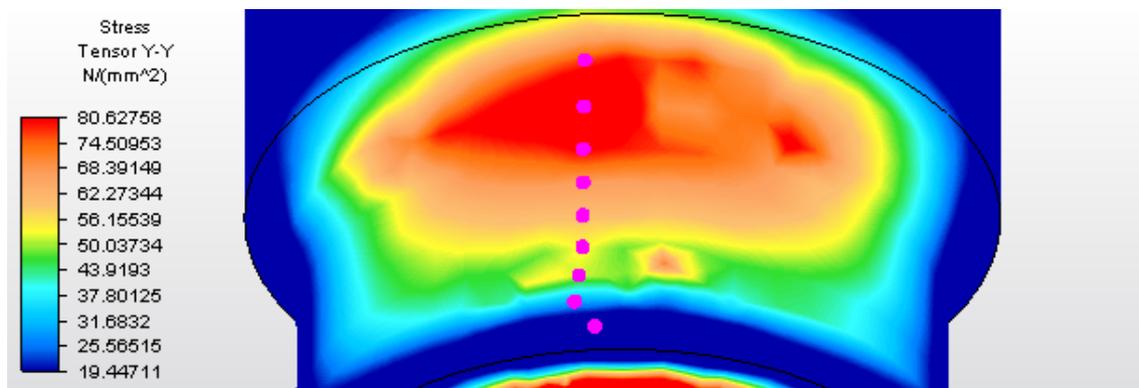


Figura 5.13: Distribución de tensiones de la mangueta interior izquierda

Como se ha indicado anteriormente se puede observar como la tensión crece proporcionalmente en cada uno de los punto, utilizados para la representación del gráfico 8.25. Los puntos extremos se encuentran muy influenciados por la distribución de tensiones correspondiente a las discontinuidades geométricas, por lo que los punto extremos mostrados en la figuras fueron excluidos para la obtención del gráfico.

Con respecto a los desplazamientos presentes en esta zona se muestran en los gráficos 8.8b y 8.9b siendo los desplazamientos calculados mediante los métodos teórico y numérico respectivamente.

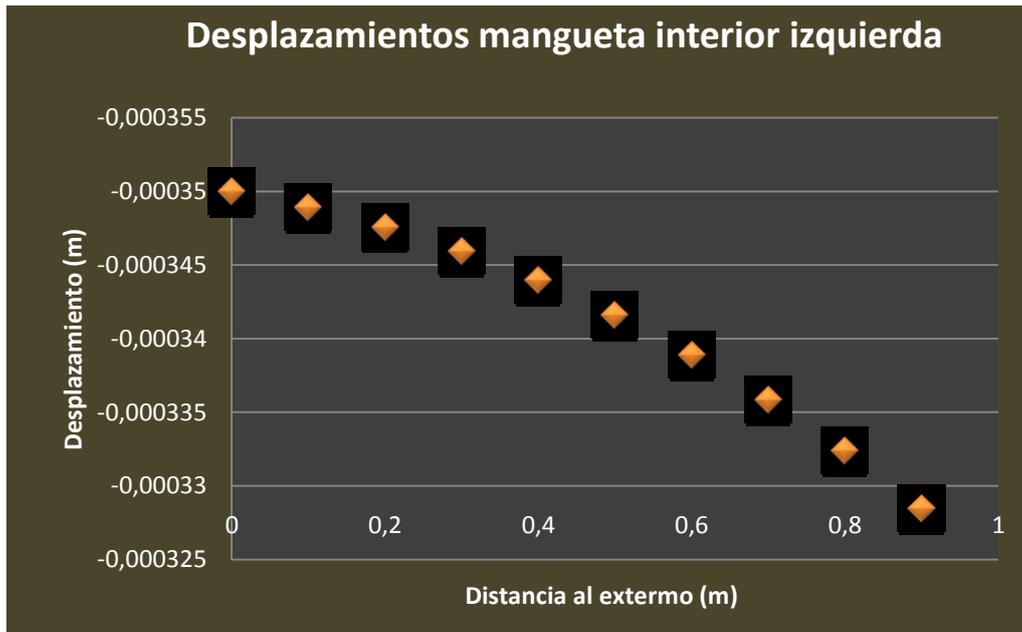


Gráfico 5.26: Desplazamiento en la mangueta interior izquierda.

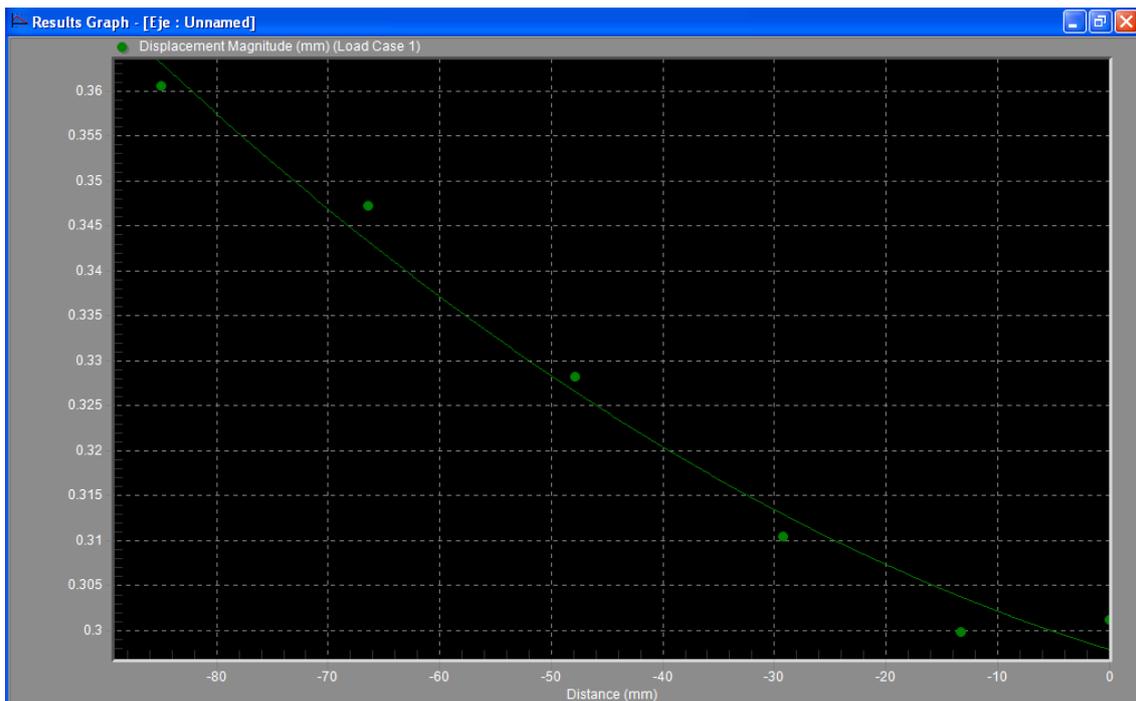


Gráfico 5.27: Distribución de desplazamientos en la mangueta interior izquierda

Los resultados de los desplazamientos concuerdan de forma precisa, la diferencia entre ellos es la curvatura siendo la misma para ambos aunque en los gráficos se ve de forma distinta por estar los valores de los desplazamientos teóricos con signo negativo.

En los gráficos 5.28 y 5.29 se muestran las deformaciones para los indicados con anterioridad, de forma teórica y por el método de elementos finitos respectivamente. Los valores de las deformaciones teóricas se han obtenido dividiendo las tensiones por el módulo de elasticidad.

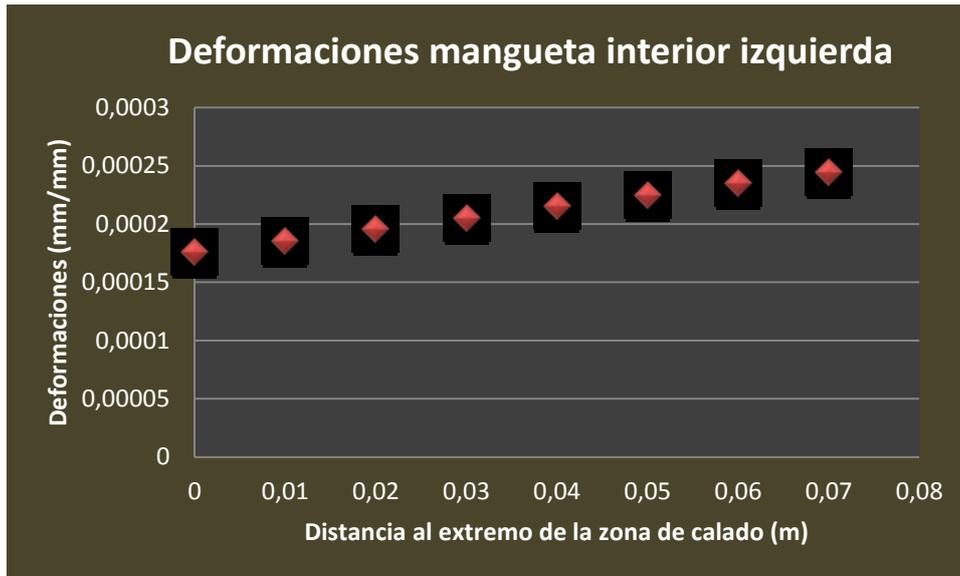


Gráfico 5.28: Distribución de desplazamientos en la mangueta interior izquierda

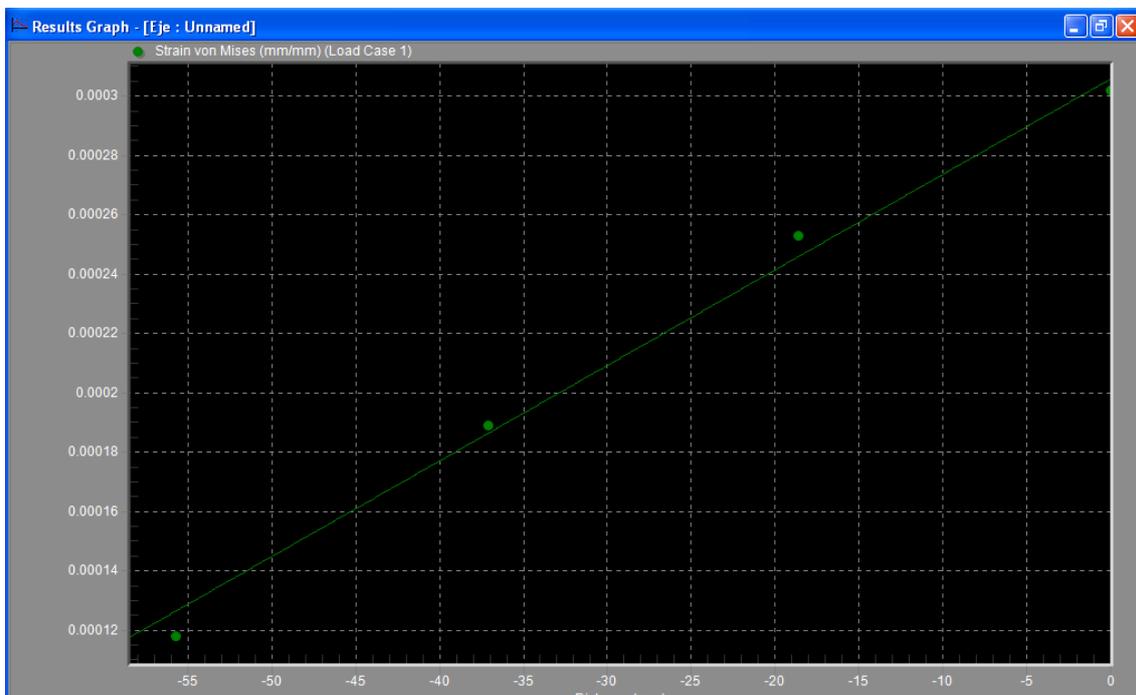


Gráfico 5.29: Distribución de desplazamientos en la mangueta interior izquierda

La discrepancia de valores en esta zona se debe al efecto de las discontinuidades geométricas a lo largo de la longitud de toda la zona debido a la pequeña longitud de esta zona, al igual que sucedió con las tensiones.

- **Calado de la rueda:**

Esta zona no se validará debido a la existencia de tensiones más importantes en ellas que las obtenidas debido a las cargas de las masas suspendidas, como es el apriete al que se encuentra sometido, para que no exista deslizamiento entre la rueda y el eje, y generando de

este modo tensiones de compresión por el citado apriete que serán objeto de estudio en un apartado posterior.

- **Fuste:**

A través de la ecuación 5.41 como se indicó con anterioridad, se obtuvieron la distribución de tensiones a lo largo de la zona existente entre los planos de rodadura. La disposición de las cargas debido al movimiento de las masas, una distribución de momento flector lineal, presentado su máximo valor en el extremo de la sección de eje situado entre los planos de rodadura del lado de la mangueta más cargada, y por tanto siendo dicha distribución menor en el extremo cercano a la mangueta menos cargada.

A través del gráfico 5.28, se obtendrá la distribución de tensiones calculadas a través del software, calculada a través de los valores de los distintos nodos presente en la citada zona.

Los resultados obtenidos a través de la simulación del software, al igual que los obtenidos a

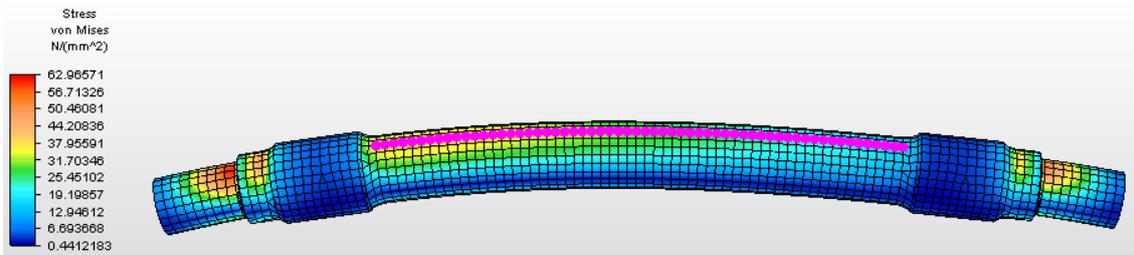


Figura 5.14: Nodos tomados para la obtención de los resultados gráficos

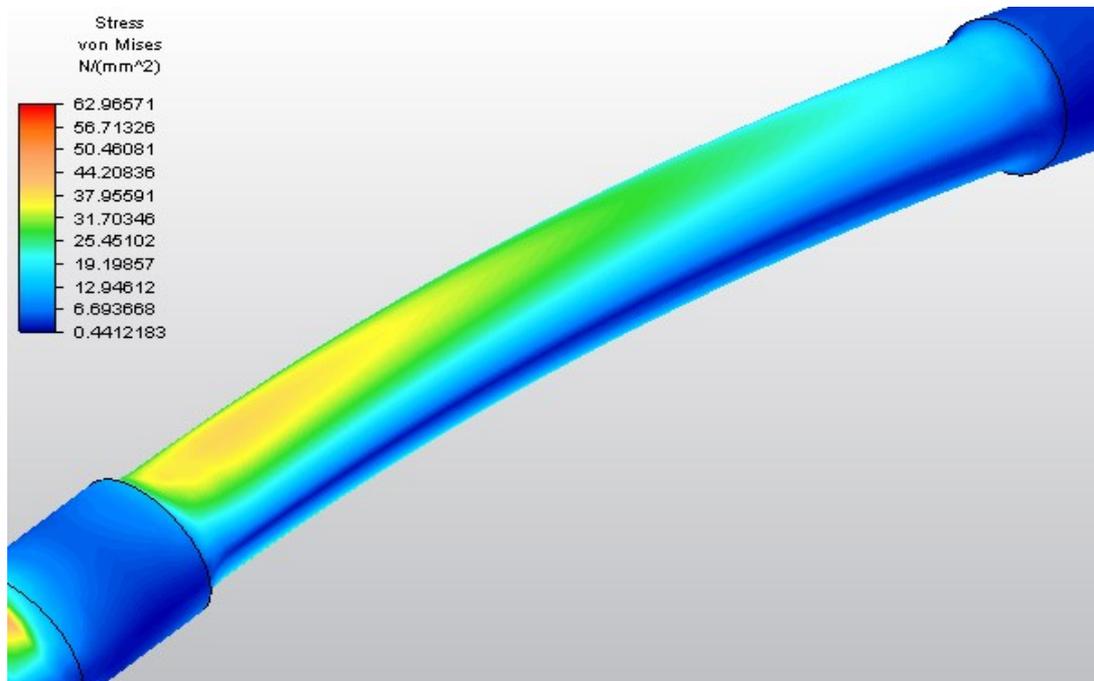


Figura 5.15: Distribución de tensiones obtenidas a través del análisis mediante elementos finitos

Teóricamente muestran una disminución de la tensión a lo largo el eje a medida que la distancia respecto a la mangueta más cargada aumenta, disminuyendo respecto a la que lo está en menor cantidad. Esta disminución de las tensiones se debe como se indicó a través de la ecuación 5.41, a una relación directa entre estas y el momento flector dada por el momento de inercia y el radio del mismo.

En el gráfico 8.11 se muestra la distribución de tensiones esperada para las condiciones de carga dadas según la norma.

En la imagen 5.15 se muestran las tensiones de la zona presente entre planos de rodadura:

Puede observarse como lo indicado anteriormente, existe una distribución de tensiones decreciente a lo largo de la citada zona con el valor indicado en el gráfico.

La ecuación 5.41, indica la distribución de tensiones desarrollada a lo largo de la zona de mangueta, esta distribución se representa en el gráfico 8.6, a través del programa Microsoft Excel 2010®.

En las gráfica 5.31 y 5.32 se muestra la distribución de tensiones obtenidas en los nodos de la mangueta más alejados de la fibra neutra.

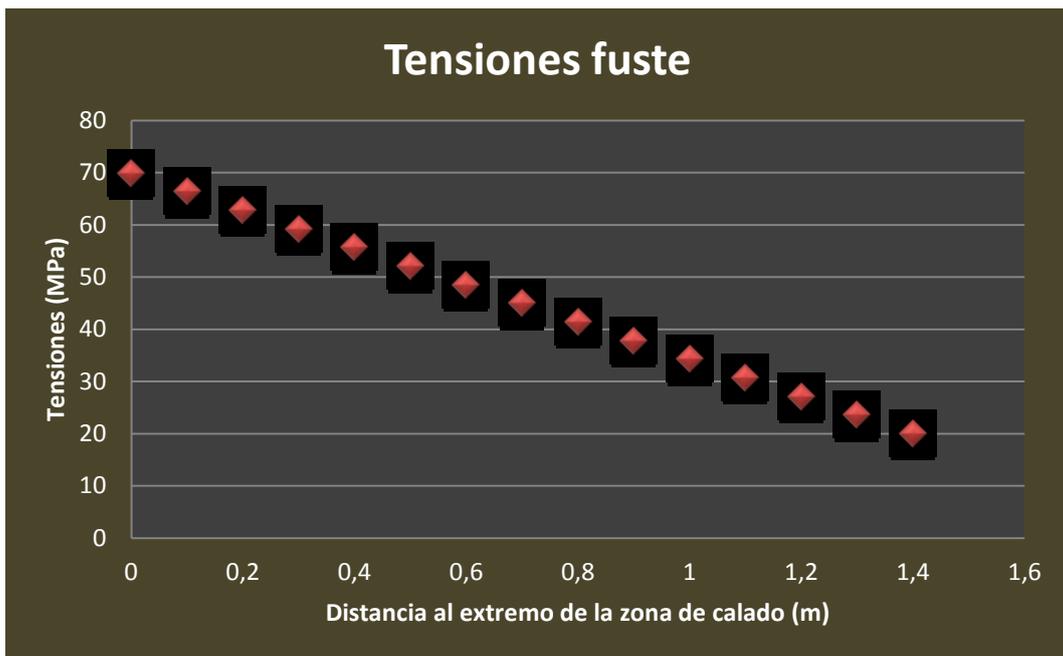


Gráfico 5.33: Distribución teórica del fuste

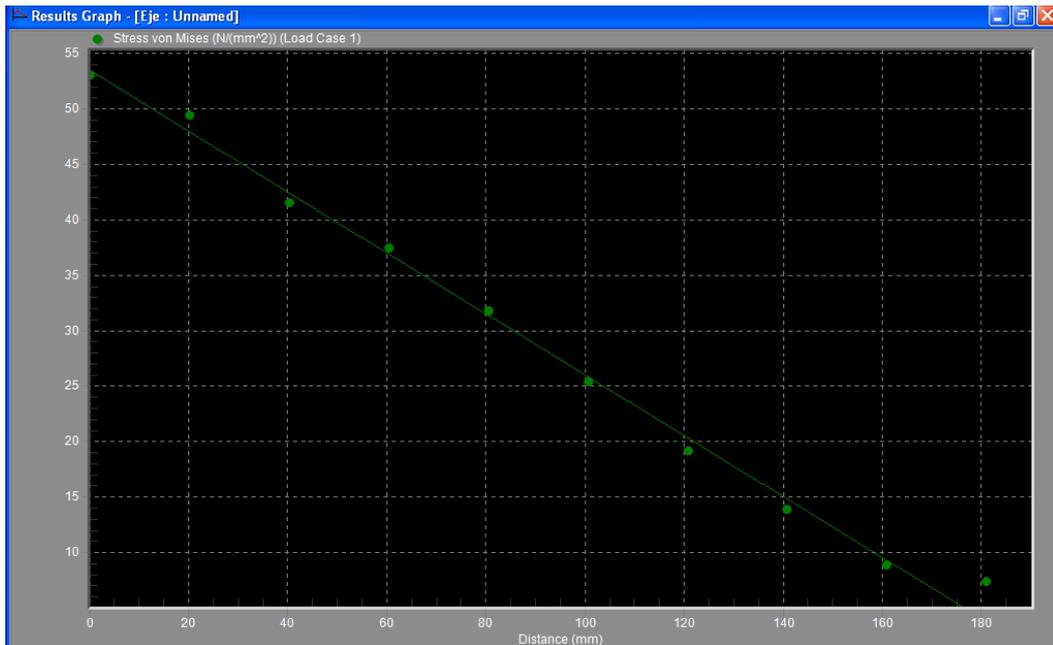


Gráfico 5.32: Distribución de tensiones en el fuste

En el gráfico 8.33 se muestran las tensiones teóricas, obtenidas mediante el software Microsoft Office Excel 2010®.

Con respecto a los desplazamientos presentes en esta zona se muestran en los gráficos 5.34 y 5.35 siendo los desplazamientos calculados mediante los métodos teórico y numérico respectivamente.

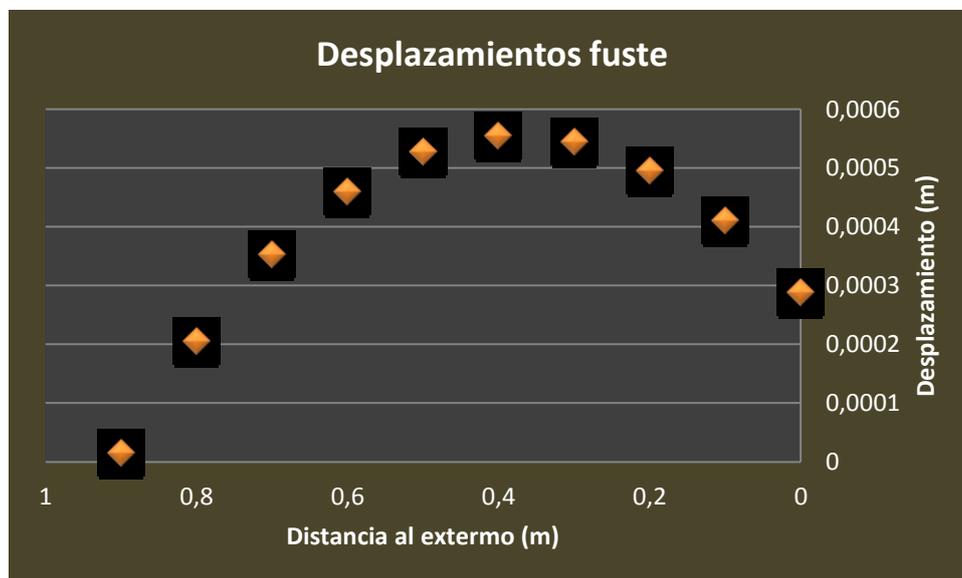


Gráfico 8.34: Desplazamiento en la superficie situado en el fuste.

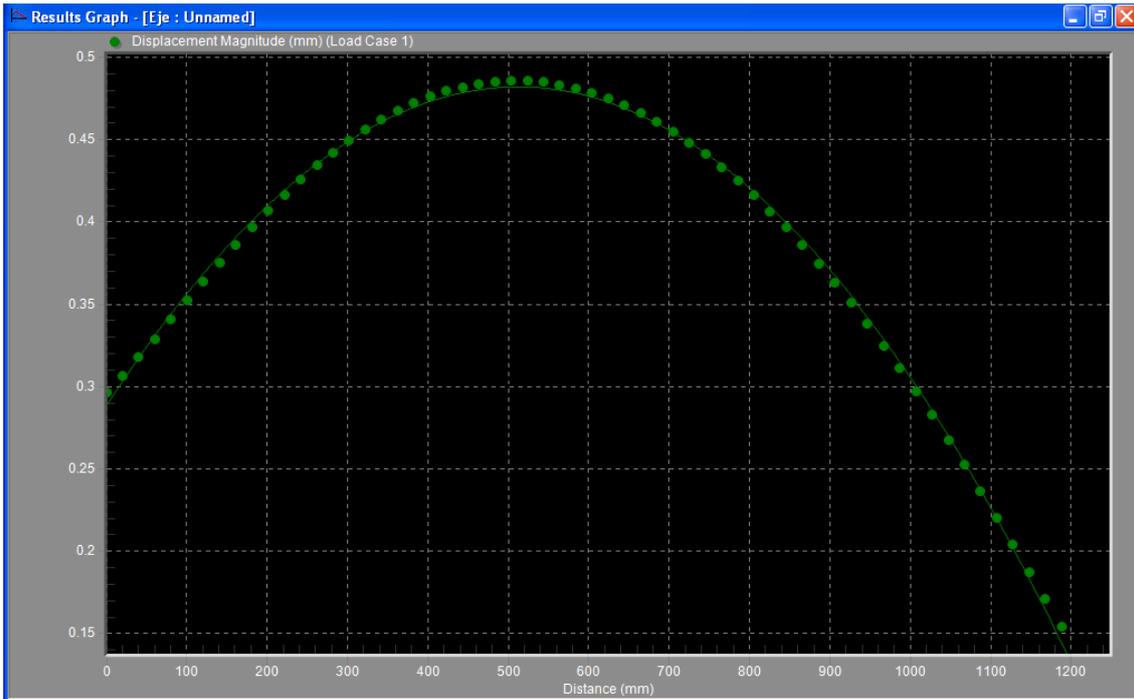


Gráfico 5.35: Distribución de desplazamientos en el fuste

En los gráficos 5.36 y 5.37 se muestran las deformaciones para los indicados con anterioridad, de forma teórica y por el método de elementos finitos respectivamente. Los valores de las deformaciones teóricas se han obtenido dividiendo las tensiones por el módulo de elasticidad.

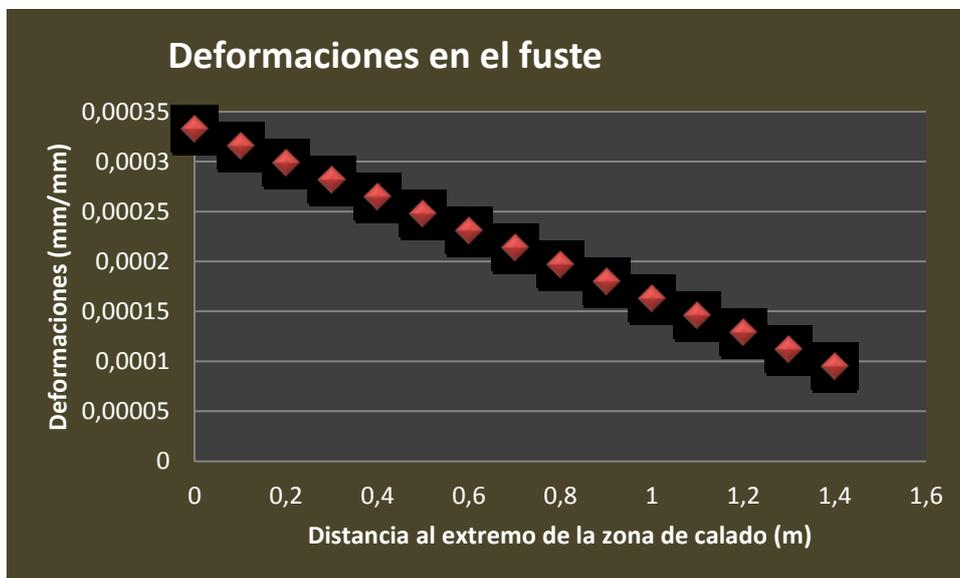


Gráfico 5.36: Distribución de desplazamientos en el fuste

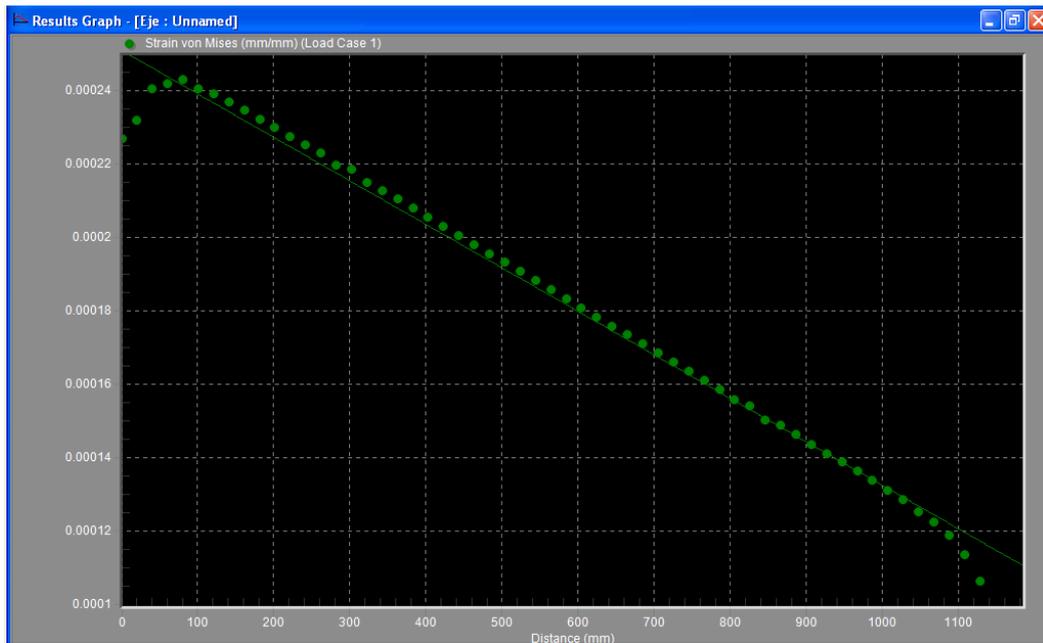


Gráfico 5.37: Distribución de desplazamientos en el fuste

En el gráfico de desplazamiento teórico se ha obviado los puntos de la curva calculada próximos a los apoyos porque se distancia de forma considerable.

Esto es debido a que al no tratarse de un modelo simétrico las zonas de contacto entre rueda y eje no pueden modelarse exactamente como apoyos simples, la discrepancia respecto a los valores esperados.

La discrepancia de valores en la zona izquierda del fuste no coincide debido a la discontinuidad geométrica entre el fuste y el calado de la rueda.

Zona de la mangueta exterior derecha:

La ecuación 3.42, indica la distribución de tensiones desarrollada a lo largo de la zona de mangueta, esta distribución se representa en el gráfico 8.6, a través del programa Microsoft Excel 2010®.

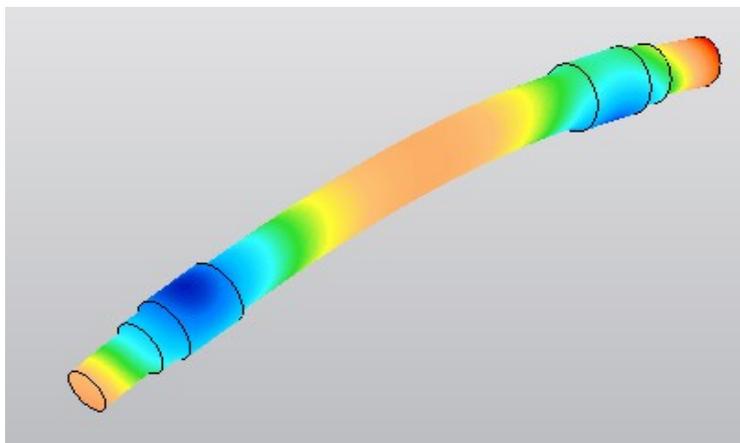


Imagen 5.11: Resultado de desplazamientos obtenidos mediante el análisis de software.

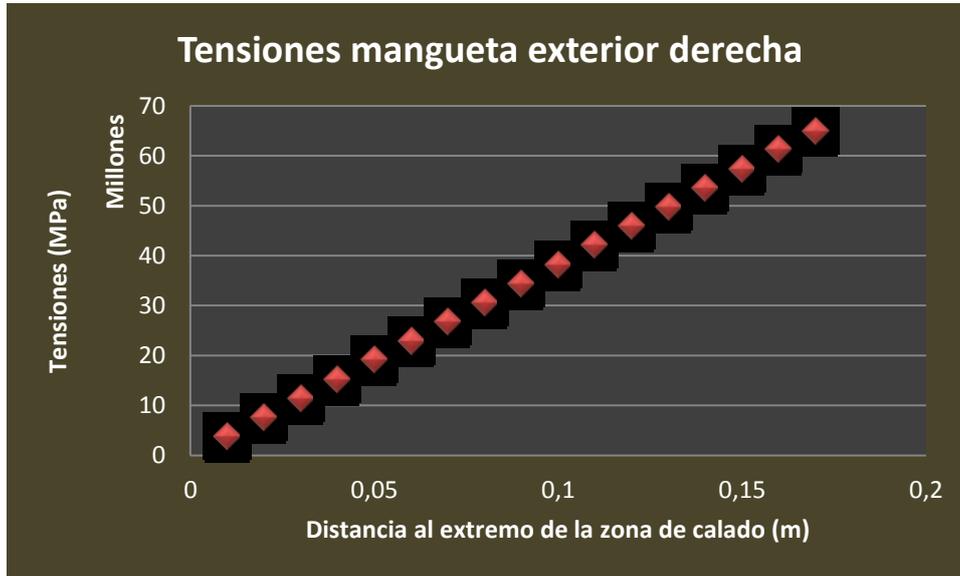


Gráfico 5.36: Distribución de desplazamientos en la mangueta exterior derecha

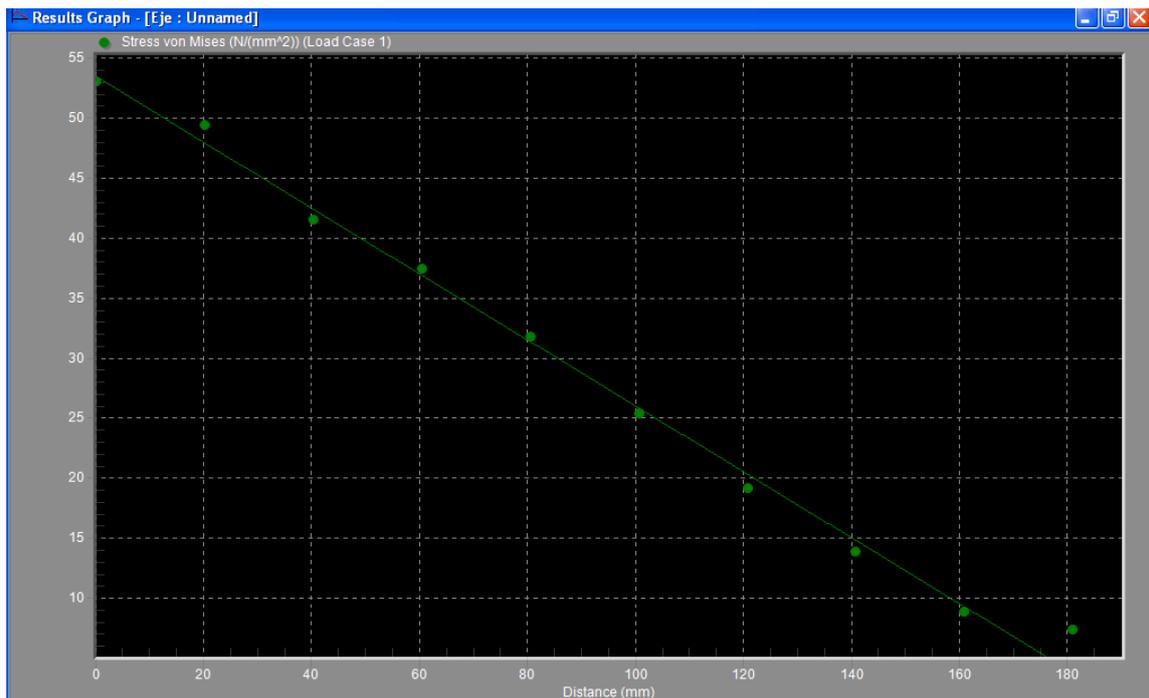


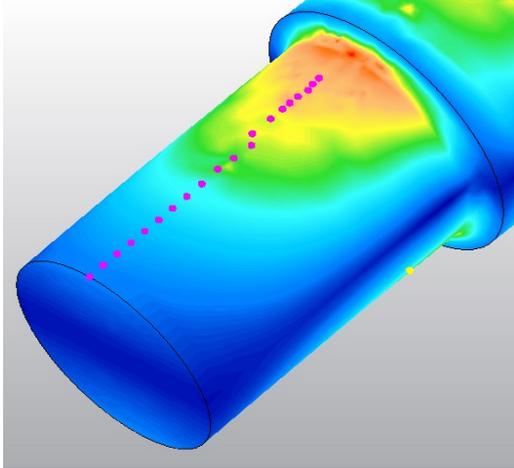
Gráfico 5.37: Distribución de tensiones en la mangueta exterior derecha.

Una vez realizada la representación anterior, se representará en el gráfico 8.7 la distribución de tensiones correspondientes a los valores de los resultados de obtenidos mediante el software, para aquellos puntos más separados de la fibra neutra.

Los resultados mostrados en el gráfico 5.37, presenta la distancia al extremo del eje con distancia positivas debido el modelo del eje en el sentido positivo del eje.

Se puede observar como las tensiones en función de la distribución es la misma en ambos gráficos, donde solo se han tomado puntos hasta el comienzo del aumento de las tensiones debido a la presencia de una discontinuidad geométrica.

En la figura 5.12 se muestran los nodos representados en la gráfica 5.37, donde no se ha



representado la distribución de tensiones de la mangueta en su totalidad como se ha indicado anteriormente, ya que existe una dispersión entre los valores de la distribución teórica obtenida a través de la ecuación 3.42, debido a la presencia de cambio de sección existente entre la mangueta y la zona de la mangueta interior.

Analizando la gráfica 5.37, existe una distribución de tensiones lineal teórica correspondiente a la carga puntual aplicada en el extremo del eje.

Figura 5.12: Resultado de tensiones en la mangueta del eje ferroviario.

Cabe destacar en la gráfica la presencia de tensiones en el extremo libre, dónde a través de las ecuaciones 3.42, la tensiones teóricas

existentes en el punto de aplicación de la carga es nula mientras a través del análisis del software se obtiene una tensión existente de valor $0,367894\text{N/mm}^2$

Respecto a los desplazamientos se muestran a continuación los distintos resultados obtenidos por ambos métodos.

En la gráfica 5.38 se muestra los desplazamientos de los nodos mostrados en la figura 5.12, obtenidos mediante el cálculo a través del Método Directo de Rigidez (MDR).

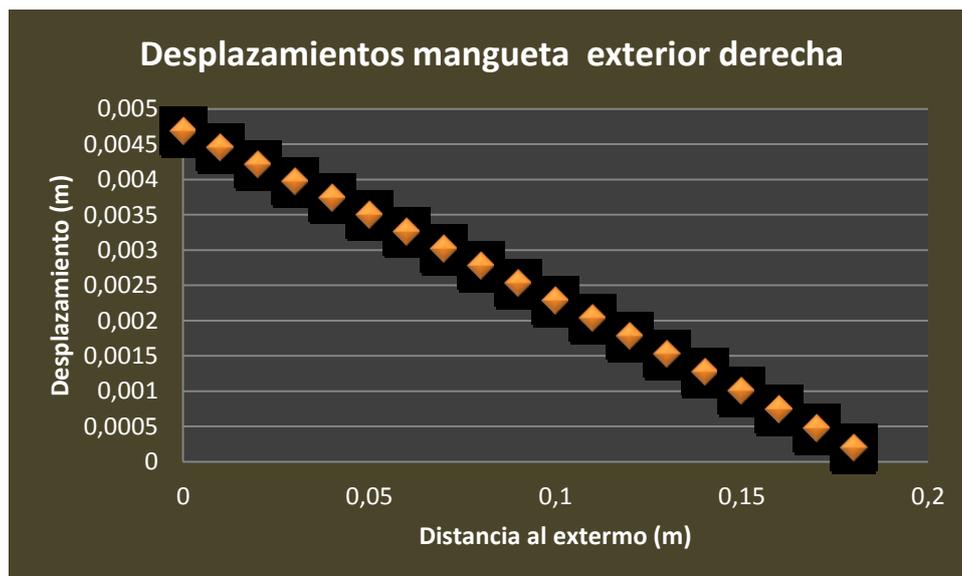


Gráfico 5.38: Desplazamiento en la mangueta exterior derecha.

Los desplazamientos obtenidos mediante el cálculo a través del software se muestran en la gráfica 5.39.

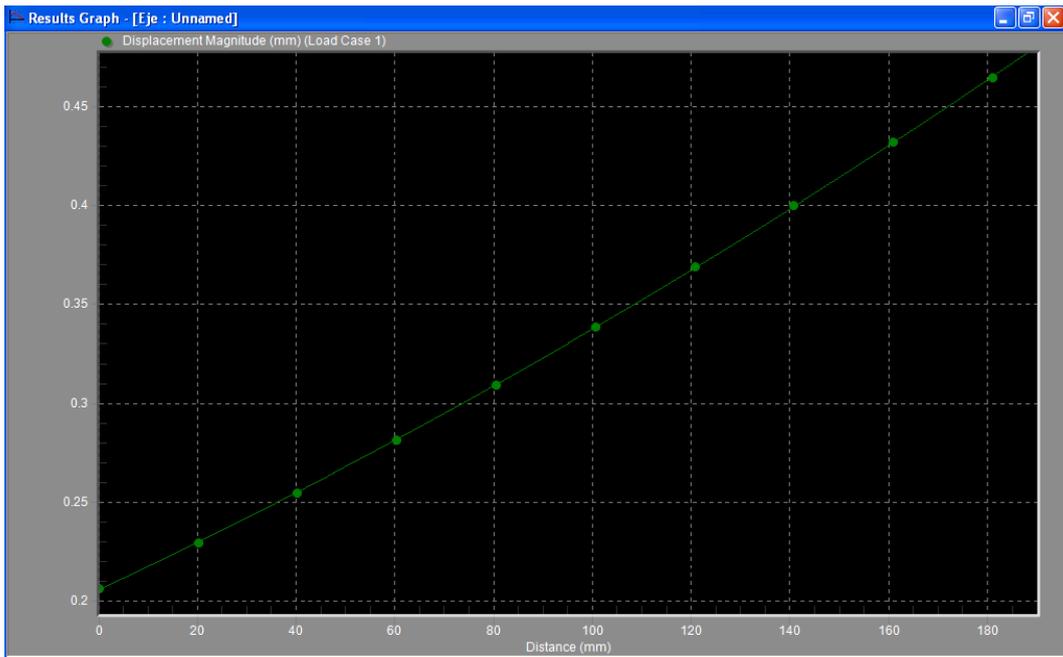


Gráfico 5.39: Distribución de desplazamientos de la mangueta exterior derecha

En los gráficos 5.40 y 5.41 se muestran las deformaciones para los indicados con anterioridad, de forma teórica y por el método de elementos finitos respectivamente. Los valores de las deformaciones teóricas se han obtenido dividiendo las tensiones por el módulo de elasticidad.

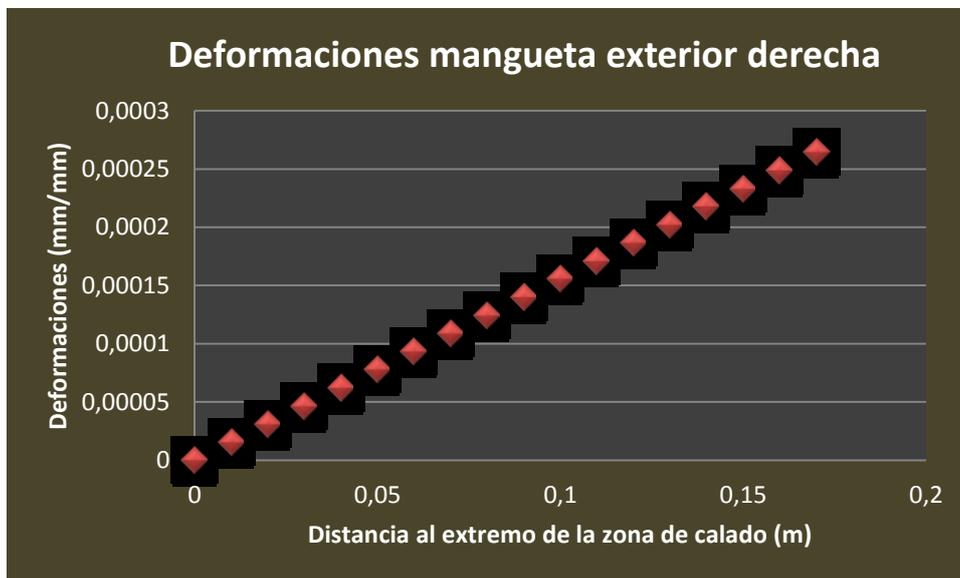


Gráfico 5.40: Distribución de deformaciones de la mangueta exterior derecha

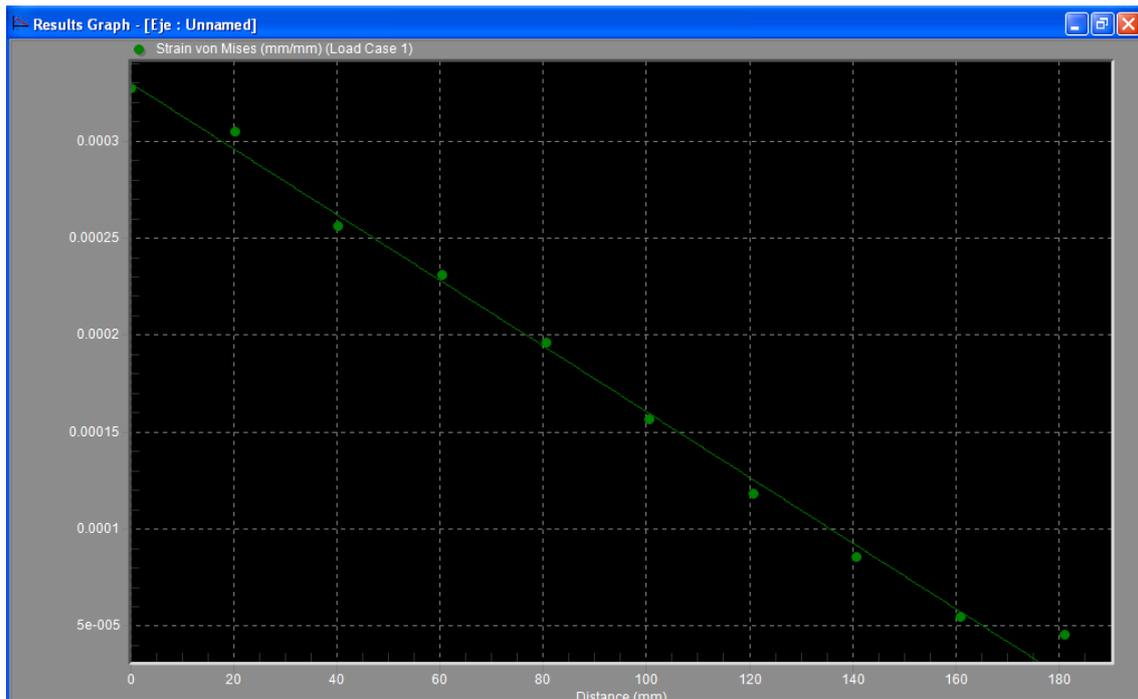


Gráfico 5.41: Distribución de deformaciones de la mangueta exterior derecha

Al igual que sucedió con la mangueta exterior izquierda en la zona próxima con el cambio de sección correspondiente a la transición entre las manguetas existe una discrepancia de resultados debido a la citada discontinuidad geométrica.

A través de la comparación de ambas gráficas, se observa que los valores de los desplazamientos coincide y difieren en valores despreciables, además como era de esperar a medida de los puntos se alejan del extremo de la mangueta los desplazamientos en la dirección vertical van disminuyendo como sucede en los modelos reales.

Las distribuciones de ambas distribuciones son iguales, difieren en la zona cercana a la transición entre las dos zonas de la mangueta, esta diferencia de valores se debe a la presencia de la discontinuidad geométrica que en el caso del software sí que están incluidos mientras que en los cálculos teóricos se representan las tensiones nominales.

A través de las comparaciones de los resultados pueden darse por válido los resultados del modelo de elementos finitos para un análisis resistente estático representativo de comportamiento de un eje ferroviario real en paso por curva.

5.3. Análisis numérico de concentración de tensiones.

5.3.1. Condiciones de partida.

Entre las zonas críticas de concentración de tensiones a lo largo del eje se pueden distinguir las distintas zonas de transición:

- Transición entre la mangueta exterior e interior.
- Transición entre la mangueta interior y el calado de la rueda.

- Transición entre la zona de calado de la rueda y el fuste.

A continuación se analizará cada una de las secciones, analizando de forma más detalladas y validando las transiciones citadas anteriormente.

5.3.2. Zonas de estudio

Como se ha indicado en el apartado 5.3.1, las secciones críticas son las transiciones entre las diferentes secciones.

5.3.2.1. Transición entre las zonas de la mangueta

En la figura 5.13, se muestra el modelo 3D mallado con el correspondiente refinado en la zona de concentración de esfuerzos a fatiga, eliminando la aparición de la rueda con el fin de mejorar la visibilidad de los nodos así como su disposición dentro del mismo, con el fin de obtener un valor más preciso.

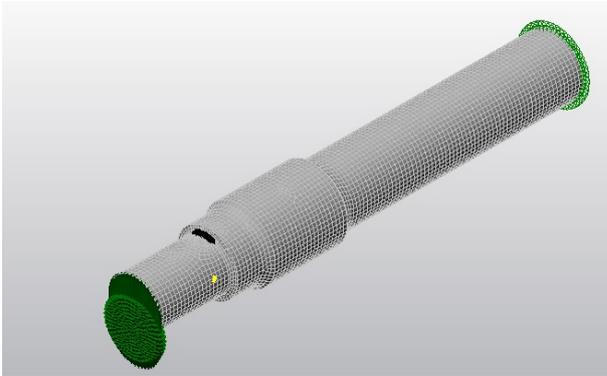


Figura 5.13: Mallado sólido 3D del eje ferroviario.

En la figura 5.14, se muestra los resultados correspondientes a los análisis del modelo.

Como se muestra en la figura la discontinuidad correspondiente al cambio de sección (transición) se observa un aumento de las tensiones en la discontinuidad como se indicó en la sección 3.1 de este capítulo.

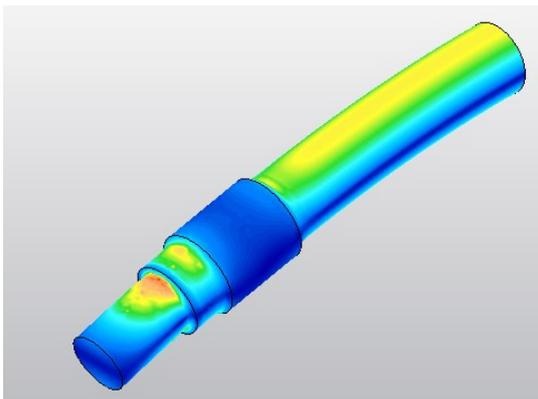


Figura 5.14: Distribución de tensiones de Von-Mises en el eje ferroviario.

En la figura 5.14 puede observarse como la zona de transición entre las dos zonas de la mangueta presenta el mayor valor de tensiones de Von Mises, tal y como indica en la figura 5.15, donde se muestra la zona de estudio de esta sección ampliada indicando el nodo que presenta el valor de máxima tensión.

Para conocer el valor del factor de concentración de tensiones no es posible obtenerlo gráficamente a través de la interfaz del programa si no que lo tendremos que hacer a través del capítulo 3 donde a través de la ecuación de distribución de tensiones

obtenida, podremos obtener el valor nominal presente en esta zona en ausencia de discontinuidad física. El valor máximo de tensiones obtenido mediante el análisis numérico es $\sigma = 119,6276N/mm^2$, situado en el nodo marcado en la imagen 5.15 como máximo.

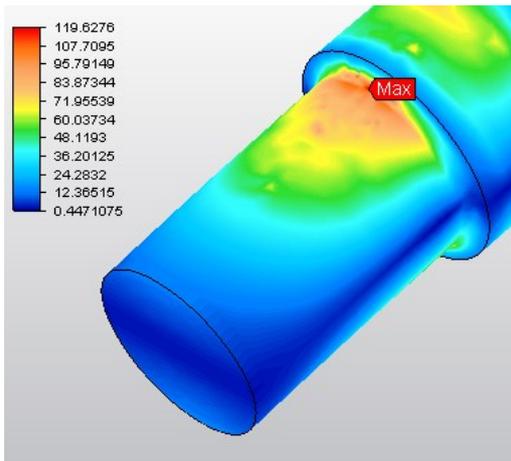


Figura 5.15: Detalle de los resultados de tensiones en la zona de transición.

Como se indicó en la ecuación 5.13, obtenemos el valor de la tensión nominal y podemos obtener el factor una vez conocido el valor máximo aportado por el software:

$$K_t = \frac{119,62,83315 \cdot 10^6}{61,83315 \cdot 10^6 + 1,67042592 \cdot 10^9 \cdot 0,18^2} = \mathbf{1,142481366} \quad 5.1$$

Como puede observarse el valor obtenido a través de una correlación obtenida mediante distintos ensayos es muy próximo al valor obtenido a través del software Autodesk Simulation Multiphysics®.

Como se indicó en el apartado 3.3 de este capítulo, se conoce de antemano que el valor obtenido por el software no es correcto pues estamos trabajando con elementos que son finitos cometiendo con ello un cierto error, tomando como correcto el valor obtenido a través de correlación aportada por la norma UNE EN 13104 ya que esta ha sido sacada de distintos ensayos realizados por el organismo correspondiente de la norma.

El error cometido mediante la utilización del software se muestra en la ecuación 5.1:

$$\mathbf{error} = \frac{\mathbf{1,169541209} - \mathbf{1,142481336}}{\mathbf{1,142481336}} \cdot \mathbf{100} = \mathbf{2,37\%} \quad (5.1)$$

Se trata de un error pequeño por lo que el análisis realizado puede ser aceptado, ya que este error es despreciable teniendo en cuenta que las tensiones desarrolladas en el eje se encuentran muy lejos de producirse la plastificación del material, pero no es con este valor con el que hay que realizar la comparación, sino con el valor correspondiente a la resistencia a fatiga, ya que es este valor el que marcará el comportamiento correcto del eje. Esta comparación se realizará en el apartado de fatiga correspondiente.

5.3.2.2. Transición entre el calado del obturador y el de la rueda.

En la figura 5.16, se muestra el modelo 3D mallado con los correspondientes refinados en las zonas de concentración de esfuerzos, eliminando la visibilidad de la rueda con el fin de mejor

la visibilidad de los nodos así como su disposición dentro del mismo, con el fin de obtener un valor más preciso, al igual que en el apartado anterior.

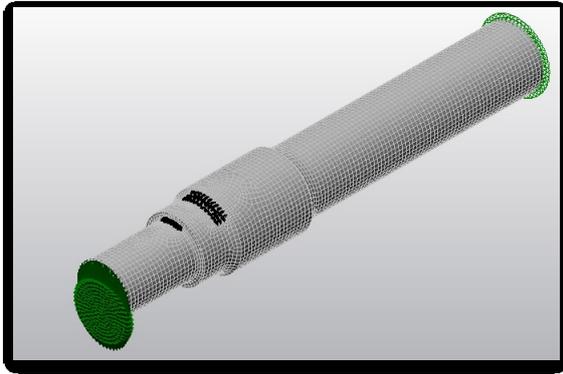


Figura 5.16: Modelo 3D mallasado, con refinamiento de la mala en la transición del

Como se muestra en la figura 5.16, se ha llevado a cabo un refinamiento de la malla en la discontinuidad geométrica correspondiente a la transición entre la zona de calado del obturador o mangueta interior y la zona de la rueda, además de la indicada en el apartado anterior.

Una vez realizado el mallado se procede al análisis resistente del modelo, obteniendo los resultados de tensiones mostrados en figura 5.17, donde se observa el mayor valor de la tensión para la zona de estudio. El rango de valores representados esta mostrado en la

tabla situada al lado izquierdo de la imagen, donde el valor máximo del factor de concentración de esfuerzos a fatiga es de **75,64291MPa**.

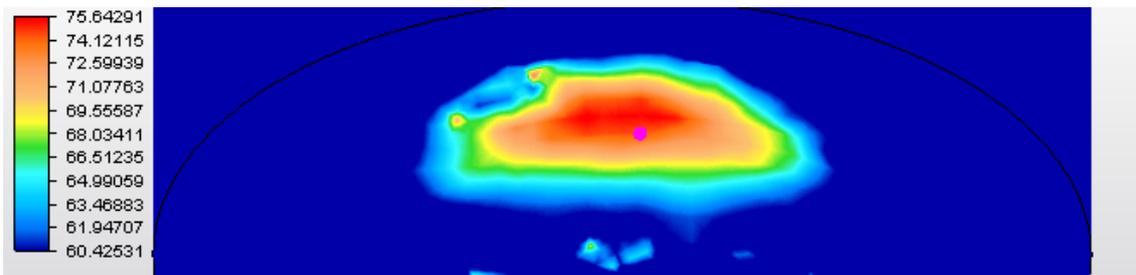


Figura 5.17: Distribución de tensiones en la transición entre la zona de calado y la zona de la rueda.

Mediante la comparación de la distribución de tensiones mostrada en la gráfica 5.3, no existe un aumento considerable de la tensión máxima debido a la discontinuidad geométrica en comparación con los valores esperados de tensiones según la norma UNE [6].

El valor máximo obtenido mediante la simulación a través del software presenta como valor como se indica en la figura 5.18:

$$\sigma_{max-sim} = 75,4792172 \text{ MPa} \quad (5.2)$$

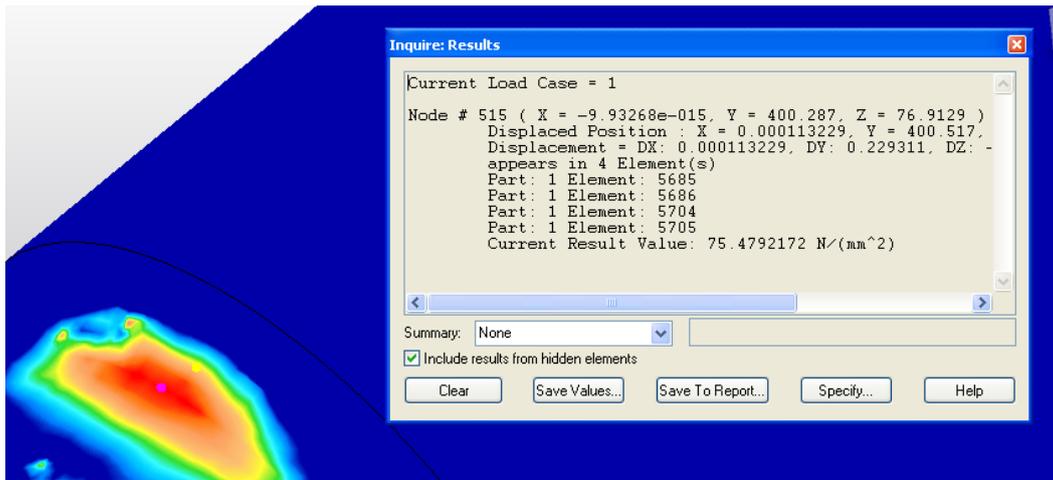


Figura 5.18 Tensión máxima presente en la zona de transición de la zona de calado con el obturador.

A continuación se muestra una tabla con un resumen de los resultados obtenidos, así como del error entre ambos métodos de cálculo.

| | Norma | Simulación | Error (%) |
|---------------|-------------|------------|-----------|
| Tensión (MPa) | 75,30505304 | 75,4792172 | 0,23% |

Tabla 5.1: Resumen de resultado de tensiones máximas en la zona de transición de calado con la rueda

5.3.2.3. Transición zona de calado de la rueda y el fuste

En la figura 5.14 se muestran las tensiones en el modelo, donde se observa que el gradiente de tensiones en esta discontinuidad es prácticamente despreciable, se puede considerar que no exista concentración de tensiones en la citada zona.

$$K_t \approx 1 \quad (5.3)$$

A continuación se muestra un resumen de los factores de concentración de tensiones obtenidos en las distintas secciones de transición, así como los valores de las tensiones máximas en las respectivas zonas y las tensiones nominales correspondientes.

| | Mangueta - Calado | | Calado - Rueda | |
|----------------------|-------------------|-------------|----------------|-------------|
| | Simulación | Norma | Simulación | Norma |
| K | 1,17 | 1,1425 | 1,03 | 1,03 |
| σ_{max} | 115,6229 | 99,96549145 | 75,4792172 | 75,30505304 |
| σ_{nom} | 52,84884615 | 52,84884615 | 33,2807934 | 33,2807934 |
| $\sigma_{admisible}$ | 166 | 166 | 166 | 166 |
| Ks | 1,435701751 | 1,660573039 | 2,19928089 | 2,204367347 |

Tabla 5.2: Resumen de datos y resultado obtenidos de forma teórica y numérica

Hay que tener en cuenta que los valores de los factores de concentración de tensiones no dependen del estado de carga, sino solamente de la relación geometría de la discontinuidad geométrica, por lo que no será necesario calcular estos factores para ensayos con distinto estado de carga siempre que se mantengan las relaciones las medidas del mismo [21].

5.3. Análisis de fatiga mediante elementos finitos

5.4.1. Introducción

En el análisis resistente a fatiga mediante el método de elementos finitos, utiliza los métodos teóricos de análisis de fatiga partiendo de los datos tomados del análisis de elementos finitos descrito anteriormente.

A partir de los resultados obtenidos de cada uno de los nodos, lleva a cabo la aplicación de las formulaciones teóricas clásicas en cada uno de los nodos obteniendo de esta forma los nodos más desfavorables.

5.4.2. Asistente a fatiga de Autodesk

A lo largo del presente apartado se detallarán los pasos realizados a través del software para el análisis a fatiga.

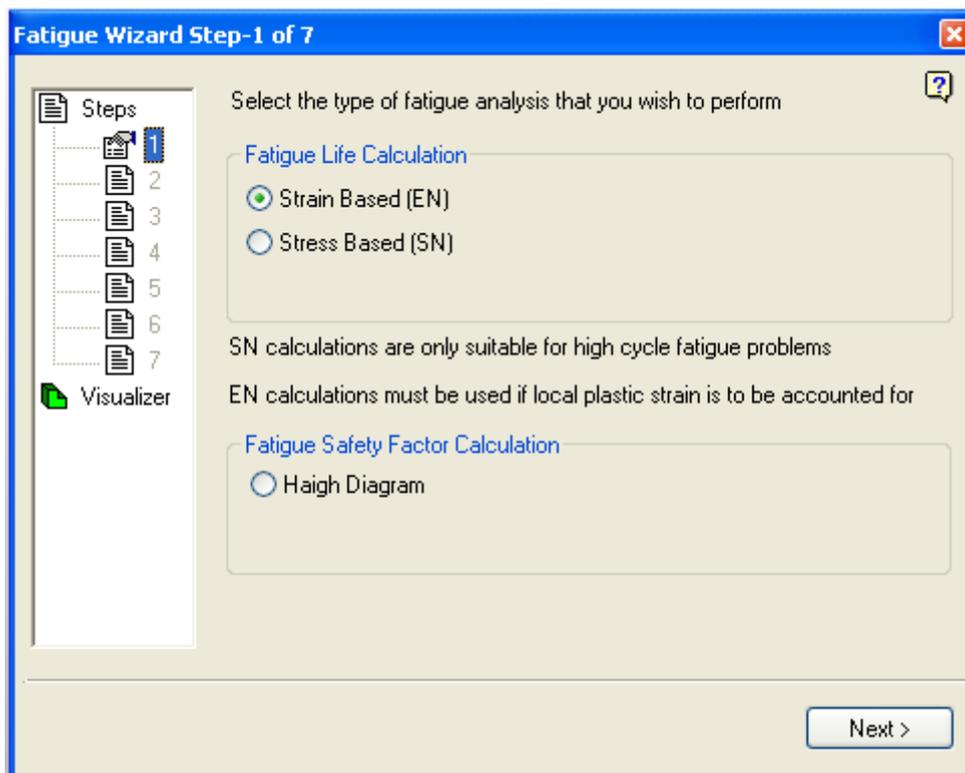


Figura 5.19: Paso 1 del asistente a fatiga

En el paso un se seleccionará el modo de análisis a realizar, en este caso se trata de un análisis resistente de elevados ciclos lo que se seleccionará Stress Based (SN), es decir el análisis basado en tensiones.

En el paso 2 se indicará el tipo de material y las propiedades del mismo según este, como se muestra en la figura 5.20

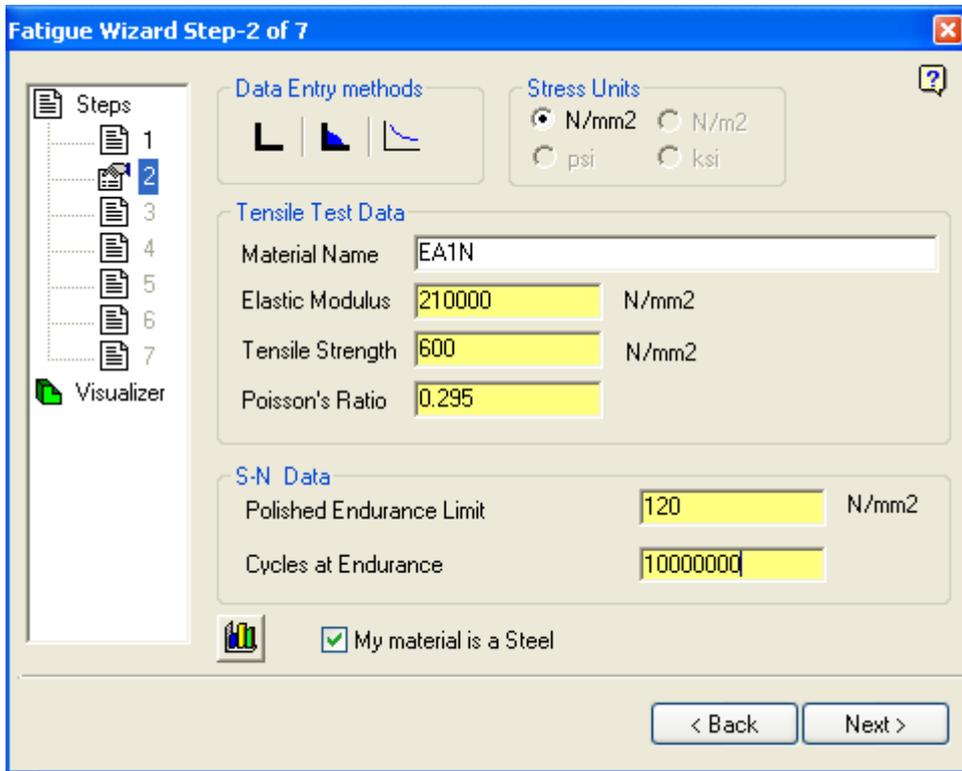


Figura 5.20: Paso 1 del asistente a fatiga

En la figura 5.20 se muestran los distintos valores de las propiedades del material, donde además es posible elegir entre diferentes bases de datos aportadas por el software.

Tal y como se indicó con anterioridad el número de ciclos de límite fatiga se ha establecido en 10^7 ciclos [6] como se indica en el campo "Cycles at Endurance".

El límite fatiga reducido se ha establecido en 120N/mm^2 , este no es verdadero valor de resistencia a fatiga del material, sino del eje una vez considerados todos los factores de reducción de la resistencia a fatiga.

Se marcará la casilla indicando que el material del modelo de elementos finitos analizado es acero, de forma que se trace el diagrama de Whooler (figura 5.21).

En el citado diagrama se muestra la recta comprendida entre 10^3 y 10^7 ciclos, como se ha indicado en los datos introducidos.

En el paso 3 se consideran los efectos geométricos que son necesarios para disminuir el límite fatiga introducido en el paso 2.

En la primera casilla “Stress Concentration” corresponde al factor de concentración de tensiones existente en el modelo real y matemático pero no que no se ha considerado en el modelo de elementos finitos, es decir que no se han modelado en el modelo de elementos finitos. En este caso el modelo de elementos finitos representa la geometría del modelo real, por lo que el valor a introducir será la unidad.

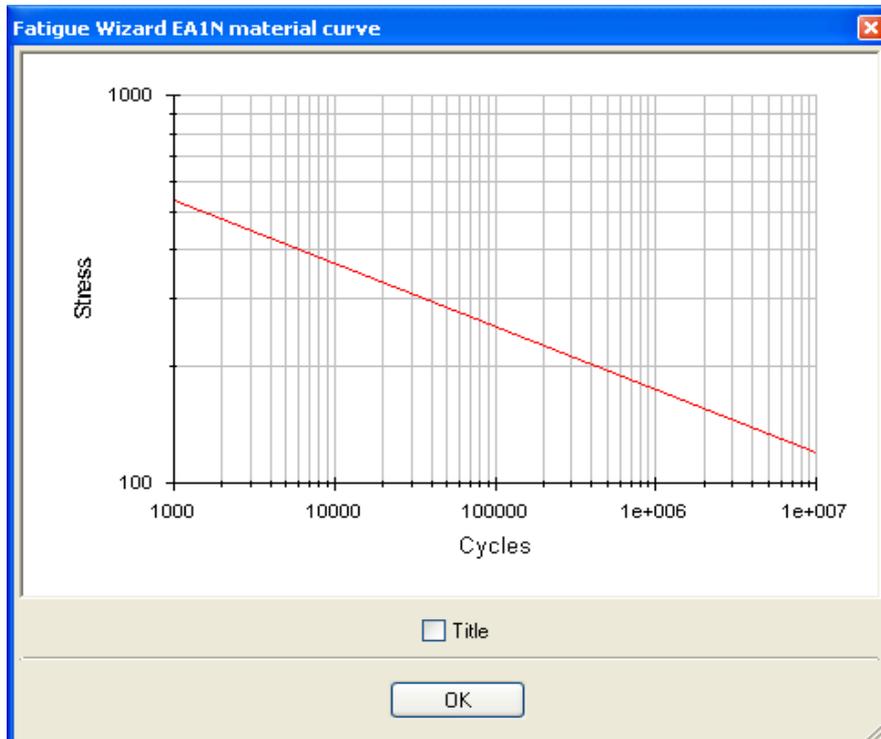


Figura5.22: Diagrama de Whooler del acero introducido.

En la casilla “Surface Finish” se introducir el factor de reducción a la fatiga considerando la rugosidad que presenta la superficie del eje teniendo en cuenta si esta esta mecanizada, pulida, etc... en función de este se introducirá el valor correspondiente.

En la casilla “Miscelaniuous” se introducirán el factor de reducción a la fatiga correspondiente a la multiplicación de todos aquellos que sean necesarios tenerse en cuenta.

En nuestro caso estas casillas no se encuentran seleccionadas ya que se ha introducido el límite fatiga reducido.

En el paso 4 se introduce las cargas a las que se encuentra sometido el modelo (figura 5.24).

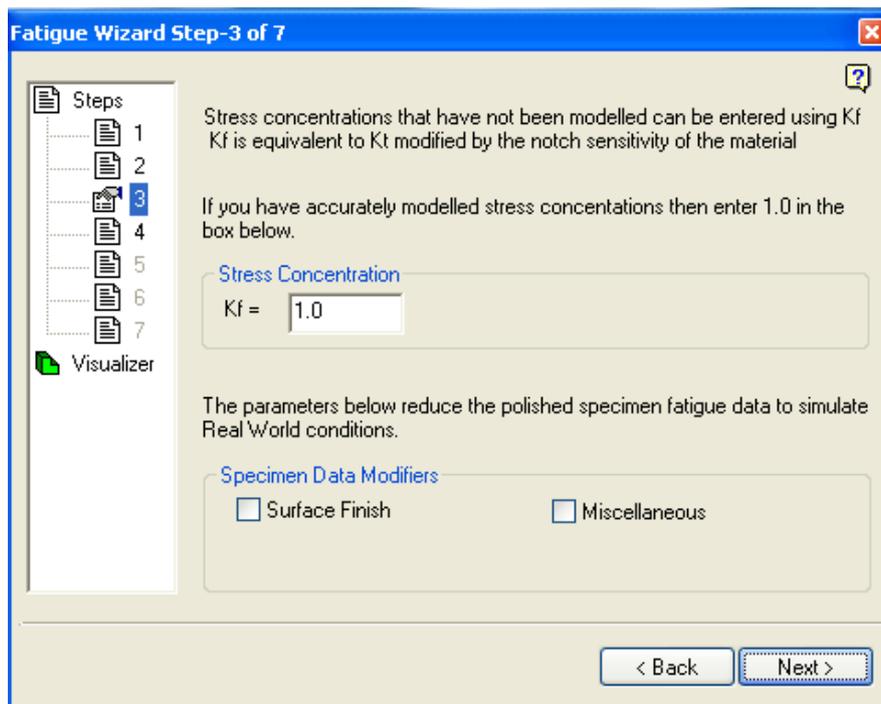


Figura 5.23: Diagrama de Whooler del acero introducido.

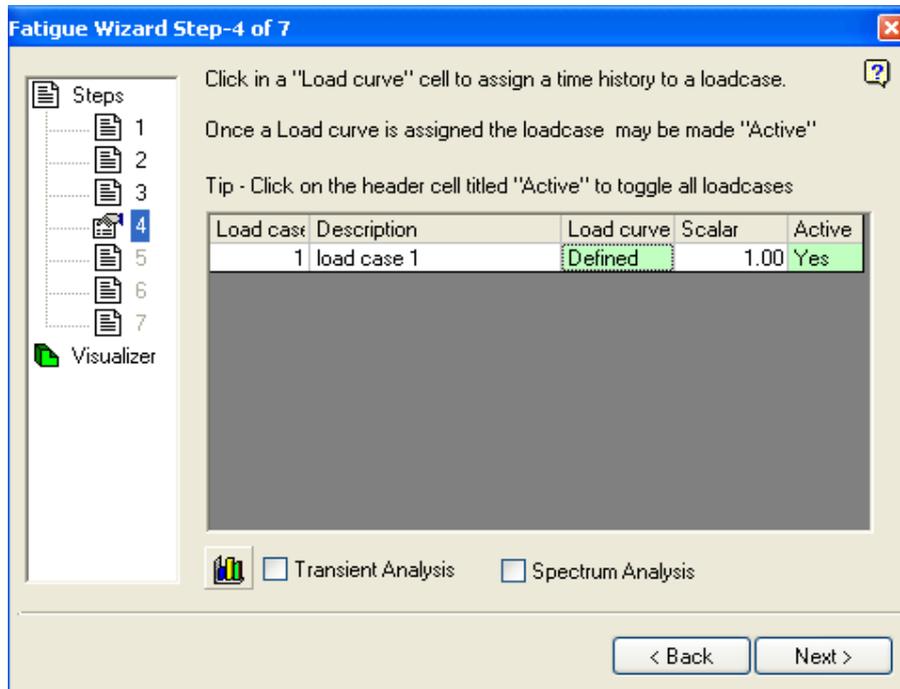


Figura 5.24: Diagrama de Whooler del acero introducido.

En la ventana se muestra el caso de carga la descripción de la misma y factor por el que se quiere multiplicar y si esta se encuentra o no activa.

Existe un apartado llamado "Load Curve" en el que se define la curva a la que el modelo se encuentra sometido. Esta se define en una venta a parte (figura 5.19).

Como se indicó en apartado 3.4 el modelo presenta una tensión media nula y solamente se desarrollan tensiones alternantes. La frecuencia la de la carga se puede obtener como se indica en las siguientes ecuaciones.

La velocidad de rotación del eje para la circulación a 300Km/h se puede obtener a través de la relación entre esta y el perímetro de la rueda.

$$300 \frac{Km}{h} = 83,33 \frac{m}{s} = \omega \cdot \frac{1,26}{2} \rightarrow \omega = 132,27 \frac{rad}{s} = 21,05 \text{ rps} \quad 5.4$$

Conocida la velocidad de rotación del eje es posible obtener el tiempo que tarda el eje en dar una vuelta completa.

$$t = \frac{1}{21,05} = 0,047s \quad 5.5$$

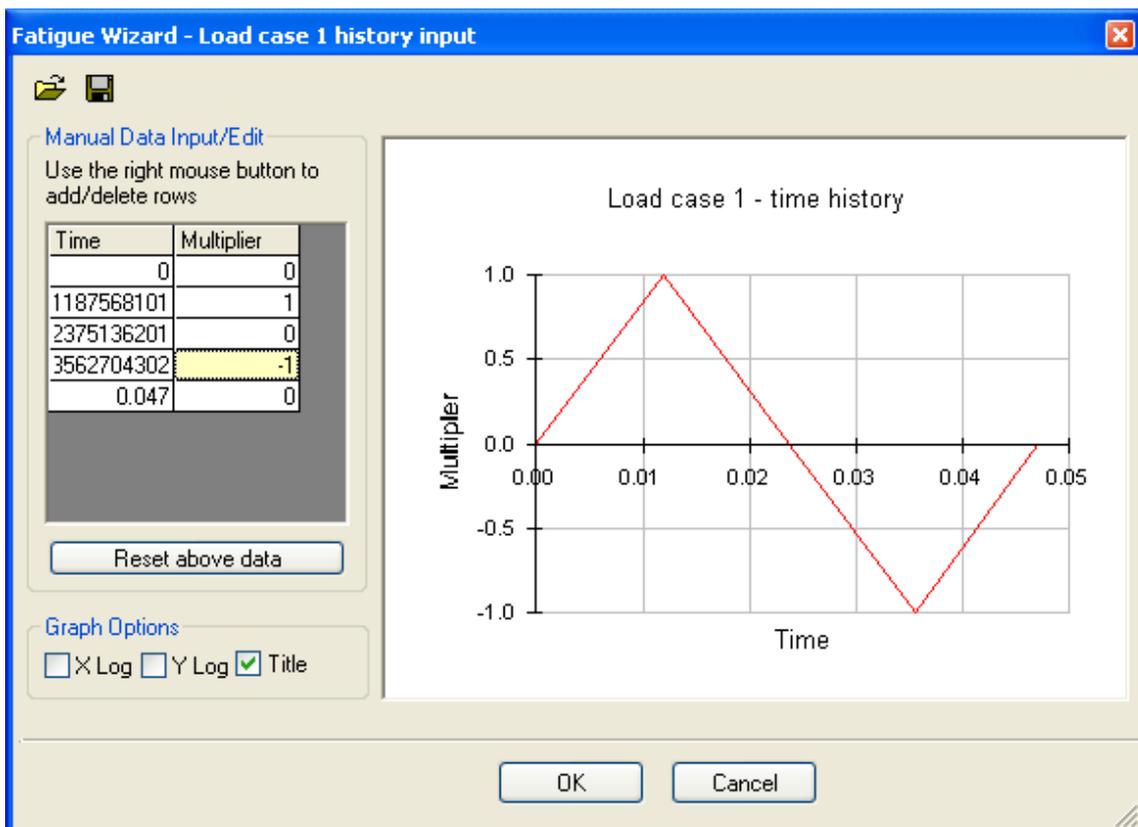


Figura 5.25: Curva de carga

En la figura 5.25 se muestra la curva de carga, pasando por tres estados distintos; se considerará que en el instante cero el punto presente en la periferia la mangueta se encontrará formando parte de la línea neutra, posteriormente su estado tensional irá

ascendiendo hasta que alcance el punto superior, para posteriormente pasar al punto inferior estando comprimido, pasando antes de ello por la fibra neutra, estando de nuevo en el punto inicial 0,047 segundos después.

En el paso 5 (figura 5.26) se indicará el número de ciclos a partir del cual se considera vida infinita. Además se seleccionará el resultado que queremos obtener decidiendo entre el factor de seguridad y el número de ciclos a los que fallará.

Una vez introducidos los datos correspondientes se procederá a la simulación del modelo.

5.4.3. Resultados obtenidos:

En esta sección se mostraran los resultados obtenidos en los distintos cálculos realizados tanto teóricamente como numéricamente.

5.4.3.1. Resultados en recta

Una vez realizado el análisis se han obtenido son los mostrados en la figura 5.26.

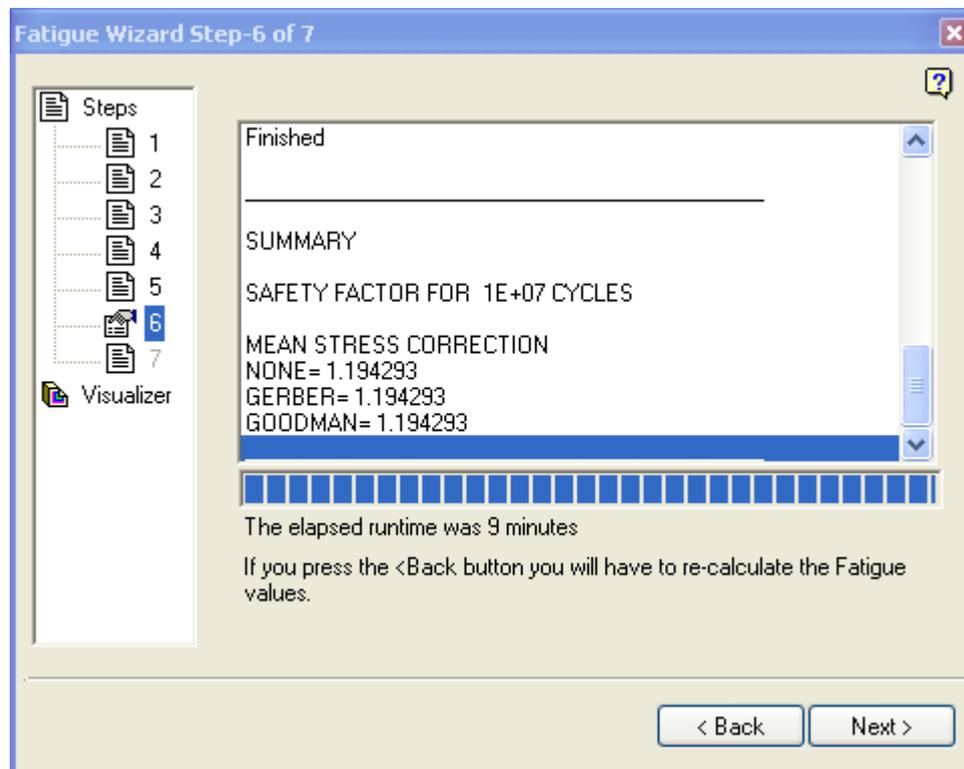


Figura 5.26: Resultado de factor de seguridad.

El resultado obtenido es muy próximo al obtenido mediante el análisis resistente teórico, la comparación de resultado se mostrará posteriormente.

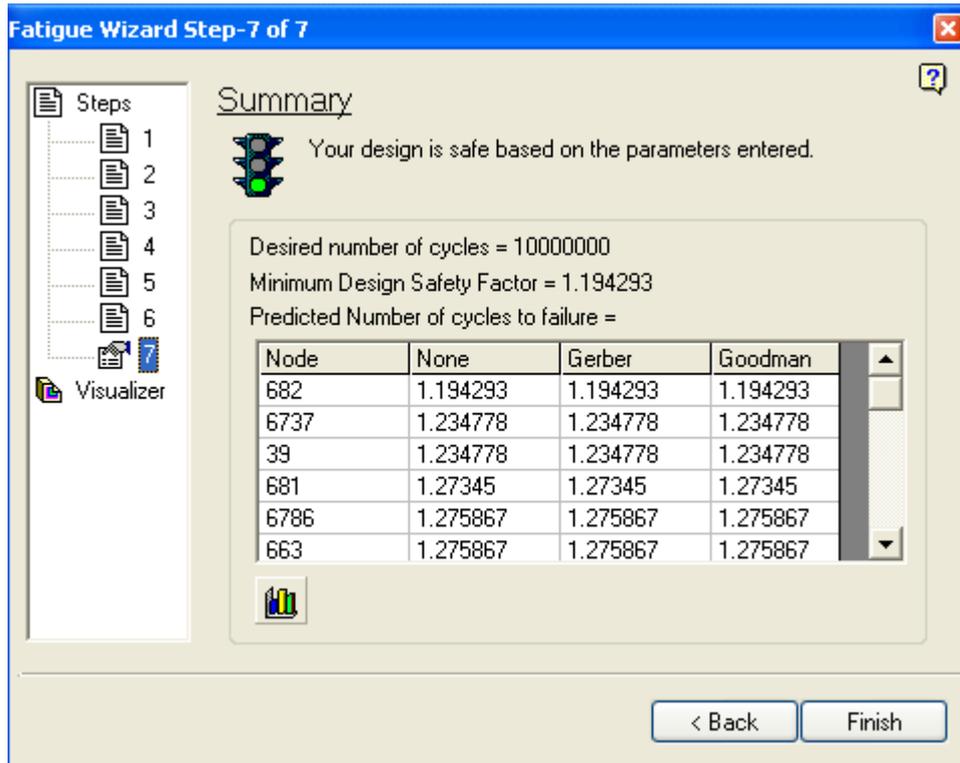


Figura 5.27: Resultado de factor de seguridad.

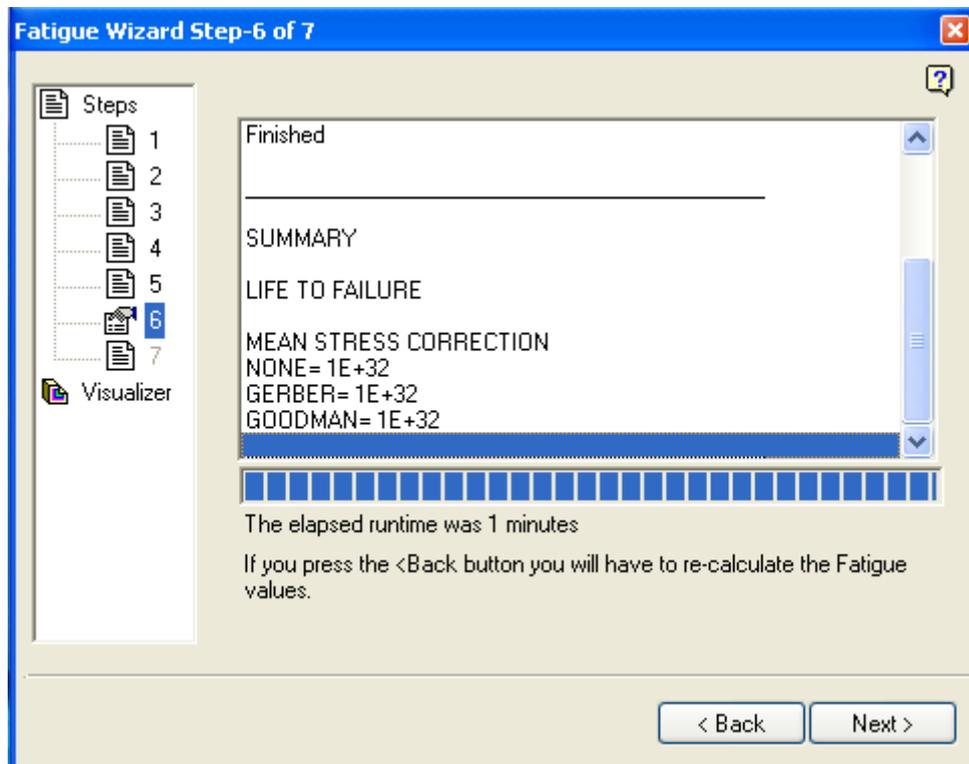


Figura 5.28: Resultado de factor de seguridad.

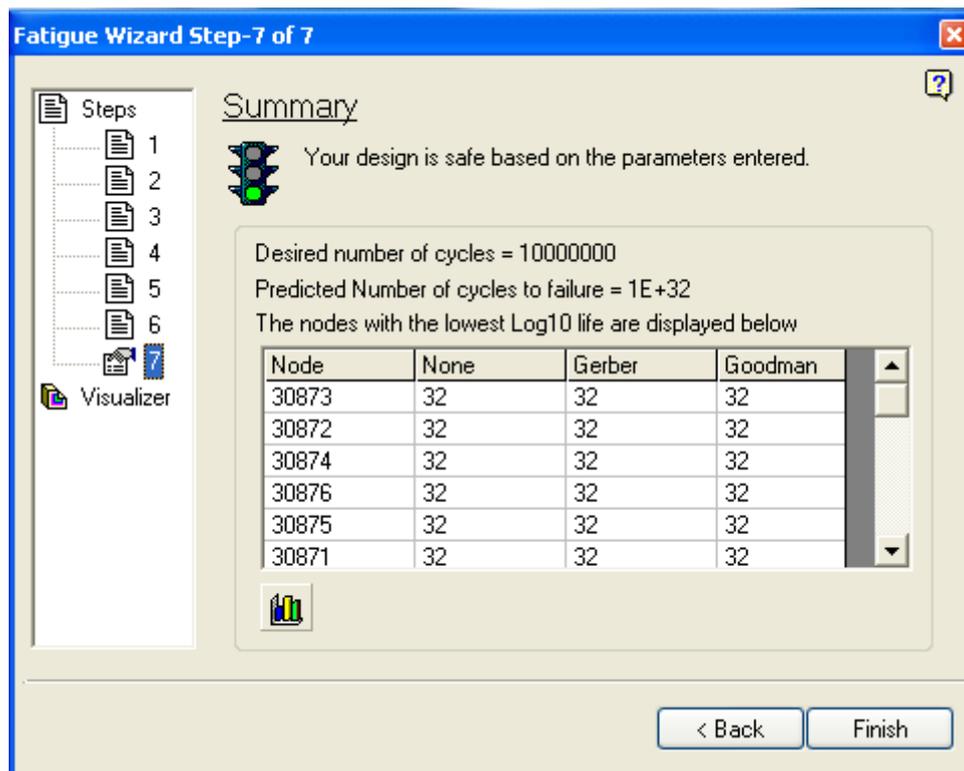


Figura 5.29: Resultado de factor de seguridad.

Cuando el eje presenta vida infinita el software asigna el número de ciclos indicado en la imagen, ya que el número de ciclos obtenido es mayor que el indicado para vida infinita.

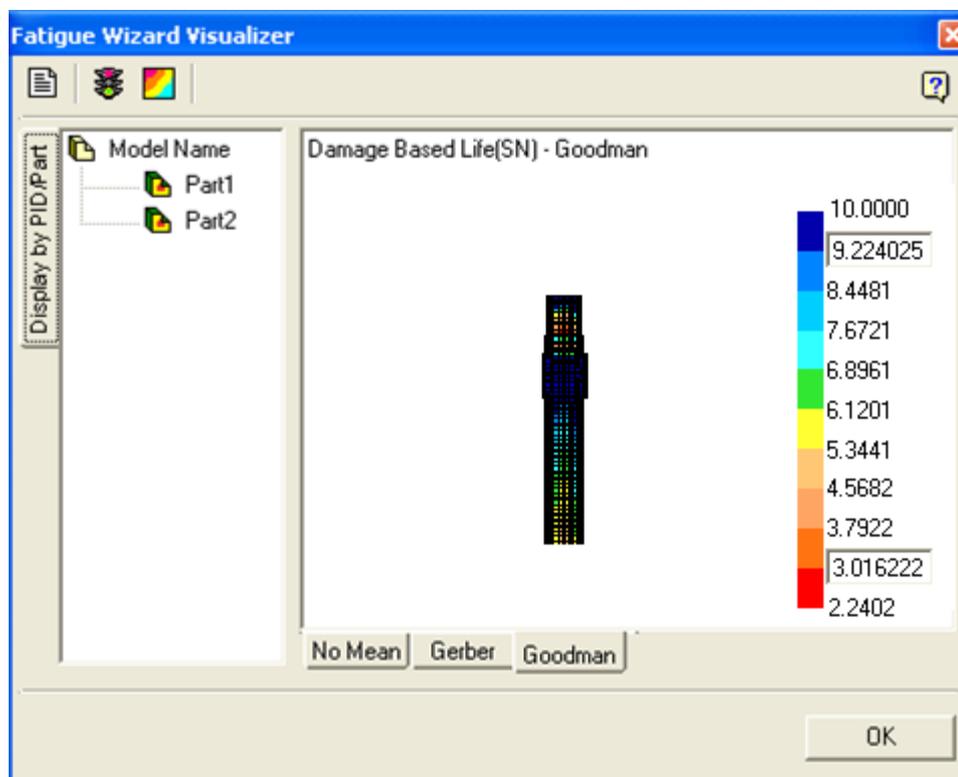


Figura 5.30: Resultado de factor de seguridad.

5.4.3.2. Resultados curva

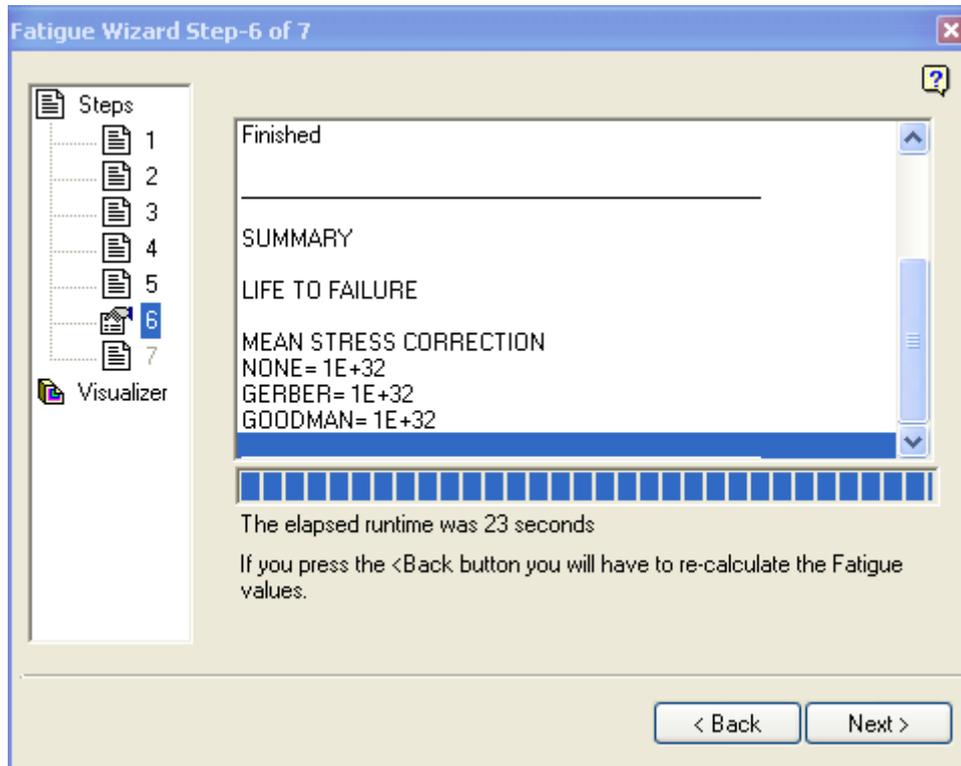


Figura 5.31: Resultado de factor de seguridad.

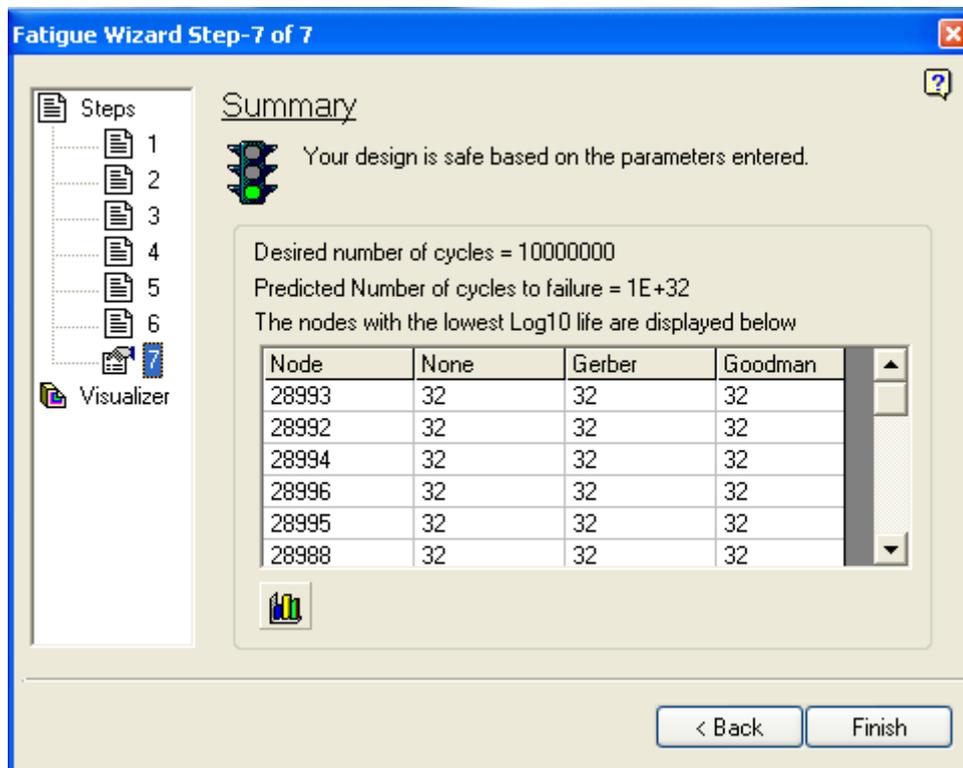


Figura 5.32: Resultado de factor de seguridad.

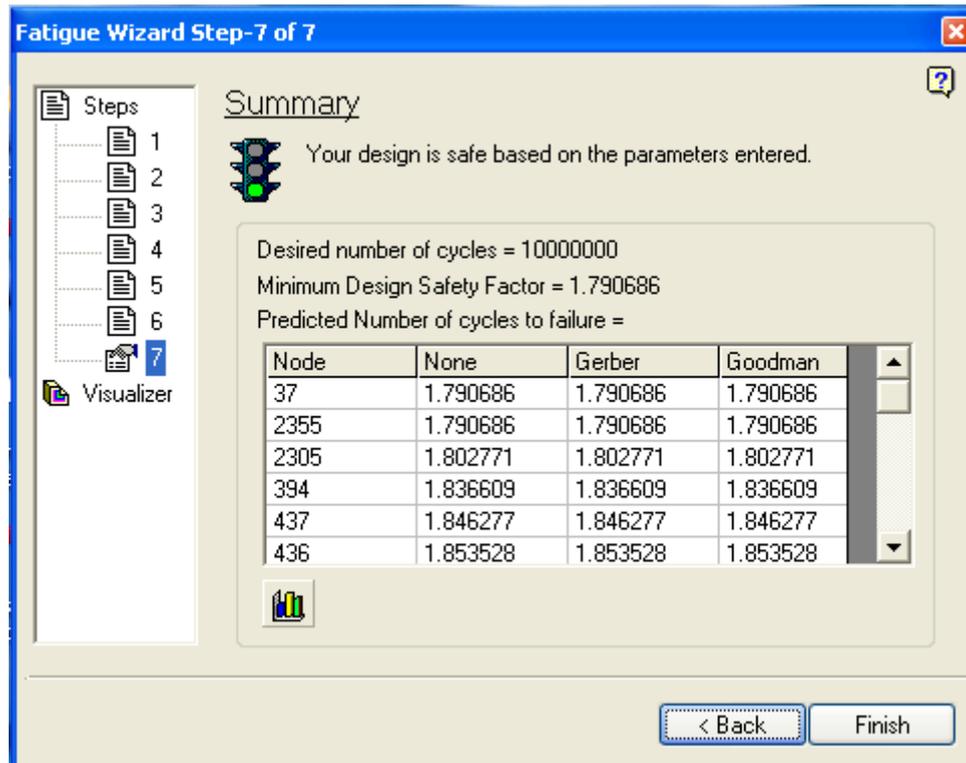


Figura 5.33: Resultado de factor de seguridad.

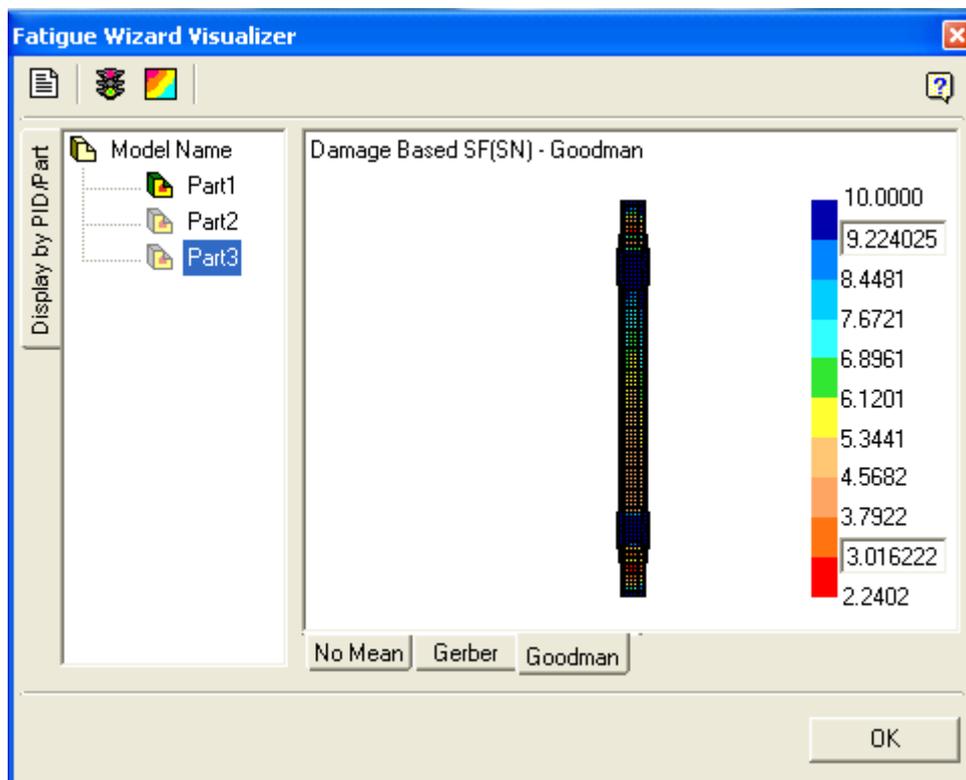


Figura 5.34: Resultado de factor de seguridad.

5.4.3.4. Validación de resultados

A lo largo del presente apartado se realizará la validación de los resultados obtenidos del análisis resistente a fatiga mediante elementos finitos.

En la tabla 5.3 se muestran los resultados obtenidos a través de los distintos métodos de cálculo utilizados a lo largo de este bloque de cálculo.

| | Cálculo teórico | | Cálculo numérico | |
|---------------------|-----------------|---------------|------------------|---------------|
| | Recta | Curva | Recta | Curva |
| Tensión máxima | 106,32 | 76,21 | 104,25 | 75,3 |
| Ciclos rotura | Vida infinita | Vida infinita | Vida infinita | Vida infinita |
| Factor de seguridad | 1,165 | 1,673 | 1,194 | 1,79 |

Tabla 5.3: Resultados obtenidos por los distintos métodos

Comparación de resultados:

Con respecto a las tensiones máximas existen discrepancias entre los distintos métodos utilizados, como era de esperar, además es posible que los valores de las tensiones máximas obtenidas a través del presente modelo de elementos finitos y los modelos de elementos finitos anteriores ya que es el refinamiento de la malla no es igual en todas ellas.

Como puede observarse las discrepancia de valores entre el método clásico propuesto por la norma y el método de elementos finitos planteado a lo largo de presente documento es mínima, esta comparación ya se realizó de forma más detallada en los capítulos correspondientes.

En ambos métodos el estado de cargas existente en el eje no produce la rotura del eje, ya que en todos ellos los ciclos soportados por el eje es mayor que los números de ciclos establecidos por la norma para vida infinita.

El factor de seguridad para el estado de cargas representativo del comportamiento del mismo en curva es mayor que el representativo de recta, ya que el estado tensional es mayor en el segundo caso.

Los valores numéricos de estos factores de seguridad calculados por ambos métodos son muy próximos, siendo los errores relativos existentes entre ellos los expresados en las ecuaciones 5.6 y 5.7.

El error relativo entre los factores de seguridad existente en el análisis ante el estado de funcionamiento en recta

$$error = \frac{1,194 - 1,165}{1,165} \cdot 100 = 2,5\% \quad 5.6$$

$$error = \frac{1,79 - 1,673}{1,79} \cdot 100 = 7\% \quad 5.7$$

El error existente en el segundo caso es mayor, la diferencia entre el error de ambos modelos es debido a la variación de los resultados dependiente de las características del modelo de elementos finitos. Aun existiendo diferencias entre los errores de ambos modelos, dichos

errores relativos son bajos, por lo que es posible dar por válido el modelo de elementos finitos propuesto, así como el análisis realizado.

El visualizador de asistente para el análisis resistente de fatiga muestra el resultado en tensiones obtenido durante los análisis realizados con anterioridad.

A continuación se indicará la posición de los nodos con mayor probabilidad de rotura, de forma que coincida con la zona analizada mediante el método teórico.

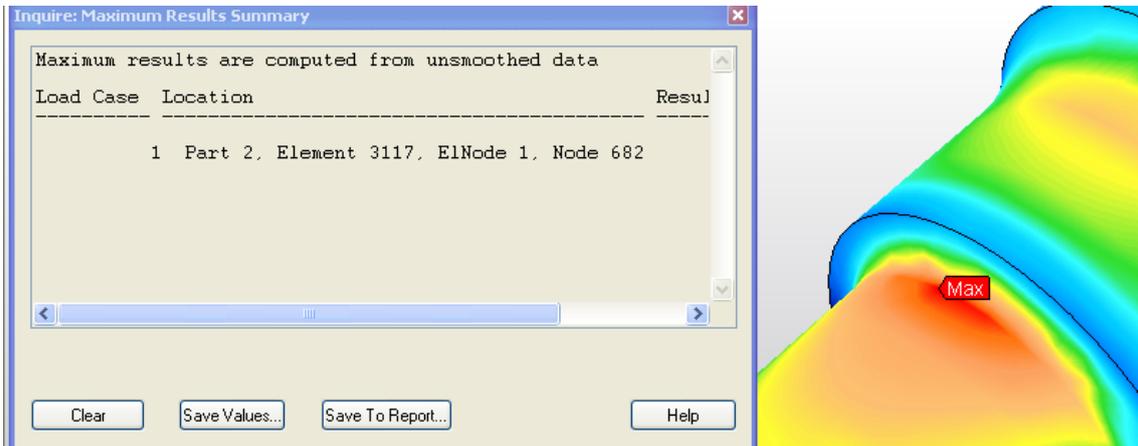


Figura 5.35: Nodo con el factor de seguridad más bajo.

Después de la comparación de los resultados obtenidos mediante distintos métodos se puede dar por válido el modelo de elementos finitos propuesto para el análisis resistente a fatiga.

A través de los resultados obtenidos en el apartado 3.4 puede darse por válido los resultados aportados por el software, validando de esta forma también el modelo de elementos finitos propuesto.

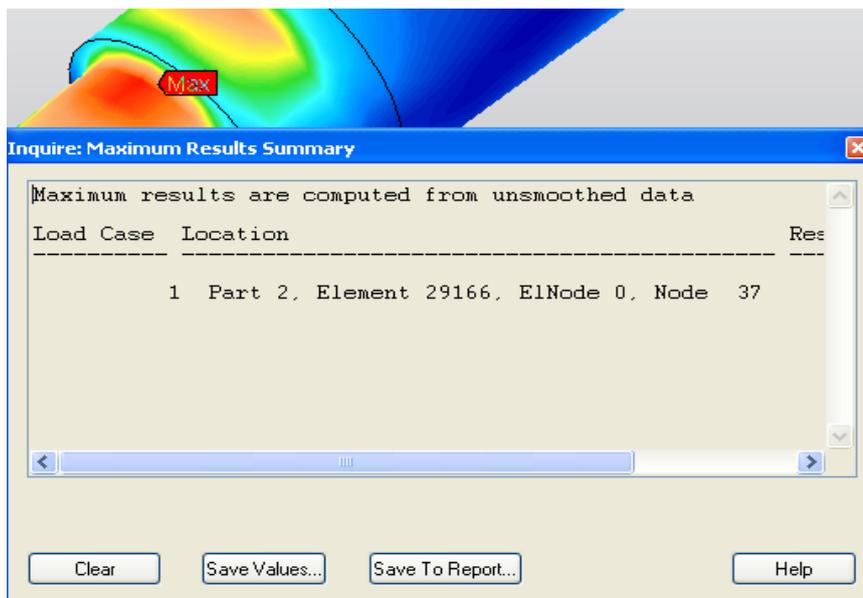


Figura 5.36: Nodo con el de factor de seguridad más bajo.

6. Conclusiones.

El conocimiento del estado tensional de un eje ferroviario, es importante para la determinación de la resistencia a fatiga además de la necesidad para el diseño de los mismos.

La dificultad de obtención de modelos de elementos finitos representativos de las diferentes condiciones de funcionamiento, requiere de un conjunto de simplificaciones adecuadas.

Para la obtención de un modelo de elementos finitos representativo de un eje ferroviario, es necesario la simplificación de las distintas condiciones a las que este se encuentra sometido como la idealización de las condiciones de contorno el punto de aplicación de las mimas, la idealización de las cargas entre otros factores. La aplicación de estas simplificaciones permite la obtención de un modelo matemático cuyo comportamiento difiere en mayor o menor medida del comportamiento del sistema real.

Para la obtención de un modelo de elementos finitos es necesaria la discretización del modelo dividiendo el mismo en un número determinado de nodos. Este proceso introduce en el modelo un error.

Las simplificaciones de condiciones de contorno y fuerzas existentes que permiten la obtención del modelo matemático es posible la obtención de distintos modelos de elementos finitos atendiendo a la forma de reducir estas simplificaciones así como uso de distintos modelos y tamaños permite la obtención de numerosos modelos de elementos finitos.

La simulación de estos permite la modificación de los mismos obteniendo un modelo final representativo de los modelos matemático y real, este proceso es largo y complejo que requiere del uso de la experiencia y conocimiento preciso del método.

La aptitud de un modelo para la respuesta ante un conjunto de condiciones de funcionamiento se lleva a cabo a través de la validación de los resultados del mismo con los comportamientos del modelo matemático y el sistema real, llevando a cabo a través de los distintos modelos la disminución de los errores de idealización y discretización.

El modelo más adecuado será aquel que mejor resultados presente atendiendo a distintos criterios adicionales como tiempo de cálculo, así como errores ante diferentes estados de simulación.

Durante el desarrollo del trabajo se ha llevado a cabo la obtención de un modelo del que se han extraído las anteriores conclusiones de las distintas simulaciones realizadas. El proceso desarrollado es un pequeño resumen del proceso real de obtención de un modelo de elementos finitos debido a la complejidad de obtención de modelos representativos de estados reales.

El modelo obtenido ha sido validado para las condiciones de funcionamiento indicadas a lo largo de trabajo, siendo necesario la validación del mismo para distintas situaciones de carga como es el caso de comportamiento dinámico, mejorando las simplificaciones realizadas a lo largo del trabajo, quedando este proceso para trabajos futuros.

Bibliografía

- [1] Mario León. Diccionario de tecnología ferroviaria. 3ª ed. Madrid: Babel 2000 S.A, 1995.
- [2] Daniel Álvarez Mántaras, Pablo Luque Rodríguez. Ingeniería e infraestructura de los transportes. Ferrocarriles. 4a ed. Universidad de Oviedo, 1998.
- [3] Francisco Javier González Fernández. Ingeniería ferroviaria. Julio Fuentes Losa. 4a ed. Editorial Uned, 2010.
- [4] Robert L. Mott, P E. Diseño de elementos de máquinas. 4a ed. Mexico: Pearson, 2004.
- [5] Kamaraju Ramakrishna. Automobile engineering. 6a ed. Nueva Delhi: PHI Learning Private Limited, 2012.
- [6] AENOR. Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y boguies. UNE EN 13104 + A2. Madrid: AENOR, 2013.
- [7] Irving H. Shames. Clive L. Dym. Energy and finite element. Methods in structural mechanics. 1a ed. Nueva Delhi: New Age International, 1991.
- [8] Robert D. Cook, David S. Malkus, Michael E. Plesha, Robert J. Witt. Concepts and applications of finite elements analysis. 4a ed. Denvers: Jonh Wiley & sons, 2002.
- [9] G. R. Liu, S. S. Quek. The finite element method. A practical course. 2a ed. Waltham: Elseviver, 2014.
- [10] Kenneth H. Huebner, Douglas E. Smith. The finite element method for engineers. Ted G. Byron. 4a ed. Danvers: Jonh Wiley & Sons, 2001.
- [11] R. Stenberg. Finite element methods. Fifty years of the Courant element. P. Neittaanmäki. 3a ed. Nueva York: Marcel Dekker, 1994.
- [12] <http://www.autodesk.com>. Información del software Autodesk Simulation Multiphysics. Fecha de última consulta: 15 Febrero 2014.
- [13] www.help.autodesk.com Fecha de última consulta: 13 Mayo 2014
- [14] Hartmut Hintze, Katrin Mädler, Uwe Zerbst. Fracture Mechanics in railways applications – an overview. Marzo 2004. Revista internacional de fatiga vol. 24. Pg 34 – 46.
- [15] José Martinez Casas, Laura Mazzola, Luis Baeda, Stefano Brudi .Numerical estimation of stresses in railway axles using a train–track interaction model Septiembre 2013. Revista internacional de fatiga volume 47: pag 18 -30, 2013
- [16] O Yasniy, Y. Lapusta, Y. Pyndus, A. Sorochak, V. Yasniy. Assessment of lifetime of railway axle. Mayo 2013. Revista internacional de fatiga vol:50. Pag 40 – 46.

- [17] Myung-Kwan Song, Hyuk-Chun Noh, Chang-Koon Choi. A new three-dimensional finite element analysis model of high-speed train–bridge interaction. Octubre 2003 . Revista internacional de fatiga volumen 25. Pag 1611-1626.
- [18] K. Hirakawa, K. Toyamma, M. Kubota. The analysis and prevention of failure in railway axle. Marzo 1998. Revista internacional de fatiga vol. 20. Pag 135 – 141.
- [19] AENOR. Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y boguies. UNE EN 13260:2010 + A2. Madrid: AENOR, 2011.
- [20] Erik Oberg, Franklin D. Jones, Henry H Ryffel. Machinery handbook. 26a ed. New York: Industrial Press, 2000.
- [21] Shigley
- [22] AENOR. Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y boguies. UNE EN 13103 + A2. Madrid: AENOR, 2013.
- [23] Diseño a fatiga ITEA
- [24] AENOR. Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y boguies. UNE EN 13261:2010 + A2. Madrid: AENOR, 2011.
- [25] M. Madia, S. Beretta. An investigation on the influence of rotary bending and press fitting on stress intensity factors and fatigue crack growth in railway axles. Mayo 2008. Ingeniería mecánica de la fractura; vol 75, pag 1906 – 1920.
- [26] Y. Zhang, B. McClain. Design of interference fits via finite element method. Septiembre 2000. Revista internacional de ciencias mecánicas. Pag 1835 – 1950.
- [27] <http://www.renfe.es>. Información de las vías de alta velocidad. Fecha de última consulta: 25 Julio 2014.

Anexos

Norma UNE EN 13104

Norma UNE EN 13260

Norma UNE EN 13361

Plano con dimensiones principales eje

Abril 2013

TÍTULO

Aplicaciones ferroviarias

Ejes montados y bogies

Ejes motores

Método de diseño

Railway applications. Wheelsets and bogies. Powered axles. Design method.

Applications ferroviaires. Essieux montés et bogies. Essieux-axes moteurs. Méthode de conception.

CORRESPONDENCIA

Esta norma es la versión oficial, en español, de la Norma Europea EN 13104:2009+A2:2012.

OBSERVACIONES

Esta norma sustituye a la Norma EN 13104:2009+A1:2010 (ratificada por AENOR).

ANTECEDENTES

Esta norma ha sido elaborada por el comité técnico AEN/CTN 25 *Aplicaciones ferroviarias* cuya Secretaría desempeña CETREN.

AENOR

NORMA EUROPEA
EUROPEAN STANDARD
NORME EUROPÉENNE
EUROPÄISCHE NORM

EN 13104:2009+A2

Octubre 2012

ICS 45.040

Sustituye a EN 13104:2009+A1:2010

Versión en español

**Aplicaciones ferroviarias
Ejes montados y bogies
Ejes motores
Método de diseño**

Railway applications. Wheelsets and bogies. Powered axles. Design method.

Applications ferroviaires. Essieux montés et bogies. Essieux-axes moteurs. Méthode de conception.

Bahnanwendungen. Radsätze und Drehgestelle. Treibradsatzwellen. Konstruktionsverfahren.

Esta norma europea ha sido aprobada por CEN el 2008-12-26 y incluye la Modificación 1 aprobada por CEN el 2010-09-14 y la Modificación 2 aprobada por CEN el 2012-09-25.

Los miembros de CEN están sometidos al Reglamento Interior de CEN/CENELEC que define las condiciones dentro de las cuales debe adoptarse, sin modificación, la norma europea como norma nacional. Las correspondientes listas actualizadas y las referencias bibliográficas relativas a estas normas nacionales pueden obtenerse en el Centro de Gestión de CEN, o a través de sus miembros.

Esta norma europea existe en tres versiones oficiales (alemán, francés e inglés). Una versión en otra lengua realizada bajo la responsabilidad de un miembro de CEN en su idioma nacional, y notificada al Centro de Gestión, tiene el mismo rango que aquéllas.

Los miembros de CEN son los organismos nacionales de normalización de los países siguientes: Alemania, Antigua República Yugoslava de Macedonia, Austria, Bélgica, Bulgaria, Chipre, Croacia, Dinamarca, Eslovaquia, Eslovenia, España, Estonia, Finlandia, Francia, Grecia, Hungría, Irlanda, Islandia, Italia, Letonia, Lituania, Luxemburgo, Malta, Noruega, Países Bajos, Polonia, Portugal, Reino Unido, República Checa, Rumanía, Suecia, Suiza y Turquía.

CEN
COMITÉ EUROPEO DE NORMALIZACIÓN
European Committee for Standardization
Comité Européen de Normalisation
Europäisches Komitee für Normung
CENTRO DE GESTIÓN: Avenue Marnix, 17-1000 Bruxelles

© 2012 CEN. Derechos de reproducción reservados a los Miembros de CEN.

ÍNDICE

| | Página |
|---|-----------|
| PRÓLOGO | 6 |
| INTRODUCCIÓN..... | 7 |
| 1 OBJETO Y CAMPO DE APLICACIÓN..... | 7 |
| 2 NORMAS PARA CONSULTA..... | 8 |
| 3 SÍMBOLOS Y ABREVIATURAS..... | 8 |
| 4 GENERALIDADES | 10 |
| 5 FUERZAS Y MOMENTOS A TENER EN CUENTA | 10 |
| 5.1 Tipos de fuerzas | 10 |
| 5.2 Efectos debidos a masas en movimiento | 10 |
| 5.3 Efectos debidos al frenado | 15 |
| 5.4 Efectos debidos a la curvatura y geometría de la rueda | 15 |
| 5.5 Efectos debidos a la tracción | 16 |
| 5.6 Cálculo del momento resultante..... | 16 |
| 6 DETERMINACIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS PARA LAS DIVERSAS PARTES DEL EJE..... | 21 |
| 6.1 Esfuerzos en las distintas secciones del eje..... | 21 |
| 6.2 Determinación del diámetro para las manguetas y cuerpo del eje..... | 25 |
| 6.3 Determinación del diámetro de las diferentes zonas de calado a partir del diámetro del cuerpo del eje o a partir de las manguetas..... | 26 |
| 6.3.1 Zona de calado del obturador | 26 |
| 6.3.2 Transición entre la superficie de la zona de calado del obturador y la zona de calado de la rueda..... | 27 |
| 6.3.3 Zona de calado de la rueda sin zona de calado adyacente | 28 |
| 6.3.4 Caso de dos zonas de calado adyacentes..... | 28 |
| 6.3.5 Caso de dos zonas de calado no adyacentes | 29 |
| 7 ESFUERZOS MÁXIMOS PERMITIDOS | 29 |
| 7.1 Generalidades | 29 |
| 7.2 Calidad de acero EA1N..... | 29 |
| 7.3 Calidades de acero distintas de EA1N..... | 30 |
| ANEXO A (Informativo) MODELO DE LA HOJA DE CÁLCULO PARA UN EJE | 34 |
| ANEXO B (Informativo) PROCEDIMIENTO PARA EL CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE CARGA PARA VEHÍCULOS PENDULARES..... | 35 |
| ANEXO C (Informativo) VALORES DE LAS FUERZAS A TOMAR EN CONSIDERACIÓN PARA LOS EJES MONTADOS EN VÍAS DE ANCHO REDUCIDO (MÉTRICO O CERCANO AL METRO)..... | 36 |

| | | |
|-------------------------------|--|-----------|
| ANEXO D (Normativo) | MÉTODO DE DETERMINACIÓN DE LOS LÍMITES DE FATIGA A TAMAÑO REAL PARA NUEVOS MATERIALES | 37 |
| D.1 | Campo de aplicación | 37 |
| D.2 | Requisitos generales para las probetas de ensayo | 37 |
| D.3 | Requisitos generales para los equipos de ensayo | 37 |
| D.4 | Límite de fatiga del cuerpo del eje ("F1")..... | 38 |
| D.4.1 | Geometría..... | 38 |
| D.4.2 | Verificación del esfuerzo aplicado | 38 |
| D.4.3 | Criterio de finalización de ensayo | 39 |
| D.4.4 | Determinación del límite de fatiga | 39 |
| D.5 | Límite de fatiga del hueco del eje ("F2") | 39 |
| D.5.1 | Geometría..... | 39 |
| D.5.2 | Verificación del esfuerzo aplicado | 40 |
| D.5.3 | Criterio de finalización de ensayo | 40 |
| D.5.4 | Determinación del límite de fatiga | 40 |
| D.6 | Límite de fatiga de la zona de calado ("F3" y "F4")..... | 40 |
| D.6.1 | Geometría..... | 40 |
| D.6.2 | Verificación del esfuerzo aplicado | 42 |
| D.6.3 | Criterio de finalización de ensayo | 42 |
| D.6.4 | Determinación del límite de fatiga | 42 |
| D.7 | Información incluida en el informe de ensayo | 42 |
| ANEXO ZA (Informativo) | {A1▶} CAPÍTULOS DE ESTA NORMA EUROPEA RELACIONADOS CON LOS REQUISITOS ESENCIALES U OTRAS DISPOSICIONES DE LA DIRECTIVA 2008/57/CE | 44 |
| BIBLIOGRAFÍA..... | | 47 |

PRÓLOGO

Esta Norma EN 13104:2009+A2:2010 ha sido elaborada por el Comité Técnico CEN/TC 256 *Aplicaciones ferroviarias*, cuya Secretaría desempeña DIN.

Esta norma europea debe recibir el rango de norma nacional mediante la publicación de un texto idéntico a ella o mediante ratificación antes de finales de abril de 2013, y todas las normas nacionales técnicamente divergentes deben anularse antes de finales de abril de 2013.

Se llama la atención sobre la posibilidad de que algunos de los elementos de este documento estén sujetos a derechos de patente. CEN y/o CENELEC no es(son) responsable(s) de la identificación de dichos derechos de patente.

Esta norma incluye la Modificación 1 aprobada por CEN el 2010-09-14 y la Modificación 2 aprobada por CEN el 2012-09-25.

Esta norma anula y sustituye a la Norma {A2▶} EN 13104:2009+A1:2010 {◀A2}

El comienzo y el final del texto introducido o modificado se indican por los símbolos {A1▶} {◀A1} y {A2▶} {◀A2}.

{A1▶} Esta norma europea ha sido elaborada bajo un Mandato dirigido a CEN/CENELEC/ETSI por la Comisión Europea y por la Asociación Europea de Libre Comercio, y sirve de apoyo a los requisitos esenciales de las Directivas europeas 2008/57/CE. {◀A1}

{A1▶} La relación con las Directivas 2008/57/CE UE se recoge en el anexo informativo ZA, que forma parte integrante de esta norma. {◀A1}

De acuerdo con el Reglamento Interior de CEN/CENELEC, están obligados a adoptar esta norma europea los organismos de normalización de los siguientes países: Alemania, Antigua República Yugoslava de Macedonia, Austria, Bélgica, Bulgaria, Chipre, Croacia, Dinamarca, Eslovaquia, Eslovenia, España, Estonia, Finlandia, Francia, Grecia, Hungría, Irlanda, Islandia, Italia, Letonia, Lituania, Luxemburgo, Malta, Noruega, Países Bajos, Polonia, Portugal, Reino Unido, República Checa, Rumanía, Suecia, Suiza y Turquía.

INTRODUCCIÓN

Los ejes de ferrocarril fueron de los primeros componentes de trenes que dieron lugar a problemas de fatiga.

Hace muchos años, se desarrollaron métodos específicos para poder diseñar estos ejes. Estos métodos están basados en una realimentación del análisis del comportamiento en servicio de los ejes combinada con el examen de fallos y en los ensayos de fatiga efectuados en el laboratorio, para así determinar las características y optimizar el diseño y los materiales a utilizar en los ejes.

Un grupo de trabajo europeo bajo los auspicios de la UIC¹⁾ empezó a armonizar estos métodos a principios de los años 70. Esto condujo a un documento ORE²⁾, aplicable al diseño de ejes del material remolcado, posteriormente incluidos en las normas nacionales (francesas, alemanas e italianas).

Este método se extrapoló con éxito a Francia para el diseño de ejes motores y la norma francesa también se aplica a estos ejes. Posteriormente este método se convirtió en una ficha UIC.

La bibliografía recoge un listado de los documentos relevantes utilizados a efectos de referencia. El método allí descrito está basado en su mayor parte en cargas convencionales y aplica la teoría de la viga para el cálculo de esfuerzos. Las recomendaciones de forma y de esfuerzos se derivan de los ensayos de laboratorio y el resultado está validado por muchos años de funcionamiento en diferentes sistemas ferroviarios.

Esta norma se basa en su mayor parte en este método, que ha sido mejorado y cuyo objeto y campo de aplicación ha sido ampliado.

1 OBJETO Y CAMPO DE APLICACIÓN

Esta norma:

- define las fuerzas y momentos que tienen que tenerse en cuenta en función de las masas y condiciones de tracción y de frenado;
- proporciona el método de cálculo de esfuerzos para ejes con manguetas exteriores;
- especifica los esfuerzos máximos admisibles que tienen que tomarse en consideración en los cálculos para la calidad de acero EAIN, definido en la Norma EN 13261;
- describe el método para la determinación de los esfuerzos máximos admisibles para otras calidades de acero;
- determina los diámetros de las distintas secciones del eje y recomienda las formas y transiciones más adecuadas para proporcionar un buen comportamiento en servicio.

Esta norma es aplicable a:

- ejes motores macizos y huecos del material rodante ferroviario;
- ejes portadores macizos y huecos de bogies motores;
- ejes portadores macizos y huecos de locomotoras³⁾;
- ejes definidos en la Norma EN 13261;
- todos los anchos de vía⁴⁾.

1) UIC: Unión Internacional de Ferrocarriles ("*Union Internationale des Chemins de Fer*").

2) ORE: Oficina de Investigación y Ensayos de la UIC ("*Office de Recherches et d'Essais de l'UIC*").

3) En Francia la interpretación del término "locomotive" incluye "*locomotive, locomoteur o locotracteur*".

4) Si el ancho de vía no es normal, algunas fórmulas necesitan adaptarse.

Esta norma se aplica a ejes portadores destinados al material rodante para circular en condiciones europeas normales. Antes de hacer uso de esta norma, si existe alguna duda para establecer si las condiciones de explotación del ferrocarril son normales, es necesario determinar si se tiene que aplicar un coeficiente de seguridad de diseño adicional a los esfuerzos máximos permitidos. El cálculo de los ejes montados para aplicaciones especiales (por ejemplo para máquinas bateadoras, máquinas alineadoras y máquinas niveladoras) puede realizarse según esta norma para los casos de carga de vehículo aislado y de vehículo incorporado a un tren. Esta norma no se aplica para casos de carga en trabajo. Estos se calculan por separado.

Para vehículos ligeros y tranvías, pueden aplicarse otras normas o documentos aceptados entre el cliente y el proveedor.

2 NORMAS PARA CONSULTA

Las normas que a continuación se indican son indispensables para la aplicación de esta norma. Para las referencias con fecha, sólo se aplica la edición citada. Para las referencias sin fecha se aplica la última edición de la norma (incluyendo cualquier modificación de ésta).

EN 13260:2003 *Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes montados. Requisitos de producto.*

EN 13261:2003 *Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes. Requisitos de producto.*

3 SÍMBOLOS Y ABREVIATURAS

Para los fines de esta norma se aplican los símbolos y abreviaturas de la tabla 1:

Tabla 1

| Símbolo | Unidad | Descripción |
|-------------|------------------|---|
| m_1 | kg | Masa en las manguetas por eje (incluyendo las masas de los rodamientos y de las cajas de grasa) |
| m_2 | kg | Masa del eje y masas sobre el eje entre los planos de rodadura (disco de freno, etc.) |
| $m_1 + m_2$ | kg | Para el eje considerado, es la masa aplicada sobre los carriles |
| g | m/s ² | Aceleración debida a la gravedad |
| P | N | La mitad de la fuerza vertical por cada eje sobre el carril $\frac{(m_1 + m_2)g}{2}$ |
| P_0 | N | Fuerza vertical estática por cada mangueta, cuando el eje está cargado simétricamente $\frac{m_1 g}{2}$ |
| P_1 | N | Fuerza vertical sobre la mangueta más cargada |
| P_2 | N | Fuerza vertical sobre la mangueta menos cargada |
| P' | N | Parte de P frenado por cualquier sistema mecánico de freno |
| Y_1 | N | Fuerza horizontal de la rueda sobre el carril, perpendicular al carril, en el lado de la mangueta más cargada |
| Y_2 | N | Fuerza horizontal de la rueda sobre el carril, perpendicular al carril, en el lado de la mangueta menos cargada |

| Símbolo | Unidad | Descripción |
|----------------|-------------------|--|
| H | N | Fuerza que equilibra las fuerzas Y_1 e Y_2 |
| Q_1 | N | Reacción vertical sobre la rueda situada del lado de la mangueta más cargada |
| Q_2 | N | Reacción vertical sobre la rueda situada del lado de la mangueta menos cargada |
| F_i | N | Fuerzas ejercidas por las masas de los elementos no suspendidos, situadas entre las dos ruedas [disco(s) de freno, piñón, etc.] |
| F_f | N | Fuerza máxima aplicada a las zapatas de un mismo portazapatas sobre una rueda o fuerza de las superficie de contacto de las pastillas sobre un disco |
| M_x | N·mm | Momento de flexión producido por las masas en movimiento |
| M'_x, M'_z | N·mm | Momentos de flexión producidos por el frenado |
| M'_y | N·mm | Momento de torsión producido por el frenado |
| M''_x, M''_z | N·mm | Momentos de flexión producidos por la fuerza de tracción |
| M''_y | N·mm | Momento de torsión producido por la fuerza de tracción |
| MX, MZ | N·mm | Suma de los momentos de flexión |
| MY | N·mm | Suma de los momentos de torsión |
| MR | N·mm | Momento resultante |
| $2b$ | mm | Distancia entre los puntos de aplicación de las fuerzas verticales sobre las manguetas del eje |
| $2s$ | mm | Distancia entre los círculos de rodadura de la rueda |
| h_1 | mm | Altura por encima de la línea central del eje del centro de gravedad de las masas soportadas por el eje |
| y_i | mm | Distancia entre el círculo de rodadura de una rueda y la fuerza F_i |
| y | mm | Abscisa para cualquier sección del eje medida desde la sección sometida a la fuerza P_1 |
| Γ | | Coefficiente de fricción medio entre la rueda y la zapata de freno o entre las pastillas de freno y el disco |
| σ | N/mm ² | Esfuerzo calculado en una sección |
| K | | Coefficiente de concentración del esfuerzo de fatiga |
| R | mm | Radio nominal del círculo de rodadura de una rueda |
| R_b | mm | Radio de frenado |
| d | mm | Diámetro para una sección del eje |
| d' | mm | Diámetro interior de un eje hueco |
| D | mm | Diámetro utilizado para determinar K |
| r | mm | Radio de la curva de transición utilizado para determinar K |
| S | | Coefficiente de seguridad |
| G | | Centro de gravedad |

| Símbolo | Unidad | Descripción |
|----------|-------------------|---|
| R_{fL} | N/mm ² | Límite de fatiga en flexión rotativa hasta 10 ⁷ ciclos para probetas lisas |
| R_{fE} | N/mm ² | Límite de fatiga en flexión rotativa hasta 10 ⁷ ciclos para probetas con entalla |
| a_q | m/s ² | Desequilibrio de la aceleración transversal |
| f_q | | Factor de propulsión |

4 GENERALIDADES

Las fases principales para el diseño de un eje son las siguientes:

- a) definición de las fuerzas que tienen que tenerse en cuenta y cálculo de los momentos en las diferentes secciones del eje;
- b) selección de los diámetros para el cuerpo del eje y las manguetas y, sobre la base de estos diámetros, cálculo de los diámetros de otras secciones;
- c) verificación de las opciones tomadas de la siguiente manera:
 - cálculo del esfuerzo para cada sección;
 - comparación de estos esfuerzos con los esfuerzos máximos permitidos.

Los esfuerzos máximos permitidos se definen principalmente por:

- la calidad del acero;
- si el eje es macizo o hueco;
- el tipo de transmisión de la fuerza motriz.

El anexo A presenta un ejemplo de hoja de cálculo.

5 FUERZAS Y MOMENTOS A TENER EN CUENTA

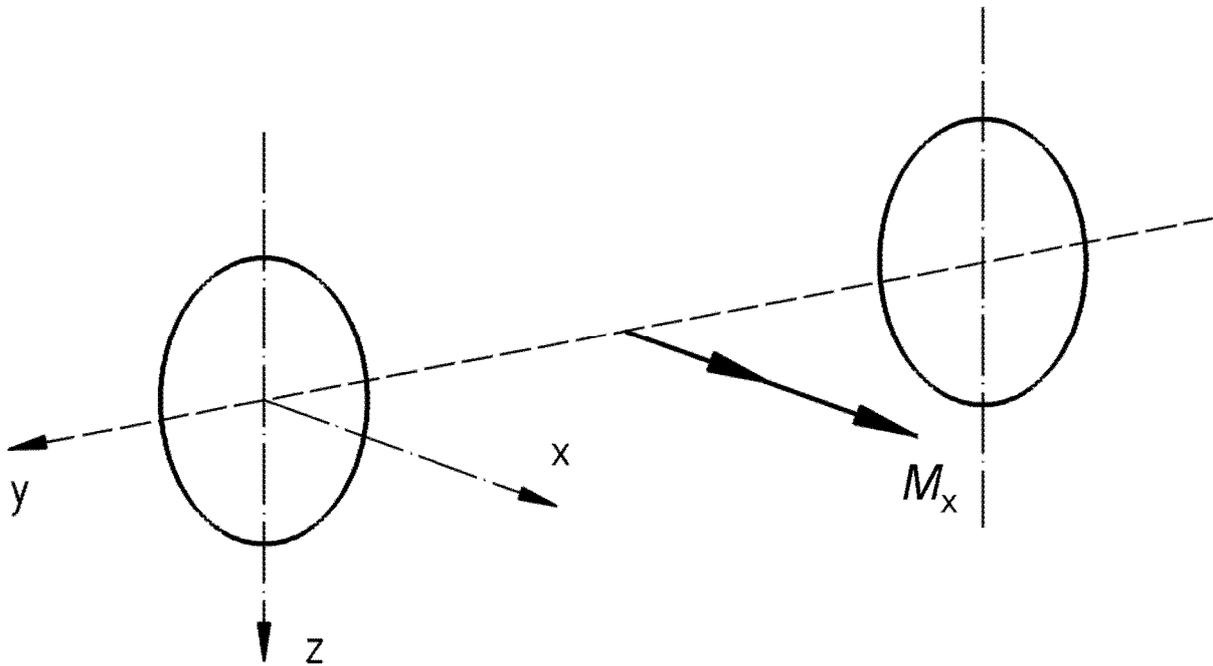
5.1 Tipos de fuerzas

Se van a tratar dos tipos de fuerzas en función de:

- las masas en movimiento;
- el sistema de frenado;
- la tracción.

5.2 Efectos debidos a masas en movimiento

Las fuerzas producidas por las masas en movimiento están situadas en el plano vertical de simetría (y, z) que corta la línea central del eje (véase la figura 1).

**Figura 1**

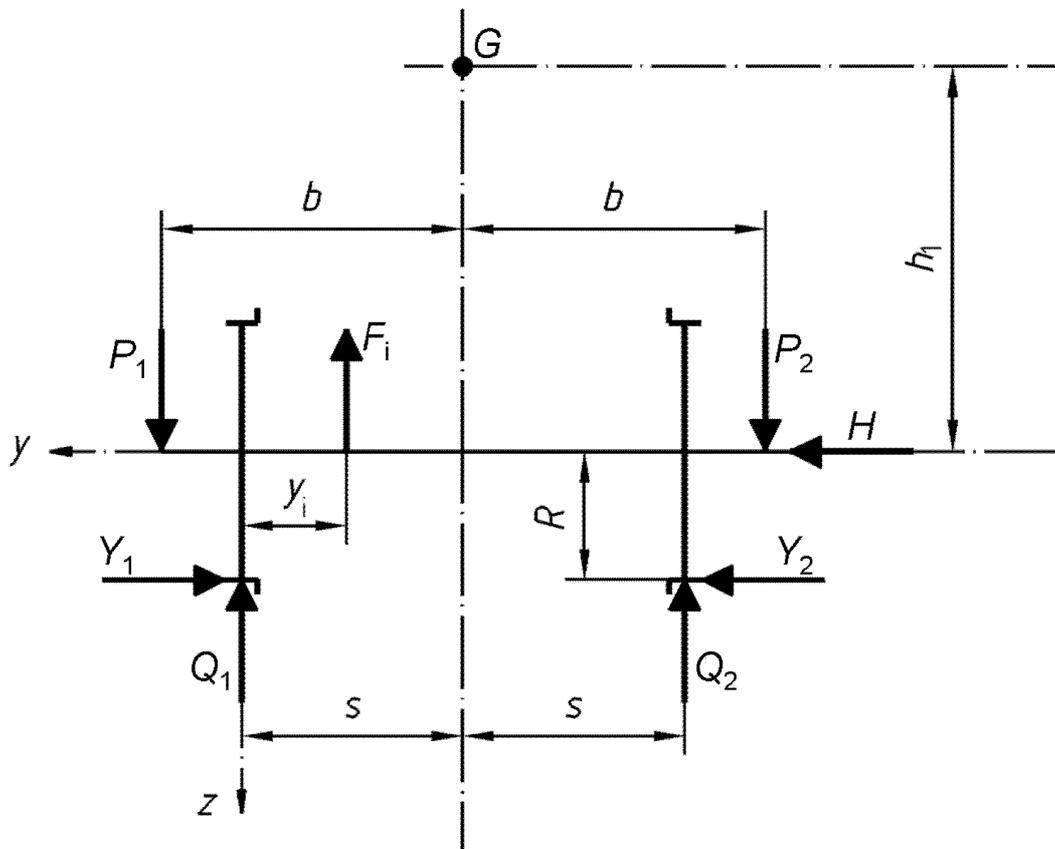
A menos que el cliente defina lo contrario, las masas ($m_1 + m_2$) que tienen que tenerse en cuenta para las aplicaciones principales del material rodante se definen en la tabla 2. Para aplicaciones específicas como, por ejemplo, los vehículos de cercanías, se necesitan otras definiciones para las masas, de conformidad con los requisitos específicos de explotación.

Tabla 2

| Tipos de unidades de material rodante | Masa ($m_1 + m_2$) |
|---|---|
| Unidades de tracción sin plazas para viajeros, sin zonas de equipaje ni furgones de correo | Para el eje considerado, fracción de la masa del vehículo en el caso de carga máxima prevista en servicio. |
| <p data-bbox="164 506 707 566">Unidades de tracción con plazas para viajeros, con zonas de equipaje o con furgones de correos</p> <p data-bbox="164 584 523 613">1 – Vehículos de grandes líneas ^a</p> <p data-bbox="164 1061 488 1090">2 – Vehículos de cercanías ^{a, b}</p> | <p data-bbox="735 584 1434 712">Masa en servicio + $1,2 \times$ carga neta, la "masa en servicio" se define como la masa del vehículo sin viajeros, con los depósitos llenos (de agua, arena, combustible, etc.);</p> <p data-bbox="735 723 1434 784">la "carga neta" se define como la masa del viajero, la cual se estima en 80 kg, incluyendo equipaje de mano;</p> <ul data-bbox="735 795 1434 1010" style="list-style-type: none"> – 1 viajero por asiento; – 2 viajeros por m^2 en pasillos y plataformas de intercomunicación; – 2 viajeros por compartimento para personal de asistencia en viaje; – 300 kg por m^2 en compartimentos de equipaje. <p data-bbox="735 1066 1434 1193">Masa en servicio + $1,2 \times$ carga neta, La "masa en servicio" se define como la masa del vehículo sin viajeros, con los depósitos llenos (de agua, arena, combustible, etc.);</p> <p data-bbox="735 1205 1434 1265">la "carga neta" se define como la masa del viajero, la cual se estima en 70 kg (con poco o nada de equipaje);</p> <ul data-bbox="735 1276 1434 1451" style="list-style-type: none"> – 1 viajero por asiento; – 3 viajeros por m^2 en zonas de pasillos; – 4 o 5 viajeros por m^2 en zonas de plataformas de intercomunicación ^b; – 300 kg por m^2 en compartimentos de equipaje. |
| <p data-bbox="164 1476 1434 1581">^a Las cargas netas que tienen que tenerse en cuenta para determinar los vehículos de grandes líneas y vehículos de cercanías reflejan ampliamente las condiciones normales de explotación de la red ferroviaria de la Unión Internacional de Ferrocarriles (UIC). Si las condiciones de funcionamiento difieren significativamente, las masas pueden modificarse, por ejemplo, aumentando o disminuyendo el número de viajeros por m^2 en pasillos y plataformas de intercomunicación.</p> <p data-bbox="164 1588 1434 1621">^b En algunas ocasiones, estos vehículos están relacionados con las clases de compartimentos del viajero, es decir, primera o segunda clase.</p> | |

El momento de flexión M_x en cualquier sección se calcula a partir de las fuerzas P_1 , P_2 , Q_1 , Q_2 , Y_1 , Y_2 y F_i como muestra la figura 2. Representa el caso más desfavorable para el eje, es decir:

- la distribución asimétrica de las fuerzas;
- la dirección de las fuerzas F_i causadas por las masas de los componentes no suspendidos seleccionados de tal manera que sus efectos de flexión se suman a los efectos producidos por las fuerzas verticales;
- el valor de las fuerzas F_i proviene de multiplicar la masa de cada componente no suspendido por 1 g.



Leyenda

G Centro de gravedad del vehículo

Figura 2

La tabla 3 muestra los valores de las fuerzas calculadas a partir de m_1 .

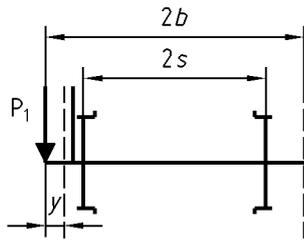
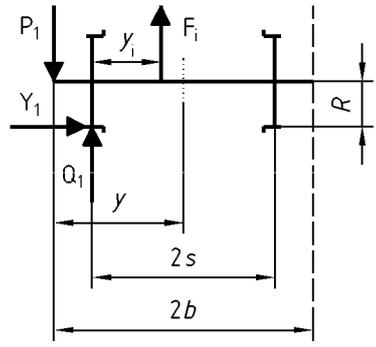
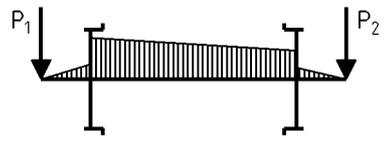
Los valores de los coeficientes de las fórmulas se aplican a ejes de ancho de vía normal con suspensión clásica. Para anchos de vía muy distintos, como, el ancho de vía métrico o un sistema nuevo de suspensión, por ejemplo, la suspensión pendular, deben tomarse en consideración otros valores (véanse los anexos informativos B y C).

Tabla 3

| | |
|--|---|
| <p>Para todos los ejes definidos en el campo de aplicación de esta norma</p> | $P_1 = (0,625 + 0,0875 h_1/b)m_1g$ $P_2 = (0,625 - 0,0875 h_1/b)m_1g$ $Y_1 = 0,35 m_1g$ $Y_2 = 0,175 m_1g$ $H = Y_1 - Y_2 = 0,175 m_1g$ |
| <p>Para todos los ejes</p> $Q_1 = \frac{1}{2s} [P_1(b+s) - P_2(b-s) + (Y_1 - Y_2)R - \sum_i F_i(2s - y_i)]$ $Q_2 = \frac{1}{2s} [P_2(b+s) - P_1(b-s) - (Y_1 - Y_2)R - \sum_i F_i y_i]$ | |

La tabla 4 muestra las fórmulas para calcular M_x para cada zona del eje y el esquema general de las variaciones de M_x a lo largo del eje.

Tabla 4

| Zona del eje | M_x^a |
|--|--|
| Entre el plano de carga y el plano de rodadura | $M_x = P_1 y$  |
| Entre los planos de rodadura | $M_x = P_1 y - Q_1(y - b + s) + Y_1 R - \sum_i F_i(y - b + s - y_i)$  <p>F_i: fuerza(s) situada(s) a la izquierda de la sección considerada</p> |
| Esquema general de las variaciones de M_x |  |

^a En caso de un eje asimétrico, los cálculos deben llevarse a cabo alternativamente después de aplicar la carga a las dos manguetas con el fin de determinar el peor de los casos.

5.3 Efectos debidos al frenado

El frenado produce momentos que pueden representarse por tres componentes: M'_x , M'_y , M'_z (véase la figura 3).

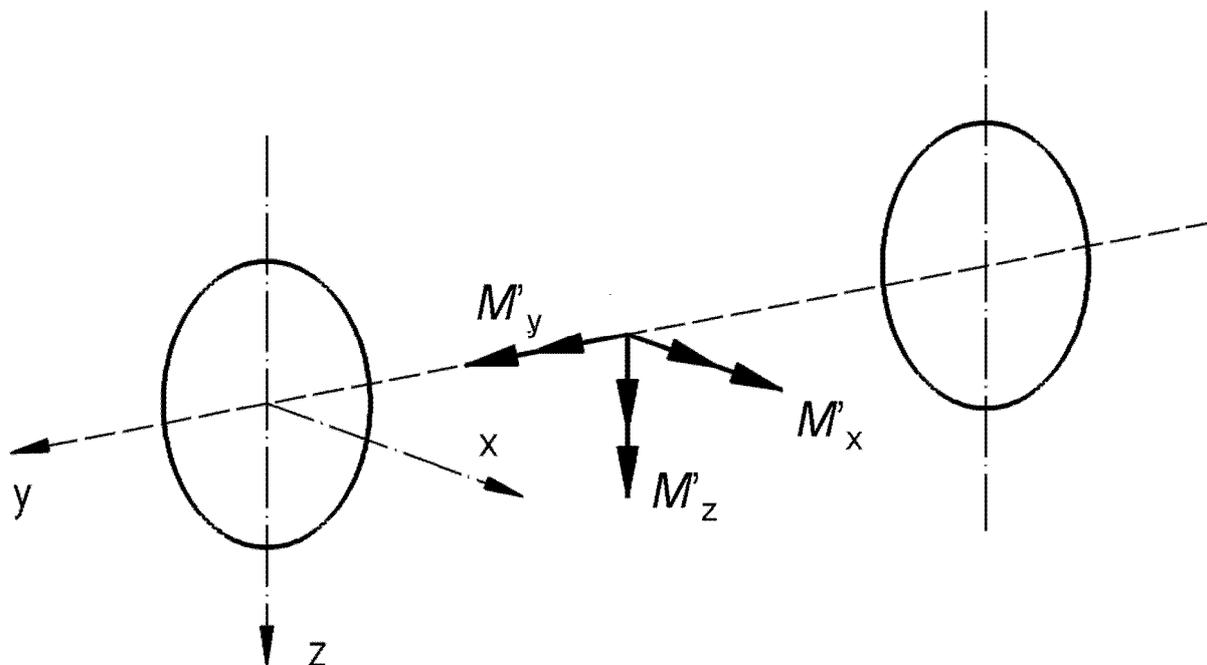


Figura 3

- la componente de flexión M'_x se debe a las fuerzas verticales paralelas al eje z ;
- la componente de flexión M'_z se debe a las fuerzas horizontales paralelas al eje x ;
- la componente de torsión M'_y se dirige a lo largo de la línea central del eje (eje y) debido a las fuerzas tangenciales aplicadas a las ruedas.

La tabla 6 muestra las componentes M'_x , M'_y y M'_z para cada modalidad de frenado.

En caso de superposición de varias modalidades de frenado, se deben sumar los valores correspondientes de cada modalidad.

Por ejemplo, se añadir considerar los momentos y fuerzas producidas por el frenado reostático o de recuperación.

NOTA Si se utilizan otras modalidades de frenado, las fuerzas y momentos que tienen que tenerse en cuenta se obtienen sobre la base de los mismos principios que para los casos indicados en la tabla 6. Se debería prestar una atención especial al cálculo de la componente M'_x , que hay que sumar directamente a la componente M_x que representa las masas en movimiento.

5.4 Efectos debidos a la curvatura y geometría de la rueda

Para un eje no frenado, el momento de torsión M'_y es igual a $0,2 PR$, teniendo en cuenta posibles diferencias de diámetro de las ruedas y el efecto de circulación en curva.

Para un eje frenado, estas influencias están incluidas en las influencias producidas por el frenado.

5.5 Efectos debidos a la tracción

Por lo general, las fuerzas producidas en el eje por la transmisión del par motor, en condiciones de adherencia constantes, son despreciables. El cálculo y la experiencia demuestran que los momentos de flexión M_x'' y M_z'' y el momento de torsión M_y'' producido por estas fuerzas de tracción son menores que los producidos por el frenado. Los momentos de tracción y de frenado no se producen de manera simultánea.

En el diseño del eje también se debería tener en cuenta la pérdida instantánea de la tracción, por ejemplo, un cortocircuito por sobrecarga.

Cuando los sistemas de control de la tracción adoptan la técnica de mantener el esfuerzo de tracción al límite de adherencia, toda oscilación resultante controlada alrededor del par motor medio debe tomarse en consideración para determinar la magnitud del momento de torsión M_y'' .

Para determinadas aplicaciones, cuando el par de arranque es muy elevado y cuando los arranques se producen con mucha frecuencia, el cálculo se debe llevar a cabo de la siguiente manera:

- a) en las condiciones normales descritas en los apartados 5.2, 5.3 y 5.4;
- b) en las condiciones iniciales siguientes:
 - 1) efectos debidos a masas en movimiento como se define en la tabla 5;
 - 2) efectos debidos al par de arranque.

Debe combinarse el efecto de las condiciones descritas en los puntos b.1) y en b.2).

Entre las condiciones descritas en los puntos a) y en b), tienen que aplicarse las condiciones más severas para definir el eje.

Tabla 5

| | |
|------------------------|---|
| Fuerzas en el arranque | $P_1 = 0,55 m_1g$ $P_2 = 0,55 m_1g$ $Y_1 = 0,10 m_1g$ $Y_2 = 0,05 m_1g$ $H = 0,05 m_1g$ |
|------------------------|---|

5.6 Cálculo del momento resultante

En todas las secciones, los esfuerzos máximos se calculan a partir del momento resultante MR (véase la nota siguiente), que es igual a:

$$MR = \sqrt{MX^2 + MY^2 + MZ^2}$$

donde MX , MY y MZ son la suma de las diferentes componentes producidas por las masas en movimiento y el frenado:

$$MX = M_x + \sum M'_x \quad 5)$$

$$MY = \sum M'_y \quad 5)$$

$$MZ = \sum M'_z \quad 5)$$

NOTA En un punto de la superficie exterior de un cilindro macizo de diámetro d (demostración análoga en el caso de uno hueco), las componentes MX , MY y MZ producen:

- un esfuerzo normal para MX y MZ ;
- un esfuerzo tangencial para MY .

El esfuerzo normal tiene el siguiente valor (flexión de las vigas de sección circular):

$$\sigma_n = \frac{32\sqrt{MX^2 + MZ^2}}{\pi d^3}$$

El esfuerzo tangencial tiene el siguiente valor (torsión de las vigas de sección circular):

$$\sigma_t = \frac{16MY}{\pi d^3}$$

Y de ello resultan dos esfuerzos principales σ_1 y σ_2 iguales a:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_n + \sqrt{\sigma_n^2 + 4\sigma_t^2}}{2} \quad \sigma_2 = \frac{\sigma_n - \sqrt{\sigma_n^2 + 4\sigma_t^2}}{2}$$

Puesto que el esfuerzo normal tiene un valor absoluto mucho mayor que el esfuerzo tangencial (de 10 a 20 veces), se selecciona el diámetro más grande del círculo de Mohr (en este caso, $\sigma_1 - \sigma_2$) para verificar el valor elegido para d .

$$\sigma = \sigma_1 - \sigma_2 = \sqrt{\sigma_n^2 + 4\sigma_t^2} = \frac{32}{\pi d^3} \sqrt{MX^2 + MZ^2 + MY^2}$$

Y de ello resulta la definición del momento resultante:

$$MR = \sqrt{MX^2 + MY^2 + MZ^2}$$

5) Los valores M'_x , M'_y , M'_z se pueden sustituir por M''_x , M''_y y M''_z respectivamente si los momentos producidos por la tracción son mayores que los momentos producidos por el frenado.

Tabla 6

| Componentes M'_x, M'_z, M'_y | Modalidad de frenado utilizada | | | |
|-----------------------------------|---|--|--|-------------------------------------|
| | Zapatatas de freno en los dos lados de cada rueda | | Zapatatas de freno sólo en un lado de cada rueda | |
| | Entre el plano de carga y el plano de rodadura | Entre los planos de rodadura | Entre el plano de carga y el plano de rodadura | Entre los planos de rodadura |
| M'_x | $M'_x = 0,3F_f\Gamma y$ a b | $M'_x = 0,3F_f\Gamma(b - s)$ a b | $M'_x = F_f\Gamma y$ b | $M'_x = F_f\Gamma(b - s)$ b |
| M'_z | $M'_z = F_f(0,3 + \Gamma)y$ a | $M'_z = F_f(0,3 + \Gamma)(b - s)$ A | $M'_z = F_f(1 + \Gamma)y$ | $M'_z = F_f(1 + \Gamma)(b - s)$ |
| M'_y | $M'_y = 0$ | $M'_y = 0,3 P'R$ c d | $M'_y = 0$ | $M'_y = 0,3 P'R$ c d |

Tabla 6 (Continuación)

| Componentes M'_x, M'_z, M'_y | Modalidad de frenado utilizada | | | | |
|-----------------------------------|---|---------------------------------------|--------------------------|---|------------------------------|
| | Dos frenos de disco calados obre el eje | | | Dos frenos de disco montados sobre el cubo de la rueda ^f | |
| | Entre el plano de carga y el plano de rodadura | Entre el plano de rodadura y el disco | Entre los discos | Entre el plano de carga y el plano de rodadura | Entre los planos de rodadura |
| M'_x | $M'_x = F_f \Gamma y$ $M'_x = F_f \Gamma (b - s + y_i)$ b B | | | $M'_x = F_f \Gamma y$ $M'_x = F_f \Gamma (b - s + y_i)$ b b | |
| | | | | | |
| M'_z | $M'_z = F_f \Gamma \frac{R_b}{R} y$ $M'_z = F_f \Gamma \frac{R_b}{R} (b - s)$ b B | | | $M'_z = F_f \Gamma \frac{R_b}{R} y$ $M'_z = F_f \Gamma (b - s) \frac{R_b}{R}$ b b | |
| | | | | | |
| M'_y | $M'_y = 0$ | $M'_y = 0,3 P'R$ d, e | $M'_y = 0,3 P'R$ d, e | $M'_y = 0$ | $M'_y = 0,3 P'R$ d, e |

Tabla 6 (Continuación)

| Componentes M'_x, M'_z, M'_y | Modalidad de frenado utilizada | | | |
|-----------------------------------|---|---|---|--|
| | Un freno de disco calado sobre el eje | | Un freno de disco montado sobre el cubo de la rueda ^f | |
| | Entre el primer plano de carga y el disco | Entre el disco y el segundo plano de carga | Entre el plano de carga y el plano de rodadura | Entre los planos de rodadura |
| M'_x | $M'_x = F_f \Gamma \frac{(b+s-y_i)}{2b} y$ <p>a</p> | $M'_x = F_f \Gamma \frac{(b-s+y_i)}{2b} (2b-y)$ <p>B</p> | $M'_x = \frac{1}{2} F_f \Gamma y (b+s-y_i)$ <p>b</p> | $M'_x = F_f \Gamma \frac{(b-s+y_i)}{2b} (2b-y)$ <p>b</p> |
| | | | | |
| M'_z | <p>Entre el plano de carga y el plano de rodadura</p> $M'_z = \frac{1}{2} F_f \Gamma \frac{R_b}{R} y$ | <p>Entre planos de rodadura</p> $M'_z = \frac{1}{2} F_f \Gamma \frac{R_b}{R} (b-s)$ | $M'_z = \frac{1}{2} F_f \Gamma \frac{R_b}{R} y \quad M'_z = \frac{1}{2} F_f \Gamma (b-s) \frac{R_b}{R}$ | |
| | | | | |
| M'_y | <p>Entre el plano de carga y el plano de rodadura</p> $M'_y = 0$ | <p>Entre planos de rodadura</p> $M'_y = 0,3 P'R$ <p>d, e</p> | $M'_y = 0$ | $M'_y = 0,3 P'R$ <p>d, e</p> |

Tabla 6 (Fin)

| | |
|---|---|
| a | El coeficiente 0,3 se obtiene de experimentos que establecieron las posibles diferencias entre las fuerzas aplicadas de dos zapatas de freno sobre cada rueda. |
| b | Mientras no se justifique lo contrario: – Para zapatas de freno: $\Gamma = 0,1$ para zapatas de freno de hierro fundido; $\Gamma = 0,17$ para todas las zapatas de freno con bajo coeficiente de fricción, excluyendo las de hierro fundido; $\Gamma = 0,25$ para todas las zapatas de freno con alto coeficiente de fricción, excluyendo las de hierro fundido. – Para pastillas de freno: $\Gamma = 0,35$. |
| c | Este valor se obtuvo a partir de ensayos experimentales y corresponde a una fuerza de frenado distinta entre las dos ruedas, que causa una diferencia de fuerza tangencial en las ruedas igual a $0,3 P'$. Incluye el momento de torsión definido en el apartado 5.3. |
| d | P' es la parte de P frenada con la modalidad de frenado considerada. |
| e | Por convenio, el momento de torsión entre los planos de rodadura se considera igual a $0,3 P'R$. Incluye el momento de torsión debido al frenado y el momento de torsión especificado en el apartado 5.4. |
| f | Cuando el disco está montado sobre el plato de la rueda, entonces $y_i = 0$. |

6 DETERMINACIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS PARA LAS DIVERSAS PARTES DEL EJE

6.1 Esfuerzos en las distintas secciones del eje

Dada cualquier sección del eje tomando d como diámetro, el esfuerzo⁶⁾ que tiene que tomarse en consideración es el siguiente:

– para un eje macizo (véase la figura 4a):
$$\sigma = \frac{K \times 32 \times MR}{\pi d^3}$$
 7)

– para un eje hueco (véase la figura 4b):

– en la superficie exterior:
$$\sigma = \frac{K \times 32 \times MR \times d}{\pi(d^4 - d'^4)}$$

– en el hueco:
$$\sigma = \frac{K \times 32 \times MR \times d'}{\pi(d^4 - d'^4)}$$

6) En el caso de una zona de calado cónica, el esfuerzo se calcula para la sección donde el momento resultante es el mayor y el diámetro de esa sección se considera igual al diámetro más pequeño de la zona.

7) K es un factor de concentración de esfuerzos de fatiga.

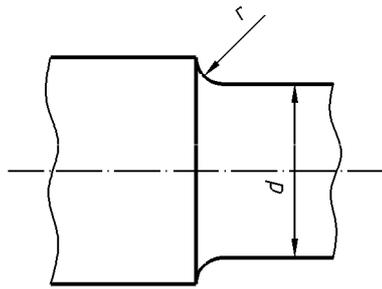


Figura 4a

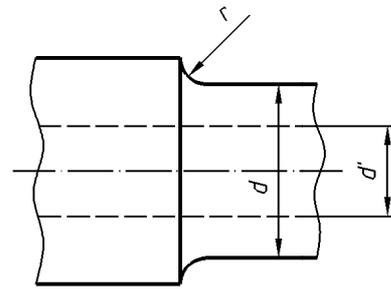


Figura 4b

En una parte cilíndrica situada sobre la superficie de un eje macizo o hueco y en el agujero de un eje hueco, el coeficiente de concentración de esfuerzos de fatiga K es igual a 1. Sin embargo, todo cambio de sección produce un aumento de esfuerzo, cuyo valor máximo puede encontrarse en:

- la transición inferior, entre dos partes cilíndricas contiguas de diámetros diferentes;
- la parte más profunda (fondo) de la acanaladura.

NOTA Cuando la transición tiene diferentes radios, se recomienda que la sección crítica no se encuentre en la intersección de dos radios. Si se produce esta situación, es necesario calcular el nivel de esfuerzo en la intersección de cada radio en el radio de transición compuesto.

El factor de concentración del esfuerzo de fatiga K para calcular este incremento se muestra en los gráficos de la figura 5 (transición entre dos partes cilíndricas) y la figura 6 (fondo de la acanaladura). Se obtiene a partir de dos relaciones:

$$\frac{r}{d} \text{ y } \frac{D}{d}$$

donde

- r radio de la curva de transición o radio de la acanaladura;
- d diámetro de la parte cilíndrica en la que se calcula la concentración de esfuerzos;
- D diámetro de la otra parte cilíndrica.

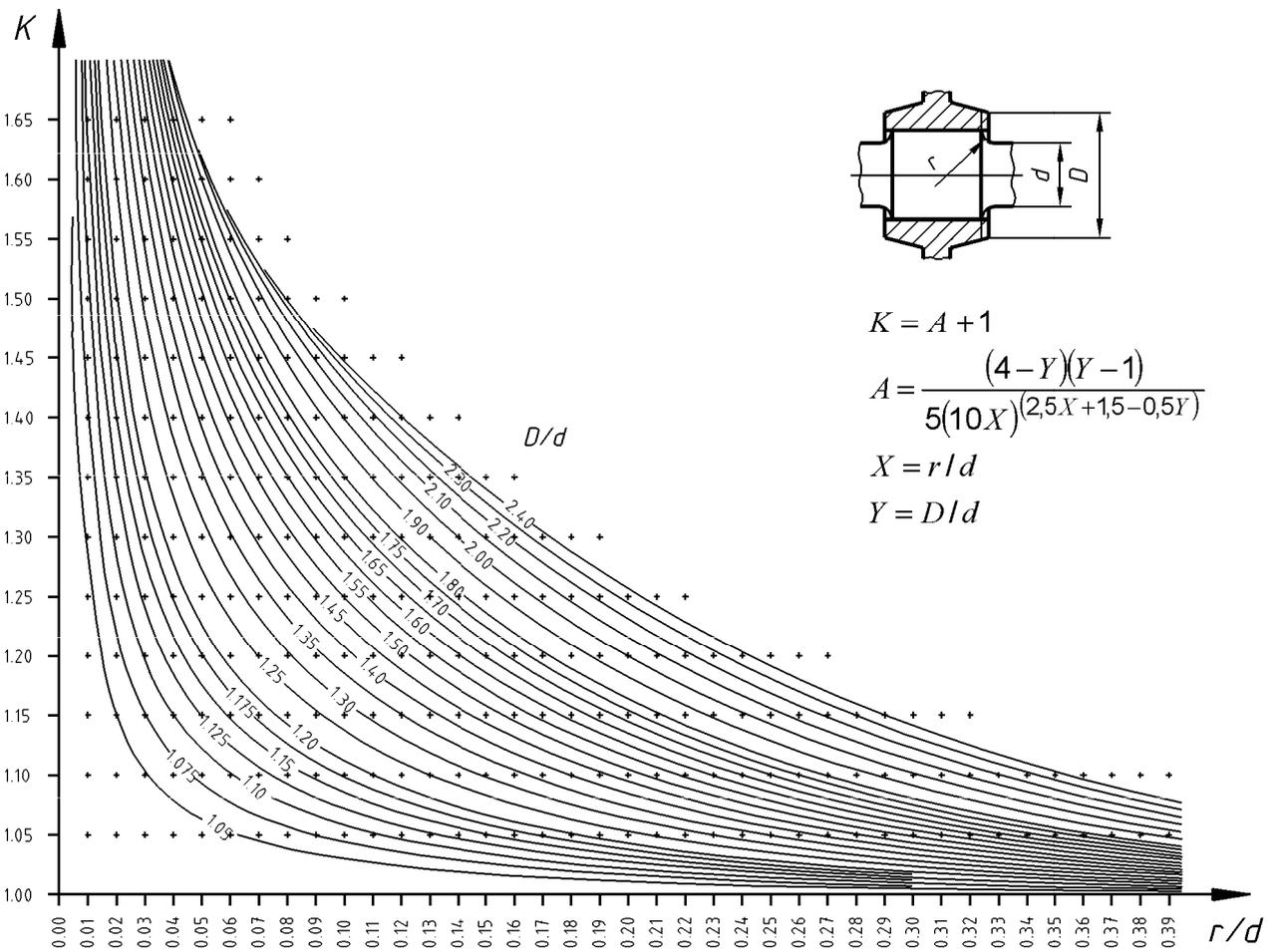


Figura 5 – Coeficiente de concentración de esfuerzos de fatiga K en función de D/d y r/d

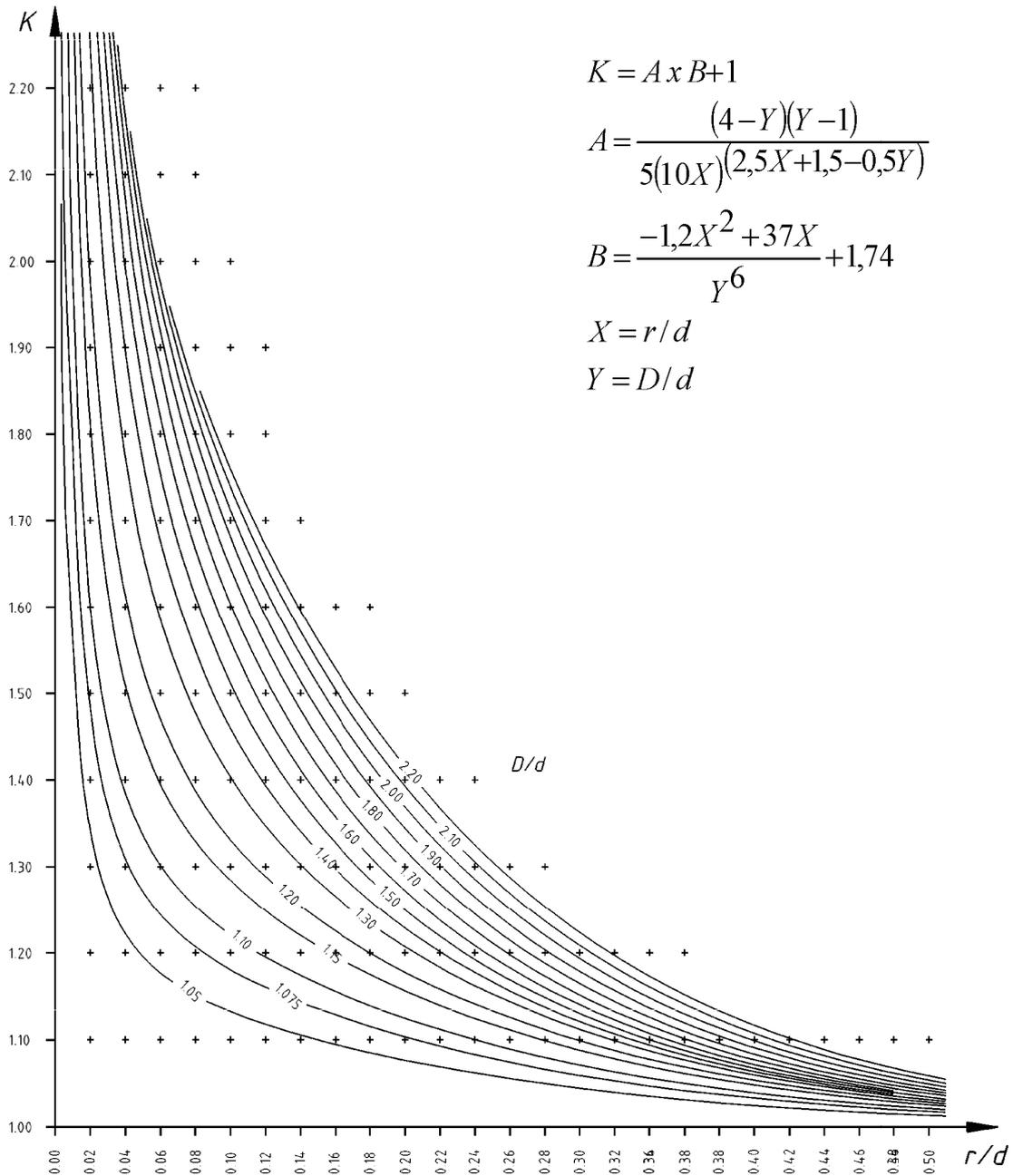
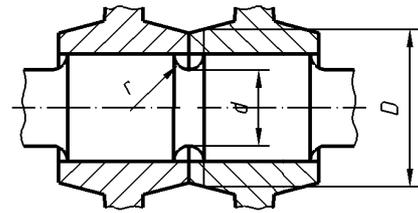
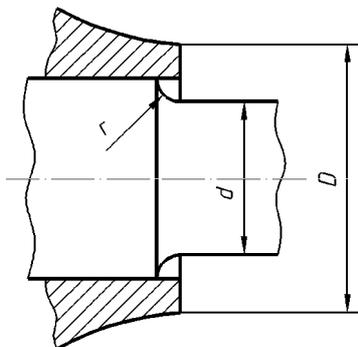
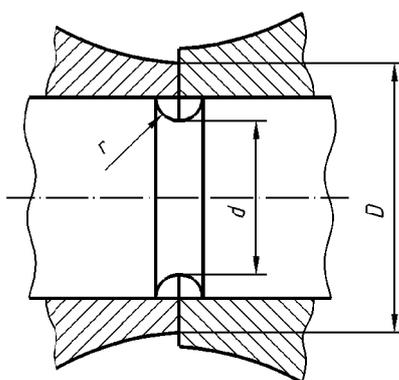
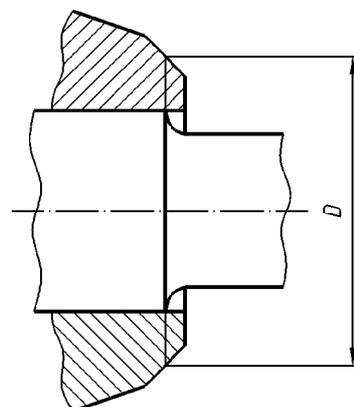


Figura 6 – Coeficiente de concentración de esfuerzos de fatiga K como función de D/d y de r/d (fondo de la acanaladura)

En el caso de que una rueda, un disco de freno, una rueda de engranaje o un rodamiento esté calado en la zona de calado (en frío o en caliente), se entiende que D es igual al diámetro del cubo o del rodamiento (véanse las figuras 7a, 7b y 7c). En el caso de un obturador, deflector o soporte, se entiende que D es igual al diámetro de calado, ya que el apriete entre las superficies de esas partes es muy pequeño.

Figuras 7a⁸⁾Figura 7b⁸⁾Figura 7c⁸⁾

El diseño debe verificarse para los diámetros de sección mínima asociados a las tolerancias mínimas, incluyendo las tolerancias para reperfilados realizados durante el mantenimiento.

6.2 Determinación del diámetro para las manguetas y cuerpo del eje

La elección de los diámetros de las manguetas y del cuerpo del eje debería efectuarse inicialmente entre los tamaños existentes de los componentes asociados al eje (como, por ejemplo, los rodamientos).

Los esfuerzos máximos en el eje se calculan de acuerdo con las siguientes fórmulas:

– para un eje macizo:
$$\sigma = \frac{K \times 32 \times MR}{\pi d^3}$$

– para un eje hueco:
$$\sigma = \frac{K \times 32 \times MR \times d}{\pi(d^4 - d'^4)}$$

La elección de los diámetros se puede verificar como se muestra en el capítulo 7, donde se comparan los esfuerzos calculados con los esfuerzos máximos permitidos. Se debe realizar una acanaladura poco profunda (de 0,1 mm a 0,2 mm) para que la extremidad de la pista interior del rodamiento no provoque una entalla en la mangueta (véase la figura 8).

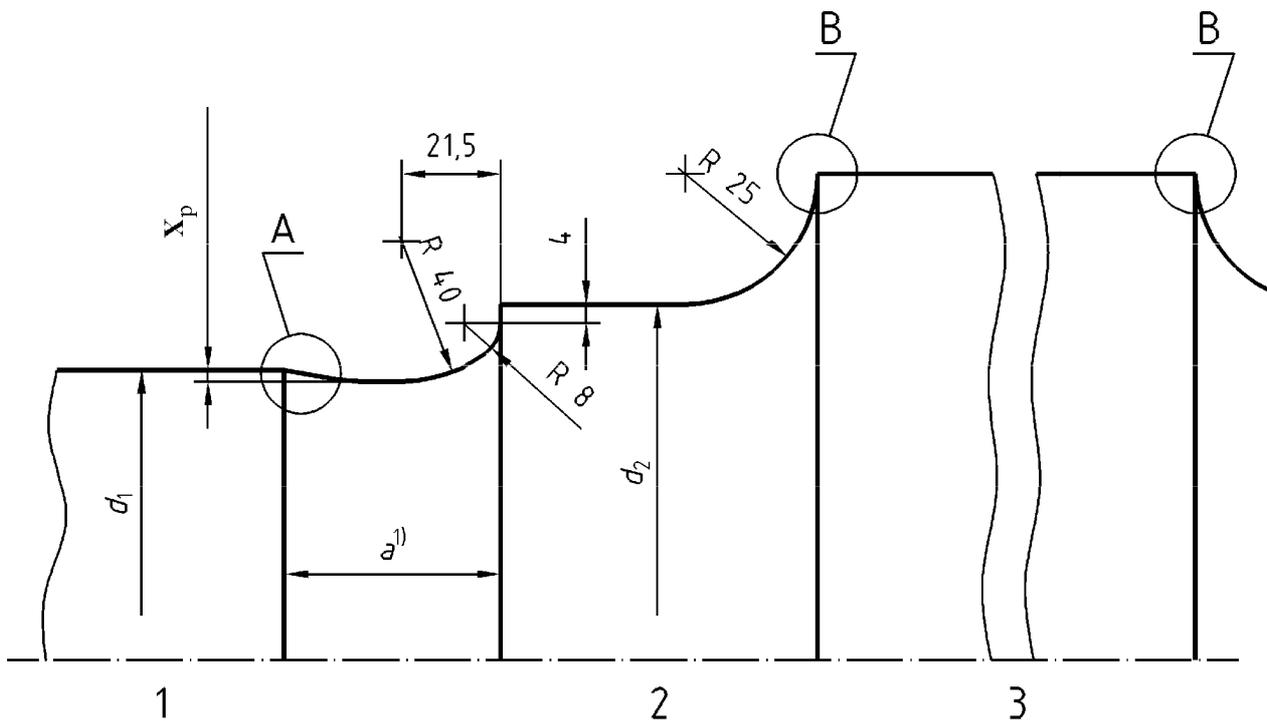
8) Para cubos muy gruesos (como determinadas ruedas dentadas, por ejemplo), se estima que el diámetro D corresponde a la cara exterior del cubo, en perpendicular a la zona de calado.

6.3 Determinación del diámetro de las diferentes zonas de calado a partir del diámetro del cuerpo del eje o a partir de las manguetas

6.3.1 Zona de calado del obturador

Para poder normalizar, cuando sea posible, conviene que el diámetro de la zona de calado del obturador (d_2) sea 30 mm mayor que el de la mangueta (d_1). La transición entre la mangueta y la zona de calado del obturador se realiza conforme a lo especificado en las figuras 8 y 11.

Medidas en milímetros

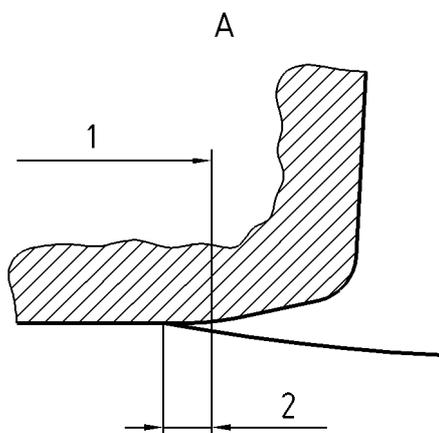


Leyenda

- 1 Mangueta
 - 2 Zona de calado del obturador
 - 3 Zona de calado de la rueda
- $X_p = 0,1$ a $0,2$

1) Variante cuando a es demasiado grande para mantener la profundidad p con un único radio de 40 mm.

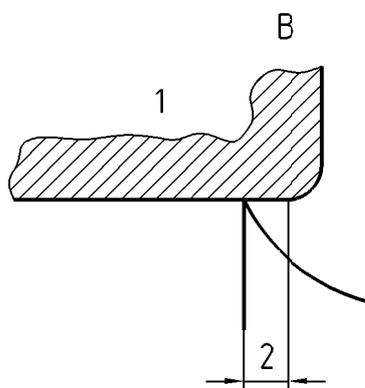
Figura 8 – Zonas de transición entre la mangueta y la zona de calado del obturador y entre la zona de calado del obturador y la zona de calado de la rueda



Leyenda

- 1 Parte cilíndrica de la pista interior del rodamiento
- 2 Solapamiento: ≥ 2 hasta ≤ 3

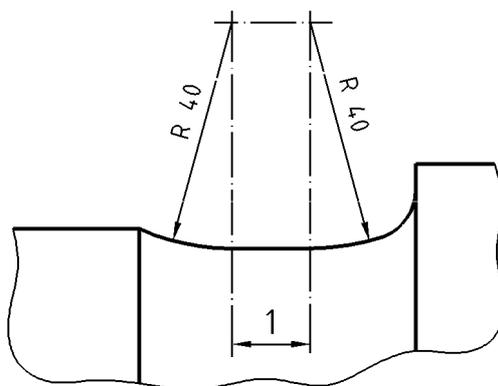
Figura 9 – Detalle A de la figura 8



Leyenda

- 1 Cubo de rueda
- 2 Solapamiento: ≥ 0 hasta ≤ 5

Figura 10 – Detalle B de la figura 8



Leyenda

- 1 Surco cilíndrico inferior (fondo)

Figura 11 – Transición entre la mangueta y la zona de calado del obturador

6.3.2 Transición entre la superficie de la zona de calado del obturador y la zona de calado de la rueda

Para poder normalizar, cuando sea posible, esta transición debería tener un único radio de 25 mm.

Cuando no se puede alcanzar este valor, se elige el valor más alto posible a fin de minimizar la concentración de esfuerzos en esta zona.

6.3.3 Zona de calado de la rueda sin zona de calado adyacente

La relación entre el diámetro de la zona de calado de la rueda y el diámetro del cuerpo del eje debe ser por lo menos igual a 1,12, cuando esté en el límite de desgaste del eje. Se recomienda que esta relación sea por lo menos igual a 1,15 para un eje nuevo.

La transición entre estas dos zonas se efectúa de tal manera que la concentración de esfuerzos se mantiene en el nivel más bajo posible.

Las longitudes de la zona de calado y del cubo de la rueda se eligen de tal manera que esta última sobresalga ligeramente de la zona de calado, en particular, en el lado del cuerpo del eje. El diseño debe garantizar que, en las cotas límites de mantenimiento, se produce un solapamiento para las configuraciones límite, incluyendo las tolerancias de mantenimiento.

NOTA 1 El punto de medición en el eje montado corresponde al punto de intersección del radio de transición con la superficie del cono de entrada.

NOTA 2 El criterio de solapamiento es de aplicación en el solapamiento y en los cubos achaflanados de ruedas de engranaje y discos de freno en sus zonas de calado respectivas.

A fin de conseguir un valor bajo de K en la transición entre el cuerpo del eje y las zonas de calado de la rueda, del disco o de la rueda de engranaje, el valor del radio del lado del cuerpo debe ser por lo menos igual a 75 mm.

NOTA 2 Las recomendaciones están disponibles en el apartado 4.3.2 del informe ORE RP 11.

La figura 12 muestra un ejemplo de esta transición.

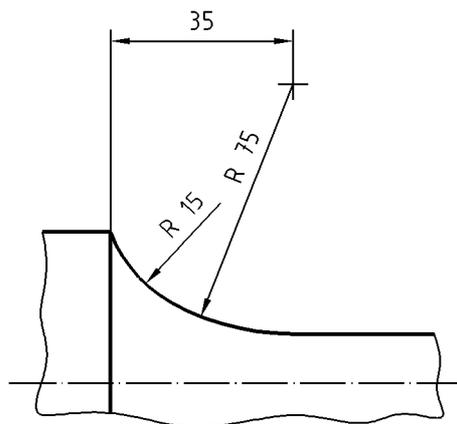


Figura 12 – Transición entre el cuerpo y la zona de calado

6.3.4 Caso de dos zonas de calado adyacentes

Se debe considerar que dos zonas de calado son adyacentes si la transición entre una zona y la otra se produce por un único radio o un radio compuesto y los componentes calados están en contacto.

Deben tenerse en cuenta todas las zonas de calado adyacentes (de rueda, engranaje, anillo laberíntico, rodamiento, obturador, anillo separador, disco de freno, etc.).

El diámetro de las dos zonas de calado se calcula a partir del diámetro del cuerpo, de conformidad con el apartado 6.3.3.

Se prevé una acanaladura pequeña (profundidad mínima ligeramente superior al rango de desgaste de las zonas de calado y de radio mínimo 16 mm) para separar las dos zonas de calado. Su papel fundamental consiste en evitar las muescas que podrían producirse por los extremos mandrinados de los componentes calados.

Asimismo, la transición entre el cuerpo y las zonas de calado debe ser tal y como especifica el apartado 6.3.3.

6.3.5 Caso de dos zonas de calado no adyacentes

Debe considerarse que dos zonas de calado son no adyacentes cuando la transición entre las dos zonas está constituida de dos radios de transición y las piezas caladas no están en contacto.

El procedimiento es el siguiente:

- se calcula el diámetro de cada una de las zonas de calado (véase 6.3.3);
- se disponen los cubos de las ruedas salientes o en exceso (véase 6.3.3).

Se utilizan en la medida de lo posible las transiciones recomendadas (véase 6.3.3). Para diseños que tienen una relación de diámetros inferior a 1,12, el límite de fatiga en la zona de calado puede ser inferior al valor exigido en los apartados 7.2 y 7.3. Estos valores deben verificarse para los tres ejes de geometría representativa (con la relación de diámetros más pequeña y la menor profundidad de la acanaladura);

Se disponen una parte cilíndrica entre las dos transiciones.

7 ESFUERZOS MÁXIMOS PERMITIDOS

7.1 Generalidades

Los esfuerzos máximos permitidos se determinan a partir de:

- el límite de fatiga en flexión rotativa de las diferentes áreas del eje;
- el valor de un coeficiente de seguridad, "S", que depende de la calidad del acero {A2▶} *Texto eliminado* {◀A2}.

7.2 Calidad de acero EA1N

Los valores de los límites de fatiga {A2▶} utilizados para el diseño {◀A2} son los siguientes:

- para un eje macizo:
 - 200 N/mm² sin calado con apriete;
 - 120 N/mm² con calado con apriete;
- para un eje hueco:
 - 200 N/mm² sin calado con apriete;
 - 110 N/mm² con calado con apriete, excepto la mangueta;
 - 94 N/mm² con calado con apriete sobre la mangueta;
 - 80 N/mm² para la superficie del hueco.

Las tablas 7 y 8 muestran respectivamente para el eje macizo y hueco:

- los valores del coeficiente de seguridad S, por los que se tienen que dividir los límites de fatiga para obtener los esfuerzos máximos admisibles;
- los esfuerzos máximos admisibles.

{A2▶} La selección del valor para el coeficiente S debe tener en cuenta:

- el sistema de protección (si se aplica) de las áreas expuestas del cuerpo del eje contra, por ejemplo, los impactos y la corrosión;
- las inspecciones en servicio asociadas y las revisiones según la Norma EN 15313. {◀A2}

Tabla 7 – Esfuerzos máximos permitidos para ejes macizos con calidad de acero EA1N

| Utilización prevista del eje | {◀A2} Coeficiente de seguridad S^a {◀A2} | {A2▶} Zona 1 ^b {◀A2} N/mm ² | {A2▶} Zona 2 ^c {◀A2} N/mm ² |
|---|--|---|---|
| Eje motor con puente motor o piñón calado | 1,5 | 133 | 80 |
| Otros casos | 1,3 | 154 | 92 |

{A2▶} ^a Valor mínimo, salvo que existan mediciones que demuestren que se conocen cargas más precisas que las definan en esta norma, con una reglas de mantenimiento que garanticen la calidad de la vía, entonces podría utilizarse un coeficiente de seguridad S inferior, se se acuerda entre el diseñador y el operador ferroviario. No obstante, el valor del coeficiente de seguridad S no debe ser inferior a 1,2. {◀A2}

^b Zona 1: cuerpo del eje, zonas de apoyo de cojinetes, fondos de acanaladuras y curvas de transición.

^c Zona 2: zonas de calado de rueda, del disco de freno, del rodamiento, del piñón y del collarín.

Tabla 8 – Esfuerzos máximos permitidos para ejes huecos con calidad de acero EA1N⁹⁾

| Utilización prevista del eje | {A2▶} Coeficiente de seguridad S^a {◀A2} | {A2▶} Zona 1 ^b {◀A2} N/mm ² | {A2▶} Zona 2 ^c {◀A2} N/mm ² | {A2▶} Zona 3 ^d {◀A2} N/mm ² | {A2▶} Zona 4 ^e {◀A2} N/mm ² |
|---|--|---|---|---|---|
| Eje motor con puente motor o piñón calado | 1,5 | 133 | 73 | 63 | 53 |
| Otros casos | 1,3 | 154 | 85 | 72 | 62 |

{A2▶} ^a Valor mínimo, salvo que existan mediciones que demuestren que se conocen cargas más precisas que las definan en esta norma, con una reglas de mantenimiento que garanticen la calidad de la vía, entonces podría utilizarse un coeficiente de seguridad S inferior, se se acuerda entre el diseñador y el operador ferroviario. No obstante, el valor del coeficiente de seguridad S no debe ser inferior a 1,2. {◀A2}

^b Zona 1: cuerpo del eje, zonas de apoyo de cojinetes, fondos de acanaladuras y curvas de transición.

^c Zona 2: todas las zonas de calado, excepto manguetas y zonas de calado de rodamiento.

^d Zona 3: mangueta (debajo del rodamiento).

^e Zona 4: hueco.

7.3 Calidades de acero distintas de EA1N

El límite de fatiga se debe determinar haciendo referencia a:

- la superficie del cuerpo del eje;
- por debajo del calado, con condiciones de apriete equivalentes a las de las zonas de calado de las ruedas.

9) Los valores en esta tabla se aplican si el cociente del diámetro de la mangueta/diámetro del hueco es inferior a 3 o el cociente del diámetro de la zona de calado/diámetro del hueco es inferior a 4.

En el caso de un eje hueco, el límite de fatiga también se debe determinar haciendo referencia a:

- la superficie interior del hueco;
- la mangueta con condiciones de apriete equivalentes a las de los rodamientos sobre la mangueta.

Las Normas EN 13260 y EN 13261 detallan los procedimientos de ensayo para determinar las características de fatiga.

El valor del coeficiente de seguridad S , por el cual se tienen que dividir los límites de fatiga para obtener los esfuerzos máximos permitidos, es igual a:

$$S = 1,3 \text{ (o } 1,5) \times \frac{q(\text{otro acero})}{q(\text{acero EA1N})}$$

donde $q = \frac{R_{fL}}{R_{fE}}$

1,3 (o 1,5) es el valor del coeficiente de seguridad para ejes de acero EA1N;

R_{fL} es el límite de fatiga en flexión rotativa hasta 10^7 ciclos para probetas lisas;

R_{fE} es el límite de fatiga en flexión rotativa hasta 10^7 ciclos para probetas con entalla.

$$q \text{ (acero EA1N)} = \frac{250 \text{ N/mm}^2}{170 \text{ N/mm}^2} = 1,47$$

q (para otras calidades de acero) debe determinarse con probetas lisas o con entalla de unos 10 mm de diámetro. Las características geométricas de las entallas se muestran a continuación (véase la figura 13):

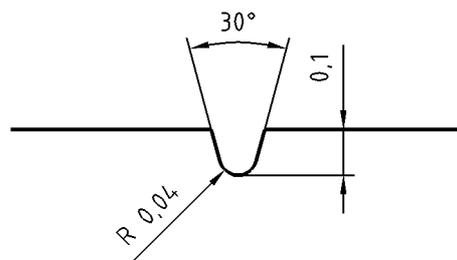


Figura 13

EJEMPLO Calidad de acero EA4T (25CrMo4).

Los límites de fatiga para un eje macizo son los siguientes:

- 240 N/mm² fuera de la zona de calado;
- 145 N/mm² en zona de calado;

y para ejes huecos:

- 240 N/mm² fuera de la zona de calado;
- 132 N/mm² en zona de calado excepto las manguetas;
- 113 N/mm² en zona de calado en la mangueta;
- 96 N/mm² para la superficie interior del hueco.

El valor del coeficiente de seguridad S se determina de la siguiente manera:

$$R_{fL} = 350 \text{ N/mm}^2$$

$$R_{fE} = 215 \text{ N/mm}^2$$

$$q = 350/215 = 1,63$$

- en el caso de un eje motor con puente motor o piñón calado con apriete:

$$S = 1,5 \times 1,63/1,47 = 1,66$$

- para otros casos:

$$S = 1,3 \times 1,63/1,47 = 1,44$$

Los esfuerzos máximos permitidos se muestran en las tablas 9 y 10.

Tabla 9 – Esfuerzos máximos permitidos para ejes macizos con calidad de acero EA4T

| Utilización prevista del eje | {A2▶} Coeficiente de seguridad S^a {◀A2} | {A2▶} Zona ^b {◀A2} N/mm ² | {A2▶} Zona 2 ^c {◀A2} N/mm ² |
|---|--|---|---|
| Eje motor con puente motor o piñón calado | 1,66 | 145 | 87 |
| Otros casos | 1,44 | 167 | 101 |

{A2▶} ^a Valor mínimo, salvo que existan mediciones que demuestren que se conocen cargas más precisas que las definan en esta norma, con una reglas de mantenimiento que garanticen la calidad de la vía, entonces podría utilizarse un coeficiente de seguridad S inferior, se se acuerda entre el diseñador y el operador ferroviario. No obstante, el valor del coeficiente de seguridad S no debe ser inferior a 1,33. {◀A2}

^b Zona 1: cuerpo del eje, zonas de apoyo de cojinetes, fondos de acanaladuras y curvas de transición.

^c Zona 2: zonas de calado de rueda, del disco de freno, del rodamiento, del piñón y del collarín.

Tabla 10 – Esfuerzos máximos permitidos para ejes huecos con calidad de acero EA4T¹⁰⁾

| Utilización prevista del eje | {A2▶} Coeficiente de seguridad S^a {◀A2} | {A2▶} Zona 1 ^b {◀A2} N/mm ² | {A2▶} Zona 2 ^c {◀A2} N/mm ² | {A2▶} Zona 3 ^d {◀A2} N/mm ² | {A2▶} Zona 4 ^e {◀A2} N/mm ² |
|---|---|---|---|---|---|
| Eje motor con puente motor o piñón calado | 1,66 | 145 | 80 | 68 | 58 |
| Otros casos | 1,44 | 167 | 92 | 78 | 67 |

{A2▶} ^a Valor mínimo, salvo que existan mediciones que demuestren que se conocen cargas más precisas que las definan en esta norma, con una reglas de mantenimiento que garanticen la calidad de la vía, entonces podría utilizarse un coeficiente de seguridad S inferior, se se acuerda entre el diseñador y el operador ferroviario. No obstante, el valor del coeficiente de seguridad S no debe ser inferior a 1,33. {◀A2}

^b Zona 1: cuerpo del eje, zonas de apoyo de cojinetes, fondos de acanaladuras y curvas de transición.

^c Zona 2: todas las zonas de calado, excepto manguetas y zonas de calado de rodamiento.

^d Zona 3: mangueta (debajo del rodamiento).

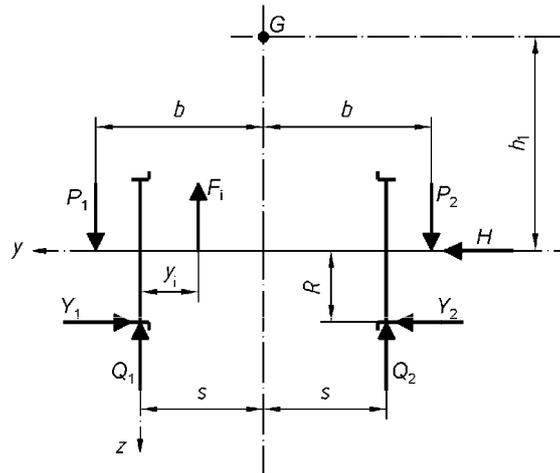
^e Zona 4: hueco.

10) Los valores en esta tabla se aplican si la relación diámetro de la mangueta/diámetro del hueco es inferior a 3 o la relación diámetro de la zona de calado/diámetro del hueco es inferior a 4.

ANEXO A (Informativo)

MODELO DE LA HOJA DE CÁLCULO PARA UN EJE

- Tipo
- Plano del eje N°
- Plano de la rueda N°
- Aplicación
- Material
- Masa del eje montado (kg)
- Eje
- Ruedas
- Eje motor
- Discos
- Varios
- Total (m_2)
- Masa sobre el carril por cada eje: $m_1 + m_2$ (kg)
- Medidas (mm)
- $h =$
- $s =$
- $R =$
- $h_1 =$
- Fuerzas (N)
- $P_1 =$
- $P_2 =$
- $Y_1 =$
- $Y_2 =$



Leyenda
G Centro de gravedad del vehículo

Figura A.1

$$Q_1 = \frac{1}{2s} [P_1(b+s) - P_2(b-s) + (Y_1 - Y_2)R - \sum F_i(2s - y_i)]$$

| y_i (mm) | F_i (N) | Parte |
|------------|-----------|-------|
| | | |
| | | |
| | | |

| Tipo de freno | | |
|---------------|--|--|
| P' (N) | | |
| F_f (N) | | |
| Γ | | |

1) para ejes huecos:

en la superficie exterior: $\frac{32K10^6 d}{\pi(d^4 - d'^4)}$

en la superficie interior: $\frac{32K10^6 d'}{\pi(d^4 - d'^4)}$

| Sección | y mm | d mm | d' mm | D mm | r mm | $\frac{r}{d}$ | $\frac{D}{d}$ | K | ¹⁾ $\frac{32K10^6}{\pi d^3}$ | M_x (Nmm) $\times 10^{-6}$ | M'_x (Nmm) $\times 10^{-6}$ | M'_z (Nmm) $\times 10^{-6}$ | M'_y (Nmm) $\times 10^{-6}$ | MR (Nmm) $\times 10^{-6}$ | σ (N/mm ²) | $\sigma_{m\acute{a}x.}$ (N/mm ²) |
|---------|-----------|-----------|------------|-----------|-----------|---------------|---------------|-----|--|------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|-----------------------------------|----------------------------------|---|
| | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | |

ANEXO B (Informativo)

PROCEDIMIENTO PARA EL CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE CARGA PARA VEHÍCULOS PENDULARES

De acuerdo con la tabla 3, $H = \beta m_1 g = 0,175 m_1 g$.

En términos generales, el factor $\beta = 0,175$ incluye un porcentaje de fuerza centrífuga cuasi-estática, debido al desequilibrio de la aceleración transversal a_q y al factor de empuje f_q .

La aceleración transversal habitual de $a_q = 1,0 \text{ m/s}^2$ debida a una insuficiencia de peralte produce un factor de fuerza transversal de 0,1 (g , redondeado hasta 10 m/s^2) para tener en cuenta la fuerza centrífuga cuasi-estática.

En los estudios del grupo ORE B 136, para la aceleración transversal debida a la insuficiencia de peralte, DB aplicó un valor de $a_q = 1,0 \text{ m/s}^2$ y SNCF de $a_q = 1,3 \text{ m/s}^2$.

El resultado de estos ensayos permitió establecer un valor derivado de $f_q = 0,075$.

El siguiente caso es un ejemplo para los vehículos equipados con dispositivos de compensación de insuficiencia de peralte (sistema pendular).

El vehículo de grandes líneas se diseñará para una aceleración transversal no compensada de $a_q = 2,0 \text{ m/s}^2$ debida a una insuficiencia de peralte. Por lo tanto, para todos los ejes que entran en el campo de aplicación de esta norma se obtiene el coeficiente siguiente:

$$\beta = a_q / 10 + f_q = 0,2 + 0,075 = 0,275$$

NOTA La parte dinámica del factor β en la fórmula es la misma para vehículos pendulares y no pendulares. No obstante, el factor dinámico varía en función de la velocidad y de la calidad de la vía. Puesto que $Y_2 = 0,175 m_1 g$ y que Y_2 tiene en cuenta el rozamiento transversal sobre la rueda interior en la curva, es posible deducir de la igualdad $Y_1 = Y_2 + H$ que:

$$Y_1 = 0,45 m_1 g.$$

(La fuerza de guiado entre la rueda y el carril no cambia, con independencia de la aplicación del método de pendulación).

Las siguientes fórmulas (véase la tabla B.1) para el cálculo de fuerzas resultarán ser:

Tabla B.1

| | |
|--|--|
| Para todos los ejes de los ejes montados dentro del campo de aplicación de esta norma, de ancho de vía normal y para los vehículos equipados con control de insuficiencia de peralte | $P_1 = (0,625 + 0,275 h_1/2b) m_1 g$ $P_2 = (0,625 - 0,275 h_1/2b) m_1 g$ $Y_1 = Y_2 + H = 0,45 m_1 g$ $Y_2 = 0,175 m_1 g$ $H = 0,275 m_1 g$ |
| Para todos los ejes $Q_1 = \frac{1}{2s} [P_1(b+s) - P_2(b-s) + (Y_1 - Y_2)R - \sum_i F_i(2s - y_i)]$ $Q_2 = \frac{1}{2s} [P_2(b+s) - P_1(b-s) - (Y_1 - Y_2)R - \sum_i F_i y_i]$ | |

ANEXO C (Informativo)

VALORES DE LAS FUERZAS A TOMAR EN CONSIDERACIÓN PARA LOS EJES MONTADOS EN VÍAS DE ANCHO REDUCIDO (MÉTRICO O CERCANO AL METRO)

Las siguientes fórmulas (véase la tabla C.1) son aplicables para el cálculo de fuerzas, salvo en el caso de vehículos pendulares.

Tabla C.1

| | |
|--|--|
| Para todos los ejes en el ámbito de aplicación de esta norma | $P_1 = (0,65 + 0,114 h_1 / b) m_1 g$ $P_2 = (0,65 - 0,114 h_1 / b) m_1 g$ $Y_1 = 0,40 m_1 g$ $Y_2 = 0,175 m_1 g$ $H = Y_1 - Y_2 = 0,225 m_1 g$ |
| Para todos los ejes | $Q_1 = \frac{1}{2s} [P_1 (b + s) - P_2 (b - s) + (Y_1 - Y_2) R - \Sigma F_i (2s - y_i)]$ $Q_2 = \frac{1}{2s} [P_2 (b + s) - P_1 (b - s) - (Y_1 - Y_2) R - \Sigma F_i y_i]$ |

ANEXO D (Normativo)

MÉTODO DE DETERMINACIÓN DE LOS LÍMITES DE FATIGA
A TAMAÑO REAL PARA NUEVOS MATERIALES**D.1 Campo de aplicación**

Este anexo describe los requisitos exigidos y el procedimiento necesario para caracterizar los límites de fatiga en ejes de tamaño real para calidades de acero no especificadas en las Normas EN 13260 y EN 13261. Este procedimiento permite comparar resultados de diferentes laboratorios.

Los límites de fatiga obtenidos se utilizan para determinar los esfuerzos admisibles para el diseño de los ejes, conforme con el procedimiento descrito en la Norma EN 13103 y en esta norma.

D.2 Requisitos generales para las probetas de ensayo

Las probetas de ensayo deben cumplir los requisitos de las normas EN pertinentes (geometría, rugosidad, propiedades mecánicas, etc.). Todos estos parámetros deben verificarse en una tabla resumen. Las probetas de ensayo utilizadas deben ser representativas de los ejes de fabricación normal y utilizar el mismo método de fabricación (calidad del material, calidad de acabado de la superficie, factor de reducción, ensayos no destructivos, etc.). No obstante, pueden configurarse de forma específica para el ensayo.

D.3 Requisitos generales para los equipos de ensayo

El banco de ensayo empleado debe permitir que se aplique sobre la sección ensayada un momento de flexión rotativa con una amplitud de esfuerzo constante. La figura D.1 muestra una configuración típica. Durante el ensayo, se debe asegurar que las amplitudes de esfuerzo nominal aplicadas permanezcan constantes en un rango de ± 5 MPa mediante un control constante de las mediciones pertinentes.

El método principal de control del banco de ensayo se basa en la carga, el esfuerzo y el movimiento aplicados; para este parámetro, se recomienda verificar la incertidumbre para garantizar que no se sobrepasa el error máximo aceptado para el esfuerzo nominal aplicado.

NOTA Si se utilizan un banco de ensayo y una probeta de ensayo simétrica, es posible considerar que se han ensayado dos secciones (si se verifican de manera correcta durante el ensayo).

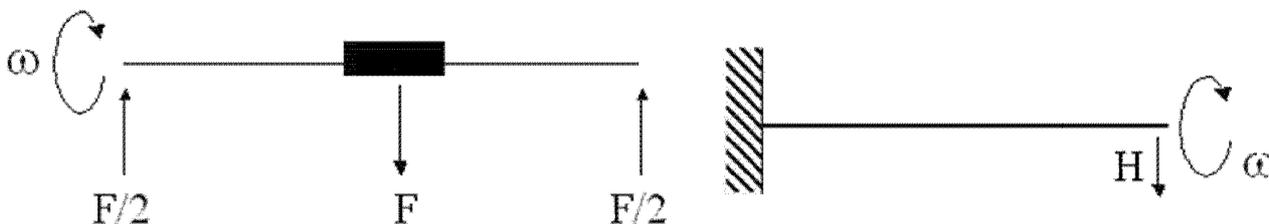


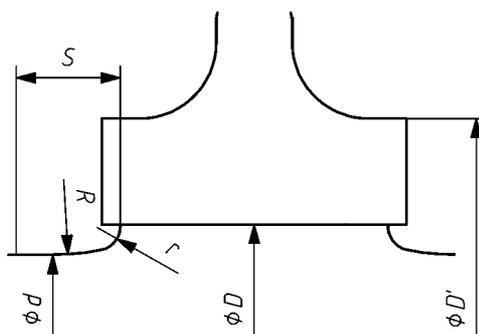
Figura D.1 – Ejemplos de configuraciones de ensayo

D.4 Límite de fatiga del cuerpo del eje ("F1")

D.4.1 Geometría

Las medidas de las probetas de ensayo deben ser similares a las medidas de los ejes obtenidas en condiciones normales; la figura D.2 establece las medidas mínimas.

| | |
|--------------------------|-------------|
| R | 75 |
| r | 15 |
| S | ≥ 35 |
| D/d | $\geq 1,15$ |
| d | ≥ 150 |
| D | ≤ 200 |
| Rugosidad zona calado Ra | 0,8 – 1,6 |
| Rugosidad cuerpo Ra | 0,8 – 3,2 |
| D'/d | 1,3 – 1,5 |



Leyenda

| | |
|-----------|--|
| d | Diámetro del cuerpo |
| D | Diámetro de la zona de calado de la rueda |
| D' | Diámetro del cubo |
| R y r | Radios de transición cuerpo – zona de calado |
| S | Longitud de la curva de transición |

Figura D.2 – Geometría de la probeta de ensayo

NOTA Una relación de diámetros (D/d) demasiado pequeña produciría fisuras en la zona de calado; el valor para el cual no se producirían fisuras en la zona de calado sino en el cuerpo depende de la resistencia a la fatiga del acero del eje (cuanto mayor es la resistencia a la fatiga F1, mayor es la relación de diámetros).

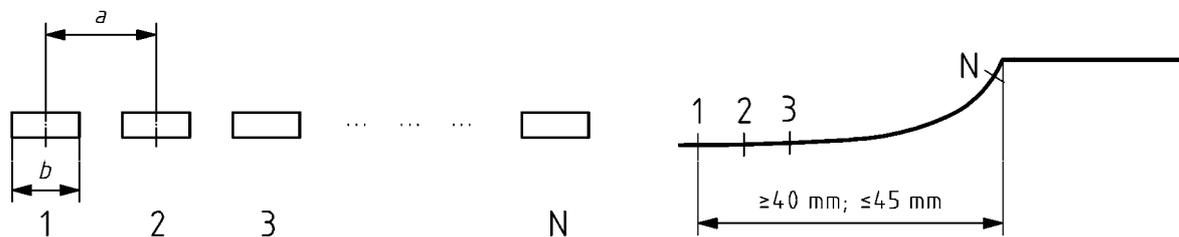
El espesor del cubo y el apriete entre el cubo y la zona de calado determinarán la concentración de esfuerzos en la base de la curva de transición del cuerpo del eje. Por lo tanto, los diámetros de transición deberían ser similares a las configuraciones típicas.

D.4.2 Verificación del esfuerzo aplicado

Con independencia del tipo de banco de ensayo, el esfuerzo máximo aplicado debe verificarse de forma experimental con respecto del valor máximo y de la posición longitudinal del valor máximo.

Los valores de esfuerzo aplicado deben medirse con galgas extensométricas (de deformación) en la zona de aparición de las primeras fisuras causadas por la fatiga.

Para realizar estas mediciones, se colocan galgas extensométricas a lo largo de la curva de transición con la zona de calado del eje que soporta el máximo valor de esfuerzo (véase la figura D.3); se recomienda que la distancia entre las galgas extensométricas no sobrepase 4 mm y que la longitud de la galga no sea superior a 3 mm.



Leyenda

1, 2, 3, ..., N Galgas extensométricas

a Distancia entre dos galgas

b Longitud de la galga

Figura D.3 – Instrumentación de galgas extensométricas

A fin de ser coherente con el método de diseño del eje (Normas EN 13103 y EN 13104), el esfuerzo se determina partiendo de la hipótesis que el esfuerzo es monoaxial: $\sigma_{\text{real}} = E \cdot \epsilon$

Para la forma del eje ensayado, debe determinarse el factor adicional de esfuerzo estático: $k_t = (\sigma_{\text{real}}) / \sigma_{\text{nom}}$

σ_{nom} es el esfuerzo nominal para la sección en la que el esfuerzo real medido es máximo. Se puede determinar bien por el método de diseño del eje basado en la teoría de vigas, si se mide la fuerza aplicada, o bien por extrapolación de las mediciones de las galgas extensométricas en dos secciones del eje donde los esfuerzos longitudinales varían de forma lineal.

El límite de fatiga se determina tanto por los esfuerzos realmente medidos como por el esfuerzo nominal que depende sólo de la geometría del eje (D , d , r).

D.4.3 Criterio de finalización de ensayo

Para cada límite debe verificarse que no aparece ninguna fisura después de 10^7 ciclos con una carga que crea un esfuerzo en superficie equivalente a los valores de ensayo.

D.4.4 Determinación del límite de fatiga

El método estadístico de aplicación para determinar el límite de fatiga se denomina el método STAIR CASE.

Se recomienda que el número de ejes ensayados sea de 15, procedentes de al menos tres coladas distintas.

El intervalo de esfuerzo es 10 MPa.

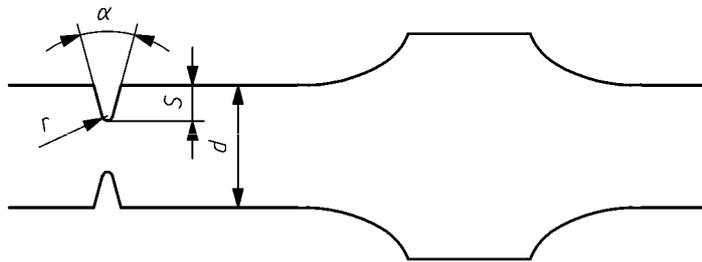
Debe calcularse la probabilidad de no aparición de fisuras e indicarlo en el informe de ensayo. Para todos los casos, este valor debería ser comparable con los valores utilizados para los materiales usuales.

D.5 Límite de fatiga del hueco del eje ("F2")

D.5.1 Geometría

Se realiza una entalla en el eje utilizado en el ensayo para reproducir el peor de los arañazos que pueden producirse durante el mandrinado. Se perfila la entalla en el cuerpo exterior con una herramienta especial de corte según los parámetros geométricos detallados en la figura D.4.

| | |
|----------|------------|
| d | ≤ 140 |
| α | 30° |
| S | 1 |
| r | 0,04 |



Leyenda

| | |
|----------|---------------------------------|
| α | Ángulo de la entalla |
| S | Profundidad de la entalla |
| R | Radio en el fondo de la entalla |
| D | Diámetro de la probeta |

Figura D.4 – Geometría de la probeta de ensayo

D.5.2 Verificación del esfuerzo aplicado

El esfuerzo que tiene que considerarse es el esfuerzo nominal (σ_{nom}) en la sección en la que se sitúa la entalla.

El esfuerzo debe determinarse de forma experimental sobre el eje ensayado bien por el método de diseño del eje basado en la teoría de vigas, si se mide la fuerza aplicada; o bien por extrapolación de las mediciones de las galgas extensométricas en los dos lados de la entalla donde los esfuerzos longitudinales varían de forma lineal.

D.5.3 Criterio de finalización de ensayo

Para cada límite debe verificarse que no aparece ninguna fisura después de 10^7 ciclos con una carga que crea un esfuerzo en superficie equivalente a los valores de ensayo.

D.5.4 Determinación del límite de fatiga

El método estadístico de aplicación para determinar el límite de fatiga se denomina el método STAIR CASE.

Se recomienda que el número de ejes ensayados sea de 15, procedentes de al menos tres coladas distintas.

El intervalo de esfuerzo es 10 MPa.

Debe calcularse la probabilidad de no aparición de defecto e indicarlo en el informe de ensayo. Para todos los casos, este valor debería ser comparable con los valores aplicables a materiales usuales.

D.6 Límite de fatiga de la zona de calado ("F3" y "F4")

D.6.1 Geometría

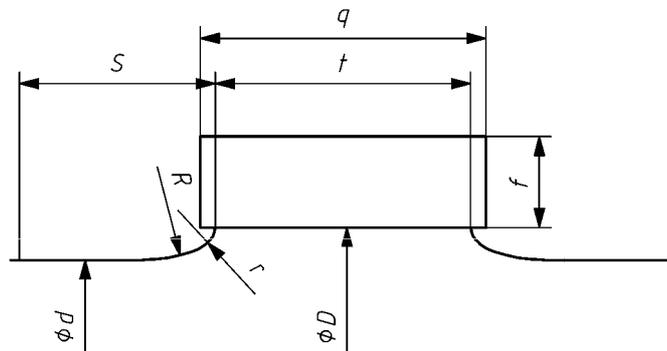
F3 es de aplicación para ejes macizos (sin hueco) y F4, para ejes huecos.

Las medidas de la probeta de ensayo deben ser similares a las medidas de los ejes fabricados normalmente. La figura D.5 detalla el rango de medidas.

El límite de fatiga real de las zonas de calado en el eje depende de distintos parámetros geométricos y, en particular, de la relación de diámetros D/d : para un esfuerzo nominal determinado, aplicado en el extremo de la zona de calado, el incremento de la relación de diámetros reduce el esfuerzo longitudinal real aplicado en el extremo de la zona de calado. Por lo tanto, el límite de fatiga nominal también aumenta. Por encima de un valor determinado de la relación de diámetros, las fisuras aparecen en el cuerpo y no en la zona de calado (véase la figura D.6).

Para tener una visión global de los límites de fatiga F3 y F4, puede resultar de utilidad llevar a cabo ensayos con distintas relaciones de diámetros (al menos tres). Al extrapolar estos valores y al conocer el límite de fatiga del cuerpo F1, puede determinarse el valor crítico de la relación D/d por encima del cual se producen fisuras en el cuerpo y por debajo del cual aparecen en la zona de calado. Se trata de información importante para el diseño de los ejes fabricados con nuevos materiales para garantizar que las fisuras pueden aparecer en el cuerpo y no en la zona de calado donde es más difícil detectarlas con el examen por ultrasonidos.

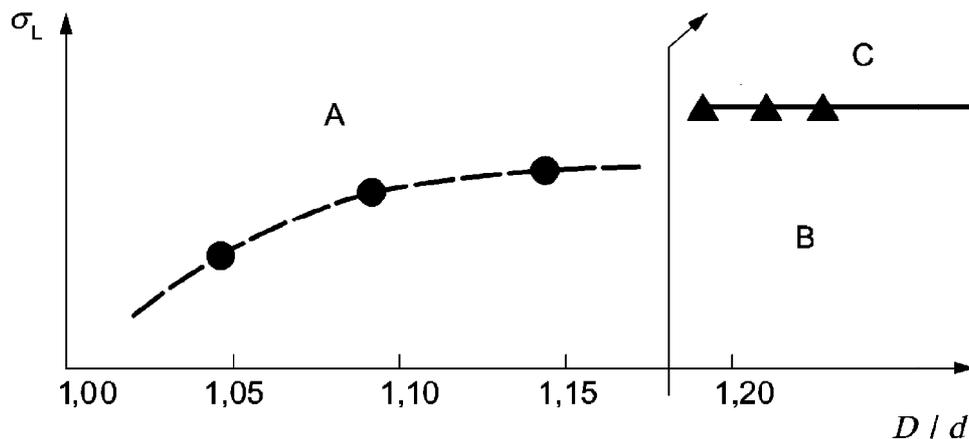
| | |
|-------------|------------|
| d | ≤ 140 |
| \emptyset | 30° |
| S | 1 |
| r | 0,04 |



Leyenda

- f espesor del anillo
- t longitud de la zona de calado
- q longitud del anillo

Figura D.5 – Parámetros geométricos para F3 y F4



Leyenda

- A Fisuras en la zona de calado de rueda
- B Fisuras en el cuerpo
- C (D/d) opcional

Figura D.6 – Influencia de la relación de diámetros D/d

D.6.2 Verificación del esfuerzo aplicado

A fin de conservar la coherencia con el método de diseño del eje, el esfuerzo considerado es el esfuerzo nominal σ_{nom} a 10 mm del extremo final de la zona de calado.

El esfuerzo debe determinarse de forma experimental sobre el eje estudiado bien por el método de diseño del eje basado en la teoría de vigas, si se mide la fuerza aplicada, o bien por extrapolación de las mediciones de las galgas extensométricas en los dos lados de la entalla donde los esfuerzos longitudinales varían de forma lineal.

Para determinar el nivel de esfuerzo, debe emplearse la dimensión realmente medida para la sección crítica.

D.6.3 Criterio de finalización de ensayo

Para cada límite debe verificarse que no aparece ninguna fisura después de 10^7 ciclos con una carga que cree un esfuerzo en superficie equivalente a los valores de ensayo.

D.6.4 Determinación del límite de fatiga

La primera etapa consiste en determinar la curva de interpolación y encontrar la relación crítica D/d . Puede utilizarse un mínimo de tres probetas para cada valor de D/d . El límite de esfuerzo considerado es el mayor nivel de esfuerzo sin fisuras para todas las probetas.

Cuando se alcanza el valor crítico D/d , la segunda etapa consiste en aplicar el método STAIR CASE con 15 probetas para determinar el límite de fatiga para esta relación D/d .

El intervalo de esfuerzo es 10 MPa.

Debe calcularse la probabilidad de no aparición de fisuras e indicarlo en el informe de ensayo. Para todos los casos, este valor debería ser comparable con los valores aplicables a materiales usuales.

D.7 Información incluida en el informe de ensayo

Debe presentarse un informe de ensayo con los resultados y análisis de todos los límites de fatiga. Este informe debe registrar todas las condiciones y parámetros utilizados en el desarrollo de los ensayos. Debe incluir la información siguiente:

- a) descripción del material sometido a ensayo (propiedades mecánicas generales, procedimiento de fabricación, tratamiento térmico, calidad del material, calidad de acabado de la superficie, factor de reducción, etc.);
- b) planos a escala real de la probeta y de los demás elementos montados para el ensayo (la información de los planos debe cumplir los requisitos de los apartados pertinentes de las normas aplicables al componente sobre rugosidad, tolerancias, etc.);
- c) descripción del procedimiento de calado y resultados de los ensayos relacionados;
- d) número de serie de la probeta (el número de serie también debe permitir la identificación de la colada);
- e) registros de los ensayos efectuados sobre las probetas, de conformidad con los apartados 3.4.2 y 3.5 a 3.8 del texto principal de la Norma EN 13261:2009;
- f) métodos aplicados para verificar el esfuerzo, medirlo y extrapolar los valores en las zonas críticas (en los casos exigidos en los apartados anteriores);
- g) descripción de la cadena de medición completa y de las características de los componentes añadidos; respecto de las tolerancias de medición y del nivel de precisión;

- h) informe de inspección para todas las probetas al final de cada escalón de esfuerzo alcanzado;
- i) descripción y análisis de la fisura si la probeta se fisura.

El informe de ensayo debe formar parte de un archivo que incluya los siguientes documentos:

- registros para la identificación de todas las propiedades mecánicas definidas en los apartados 3.2.1, 3.2.2, 3.3 y 3.4.1 del texto principal de la Norma EN 13261:2009 (para lotes);
- certificado de conformidad a la Norma EN ISO/IEC 17025 para el(o los) laboratorio(s) responsable(s) de los ensayos.

ANEXO ZA (Informativo)

{A1►} CAPÍTULOS DE ESTA NORMA EUROPEA RELACIONADOS CON LOS REQUISITOS ESENCIALES U OTRAS DISPOSICIONES DE LA DIRECTIVA 2008/57/CE

Esta norma europea ha sido elaborada bajo un Mandato dirigido a CEN por la Comisión Europea y por la Asociación Europea de Libre Comercio, para proporcionar un medio de dar cumplimiento a los requisitos esenciales de la Directiva 2008/57/CE¹¹⁾.

Una vez que esta norma se cite en el Diario Oficial de la Unión Europea bajo esta directiva, y se implemente como norma nacional en al menos un Estado miembro, el cumplimiento de los capítulos de esta norma indicados en la tabla la tabla ZA.1 para material rodante de alta velocidad y la tabla ZA.2 para material rodante para locomotoras y viajeros en ferrocarril convencional, dentro de los límites del campo de aplicación de esta norma, es un medio para dar presunción de conformidad con los requisitos esenciales específicos de esta directiva y los reglamentos de la AELC asociados.

Tabla ZA.1 – Correspondencia entre esta norma europea y la ETI AV MAT ROD publicada en el DOUE y de fecha 26 de marzo de 2008 y la Directiva 2008/57/CE

| Capítulo(s)/apartado(s) de esta norma europea | Capítulos/apartados/anexos de la ETI | Texto/capítulos/apartados/anexos correspondiente de la Directiva 96/48/CE | Comentarios |
|---|--|--|-------------|
| Toda la norma es aplicable. | 4. Características del subsistema 4.2 Especificaciones funcionales y técnicas del subsistema 4.2.3 Interacción vía-gálibo 4.2.3.4.1 Comportamiento dinámico del material rodante. Generalidades | Anexo III, Requisitos esenciales, 1 Requisitos generales 1.1 Seguridad 1.1.1, 1.1.3 1.5 Compatibilidad técnica § 2. Requisitos específicos de cada subsistema 2.3 Control-mando y señalización 2.3.2 Compatibilidad técnica §1 2.4 Material rodante 2.4.2 Fiabilidad y disponibilidad | |

11) La Directiva 2008/57/CE adoptada el 17 de junio de 2008 es una refundición de las anteriores Directivas 96/48/CE relativa a la interoperabilidad del sistema ferroviario transeuropeo de alta velocidad y 2001/16/CE relativa a la interoperabilidad del sistema ferroviario transeuropeo convencional, y de su revisión por la Directiva 2004/50/CE del Parlamento Europeo y del Consejo del 29 de abril de 2004, que modifica las Directivas 96/48/CE y 2001/16/CE.

Tabla ZA.2 – {A2►} Correspondencia entre esta norma europea, y la ETI FC MAT ROD para Locomotoras y Viajeros publicada en el Diario Oficial de la Unión Europea el 26 de mayo de 2011 y la Directiva 2008/57/CE {◀A2}

| Capítulo(s)/apartado(s) de esta norma europea | Capítulo/apartados/puntos y anexos de la ETI | Texto/artículos/apartados/anexos correspondientes de la Directiva 2008/57/CE | Comentarios |
|---|--|---|---|
| Toda la norma es aplicable. | 4. Características de cada subsistema 4.2 Especificaciones funcionales y técnicas del subsistema 4.2.3 Interacción vehículo/vía y gálibo 4.2.3.5.2.1 Características mecánicas y geométricas de los ejes montados | Anexo III, Requisitos esenciales 1 Requisitos generales 1.1 Seguridad 1.1.1, 1.1.3 1.5 Compatibilidad técnica §1 2 Requisitos específicos de cada subsistema 2.3 Control-mando y señalización 2.3.2 Compatibilidad técnica §1 2.4 Material rodante 2.4.2 Fiabilidad y disponibilidad | La ETI hace referencia a los capítulos 4, 5 y 6 de la Norma EN 13104:2009 y por lo tanto son de aplicación reglamentaria. {A2►} Los capítulos 4, 5 y 6 de esta versión modificada de la Norma EN 13104 siguen siendo los mismos, y el capítulo 7 sigue siendo técnicamente el mismo, habiendo corregido las imprecisiones de la versión anterior. Éste ha sido el único fin de esta versión modificada de la Norma EN 13104. {◀A2} |

ADVERTENCIA: Los productos incluidos en el campo de aplicación de esta norma pueden estar afectados por otros requisitos o directivas de la UE. {◀A1}

{A1▶} *Texto eliminado* {◀A1}

BIBLIOGRAFÍA

- [1] ORE report No.11, *Calculation of wagon and coach axles (from committee B136)*.
- [2] UIC 515-3, *Railway rolling stock. Bogies. Running gear "Method of calculation for designing axles"*.
- [3] NF F 01-118, *Railway rolling stock. Axles with outside axle journals. Design rules and calculation method*.
- [4] EN ISO/IEC 17025, *General requirements for the competence of testing and calibration laboratories (ISO/IEC 17025:2005)*.
- [5] EN 13103, *Railway applications. Wheelsets and bogies. Non-powered axles. Design method*.

AENOR Asociación Española de
Normalización y Certificación

Génova, 6
28004 MADRID-España

info@aenor.es
www.aenor.es

Tel.: 902 102 201
Fax: 913 104 032

Julio 2011

TÍTULO

Aplicaciones ferroviarias

Ejes montados y bogies

Ejes montados

Requisitos de producto

Railway applications. Wheelsets and bogies. Wheelsets. Product requirements.

Applications ferroviaires. Essieux montés et bogies. Essieux montés. Prescriptions pour le produit.

CORRESPONDENCIA

Esta norma es la versión oficial, en español, de la Norma Europea EN 13260:2009+A1:2010.

OBSERVACIONES

Esta norma anula y sustituye a la Norma UNE-EN 13260:2010.

ANTECEDENTES

Esta norma ha sido elaborada por el comité técnico AEN/CTN 25 *Aplicaciones ferroviarias* cuya Secretaría desempeña CETREN.

Versión en español

**Aplicaciones ferroviarias
Ejes montados y bogies
Ejes montados
Requisitos de producto**

Railway applications. Wheelsets and bogies. Wheelsets. Product requirements.

Applications ferroviaires. Essieux montés et bogies. Essieux montés. Prescriptions pour le produit.

Bahnanwendungen. Radsätze und Drehgestelle. Radsätze. Produktanforderungen.

Esta norma europea ha sido aprobada por CEN el 2008-12-26 e incluye la Modificación 1 aprobada por CEN el 2010-09-14.

Los miembros de CEN están sometidos al Reglamento Interior de CEN/CENELEC que define las condiciones dentro de las cuales debe adoptarse, sin modificación, la norma europea como norma nacional. Las correspondientes listas actualizadas y las referencias bibliográficas relativas a estas normas nacionales pueden obtenerse en el Centro de Gestión de CEN, o a través de sus miembros.

Esta norma europea existe en tres versiones oficiales (alemán, francés e inglés). Una versión en otra lengua realizada bajo la responsabilidad de un miembro de CEN en su idioma nacional, y notificada al Centro de Gestión, tiene el mismo rango que aquéllas.

Los miembros de CEN son los organismos nacionales de normalización de los países siguientes: Alemania, Austria, Bélgica, Bulgaria, Chipre, Croacia, Dinamarca, Eslovaquia, Eslovenia, España, Estonia, Finlandia, Francia, Grecia, Hungría, Irlanda, Islandia, Italia, Letonia, Lituania, Luxemburgo, Malta, Noruega, Países Bajos, Polonia, Portugal, Reino Unido, República Checa, Rumanía, Suecia y Suiza.

CEN
COMITÉ EUROPEO DE NORMALIZACIÓN
European Committee for Standardization
Comité Européen de Normalisation
Europäisches Komitee für Normung
CENTRO DE GESTIÓN: Avenue Marnix, 17-1000 Bruxelles

ÍNDICE

| | Página |
|--|--------|
| PRÓLOGO | 6 |
| INTRODUCCIÓN | 7 |
| 1 OBJETO Y CAMPO DE APLICACIÓN | 7 |
| 2 NORMAS PARA CONSULTA | 7 |
| 3 DEFINICIÓN DEL PRODUCTO | 8 |
| 3.1 MONTAJE DE COMPONENTES | 8 |
| 3.1.1 Generalidades | 8 |
| 3.1.2 Apriete entre la zona de calado de la rueda en el eje y el agujero del cubo de la rueda | 8 |
| 3.1.3 Diagrama de calado a presión | 8 |
| 3.2 Características del eje montado | 9 |
| 3.2.1 Resistencia mecánica de los montajes..... | 9 |
| 3.2.2 Características de fatiga | 9 |
| 3.2.3 Resistencia eléctrica | 10 |
| 3.2.4 Desequilibrio..... | 11 |
| 3.2.5 Medidas y tolerancias | 11 |
| 3.2.6 Tensiones residuales..... | 15 |
| 3.2.7 Protección contra la corrosión y los impactos | 15 |
| 3.2.8 Marcado..... | 15 |
| ANEXO A (Normativo) CARACTERÍSTICAS DE LA CURVA DE CALADO A PRESIÓN | 17 |
| ANEXO B (Normativo) CARACTERÍSTICAS DE FATIGA DE UN EJE MONTADO CON EJE DE ACERO DE GRADO EA1T O EA4T | 18 |
| ANEXO C (Informativo) INFORMACIÓN SOBRE LA PROBETA PARA ENSAYOS DE FATIGA | 19 |
| ANEXO D (Informativo) DOCUMENTOS PARA LA IDENTIFICACIÓN DE LOS COMPONENTES DEL EJE MONTADO | 21 |
| ANEXO E (Informativo) CUALIFICACIÓN DEL PRODUCTO | 26 |
| E.1 Generalidades | 26 |
| E.2 Requisitos..... | 26 |
| E.2.1 Requisitos a cumplir por el proveedor | 26 |
| E.2.2 Cualificación del personal | 26 |
| E.2.3 Requisitos a cumplir por el producto | 26 |
| E.3 Procedimiento de cualificación | 27 |
| E.3.1 Generalidades | 27 |
| E.3.2 Documentación requerida | 27 |
| E.3.3 Evaluación de las instalaciones y los procesos de fabricación | 27 |
| E.3.4 Ensayos de laboratorio | 28 |
| E.3.5 Ensayos de los productos terminados..... | 28 |

| | | |
|--|------------------------------------|-----------|
| E.4 | Certificado de cualificación | 28 |
| E.4.1 | Condición de validez | 28 |
| E.4.2 | Modificación y ampliación..... | 28 |
| E.4.3 | Transferencia..... | 28 |
| E.4.4 | Caducidad | 29 |
| E.4.5 | Anulación | 29 |
| E.5 | Expediente de cualificación | 29 |
| ANEXO F (Informativo) ENTREGA DEL PRODUCTO | | 30 |
| F.1 | Generalidades | 30 |
| F.2 | Comprobaciones específicas..... | 30 |
| F.3 | Controles optativos..... | 31 |
| F.3.1 | Control dimensional..... | 31 |
| F.3.2 | Examen por ultrasonidos..... | 31 |
| F.4 | Rectificaciones autorizadas | 31 |
| F.5 | Documentos..... | 32 |
| F.5.1 | Calado en caliente | 32 |
| F.5.2 | Calado a presión..... | 32 |
| F.5.3 | Componentes | 32 |
| F.6 | Plan de calidad | 33 |
| F.6.1 | Generalidades | 33 |
| F.6.2 | Objetivos | 33 |
| F.6.3 | Validez..... | 33 |
| ANEXO ZA (Informativo) {A1▶} CAPÍTULOS DE ESTA NORMA EUROPEA RELACIONADOS CON LOS REQUISITOS ESENCIALES U OTRAS DISPOSICIONES DE LA DIRECTIVA 2008/57/CE {◀A1}..... | | 34 |
| BIBLIOGRAFÍA..... | | 38 |

PRÓLOGO

Esta Norma EN 13260:2009+A1:2010 ha sido elaborada por el Comité Técnico CEN/TC 256 *Aplicaciones ferroviarias*, cuya Secretaría desempeña DIN.

Esta norma europea debe recibir el rango de norma nacional mediante la publicación de un texto idéntico a ella o mediante ratificación antes de finales de abril de 2011, y todas las normas nacionales técnicamente divergentes deben anularse antes de finales de abril de 2011.

Se llama la atención sobre la posibilidad de que algunos de los elementos de este documento estén sujetos a derechos de patente. CEN y/o CENELEC no es(son) responsable(s) de la identificación de dichos derechos de patente.

Esta norma incluye la Modificación 1 aprobada por CEN el 2010-09-14.

Esta norma anula y sustituye a la Norma EN 13260:2009.

El comienzo y el final del texto introducido o modificado se indican por los símbolos {A1►} {◄A1}.

{A1►} Esta norma europea ha sido elaborada bajo un Mandato dirigido a CEN/CENELEC/ETSI por la Comisión Europea y por la Asociación Europea de Libre Comercio, y sirve de apoyo a los requisitos esenciales de la Directiva europea 2008/57/CE. {◄A1}

{A1►} La relación con la Directiva UE 2008/57/CE se recoge en el anexo informativo ZA, que forma parte integrante de esta norma. {◄A1}

De acuerdo con el Reglamento Interior de CEN/CENELEC, están obligados a adoptar esta norma europea los organismos de normalización de los siguientes países: Alemania, Austria, Bélgica, Bulgaria, Chipre, Croacia, Dinamarca, Eslovaquia, Eslovenia, España, Estonia, Finlandia, Francia, Grecia, Hungría, Irlanda, Islandia, Italia, Letonia, Lituania, Luxemburgo, Malta, Noruega, Países Bajos, Polonia, Portugal, Reino Unido, República Checa, Rumanía, Suecia y Suiza.

INTRODUCCIÓN

El propósito principal de los documentos normativos utilizados hasta ahora para la entrega de ejes montados (fichas UIC, normas nacionales) era dar una definición completa de los procedimientos de recepción y de las características de los ejes montados que se tenían que verificar.

A veces se mencionaba la cualificación del producto, pero no se daban los procedimientos empleados ni las características del producto que se debían verificar durante la cualificación.

Esta norma aborda estos puntos por medio de:

- a) la definición de todas las características de los ejes montados que sean características del montaje y del producto terminado, y que no resulten de una elección de parámetros de diseño como diámetros, aprietes, materiales, etc. Se verifican durante la cualificación o durante la entrega del producto (véase el capítulo 3);
- b) la definición de los procedimientos de cualificación (véase el anexo E);
- c) la definición de las condiciones de entrega (véase el anexo F). Se basan en conceptos de aseguramiento de la calidad.

1 OBJETO Y CAMPO DE APLICACIÓN

Esta norma europea especifica las características de ejes montados nuevos utilizados en las redes europeas.

Esta norma es aplicable a los ejes montados compuestos de los elementos definidos por las siguientes normas europeas:

- EN 13262 para ruedas;
- EN 13261 para ejes.

Esta norma no es totalmente aplicable a ejes montados en fase de mantenimiento.

Algunas características se dan en función de la categoría 1 o de la categoría 2. La categoría 2 puede dividirse en dos subcategorías (2a y 2b) para especificar determinadas características. La categoría 1 se elige generalmente cuando la velocidad de circulación es superior a 200 km/h. El eje montado se compone entonces de ruedas y eje de categoría 1, según se especifica en las Normas EN 13262 para las ruedas y EN 13261 para los ejes.

2 NORMAS PARA CONSULTA

Las normas que a continuación se indican son indispensables para la aplicación de esta norma. Para las referencias con fecha, sólo se aplica la edición citada. Para las referencias sin fecha se aplica la última edición de la norma (incluyendo cualquier modificación de ésta).

EN 13103 *Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes portadores. Método de diseño.*

EN 13104 *Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes motores. Método de diseño.*

EN 13261 *Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes. Requisitos de producto.*

EN 13262 *Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ruedas. Requisito de producto.*

3 DEFINICIÓN DEL PRODUCTO

3.1 Montaje de componentes

3.1.1 Generalidades

Antes del montaje, todos los elementos que componen el eje montado deben satisfacer los requisitos geométricos de los documentos que los definen. En concreto, las ruedas y el eje deben estar en el estado "listo para el montaje" definido en la Norma EN 13262 para las ruedas y en la Norma EN 13261 para los ejes.

Los elementos que componen el eje montado pueden estar calados por calentamiento de la rueda o a presión.

Los aprietes utilizados para el calado debe definirlos el diseñador del elemento que se tiene que calar en función tanto de las características del material que constituye el elemento como de las fuerzas y del par de torsión que el calado tiene que transmitir. Este apriete se debe definir según las tolerancias geométricas de las zonas de calado de ejes especificadas en la Norma EN 13261.

Para el calado de ruedas, a no ser que se especifique otra cosa por parte del diseñador de la rueda, los valores de apriete que se tienen que utilizar se reflejan en el apartado 3.1.2.

En el caso de calado en caliente, debería calentarse toda la rueda sin superar los 250 °C de temperatura. Si se utiliza otro método de calentamiento, se debe aportar una prueba de que no se han visto afectadas las características de las ruedas especificadas en la Norma EN 13262.

Si se utiliza un método diferente de calado, éste debe ser objeto de acuerdo entre el cliente y el proveedor. En este acuerdo, el proveedor debe demostrar como mínimo que en el calado no se modifican las características del eje y de la rueda definidas en las Normas EN 13261 y EN 13262. Así pues, debe demostrarse la resistencia mecánica del montaje (véase 3.2.1) y deben definirse los documentos de trazabilidad de cada calado, de forma que se proporcione el mismo tipo de información que se especifica en el capítulo F.5.

El desequilibrio estático de las dos ruedas de cada eje montado debe estar en el mismo plano diametral y en el mismo lado del eje. El desequilibrio estático de las ruedas de engranaje y de los discos de freno debe estar en el mismo plano que los de las ruedas, pero en el lado opuesto del eje.

3.1.2 Apriete entre la zona de calado de la rueda en el eje y el agujero del cubo de la rueda

A menos que el diseñador de la rueda especifique otra cosa, los valores de apriete " j " que hay que respetar son, en mm:

- para el calado en caliente: $0,000\ 9\ dm \leq j \leq 0,001\ 5\ dm$
- para el calado a presión: $0,001\ 0\ dm \leq j \leq 0,001\ 5\ dm + 0,06$

donde dm es el diámetro medio en mm.

3.1.3 Diagrama de calado a presión

3.1.3.1 Resultados a obtenerse

Para el calado a presión, la curva fuerza-desplazamiento permite asegurar que el calado no ha dañado las superficies de contacto y que el apriete especificado ha sido efectivo.

El anexo normativo A define la forma de la curva que se tiene que obtener.

La fuerza de calado final, en MN, es función de la fuerza F definida en el apartado 3.2.1 y debe situarse en el intervalo:

$$0,85 F < \text{fuerza de calado final} < 1,45 F$$

3.1.3.2 Método de medición

La prensa utilizada en los montajes debe tener un sistema calibrado para trazar el diagrama del valor de la fuerza en cada posición del elemento que debe calarse, obtenido durante el desplazamiento de éste sobre el eje. La escala de abscisas del desplazamiento debe ser al menos igual a 0,5 veces el desplazamiento real del elemento que debe calarse. La escala de ordenadas de la fuerza debe permitir que se lea la fuerza en cada punto de la curva con una precisión de 0,025 MN. La precisión del captador de la fuerza debe ser de 0,01 MN. Las abscisas y las ordenadas pueden invertirse.

En caso de registro punto a punto, debe trazarse al menos un punto por milímetro de desplazamiento relativo de los elementos que se van a calar y por 0,025 MN de variación de fuerza.

3.2 Características del eje montado

3.2.1 Resistencia mecánica de los montajes

3.2.1.1 Resultados a obtenerse

Para poder transmitir fuerzas y pares entre los elementos calados, los montajes deben poder soportar una fuerza axial F durante 30 s sin presentar desplazamiento alguno entre uno y otro elemento.

El diseñador del elemento que se va a calar debe definir esta fuerza F .

Para las ruedas, a menos que el diseñador especifique otra cosa, el valor de la fuerza F en MN es:

$$F = 4 \cdot 10^{-3} dm$$

cuando $0,8 dm < L < 1,1 dm$

donde dm es el diámetro medio de la zona de calado en mm y L es la longitud del calado en mm.

3.2.1.2 Método de ensayo

El ensayo debe efectuarse en una prensa equipada con un aparato que registre las fuerzas.

La fuerza se aplica gradualmente hasta alcanzar el valor de F entre una de las caras del cubo del componente calado y el eje.

Para ruedas caladas a presión, el ensayo debe llevarse a cabo al menos 48 h después del calado.

Para ruedas caladas en caliente, el ensayo debe desarrollarse cuando las ruedas y el cubo han recuperado su temperatura después del calado.

3.2.2 Características de fatiga

3.2.2.1 Generalidades

Este apartado define los valores límites de fatiga en flexión rotativa para 10^7 ciclos. Estos valores se utilizan para calcular las tensiones máximas admisibles en las zonas de calado del eje, según lo exigen las Normas EN 13103 y EN 13104.

Estas características de fatiga no son las mismas para un eje macizo que para un eje hueco. Éste es el resultado del efecto de perforación del eje en la distribución de las tensiones.

Para un eje macizo, sólo debe determinarse un límite de fatiga (F_3) en las superficies de calado.

Para un eje hueco, dado que el efecto del calado es mayor sobre las manguetas que sobre las demás superficies de calado por el diferente espesor del metal, deben determinarse dos límites de fatiga:

- debajo de las partes caladas, excepto para manguetas, el límite es F_4 ;
- debajo de las partes caladas sobre la mangueta, el límite es F_5 .

NOTA 1 El límite de fatiga F_4 se comprueba por medio de ensayos durante la fase de cualificación. El límite de fatiga F_5 puede calcularse mediante los cocientes $F_4 / F_5 = 1,17$ y $F_3 / F_5 = 1,276$.

NOTA 2 Las características de fatiga F_1 y F_2 del eje se definen en la Norma EN 13261.

3.2.2.2 Valores definidos para EA1N

En la tabla 1 se dan los valores mínimos para ejes montados compuestos por un eje de acero de grado EA1N.

Tabla 1 – Valores mínimos para ejes montados con un eje de acero EA1N

| Límite de fatiga | F_3 | F_4 | F_5 |
|-------------------|-------|-------|-------|
| N/mm ² | 120 | 110 | 94 |

Para otros grados de acero, los valores se dan en el anexo normativo B.

3.2.2.3 Probetas para ensayos de fatiga

La zona de la probeta donde se inicia la fisura debe tener una forma geométrica, un entorno y unas condiciones de superficie idénticas a las del eje considerado.

Para los ensayos de fatiga de los ejes montados, debe calarse una rueda o una probeta de dimensiones similares (especialmente el cubo) en caliente o a presión en la zona de calado de la rueda. El apriete debe cumplir los requisitos del apartado 3.1.2.

No es obligatorio utilizar un eje montado como probeta. En el anexo informativo C se dan ejemplos de probetas.

3.2.2.4 Método de ensayo

Los ensayos deben efectuarse en máquinas capaces de originar tensiones de flexión rotativa en la zona donde se inicia la fisura.

Para cada límite, F_3 y F_4 , debe comprobarse que no aparezca fisura alguna en tres probetas, después de 10^7 ciclos de carga, creando una tensión en superficie igual a F_3 o F_4 .

Estos niveles de tensión deben calcularse en la zona de calado, de acuerdo con la teoría del comportamiento de las vigas, sin tener en cuenta los esfuerzos de apriete.

3.2.3 Resistencia eléctrica

La resistencia eléctrica de cada eje montado medida entre las huellas de rodadura de las dos ruedas no debe ser mayor de 0,01 Ω .

El dispositivo y el método utilizados para la medición deben definirse mediante acuerdo entre el cliente y el proveedor.

La tensión de ensayo debe situarse en el rango 1,8 V – 2,0 V cc.

3.2.4 Desequilibrio

3.2.4.1 Valores a obtenerse

Para un eje montado no motor capaz de circular a una velocidad superior a 120 km/h, debe especificarse un desequilibrio dinámico máximo.

Los valores máximos se dan en la tabla 2. Se miden en el plano de las ruedas.

Tabla 2 – Valores máximos de desequilibrio

| Velocidad (km/h) | Desequilibrio máximo × plano de medición (g·m) |
|-----------------------------|---|
| 120 < V ≤ 200 | 75 |
| V > 200 | 50 |

3.2.4.2 Probeta

El desequilibrio se mide en un eje totalmente montado y mecanizado.

3.2.4.3 Método de ensayo

El cliente y el proveedor deben acordar el dispositivo y el método de medición.

3.2.5 Medidas y tolerancias

3.2.5.1 Generalidades

Las medidas del eje montado deben corresponderse con los planos de diseño. Las tolerancias dimensionales y geométricas aplicables cuando se ensamblen las diferentes partes del eje montado se especifican en los apartados siguientes.

Dependen de la categoría del eje montado.

Los valores se dan para una medición sin carga sobre el eje montado.

3.2.5.2 Ruedas

Las tolerancias de los parámetros definidos en la figura 1 deben ser las exigidas en la tabla 3.

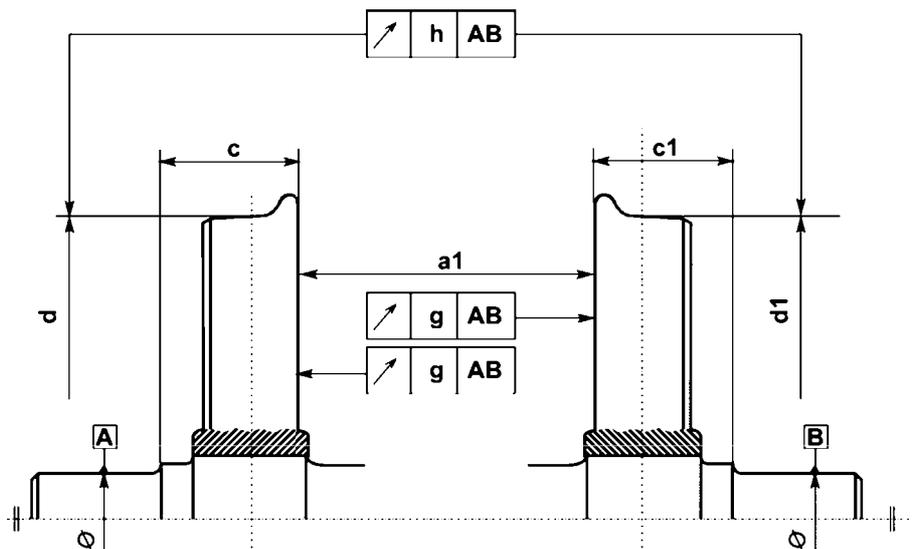


Figura 1 – Parámetros de la rueda

Tabla 3 – Tolerancias de los parámetros de la rueda

Medidas en milímetros

| Descripción | Símbolo | Categoría 2 | | Categoría 1 |
|---|-----------------------------|-----------------|-------|-----------------|
| | | a | b | |
| Distancia entre las caras internas de las ruedas ^a | a_1 | +2 ^b | 0 | +2 ^b |
| Diferencia de las distancias entre la cara interna de cada rueda y el plano en el lado de la mangueta que define la superficie correspondiente del collarín | $c - c_1$ o $c_1 - c$ | ≤ 1 | | ≤ 1 |
| Diferencia de los diámetros de los círculos de rodadura | $d - d_1$ o $d_1 - d$ | ≤ 0,5 | ≤ 0,3 | ≤ 0,3 |
| Desviación radial en el círculo de rodadura | h | ≤ 0,5 | ≤ 0,3 | ≤ 0,3 |
| Desviación axial de la cara interna de las ruedas ^a | g | ≤ 0,8 | ≤ 0,5 | ≤ 0,3 |

^a Medición tomada a 60 mm bajo la cima de la pestaña.
^b Las tolerancias pueden variar en diseños especiales de ejes montados.

3.2.5.3 Discos de freno

3.2.5.3.1 Generalidades

Las tolerancias de los parámetros definidos en las figuras 2 y 3 deben ser las exigidas en las tablas 4, 5 y 6.

Tabla 4 – Desviación axial de la cara interna

Medidas en milímetros

| Descripción | Símbolo | Categoría 2a | Categoría 2b | Categoría 1 |
|---|---------|--------------|--------------|-------------|
| Desviación axial de la cara interna ^a | g_1 | $\leq 0,75$ | $\leq 0,5$ | $\leq 0,5$ |
| ^a Véanse las figuras 2 y 3. Mediciones realizadas a 30 mm desde el diámetro externo. | | | | |

3.2.5.3.2 Eje con una única zona de calado para uno o dos discos de freno

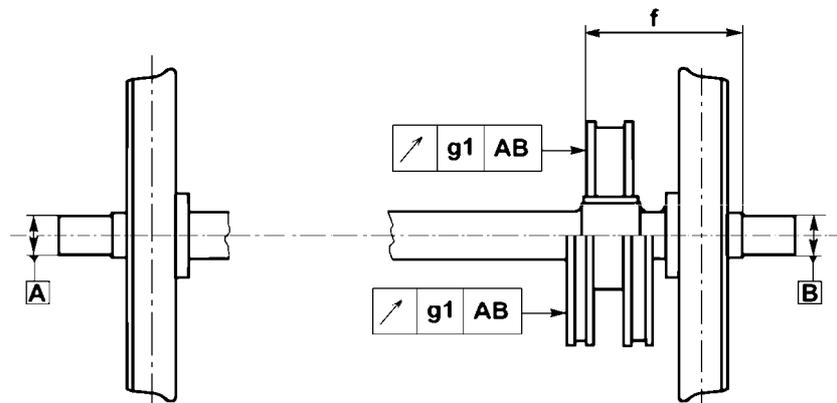


Figura 2 – Eje con una única zona de calado para uno o dos discos de freno

Tabla 5 – Tolerancias para los ejes con una zona de calado para uno o dos discos de freno

Medidas en milímetros

| Descripción | Símbolo | Categoría 1 y 2 |
|---|---------|-----------------|
| Distancia entre la cara interna de la corona del disco y el plano del lado de la mangueta que define la correspondiente caja de grasa | f | $\pm 0,5$ |

3.2.5.3.3 Ejes con dos zonas de calado para dos o cuatro discos de freno

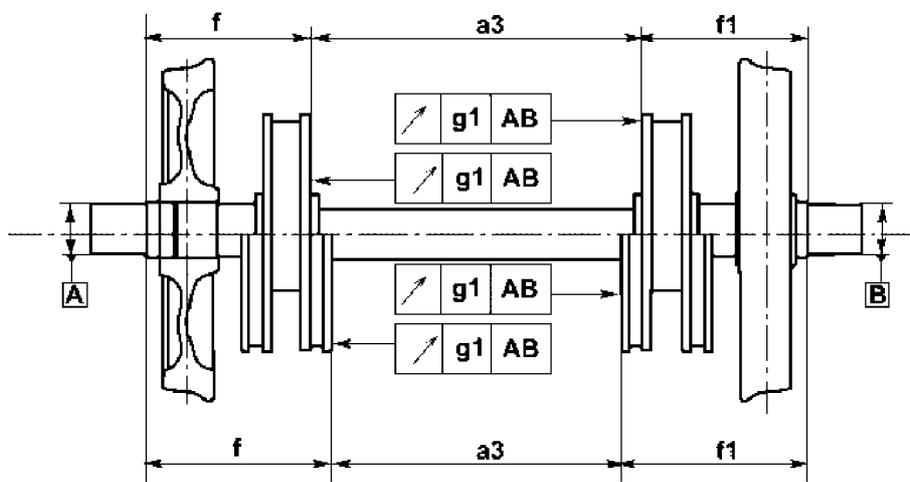


Figura 3 – Ejes con dos zonas de calado para dos o cuatro discos de freno

Tabla 6 – Tolerancias para ejes con dos zonas de calado para dos o cuatro discos de freno

Medidas en milímetros

| Descripción | Símbolo | Categoría 1 y 2 |
|---|-----------------------------|-----------------|
| Distancia entre las caras internas de las coronas de disco | a_3 | $\pm 0,5$ |
| Diferencia de distancias entre la cara interna de cada disco y el plano del lado de la mangueta que define la superficie correspondiente del collarín | $f - f_1$ o $f_1 - f$ | ≤ 1 |

3.2.5.3.4 Más de dos zonas de calado

Si hay más de dos zonas de calado para los discos de freno, las tolerancias en las dimensiones tales como a_3 o $f - f_1$ (véase la figura 3) son las mismas que en el apartado 3.2.5.3.3.

3.2.5.4 Ruedas dentadas cilíndricas para ejes motores, reductores, etc.

La tabla 7 detalla las tolerancias de los parámetros definidos en la figura 4.

Tabla 7 – Tolerancias de ruedas dentadas cilíndricas para ejes motores, reductores, etc.

Medidas en milímetros

| Descripción | Símbolo | Categoría 2 | Categoría 1 |
|---|---------|-------------|-------------|
| Desviación radial ^a | h_1 | b | b |
| Desviación axial ^a | g_2 | b | b |
| Distancia entre la superficie de referencia lateral de la rueda dentada y el plano del lado de la mangueta que define la correspondiente caja de grasa ^a | c_2 | $\pm 0,5$ | $\pm 0,2$ |

^a Véase la figura 4.

^b Según las especificaciones del diseñador.

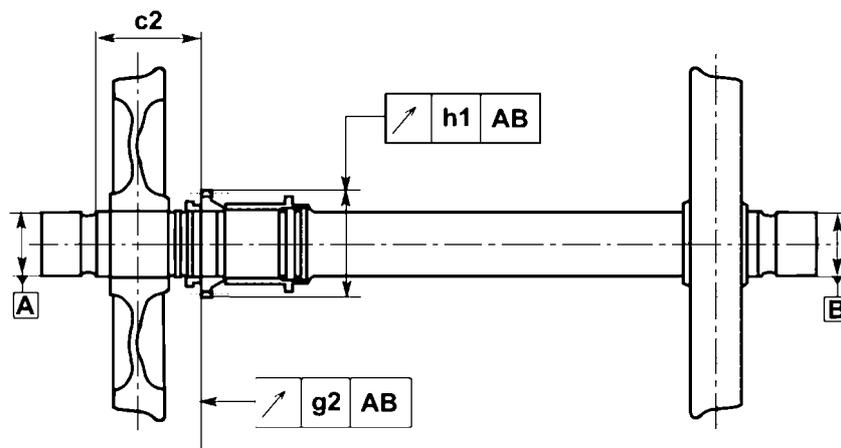


Figura 4 – Ruedas dentadas cilíndricas para ejes motores, reductores, etc.

3.2.6 Tensiones residuales

3.2.6.1 Generalidades

Las distintas operaciones de fabricación de un eje que conducen al estado de "listo para el montaje" no deben crear tensiones residuales que faciliten la aparición de fisuras de fatiga.

3.2.6.2 Valores a obtenerse

En las zonas de calado en los ejes a una profundidad de 0,1 mm por debajo de la superficie, las tensiones residuales deben ser $\leq 100 \text{ N/mm}^2$ a tracción.

3.2.6.3 Probeta y posición de los puntos de medición

La probeta es el eje en estado "listo para el montaje". Los puntos de medición están situados en el centro y en un extremo de las zonas de calado. En cada circunferencia se miden dos puntos a 120° .

3.2.6.4 Método de medición

Las mediciones pueden hacerse o bien con los extensómetros convencionales o bien por difracción de rayos X.

3.2.7 Protección contra la corrosión y los impactos

Los componentes de los ejes montados deben estar protegidos según los requisitos de sus respectivas normas.

Las cavidades que aparezcan por el voladizo del cubo de la rueda en la zona de calado deben protegerse o rellenarse con un producto anticorrosión.

3.2.8 Marcado

Los componentes de los ejes montados deben marcarse de conformidad con las normas correspondientes.

El eje montado debe identificarse, como mínimo, con las siguientes marcas (de acuerdo con la orden de compra):

- 1) tipo de eje montado;
- 2) número de serie;
- 3) marcas del ensamblador;

4) fecha del montaje;

5) marcas del propietario.

Estas marcas deben situarse en el extremo de la mangueta donde ya lleve las marcas del eje definidas en la Norma EN 13261 y debajo de éstas.

La mitad de la superficie del otro final de la mangueta debe estar exenta de marcas. Queda reservada para identificar las operaciones de mantenimiento. La otra mitad queda libre para cualquier otro marcado.

Las marcas deben ir punzonadas. Las rebabas que sobresalgan en el proceso de punzonado deben eliminarse para permitir comprobaciones por ultrasonidos en servicio.

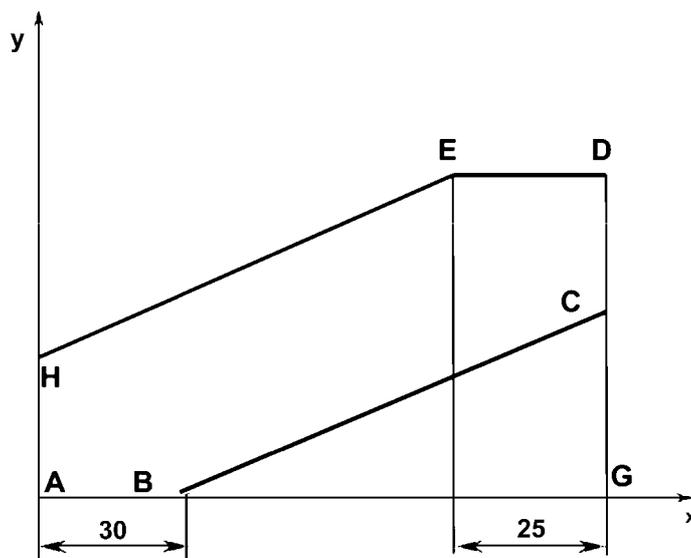
ANEXO A (Normativo)

CARACTERÍSTICAS DE LA CURVA DE CALADO A PRESIÓN

La figura A.1 describe las características de la curva de calado a presión. La fuerza de calado debe comenzar a incrementarse antes de que la penetración de la zona de calado en el cubo de la rueda alcance los 30 mm. La fuerza entonces debe incrementarse de forma continua sin salirse de los valores límite dados por las curvas establecidas por el diseñador del componente que debe calarse.

Sin embargo, se admiten los casos siguientes:

- 1) una reducción de la fuerza de calado donde se ubica el canal para el decalado con aceite. La fuerza máxima a la que se haya llegado antes del canal debe alcanzarse de nuevo a menos de 25 mm de penetración. En el intervalo, la fuerza de calado puede estar por debajo de la definida por la curva límite inferior;
- 2) una disminución máxima de 0,05 MN en los últimos 25 mm de desplazamiento;
- 3) curvas con desviaciones locales si existe un acuerdo previo entre el cliente y el proveedor o durante la cualificación del producto.



NOTA

- AB, BC, HE y ED son segmentos de recta, AG es igual a la longitud de la zona de calado;
- para las ruedas, las posiciones de los distintos puntos son las siguientes:
 $Y_H = 1,3 \varnothing$; $Y_C = 0,85 F$; $Y_D = Y_E = 1,45 F$
 \varnothing = diámetro nominal de la zona de calado, en metros
 F = fuerza de calado especificada por el diseñador del componente que debe calarse (rueda, disco, rueda de engranaje, etc.)

Leyenda

- x Distancia en mm
- y Fuerza de calado F (mN)

Figura A.1 – Características de la curva de calado a presión

ANEXO B (Normativo)**CARACTERÍSTICAS DE FATIGA DE UN EJE MONTADO
CON EJE DE ACERO DE GRADO EA1T O EA4T**

La tabla B.1 define las características de fatiga de un eje montado con eje de acero de grado EA1T o EA4T.

Tabla B.1 – Valores mínimos de tensiones en N/mm²

| Grado | F_3 | F_4 | F_5 |
|--------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
| EA1T | 120 | 110 | 94 |
| EA4T | 145 | 132 | 113 |

ANEXO C (Informativo)

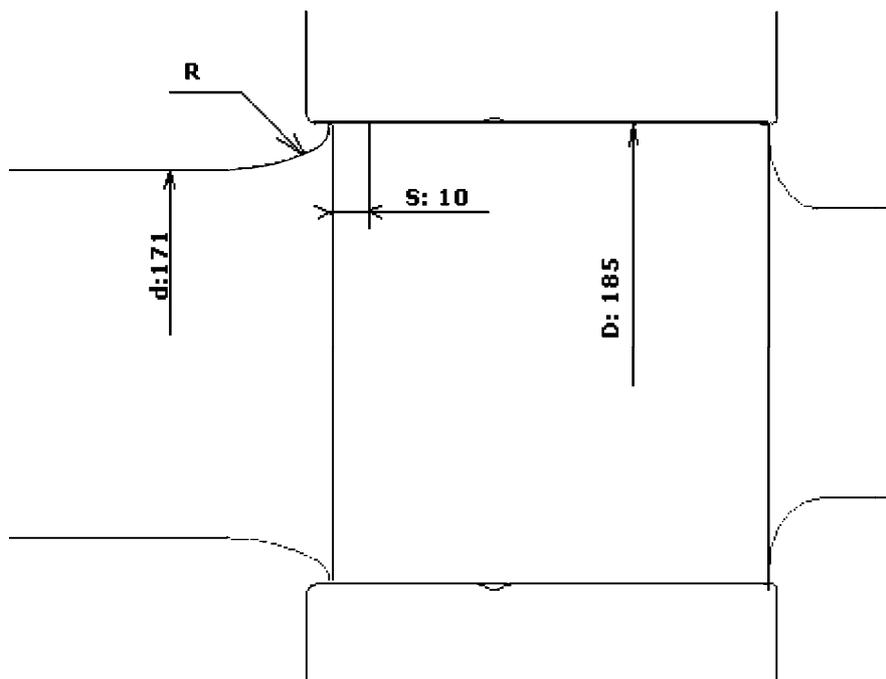
INFORMACIÓN SOBRE LA PROBETA PARA ENSAYOS DE FATIGA

La figura C.1 muestra el plano de la probeta para ensayos de fatiga.

NOTA Esta probeta está diseñada con una relación de diámetros, \varnothing zona de calado (185) / \varnothing cuerpo (171), de 1,08. Esta relación de diámetros se elige a fin de garantizar la comprobación del montaje frente a la resistencia del eje montado. Si se produce una fisura, aparecerá en la zona de calado y no en el cuerpo. Este valor puede no ser válido para aceros de alta aleación. Pueden aplicarse relaciones de diámetro mayores (inferiores a 1,12) para los grados de acero de esta norma, no obstante:

- con cocientes mayores, existe el riesgo de que se produzca fisuras en el radio del cuerpo;
- con cocientes menores, existe el riesgo de que no se alcance la fuerza necesaria en la zona de calado de la rueda.

Medidas en milímetros

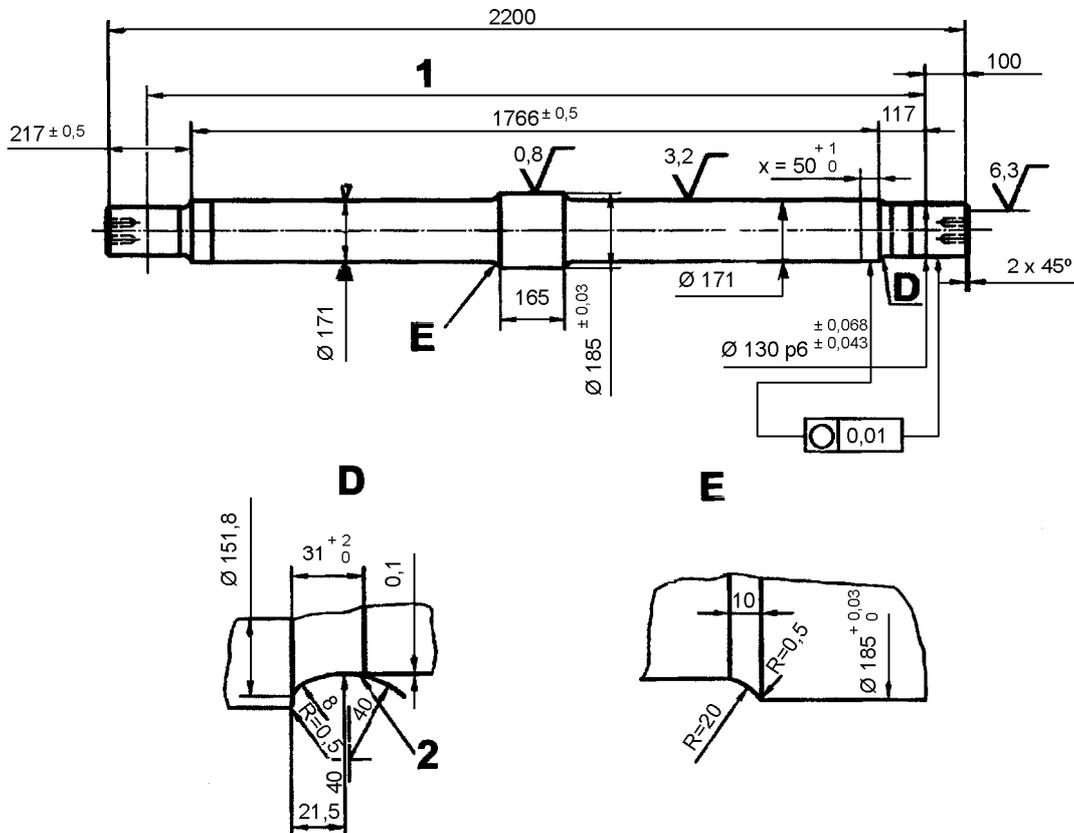


Leyenda

- S Sección de referencia a 10 mm de la extremidad de la zona de calado
R Radio según la geometría definida en la Norma EN 13103

Figura C.1 – Plano de la geometría de la probeta necesaria para los ensayos de fatiga

Medidas en milímetros



Leyenda

- 1 Distancia de centro a centro de las manguetas: 2 000 mm
- 2 Arista redondeada

Figura C.2 – Ejemplo de probeta de ensayo

ANEXO D (Informativo)**DOCUMENTOS PARA LA IDENTIFICACIÓN DE LOS COMPONENTES DEL EJE MONTADO**

En este anexo informativo se incluyen dos documentos:

- 1) la figura D.1 muestra el documento que debe utilizarse para un eje montado individual, en general de categoría 1 o un eje montado motor;
- 2) la figura D.2 muestra el documento que puede utilizarse para varios ejes montados.

La tabla D.1 detalla el significado de la información contenida en estos dos documentos.

| | | |
|-------------|-----------------------|----|
| Eje montado | Tipo | 22 |
| | Número de serie | 4 |
| | Marca del propietario | |

1 – Componentes

| | Eje | Rueda Izq. | Rueda Dcha. |
|---------------------------|-----|------------|-------------|
| Planos | 34 | 36 | |
| Referencia de la rueda | | 36 | 36 |
| Proveedor | 35 | 37 | 37 |
| Grado | 7 | 11 | 11 |
| Nº de colada/N.º de serie | 5/6 | 9 | 9 |
| Fecha de entrega | 8 | 10 | 10 |
| Diámetro de rueda | | 14 | 14 |
| | | Disco Izq. | Disco Dcho. |
| Plano | | 40 | 40 |
| Referencia de disco | | 46 | 46 |
| Proveedor | | 47 | 47 |
| Fecha de entrega | | 48 | 48 |

| Caja de grasa | Izq. | Dcha. |
|----------------------|------|-------|
| Tipo | 30 | |
| Proveedor | 41 | |
| Nº de serie | 42 | 42 |
| Fecha de fabricación | 43 | 43 |
| Fecha de montaje | 44 | |

| Grasa | Izq. | Dcha. |
|----------------------|------|-------|
| Nº de lote | 31 | 31 |
| Fecha de fabricación | 31 | 31 |
| Fecha de engrasado | 44 | 44 |

Otros componentes

| | Eje motor | Transmisión |
|------------------|-----------|-------------|
| Plano | | |
| Nº de serie | | |
| Proveedor | | |
| Fecha de entrega | | |

2 – Características de montaje

| | Ruedas | | | Discos | | | Ruedas dentadas | |
|----------------------|----------------|-------------|--------------|-----------|-------------|--------------|-----------------|--------|
| | Permitido | Medida izq. | Medida dcha. | Permitido | Medida izq. | Medida dcha. | Permitido | Medida |
| Montaje | 29 | 13 | 13 | 49 | 50 | 50 | 56 | 57 |
| Fuerza de calado | 28 | 12 | 12 | 51 | 52 | 52 | 58 | 59 |
| Condición de montaje | Tipo | | | 45 | | | 45 | |
| | Característica | | | 53 | | | 53 | |

| Juego de rodamientos | | | | Peso de grasa |
|----------------------|----|--------------|----|---------------|
| Permitido | | | | |
| Máx. | 53 | Mín. | 53 | 55 |
| Medida izq. | | Medida dcha. | | |
| 54 | | 54 | | |

3 – Controles

| | Ruedas | | | Discos | | | Ruedas dentadas | |
|---------------|-----------|-------------|--------------|-----------|-------------|--------------|-----------------|--------|
| | Permitido | Medida izq. | Medida dcha. | Permitido | Medida izq. | Medida dcha. | Permitido | Medida |
| Excentricidad | 60 | 61 | 61 | 60 | 61 | 61 | 60 | 67 |
| Alabeo | 69 | 61 | 61 | 60 | 61 | 61 | 60 | 67 |

| Desequilibrio | | Resistencia eléctrica | |
|---------------|--------|-----------------------|--------|
| Permitido | Medida | Permitido | Medida |
| 63 | 64 | 63 | 65 |

4 – Protección contra la corrosión

Tipo de pintura: 66
 Tipo de revestimiento: 66

5 – Distancia entre caras internas

| | Libre |
|-----------|-------|
| Permitido | 67 |
| A | 67 |
| B | 67 |
| C | 67 |
| D | 67 |

| Nombre del inspector | Compañía | Fecha | Firma | N.º de pedido |
|--|----------|-------|-------|---------------|
| 33 | 1 | | | 16 |
| 1 – Representante del fabricante del eje montado | | | | |

Figura D.1 – Documento para la identificación de los componentes de un eje montado independiente, en general de categoría 1, o un eje montado motor

14

| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|-----------------------|--|--------------------------|--|-------------|--------------------------------------|-----------------------------|--|--------------------------|--|-------|------------------------------------|----------------|--|-----------------------|--|-------------------|--|--|--|--------------------------------------|--|---------|--|------------------|--|
| 1 | | Informe de ejes montados | | | | | | Objeto del informe N° 15 | | | | | | Anexo 17 | | | | | | | | | | | |
| | | Componentes | | | | | | | | | | | | Referencia interna 16 | | | | | | | | | | | |
| | | Grado de acero del eje 7 | | | Grado de acero de la rueda izquierda | | | | | | Grado de acero de la rueda derecha | | | | | | | | | | | | | | |
| 2 | | 3 | | 4 | | 5 | | 6 | | 8 | | 9 | | 10 | | 14 | | 13a | | 13b | | 13c | | 12 | |
| N° de trabajo | | Marca de propietario | | N° de serie | | N° de colada | | N° de serie | | Fecha | | N° de colada | | Fecha | | Diámetro de rueda | | Diámetro interior del cubo de la rueda | | Diámetro de zona de calado en el eje | | Apriete | | Fuerza de calado | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Equilibrado 18 | | | | | | Mín. permitido | | | | | | 29 | | | | | | | | | | | | | |
| Excentricidad | | | | | | Alabeo 20 | | | | | | Máx. permitido | | | | | | 28 | | | | | | | |
| | | | | | | Tipo de rodamientos 30 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Eje montado 22 | | | | | | Grasa 31 | | | | | | N° de lote 19 | | | | | | | | | | | | | |
| Nombre del cliente 21 | | | | | | N° de pedido del cliente 24 | | | | | | Destino 25 | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | N° de vehículo 23/26 | | | | | | Tara 26 | | | | | | Fecha de carga 27 | | | | | | | |

Figura D.2 – Documento para la identificación de componentes de varios ejes montados

Tabla D.1 – Información relativa a las características de los ejes montados

| Elementos | Referencia | Identificación |
|------------------------------------|--|---|
| Fabricante de los ejes montados | 1 (2,3,4) | Nombre y centro de producción |
| Referencias del pedido del cliente | 15 16 17 21 24 33 | Referencia del plano Número interno de pedido Referencia de posibles anexos Nombre del cliente Referencia del pedido del cliente Nombre del inspector |
| Identificación de los ejes | 5 6 7 8 34 35 | Número de colada Número de serie Grado del acero Mes y año de fabricación Plano del eje Fabricante |
| Identificación de las ruedas | 9 10 11 12 13a 13b 13c 14 28 29 32 36 37 45 53 | Número de colada Mes y año de fabricación Grado del acero Presión de calado Diámetro interior del cubo de la rueda Diámetro de la zona de calado en el eje Montaje Diámetro de la rueda Tolerancia de la presión del calado Tolerancia del apriete Tipo de lubricante Plano y marcados de la rueda Fabricante de la rueda Tipo de montaje (SF para calado en caliente; PF para calado a presión) Tipo de lubricante si PF; tipo de temperatura de calentamiento si SF |
| Identificación del rodamiento | 30 31 41 42 43 44 53 54 55 | Tipo de rodamientos de la caja de grasa Tipo de grasa, número de lote, fecha de producción Proveedor Número de serie del rodamiento Fecha de fabricación Fecha de montaje Juego de rodamientos permitido Juego de rodamientos medido Peso de la grasa |
| Identificación del disco/freno | 40 46 47 48 49 50 51 52 | Plano Número de serie Fabricante Fecha de entrega Tolerancia del apriete de los discos Valor medido del apriete de los discos Tolerancia de la fuerza de calado Valor de la presión de calado |
| Otros elementos deseables | 56 57 58 59 | Apriete exigido Apriete medido Fuerza de calado exigida Fuerza de calado medida |

| Elementos | Referencia | Identificación |
|----------------------|--|---|
| Controles | 60 61 63 64 65 66 67 | Excentricidad radial permitida Excentricidad radial medida Desequilibrio máximo permitido Desequilibrio máximo medido Bueno o malo Tipo de pintura Medición de las caras internas de un eje montado libre |
| Referencia del vagón | 23/26 25 27 | Referencias del vehículo (peso, número, etc.) Lugar de entrega Fecha de carga |
| Ruedas y eje montado | 18 19 20 | Desequilibrio Número de lote Excentricidad/alabeo |

ANEXO E (Informativo)
CUALIFICACIÓN DEL PRODUCTO

El Comité Técnico CEN/CT 256 considera que los siguientes capítulos representan el mejor medio para evaluar la conformidad de una gama de productos con esta norma. No obstante, se puede aplicar un sistema de calidad distinto del especificado en la Norma EN ISO 9001.

E.1 Generalidades

Un eje montado debe obtener su cualificación antes de que se utilice en una red europea.

Este capítulo especifica los requisitos y procedimientos que se deben aplicar para cualificar el producto.

La cualificación de un eje montado está vinculada de forma directa al proveedor, y un eje montado sólo puede cualificarse si el proveedor cumple los requisitos especificados en el apartado E.2.1.

Estos requisitos se aplican en los siguientes casos:

- 1) todo eje montado de un nuevo proveedor;
- 2) todo cambio de componentes del eje montado.

E.2 Requisitos

E.2.1 Requisitos a cumplir por el proveedor

E.2.1.1 Generalidades

Si las operaciones de fabricación de un eje montado conciernen a más de un proveedor, cada uno de ellos debe satisfacer los requisitos que se detallan más adelante.

E.2.1.2 Organización de la calidad

El proveedor debería tener implantado un sistema de aseguramiento de la calidad conforme a la Norma EN ISO 9001.

E.2.2 Cualificación del personal

E.2.2.1 Generalidades

El personal responsable de los ensayos no destructivos debe estar cualificado según la Norma EN 473.

E.2.2.2 Equipo

El equipo utilizado por el proveedor para la fabricación, control y seguimiento debe permitir el cumplimiento de los requisitos de esta norma.

E.2.3 Requisitos a cumplir por el producto

El producto debe cumplir los requisitos de producto especificados en el capítulo 3.

Debe establecerse la trazabilidad de todos los componentes y de su montaje.

E.3 Procedimiento de cualificación

E.3.1 Generalidades

El procedimiento de cualificación comprende cuatro fases sucesivas:

- 1) entrega de documentación por parte del proveedor;
- 2) evaluación del equipo y de los procesos de fabricación;
- 3) ensayos de laboratorio;
- 4) ensayos de producto.

E.3.2 Documentación requerida

Cuando se presente una solicitud de cualificación, el proveedor debe aportar un expediente que incluya:

- 1) una descripción de los productos objeto de la solicitud;
- 2) una descripción de la empresa con:
 - a) tamaño de la compañía (número de empleados y su distribución entre fabricación, control y aseguramiento de la calidad);
 - b) producción anual de los diferentes productos;
 - c) una lista de todos los equipos de producción y control;
- 3) datos sobre la organización de la empresa, acompañados de los organigramas correspondientes;
- 4) descripción de los procesos de fabricación con explicaciones sobre las diferentes etapas de la fabricación;
- 5) documentos de cualificación de los diversos componentes del producto que va a cualificarse;
- 6) resultados de los ensayos de los productos sometidos a cualificación.

Si el proveedor ya ha suministrado un expediente para la cualificación de un eje montado distinto, el que debe suministrar para la cualificación de un nuevo eje montado tiene que incluir sólo los elementos específicos de este producto o los nuevos de la empresa.

E.3.3 Evaluación de las instalaciones y los procesos de fabricación

Esta evaluación comprende:

- 1) inspección de la planta de fabricación y examen de los procesos de producción;
- 2) inspección de la planta de fabricación de los componentes del eje montado y examen de sus procesos de producción;
- 3) auditoría de la organización de la fabricación para confirmar si se han cumplido los requisitos del apartado E.2.1;
- 4) auditoría de la información suministrada en los documentos referidos en el apartado E.3.1.

Al término de esta fase debe redactarse un informe para identificar todos los procesos de producción, incluidos los de los componentes del eje montado. Debe concluir si se han cumplido los requisitos del apartado E.2.1, que son necesarios para que el procedimiento de cualificación prosiga.

E.3.4 Ensayos de laboratorio

Esta etapa debe verificar que se han alcanzado los límites de fatiga definidos en el apartado 3.2.2 y los niveles de tensiones residuales definidos en el apartado 3.2.6.

Al término de esta fase ha de realizarse un informe. Debe confirmar la geometría y el proceso de fabricación de las probetas.

E.3.5 Ensayos de los productos terminados

Todas las características definidas en el capítulo 3 (excepto las de fatiga y las de tensiones residuales) deben verificarse en 10 ejes montados.

Las tensiones residuales definidas en el apartado 3.2.6 se tienen que verificar en dos ejes.

Debe redactarse un informe que describa tanto los ejes montados sometidos a ensayo como los procedimientos de ensayo y los resultados. Debe precisar si los ejes montados cumplen los requisitos o no.

Si la conclusión es satisfactoria, puede emitirse un certificado de cualificación provisional.

Una vez otorgado este certificado de cualificación provisional, las mismas verificaciones realizadas en los 10 ejes montados deben hacerse al menos en un eje montado de cada 30, hasta que se hayan entregado 300 ejes montados.

El producto está cualificado si estas verificaciones no muestran defectos repetidos en el producto.

Debe emitirse otro informe. En él deben identificarse los ejes montados, las comprobaciones y sus resultados.

Si el número de ejes montados a suministrar en dos años es menor de 300, el estado de cualificado se da después de realizar los ensayos en los 10 primeros ejes montados. No obstante, las mismas verificaciones que las realizadas en los primeros 10 ejes montados se deben llevar a cabo en uno de cada 30 ejes montados suministrados posteriormente.

E.4 Certificado de cualificación

E.4.1 Condición de validez

El certificado de cualificación debe especificar los límites de validez para:

- 1) los diámetros y longitudes de las zonas de calado;
- 2) los grados del acero y la geometría de los distintos componentes de los ejes montados;
- 3) el nivel de tensiones residuales producidas en el cubo de rueda por el calado.

E.4.2 Modificación y ampliación

A petición del proveedor, se puede modificar o ampliar el alcance de la validez de la certificación en los siguientes casos:

- 1) si se consideran otros productos;
- 2) si se han modificado parámetros importantes (procesos de fabricación, organización de la calidad, etc.).

E.4.3 Transferencia

En caso de cambio de propietario, una cualificación existente, si se solicita, puede transferirse a otra empresa si no se han modificado ni el contenido correspondiente ni las condiciones previas a la cualificación.

E.4.4 Caducidad

El equipo y los procesos de producción descritos en el apartado E.3.3 deben volver a evaluarse en los casos siguientes:

- 1) si, después de 5 años, no se han suministrado 300 ejes montados después de la cualificación provisional;
- 2) si, en un periodo de 2 años, no se han suministrado ejes montados en el contexto del producto objeto de la cualificación.

E.4.5 Anulación

Si el cliente registra defectos significativos en el producto, se deben repetir aquellas partes del procedimiento de cualificación que se vean afectadas.

Si el proveedor no ha garantizado el cumplimiento de todas las condiciones importantes de la cualificación, ésta puede anularse.

E.5 Expediente de cualificación

Se debe preparar un expediente de cualificación por cada producto cualificado. Debe contener los siguientes documentos:

- 1) la solicitud del proveedor;
- 2) los documentos aportados por el proveedor (véase E.3.2);
- 3) los informes de evaluación (véase E.3.3);
- 4) los informes de los ensayos de laboratorio (véase E.3.4);
- 5) los informes de los ensayos de producto (véase E.3.5);
- 6) el certificado de cualificación (véase el capítulo E.4).

ANEXO F (Informativo)
ENTREGA DEL PRODUCTO

El Comité Técnico CEN/TC 256 considera que los apartados siguientes representan el mejor medio para evaluar la conformidad de los productos entregados según esta norma.

F.1 Generalidades

El cliente debe definir los siguientes elementos en su pedido:

- 1) la geometría y las medidas de los componentes del eje montado (planos);
- 2) los planos del eje montado;
- 3) la categoría del eje montado;
- 4) los requisitos de calado a presión o calado en caliente;
- 5) el método de ensayo por ultrasonidos utilizado, si éste se exige (véase F.3.2);
- 6) el marcado del eje montado (véase 3.2.8).

El cliente y el proveedor deben llegar a un acuerdo sobre los siguientes puntos:

- 7) el método de calado (véase 3.1.1);
- 8) el método de ensayo de resistencia eléctrica (véase 3.2.3);
- 9) el método de ensayo de desequilibrio (véase 3.2.4);
- 10) los controles dimensionales optativos (véase F.3.1).

Para la entrega, se verifican algunas características en cada eje montado (véase el capítulo F.2). Para las otras características definidas en el capítulo 3, el proveedor debe proponer un plan de calidad del producto (de acuerdo con la definición dada en la Norma EN ISO 9000) que debe acordarse con el cliente.

Todo eje montado debe ir acompañado de los documentos que registren su trazabilidad.

F.2 Comprobaciones específicas

Deben efectuarse los siguientes controles en todos los ejes montados:

- 1) conformidad del diagrama de calado para el calado a presión (véase 3.1.3);
- 2) dimensiones: $d - d_1$, h , g , a_1 (véase 3.2.5.2).

Para el calado en caliente, debe verificarse la resistencia del montaje en el 10% de los ejes que se vayan a entregar (véase 3.2.1).

F.3 Controles optativos

F.3.1 Control dimensional

Después de que el cliente y el proveedor hayan llegado a un acuerdo, se pueden verificar otras dimensiones definidas en el apartado 3.2.5 en todos o en parte de los ejes montados de la entrega.

F.3.2 Examen por ultrasonidos

Si la política de mantenimiento de un operador lo exige, los ejes de los montajes pueden ser sometidos a un control por ultrasonidos para detectar cualquier defecto de tamaño crítico que haya podido resultar del montaje.

El proceso debe ser conforme a un procedimiento acordado y llevado a cabo por operarios cualificados y autorizados que utilicen equipos también aprobados.

Debe estar disponible un eje de calibración autorizado para calibrar el equipo antes del ensayo.

Se debe llevar un registro permanente individual de cada examen.

F.4 Rectificaciones autorizadas

Se autorizan reparaciones de los ejes montados si se cumplen los siguientes requisitos:

- 1) un desequilibrio excesivo, unas medidas o tolerancias geométricas por encima de los límites permitidos deben corregirse mediante mecanizado o rectificado dentro de las medidas y tolerancias dadas en los planos y normas de cada componente;
- 2) para corregir un montaje incorrecto de uno de los componentes, puede desmontarse y volverse a montar ese componente;
- 3) distintas formas de las curvas de calado (en el caso de calado a presión) se toleran dentro de los límites de los diagramas normalizados que hayan acordado el cliente y el proveedor;
- 4) después del mecanizado, se debe eliminar cualquier defecto que incida de forma negativa en la integridad del eje montado;
- 5) los daños en la protección contra la corrosión pueden repararse si, después de la reparación, las características de las zonas reparadas son las mismas que las de las otras zonas;
- 6) si, durante un calado a presión, un decalado o un ensayo de resistencia del montaje, las superficies caladas de los dos componentes en contacto quedan dañadas, se pueden reutilizar estos componentes con las siguientes condiciones:
 - a) los elementos que se van a ensamblar pueden reutilizarse con un eje nuevo si éste tiene dos zonas de calado de ruedas de un diámetro superior a las tolerancias del dibujo, hasta un máximo de + 1,5 mm, para ajustar el apriete;
 - b) si el daño provoca huellas en la zona de calado de las ruedas durante el decalado, la zona de calado puede mecanizarse para eliminarlas y podrá calarse otra rueda mientras quede un 50% de tolerancia en el espesor que se utilice para el mantenimiento y exista un acuerdo al respecto con el cliente;
 - c) está permitido usar un método de proyección metálica aprobado para obtener un apriete correcto. Debe acordarse previamente con el cliente. Asimismo, este método debe haber obtenido una cualificación siguiendo un procedimiento que incluya ensayos de fatiga para probar que las características de fatiga de ese eje montado reparado son las mismas que las del eje montado no reparado.

Siempre que se haga una reparación autorizada, debe describirse en los documentos de trazabilidad del eje montado reparado.

F.5 Documentos

F.5.1 Calado en caliente

Se debe asignar a cada elemento calado en caliente un documento que contenga la siguiente información:

- 1) nombre del proveedor que haya efectuado el calado;
- 2) fecha de la operación de calado;
- 3) identificación del eje montado;
- 4) elemento calado (rueda, disco, etc.);
- 5) medidas:
 - a) diámetro medio de la zona de calado;
 - b) diámetro medio del agujero del cubo del elemento calado;
 - c) apriete;
- 6) posición "D" (derecha) o "I" (izquierda), si se montan dos piezas idénticas en un eje.

El anexo informativo D proporciona ejemplos de los documentos.

F.5.2 Calado a presión

Se debe asignar a cada elemento calado a presión un documento con la curva de calado a presión (véase 3.1.3) que contenga la siguiente información:

- 1) nombre del proveedor que haya efectuado el calado;
- 2) fecha de la operación de calado;
- 3) identificación del eje montado;
- 4) elemento calado (rueda, disco, etc.);
- 5) medidas:
 - a) diámetro medio de la zona de calado;
 - b) diámetro medio del agujero del cubo del elemento calado;
 - c) apriete;
- 6) posición "D" (derecha) o "I" (izquierda), si se calan dos piezas idénticas en un eje;
- 7) fuerza de calado final F .

Esta información aparece en los documentos incluidos en el anexo informativo D.

F.5.3 Componentes

Para todo eje montado, la identificación de cada componente debe registrarse en un documento, tal y como se describe en el anexo informativo D.

F.6 Plan de calidad**F.6.1 Generalidades**

El proveedor debe establecer un plan de calidad que debe acordar con el cliente.

Este plan de calidad debe hacer referencia al manual de calidad y debe contener los elementos específicos del producto.

F.6.2 Objetivos

El objetivo de este plan, que debe establecerse en el momento de la oferta, consiste en describir las medidas tomadas por el proveedor para alcanzar y controlar la calidad de los productos considerados. Cuando se hayan elegido requisitos optativos, deben justificarse.

Este plan de calidad debe especificar los controles exigidos en el transcurso de la fabricación y entrega de los productos. Los requisitos de inspección pueden recogerse en un plan de control de fabricación.

F.6.3 Validez

Toda modificación del plan de calidad debe ser puesta en conocimiento del cliente y acordada con él.

Si el cliente detecta alguna disconformidad en el producto entregado, el plan de calidad debe revisarse.

ANEXO ZA (Informativo)

{A1►} CAPÍTULOS DE ESTA NORMA EUROPEA RELACIONADOS CON LOS REQUISITOS ESENCIALES U OTRAS DISPOSICIONES DE LA DIRECTIVA 2008/57/CE

Esta norma europea ha sido elaborada bajo un Mandato dirigido a CEN/CENELEC/ETSI por la Comisión Europea, para proporcionar un medio de dar cumplimiento a los requisitos esenciales de la Directiva 2008/57/CE¹⁾.

Una vez que esta norma se cite en el Diario Oficial de la Unión Europea bajo esta directiva, y se implemente como norma nacional en al menos un Estado Miembro, el cumplimiento de los capítulos de esta norma indicados en la tabla ZA.1 para material rodante de alta velocidad, tabla ZA.2 para vagones de mercancías de ferrocarril convencional y tabla ZA.3 para material rodante para locomotoras y viajeros en ferrocarril convencional dentro de los límites del campo de aplicación de esta norma, es un medio para dar presunción de conformidad con los requisitos esenciales específicos de esta directiva y los reglamentos de la AELC asociados.

Tabla ZA.1 – Correspondencia entre esta norma europea, y la ETI AV MAT ROD publicada en el DOUE el 26 de marzo de 2008 y la Directiva 2008/57/CE

| Capítulo(s)/apartado(s) de esta norma europea | Capítulo/apartados/anexos de la ETI | Texto/artículos/apartados/anexos correspondientes de la Directiva 2008/57/CE | Comentarios |
|---|--|---|-------------|
| Toda la norma es aplicable | 4. Características del subsistema 4.2 Especificación funcional y técnica del subsistema 4.2.3 Interacción vía-gálibo 4.2.3.3.1 Parámetros del material rodante que influyen en los sistemas de vigilancia del tren desde tierra. Resistencia eléctrica 4.2.3.4.1 Comportamiento dinámico del material rodante. Generalidades 4.2.3.4.9.1 Comportamiento dinámico del material rodante. Juegos de ruedas Anexo M Límites en servicio de las dimensiones geométricas de las ruedas y los ejes montados | Anexo III, Requisitos esenciales 1 Requisitos generales 1.1 Seguridad 1.1.1, 1.1.2, 1.1.3 1.5 Compatibilidad técnica §1 2 Requisitos específicos de cada subsistema 2.3 Control-mando y señalización 2.3.2 Compatibilidad técnica §1 2.4 Material rodante 2.4.2 Fiabilidad y disponibilidad 2.4.3 Compatibilidad técnica §3 | |

1) La Directiva 2008/57/CE adoptada el 17 de junio de 2008 es una refundición de las anteriores Directivas 96/48/CE relativa a la interoperabilidad del sistema ferroviario transeuropeo de alta velocidad y 2001/16/CE relativa a la interoperabilidad del sistema ferroviario transeuropeo convencional, y de su revisión por la Directiva 2004/50/CE del Parlamento Europeo y del Consejo del 29 de abril de 2004, que modifica las Directivas 96/48/CE y 2001/16/CE.

Tabla ZA.2 – Correspondencia entre esta norma europea, y la ETI FC Material Rodante Vagones de Mercancías de julio de 2006, publicada en el Diario Oficial el 8 de diciembre de 2006 y su revisión intermedia publicada en el Diario Oficial el 14 de febrero de 2009 y la Directiva 2008/57/CE

| Capítulo(s)/apartado(s) de esta norma europea | Capítulo/apartados/anexos de la ETI | Texto/artículos/apartados/ anexos correspondientes de la Directiva 2008/57/CE | Comentarios |
|---|--|---|-------------|
| <p>Toda la norma es aplicable</p> | <p>4. Caracterización de de cada subsistema</p> <p>4.2 Especificaciones funcionales y técnicas del subsistema</p> <p>4.2.3 Interacción vehículo/vía y gálibo</p> <p>4.2.3.3.1 Parámetros del material rodante que influyen en los sistemas de vigilancia del tren basados en tierra. Resistencia eléctrica</p> <p>4.2.3.4.1 Comportamiento dinámico del vehículo. Generalidades</p> <p>5 Componentes de interoperabilidad</p> <p>5.3.2.4 Lista de componentes. Interacción vehículo/vía y gálibo. Ejes</p> <p>5.4.2.2 Prestaciones y especificaciones de los componentes. Interacción vehículo/vía y gálibo. Ejes</p> <p>6 Evaluación de la conformidad y/o de la idoneidad para el uso de los componentes y verificación del subsistema</p> <p>6.1.3.2.2 Componentes de interoperabilidad. Especificación para la evaluación de los componentes de interoperabilidad. Interacción vehículo/vía y gálibo. Juegos de ruedas</p> <p>Anexo E Interacción vehículo/vía y gálibo. Dimensiones de los ejes montados y tolerancias para el ancho estándar</p> <p>Anexo K Interacción vehículo/vía y gálibo. Eje montado</p> <p>Anexo Q Procedimientos de evaluación, componentes de interoperabilidad</p> <p>Anexo Y Componentes. Bogies y órgano de rodadura</p> | <p>Anexo III, Requisitos esenciales</p> <p>1 Requisitos generales</p> <p>1.1 Seguridad 1.1.1, 1.1.2, 1.1.3</p> <p>1.5 Compatibilidad técnica</p> <p>2 Requisitos específicos de cada subsistema</p> <p>2.3 Control-mando y señalización 2.3.2 Compatibilidad técnica §1</p> <p>2.4 Material rodante 2.4.2 Fiabilidad y disponibilidad 2.4.3 Compatibilidad técnica §3</p> | |

Tabla ZA.3 – Correspondencia entre esta norma europea, y la ETI FC Material Rodante para Locomotoras y Viajeros (borrador final rev 3.0 del 3 de agosto de 2009) y la Directiva 2008/57/CE

| Capítulo(s)/apartado(s) de esta norma europea | Capítulo/apartados/puntos y anexos de la ETI | Texto/artículos/apartados/anexos correspondientes de la Directiva 2008/57/CE | Comentarios |
|---|---|---|---|
| Toda la norma es aplicable | <p>4. Caracterización de cada subsistema</p> <p>4.2 Especificación funcional y técnica del subsistema</p> <p>4.2.3 Interacción vehículo/vía y gálibo</p> <p>4.2.3.3.1.1 Características del material rodante para la compatibilidad con el sistema de detección de trenes por circuito de vía</p> <p>4.2.3.5.2 Interacción vehículo/vía y gálibo. Ejes montados</p> <p>4.2.3.5.2.1 Características mecánicas y geométricas de los ejes montados</p> | <p>Anexo III, Requisitos esenciales</p> <p>1 Requisitos generales</p> <p>1.1 Seguridad</p> <p>1.1.1, 1.1.2, 1.1.3</p> <p>1.5 Compatibilidad técnica § 1</p> <p>2 Requisitos específicos de cada subsistema</p> <p>2.3 Control-mando y señalización</p> <p>2.3.2 Compatibilidad técnica § 1</p> <p>2.4 Material rodante</p> <p>2.4.2 Fiabilidad y disponibilidad</p> <p>2.4.3 Compatibilidad técnica § 3</p> | <p>La ETI hace referencia a los apartados 3.2.1 y 3.2.2 de la Norma EN 13260:2009 y por lo tanto son de aplicación reglamentaria.</p> |

ADVERTENCIA: Los productos incluidos en el campo de aplicación de esta norma pueden estar afectados por otros requisitos o directivas de la UE. {◀A1}

{A1▶} Texto eliminado {◀A1}

BIBLIOGRAFÍA

- [1] EN 473, *Non-destructive testing. Qualification and certification of NDT personnel. General principles.*
- [2] EN 12080, *Railway applications. Wheelsets and bogies. Axleboxes. Rolling bearings.*
- [3] EN 14535-1, *Railway applications. Brake discs for railway rolling stock. Part 1: Brake discs pressed or shrunk onto the axle or drive shaft, dimensions and quality requirements.*
- [4] EN ISO 9000, *Quality management systems. Fundamentals and vocabulary (ISO 9000:2005).*
- [5] EN ISO 9001, *Quality management systems. Requirements (ISO 9001:2000).*

AENOR Asociación Española de
Normalización y Certificación

Génova, 6
28004 MADRID-España

info@aenor.es
www.aenor.es

Tel.: 902 102 201
Fax: 913 104 032

Septiembre 2011

TÍTULO

Aplicaciones ferroviarias

Ejes montados y bogies

Ejes

Requisitos de producto

Railway applications. Wheelsets and bogies. Axles. Product requirements.

Applications ferroviaires. Essieux montés et bogies. Essieux-axes. Prescriptions pour le produit.

CORRESPONDENCIA

Esta norma es la versión oficial, en español, de la Norma Europea EN 13261:2009+A1:2010.

OBSERVACIONES

Esta norma anula y sustituye a las Normas UNE-EN 13261:2009 y UNE-EN 13261:2009 Erratum:2010.

ANTECEDENTES

Esta norma ha sido elaborada por el comité técnico AEN/CTN 25 *Aplicaciones ferroviarias* cuya Secretaría desempeña CETREN.

AENOR

NORMA EUROPEA
EUROPEAN STANDARD
NORME EUROPÉENNE
EUROPÄISCHE NORM

EN 13261:2009+A1

Octubre 2010

ICS 45.040

Sustituye a EN 13261:2009

Versión en español

Aplicaciones ferroviarias
Ejes montados y bogies
Ejes
Requisitos de producto

Railway applications. Wheelsets and bogies. Axles. Product requirements.

Applications ferroviaires. Essieux montés et bogies. Essieux-axes. Prescriptions pour le produit.

Bahnanwendungen. Radsätze und Drehgestelle. Radsatzwellen. Produktanforderungen.

Esta norma europea ha sido aprobada por CEN el 2008-11-29 e incluye la Modificación 1 aprobada por CEN el 2010-09-14.

Los miembros de CEN están sometidos al Reglamento Interior de CEN/CENELEC que define las condiciones dentro de las cuales debe adoptarse, sin modificación, la norma europea como norma nacional. Las correspondientes listas actualizadas y las referencias bibliográficas relativas a estas normas nacionales pueden obtenerse en el Centro de Gestión de CEN, o a través de sus miembros.

Esta norma europea existe en tres versiones oficiales (alemán, francés e inglés). Una versión en otra lengua realizada bajo la responsabilidad de un miembro de CEN en su idioma nacional, y notificada al Centro de Gestión, tiene el mismo rango que aquéllas.

Los miembros de CEN son los organismos nacionales de normalización de los países siguientes: Alemania, Austria, Bélgica, Bulgaria, Chipre, Croacia, Dinamarca, Eslovaquia, Eslovenia, España, Estonia, Finlandia, Francia, Grecia, Hungría, Irlanda, Islandia, Italia, Letonia, Lituania, Luxemburgo, Malta, Noruega, Países Bajos, Polonia, Portugal, Reino Unido, República Checa, Rumanía, Suecia y Suiza.

CEN
COMITÉ EUROPEO DE NORMALIZACIÓN
European Committee for Standardization
Comité Européen de Normalisation
Europäisches Komitee für Normung
CENTRO DE GESTIÓN: Avenue Marnix, 17-1000 Bruxelles

© 2010 CEN. Derechos de reproducción reservados a los Miembros de CEN.

ÍNDICE

| | Página |
|--|--------|
| PRÓLOGO | 7 |
| INTRODUCCIÓN | 8 |
| 1 OBJETO Y CAMPO DE APLICACIÓN | 8 |
| 2 NORMAS PARA CONSULTA | 8 |
| 3 DEFINICIÓN DEL PRODUCTO | 9 |
| 3.1 Composición química | 9 |
| 3.1.1 Valores a obtener | 9 |
| 3.1.2 Localización de la muestra | 10 |
| 3.1.3 Análisis químicos | 10 |
| 3.2 Características mecánicas | 10 |
| 3.2.1 Características derivadas del ensayo de tracción | 10 |
| 3.2.2 Características de resiliencia | 11 |
| 3.2.3 Características de fatiga | 14 |
| 3.3 Características de la microestructura | 15 |
| 3.3.1 Valores a obtener | 15 |
| 3.3.2 Localización de la probeta | 15 |
| 3.3.3 Método de ensayo | 16 |
| 3.4 Limpieza del material | 16 |
| 3.4.1 Limpieza micrográfica | 16 |
| 3.4.2 Integridad interior | 17 |
| 3.5 Permeabilidad a los ultrasonidos | 17 |
| 3.5.1 Generalidades | 17 |
| 3.5.2 Nivel a obtener | 17 |
| 3.5.3 Probeta | 17 |
| 3.5.4 Método de ensayo | 17 |
| 3.6 Tensiones residuales | 18 |
| 3.6.1 Generalidades | 18 |
| 3.6.2 Valores a obtener | 18 |
| 3.6.3 Probeta y localización de los puntos de medición | 18 |
| 3.6.4 Método de medición | 19 |
| 3.7 Características de la superficie | 19 |
| 3.7.1 Acabado de la superficie | 19 |
| 3.7.2 Integridad de la superficie | 21 |
| 3.8 Tolerancias geométricas y dimensionales | 22 |
| 3.9 Protección contra la corrosión y las agresiones mecánicas | 27 |
| 3.9.1 Protección final | 27 |
| 3.9.2 Protección temporal | 30 |
| 3.10 Marcado | 31 |
| ANEXO A (Normativo) CARACTERÍSTICAS ESPECIALES PARA EJES DE ACERO DE GRADOS EA1T Y EA4T | 32 |
| A.1 Composición química | 32 |
| A.2 Características mecánicas | 32 |
| A.2.1 Características del ensayo de tracción | 32 |
| A.2.2 Características de la resistencia al choque | 32 |
| A.2.3 Características de fatiga | 33 |
| A.3 Características metalográficas | 33 |

| | | |
|------------------------------|--|-----------|
| ANEXO B (Normativo) | CUÑA NORMALIZADA PARA LA MEDICIÓN DE LA PERMEABILIDAD A LOS ULTRASONIDOS..... | 34 |
| B.1 | Probeta | 34 |
| B.2 | Tolerancias de la cuña..... | 34 |
| B.3 | Grado del acero | 34 |
| ANEXO C (Normativo) | MÉTODO PARA EVALUAR LA RESISTENCIA DEL REVESTIMIENTO AL CHOQUE | 35 |
| C.1 | Principio | 35 |
| C.2 | Probeta | 35 |
| C.3 | Dispositivo de ensayo..... | 35 |
| C.4 | Procedimiento | 35 |
| C.5 | Expresión de los resultados | 35 |
| ANEXO D (Normativo) | MÉTODO PARA EVALUAR LA RESISTENCIA DEL REVESTIMIENTO A LAS PROYECCIONES DE GRAVILLA | 36 |
| D.1 | Principio | 36 |
| D.2 | Probeta | 36 |
| D.3 | Dispositivo de ensayo..... | 36 |
| D.4 | Procedimiento | 36 |
| D.5 | Expresión de los resultados | 36 |
| ANEXO E (Normativo) | MÉTODO PARA EVALUAR LA RESISTENCIA DEL REVESTIMIENTO A DETERMINADOS PRODUCTOS CORROSIVOS..... | 37 |
| E.1 | Principio | 37 |
| E.2 | Probeta | 37 |
| E.3 | Dispositivo de ensayo..... | 37 |
| E.4 | Productos corrosivos | 37 |
| E.5 | Procedimiento | 37 |
| E.6 | Expresión de los resultados | 37 |
| ANEXO F (Normativo) | MÉTODO PARA EVALUAR LA RESISTENCIA DEL REVESTIMIENTO FRENTE A ESFUERZOS MECÁNICOS CÍCLICOS..... | 38 |
| F.1 | Objeto | 38 |
| F.2 | Principio | 38 |
| F.3 | Probeta | 38 |
| F.4 | Dispositivo de ensayo..... | 38 |
| F.5 | Procedimiento | 38 |
| F.6 | Expresión de resultados | 38 |
| ANEXO G (Normativo) | MEDICIÓN DEL CONTENIDO DE HIDRÓGENO EN EL ACERO DE EJES EN EL MOMENTO DE SU FUNDICIÓN | 39 |
| G.1 | Muestreo..... | 39 |
| G.2 | Métodos de análisis..... | 39 |
| G.3 | Precauciones | 39 |
| ANEXO H (Informativo) | DIBUJOS DE PROBETAS..... | 40 |
| ANEXO I (Informativo) | CALIFICACIÓN DEL PRODUCTO..... | 42 |
| I.1 | Introducción..... | 42 |
| I.2 | Generalidades | 42 |
| I.3 | Requisitos | 42 |
| I.3.1 | Requisitos que debe cumplir el proveedor | 42 |
| I.3.2 | Requisitos a cumplir por el producto | 43 |

| | | |
|--|--|-----------|
| I.4 | Procedimiento de calificación..... | 43 |
| I.4.1 | Generalidades | 43 |
| I.4.2 | Documentación requerida | 43 |
| I.4.3 | Evaluación de las instalaciones y de los procesos de producción | 43 |
| I.4.4 | Ensayos de laboratorio..... | 44 |
| I.5 | Certificado de calificación | 44 |
| I.5.1 | Condición de validez | 44 |
| I.5.2 | Modificación y ampliación..... | 44 |
| I.5.3 | Transmisión | 44 |
| I.5.4 | Caducidad | 45 |
| I.5.5 | Anulación | 45 |
| I.6 | Expediente de calificación..... | 45 |
| ANEXO J (Informativo) SUMINISTRO DEL PRODUCTO..... | | 46 |
| J.1 | Introducción..... | 46 |
| J.2 | Generalidades | 46 |
| J.3 | Condiciones de entrega | 47 |
| J.4 | Controles de cada eje | 47 |
| J.5 | Control por lotes..... | 47 |
| J.5.1 | Controles | 47 |
| J.5.2 | Permeabilidad a los ultrasonidos | 48 |
| J.5.3 | Acabado de la superficie | 49 |
| J.5.4 | Control visual..... | 49 |
| J.6 | Plan de calidad..... | 49 |
| J.6.1 | Generalidades | 49 |
| J.6.2 | Objetivos | 49 |
| J.6.3 | Aplicación del plan de calidad..... | 49 |
| J.7 | Rectificación autorizada | 49 |
| ANEXO ZA (Informativo) {A1▶} CAPÍTULOS DE ESTA NORMA EUROPEA RELACIONADOS CON LOS REQUISITOS ESENCIALES U OTRAS DISPOSICIONES DE LA DIRECTIVA 2008/57/CE {◀A1}..... | | 50 |
| BIBLIOGRAFÍA..... | | 54 |

PRÓLOGO

Esta Norma EN 13261:2009+A1:2010 ha sido elaborada por el Comité Técnico CEN/TC 256 *Aplicaciones ferroviarias*, cuya Secretaría desempeña DIN.

Esta norma europea debe recibir el rango de norma nacional mediante la publicación de un texto idéntico a ella o mediante ratificación antes de finales de abril de 2011, y todas las normas nacionales técnicamente divergentes deben anularse antes de finales de abril de 2011.

Se llama la atención sobre la posibilidad de que algunos de los elementos de este documento estén sujetos a derechos de patente. CEN y/o CENELEC no es(son) responsable(s) de la identificación de dichos derechos de patente.

Esta norma incluye la Modificación 1 aprobada por CEN el 2010-09-14.

Esta norma anula y sustituye a la Norma EN 13261:2009.

El comienzo y el final del texto introducido o modificado se indica por los símbolos {A1►} {◄A1}.

{A1►} Esta norma europea ha sido elaborada bajo un Mandato dirigido a CEN/CENELEC/ETSI por la Comisión Europea y por la Asociación Europea de Libre Comercio, y sirve de apoyo a los requisitos esenciales de la Directiva europea 2008/57/CE.

{A1►} La relación con la Directiva UE 2008/57/CE se recoge en el anexo informativo ZA, que forma parte integrante de esta norma. {◄A1}

De acuerdo con el Reglamento Interior de CEN/CENELEC, están obligados a adoptar esta norma europea los organismos de normalización de los siguientes países: Alemania, Austria, Bélgica, Bulgaria, Chipre, Croacia, Dinamarca, Eslovaquia, Eslovenia, España, Estonia, Finlandia, Francia, Grecia, Hungría, Irlanda, Islandia, Italia, Letonia, Lituania, Luxemburgo, Malta, Noruega, Países Bajos, Polonia, Portugal, Reino Unido, República Checa, Rumanía, Suecia y Suiza.

INTRODUCCIÓN

Los documentos normativos usados hasta ahora en Europa para el suministro de ejes montados (fichas UIC, normas nacionales) tenían, como fin principal, dar una definición completa de los procedimientos de recepción y de las características de los ejes que se tenían que verificar.

A veces se mencionaba la calificación del producto, pero no se daban los procedimientos ni las características que se debían verificar para la calificación.

Esta norma se refiere a estos puntos mediante:

- a) la definición de todas las características del eje; éstas se verifican durante la calificación o el suministro del producto (véase el capítulo 3);
- b) la definición de los procedimientos de calificación (véase el anexo I);
- c) la definición de las condiciones de suministro (véase el anexo J); aquí, se da al proveedor la posibilidad de elegir entre:
 - 1) un procedimiento tradicional de suministro con control por muestreo de lotes, según los documentos ya existentes (véase J.5), o
 - 2) un procedimiento de suministro utilizando conceptos de aseguramiento de la calidad (véase J.6).

1 OBJETO Y CAMPO DE APLICACIÓN

Esta norma europea especifica las características de ejes para su utilización en las redes europeas.

Define las características de ejes huecos o macizos, forjados o laminados, de acero desgaseado al vacío de grado EA1N¹⁾, que es el grado más utilizado en las redes europeas. En cuanto a los ejes huecos, esta norma se aplica sólo a aquéllos con el hueco mecanizado a partir de un eje macizo forjado o laminado.

Asimismo, en el anexo A se dan las características particulares de ejes de grado EA1T¹⁾ y EA4T¹⁾.

Se definen dos categorías de ejes, categoría 1 y categoría 2. Generalmente se elige la categoría 1 cuando la velocidad de circulación es superior a 200 km/h.

Esta norma es aplicable a ejes diseñados de acuerdo con los requisitos de las Normas EN 13103 y EN 13104.

NOTA Se pueden concertar valores diferentes para algunas características si influye en ellas un determinado proceso de fabricación (por ejemplo, laminado en frío, granallado).

2 NORMAS PARA CONSULTA

Las normas que a continuación se indican son indispensables para la aplicación de esta norma. Para las referencias con fecha, sólo se aplica la edición citada. Para las referencias sin fecha se aplica la última edición de la norma (incluyendo cualquier modificación de ésta).

EN 10002-1 *Materiales metálicos. Ensayos de tracción. Parte 1: Método de ensayo a temperatura ambiente.*

EN 10045-1 *Materiales metálicos. Ensayo de flexión por choque sobre probeta Charpy. Parte 1: Método de ensayo.*

1) N para el estado metalúrgico normalizado.

T para el estado metalúrgico templado y revenido.

EN 13103 *Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes portadores. Método de diseño.*

EN 13104 *Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes motores. Método de diseño.*

EN 13260 *Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes montados. Requisitos de producto.*

EN 20898-2:1993 *Características mecánicas de los elementos de fijación. Parte 2: Tuercas con valores de carga de prueba especificados. Rosca de paso grueso. (ISO 898-2:1992)*

EN 22768-1 *Tolerancias generales. Parte 1: Tolerancias para cotas dimensionales lineales y angulares sin indicación individual de tolerancia. (ISO 2768-1:1989)*

EN 22768-2 *Tolerancias generales. Parte 2: Tolerancias para cotas geométricas sin indicación individual de tolerancia. (ISO 2768-2:1989)*

EN ISO 643:2003 *Acero. Determinación micrográfica del tamaño de grano aparente. (ISO 643:2003)*

EN ISO 2409:2007 *Pinturas y barnices. Ensayo de corte por enrejado. (ISO 2409:2007)*

EN ISO 2808:2007 *Pinturas y barnices. Determinación del espesor de película. (ISO 2808:2007)*

EN ISO 9227:2006 *Ensayos de corrosión en atmósferas artificiales. Ensayos de niebla salina. (ISO 9227:2006)*

EN ISO 14284:2002 *Acero y hierro. Muestreo y preparación de muestras para determinar la composición química. (ISO 14284:1996)*

ISO 4967:1998 *Aceros. Determinación del contenido de inclusiones no metálicas. Método microográfico con ayuda de imágenes tipo.*

ISO 5948:1994 *Material rodante ferroviario. Ensayo de aceptación por ultrasonidos.*

ISO 6933:1986 *Material rodante ferroviario. Ensayo de aceptación por partículas magnéticas.*

ISO/TR 9769²⁾ *Acero y hierro. Revisión de los métodos de análisis disponibles.*

3 DEFINICIÓN DEL PRODUCTO

3.1 Composición química

3.1.1 Valores a obtener

Los porcentajes máximos del contenido de los diferentes elementos se dan en la tabla 1.

Tabla 1 – Valores límite por análisis del producto (%)

| C | Si | Mn | P ^a | S ^{ab} | Cr | Cu | Mo | Ni | V |
|--|------|------|----------------|-----------------|------|------|------|------|------|
| 0,40 | 0,50 | 1,20 | 0,020 | 0,020 | 0,30 | 0,30 | 0,08 | 0,30 | 0,06 |
| ^a Se puede acordar un contenido máximo de 0,025% en el concurso y en el pedido. ^b Se puede acordar un contenido mínimo de azufre en el concurso y en el pedido según el proceso de elaboración del acero, para prevenir la fragilización por hidrógeno. | | | | | | | | | |

2) Véase también el Informe Técnico CEN/TR 10261.

3.1.2 Localización de la muestra

La muestra de ensayo debe tomarse a la mitad del radio en los ejes macizos o a mitad de distancia entre las superficies interior y exterior en los ejes huecos.

3.1.3 Análisis químicos

Los análisis de composición química deben realizarse según los métodos y definiciones descritos en el Informe Técnico ISO/TR 9769.

3.2 Características mecánicas

3.2.1 Características derivadas del ensayo de tracción

3.2.1.1 Valores a obtener

Los valores que se han de obtener a la mitad del radio en los ejes macizos o a mitad de distancia entre las superficies interior y exterior en los ejes huecos se dan en la tabla 2.

Los valores a obtener cerca de la superficie exterior deben ser mayores o iguales a 0,95 veces los valores medidos a la mitad del radio en ejes macizos o a mitad de distancia entre las superficies interior y exterior en los ejes huecos.

Los valores a obtener en el centro de ejes macizos o cerca de la superficie interior de ejes huecos deben ser mayores o iguales a 0,8 veces los valores medidos a mitad del radio o en el punto medio de las superficies interior y exterior.

Tabla 2 – Valores a obtener a mitad del radio en ejes macizos o en el punto medio entre las superficies interior y exterior en ejes huecos

| R_{eH} (N/mm ²) ^a | R_m (N/mm ²) | $A_5\%$ |
|--|----------------------------|---------|
| ≥ 320 | 550-650 | ≥ 22 |
| ^a Si no figura el límite elástico, se debe determinar el límite convencional $R_{p0,2}$. | | |

3.2.1.2 Localización de las probetas

Las probetas deben tomarse en tres niveles en la sección de mayor diámetro del eje:

- 1) tan cerca de la superficie exterior como sea posible en todos los ejes;
- 2) en la mitad del radio y en el centro en los ejes macizos;
- 3) a mitad de distancia entre las superficies exterior e interior, y cerca de la superficie interior, en los ejes huecos como se muestra en las figuras 1 a) y b).

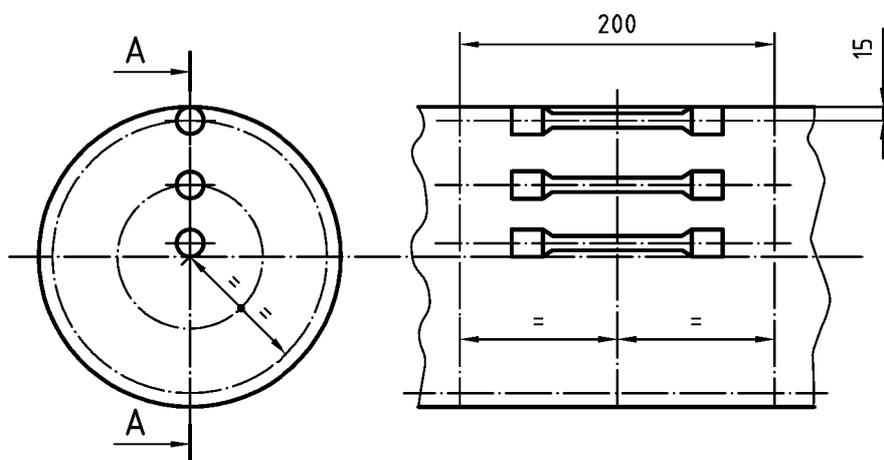


Figura 1a) – Eje macizo

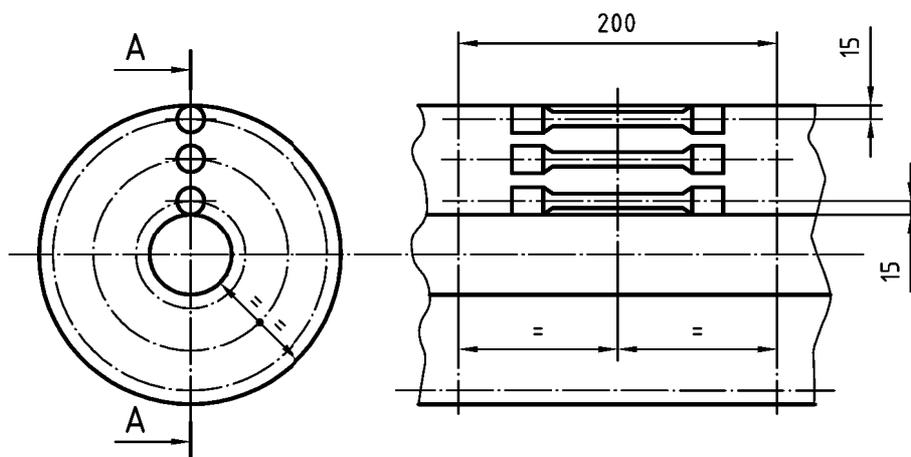


Figura 1b) – Eje hueco

Figura 1 – Localización de las probetas

3.2.1.3 Método de ensayo

El ensayo debe realizarse según la Norma EN 10002-1. El diámetro de la probeta debe ser al menos de 10 mm en su parte calibrada. La base de medición del alargamiento debe ser cinco veces el diámetro.

3.2.2 Características de resiliencia

3.2.2.1 Valores a obtener

Las características de resiliencia deben determinarse a 20 °C en las direcciones longitudinal y transversal. Los valores que se han de alcanzar a la mitad del radio en ejes macizos, o a mitad de distancia entre las superficies interior y exterior en los ejes huecos se dan en la tabla 3.

Los valores obtenidos cerca de la superficie exterior deben ser mayores o iguales a 0,95 veces los valores obtenidos a la mitad del radio en ejes macizos o a mitad de la distancia entre las superficies exterior e interior en los ejes huecos.

Los valores obtenidos en el centro de ejes macizos o cerca de la superficie interior en ejes huecos, deben ser mayores o iguales a 0,8 veces los valores obtenidos a mitad del radio o a mitad de distancia entre las superficies exterior e interior.

En cada nivel (superficie, mitad del radio, centro), el valor medio de las tres probetas (véase 3.2.2.2) se define en la tabla 3.

Ningún valor individual debe ser inferior al 70% de los valores indicados en la tabla 3.

Tabla 3 – Valores a obtener a la mitad del radio en ejes macizos o a la mitad de la distancia entre las superficies interior y exterior en ejes huecos

| <i>KU</i> longitudinal (J) | <i>KU</i> transversal (J) |
|----------------------------|---------------------------|
| ≥ 30 | ≥ 20 |

3.2.2.2 Localización de las probetas

Las probetas deben tomarse en tres niveles en la sección de mayor diámetro del eje:

- 1) tan cerca de superficie exterior como sea posible en todos los ejes;
- 2) en la mitad del radio y en el centro en los ejes macizos;
- 3) a mitad de distancia entre las superficies exterior e interior, y cerca de la superficie interior, en los ejes hueco como se muestra en las figuras 2a) y 2b).

3.2.2.3 Método de ensayo

El ensayo debe realizarse según la Norma EN 10045-1.

Medidas en milímetros

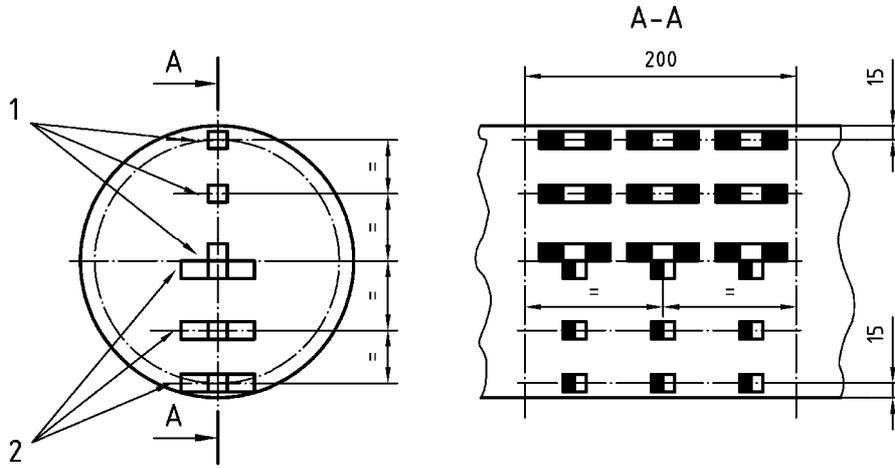


Figura 2a) – Eje macizo

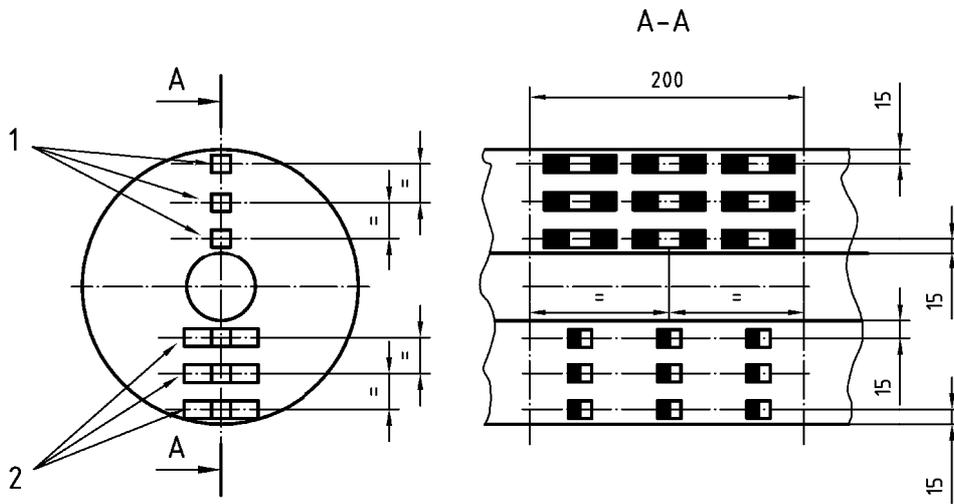


Figura 2b) – Eje hueco

Leyenda

- 1 Probeta longitudinal
- 2 Probeta transversal

Figura 2 – Localización de las probetas

3.2.3 Características de fatiga

3.2.3.1 Generalidades

3.2.3.1.1 Introducción

La verificación de las características de fatiga es esencial para un correcto dimensionamiento del eje. El funcionamiento satisfactorio de un eje en servicio depende de estas características. Los valores definidos en este apartado se usan para calcular las tensiones máximas admisibles a las que se hace referencia en las reglas de diseño de las Normas EN 13103 y EN 13104.

Para predecir el comportamiento de un eje bajo las tensiones en servicio, es necesario estimar los límites de fatiga en los dos campos siguientes:

- 1) para el material, los ensayos se hacen en probetas de tamaño reducido cuyas formas no dependen de la geometría del producto;
- 2) para el producto, los ensayos se realizan en probetas de tamaño real, cuyas dimensiones y fabricación son similares a las del producto final, así como sus defectos de fabricación admisibles asociados.

3.2.3.1.2 Límites de fatiga en probetas de tamaño reducido

Los límites de fatiga en probetas de tamaño reducido se emplean para verificar que el efecto de la entalla del material del eje es acorde con el coeficiente de seguridad “S”, definido en las Normas de diseño EN 13103 y EN 13104. Se determinan:

- en probetas de superficie lisa (límite de fatiga R_{fL});
- en probetas con entalla (límite de fatiga R_{fE}).

3.2.3.1.3 Límites de fatiga en probetas de tamaño real

Los límites definidos para probetas de tamaño real se emplean para verificar que las características de fatiga del eje son acordes con las del cálculo de las tensiones máximas admisibles a las que se hace referencia en las Normas de diseño EN 13103 y EN 13104.

Estos límites de fatiga se aplican a distintas zonas de un eje. Sólo se tienen en cuenta en esta norma los límites de fatiga que se aplican al cuerpo del eje. Los límites que se aplican a los ejes montados dependen sobre todo de su montaje y se contemplan en la Norma EN 13260.

Es necesario definir dos límites de fatiga:

- en la superficie del cuerpo del eje, límite F_1 ;
- en la superficie interior en el caso de un eje hueco, límite F_2 .

3.2.3.2 Valores a obtener

Los valores que se han de obtener se dan en la tabla 4.

Tabla 4 – Valores límite de fatiga

| Límite | F_1 | F_2 | R_{fL} | R_{fE} | $q = R_{fL} / R_{fE}$ |
|--------|---------------------------|--------------------------|---------------------------|---------------------------|-----------------------|
| Valor | $\geq 200 \text{ N/mm}^2$ | $\geq 80 \text{ N/mm}^2$ | $\geq 250 \text{ N/mm}^2$ | $\geq 170 \text{ N/mm}^2$ | $\leq 1,47$ |

3.2.3.3 Probetas para el ensayo de fatiga

Para determinar F_1 y F_2 , las zonas de inicio de la fisuración de las probetas deben presentar una geometría y un estado superficial similares a los de las zonas del eje que se han de analizar. Para la determinación de F_2 , la superficie de la probeta debe tener una entalla de 1 mm de profundidad, según se muestra en la figura 3b. Todas estas probetas deben proceder del mismo proceso de fabricación que el eje.

Para determinar R_{FL} y R_{FE} , el diámetro de las probetas es de alrededor de 10 mm en la zona de inicio de la fisuración. La rugosidad (R_a) de la probeta para la determinación de R_{FL} será menor o igual que $0,4 \mu\text{m}$. La entalla para la determinación de R_{FE} se muestra en la figura 3a. Estas probetas se localizan lo más cerca posible de la superficie del cuerpo del eje.

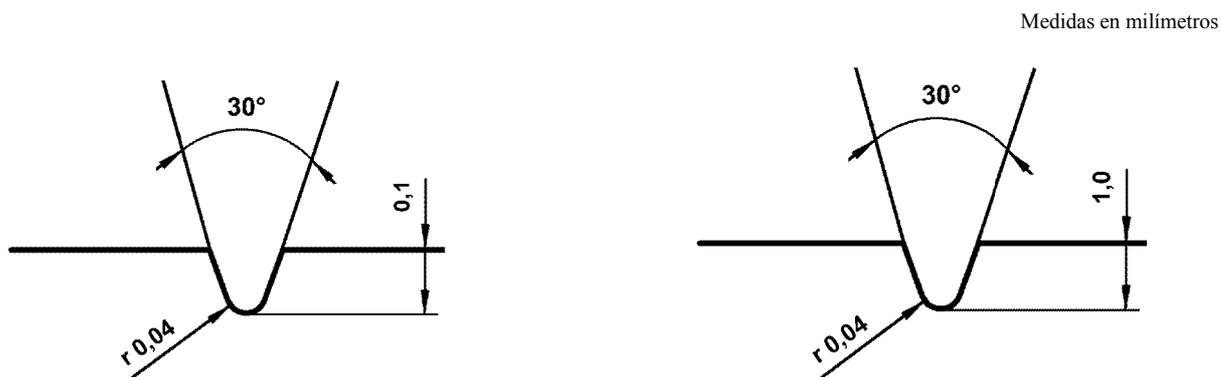


Figura 3a – Entalla para la determinación de R_{FE}

Figura 3b – Entalla para la determinación de F_2

Figura 3 – Entallas de las probetas para fatiga

En el anexo H se dan ejemplos de dibujos de probetas de tamaños real y reducido.

3.2.3.4 Método de ensayo

Los ensayos deben realizarse con máquinas que produzcan tensiones por flexión rotativa en el área de fisuración por fatiga.

Para cada límite, F_1 y F_2 , se debe verificar que no hay fisuración en tres probetas después de 10^7 ciclos de carga que generen un nivel de tensión en superficie igual a F_1 y F_2 . Los valores de las tensiones se calculan según la teoría clásica de las vigas, donde se pueda aplicar. Si no, las tensiones deben medirse con extensómetros en las zonas en las que se inicien las fisuras por fatiga.

R_{FL} y R_{FE} deben determinarse para 10^7 ciclos para una probabilidad de no ruptura del 50%, que requiere el uso de, al menos, 15 probetas para cada límite y un método estadístico para la interpretación de los resultados.

3.3 Características de la microestructura

3.3.1 Valores a obtener

La microestructura debe ser de ferrita y perlita. El tamaño del grano no debe ser mayor que el definido por el diagrama de referencia 5 en el anexo B de la Norma EN ISO 643:2003.

3.3.2 Localización de la probeta

Las probetas deben tomarse de la sección de mayor diámetro del eje en un plano de 200 mm^2 , perpendicular a la flecha F, en la mitad del radio en ejes macizos, o a mitad de distancia entre la superficie exterior e interior en ejes huecos, según se muestra en la figura 4.

3.3.3 Método de ensayo

Los ensayos deben realizarse de acuerdo con la Norma EN ISO 643.

3.4 Limpieza del material

3.4.1 Limpieza micrográfica

3.4.1.1 Nivel de limpieza a obtener

El nivel de limpieza debe medirse mediante un examen microográfico, según se define en los apartados 3.4.1.2 y 3.4.1.3. Los valores máximos de inclusiones se dan en la tabla 5.

Tabla 5 – Valores máximos de inclusiones en serie fina y gruesa

| Tipo de inclusiones | Categoría 1 | | Categoría 2 | |
|-----------------------|-----------------------|---------------------|-----------------------|---------------------|
| | Serie gruesa (máximo) | Serie fina (máximo) | Serie gruesa (máximo) | Serie fina (máximo) |
| A (Sulfuros) | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 2 |
| B (Aluminatos) | 1 | 1,5 | 1,5 | 2 |
| C (Silicatos) | 1 | 1,5 | 1,5 | 2 |
| D (Óxidos globulares) | 1 | 1,5 | 1,5 | 2 |
| B + C + D | 2 | 3 | 3 | 4 |

3.4.1.2 Localización de la muestra micrográfica

El campo de examen se da en la figura 4.

El examen debe hacerse en un plano de 200 mm², perpendicular a la flecha F, a la mitad del radio en ejes macizos, o a mitad de distancia entre la superficie exterior e interior en ejes huecos. Las probetas deben tomarse de la sección de mayor diámetro del eje.

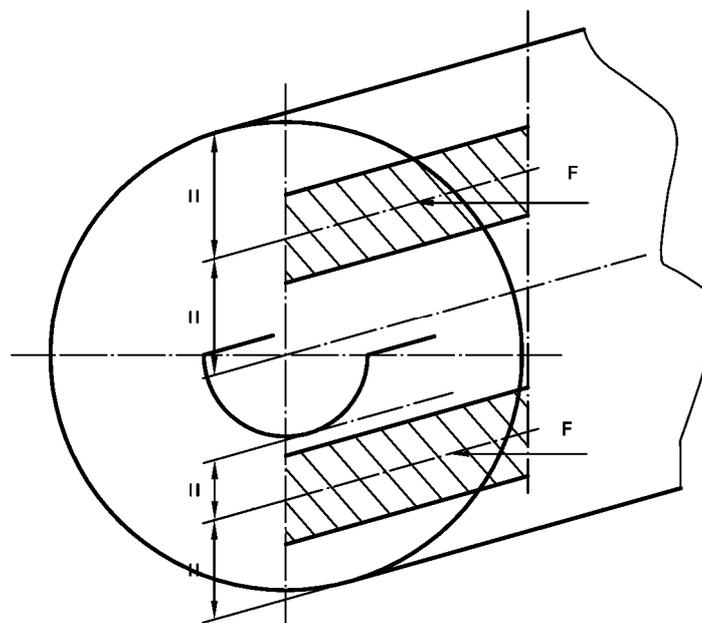


Figura 4 – Localización de la muestra para el examen microográfico

3.4.1.3 Método de ensayo

La determinación del nivel de limpieza debe llevarse a cabo de acuerdo con la Norma ISO 4967:1998, método A.

3.4.2 Integridad interior

3.4.2.1 Generalidades

La integridad interior debe determinarse mediante un examen por ultrasonidos. Los defectos normales deben estar constituidos por agujeros de fondo plano a diferentes profundidades.

3.4.2.2 Niveles a obtener

Los ejes no deben tener defectos internos cuyo eco sea igual o superior al de un defecto normal situado a la misma profundidad. El diámetro de este defecto normal debe ser de 3 mm. No se debe aceptar ninguna atenuación del eco de fondo superior a 4 dB debida a heterogeneidades o a defectos internos.

3.4.2.3 Probeta

El examen debe hacerse en el propio eje después del tratamiento térmico y en condiciones de suministro antes de la aplicación de la protección final.

3.4.2.4 Método de examen

La integridad interior del eje se verifica mediante un examen diametral por ultrasonidos según el método Da de la Norma ISO 5948:1994. Se debe examinar el eje entero, excepto algunas partes (transiciones, canales, etc.), tras un acuerdo entre el cliente y el proveedor.

3.5 Permeabilidad a los ultrasonidos

3.5.1 Generalidades

La permeabilidad debe garantizar que se puedan realizar los ensayos por ultrasonidos en servicio, y se comprueba por estimación de la respuesta obtenida sobre el eje después de una calibración preliminar del aparato de ensayo.

3.5.2 Nivel a obtener

El eco obtenido en los ejes que se revisan debe tener una amplitud igual o superior al 50% de la altura total de la pantalla, después de una calibración preliminar del aparato sobre la cuña normal descrita en el anexo B. La altura del ruido de fondo debe ser menor que el 10% de la altura de la pantalla.

3.5.3 Probeta

La probeta que se ha de examinar debe ser el eje, después de un tratamiento térmico completo.

En el momento de la inspección, el estado de los extremos de las manguetas debe ser el mismo que el requerido para el suministro sin protección.

3.5.4 Método de ensayo

El examen de permeabilidad a los ultrasonidos debe realizarse por inspección longitudinal del eje, según el método T de la Norma ISO 5948:1994.

Si los ensayos no se realizan mediante un proceso automático, la medición debe hacerse en un mínimo de seis puntos igualmente distribuidos alrededor de la sección de la mangueta del eje.

Las sondas utilizadas son de tipo piezoeléctrico, emisor y receptor, en cuarzo o titanato de bario BaTi de sección redonda o rectangular (entre 80 mm² y 450 mm²). Su frecuencia y la altura del eco obtenido delante del fondo plano de 1 mm de diámetro se describen en la tabla 6, para cada categoría de eje. El ruido producido durante la calibración no debe superar el 5% de la altura total de la pantalla.

Para este ensayo, el instrumento debe operar dentro de bandas de frecuencia estrechas, centradas sobre frecuencias nominales “ F_n ”, de modo que la banda esté entre $F_n - 20\%$ y $F_n + 20\%$, para una atenuación de 3 dB con relación a la señal de frecuencia F_n .

Tabla 6 – Calibración para el ensayo de permeabilidad

| | Categoría 1 | Categoría 2 |
|--|--------------------|--------------------|
| Frecuencia F_n | 5 MHz | de 2 MHz a 3 MHz |
| Condiciones de calibración (% de altura total de pantalla) | 90% | 40% |

Para otros tipos de sondas, se requiere que el cliente y el proveedor lleguen a un acuerdo para definir la calibración y los resultados que se han de obtener.

3.6 Tensiones residuales

3.6.1 Generalidades

Las diferentes fases de fabricación no deben crear tensiones residuales en los ejes que puedan causar deformaciones en servicio o facilitar el inicio de la fisuración por fatiga.

3.6.2 Valores a obtener

En la superficie del eje, las tensiones residuales deben ser menores o iguales que $+100 \text{ N/mm}^2$.

La diferencia entre los valores de tensión residual medidos en dos puntos distintos a 2 mm por debajo de la superficie debe ser $\leq 40 \text{ N/mm}^2$.

3.6.3 Probeta y localización de los puntos de medición

La probeta debe ser el eje en condiciones de suministro. La localización de los puntos de medición se da en la figura 5.

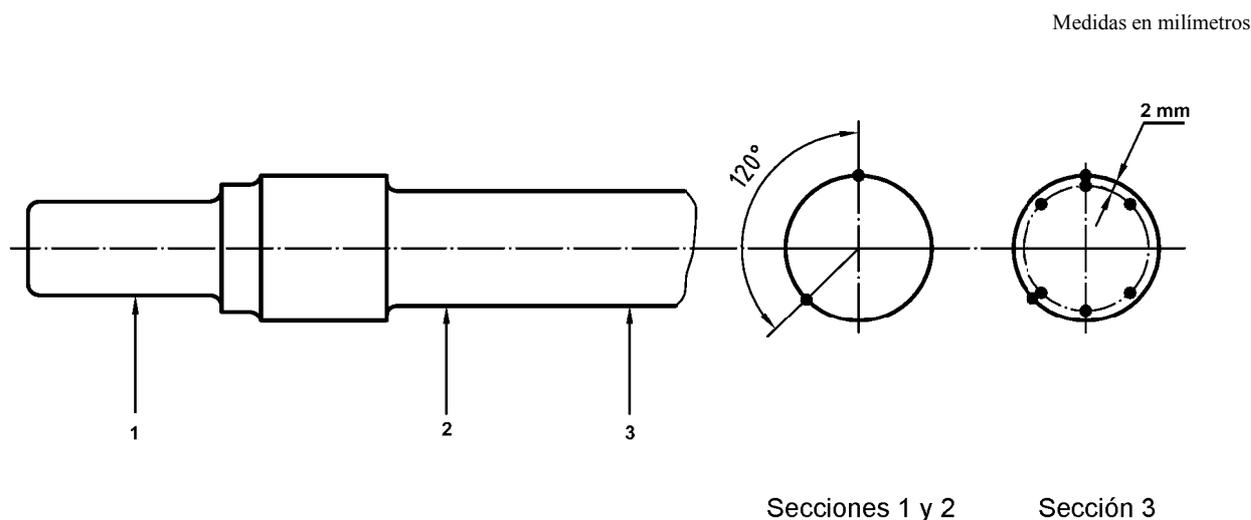


Figura 5 – Posición de los puntos de medición

3.6.4 Método de medición

Las mediciones deben hacerse bien con extensómetros o bien por difracción de rayos X. El método debe ser acordado entre el cliente y el proveedor.

3.7 Características de la superficie

3.7.1 Acabado de la superficie

3.7.1.1 Características a obtener

La superficie del eje no debe mostrar ninguna marca más que las estipuladas en esta norma.

La rugosidad de la superficie (R_a) de las partes acabadas o listas para montar se da en la tabla 7. Los símbolos son los definidos en la figura 6.

Tabla 7 – Acabado de la superficie

| Designación | Símbolo (véase la figura 6) | Rugosidad de la superficie ^a R_a (μm) | |
|---|---|---|--|
| | | Desbastado | Acabado o listo para montar |
| Extremo del eje – extremo del eje y chaflán – cara central del eje (eje macizo y hueco) | a Véanse los detalles R1 y R2 | – – | 6,3 3,2 |
| Mangueta – diámetro de mangueta – canales de descarga | b c (detalle V) | 12,5 | 0,8 0,8 |
| Obturador – diámetro del obturador | d | 12,5 | 1,6 |
| Zona de calado – diámetro de la zona de calado – entrada cónica | e f (detalle U) | 12,5 – | Mínimo 0,8 Máximo 1,6 ^c 1,6 |
| Cuerpo – radios de transición interior a la zona de calado – diámetro del cuerpo del eje – diámetro de zona de calado de disco de freno y de rueda dentada – diámetro de la zona de calado de rodamientos y cojinetes – radios de transición entre dos zonas de calado | g (detalle T) l h j k (detalle S) | – 12,5 12,5 | 1,6 3,2 ^b Mínimo 0,8 Máximo 1,6 ^c 0,8 1,6 |
| Perforación – diámetro interno de la perforación | m (detalle R1) | | 3,2 ^c |

^a Para tipos antiguos de ejes con manguetas de cojinetes, los requisitos figuran en las normas que tratan sobre esos productos.

^b Se puede aceptar 6,3 si se obtienen los límites de fatiga F_1 o F_2 definidos en el apartado 3.2.3.2 y la sensibilidad requerida para el control por ultrasonidos en servicio.

^c Los Ensayos No Destructivos en servicio pueden requerir valores menores de acabado de superficie, por ejemplo, R_a 2 μm para la perforación.

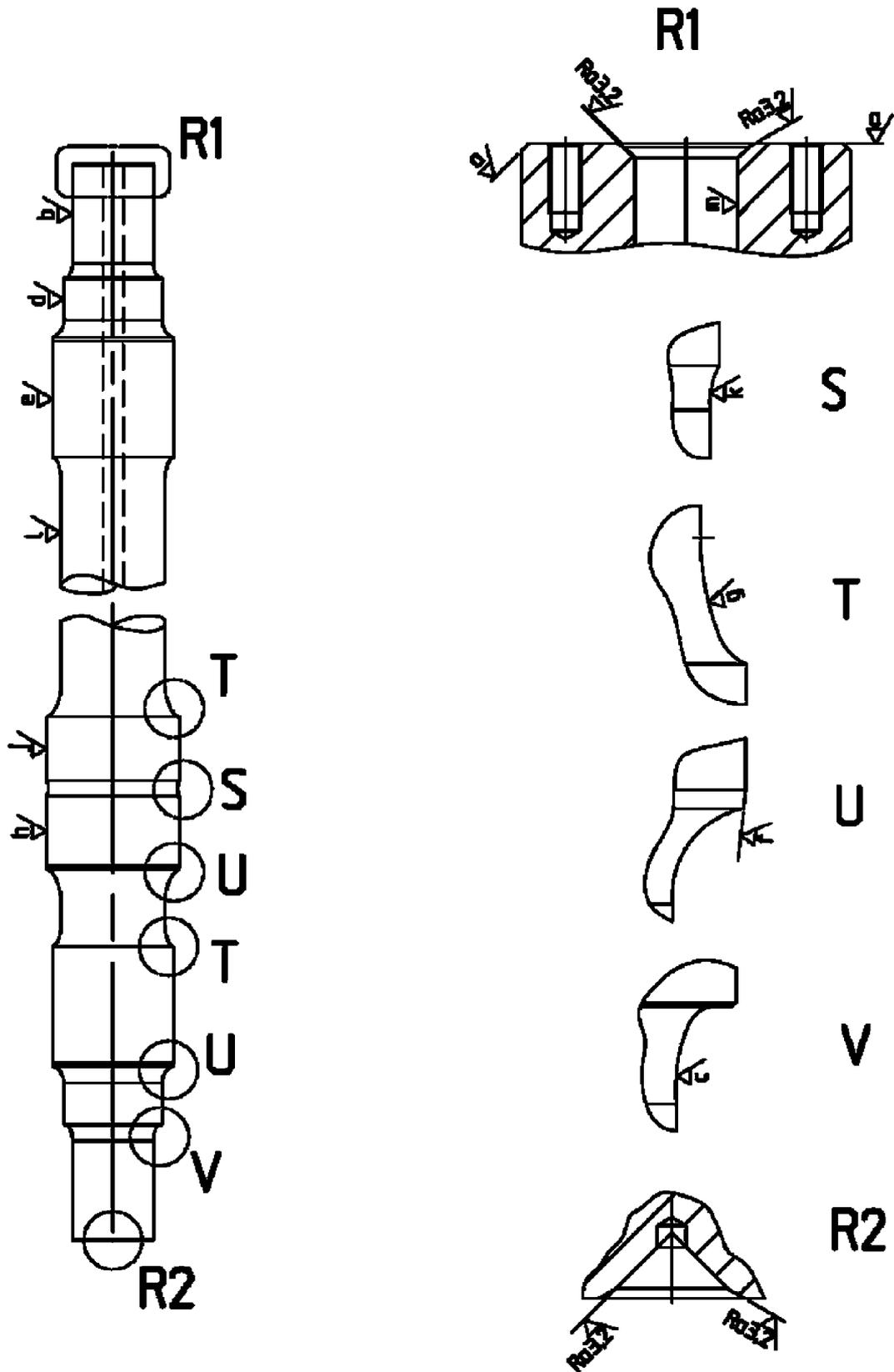


Figura 6 – Símbolos para el acabado de la superficie

3.7.1.2 Método de medición

La rugosidad media de las superficies de los ejes (R_a) en sus condiciones de suministro, dada en la tabla 7, debe medirse con un aparato específico. En los radios de transición, la rugosidad puede evaluarse por comparación con muestras táctiles y visuales convenidas entre el cliente y el proveedor.

3.7.2 Integridad de la superficie

3.7.2.1 Generalidades

La integridad de la superficie de los ejes debe determinarse, en las superficies exteriores, mediante un ensayo por partículas magnéticas y, en la superficie interior de ejes huecos, mediante un examen por ultrasonidos o un método equivalente convenido entre el cliente y el proveedor.

3.7.2.2 Nivel a alcanzar

En la superficie exterior del eje:

- no se permite ningún defecto transversal;
- se aceptan defectos longitudinales fuera de las zonas z_0 (véase la figura 7), a condición de que estén dentro de los límites dados en la tabla 8 (véase también el capítulo J.7).

Un defecto debe considerarse longitudinal si su inclinación respecto al eje central del eje es inferior a 10° .

Medidas en milímetros

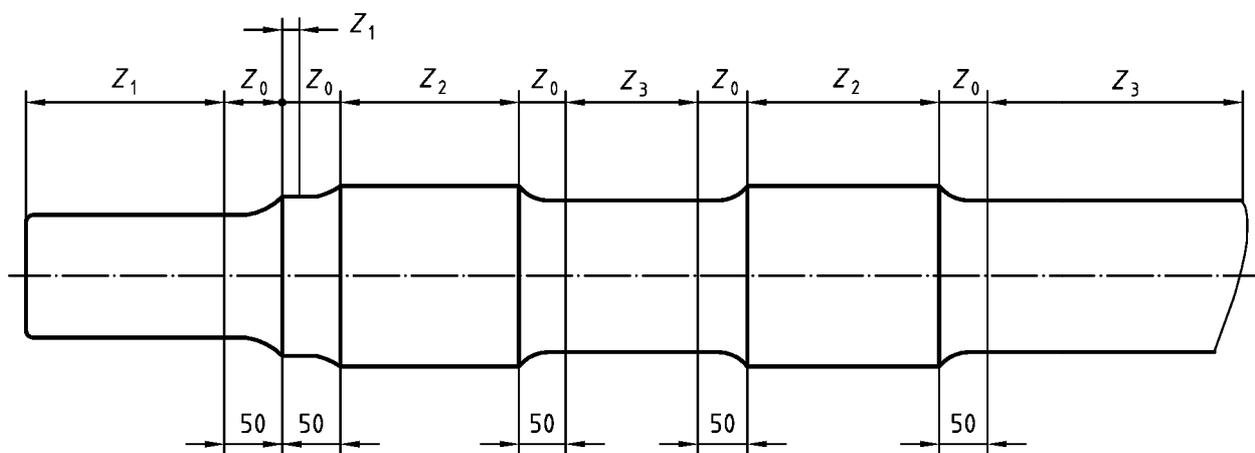


Figura 7 – Zonas

En la superficie interior de los ejes huecos, los defectos transversales se permiten si no tienen más de 0,5 mm de profundidad y si no hay más de uno por cada metro de longitud del eje.

Tabla 8 – Límites de defectos longitudinales

| Zonas | Categoría 1 | | Categoría 2 | |
|-------|--|--|--|--|
| | Longitud máxima de un defecto aislado ^a | Longitud acumulada máxima de defectos aislados | Longitud máxima de un defecto aislado ^a | Longitud acumulada máxima de defectos aislados |
| z_0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| z_1 | ≤ 6 mm | ≤ 6 mm | ≤ 6 mm | ≤ 6 mm |
| z_2 | ≤ 6 mm | ≤ 15 mm | ≤ 6 mm | ≤ 15 mm |
| z_3 | ≤ 6 mm | ≤ 15 mm | ≤ 10 mm | ≤ 30 mm |

^a Los defectos se consideran aislados cuando el espacio entre dos de ellos, situados en la misma generatriz, sea mayor de 10 mm.

3.7.2.3 Probeta

La probeta debe ser el propio eje, después de haber sufrido el tratamiento térmico, en las condiciones de acabado definidas en el pedido y antes de habersele aplicado la protección.

3.7.2.4 Métodos de examen

Superficie exterior del eje

Las condiciones generales del ensayo por partículas magnéticas se dan en la Norma ISO 6933, excepto para:

- el flujo magnético en superficie, que debe ser superior a 4 mT;
- la energía luminosa de luz ultravioleta, que debe ser superior a 15 W/m².

Los métodos de imantación son los descritos en la Norma ISO 6933:

- imantación circunferencial para la investigación de defectos longitudinales (véase la figura “a” de la Norma ISO 6933:1986);
- imantación axial para la investigación de defectos transversales (véase la figura “b” de la Norma ISO 6933:1986).

3.7.2.4.2 Superficie interior del eje

El cliente y el proveedor deben ponerse de acuerdo en cuanto al método. Salvo especificación en contra, se tiene que realizar un control por ultrasonidos a 45° desde la superficie exterior.

3.8 Tolerancias geométricas y dimensionales

Las tolerancias geométricas se dan en la tabla 9. Los símbolos utilizados se definen en la figura 8.

Las tolerancias dimensionales se dan en la tabla 10. Los símbolos utilizados se definen en la figura 9.

Tabla 9 – Tolerancias geométricas

| Designación | Símbolo (véase la figura 8) | Tolerancias geométricas ^{ab} (mm) | |
|---|--|---|-----------------------|
| | | Desbastado | Listo para montar |
| Mangueta y obturador Cilindricidad Excentricidad de la cara vertical del obturador relativa a la referencia Y-Z Excentricidad del obturador relativa a la referencia Y-Z | n | | 0,015 0,03 0,03 |
| Zona de calado de rueda Excentricidad relativa a la referencia Y-Z ^c Cilindricidad | p | 1,5 0,1 | 0,03 0,015 |
| Zona de calado de corona Excentricidad relativa a la referencia Y-Z ^c Cilindricidad | q | 1,5 0,1 | 0,03 0,015 |
| Zonas de calado de rodamientos del puente motor Excentricidad relativa a la referencia Y-Z ^c Cilindricidad | r | 1,5 0,1 | 0,02 0,015 |
| Zona de calado de disco de freno Excentricidad relativa a la referencia Y-Z ^c Cilindricidad | s | 0,15 0,1 | 0,03 0,015 |
| Cuerpo del eje Excentricidad relativa a la referencia Y-Z ^c | t | | 0,5 ^d |
| Superficie interior Concentricidad relativa a la referencia Y-Z ^c | u | | 0,5 |
| Agujeros para fijar las tapas terminales del eje Concentricidad relativa a la referencia Y-Z ^c | v | | 0,5 |
| Excentricidad del agujero del centro relativa a la referencia Y-Z ^c | w ₁ w ₂ (detalles R1/R2) | | 0,02 0,03 |

^a En los parámetros para los que no se den tolerancias en esta tabla, se deben aplicar las tolerancias generales de la Norma EN 22768-2.
^b Los requisitos de tipos antiguos de eje con manguetas de cojinetes figuran en las normas que tratan de estos productos.
^c Eje de referencia: el eje de referencia es el eje común de las manguetas del eje identificado como Y-Z en la figura 8.
^d 0,3 mm para ejes de categoría 1.

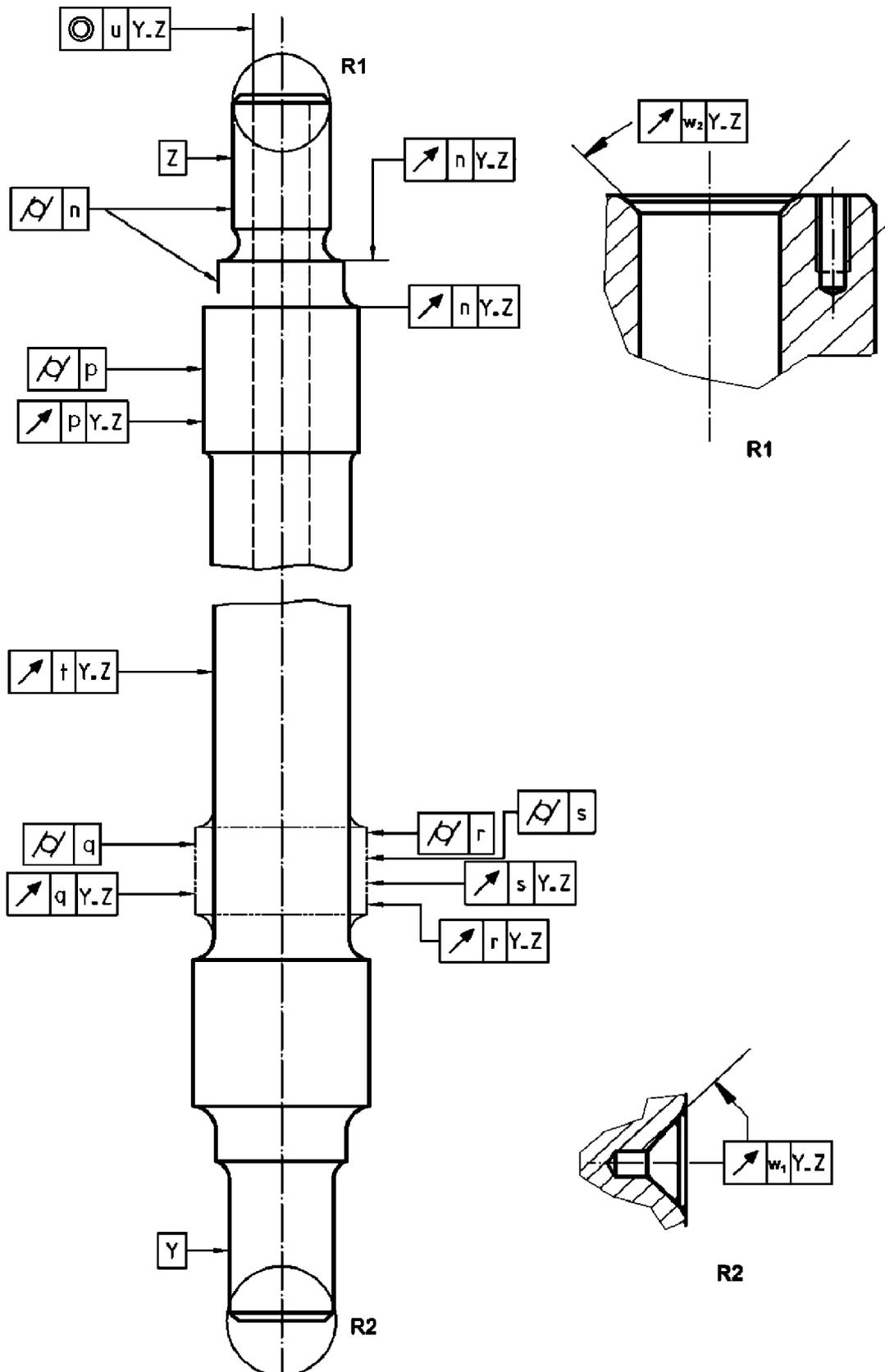
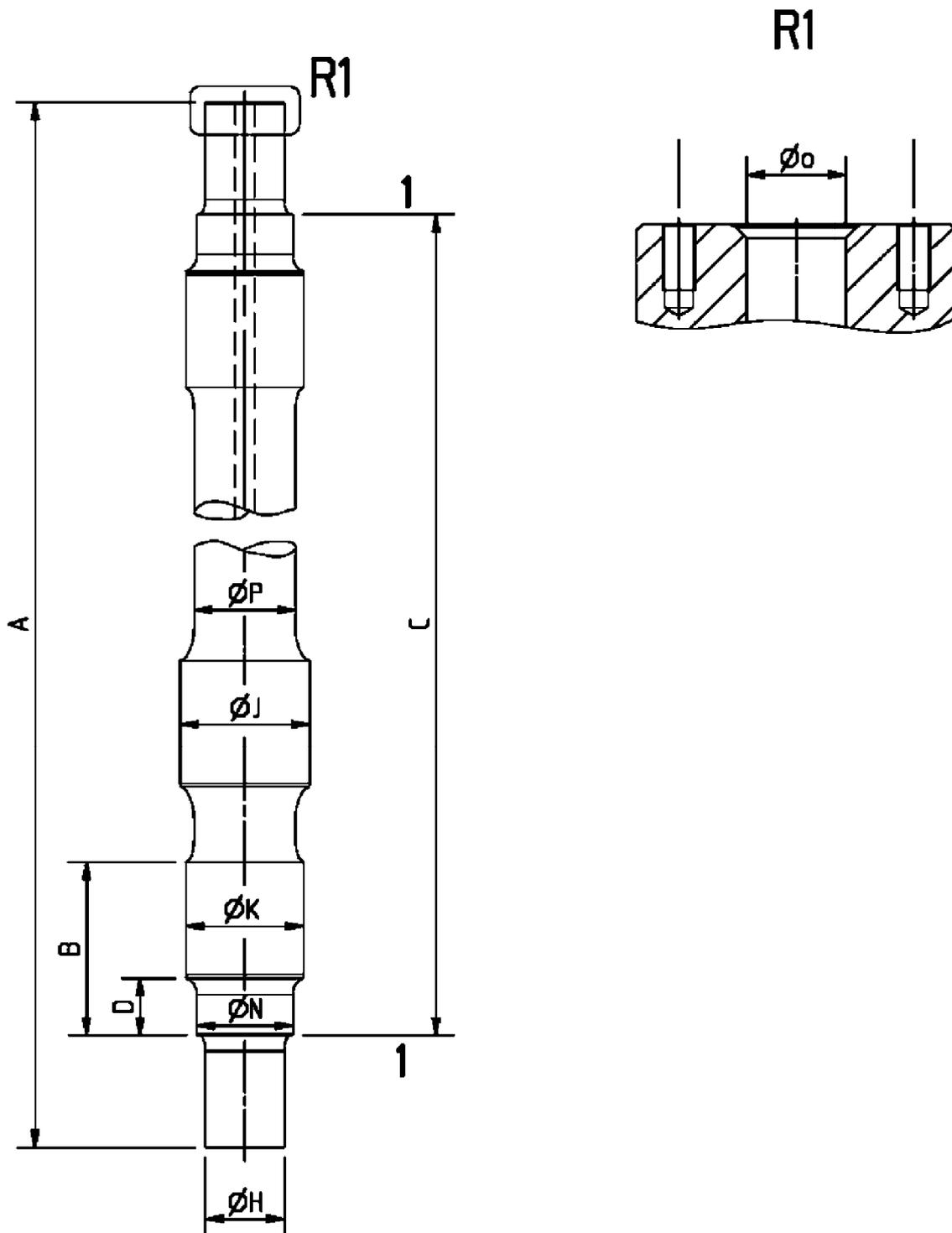


Figura 8 – Símbolos para las tolerancias geométricas

Tabla 10 – Tolerancias dimensionales

| Designación | Símbolo (véase la figura 9) | Tolerancias dimensionales ^a (mm) | |
|--|--------------------------------|--|--------------------|
| | | Desbastado | Listo para montar |
| Dimensiones longitudinales | | | |
| – Longitud de eje ^b | A | +2/0 | ± 1 |
| – Longitud de zona de calado de rueda (incluido el obturador) | B | +2/0 | 0/-0,5 |
| – Longitud entre obturadores (entre planos de referencia) | C | +2/0 | ± 0,5 ^d |
| – Longitud del obturador | D | 0/-2 | +1/0 |
| Diámetros | | | |
| – Diámetro de mangueta | H | +2/0 | ^c |
| – Diámetro de zona de calado de rueda | K | +2/0 | ^c |
| – Diámetro de zonas de calado de corona, de disco de freno, de distanciador, de cojinetes o de rodamientos | J | +2/0 | ^c |
| – Diámetro del obturador | N | +2/0 | ± 0,25 |
| – Diámetro del cuerpo | P | +4/0 | +2/0 |
| – Diámetro del agujero | O | – | ± 1 |
| ^a En los parámetros para los que no se haya definido tolerancias en esta tabla, se deben aplicar las tolerancias generales de la Norma EN 22768-1. ^b Hay que prestar atención al hecho de que la conformidad con las tolerancias sobre la longitud total “A” no permite que todas las tolerancias individuales se apliquen acumulativamente a las dimensiones concretas. ^c Según los requisitos del dibujo o de los documentos que acompañen a la hoja de pedido. ^d Se pueden proponer y definir otras geometrías en el pedido. | | | |

Medidas en milímetros



Leyenda

1 Plano de referencia

Figura 9 – Símbolos para las tolerancias dimensionales

3.9 Protección contra la corrosión y las agresiones mecánicas

3.9.1 Protección final

3.9.1.1 Generalidades

Todos los ejes en servicio deben estar protegidos contra la corrosión en las zonas donde no haya componentes calados. Algunos ejes pueden necesitar protección contra agresiones mecánicas (choques, proyecciones de gravilla, etc.).

Se definen cuatro clases de protecciones, según el empleo del eje y de la política de mantenimiento del mismo:

- clase 1: ejes expuestos a corrosión atmosférica y a choques mecánicos;
- clase 2: ejes expuestos a la acción de determinados productos corrosivos;
- clase 3: ejes expuestos a corrosión atmosférica;
- clase 4: ejes expuestos a corrosión atmosférica cuando las tensiones calculadas según las Normas EN 13103 y EN 13104 sean inferiores al 60% de las tensiones límite;
- se permiten clases diferentes en el mismo eje.

La elección de una de estas cuatro clases debe definirse en la hoja de pedido, salvo especificación en contra. Algunas zonas de un eje protegido por un revestimiento de clase 1 o de clase 3 pueden requerir una protección de clase 2.

Los revestimientos protectores de cada clase se definen, como mínimo, por las características dadas en la tabla 11. Se pueden especificar otras características en la hoja de pedido según las condiciones de utilización de los ejes. Los ensayos deben realizarse varios días después de la aplicación del revestimiento, dependiendo del sistema de pintura y de las recomendaciones del proveedor de la pintura. En ausencia de información, se puede adoptar un periodo de 14 días después de la aplicación del revestimiento.

La superficie interior de ejes huecos debe protegerse contra la corrosión usando un producto cuyas propiedades especifiquen el cliente y el proveedor.

Tabla 11 – Revestimientos protectores

| | Clase 1 | Clase 2 | Clase 3 | Clase 4 |
|--|---------|---------|---------|---------|
| Espesor del revestimiento | X | X | X | – |
| Adherencia del revestimiento | X | X | X | – |
| Resistencia al choque | X | – | – | – |
| Resistencia a la proyección de gravilla | X | X | X | – |
| Resistencia a la niebla salina | X | X | X | – |
| Resistencia a determinados productos corrosivos | – | X | – | – |
| Resistencia del revestimiento a tensiones mecánicas cíclicas | X | X | X | – |

NOTA Debería prestarse una atención particular al impacto medioambiental del sistema de pintura utilizado. A fin de evitar la emisión de componentes orgánicos volátiles (COV), se recomiendan las pinturas acuosas. En este caso, la preparación de la superficie y los requisitos específicos de aplicación debería definirlos el fabricante y el proveedor para cumplir los requisitos de esta norma.

3.9.1.2 Espesor del revestimiento

3.9.1.2.1 Valores a obtener

Salvo que en la hoja de pedido haya especificaciones especiales, el espesor mínimo del revestimiento debe ser aquél que fue registrado y considerado satisfactorio durante la calificación del producto “eje”.

3.9.1.2.2 Probeta

La probeta debe ser el eje cubierto por su revestimiento.

3.9.1.2.3 Método de medición

Las mediciones deben efectuarse según el método 6 Ba de la Norma EN ISO 2808:2007, siempre que lo permita el espesor del revestimiento. Si no, el cliente y el proveedor tienen que decidir cuál utilizar.

3.9.1.3 Adherencia del revestimiento

3.9.1.3.1 Generalidades

La adherencia es una característica que engloba todas las fuerzas de cohesión entre el revestimiento y la superficie del eje.

3.9.1.3.2 Características a obtener

Para un revestimiento con un espesor máximo de 250 µm, su aspecto debe corresponderse con el de la clasificación 1 de la Norma EN ISO 2409:2007, después de hacer incisiones y ensayos de arranque del revestimiento.

Para espesores superiores a 250 µm, la característica de adherencia debe acordarse entre el cliente y el proveedor.

3.9.1.3.3 Probeta

La probeta debe ser el eje o una sección del eje cubierta por el revestimiento que se ha de evaluar.

3.9.1.3.4 Método de ensayo

Para un revestimiento con un espesor máximo de 250 µm, el método de ensayo debe ser el recomendado en la Norma EN ISO 2409.

Para espesores superiores a 250 µm, la Norma EN ISO 2409 no puede aplicarse, por lo tanto el método de ensayo debe acordarse entre el cliente y el proveedor.

3.9.1.4 Resistencia al choque

3.9.1.4.1 Generalidades

Esta característica define la capacidad del revestimiento de proteger el eje de daños derivados del choque de proyectiles, por ejemplo, balasto. Esta característica aplica sólo a la clase 1.

3.9.1.4.2 Características a obtener

Después de haber realizado el ensayo definido en el apartado 3.9.1.4.4, no debe encontrarse ningún agujero en el revestimiento ni debe haber ninguna alteración en la superficie de la probeta.

3.9.1.4.3 Probeta

La probeta debe ser el eje o una sección del eje cubierta con el revestimiento a evaluar.

3.9.1.4.4 Método de ensayo

La probeta debe ensayarse disparando un proyectil sobre la superficie protegida, según el anexo C.

3.9.1.5 Resistencia a las proyecciones de gravilla

3.9.1.5.1 Generalidades

Esta característica define la capacidad del revestimiento de proteger el eje de daños provocados por impactos repetidos de arena o gravilla.

3.9.1.5.2 Características a obtener

Después de haber realizado el ensayo definido en el apartado 3.9.1.5.4, la superficie del revestimiento debe cumplir:

- un nivel de pérdida de revestimiento 3 para la protección de las clases 1 y 2;
- un nivel de pérdida de revestimiento 4 para la protección de la clase 3

según se describe en el anexo D.

3.9.1.5.3 Probeta

La probeta debe ser el eje o una sección del eje cubierta con el revestimiento a evaluar.

3.9.1.5.4 Método de ensayo

El método para valorar la resistencia a las proyecciones de gravilla se da en el anexo D.

3.9.1.6 Resistencia a la niebla salina

3.9.1.6.1 Generalidades

Esta característica define la capacidad de la superficie del eje, cuando está protegida por su revestimiento, de resistir a una corrosión acelerada por niebla salina.

3.9.1.6.2 Características a obtener

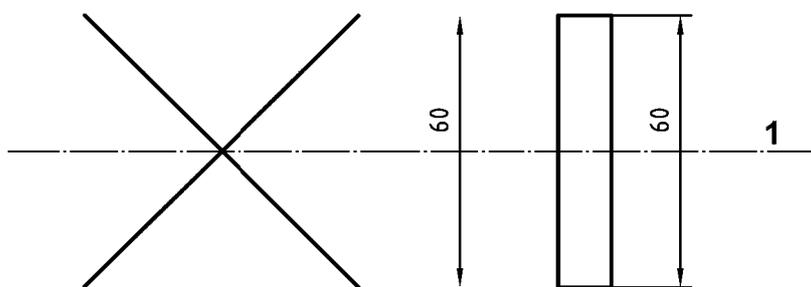
Después de haber realizado el ensayo definido en el apartado 3.9.1.6.4, no debe encontrarse corrosión alguna ni bajo el revestimiento ni a una distancia de más de 2 mm desde los bordes o desde las incisiones practicadas en el revestimiento.

La longitud de la incisión se divide en secciones sucesivas de 10 mm. Hay que registrar la anchura máxima de la corrosión en cada una de estas secciones. La media de estos valores constituye el esponjamiento por corrosión.

3.9.1.6.3 Probeta

La probeta debe ser una sección del eje cubierta con el revestimiento a evaluar en el que se hayan hecho incisiones en forma de cruz (para espesores de revestimiento $\leq 250 \mu\text{m}$) o una abertura (para espesores de revestimiento $> 250 \mu\text{m}$) (véase la figura 10).

Medidas en milímetros



Leyenda

1 Generatriz

Figura 10 – Probetas para el ensayo de niebla salina

3.9.1.6.4 Método de ensayo

La evaluación de la resistencia a la niebla salina se efectúa según la Norma EN ISO 9227:2006; la solución utilizada es la del ensayo NSS de dicha norma.

3.9.1.7 Resistencia a determinados productos corrosivos

3.9.1.7.1 Generalidades

Esta característica, que sólo atañe a los revestimientos de clase 2, evalúa su resistencia a determinados productos corrosivos que podrían afectarlos (ambientes corrosivos, productos transportados, etc.).

3.9.1.7.2 Características a obtener

Después de haber realizado el ensayo definido en el apartado 3.9.1.7.4, no debe encontrarse alteración alguna ni en el revestimiento ni en la superficie. Además, un ensayo de adherencia llevado a cabo conforme a la Norma EN ISO 2409 debe permitir que este revestimiento se clasifique también como clase 1.

3.9.1.7.3 Probeta

La probeta debe ser una sección del eje cubierta con el revestimiento que se ha de evaluar.

3.9.1.7.4 Método de ensayo

La resistencia a determinados productos químicos se determina mediante un ensayo repetido inmersión-emersión. Este ensayo se describe en el anexo E (normativo). Debe ir seguido del ensayo de adherencia definido en la Norma EN ISO 2409, realizado 24 h después de finalizar la fase de ensayo de corrosión.

3.9.1.8 Resistencia del revestimiento a tensiones mecánicas cíclicas

3.9.1.8.1 Generalidades

Esta característica, que define la capacidad del revestimiento de resistir tensiones mecánicas cíclicas, debe verificarse con ayuda de probetas. Éstas deben cargarse a flexión rotativa, incrementando los niveles de carga hasta la rotura del revestimiento. El nivel alcanzado antes de la rotura define la resistencia del revestimiento.

3.9.1.8.2 Características a obtener

En las condiciones del ensayo definidas en el apartado 3.9.1.8.4,

- se debe alcanzar el nivel 5 con revestimientos de las clases 1 y 3,
- se debe alcanzar el nivel 10 con revestimientos de clase 2.

3.9.1.8.3 Probeta

La probeta de flexión rotativa (con un diámetro de 8,5 mm en su parte activa) debe hacerse con acero de grado EA1N, protegido con el revestimiento que se ha de evaluar.

En el anexo H se da un ejemplo de dibujo de la probeta.

3.9.1.8.4 Método de ensayo

El método de ensayo y sus condiciones se definen en el anexo F.

3.9.2 Protección temporal

Antes del montaje, aquellas partes del eje que se hayan preparado para montar los demás componentes deben recibir una protección temporal contra la corrosión y el choque, conforme a las condiciones de entrega.

Las características de la protección tienen que ser convenidas entre el cliente y el proveedor de acuerdo con las condiciones de transporte y almacenamiento (manipulación, ambiente, etc.).

Esta protección debe continuar siendo efectiva durante al menos tres meses en condiciones atmosféricas normales, salvo especificación en contra.

3.10 Marcado

Cada eje debe estar identificado, como mínimo, con las siguientes marcas estampadas:

- marca del fabricante;
- número de colada;
- grado del acero;
- mes y dos últimas cifras del año de producción;
- número del eje en la serie, después de tratamiento térmico.

Estas marcas deben situarse sólo en un extremo de la mangueta y deben limitarse a la mitad de la superficie de dicho extremo. La otra mitad de la superficie debe dedicarse al marcado del fabricante del eje montado.

En el otro extremo de la mangueta, la mitad de la superficie debe estar libre de marcas. Se debe dedicar a las marcas del mantenimiento.

La configuración de este marcado debe estar definida en el pedido. Cualquier rebaba resultante de la estampación debe alisarse para permitir hacer el examen por ultrasonidos en servicio.

ANEXO A (Normativo)

CARACTERÍSTICAS ESPECIALES PARA EJES DE ACERO DE GRADOS EA1T Y EA4T

A.1 Composición química

La composición química debe ser conforme a lo indicado en la tabla A.1.

Tabla A.1 – Límite máximo por análisis del producto (%)

| Grado | C | Si | Mn | P ^a | S | Cr | Cu | Mo | Ni | V |
|-------|--------------|--------------|--------------|----------------|---------------------|--------------|------|--------------|------|------|
| EA1T | 0,40 | 0,50 | 1,20 | 0,020 | 0,020 ^{ab} | 0,30 | 0,30 | 0,08 | 0,30 | 0,06 |
| EA4T | 0,22 0,29 | 0,15 0,40 | 0,50 0,80 | 0,020 | 0,015 ^b | 0,90 1,20 | 0,30 | 0,15 0,30 | 0,30 | 0,06 |

^a En el momento del concurso y del pedido, se puede acordar un contenido máximo de 0,025%.

^b En el momento del concurso y del pedido, se puede acordar, un contenido mínimo de azufre de acuerdo con el proceso de elaboración del acero, para proteger contra la fragilización por hidrógeno.

A.2 Características mecánicas

A.2.1 Características del ensayo de tracción

Los valores de R_{eH} , R_m y A_5 deben ser conforme a lo indicado en la tabla A.2.

Tabla A.2 – Valores a alcanzar en la mitad del radio en ejes macizos o en el punto medio de las superficies interior y exterior en ejes huecos

| Grado | R_{eH} (N/mm ²) ^a | R_m (N/mm ²) | A_5 % |
|-------|--|----------------------------|---------|
| EA1T | ≥ 350 | 550 – 700 | ≥ 24 |
| EA4T | ≥ 420 | 650 – 800 | ≥ 18 |

^a Si no consta el límite elástico aparente, se debe determinar el límite convencional $R_{p0.2}$.

A.2.2 Características de la resistencia al choque

Los valores de la energía absorbida con probetas entalladas en U (KU) deben atenerse a los definidos en la tabla A.3.

Tabla A.3 – Valores a alcanzar en la mitad del radio en ejes macizos o en el punto medio de las superficies interior y exterior en ejes huecos

| Grado | KU longitudinal (J) a 20 °C | KU transversal (J) a 20 °C |
|-------|-------------------------------|------------------------------|
| EA1T | ≥ 40 | ≥ 25 |
| EA4T | ≥ 40 | ≥ 25 |

A.2.3 Características de fatiga

Las tensiones límite deben ser las definidas en la tabla A.4.

Tabla A.4 – Tensiones límite de fatiga

| Grado | $F_1 \geq$ | $F_2 \geq$ | $R_{fL} \geq$ | $R_{fE} \geq$ | $R_{fL}/R_{fE} \leq$ |
|--------------|-----------------------|----------------------|-----------------------|-----------------------|----------------------|
| EA1T | 200 N/mm ² | 80 N/mm ² | 250 N/mm ² | 170 N/mm ² | 1,47 |
| EA4T | 240 N/mm ² | 96 N/mm ² | 350 N/mm ² | 215 N/mm ² | 1,63 |

A.3 Características metalográficas

Para EA1T, la estructura micrográfica debe ser de ferrita y perlita. El tamaño del grano debe ser 5 o menor (grano fino), según se define en el anexo B de la Norma EN ISO 643.

El acero de grado EA4T tiene una estructura micrográfica de bainita/martensita templada. El tamaño del grano debe ser 5 o menor (grano fino), según se define en el anexo B de la Norma EN ISO 643.

ANEXO B (Normativo)**CUÑA NORMALIZADA PARA LA MEDICIÓN DE LA PERMEABILIDAD A LOS ULTRASONIDOS****B.1 Probeta**

La probeta longitudinal se toma de un eje que haya sido examinado por ultrasonidos para asegurar que no tiene defectos.

B.2 Tolerancias de la cuña

Longitud y diámetro $\leq 0,1$ si los valores son ≤ 100 mm

$\leq 0,2$ si los valores son > 100 mm

Perpendicularidad entre caras $\leq 5^\circ$

Rugosidad $1,6 \leq Ra \leq 3,2$

B.3 Grado del acero

EAIN con doble normalización y con características químicas y mecánicas conformes a esta norma. El tamaño de grano no debe superar el definido en la imagen 8 del anexo B de la Norma EN ISO 643:2003.

ANEXO C (Normativo)**MÉTODO PARA EVALUAR LA RESISTENCIA DEL REVESTIMIENTO AL CHOQUE****C.1 Principio**

El método de ensayo consiste en disparar un proyectil perpendicularmente a la superficie protegida y, después, estudiar las alteraciones del revestimiento y de la superficie de la probeta.

C.2 Probeta

La probeta debe ser un eje con revestimiento de protección o una sección de eje protegida representativa del producto acabado.

C.3 Dispositivo de ensayo

Una máquina que permita disparar un proyectil de acero tratado (diámetro: 32 mm; ángulo en el vértice: 105°; masa: 60 g). Su dureza Vickers debe ser 400.

C.4 Procedimiento

Se debe disparar por expansión de un volumen de aire comprimido a 8 bar para asegurar una velocidad de salida de 19,4 m/s.

La resistencia al choque se evalúa a – 25 °C y a temperatura ambiente.

C.5 Expresión de los resultados

Después del choque, se debe examinar a ojo desnudo el aspecto de la superficie del revestimiento, así como el aspecto de la superficie de la probeta una vez que se ha quitado el revestimiento. Se deben registrar las alteraciones y compararlas con los criterios dados en esta norma.

ANEXO D (Normativo)**MÉTODO PARA EVALUAR LA RESISTENCIA DEL REVESTIMIENTO
A LAS PROYECCIONES DE GRAVILLA****D.1 Principio**

Se proyecta una cantidad conocida de gravilla sobre la superficie protegida; después se estudian las alteraciones producidas en el revestimiento.

D.2 Probeta

La probeta debe ser un eje con revestimiento de protección o una sección de eje protegida representativa del producto acabado.

D.3 Dispositivo de ensayo

Un tubo recto (diámetro interior: 38 mm; altura: 5 m) dispuesto verticalmente, con un embudo en la parte superior para recibir la gravilla y cerrado con una escotilla en la parte inferior.

La gravilla se representa mediante un kilogramo con tuercas HM6 de acero, de clase 8.8, tal como se define en la Norma EN 20898-2:1993.

D.4 Procedimiento

Se sitúa la probeta con su revestimiento a 30 mm bajo el tubo, de modo que la gravilla incida a 45° de media con la tangente a la superficie de ensayo.

Se abre la escotilla y se deja caer la gravilla toda de una vez.

Se examina la superficie que haya recibido el impacto y se registran los resultados.

D.5 Expresión de los resultados

Se emplea la siguiente tabla para registrar el porcentaje P de la superficie³⁾ donde el revestimiento se haya descascarillado.

Tabla D.1 – Resultados

| Nivel | P% | Nivel | P% |
|-------|----|-------|-----|
| 1 | 10 | 6 | 60 |
| 2 | 20 | 7 | 70 |
| 3 | 30 | 8 | 80 |
| 4 | 40 | 9 | 90 |
| 5 | 50 | 10 | 100 |

3) Superficie interior a la línea poligonal convexa cerrada que pasa por los puntos exteriores de impacto.

ANEXO E (Normativo)**MÉTODO PARA EVALUAR LA RESISTENCIA DEL REVESTIMIENTO
A DETERMINADOS PRODUCTOS CORROSIVOS****E.1 Principio**

La probeta se sumerge repetidamente en una solución de ensayo y se examinan las posibles alteraciones del revestimiento y de la superficie protegida de la probeta.

E.2 Probeta

La probeta debe ser un eje con revestimiento de protección o una sección de eje protegida representativa del producto acabado.

E.3 Dispositivo de ensayo

Un recinto estanco, mantenido a temperatura constante, con un sistema que permita someter a una probeta a ciclos alternos de inmersión – emersión.

E.4 Productos corrosivos

Los productos corrosivos en que se sumerge la probeta deben seleccionarse según los elementos agresivos específicos a los que debe estar sometido el eje durante su vida útil.

Las tres soluciones siguientes:

- 3% de solución acuosa, en volumen, con un (95 – 97)% de ácido sulfúrico, en agua desmineralizada con una resistividad de más de 10 MΩ.m;
- 10% de solución acuosa, en masa, con cloruro de potasio, en agua desmineralizada con una resistividad de más de 10 MΩ.m;
- 10% de solución acuosa, en masa, con hidróxido de sodio, en agua desmineralizada con una resistividad de más de 10 MΩ.m;

son representativas de la mayoría de los agentes corrosivos a los que se someten los ejes en servicio.

NOTA Se pueden tener en cuenta otros productos, como aceites, combustibles, etc.

E.5 Procedimiento

Se debe efectuar un ensayo en la probeta con cada producto corrosivo específico, y en las siguientes condiciones:

- temperatura del recinto y de la solución: (23 ± 2) °C;
- duración de la inmersión: 4 h;
- duración de la emersión: 4 h;
- número de ciclos inmersión/emersión: 32.

El cliente y el proveedor pueden llegar a un acuerdo sobre las distintas condiciones de ensayo, según el producto corrosivo específico que se esté examinando.

Después del ensayo, las probetas deben enjuagarse con agua limpia y dejarse secar al aire durante 1 h.

E.6 Expresión de los resultados

Después de que la probeta haya sido sometida a los ensayos, se haya enjuagado y secado, se deben examinar a ojo desnudo las posibles alteraciones; debe llevarse a cabo también un ensayo de adherencia según la Norma EN ISO 2409.

ANEXO F (Normativo)**MÉTODO PARA EVALUAR LA RESISTENCIA DEL REVESTIMIENTO
FRENTE A ESFUERZOS MECÁNICOS CÍCLICOS****F.1 Objeto**

El objeto de este ensayo es evaluar la resistencia del revestimiento frente a esfuerzos mecánicos cíclicos.

F.2 Principio

El ensayo consiste en cargar una probeta de acero, cubierta con el revestimiento que se ha de evaluar, a flexión rotativa, incrementando los niveles de carga hasta la rotura del revestimiento.

Cuando el revestimiento se rasga, se usa un producto corrosivo para desencadenar la fisuración en la probeta.

F.3 Probeta

Las probetas son las definidas en la figura H.2. En su parte activa, tienen un diámetro de 8,5 mm.

Las probetas son de acero de grado EA1N, según queda definido en esta norma. En su parte activa se cubren con el revestimiento a evaluar.

F.4 Dispositivo de ensayo

El dispositivo debe permitir realizar ensayos en flexión rotativa de probetas en que los esfuerzos aplicados a las partes activas varíen según el nivel.

El dispositivo también debe permitir aplicar a las probetas un producto corrosivo durante el ensayo.

F.5 Procedimiento

Se deben realizar ensayos en cuatro probetas, a niveles sucesivos, en los que el valor máximo de las tensiones en las superficies de las probetas viene dado por la relación siguiente:

$$\sigma_n = 160 + n \times 10 \text{ N/mm}^2$$

donde

σ es la tensión máxima en la superficie de la probeta, en su parte activa;

n es el número de nivel ($n > 0$).

Los ensayos comienzan con n igual a 1.

Cada nivel comprende 13×10^6 ciclos bajo la acción simultánea de la tensión mecánica y del producto corrosivo especificado. Se deben dejar 96 h de reposo después de cada nivel, sin ejercer tensión alguna ni ninguna acción del producto corrosivo.

Como producto corrosivo, se debe usar agua desmineralizada con una resistividad de más de 100 M Ω .m, se distribuye por goteo, aplicando a la parte activa de la probeta una gota cada (15 ± 2) s.

F.6 Expresión de resultados

Tres de las cuatro probetas deben alcanzar sin romperse el nivel indicado.

ANEXO G (Normativo)**MEDICIÓN DEL CONTENIDO DE HIDRÓGENO EN EL ACERO
DE EJES EN EL MOMENTO DE SU FUNDICIÓN****G.1 Muestreo**

Para que responda a los requisitos especificados, se toman muestras del baño fundido usando uno de los siguientes cuatro métodos:

- 1) molde de cobre;
- 2) tubos de sílice para inmersión;
- 3) tubo de cuarzo soplado (se prohíbe el cuarzo translúcido por su capacidad higroscópica);
- 4) método por inmersión de sonda (método de gas portador con detector de conductividad térmica).

G.2 Métodos de análisis

Sólo se aceptan dos métodos de análisis:

- extracción al vacío a una temperatura entre 650 °C y 1 050 °C;
- inyección de un gas portador en el acero fundido a (650 ± 20) °C. El gas difuso resultante que contiene hidrógeno se recupera para su recirculación y análisis.

G.3 Precauciones

Véase el apartado 6.5 de la Norma EN ISO 14284:2002.

NOTA Los operarios deberían tener formación específica para llevar a cabo este análisis.

ANEXO H (Informativo)

DIBUJOS DE PROBETAS

Medidas en milímetros

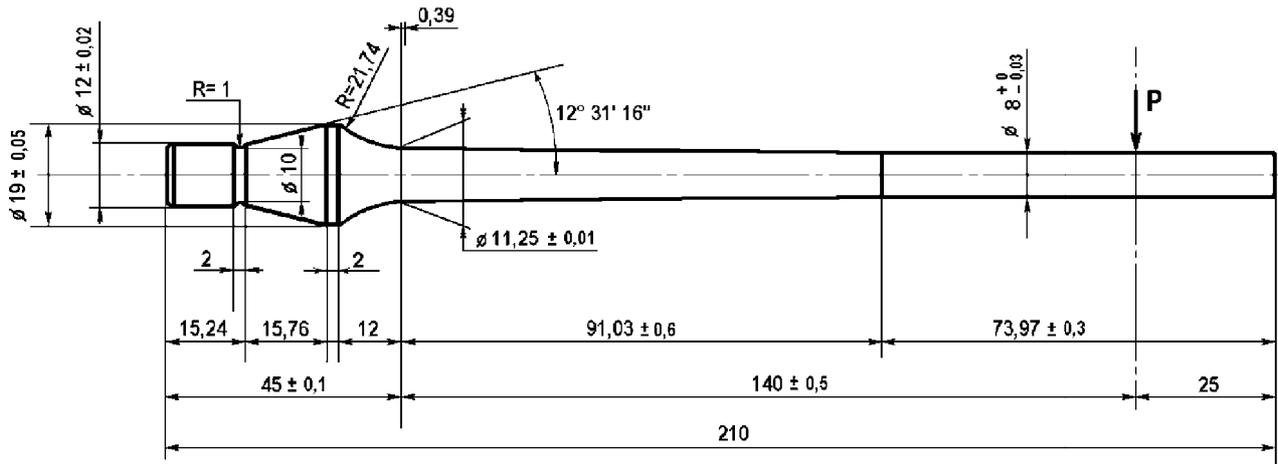


Figura H.1 – Probeta a escala reducida para determinar el límite de fatiga del acero

Medidas en milímetros

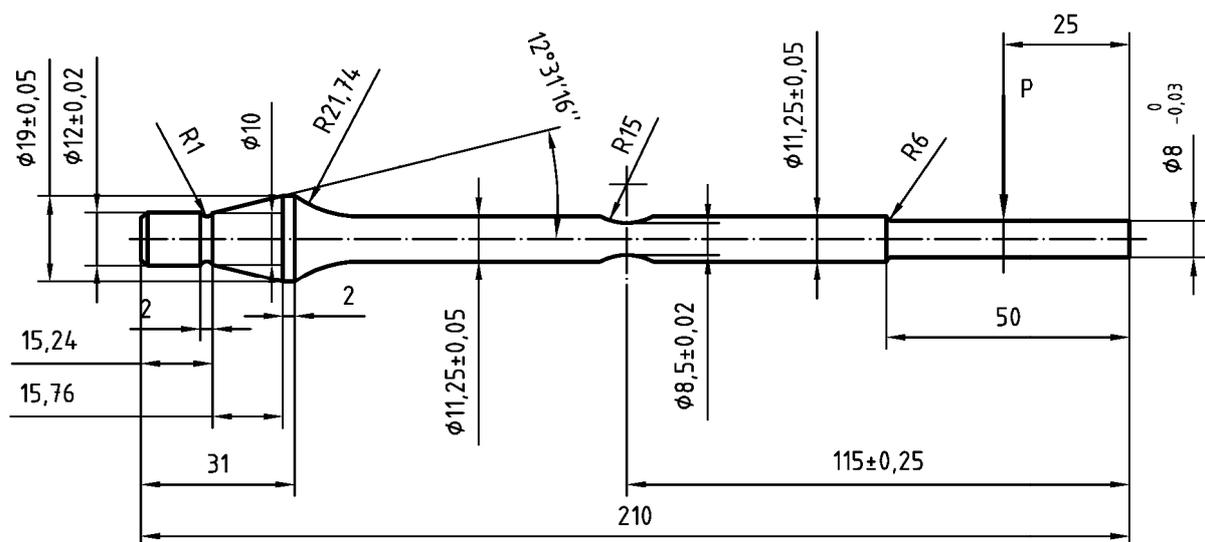
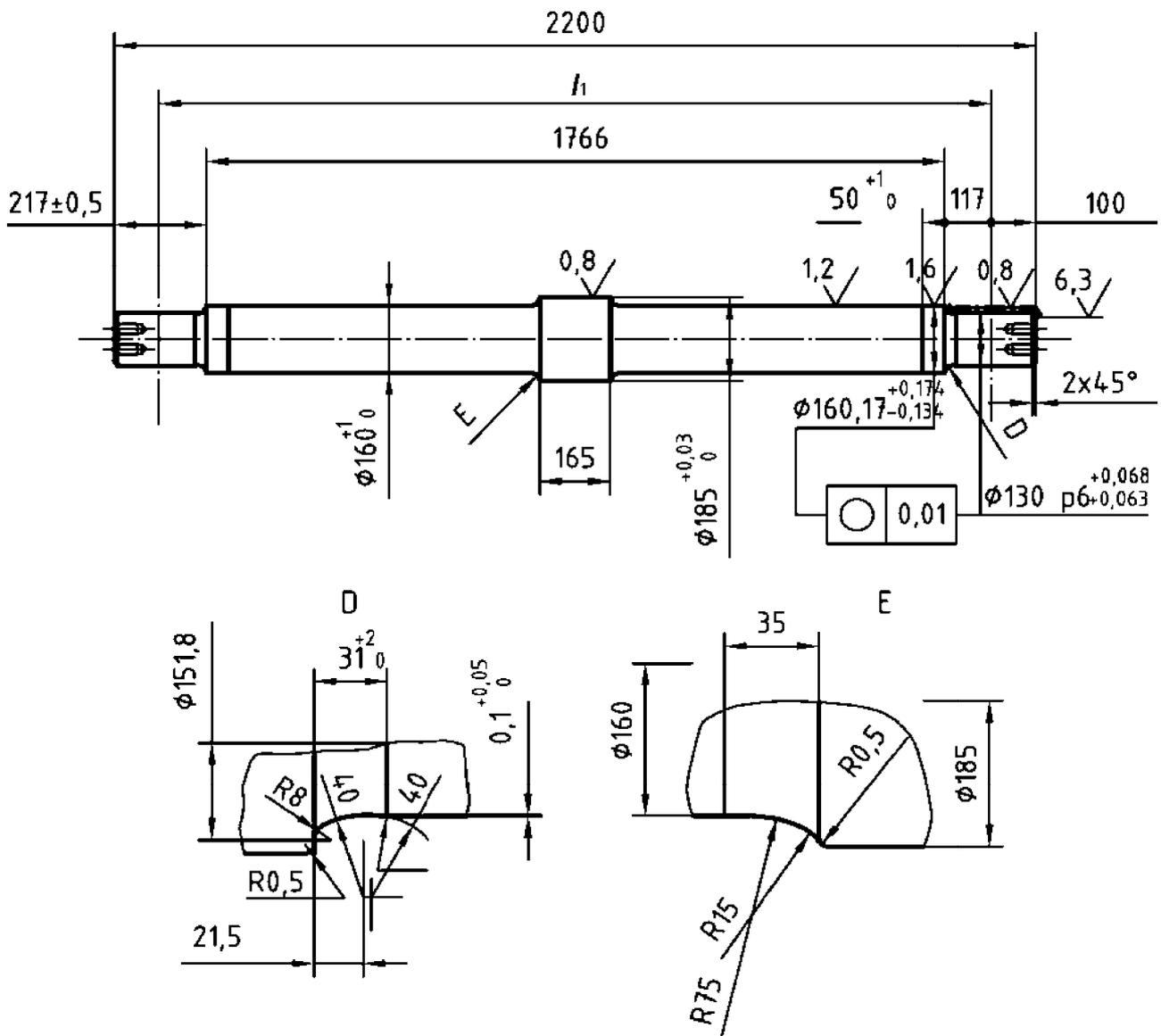


Figura H.2 – Probeta a escala reducida para evaluar la resistencia del revestimiento sometido a esfuerzos mecánicos cíclicos

Medidas en milímetros



Leyenda

- 1 Distancia entre centros de manguetas 2000

Figura H.3 – Probeta a tamaño real para ensayo de fatiga

ANEXO I (Informativo)

CALIFICACIÓN DEL PRODUCTO

I.1 Introducción

El Comité Técnico CEN/TC 256 considera que los siguientes capítulos representan el mejor medio de evaluar la conformidad de una gama de productos con esta norma. Sin embargo, se puede aplicar un sistema de calidad diferente al especificado en la Norma EN ISO 9001.

I.2 Generalidades

Un eje se debe calificar antes de emplearse en una red europea.

Este capítulo especifica los requisitos y procedimientos que se tienen que aplicar para calificar un producto.

La calificación de un eje está directamente vinculada al proveedor, y un eje sólo puede ser calificado si el proveedor cumple los requisitos especificados en el capítulo I.3.

Estos requisitos y procedimientos se aplican sólo a ejes cuyo diseño ya se haya aprobado:

- o por su uso previo en redes europeas;
- o por la aplicación de las Normas EN 13103 y EN 13104.

Los requisitos se tienen que aplicar en los casos siguientes:

- cualquier eje suministrado por un nuevo proveedor;
- cualquier eje no calificado suministrado por un proveedor, cuando su diámetro sea apreciablemente diferente de los ejes ya calificados del mismo proveedor;
- cualquier cambio en el proceso de fabricación de un eje calificado de un proveedor.

I.3 Requisitos

I.3.1 Requisitos que debe cumplir el proveedor

I.3.1.1 Generalidades

Cuando la fabricación de un eje implique a más de un proveedor, todos ellos deben cumplir los requisitos que figuran a continuación.

I.3.1.2 Organización de la calidad

El proveedor debería llevar a efecto un sistema de aseguramiento de la calidad conforme con la Norma EN ISO 9001.

I.3.1.3 Calificación del personal

El personal con formación en ensayos no destructivos debe estar calificado de acuerdo con la Norma EN 473.

I.3.1.4 Equipo

El equipamiento usado por el proveedor para la fabricación, control y seguimiento debe permitir el cumplimiento de los requisitos de esta norma.

Para los ensayos por ultrasonidos, se debería usar un método automático. Para métodos no automáticos, se debe demostrar la reproducibilidad.

I.3.2 Requisitos a cumplir por el producto

El producto debe cumplir los requisitos de producto especificados en el capítulo 3.

Debe establecerse la trazabilidad de cada eje después de su tratamiento térmico.

I.4 Procedimiento de calificación

I.4.1 Generalidades

El procedimiento de calificación del producto comprende tres fases sucesivas:

- suministro de documentos por el proveedor;
- evaluación del equipamiento y de los procesos de fabricación;
- ensayos de laboratorio.

I.4.2 Documentación requerida

Cuando se solicita la calificación, el proveedor debe suministrar un expediente que contenga:

- a) una descripción de los productos objeto de la solicitud;
- b) una descripción de la empresa, en la que se declare:
- c) el tamaño de la empresa (número de empleados, definiendo su proporción entre fabricación, control y aseguramiento de la calidad),
 - 1) la producción anual de todos los productos;
 - 2) una lista de todos los medios de producción y control;
- d) datos sobre la organización de la empresa, con los organigramas correspondientes;
- e) una descripción de los procesos de fabricación con explicación de las distintas etapas, incluyendo la tasa de reducción del proceso de laminado y forjado;
- f) datos sobre las materias primas con la lista de proveedores;
- g) resultados de los ensayos realizados en los productos objeto de la solicitud;
- h) certificados de calificación si el producto ya se ha calificado con anterioridad.

Si el proveedor ya ha proporcionado antes un expediente para la calificación de un eje distinto, el que tiene que facilitar para la calificación de un nuevo eje debe contener sólo los datos específicos de este nuevo eje o aquéllos de la empresa que sean nuevos.

I.4.3 Evaluación de las instalaciones y de los procesos de producción

Esta evaluación comprende:

- una inspección de la planta de fabricación y el examen de los procesos de producción;
- una inspección de la planta de fabricación de las materias primas y el examen de sus procesos de producción;

- una auditoría de los datos proporcionados por el proveedor para confirmar que se cumplen totalmente los requisitos del apartado I.3.1;
- una auditoría de la información proporcionada en los documentos mencionados en el apartado I.4.2.

Al final de esta fase, se debe redactar un informe. En él se deben identificar todos los procesos de producción, incluidos los de materias primas que sean esenciales para la calidad del producto cuya calificación se solicite. Debe asegurarse que la evaluación satisface los requisitos del apartado I.3.1 para que continúe el procedimiento de calificación.

I.4.4 Ensayos de laboratorio

Todas las características definidas en el capítulo 3, excepto las características de fatiga, se deben verificar en dos ejes tomados de una fabricación industrial.

Para las características de fatiga definidas en el apartado 3.2.3, las verificaciones se deben llevar a cabo en ejes que se vayan a calificar o en probetas tomadas de productos del mismo proceso de fabricación.

El método para verificar el nivel de tensiones residuales debe definirse mediante acuerdo entre el cliente y el proveedor (véase 3.6.4).

Para identificar mejor el producto que se ha de calificar, puede ser necesario realizar más ensayos (metalográficos, etc.) en esta fase, además de los mencionados en el capítulo 3. Los resultados de estos ensayos no influirán en la decisión final sobre la calificación.

Debe redactarse un informe. En él se deben describir las probetas y los diferentes ensayos. También se debe indicar el espesor del revestimiento protector final medido en las probetas ensayadas. En él deben figurar los resultados y se debe especificar si el producto satisface los requisitos.

I.5 Certificado de calificación

I.5.1 Condición de validez

El certificado de calificación debe especificar los límites de validez al menos para:

- los grados del acero;
- los diámetros del eje;
- los datos de fatiga disponibles;
- la clase y el espesor de la protección final.

I.5.2 Modificación y ampliación

A petición del proveedor, el dominio de la validez de la certificación puede modificarse o ampliarse si:

- se van a considerar otros productos;
- se han modificado los parámetros principales (procesos de fabricación, organización de la calidad, etc.).

I.5.3 Transmisión

En caso de cambio de propietario, una calificación existente puede, si se solicita, ser transmitida a otra empresa si el contenido pertinente y las condiciones previas a la calificación no se han modificado.

I.5.4 Caducidad

El equipamiento y los procesos de fabricación descritos en el apartado I.4.3 deben evaluarse de nuevo si durante un periodo de 2 años no se han hecho suministros de ningún producto perteneciente al dominio del producto objeto de la calificación.

I.5.5 Anulación

Si el cliente registra defectos significativos en el producto, deben repetirse las partes del procedimiento de calificación que se vean afectadas.

Si el proveedor no está seguro de que se cumplen las condiciones importantes de calificación, ésta puede anularse.

I.6 Expediente de calificación

Se debe preparar un expediente de calificación por cada producto calificado. Debe contener los siguientes documentos:

- la hoja de solicitud del proveedor;
- los documentos aportados por el proveedor (véase I.4.2);
- los informes de evaluación (véase I.4.3);
- los informes de ensayos de laboratorio (véase I.4.4);
- el certificado de calificación (véase el capítulo I.5).

ANEXO J (Informativo)**SUMINISTRO DEL PRODUCTO****J.1 Introducción**

El Comité Técnico CEN/TC 256 considera que los capítulos siguientes representan los mejores medios para evaluar la conformidad con esta norma de los productos suministrados.

J.2 Generalidades

El cliente debe definir en su solicitud lo siguiente:

- 1) la geometría y las dimensiones del eje (dibujos);
- 2) el grado del acero si no es de grado EA1N;
- 3) la categoría del eje según su utilización;
- 4) la condición de suministro (véase el capítulo J.3);
- 5) la clase de la protección final contra la corrosión y agresiones mecánicas, y si tiene que estar aplicada antes de la confección del eje montado (véase 3.9.1);
- 6) la naturaleza y características de la protección temporal de las partes terminadas (véase 3.9.2);
- 7) la configuración del marcado en los extremos de los ejes (véase 3.10).

En la oferta, el proveedor debe hacer una propuesta de seguimiento de la calidad de fabricación de los productos:

- 8) o bien por lotes como el descrito en el apartado J.5.1;
- 9) o bien un plan de calidad aprobado por el cliente, según se indica en el capítulo J.6.

El cliente y el proveedor deben llegar a un acuerdo sobre los siguientes puntos:

- 10) integridad interna: las partes que no es posible examinar (véase 3.4.2.4);
- 11) permeabilidad a los ultrasonidos: tipo de sondas (véase 3.5.4);
- 12) tensiones residuales: método de medición (véase 3.6.4);
- 13) integridad de la superficie: método de examen de la superficie del diámetro interior (véase 3.7.2.4);
- 14) protección contra la corrosión del agujero (véase 3.9.1.1);
- 15) espesor del revestimiento: método de medición (véase 3.9.1.3);
- 16) adherencia del revestimiento: método de ensayo (véase 3.9.1.3.4);
- 17) elección de controles (véase la tabla J.1).

El cliente y el proveedor deben llegar a un acuerdo sobre el siguiente punto:

- 18) estado de rugosidad de los radios de transición: método de medición por comparación con muestras táctiles y visuales (véase 3.7.1.2).

J.3 Condiciones de entrega

El grado de acabado de las distintas partes de un eje en el momento del suministro debe ser uno de los siguientes:

- no mecanizado (en condición de forjado o laminado), en las zonas concretas donde no se haya mecanizado, excepto en la medida en que el fabricante tenga que hacerlo para que el eje resulte compatible con los requisitos de esta norma;
- desbastado, donde la parte considerada haya sido mecanizada y requiera mecanizados posteriores;
- terminado, donde la parte considerada haya sufrido un mecanizado definitivo (no aplicable a zonas de calado);
- listo para montar, donde una zona de calado haya recibido mecanizado definitivo para el montaje.

J.4 Controles de cada eje

Si el seguimiento de la calidad de la fabricación se realiza con controles por muestreo de lotes (véase J.5), o con un plan de calidad (véase J.6), se requieren controles que aseguren las características especiales definidas en el capítulo 3. Estos controles deben realizarse en cada uno de los ejes suministrados, y son:

- integridad interna (véase 3.4.2);
- permeabilidad a los ultrasonidos (véase 3.5 o J.5.2);
- integridad de la superficie (véase 3.7.2).

J.5 Control por lotes

J.5.1 Controles

La naturaleza y número de controles se definen en la tabla J.1. Un lote comprende ejes de la misma colada tratados térmicamente en las mismas condiciones.

Tabla J.1 – Naturaleza y número de controles a realizar

| Características a verificar | Número de ejes a controlar por lote | | Referencias |
|--|-------------------------------------|-------|---------------|
| | ≤ 100 | > 100 | |
| Tamaño máximo del lote | | | |
| – Composición química ^c | 1 | 1 | 3.1 |
| – Contenido en hidrógeno | a | a | b |
| – Características de tracción (mitad del radio) ^c | 1 | 2 | 3.2.1 |
| – Resistencia al choque ^{3)c e} | | | 3.2.2 |
| – longitudinal (mitad del radio) | 1 | 2 | |
| – transversal (mitad del radio) | 1 | 2 | |
| – Limpieza micrográfica ^c | 1 | 2 | 3.4.1 |
| – Permeabilidad a ultrasonidos | 100% | 100% | 3.5 o J.5.2 |
| – Integridad interna ^f | 100% | 100% | 3.4.2 |
| – Integridad de la superficie ^{d g} | 100% | 100% | 3.7.2 |
| – Aspecto superficial | 100% | 100% | 3.7.1 o J.5.3 |
| – Geometría y dimensiones | 100% | 100% | 3.8 |
| – Protección final | | | |
| – espesor de la película | 10% | 10% | 3.9.1.1 |
| <p>^a Un análisis por colada. Debería asegurarse que el valor máximo del contenido de hidrógeno registrado sea representativo de la colada entera.</p> <p>^b El contenido en hidrógeno se determina según los métodos descritos en el anexo G (normativo). Debe ser < 2 ppm para los ejes de categoría 1, y < 2,5 ppm para los ejes de categoría 2.</p> <p>^c Se usan tres probetas en cada ensayo.</p> <p>^d Si así lo acuerdan el cliente y el proveedor, el ensayo de partículas magnéticas para determinar los defectos longitudinales puede reemplazarse por un examen visual, según se define en el apartado J.5.4.</p> <p>^e Si así lo acuerdan el cliente y el proveedor, las probetas pueden tomarse de una prolongación de la mangueta. En este caso, los valores que hay que alcanzar deben ser convenidos entre el cliente y el proveedor.</p> <p>^f Si así lo acuerdan el cliente y el proveedor, se puede usar el método AVG.</p> <p>^g Dependiendo del proceso de imantación, puede ser necesaria una desimantación. El método debe ser acordado entre el cliente y el proveedor.</p> | | | |

J.5.2 Permeabilidad a los ultrasonidos

J.5.2.1 Generalidades

Se debe hacer una comparación con la permeabilidad de un eje de referencia convenido por el cliente y el proveedor.

J.5.2.2 Nivel a obtener

El eco de fondo obtenido en los ejes inspeccionados debe tener una amplitud mayor o igual que la amplitud del eco de fondo registrada en el eje de referencia.

J.5.2.3 Probeta

Se deben examinar todos los ejes después del tratamiento térmico y en estado terminado, antes de la aplicación de la protección final.

J.5.2.4 Método de ensayo

La permeabilidad a los ultrasonidos debe verificarse mediante un examen en una dirección paralela al eje, según el método T de la Norma ISO 5948:1994. La frecuencia de la sonda debe ser de 5 MHz para los ejes de categoría 1, e igual o mayor que 2,5 MHz para ejes de categoría 2.

J.5.3 Acabado de la superficie

Las características del acabado de la superficie deben estar en conformidad con el apartado 3.7.1.1.

Pueden estimarse por comparación con las probetas cuya rugosidad haya sido objeto de acuerdo entre el cliente y el proveedor.

J.5.4 Control visual

El control visual debe hacerse en condiciones normales de visión.

Los criterios de aceptación deben establecerse en base a las imágenes de referencia utilizadas por acuerdo entre el cliente y el proveedor.

J.6 Plan de calidad

J.6.1 Generalidades

En caso de que el control de calidad se realice mediante un plan de calidad (según la definición dada en la Norma EN ISO 9000) de los productos que se han de suministrar, éste debe ser establecido por el proveedor y debe ser acordado con el cliente.

Este plan de calidad debe hacer referencia al manual de calidad del proveedor; debe contener elementos específicos del producto.

J.6.2 Objetivos

Dicho plan, debe establecerse en el momento de la oferta, con el objetivo de:

- describir los procesos y el control de calidad del fabricante para lograr la calidad requerida del producto que se ha de suministrar; deben aportarse las razones de su selección;
- el plan de calidad debe proporcionar al menos la misma confianza que el control por lotes.

Este plan de calidad debe definir los controles que se hagan durante el proceso de fabricación y para el suministro del producto. Dichos controles pueden recogerse en el plan de control del proceso de fabricación.

J.6.3 Aplicación del plan de calidad

Cualquier modificación del plan de calidad debe hacerse sólo con el consentimiento del cliente.

Si el cliente descubre una no conformidad en los productos que se van a entregar, se deben discutir los capítulos aplicables del plan de calidad y, si el resultado no es satisfactorio, se puede anular la validez del plan.

En este caso, se deben aplicar por completo los controles y ensayos definidos por el modo “control por muestreo de lotes” hasta que el cliente y el proveedor lleguen a un nuevo acuerdo.

J.7 Rectificación autorizada

Con la excepción de las zonas de calado de las ruedas, las manguetas listas para montar, los canales de descarga y los acuerdos, en los que no está autorizado realizar labores de retoque, los defectos de la superficie se pueden corregir eliminando metal. Esto puede lograrse por mecanizado o amolado suave, con la condición de que estos procesos no ocasionen calentamientos excesivos o formación de fisuras, y se mantengan las tolerancias dimensionales. La superficie resultante debe casar bien con las superficies contiguas.

En zonas z_0 (véase la figura 7) de ejes motores, dicha rectificación está permitida si la profundidad del defecto que se ha de reparar es inferior a 0,25 mm.

Cada rectificación está seguida de una inspección para determinar que se cumplen los requisitos dados en el apartado 3.7.2.

ANEXO ZA (Informativo)

{A1►} CAPÍTULOS DE ESTA NORMA EUROPEA RELACIONADOS CON LOS REQUISITOS ESENCIALES U OTRAS DISPOSICIONES DE LA DIRECTIVA 2008/57/CE

Esta norma europea ha sido elaborada bajo un Mandato dirigido a CEN/CENELEC/ETSI por la Comisión Europea y por la Asociación Europea de Libre Comercio, para proporcionar un medio de dar cumplimiento a los requisitos esenciales de la Directiva 2008/57/CE⁴⁾.

Una vez que esta norma se cite en el Diario Oficial de la Unión Europea bajo esta directiva, y se implemente como norma nacional en al menos un Estado Miembro, el cumplimiento de los capítulos de esta norma indicados en la tabla ZA.1 para material rodante de alta velocidad, la tabla ZA.2 para vagones de mercancías de ferrocarril convencional y la tabla ZA.3 para material rodante para locomotoras y viajeros en ferrocarril convencional, dentro de los límites del campo de aplicación de esta norma, es un medio para dar presunción de conformidad con los requisitos esenciales específicos de esta directiva y los reglamentos de la AELC asociados.

Tabla ZA.1 – Correspondencia entre esta norma europea, y la ETI AV MAT ROD publicada en el DOUE el 26 de marzo de 2008 y la Directiva 2008/57/CE

| Capítulo(s)/apartado(s) de esta norma europea | Capítulo/apartados/anexos de la ETI | Texto/artículos/apartados/anexos correspondientes de la Directiva 2008/57/CE | Comentarios |
|---|--|---|-------------|
| Toda la norma es aplicable | 4 Características del subsistema 4.2 Especificaciones funcionales y técnicas del subsistema 4.2.3 Interacción vía-gálibo 4.2.3.4.1 Comportamiento dinámico del material rodante. Generalidades | Anexo III, Requisitos esenciales 1 Requisitos generales 1.1 Seguridad 1.1.1, 1.1.3 1.5 Compatibilidad técnica §1 2 Requisitos específicos de cada subsistema 2.3 Control-mando y señalización 2.3.2 Compatibilidad técnica §1 2.4 Material rodante 2.4.2 Fiabilidad y disponibilidad | |

4) La Directiva 2008/57/CE adoptada el 17 de junio de 2008 es una refundición de las anteriores Directivas 96/48/CE relativa a la interoperabilidad del sistema ferroviario transeuropeo de alta velocidad y 2001/16/CE relativa a la interoperabilidad del sistema ferroviario transeuropeo convencional, y de su revisión por la Directiva 2004/50/CE del Parlamento Europeo y del Consejo del 29 de abril de 2004, que modifica las Directivas 96/48/CE y 2001/16/CE.

Tabla ZA.2 – Correspondencia entre esta norma europea, y la ETI FC Material Rodante Vagones de Mercancías de julio de 2006, publicada en el Diario Oficial el 8 de diciembre de 2006 y su revisión intermedia publicada en el Diario Oficial el 14 de febrero de 2009 y la Directiva 2008/57/CE

| Capítulo(s)/apartado(s) de esta norma europea | Capítulo/apartados/anexos de la ETI | Texto/artículos/apartados/anexos correspondientes de la Directiva 2008/57/CE | Comentarios |
|---|--|--|-------------|
| <p>Toda la norma es aplicable</p> | <p>4 Caracterización del subsistema 4.2 Especificaciones funcionales y técnicas del subsistema 4.2.3 Interacción vehículo/vía y gálibo 4.2.3.4.1 Comportamiento dinámico del vehículo. Generalidades</p> <p>5 Componentes de interoperabilidad 5.3.2.4 Lista de componentes. Interacción vehículo/vía y gálibo. Ejes 5.4.2.2 Prestaciones y especificaciones de los componentes. Interacción vehículo/vía y gálibo. Juegos de ruedas</p> <p>6 Evaluación de la conformidad y/o de la idoneidad para el uso de los componentes y verificación del subsistema 6.1.3.2.4 Componentes de interoperabilidad. Especificación para la evaluación de los componentes de interoperabilidad. Interacción vehículo/vía y gálibo. Eje</p> <p>Anexo M: Interacción vehículo/vía y gálibo. Eje</p> <p>Anexo Q: Procedimientos de evaluación, componentes de interoperabilidad</p> <p>Anexo Y: Componentes. Bogies y órgano de rodadura</p> | <p>Anexo III, Requisitos esenciales</p> <p>1 Requisitos generales 1.1 Seguridad 1.1.1, 1.1.3 1.5 Compatibilidad técnica §1</p> <p>2 Requisitos específicos de cada subsistema 2.3 Control-mando y señalización 2.3.2 Compatibilidad técnica §1 2.4 Material rodante 2.4.2 Fiabilidad y disponibilidad</p> | |

Tabla ZA.3 – Correspondencia entre esta norma europea, y la ETI FC Material Rodante para Locomotoras y Viajeros (borrador final rev 3.0 del 3 de agosto de 2009) y la Directiva 2008/57/CE

| Capítulo(s)/apartado(s) de esta norma europea | Capítulo/apartados/puntos y anexos de la ETI | Texto/artículos/apartados/anexos correspondientes de la Directiva 2008/57/CE | Comentarios |
|---|---|---|-------------|
| Toda la norma es aplicable | 4 Características de cada subsistema 4.2 Especificaciones funcionales y técnicas del subsistema 4.2.3 Interacción vehículo/vía y gálibo 4.2.3.5.2 Interacción vehículo/vía y gálibo. Ejes montados 4.2.3.5.2.1 Características mecánicas y geométricas de los ejes montados | Anexo III, Requisitos esenciales 1 Requisitos generales 1.1 Seguridad 1.1.1, 1.1.3 1.5 Compatibilidad técnica §1 2 Requisitos específicos de cada subsistema 2.3 Control-mando y señalización 2.3.2 Compatibilidad técnica §1 2.4 Material rodante 2.4.2 Fiabilidad y disponibilidad | |

ADVERTENCIA: Los productos incluidos en el campo de aplicación de esta norma pueden estar afectados por otros requisitos o directivas de la UE. {◀A1}

{A1 ►} *texto eliminado* {◄ A1}

BIBLIOGRAFÍA

- [1] EN 473, *Non-destructive testing. Qualification and certification of NDT personnel. General principles.*
- [2] EN ISO 9000, *Quality management systems. Fundamentals and vocabulary. (ISO 9000:2005)*
- [3] EN ISO 9001, *Quality management systems. Requirements. (ISO 9001:2008)*
- [4] CEN/TR 10261, *Iron and steel. Review of available methods of chemical analysis.*

AENOR Asociación Española de
Normalización y Certificación

Génova, 6
28004 MADRID-España

info@aenor.es
www.aenor.es

Tel.: 902 102 201
Fax: 913 104 032

