



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Grado

Análisis resistente mediante Elementos Finitos del
cigüeñal de un motor de combustión

Autor

David Ortiz Sánchez

Directora

Elena Ibarz Montaner

Escuela Universitaria Politécnica de Teruel
2016

RESUMEN

El presente trabajo fin de grado consistirá en el análisis del comportamiento resistente del cigüeñal de un motor de combustión de cuatro tiempos de un automóvil a través del Método de Elementos Finitos (MEF o FEA, por sus siglas en inglés).

Habitualmente, esta técnica es muy utilizada en la resolución de un gran número de problemas de ingeniería, tales como los derivados del análisis de la deformación de los cuerpos, la transmisión del calor y los movimientos de los fluidos. El MEF permite realizar un modelo matemático de cálculo del sistema real, más fácil y económico de modificar que un prototipo.

En el proyecto en primer lugar se realizará un análisis estático de las situaciones más desfavorables en las que trabaja el cigüeñal. Considerando las temperaturas máximas y las fuerzas que ejercen los pistones, se obtendrán los valores de desplazamiento y tensiones que se producen en el ciclo de funcionamiento.

Por otra parte se realizará un estudio del daño a fatiga que pueda existir como consecuencia de las cargas que actúan sobre el cigüeñal.

Al tratarse de un Trabajo de Fin de Grado no se puede llevar a cabo un análisis completo de un proyecto real, por lo que no se han tenido en cuenta efectos dinámicos, de régimen transitorio y vibraciones entre otras cosas.

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN	3
1.1. Descripción del Trabajo de Fin de Grado	4
1.2. Objetivos y alcance del proyecto	4
2. ANTECEDENTES: CIGÜEÑAL	5
2.1. Descripción del cigüeñal	5
2.2. Problemática asociada al cigüeñal	9
3. DEFINICIÓN DEL MODELO DE CÁLCULO	14
3.1. Definición del modelo geométrico	14
3.2. Definición del modelo de elementos finitos	17
3.2.1. Introducción análisis mediante Elementos Finitos	17
3.2.2. Características de la malla	18
3.2.3. Propiedades de los materiales	22
3.2.4. Condiciones de contorno	23
❖ Condiciones de apoyo	23
❖ Cargas individuales	25
❖ Hipótesis de cálculo	36
4. ANALISIS ESTÁTICO	37
4.1. Resultados de deformadas	37
4.2. Resultados de desplazamientos	38
4.3. Resultados de distribución de tensiones	40
5. ANALISIS A FATIGA	43
5.1. Introducción al Análisis a fatiga	43
5.2. Resultados de la comprobación a fatiga	46
6. CONCLUSIONES Y FUTUROS ESTUDIOS	52
6.1. Conclusiones	52
6.2. Futuros estudios	52
7. BIBLIOGRAFÍA	53
8. INDICE DE FIGURAS	55
9. INDICE DE TABLAS	58

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Descripción del Trabajo Fin de Grado

El siguiente trabajo consistirá en simular el comportamiento resistente del cigüeñal de un motor de combustión de cuatro tiempos de un automóvil con vistas a optimizar su diseño mecánico y a comprobar su funcionalidad.

A lo largo del proyecto para el estudio del cigüeñal, en primer lugar se diseñará la pieza siguiendo unos criterios de cálculo de un motor concreto y seguidamente se realizará el análisis resistente mediante el Método de los Elementos Finitos.

El Método de los Elementos Finitos (MEF) es una herramienta muy potente y ampliamente utilizada en la resolución de un gran número de problemas de ingeniería, tales como los derivados del análisis de la deformación de los cuerpos, la transmisión del calor, las redes eléctricas y los movimientos de los fluidos.

Cada situación de trabajo del cigüeñal se determinará mediante un estudio de las diferentes posiciones a lo largo de la rotación del mismo. A la hora de realizar el análisis se estudiará en cada caso la situación más desfavorable a nivel resistente, ya que las variaciones en las posiciones de los pistones generan en el cigüeñal fuerzas variables (tanto en posición como en valor) las cuales es preciso considerar.

Además de las sollicitaciones mecánicas, se considerarán los efectos térmicos que aparecen a lo largo del ciclo de trabajo.

Finalmente, a partir de los resultados de tensiones y deformaciones obtenidos para los puntos más críticos, se realizará un análisis de fatiga. Este análisis se considera necesario debido a que cuando se diseñan componentes sometidos a cargas cíclicas, es decir, cargas que presentan un comportamiento fluctuante a través del tiempo, se inducen cambios estructurales a nivel interno del material, pudiendo derivar en una fractura progresiva.

1.2 Objetivos y alcance del proyecto

En el presente trabajo se plantea el análisis del comportamiento resistente del cigüeñal de un motor de combustión de cuatro tiempos. Dicho análisis se lleva a cabo mediante el empleo del Método de Elementos Finitos (MEF o FEA, por sus siglas en inglés) En concreto, se realizarán dos estudios:

- a) El primero de ellos consiste en un análisis estático mediante el cual se obtienen los valores de desplazamiento y tensiones del cigüeñal en las condiciones de trabajo del mismo determinando de este modo el coeficiente de seguridad existente bajo estas condiciones.
- b) El segundo tipo de simulación corresponde al análisis de fatiga en el cual, a partir de los resultados obtenidos en el primer análisis, se calcula el daño por fatiga.

En resumen, el desarrollo del presente proyecto consistirá en simular el comportamiento resistente del cigüeñal del motor de combustión de un automóvil. Para ello, además de las sollicitaciones mecánicas, se considerarán los efectos térmicos. Finalmente, a partir de los resultados tensionales obtenidos para los puntos más críticos, se realizará un análisis de fatiga.

El alcance del proyecto abarca el comportamiento resistente de un cigüeñal a nivel estático considerando, además del efecto de los pistones sobre el mismo, las condiciones de temperatura máximas a las que se encuentra en régimen de funcionamiento. Se analiza también el daño a fatiga que pueda existir como consecuencia de las cargas actuantes sobre el cigüeñal.

Por otra parte, es preciso tener en cuenta, que al tratarse de un Trabajo de Fin de Grado, no puede abarcar todos los estudios y análisis necesarios que se llevaría a cabo en un proyecto real de las mismas características, por lo que no se han considerado efectos dinámicos de régimen transitorio, análisis de vibraciones, etc. Todos estos aspectos podrían contemplarse como líneas de desarrollo futuro, y así se recoge en el apartado final del proyecto.

2. ANTECEDENTES: CIGÜEÑAL

2.1 Descripción y funcionamiento del cigüeñal

El cigüeñal es un árbol de transmisión que junto con las bielas transforma el movimiento alternativo de los pistones en movimiento circular, o viceversa. Este mecanismo conocido como “biela manivela” funciona de forma simultánea y sincronizada. A través de su movimiento transforma la energía desarrollada por la combustión en energía mecánica.

La función principal del cigüeñal consiste en recoger y transmitir la potencia desarrollada por cada uno de los cilindros. Por consiguiente, es una de las piezas más importantes del motor.

Posee como característica principal una gran resistencia mecánica a la torsión, ya que éste necesita resistir la fuerza de empuje ejercida por los pistones durante el ciclo de expansión.



Figura 1 - Cigüeñal

Los cigüeñales experimentan un gran número de ciclos de trabajo durante la vida de servicio del motor. Por este motivo, durante el proceso de diseño debe evaluarse su comportamiento ante fatiga. Por razones de tipo económico así como de eficiencia energética, los cigüeñales deben diseñarse cuidadosamente para conseguir el menor peso y dimensiones posibles.

Debido a las exigentes restricciones a nivel estructural de un cigüeñal, en su diseño debe garantizarse el cumplimiento de su equilibrio estático, distribuyendo todo su peso de forma uniforme alrededor del eje; y equilibrio dinámico para eliminar cualquier vibración generada durante su giro a causa de la fuerza ejercida por las bielas. [1]

El cigüeñal lleva en el extremo destinado a transmitir la potencia, una brida para la fijación del volante de inercia (necesario para la regularización del giro del motor y soportar el embrague). En el otro extremo forma parte de la polea del cigüeñal. Está conformado para hacer solidarios con él, el engranaje de mando de la distribución y las poleas para el accionamiento por correa de los órganos auxiliares: bomba de agua, generador eléctrico, ventilador, etc. En la figura 2 se puede ver dónde se sitúa en el motor:

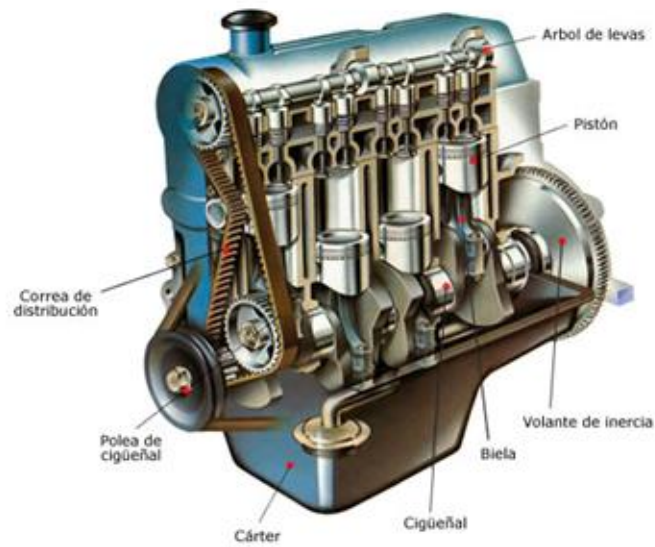


Figura 2 - Composición motor de cuatro tiempos

En cuanto a la forma que puede tener el cigüeñal, dependerá del diseño del motor:

- En los motores rotativos (eléctricos o de turbina), el árbol motor tiene simplemente forma cilíndrica, con estriados para su ajuste con el rotor (inducido eléctrico o rodete de la turbina) y engranajes o poleas para transmitir el movimiento. En los motores de pistón rotativo (tipo Wankel) el cigüeñal lleva simplemente una excéntrica circular por cada pistón.

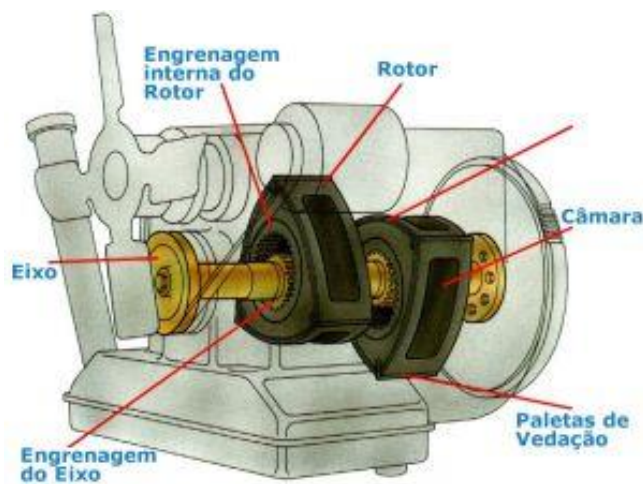


Figura 3 - Motor rotativo tipo Wankel

- En los motores alternativos tradicionales tiene una forma más complicada (puesto que hay manivelas), determinada por la necesidad de transformar el movimiento alternativo en movimiento giratorio. Dada su forma, se le denomina árbol de manivelas o árbol de codos, además de cigüeñal. Los ingleses lo llaman «crankshaft», que significa árbol - manivela.

En los primeros tiempos, el motor típico de combustión interna era monocilíndrico, y el cigüeñal, tenía una sola manivela. Cada manivela está formada por una muñequilla de biela y dos brazos que acaban en el eje giratorio del cigüeñal.

Las partes torneadas por las cuales el cigüeñal es fijado al bloque del motor se denominan casquetes o muñequillas de bancada, mientras que las secciones de acoplamiento de las bielas son conocidas como casquetes o cojinetes de biela. Entre los casquetes de bancada y los casquetes de las bielas se encuentran los llamados codos.

Para el equilibrio estático y dinámico se construye con unas masas metálicas, los contrapesos, que se presentan en posiciones opuestas a la posición de los codos de las bielas. Así al girar, cuando el motor está en funcionamiento, la fuerza centrífuga generada es totalmente uniforme.

En la siguiente imagen (figura 4) podemos diferenciar las diferentes partes anteriormente explicadas de las que consta el cigüeñal:

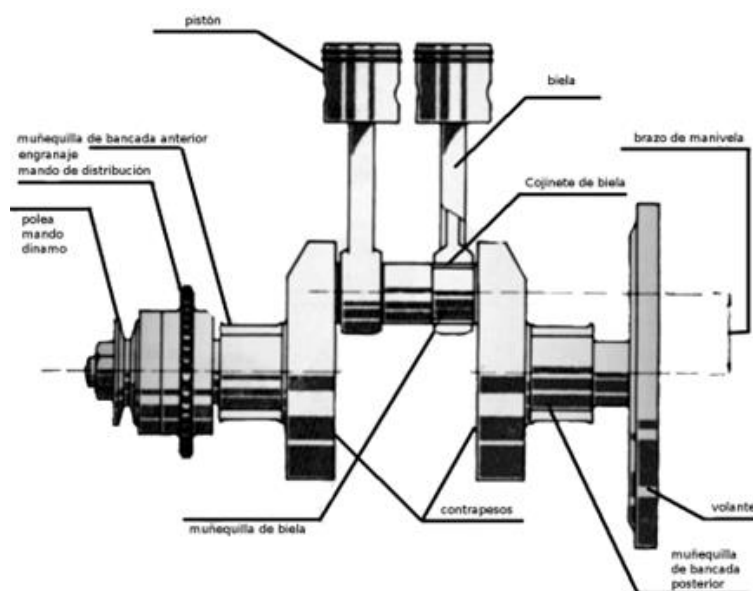


Figura 4 - Partes del cigüeñal

- En los motores con los cilindros en línea el cigüeñal está formado por tantas manivelas como cilindros.

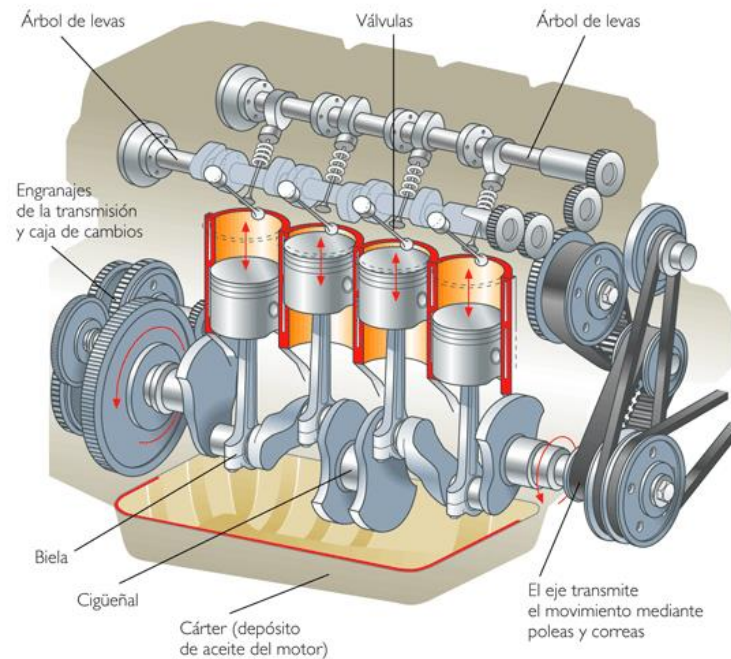


Figura 5 - Motor con cilindros en línea

- En los motores con los cilindros opuestos el número de manivelas puede ser el mismo que el de cilindros o sólo la mitad.



Figura 6 - Motor con cilindros opuestos

- En los motores en V, generalmente el número de manivelas es la mitad del de cilindros.



Figura 7 - Motor con cilindros en V

El número de muñequillas de bancada puede variar bastante. La elección depende de razones técnicas y económicas. La solución más económica es un cigüeñal con sólo dos apoyos en los extremos, pero en este caso no puede pretenderse alcanzar potencias elevadas a altos regímenes. De hecho, para evitar las flexiones y las consiguientes vibraciones del cigüeñal, es necesario que las muñequillas de manivela tengan el mayor diámetro posible y los brazos de manivela una sección considerable.

En los motores más modernos y, principalmente, en los de mayor cilindrada se prefiere la solución con 5 muñequillas de bancada, que es la más costosa, pero permite alcanzar potencias específicas elevadas y, al mismo tiempo, mayor ligereza del motor [2].

2.2 Problemática del cigüeñal

Las fuerzas alterna y centrífuga de los órganos en movimiento y la debida a las presiones del gas, dan origen a fuerzas y a momentos que actúan sobre la estructura del motor.

Debido a que dichas fuerzas y momentos son variables en el tiempo, si no se realiza su equilibrado, aparecerán vibraciones indeseables, que además de hacer más incómoda su utilización, generarán averías por la aparición de fatigas en sus elementos [3].

- Equilibrado

El equilibrado se consigue por medio de contrapesos aplicados a las manivelas para obtener, cuando sea necesario, el equilibrado estático y el dinámico del cigüeñal en todo su conjunto y, muchas veces, de cada una de las manivelas. Sirve además para reducir el efecto de algunas de las fuerzas debidas a las masas en movimiento alternativo. Los objetivos del equilibrado son esencialmente dos:

- Reducir las vibraciones del motor causadas por las fuerzas y momentos generados por la presión de los gases en los cilindros y por las piezas en movimiento alternativo y giratorio (pistones, bielas, y cigüeñal).
- Reducir las cargas sobre los cojinetes de bancada.

No es posible equilibrar todas las fuerzas que producen vibraciones en el motor, sin embargo, las principales fuerzas pueden ser casi totalmente equilibradas por la acción de pesos, que son adicionados al cigüeñal, como hemos comentado anteriormente. El equilibrio por adición de pesos, que crea fuerzas iguales y opuestas a aquellas de la inercia, es conocido como compensación. Generalmente, después de la compensación todavía hay algunas pequeñas fuerzas remanentes que no han sido completamente equilibradas. Estas fuerzas remanentes son generadas por las piezas en movimiento alternativo, ya que no es posible compensar completamente todas las principales fuerzas (centrífugas) que afectan el cigüeñal.

- **Fuerzas centrífugas y alternativas**

El cigüeñal está equilibrado estáticamente cuando la resultante de las fuerzas centrífugas es nula, es decir, cuando el baricentro se encuentra sobre el eje de rotación. Es característico el ejemplo del cigüeñal con una sola manivela. Es obvio que para que el cigüeñal esté en equilibrio en cualquier posición, el peso de la manivela debe ser equilibrado por el de los contrapesos.

Pero el cigüeñal, además de estar equilibrado estáticamente (figura 8), puede estarlo dinámicamente, es decir, puede dar lugar, cuando se halla en movimiento, a un momento flector originado por las fuerzas centrífugas que se encuentran en planos distintos. Puede suceder, en definitiva, que en los motores con varios cilindros la resultante de los momentos respecto a un punto cualquiera del eje no sea nula. Este concepto resulta más claro si se concreta en el caso de un cigüeñal con dos manivelas de un motor de dos cilindros opuestos, de cuatro tiempos. Las fuerzas centrífugas actúan en planos diferentes, cuya distancia entre ellos es igual a la que hay entre los ejes de los cilindros. El momento resultante es igual al producto de la fuerza centrífuga por la distancia entre los ejes y puede ser equilibrado con uno igual y opuesto por medio de contrapesos.

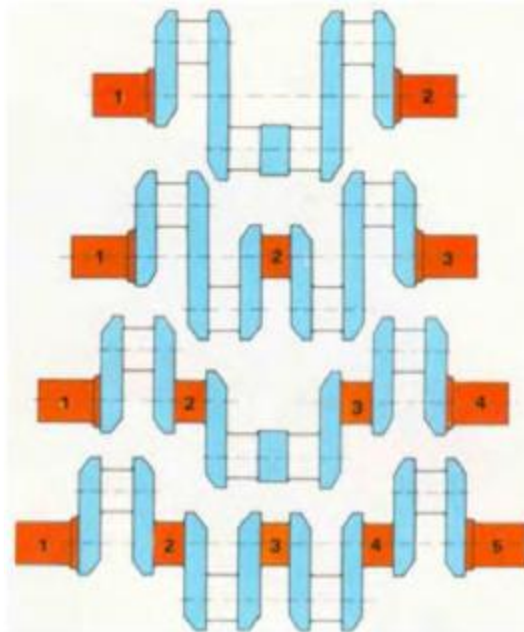


Figura 8 - Cigüeñal equilibrado estáticamente

En los cigüeñales que tienen más de dos manivelas, éstas se disponen angularmente de manera que las combustiones resulten distanciadas igualmente una de otra para obtener la máxima regularidad del par motor, y en estas condiciones, en la mayor parte de los casos, la disposición de los brazos de manivela es tal que, sin añadir contrapesos, la condición de equilibrio estático se satisface automáticamente, ya que el cigüeñal admite un plano de simetría que pasa por su eje [2].

En cuanto al equilibrio dinámico, los cigüeñales con más de dos manivelas resultan equilibrados cuando, estando ya compensados estáticamente, admiten un plano de simetría perpendicular al eje de rotación respecto al cual las manivelas resultan simétricas en número, posición y dimensiones. Todos los demás cigüeñales pueden ser equilibrados solamente con la ayuda de contrapesos. No obstante, muchos cigüeñales, aun estando en conjunto equilibrados dinámicamente, incluso sin contrapesos, tienen equilibradas cada una de las manivelas por separado. Este tipo de contrapesado sirve para reducir la carga impuesta a los cojinetes de bancada. Efectivamente, contrapesando cada una de las manivelas se reducen, o se anulan, los diversos momentos flectores, debido a las masas giratorias que, actuando sobre las diferentes partes del cigüeñal, tienden a flexionarlo cargando los cojinetes de bancada y dificultando su lubricación.

En la figura 9 podemos ver el equilibrio estático de las masas de rotación de un motor monocilíndrico y en la siguiente, el equilibrio dinámico de las masas en rotación de un motor bicilíndrico:

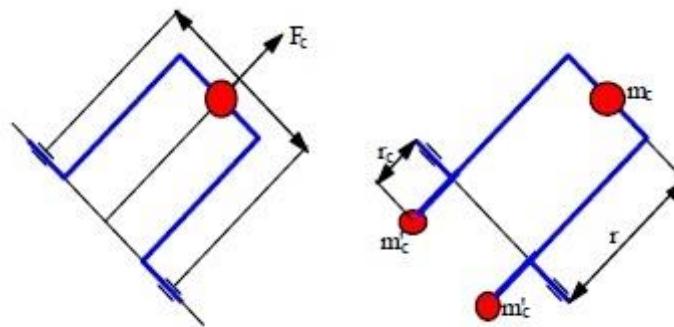


Figura 9 - Equilibrado estático de las masas de rotación de un motor monocilíndrico

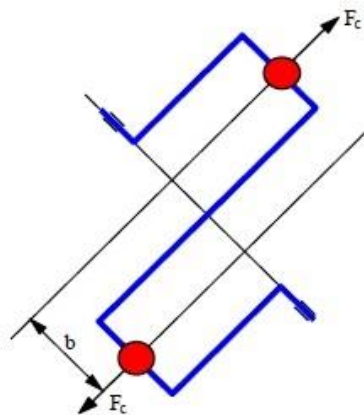


Figura 10 - Equilibrado dinámico de las masas en rotación de un motor bicilíndrico

Además de las fuerzas centrífugas de las masas de rotación, influyen sobre las muñequillas de manivela las fuerzas debidas a las masas en movimiento alternativo [3].

Estas fuerzas causadas por las variaciones de velocidad del pistón y de la biela, se distinguen en fuerzas de primer orden y de segundo orden. Las primeras alcanzan su valor máximo, positivo o negativo, cada vez que el pistón se encuentra en el PMS (punto muerto superior) o en el PMI (punto muerto inferior). Las segundas varían con una frecuencia doble que las primeras.

Una fuerza de primer orden puede ser equilibrada por la componente, según el eje de los cilindros, de una fuerza centrífuga producida por una masa igual a la de la masa alternativa, aplicada al cigüeñal en contraposición a la muñequilla de manivela. Pero en este caso se crea una fuerza dirigida perpendicularmente al eje cilíndrico, con una amplitud y frecuencia iguales. En la práctica se contrapesa la mitad de la masa alternativa, por lo que queda activa sobre el eje del cilindro la mitad de la fuerza alternativa de primer orden, mientras que la otra mitad se transforma en una fuerza perpendicular al eje del cilindro.

En los motores de varios cilindros (en línea, en V u opuestos) las fuerzas alternativas de primer orden se equilibran cuando el cigüeñal está por sí mismo equilibrado (es decir, sin contrapesos). De manera análoga, los pares debidos a las fuerzas alternativas de primer orden están equilibrados cuando lo están los pares debidos a las masas en rotación, es decir, cuando el cigüeñal está equilibrado dinámicamente. En lo que se refiere a las fuerzas alternativas de segundo orden, no existe posibilidad de reducirlas con técnicas especiales en la construcción del cigüeñal, puesto que varían con una frecuencia doble al número de revoluciones. En los automóviles, las vibraciones causadas por las fuerzas de segundo orden son absorbidas, mediante técnicas especiales, por la suspensión del motor.

3. DEFINICIÓN DEL MODELO DE CÁLCULO

3.1 Definición del modelo geométrico

En este apartado se realiza el diseño de cada una de las piezas que componen el cigüeñal. Para ello se ha utilizado el software NX- Ideas. El motor escogido para la resolución de los cálculos corresponde a un Audi A4. A continuación se puede ver el cigüeñal que se modelizará y de cuya geometría, características y dimensiones se parte para la realización del presente proyecto [4].

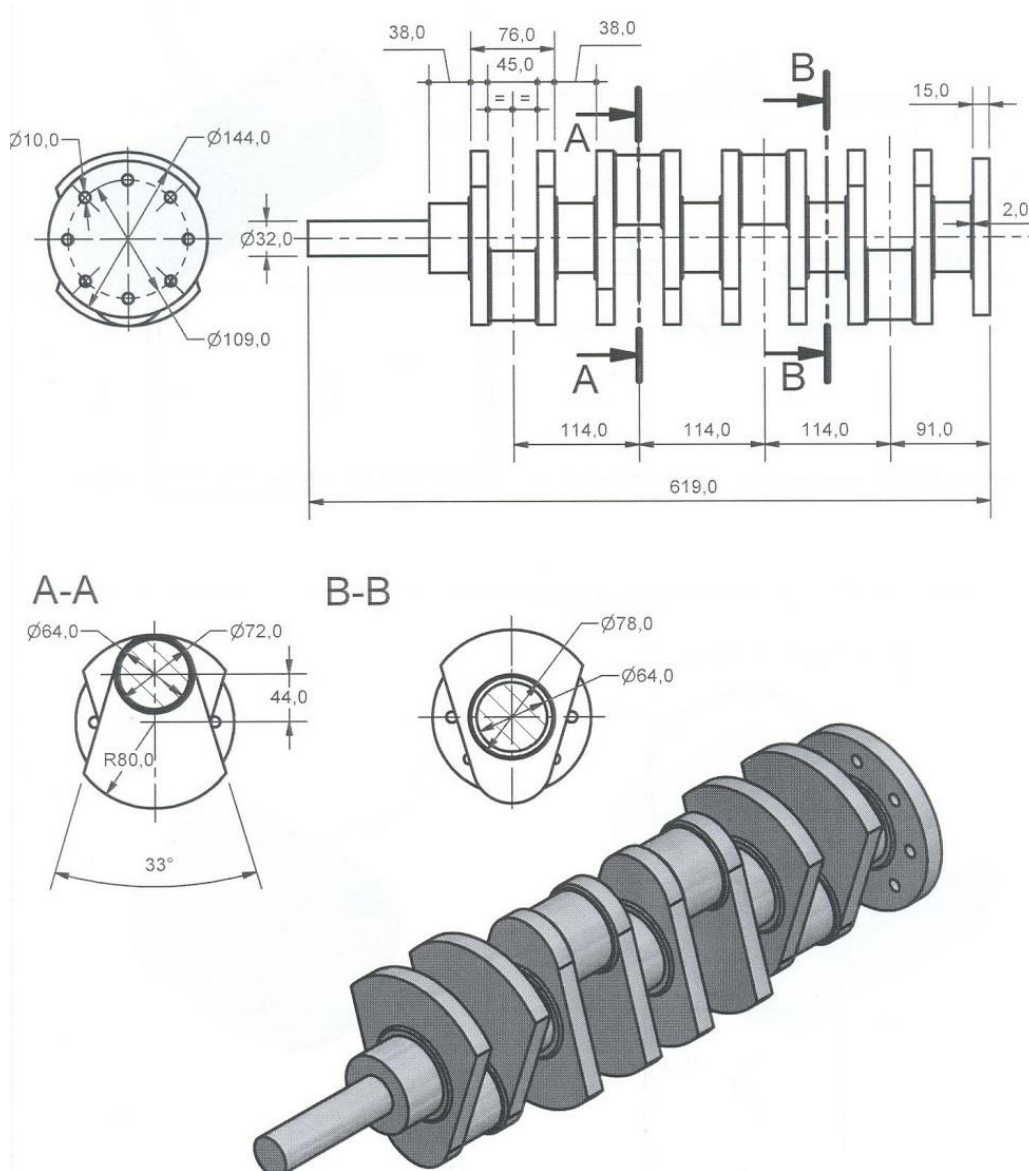


Figura 11 - Plano de dimensiones del cigüeñal utilizado como base del TFG [4]

Las siguientes imágenes muestran el resultado de la digitalización en NX-ideas del cigüeñal objeto de estudio. Esta modelización será la geometría usada para el análisis numérico por elementos finitos.

La geometría estructural está compuesta por varias piezas (nariz, muñequillas, contrapesos, arandelas, brida) que juntas delimitan un único volumen, que será tratado como un sólido elástico y lineal para el cual se calcularán las tensiones, deformaciones y desplazamientos.

- **Nariz del cigüeñal (donde se monta la polea).**

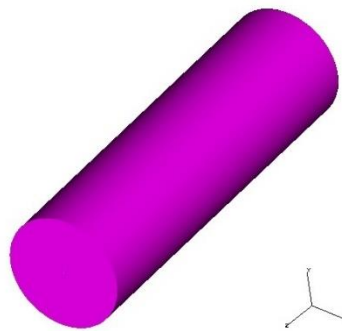


Figura 12 - Diseño geométrico de la nariz del cigüeñal

- **Muniquilla de bancada.**

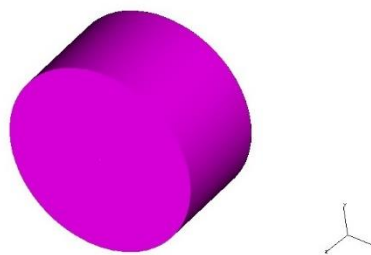


Figura 13 - Diseño geométrico de la muniquilla de bancada

- **Arandela**

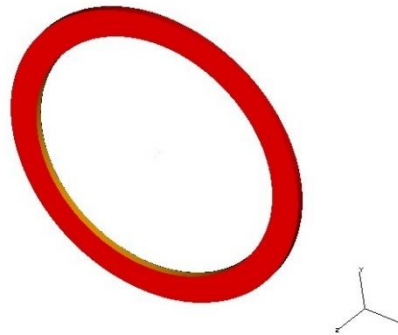


Figura 14 - Diseño geométrico de la arandela

- **Contrapeso**

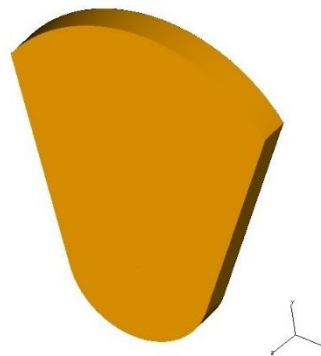


Figura 15 - Diseño geométrico del contrapeso

- **Brida de montaje de la rueda del volante.**

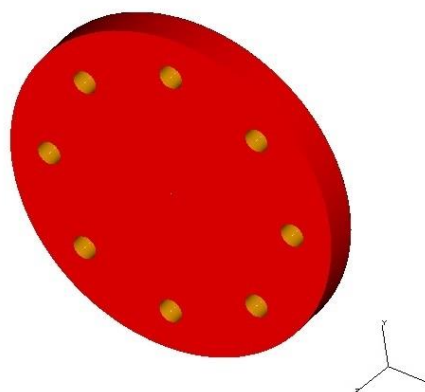


Figura 16 - Diseño geométrico de la brida de montaje de la rueda del volante

Una vez finalizado el diseño de cada una de las partes que componen el cigüeñal, se puede apreciar en la figura 17 la geometría completa modelizada del cigüeñal.

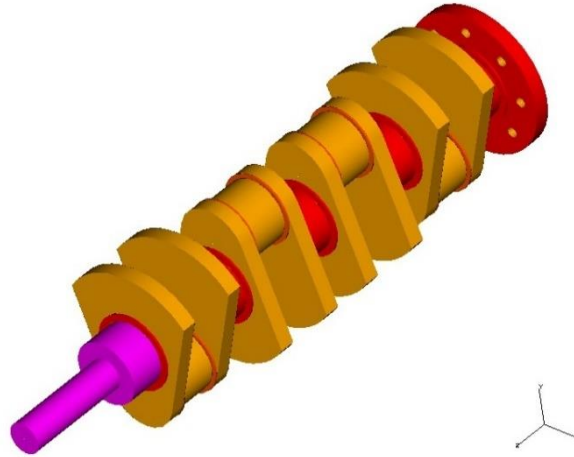


Figura 17 - Cigüeñal completo

3.2 Definición del modelo de Elementos Finitos

3.2.1 Introducción al análisis mediante Elementos Finitos

El método de los elementos finitos (MEF), es un método de resolución aproximativo, el cual se utiliza principalmente en problemas que involucran un alto grado de complejidad, en los cuales no se puede conocer la solución exacta.

Este método ha adquirido con el uso de los ordenadores una gran importancia en la solución de problemas de ingeniería, física, etc., ya que permite resolver casos que hasta hace poco tiempo eran prácticamente imposibles de resolver por métodos matemáticos tradicionales. Esta circunstancia obligaba a realizar prototipos, ensayarlos e ir realizando mejoras de forma iterativa, lo que traía consigo un elevado coste tanto económico como en tiempo de desarrollo.

El MEF permite realizar un modelo matemático de cálculo del sistema real, más fácil y económico de modificar que un prototipo. Sin embargo no deja de ser un método aproximado de cálculo debido a las hipótesis básicas del método.

La idea general del método de los elementos finitos es la división de un continuo en un conjunto de pequeños elementos interconectados por una serie de puntos llamados nodos. Las ecuaciones que rigen el comportamiento del continuo regirán también el del elemento. De esta forma se consigue pasar de un sistema continuo (infinitos grados de libertad), que es regido por una ecuación diferencial o un sistema de ecuaciones diferenciales, a un sistema con un número de grados de libertad finito cuyo comportamiento se modela por un sistema de ecuaciones, lineales o no.

En cualquier sistema a analizar se debe distinguir entre:

- **Dominio.** Espacio geométrico donde se va a analizar el sistema.
- **Condiciones de contorno.** Variables conocidas y que condicionan el cambio del sistema: cargas, desplazamientos, temperaturas, voltaje, focos de calor,...
- **Incógnitas.** Variables del sistema que deseamos conocer después de que las condiciones de contorno han actuado sobre el sistema: desplazamientos, tensiones, temperaturas.

El método de los elementos finitos consiste en discretizar el dominio en subdominios denominados elementos, de forma que el dominio total en estudio se aproxime mediante el conjunto de porciones (elementos) en que se subdivide.

Los elementos se definen por un número discreto de puntos, llamados nodos, que conectan entre si los elementos. Sobre estos nodos se materializan las incógnitas fundamentales del problema. En el caso de elementos estructurales estas incógnitas son los desplazamientos nodales, ya que a partir de éstos podemos calcular el resto de incógnitas que nos interesen: tensiones, deformaciones,... A estas incógnitas se les denomina grados de libertad de cada nodo del modelo. Los grados de libertad de un nodo son las variables que nos determinan el estado y/o posición del nodo [5].

3.2.2 Características de la malla

En el método de elementos finitos, la elección de una malla adecuada es muy importante para la resolución de los problemas. Dependiendo de la elección que se realice, se podrán obtener resultados con mayor o menor grado de aproximación.

Para resolver geometrías complejas como en este caso, en primer lugar se tendrá que llevar a cabo la discretización del dominio, una parte fundamental del método. Como ya se ha explicado, consiste en la división de la pieza en un sistema formado por cuerpos más pequeños, denominados elementos, los cuales forman volúmenes (en el caso de una geometría tridimensional) y se comportan de manera independiente. Estas subdivisiones se encuentran interconectadas por nodos o puntos comunes.

En el estudio del cigüeñal se han barajado diferentes opciones para realizar el mallado de la pieza completa, hasta determinar la malla más adecuada a las necesidades del sistema:

- En primer lugar la primera opción consiste en realizar un mallado automático de la pieza completa. Este método da lugar a un problema importante, debido a que este tipo de mallado utiliza elementos de tipo tetraédrico, cuya precisión es inferior a la de los elementos de tipo hexaédrico. Por esta razón, se selecciona esta segunda opción de mallado mediante elementos hexaédricos. En la siguiente imagen (figura 18) se aprecia la malla obtenida mediante la opción de mallado automático:

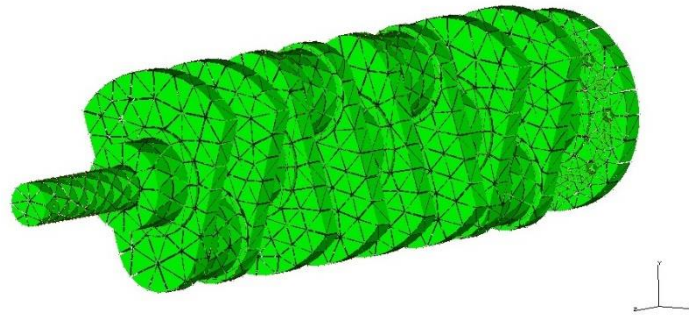


Figura 18 - Mallado automático con tetraedros

- De este modo, se escoge la opción de realizar un mallado manual con el objeto de obtener una malla de elementos hexaédricos. Esta alternativa es mucho más costosa a nivel de ejecución, pero se consigue una mayor aproximación en el cálculo. Para ello se procede a realizar el mallado de cada una de las piezas de manera individual mediante un mallado manual, adaptando el número de elementos al tamaño de cada una. Surge el inconveniente en el momento en que se unen las diferentes piezas para formar el cigüeñal. Pese a haber realizado la malla con una previsión en cuanto al tamaño y número de elementos de cara a su conformidad en la zona de interfase, existen zonas del cigüeñal donde es imposible realizar la unión de dichas mallas de manera adecuada. Se plantea como opción para resolver este problema la utilización de un algoritmo de unión que permite simular una interfase de unión entre las distintas partes en contacto. Esta opción se descarta debido a la distorsión que se produce en los elementos de dicha interfase.

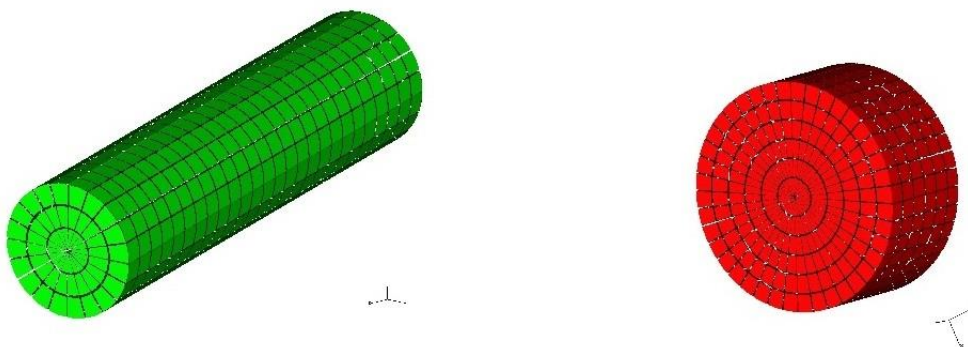


Figura 19 - Mallado manual con hexaedros de la nariz y la muñequilla del cigüeñal

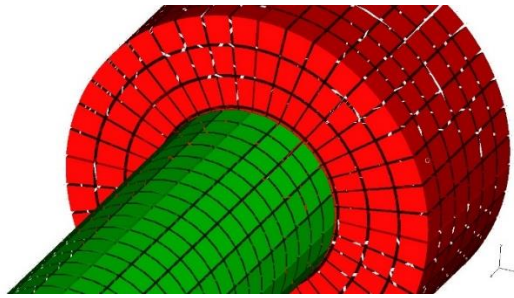


Figura 20 - Unión del mallado manual con hexaedros de la nariz y la muñequilla del cigüeñal

- Finalmente, el mallado más conforme se realiza también de manera manual, pero en este caso haciendo primero la pieza más irregular, y basándose para ello en las mallas de las piezas más simples, obtenidas en la fase anterior. Es decir, para realizar el mallado de dicha pieza se tiene que tener en cuenta el tamaño del resto, de esta manera, la unión de las diferentes mallas a través de sus nudos es uniforme. En las siguientes imágenes podemos ver algunas de las mallas realizadas.

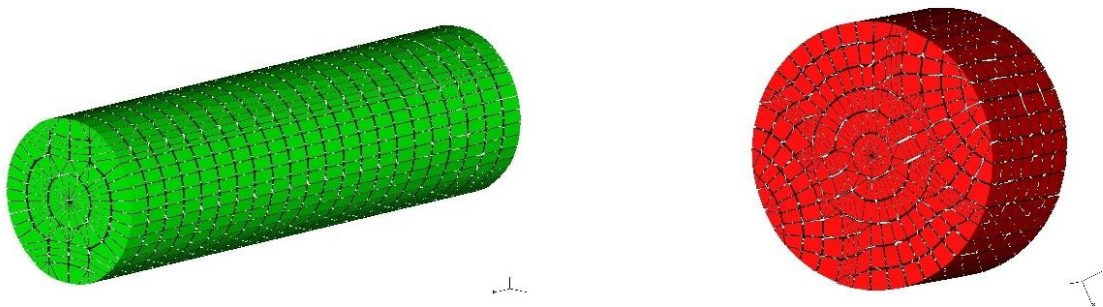


Figura 21 - Mallado manual y uniforme con hexaedros de la nariz y la muñequilla del cigüeñal

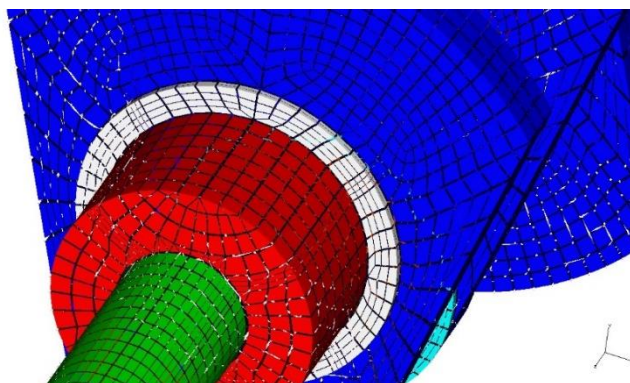


Figura 22 - Unión de las diferentes mallas que conforman el cigüeñal

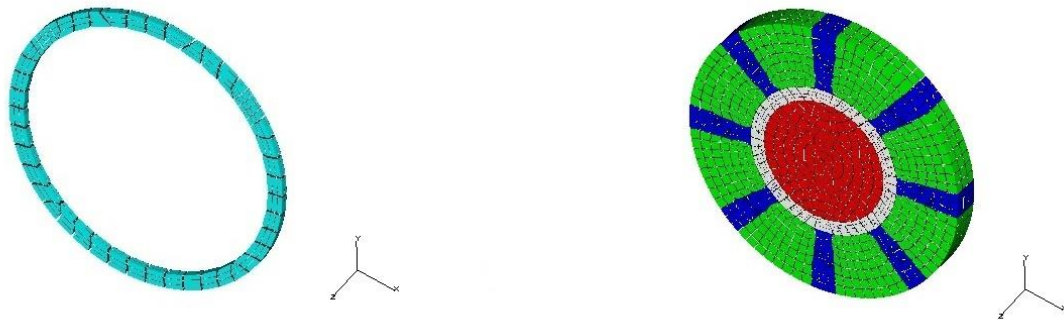


Figura 23 - Mallado manual y uniforme con hexaedros de la arandela y la brida

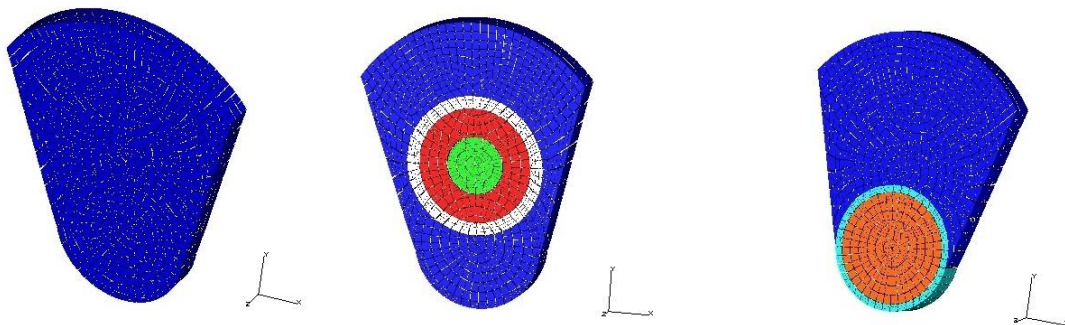


Figura 24 - Mallado manual y uniforme con hexaedros de los contrapesos

Se obtiene por tanto una malla de elementos de tipo hexaédrico con una perfecta unión en las zonas de interfase. El número de elementos de los cuales se compone el cigüeñal es 68.812 y el número de nodos es 74559. El número de Grados de Libertad del sistema se obtiene de la siguiente ecuación:

$$\text{N}^{\circ} \text{ de Grados de Libertad} = \text{n}^{\circ} \text{ de nodos} \cdot 3 = 74559 \cdot 3 = 223677$$

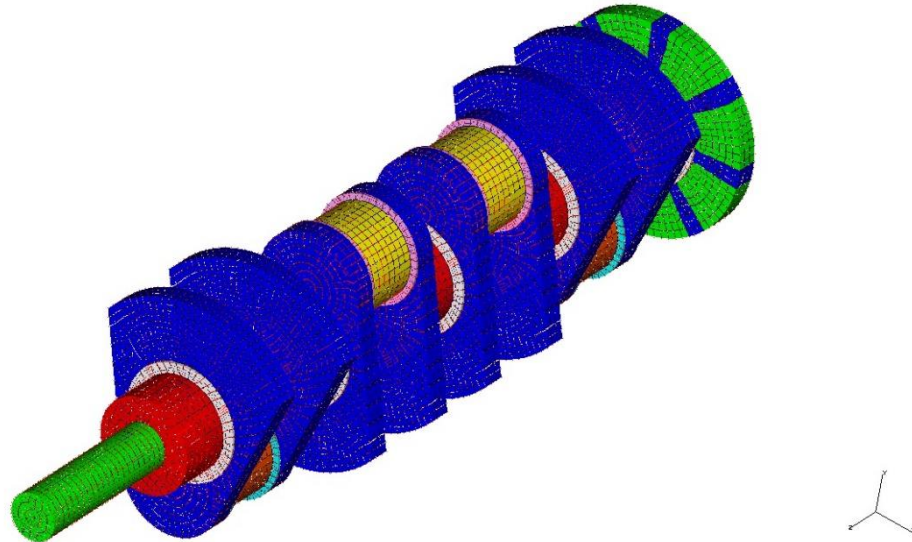


Figura 25 - Mallado manual y uniforme del cigüeñal

3.2.3 Propiedades de los materiales

El material usado en la construcción de cigüeñales es muy variado, dependiendo principalmente del tamaño de éste y también de factores como velocidad y potencia del motor. Por lo anterior, las condiciones que debe reunir el material son las siguientes:

- Un límite elástico suficiente para transmitir el par motor y soportar los esfuerzos sin requerir dimensiones extraordinaria.
- Una gran resistencia a los golpes (combustión) para evitar agrietamientos.
- Un límite de fatiga y coeficiente de amortiguamiento lo más elevados posibles para disminuir el efecto de las vibraciones.
- Un coeficiente de fricción lo más pequeño posible para evitar desgaste excesivo.
- Buenas condiciones de maquinado y forja.

Estas características, de las cuales varias son contrapuestas, hace que sean muy diversos los materiales que se empleen en la construcción de cigüeñales. Generalmente los cigüeñales se fabrican de acero forjado o laminado (aceros al carbono) y sus dimensiones dependen casi exclusivamente de los esfuerzos y vibraciones a los que están sometidos.

Es cada día más corriente el empleo de aceros especiales al Cromo- Níquel o Cromo-Molibdeno, los cuales son fácilmente templables. Estos aceros a la vez son frágiles a consecuencia del templado, por lo que luego son revenidos, o sea, sometidos a altas temperaturas por períodos prolongados de tiempo, logrando así eliminar las posibles tensiones en el material [6].

Para la obtención de los cálculos se ha escogido un acero especial cromo- molibdeno 4140 T (tratado, enfriado al aceite y revenido) con las siguientes características mecánicas obtenidas de bibliografía especializada [7].

Conductividad térmica (W/m - ° K)	42,00		
Densidad (kg/cm³)	7,85		
Módulo de elasticidad (N/mm²)	205000 (100° C)	195000 (200° C)	185000 (300° C)
	175000 (400° C)	165000 (500° C)	

Tabla 1 – Propiedades generales del Acero 4140 T

Teniendo en cuenta que la temperatura del cigüeñal puede rondar los 100°C - 120 °C, los datos más acordes a la simulación serán:

Módulo de Elasticidad (N/ mm²)	206800,00
Módulo de Poisson	0,29

Tabla 2 - Características mecánicas utilizadas en la simulación

3.2.4 Condiciones de contorno

Es necesario expresar las condiciones de contorno que afectan al modelo de elementos finitos, ya que si no se especifican de forma adecuada las restricciones o las condiciones de soporte del cigüeñal, el sistema tendrá la libertad de moverse como un cuerpo rígido y no ofrecerá resistencia a las cargas aplicadas.

En la simulación del cigüeñal de un motor de combustión de cuatro tiempos de un automóvil se tendrán en cuenta las condiciones a las que es sometido cuando se encuentra en funcionamiento. A la hora de realizar el análisis se estudiarán en cada caso las peores situaciones de trabajo, únicamente de manera estática, que serán descritas en apartados posteriores.

❖ **Condiciones de apoyo**

En los motores de los automóviles el cigüeñal va sujeto en los apoyos, siendo el eje que une los apoyos el eje del motor. Se observa que existen cigüeñales que tienen un apoyo cada dos muñequillas y los hay con un apoyo entre cada muñequilla.

Partiendo de la premisa que se trata del motor de automóvil más usual (motor de cuatro cilindros en línea) se procede a designar un cigüeñal de cinco apoyos, el más común actualmente (figura 26) [8].

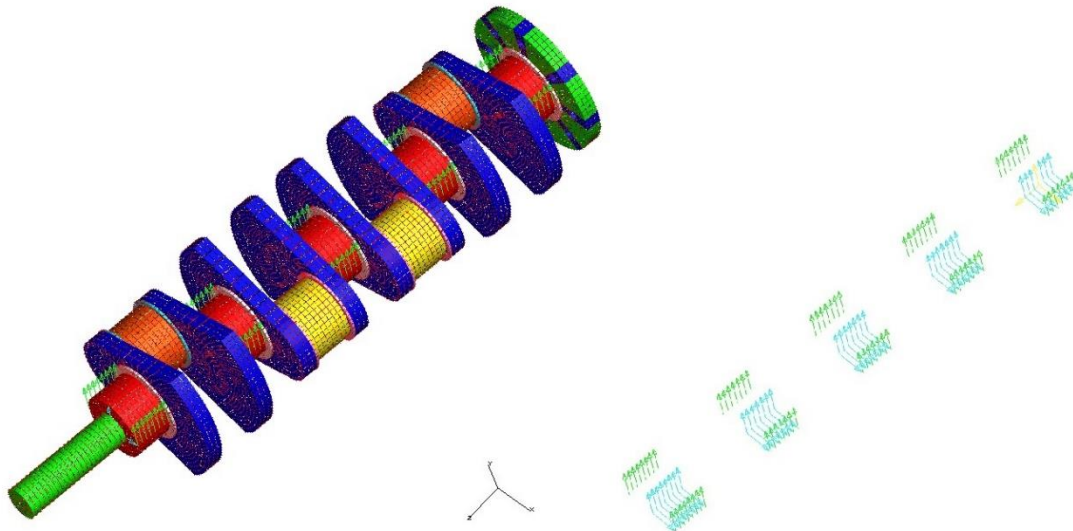


Figura 26 - Cigüeñal con cinco apoyos

En la siguiente imagen (figura 27) se aprecia como en el eje de las cuatro primeras muñequillas el movimiento en el eje X y eje Y es nulo ($U_x=U_y=0$), únicamente se podrá producir un desplazamiento en el eje Z (dicho desplazamiento será debido a la dilatación del cigüeñal y del bloque motor). También se tiene en cuenta que en los nudos extremos de las muñequillas el desplazamiento en el eje Y será como en el anterior caso ($U_y=0$), impidiendo así el giro en el eje Z ($O_z=0$).

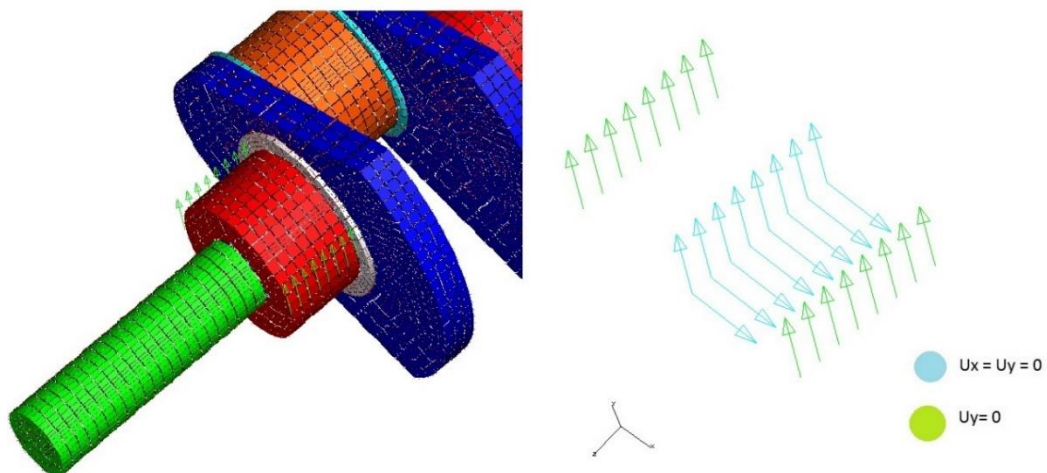


Figura 27 - Detalle de la zona donde se colocan los apoyos

Por último, en la muñequilla restante, se puede observar también la imposición del movimiento en el eje Z ($U_z=0$), fijando así un punto en el que el cigüeñal estará restringido en sus desplazamientos en todas sus direcciones (figura 28), como objeto de impedir el movimiento como sólido rígido del cigüeñal.

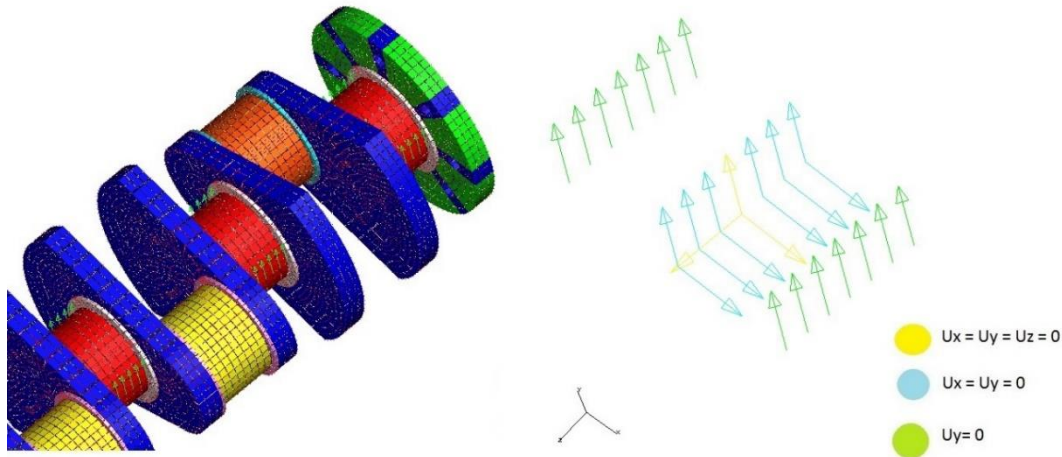


Figura 28 - Detalle de la zona donde se coloca el apoyo para impedir el movimiento

❖ Cargas individuales

Los pistones generan diferentes fuerzas sobre el cigüeñal que es importante considerar. Junto con ello habrá que estimar la temperatura en la que trabaja, un factor significativo en la vida del cigüeñal.

➤ Pistones

Como ya es sabido, el cigüeñal es un árbol de transmisión que junto con las bielas transforma el movimiento alternativo en circular, o viceversa. Su principal función es recoger y transmitir la potencia desarrollada por cada uno de los cilindros.

Para realizar un análisis completo será de vital importancia conocer los componentes del motor que intervienen de manera directa en el ciclo de trabajo del cigüeñal. Gracias a ello, se estudiarán las situaciones más desfavorables. En la simulación realizada habrá que estudiar de forma detallada el movimiento de la biela y el pistón, ya que funcionan de forma simultánea y sincronizada con el cigüeñal. A continuación se muestra una breve descripción de cada uno de ellos:

- **Pistón:** El pistón es el encargado de transformar la energía térmica desarrollada en el interior del cilindro en energía mecánica, recibiendo directamente la fuerza de expansión de los gases durante la combustión, y debe cumplir durante su funcionamiento las siguientes funciones:

- Transmitir a la biela los esfuerzos producidos durante la expansión.
- Mantener cerrada la cavidad volumétrica con el fin de evitar la fuga de gases y los pasos de aceite a la cámara de combustión.
- Absorber parte del calor de la combustión y transmitirlo a las paredes del cilindro. Evolución del rendimiento de un motor de combustión interna.
- Facilitar el proceso de intercambio de calor sin variaciones bruscas en la estructura.



Figura 29 - Partes del pistón

- **Biela:** Se define como el elemento mecánico que une el pistón con el codo del cigüeñal, y está sometido a esfuerzos de compresión y flexión, por su movimiento lineal y rotativo a la vez. Las bielas se construyen en fundición aleada con Cromo al Vanadio (material muy duro) o cromo al níquel, y posteriormente se equilibran. Para disminuir el peso de las bielas en algunos motores, se montan de titanio (para competición). En función de su peso y su diámetro en pie y cabeza las bielas se clasificarán en un motor por familias, teniéndose que montar en un motor siempre bielas de la misma familia. En la siguiente imagen (figura 30) se muestran las partes que la componen y la unión de la biela con el pistón:

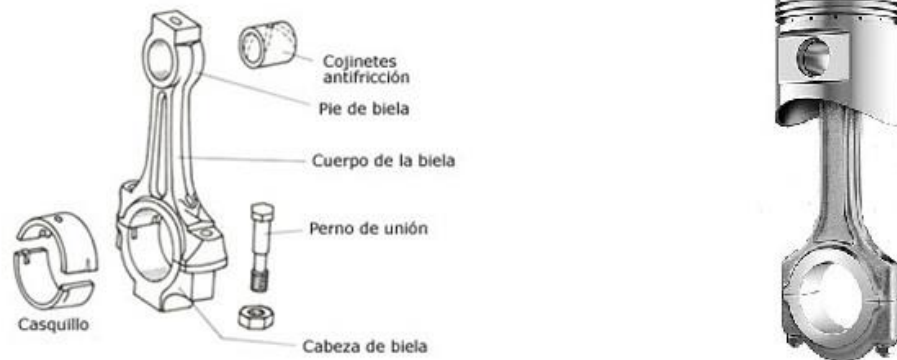


Figura 30 - A la izquierda se aprecia las partes de la biela y a la derecha el conjunto biela – pistón

El proyecto desarrollado se centra en el cigüeñal de un motor diésel de cuatro tiempos. Es imprescindible conocer su funcionamiento para poder entender el análisis realizado cigüeñal. A continuación se explica los diferentes ciclos operativos de un motor de estas características:

▪ Ciclos operativos

Estos ciclos son las fases que se efectúan en el interior del cilindro. La repetición continua es necesaria para mantener el motor en marcha (de aquí la palabra ciclos). La duración de cada ciclo del motor se mide en el número de carreras de pistón que se efectúa para poder llevar a cabo un ciclo. En el caso de los motores de diesel para realizar trabajo se necesitan cuatro carreras de pistón y solo una de rendimiento, de aquí el nombre de motor de cuatro tiempos (4T).

- **Primera fase (admisión):** En la primera fase el pistón desciende del P.M.S. al P.M.I., con la válvula de admisión abierta, de éste modo el cilindro se llena de aire a presión atmosférica, aparentemente.
- **Segunda fase (compresión):** La válvula de admisión se cierra, y el pistón que se encuentra en P.M.I. asciende hasta el P.M.S. comprimiendo el aire hasta 40bares de presión, aumentando la temperatura hasta los 700°C.
- **Tercera fase (explosión):** En esta fase se produce el trabajo del ciclo. El pistón se encuentra en P.M.S. con el aire comprimido y a elevada temperatura, entonces se inyecta el combustible (gasóleo), y este se inflama aumentando la presión a unos 80bares, y esto ocasiona que el pistón descienda brutalmente hasta el P.M.I., aporta giro al cigüeñal.
- **Cuarta fase (escape):** Se abre la válvula de escape y la presión residual desciende, y el pistón recorre del P.M.I. al P.M.S. empujando a los gases de escape fuera del cilindro. La conclusión de un ciclo operativo de un motor 4T es que para realizar una fase de trabajo que transcurre en medio giro (180°) del cigüeñal, hay que dar dos vueltas al

mismo, y que las válvulas de escape y admisión se abren una vez. Entonces cuando el cigüeñal gira dos veces el árbol de levas gira una, entonces la corona dentada o piñón del cigüeñal tendrá que ser el doble de pequeña que el del árbol de levas. Si el motor gira dos vueltas y solo en media se genera trabajo, el pistón sigue girando gracias a la energía almacenada en el volante de inercia [9].

En las siguientes imágenes (figura 31 y 32) se puede ver lo explicado anteriormente:

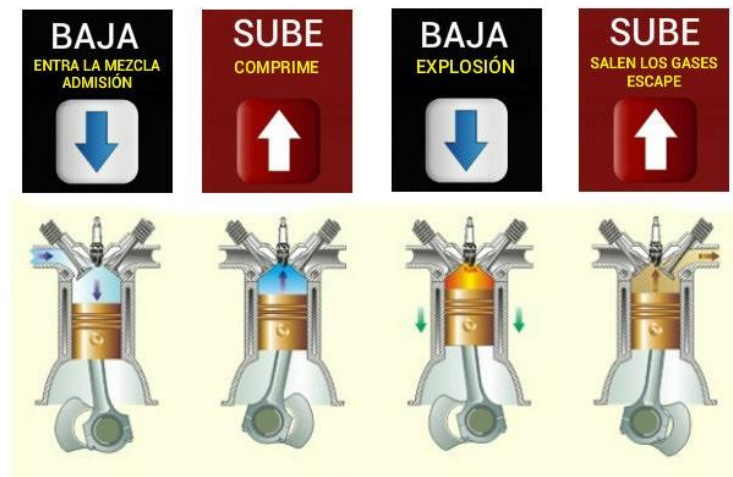


Figura 31 - Movimiento del pistón y ciclos de trabajo

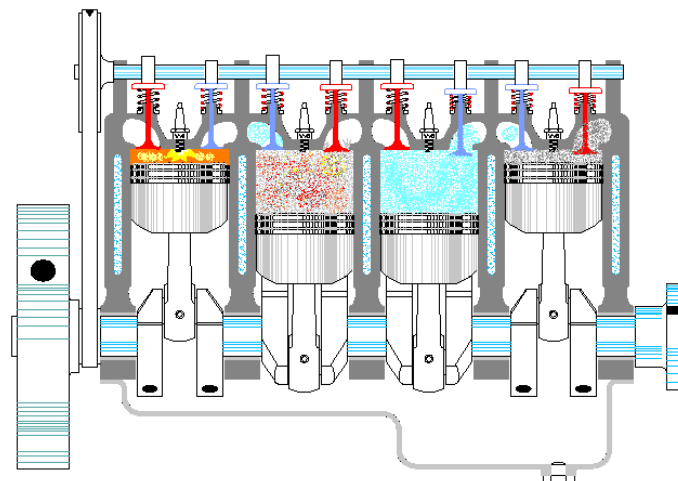


Figura 32 - Ciclos de trabajo del pistón en el motor

Conocido ya el funcionamiento de un motor de cuatro tiempos se va a proceder a realizar un análisis estático del cigüeñal.

Para ello en primer lugar, será necesario establecer las posiciones más desfavorables del cigüeñal, es decir, aquellas situaciones de funcionamiento en las que se encuentre sometido a un estado de cargas más desfavorable. De este modo habrá que considerar el giro que

experimenta el pistón, de esta forma se obtendrá el valor de las fuerzas que actúan sobre el cigüeñal.

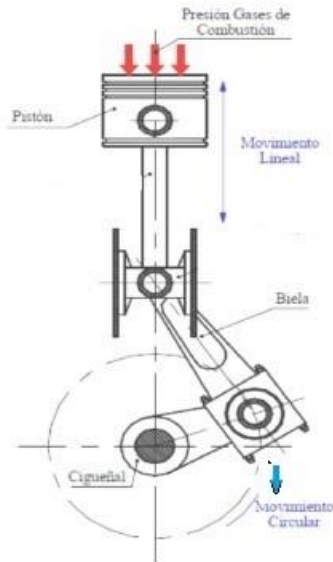


Figura 33 - Mecanismo pistón, biela y cigüeñal

En el caso de motores de cuatro tiempos con cuatro cilindros en línea, que son los más utilizados actualmente, las muñequillas del cigüeñal deben estar dispuestas en un ángulo $\alpha = 180^\circ$ y las condiciones de equilibrio obligan a la conformación del cigüeñal que se presenta en la figura 34.

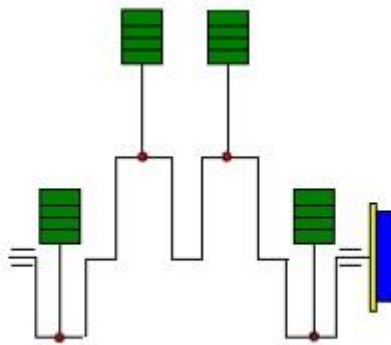


Figura 34 - Cigüeñal de un motor de cuatro cilindros

En cuanto al orden lógico de encendido para cada cilindro (tabla 3), es obtenido de bibliografía especializada [3] En ella aparecen los cuatro pistones y los ciclos operativos que llevan a cabo en cada momento.

Orden de encendido 1 – 2 – 4 – 3

	0°	180°	360°	540°	720°	
1	T	E	A	C		A: Ciclo de admisión
2	C	T	E	A		C: Ciclo de compresión
3	E	A	C	T		T: Ciclo de trabajo o explosión
4	A	C	T	E		E: Ciclo de escape

Tabla 3 - Ciclos operativos utilizados en la simulación

En el análisis realizado en primera instancia, y para aumentar el nivel de precisión, los grados avanzarán cada 90° (partiendo del cigüeñal original) en cada uno de los cuatro tiempos. Se toma el sentido horario. Con ello se dispone de 9 posiciones:

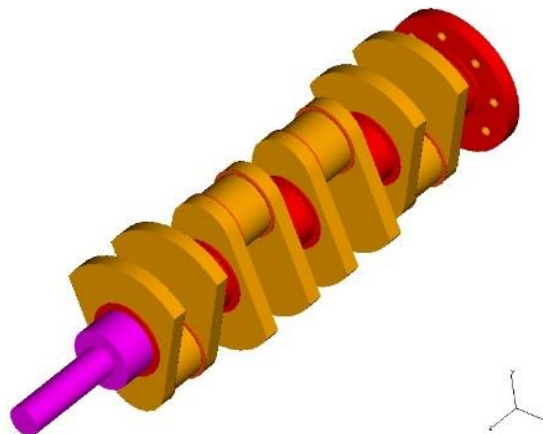


Figura 35 - Cigüeñal original

POSICION	Descripción	Giro total respecto a la posición original
P1	Cigüeñal original	0°
P2	Cigüeñal original (P1) girado 90 °	90°
P3	Cigüeñal anterior (P2) girado 90 °	180°
P4	Cigüeñal anterior (P3) girado 90 °	270°
P5	Cigüeñal anterior (P4) girado 90 °	360°
P6	Cigüeñal anterior (P5) girado 90 °	450°
P7	Cigüeñal anterior (P6) girado 90 °	540°
P8	Cigüeñal anterior (P7) girado 90 °	630°
P9	Cigüeñal anterior (P8) girado 90 °	720°

Tabla 4- Posiciones iniciales consideradas en el cálculo del cigüeñal

Partiendo de la premisa anterior, las posiciones más desfavorables del cigüeñal serán cuando experimenta un giro horario de 90° , 270° , 450° y 630° , ya que en estas posiciones las cargas inducen esfuerzos de flexión y de torsión. Se puede observar dichas posiciones con el orden de encendido de los pistones (1-2-4-3) y el sentido de las cargas que afectan al conjunto:

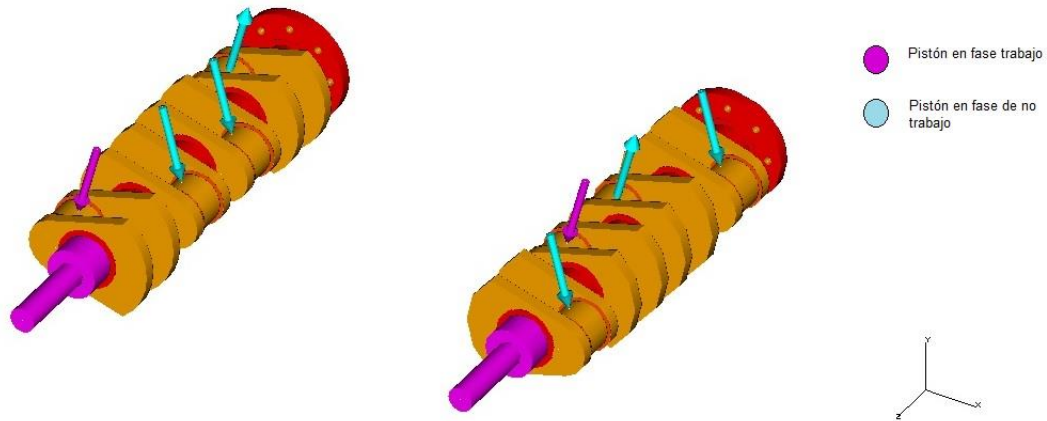


Figura 36 - Sentido de las cargas en la posición de 90° y 270°

El color magenta indica el pistón en la fase de explosión en cada instante. Por el contrario, el color cian muestra los pistones que no trabajan en dicho momento. Para conocer el sentido de las fuerzas se utiliza la regla de la mano derecha. Con esta teoría sabiendo el sentido de giro del cigüeñal (horario) y el pistón que actúa, se obtiene el sentido de las fuerzas.

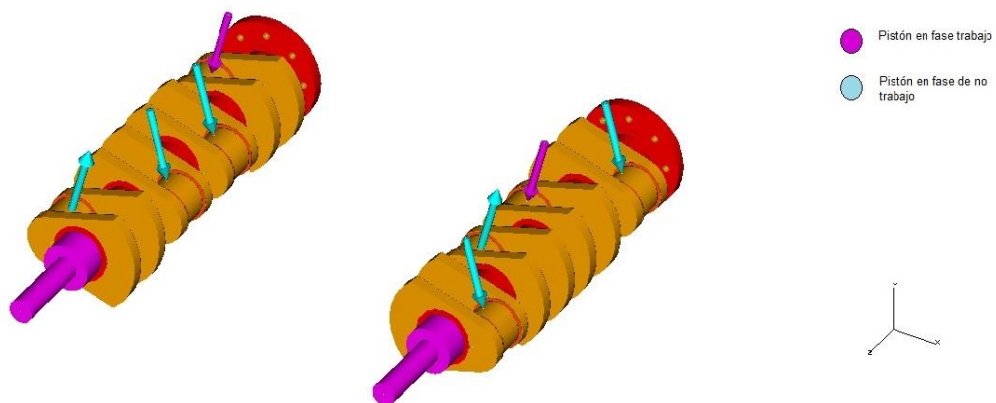


Figura 37 - Sentido de las cargas en la posición de 450° y 630°

Para la obtención del valor de las cargas que serán aplicadas al cigüeñal en cada uno de sus codos, habrá que mirar las características mecánicas del vehículo, que son las siguientes:

Características mecánicas	Valores
Par máximo (Nm)	320,00
Rpm en par máx. (rpm)	2500,00
Rpm en par máx. (rad/s)	261,80
Radio biela (m)	0,17

Tabla 5 - Características mecánicas del vehículo

Si se conoce el par máximo del motor y el radio de la biela se puede obtener la fuerza neta que soporta el cigüeñal:

$$F_{neta} = \frac{Par_{max}}{R_{biela}} = \frac{320}{0,17} = 1869,16 N$$

La fuerza neta ejercida por los pistones es igual a la fuerza total ejercida por los mismos, menos las pérdidas que se generan durante su funcionamiento y que se estiman en un 10 %. De este modo la primera de ellas se dará en el pistón que esté trabajando en ese momento, y la segunda se dará en los otros pistones, que se verán arrastrados oponiéndose al movimiento. El valor de dichas fuerzas es el siguiente:

	Fuerza técnica (N)	Fuerza Pérdidas totales (N)
P2- (90 grados)	2076,84	207,68
P4- (270 grados)	2076,84	207,68
P6- (450 grados)	2076,84	207,68
P8- (630 grados)	2076,84	207,68

Tabla 6 - Fuerzas que se producen en el pistón

Sabiendo el módulo de las fuerzas que actúan, será necesario obtener el giro que desarrolla el pistón al pasar de una posición a otra. Para ello se traza una línea perpendicular a la nariz del cigüeñal y se crea un círculo en el cual su radio sea la distancia entre el eje de la muñequilla y el pistón. En la figura 38 se puede apreciar:

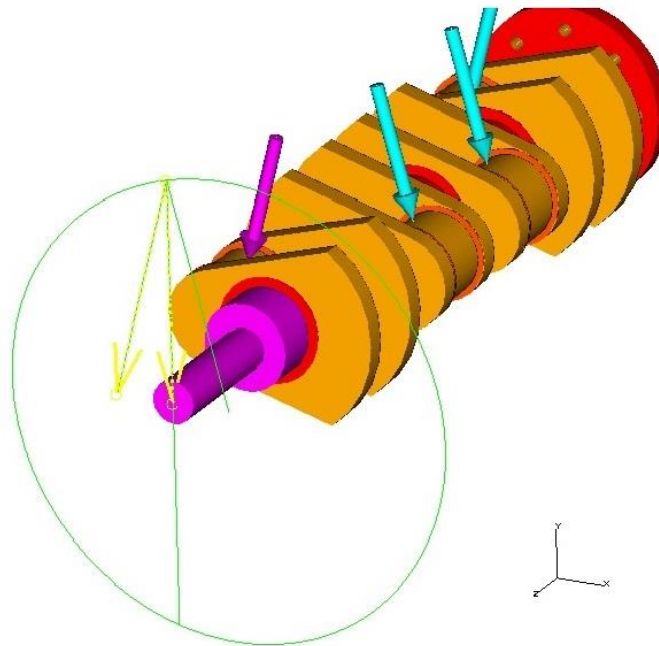


Figura 38 - Giro del cigüeñal

Una vez es obtenido el ángulo (14,895), con el número de nodos exteriores que tiene cada muñequilla, en este caso 322, se muestran las fuerzas aplicadas por eje (tabla 8).

FUERZA POR NUDO (NEWTONS)	P2 (90 grados)	P4 (270 grados)	P6 (450 grados)	P8 (630 grados)
Pistón 1 - Fx	-1,658	0,055	0,055	0,055
Pistón 1 - Fy	-6,233	-0,208	0,208	-0,208
Pistón 2 - Fx	0,055	-1,658	0,055	0,055
Pistón 2 - Fy	-0,208	-6,233	-0,208	0,208
Pistón 3 - Fx	0,055	0,055	0,055	-1,658
Pistón 3 - Fy	-0,208	0,208	-0,208	-6,233
Pistón 4 - Fx	0,055	0,055	-1,658	0,055
Pistón 4 - Fy	0,208	-0,208	-6,233	-0,208

Tabla 7 - Fuerzas aplicadas por eje (N)

La simulación con el software Ideas se ve continuación:

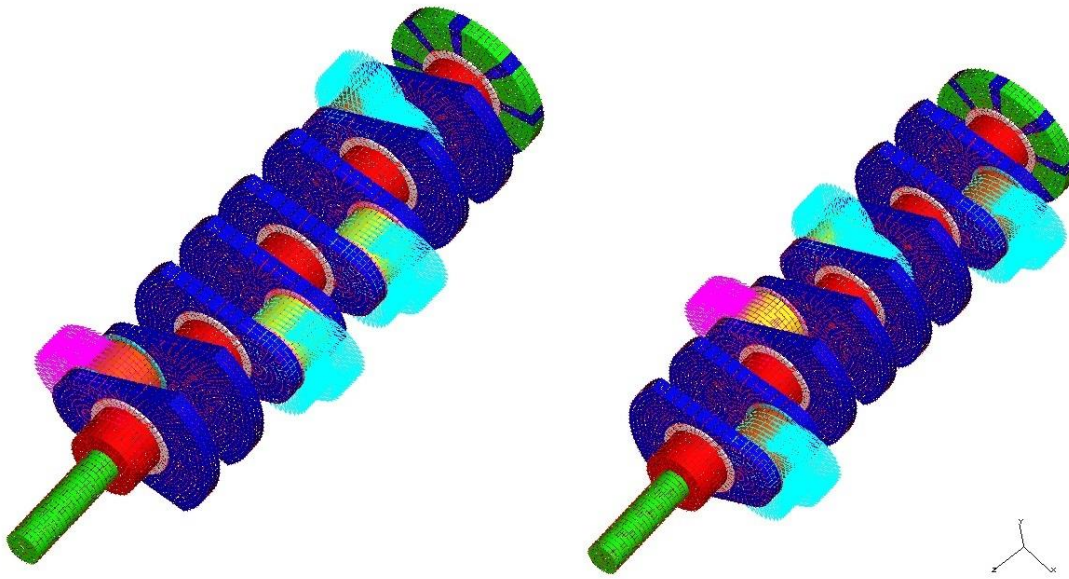


Figura 39 - Cargas aplicadas en las dos primeras posiciones del cigüeñal

➤ **Temperatura**

Es importante conocer la máxima temperatura en la cual trabaja el cigüeñal durante su ciclo de trabajo, debido a la dilatación y a las tensiones que pueden aparecer. En la situación real de funcionamiento, el aceite del motor no se encuentra a temperatura ambiente, sino que está expuesto a una temperatura de entre 100 °C y 120 °C, como aparece en bibliografía específica [10].



Figura 40 - Temperatura aplicada al cigüeñal

➤ **Velocidad angular**

Como ha sido expuesto anteriormente, el movimiento del pistón se transforma en movimiento circular del cigüeñal gracias a un sistema biela - manivela. Este giro del cigüeñal genera una velocidad angular, la cual se considera de manera horaria como se aprecia en la imagen (figura 41).

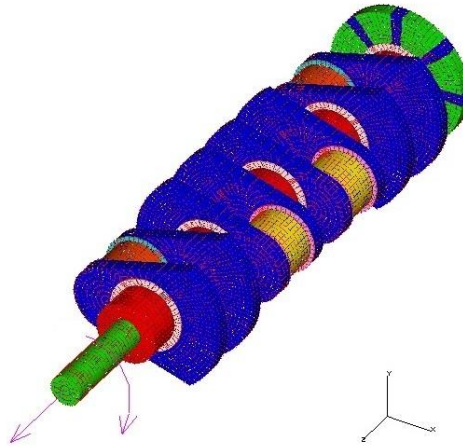


Figura 41 - Velocidad angular del cigüeñal

➤ **Gravedad**

No se debe de olvidar la fuerza de gravedad que es ejercida sobre el cigüeñal. Debido a ella se produce una aceleración (g) con la cual se mueven los cuerpos al caer. Este valor corresponde a $9,81 \text{ m/s}^2$ según el eje y (sentido negativo) [11].

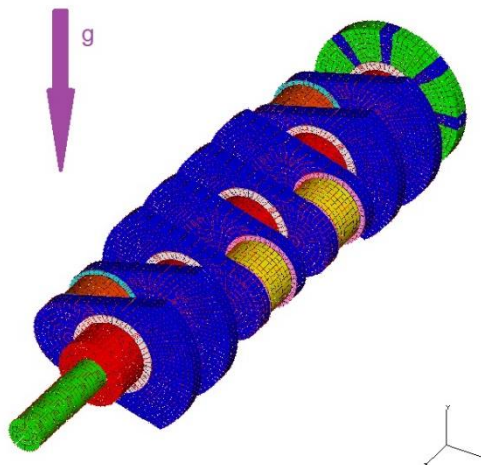


Figura 42 - Aceleración de la gravedad del cigüeñal

➤ **Hipótesis de cálculo**

En el caso de un cigüeñal no tiene sentido, por su propio funcionamiento, el cálculo de cada uno de los casos de carga a nivel individual. Se plantea por tanto la realización de un análisis estático, con una única hipótesis de cálculo que incluya todos los casos de carga individuales. Esta hipótesis considerará de esta manera, que en la simulación realizada se tenga en cuenta la temperatura, las cargas de los pistones, la velocidad angular y la gravedad en conjunto (figura 43), con las condiciones de apoyo indicadas en el apartado correspondiente.

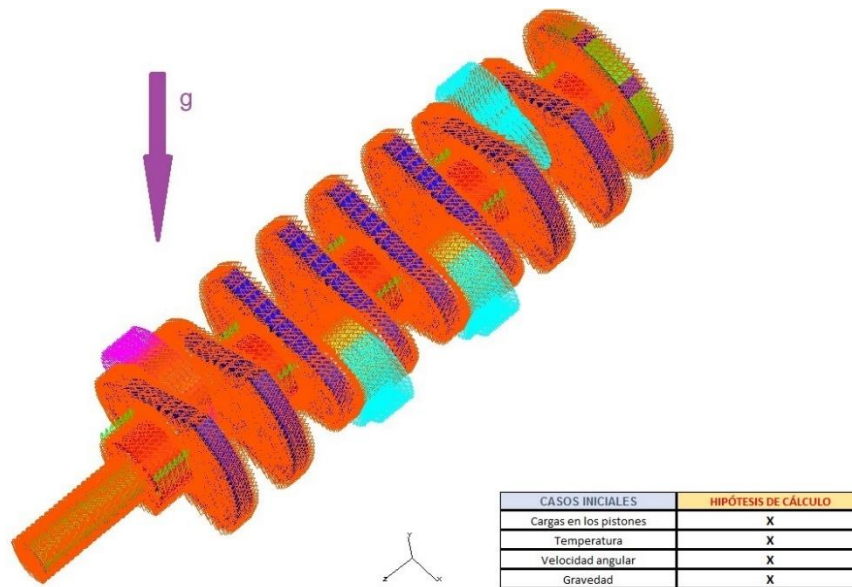


Figura 43 - Conjunto de casos de carga que se aplican al cigüeñal

4. ANÁLISIS ESTÁTICO

Se realiza un análisis estático elástico lineal de las posiciones más desfavorables del cigüeñal (giro horario de 90° , 270° , 450° y 630°). De este modo se analizarán las tensiones de Von Mises y los desplazamientos que aparecen en cada una de las posiciones estudiadas.

4.1 Resultados de deformadas

Para la visualización de la deformada se ha tomado un factor de amplificación de 100. En las siguientes imágenes se puede ver la deformada (de color negro) junto con la pieza original.

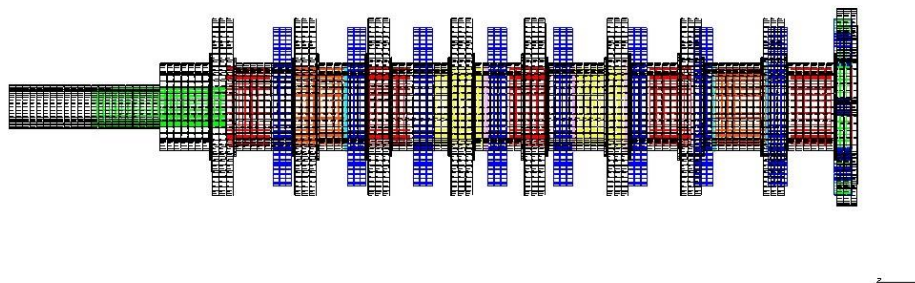


Figura 44 - Resultado deformada posición 90°

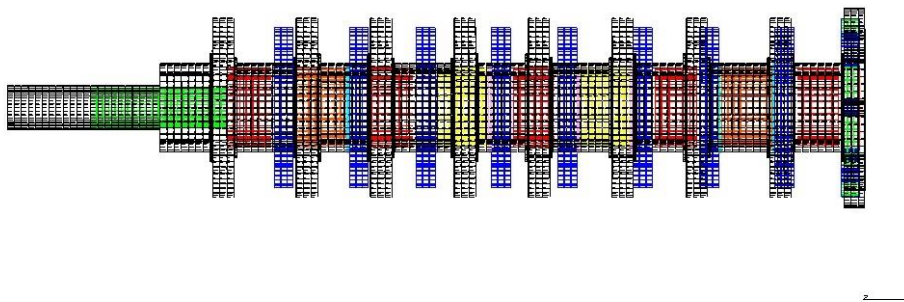


Figura 45 - Resultado deformada posición 270°

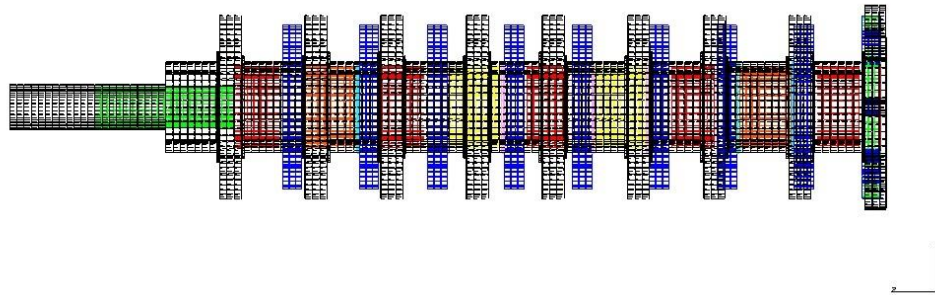


Figura 46 - Resultado deformada posición 450 °

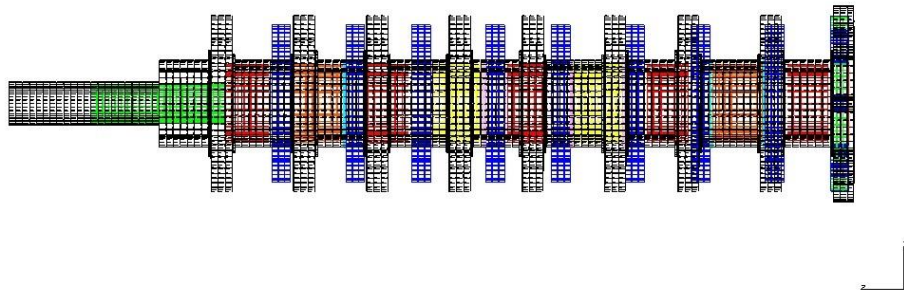


Figura 47 - Resultado deformada posición 630 °

4.2 Resultados de desplazamientos

En las siguientes simulaciones se muestran los desplazamientos que experimenta el cigüeñal.

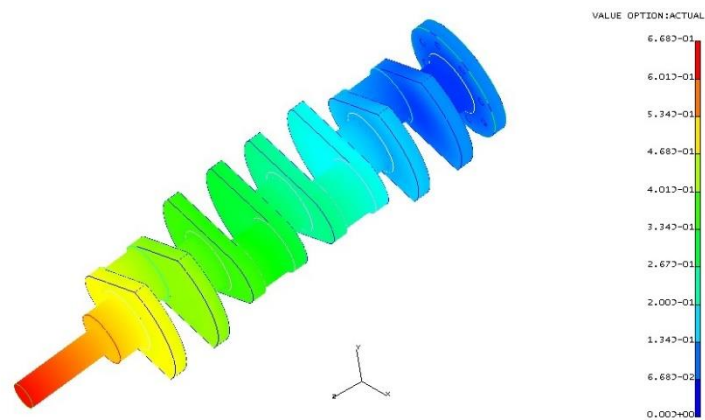


Figura 48 - Resultado de desplazamientos posición 90 ° (mm)

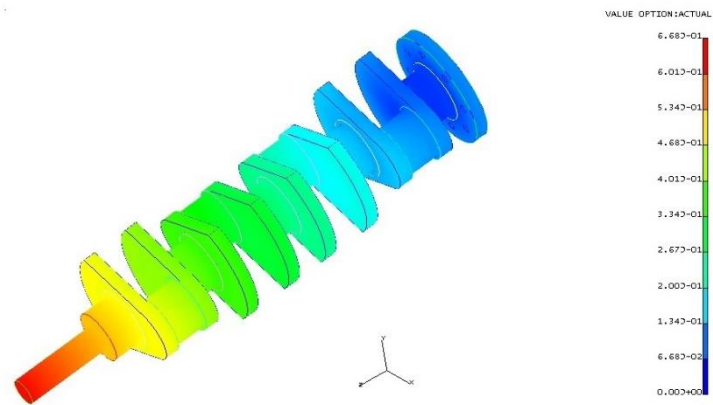


Figura 49 - Resultados de desplazamientos posición 270 ° (mm)

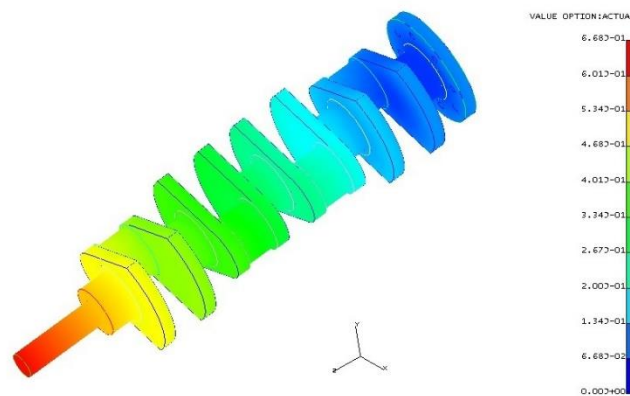


Figura 50 - Resultados de desplazamientos posición 450 ° (mm)

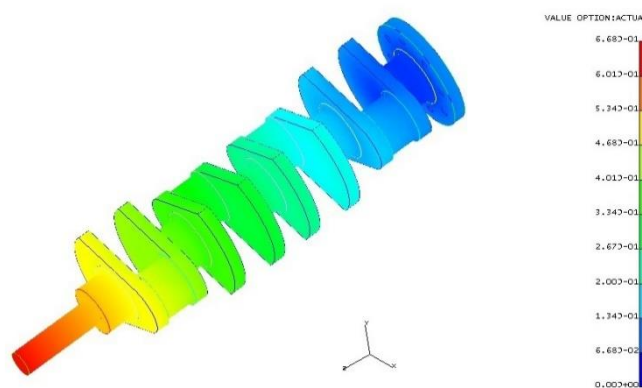


Figura 51 - Resultados de desplazamientos posición 630 ° (mm)

Se obtiene una tabla resumen con los desplazamientos en cada uno de los ejes.

POSICIÓN	U _{max} (mm)	U _x (mm)	U _y (mm)	U _z (mm)
P2- (90 grados)	0,668	0,0927	0,0829	0,6680
P4- (270 grados)	0,668	0,0928	0,0829	0,6680
P6- (450 grados)	0,668	0,0927	0,0830	0,6680
P8- (630 grados)	0,668	0,0928	0,0829	0,6680

Tabla 8 - Desplazamientos en cada uno de los ejes (mm)

Aunque no existe normativa específica para determinar el valor máximo permisible en desplazamientos, estos valores entrarían dentro de lo establecido. Aunque a priori puede parecer un desplazamiento, en algunos casos, considerable hay que tener en cuenta que el bloque motor se dilata junto con el cigüeñal por lo que dicho desplazamiento se puede considerar admisible.

4.3 Resultados de distribución de tensiones

En el análisis de tensiones es fundamental que los valores obtenidos mediante la simulación sean inferiores a los reales.

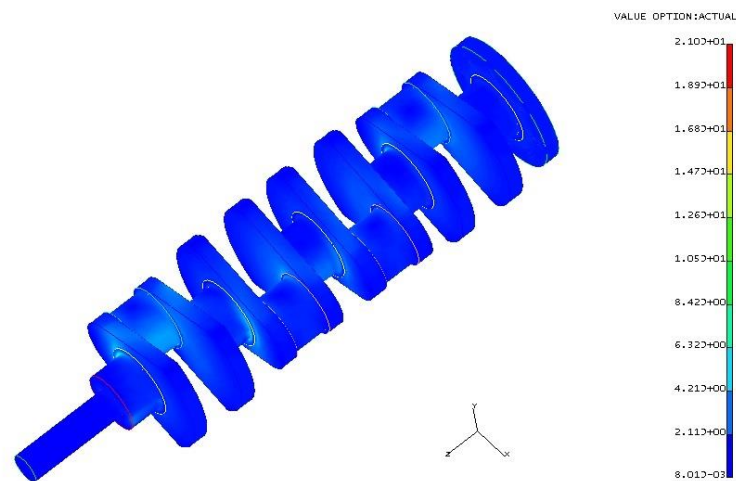


Figura 52 - Resultado de distribución de tensiones en la posición 90 ° (MPa)

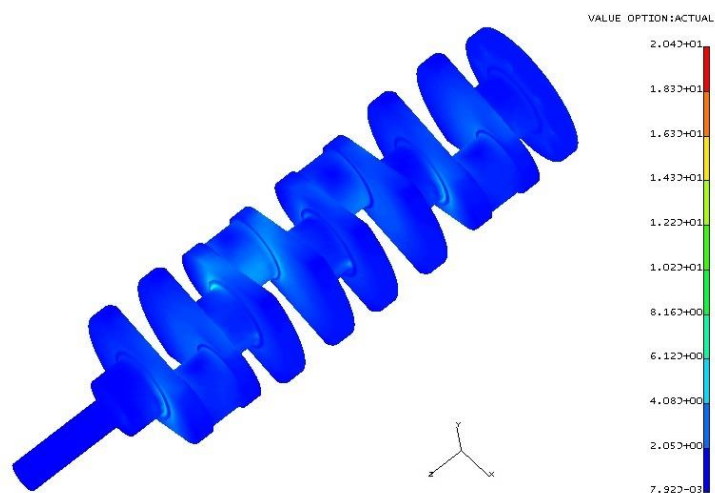


Figura 53 - Resultado de la distribución de tensiones en la posición 270 ° (MPa)

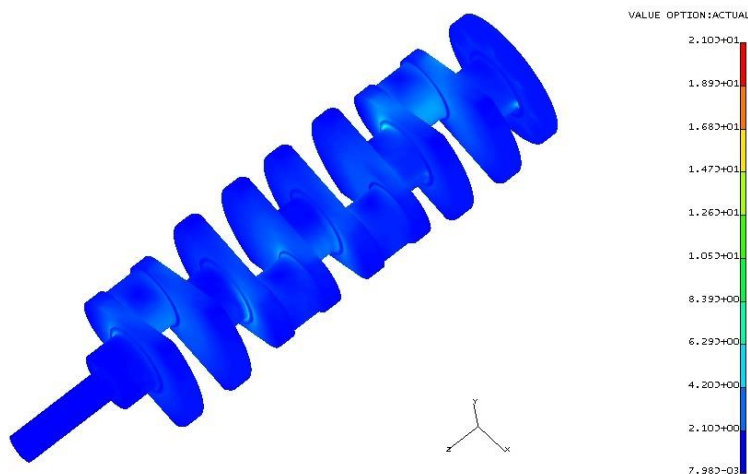


Figura 54 - Resultado de la distribución de tensiones en la posición 450 ° (MPa)

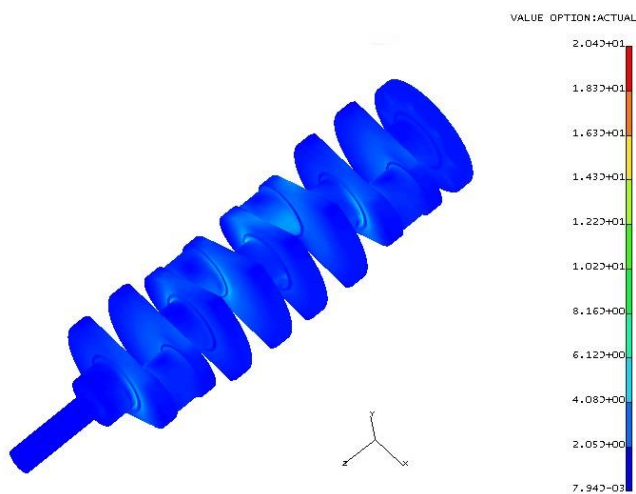


Figura 55 - Resultado de la distribución de tensiones en la posición 630 ° (MPa)

Se muestra una tabla resumen con las tensiones de Von Mises en cada una de las posiciones del cigüeñal:

POSICION	Von Mises (Mpa)
P2- (90 grados)	21,0
P4- (270 grados)	20,4
P6- (450 grados)	21,0
P8- (630 grados)	20,4

Tabla 9 - Resumen de las tensiones de Von Mises (MPa)

Teniendo en cuenta el límite elástico del acero 4140 [12, 13], se calcula el coeficiente de seguridad obtenido en el caso más desfavorable de carga de las distintas posiciones analizadas del cigüeñal:

$$CS \leq \frac{\sigma_e}{\sigma_{VM}} = \frac{690}{21} \approx 33$$

Aunque en el análisis estático realizado se obtiene un coeficiente de seguridad de valor 33, se debe tener en cuenta que dicho coeficiente de seguridad se vería reducido al llevar a cabo un análisis completo. En dicho estudio se considerarían los efectos dinámicos, transitorios y de vibraciones.

5. ANÁLISIS A FATIGA

5.1 Introducción al Análisis a fatiga

Muchos de los elementos de las máquinas, tales como cigüeñales, árboles, ejes, bielas y resortes, son sometidos a cargas variables. El comportamiento de los materiales bajo este tipo de carga es diferente a aquel bajo cargas estáticas; mientras que una pieza soporta una gran carga estática, la misma puede fallar con una carga mucho menor si ésta se repite un gran número de veces. Los esfuerzos variables en un elemento tienden a producir grietas que crecen a medida que éstos se repiten, hasta que se produce la falla total; este fenómeno se denomina fatiga. Por lo tanto, para el diseño de elementos sometidos a cargas variables debe hacerse teniendo en cuenta los factores que influyen en la aparición y desarrollo de las grietas, las cuales pueden producir la falla después de cierto número de repeticiones (ciclos) de esfuerzo. La teoría que estudia el comportamiento de los materiales sometidos a cargas variables se conoce como teoría de fatiga.

Al principio del estudio de la rotura por fatiga de elementos mecánicos se supuso que el origen de la misma se encontraba en alguna imperfección del material (discontinuidades, oclusiones, etc.). Dicho estudio, que describía las causas de la ruptura inesperada de los muñones de los ejes de ferrocarril, fue realizado por Poncelet en 1839 y más tarde por Rankine en 1843.

Más adelante, en 1970, después de 12 años de investigación sobre las fallas por fatiga, el ingeniero alemán August Wohler publicó los resultados de su estudio, en el cual se mostraba como “culpable” de la falla al número de ciclos de esfuerzo. Al realizar pruebas sobre las mitades rotas de los ejes que habían fallado por fatiga, observó que el material tenía la misma resistencia y ductilidad bajo carga de tensión que el material original.

Este ingeniero alemán encontró, además, la existencia de un límite de resistencia a la fatiga (o límite de fatiga) para los aceros. Para poder estudiar el fenómeno de fatiga diseñó un ensayo en el cual se sometía a una probeta de sección circular a un esfuerzo de flexión fijo y se ponía a girar. De esta forma y normalizando las características geométricas de la probeta y ambientales del laboratorio surgió el ensayo de viga rotatoria. En dichas pruebas se pretendía relacionar los niveles de esfuerzo a los cuales se sometían las probetas, con el número de ciclos de carga que soportaban hasta la falla. Wohler obtuvo un diagrama como el de la figura 57., el cual es conocido como diagrama S-nc (esfuerzo - número de ciclos) o diagrama de vida-resistencia de Wohler. El esfuerzo (o resistencia) S corresponde al valor del esfuerzo máximo (véase la figura 56) al cual se somete la probeta, y nc es el número de ciclos de esfuerzo. Las líneas del diagrama representan aproximaciones a los puntos reales de falla obtenidos en los ensayos.

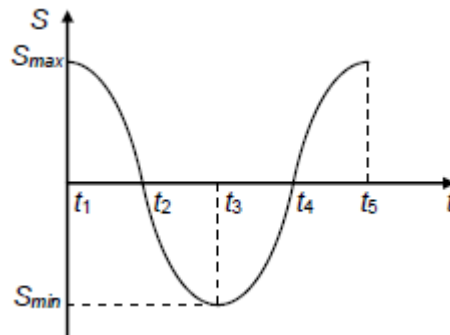


Figura 56 - Variación sinusoidal del esfuerzo en cualquier punto de la sección; en los puntos de la periferia se da la mayor amplitud

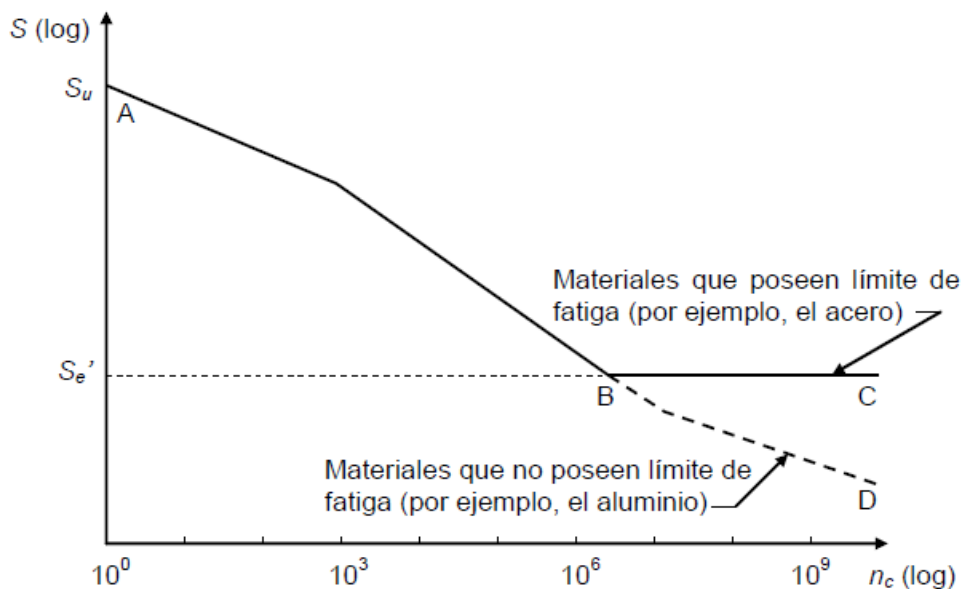


Figura 57 - Diagrama S-nc o diagrama de Wohler

El diagrama para muchos aceros es como el dado por la curva ABC. La curva tiene un codo en $S = S_e'$ y n_c aproximadamente cuando alcanza el valor 10^6 ciclos, a partir del cual el esfuerzo que produce la falla permanece constante. Esto indica que si la probeta se somete a un esfuerzo menor que S_e' , ésta no fallará; es decir, la probeta tendrá una vida infinita. A niveles superiores de esfuerzo, la probeta fallará después de un número de ciclos de carga y, por lo tanto, tendrá **vida finita**. Como S_e' es el límite por debajo del cual no se produce falla, se le conoce como **límite de fatiga**.

- **Límite de fatiga**

Cuando se efectúa el diseño de elementos sometidos a cargas estáticas, las propiedades que interesan son el esfuerzo último a tracción, compresión o torsión y la resistencia de fluencia en tracción, compresión o torsión. Estas propiedades se obtienen con ensayos con carga estática.

Para carga variable se debe utilizar, además, una propiedad que tenga en cuenta la resistencia a las cargas variables. Esta propiedad es el límite de fatiga.

El límite de fatiga es el esfuerzo máximo invertido que puede ser repetido un número indefinido de veces sobre una probeta normalizada y pulimentada girando sometida a flexión, sin que se produzca falla o rotura.

De acuerdo con la definición del límite de fatiga, al someter una probeta normalizada y pulimentada a flexión giratoria, el máximo esfuerzo S (dado por la) al cual se puede someter dicha probeta sin que falle, aún después de un gran número de ciclos de carga, es el límite de fatiga, denominado Se' [14].

- **Factores que afectan a la resistencia de la fatiga**

Anteriormente se habló del diagrama de Wohler, a partir del cual se obtienen el límite de fatiga y las resistencias a la fatiga. Como se dijo, estas propiedades están basadas en probetas de ensayo normalizadas (usualmente de 0.3 in de diámetro en la sección más delgada), de superficies altamente pulidas (pulido a espejo), trabajando bajo condiciones ambientales favorables, como por ejemplo, en ausencia de corrosión y a temperaturas “normales”.

En general, las características de los elementos de máquinas y de su entorno difieren de aquellas de las probetas de ensayo. Las piezas suelen tener mayores rugosidades, ya que obtener una superficie pulida a espejo es un procedimiento costoso. Las temperaturas de trabajo pueden ser “bajas”, tendiendo a fragilizar los materiales, o “muy altas”, reduciendo la resistencia del material o produciendo el fenómeno de termofluencia (“creep”). Los elementos pueden tener concentradores de esfuerzos o pueden estar en presencia de agentes corrosivos. Factores como éstos se estudiarán, y se presentarán las variables que involucran sus efectos sobre la falla de los materiales.

Los factores que modifican la resistencia a la fatiga son:

- ✓ Estado superficial
- ✓ Tamaño de la pieza
- ✓ Variabilidad en los procesos de manufactura
- ✓ Temperatura
- ✓ Efectos varios (corrosión, esfuerzos residuales y otros)
- ✓ Tipo de carga
- ✓ Concentradores de esfuerzos

Los efectos de los aspectos (a) hasta (f) sobre la resistencia a la fatiga se cuantifican mediante los factores K_a , K_b , K_c , K_d , K_e y K_{car} , cuyo producto se designa con el término K :

$$K = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_{ca}$$

5.2 Resultados de comprobación a fatiga

Para realizar el análisis a fatiga se observará la tensión máxima principal, la cuál será comparada con el límite de fatiga del Acero 4140. A continuación se muestran imágenes en las que se puede ver la simulación realizada.

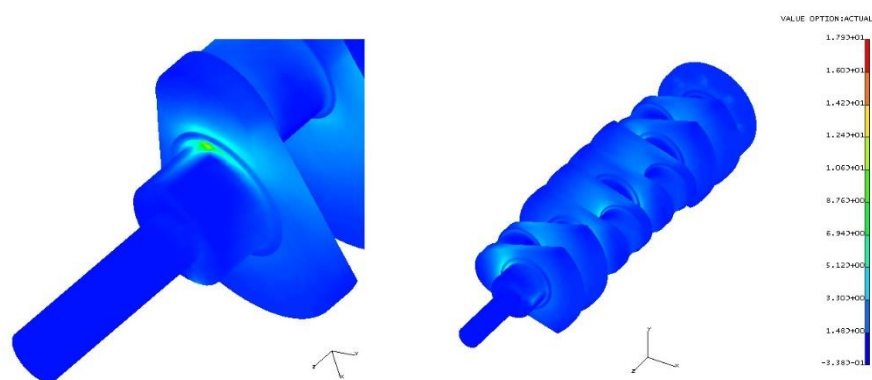


Figura 58 - Resultado comprobación a fatiga posición 90 ° (MPa)

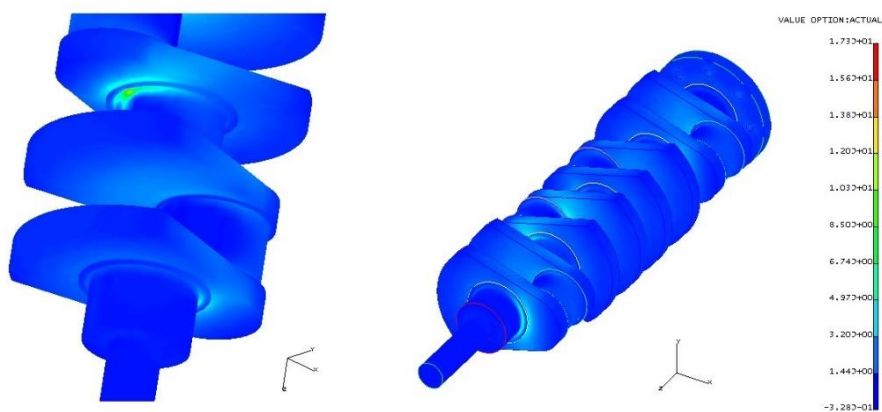


Figura 59 - Resultado comprobación a fatiga posición 270 ° (MPa)

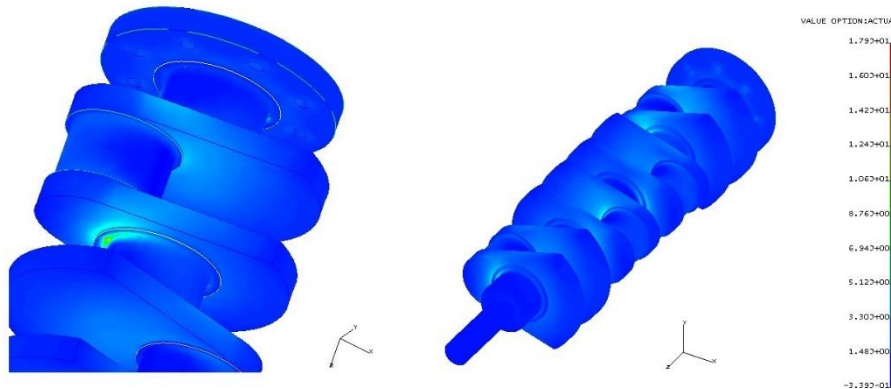


Figura 60 - Resultado comprobación a fatiga posición 450 ° (MPa)

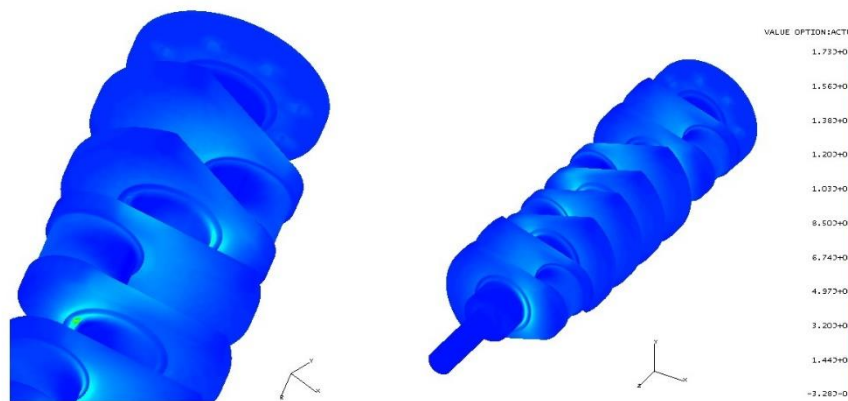


Figura 61 - Resultado comprobación a fatiga posición 630° (MPa)

Observando la tabla (11) se aprecia el valor de las tensiones máximas principales obtenidas en la simulación:

POSICION	Tensión Máxima Principal (Mpa)
P2- (90 grados)	17,9
P4- (270 grados)	17,3
P6- (450 grados)	17,9
P8- (630 grados)	17,3

Tabla 10 - Tensiones máximas principales (MPa)

Después de conocer las tensiones máximas que sufrirá el cigüeñal, se procederá a obtener el límite de fatiga. Dicho valor no se encuentra muy definido, por lo tanto habrá que estimar el valor necesario:

En primer lugar se parte del diagrama de **Wohler**, como se ha mencionado anteriormente. En él aparece el límite de fatiga dependiendo del tratamiento que experimenta el acero 4140:

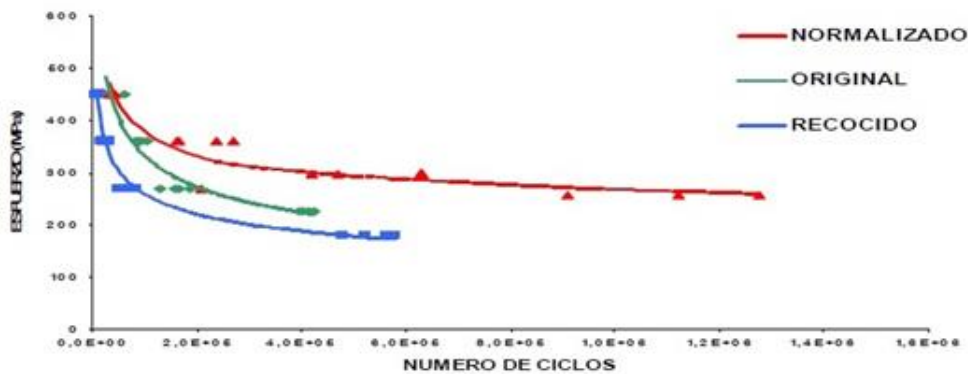


Figura 62 - Comparación de curvas para acero 4140 en sus diferentes condiciones

Como se trata de un acero 4140 tratado y revenido, se escoge un acero normalizado (este tratamiento es sometido de manera previa a los dos anteriores) obteniendo un límite de fatiga de 300 MPa a 10^6 ciclos. [15]

Hay que considerar también que el límite de fatiga se obtiene realizando un gran número de veces la prueba de fatiga con valores diferentes de S en probetas normalizadas. Esto significa que se trabaja en condiciones favorables, lo que difiere de la realidad (corrosión, cambio de temperatura). Por ello será necesario tener en cuenta los factores que afectan a la resistencia a la fatiga, anunciados anteriormente [16]:

- **Factor de superficie (k_a)**

El factor de modificación K_a depende de la calidad del acabado superficial y de la resistencia última del material.

El valor se obtiene de la siguiente correlación: $K_a = a \cdot S_{ut}^b$ (6)

Sabiendo que se trata de un acabado fino (tabla 12) y que su esfuerzo último es 900 MPa :

Acabado superficial	Coefficiente a (MPa)	Exponente b
Pulido	1	0
Acabado fino (esmerilado, rectificado,)	1.58	-0.085
Mecanizado sin acabar/estirado en frío	4.51	-0.265
Laminado en caliente	57.7	-0.718
Forjado	272	-0.995

Tabla 11 - Coeficientes a y b en función del acabado superficial

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b = 1,58 \cdot 900^{-0.085} = 0,87$$

- **Factor de tamaño (kb)**

El factor de tamaño K_b se calcula en función de las condiciones de la probeta. Al encontrarse sometida a flexión o a torsión, el factor de tamaño se calcula por medio de la siguiente ecuación teniendo en cuenta el diámetro donde se produce la tensión principal:

Sabiendo que dicha tensión se produce en la arandela que va unida a las muñequillas, el diámetro se observa a continuación:

$$K_b = 1,189 \cdot d^{-0.097} = 1,189 \cdot 78^{-0.097} = 0,78 \quad (7)$$

- **Factor de confiabilidad (kc)**

Es importante el carácter probabilístico de los ensayos realizados para obtener las curvas S-N. Los valores de K_c en función de la confiabilidad se presentan en la siguiente tabla:

Confiabilidad	Factor de confiabilidad K_c
0.5	1
0.9	0.897
0.95	0.868
0.99	0.814
0.999	0.753
0.9999	0.702
0.99999	0.659
0.999999	0.620
0.9999999	0.584
0.99999999	0.551
0.999999999	0.520

Tabla 12- Factor de confiabilidad

En el estudio realizado se tiene una confiabilidad de 0,999, obteniendo un factor de confiabilidad de 0,753.

- **Factor de temperatura (kd)**

La temperatura modifica las propiedades mecánicas de los materiales, además de las resistencias a fluencia, fatiga y última. Debido a que la temperatura del cigüeñal es alrededor de 120 grados se tiene un factor de temperatura (k_d) de 1.

- **Factor de concentración de tensiones (ke)**

Es muy común encontrar elementos mecánicos con agujeros, ranuras, chavetas, y otra serie de discontinuidades que alteran la distribución del esfuerzo. La influencia que puede llegar a tener estas discontinuidades se evalúa mediante el factor de concentración de tensiones.

En primer lugar se debe realizar un cálculo de K_t (factor de concentración de tensiones teórico) por configuración geométrica. Para ello se utilizan las siguientes gráficas (figura 63), ya que en el cigüeñal se produce torsión y flexión y se trata de una sección circular:

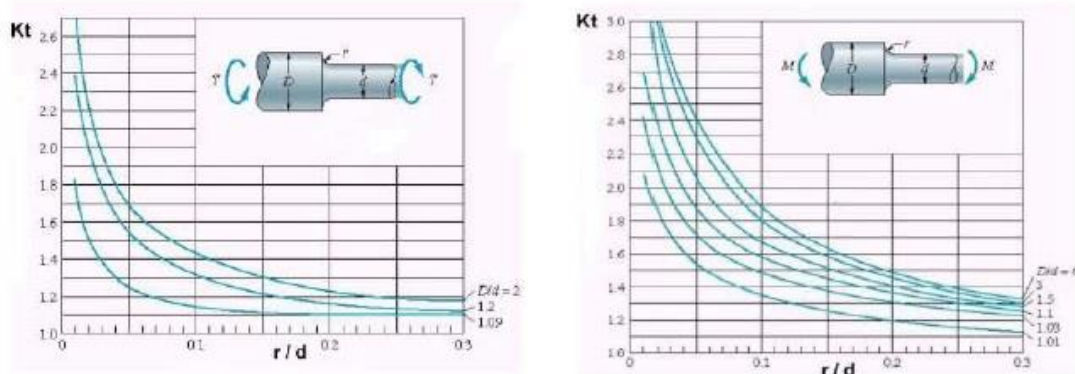


Figura 63 - Barra de sección circular con estrechamiento y entalles en torsión y flexión respectivamente

Observando los diámetros indicados se obtiene un valor de “ K_t ” aproximadamente de 2,25.

Por otro lado especificando el material se obtiene el valor de “ q ” (factor de sensibilidad a las ranuras), con ayuda de las siguientes gráficas (figura 64), obteniendo un valor de 0,9.

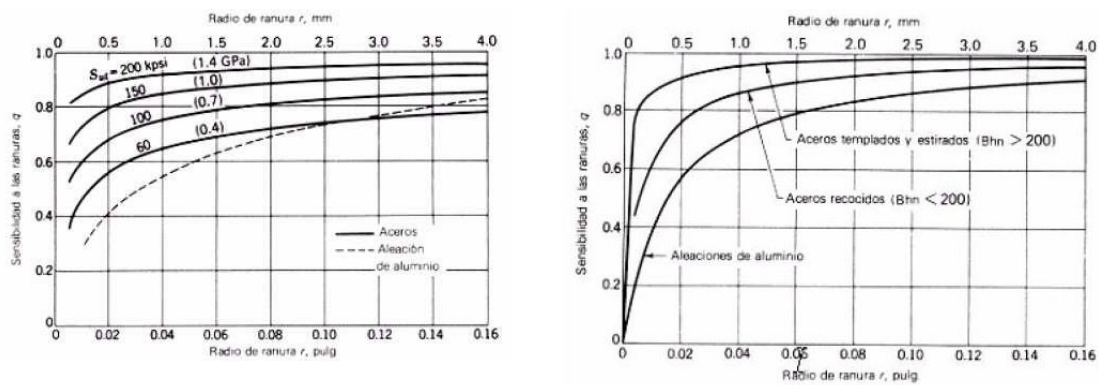


Figura 64 - Sensibilidad a las ranuras para cargas de flexión y torsión

A partir del factor de concentración de tensiones teórico (K_t) y del factor de sensibilidad a las ranuras (q), se obtendrá el factor de concentración de tensiones real (K_e). Dicho valor se calculará como la inversa del factor de reducción de la resistencia en caso de fatiga (R_f) a partir de las siguientes ecuaciones, y obteniendo un valor de $K_e=0'47$:

$$q = \frac{R_f - 1}{k_t - 1}$$

$$K_e = \frac{1}{R_f}$$

Considerando todos los factores que intervienen en la resistencia de fatiga del cigüeñal se tendrá un valor de k:

$$k = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e = 0,87 \cdot 0,78 \cdot 0,75 \cdot 1 \cdot 0,47 = 0,24$$

A partir del límite de fatiga ideal (obtenido de la gráfica de Wohler) y los factores anteriores se obtiene el límite de fatiga real del cigüeñal:

$$S_{e_{Wohler}} = K \cdot S_e = 0,24 \cdot 300 = 71,76 \text{ MPa}$$

Teniendo en cuenta que la tensión máxima principal en el caso más desfavorable es de 17,9 MPa, y que este valor es inferior al límite de fatiga real (71,76 MPa), se puede considerar que el cigüeñal posee vida infinita y que por tanto no se producirá fallo por fatiga.

6. CONCLUSIONES Y FUTUROS ESTUDIOS

6.1 Conclusiones

En el proyecto se han cumplido los objetivos previamente fijados. Se ha realizado una simulación de manera eficaz del comportamiento del cigüeñal considerando los efectos térmicos y el movimiento de los pistones.

Por un lado, se ha llevado a cabo un análisis elástico lineal en el cuál los desplazamientos y tensiones que se producen se consideran admisibles. Se ha estimado un coeficiente de seguridad de 33, estableciendo así un amplio margen de operación.

Por otra parte en el estudio a fatiga se ha observado que el cigüeñal es capaz de soportar las máximas tensiones que aparecen, teniendo de esta forma una vida infinita.

6.2 Futuros estudios

En el trabajo de fin de grado se ha evaluado el comportamiento de un cigüeñal únicamente de manera estática. Debido al alcance del mismo no se han considerado los efectos siguientes:

En primer lugar, en futuros estudios, sería conveniente analizar los efectos transitorios que afectan al cigüeñal, ya que las variaciones de velocidades y aceleraciones extremas de las masas en movimiento, hace que den lugar a la generación de vibraciones que si no son adecuadamente controladas o eliminadas, pueden dar lugar a fallos permanentes.

Además en un proyecto real más completo, sería importante determinadas las fuerzas y momentos producidos por la inercia de las masas aceleradas y el efecto de la combustión de la mezcla, junto con el cálculo de las frecuencias naturales torsionales.

7. BIBLIOGRAFÍA

- 1- Memoria profesional para optar al título de ingeniero jefe de máquinas. Eje cigüeñal, construcción y características.
<http://www.monografias.com/trabajos-pdf4/a-eje-ciguenal-construccion-caracteristicas-y-empleo-buques-mercantesa/a-eje-ciguenal-construccion-caracteristicas-y-empleo-buques-mercantesa.pdf>
- 2- MotorGiga. Cigüeñal, definición y significado.
<http://diccionario.motorgiga.com/diccionario/cig-enal-definicion-significado/gmx-niv15-con193533.htm>
- 3- Cinemática y dinámica del motor.
https://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/motores/temas/cinematica_y_dinamica.pdf
- 4- Catia e Inventor. Planos de dimensiones del cigüeñal
<http://catiaeinventorconciri.blogspot.com.es/2009/09/motor-4-pistones.html>
- 5- Introducción al método de los Elementos Finitos
http://www.iit.comillas.edu/~carnicero/Resistencia/Introduccion_al_MEF.pdf
- 6- Rodrigo Antonio Sánchez Montenegro. El cigüeñal y su importancia. Universidad de Chile
<http://cybertesis.uach.cl/tesis/uach/2005/bmficis211c/doc/bmficis211c.pdf>
- 7- Acero Sisa 4140 T. Tratado y Revenido
<http://sisa1.com.mx/wp-content/uploads/Acero-SISA-4140T-Tratado-y-Revenido.pdf>
- 8- Wikipedia
<https://es.wikipedia.org/wiki/Cig%C3%BCe%C3%B1al>
- 9- David Asensio Bueno. Motor térmico, Evolución del rendimiento de un motor de combustión interna. Aplicación a pistones
http://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.1/9682/03_Mem%C3%B2ria.pdf

10- Refrigeración de un motor

<http://angelesenlacabeza.blogspot.com.es/2014/03/la-refrigeracion-de-un-motor-de-f1.html>

11- Aceleración gravitatoria

<http://fisica.laguia2000.com/dinamica-clasica/fuerzas/aceleracion-gravitatoria>

12- Juan María Marín García. Diseño de máquinas.

https://books.google.es/books?id=KEyDAMa_0ngC&printsec=frontcover&hl=es#v=onepage&q&f=false

13- Acero Aisi Sae 4140. Acero maquinaria

<http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%204140.pdf>

**14- Ana Gómez Pérez. Análisis a fatiga del chasis de una motocicleta.
Universidad Carlos III de Madrid.**

15- Tratamientos térmicos de los Aceros

<http://www.utp.edu.co/~dhmesa/pdfs/clase9ttteoria.pdf>

**16- Eva Marco Esteban. Metodología para el análisis a fatiga mediante el código
Pro Engineer: Aplicación a un eje Ferroviario. Universidad Carlos III de
Madrid.**

8. ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 - Cigüeñal

Figura 2 - Composición motor de cuatro tiempos

Figura 3 - Motor rotativo tipo Wankel

Figura 65 - Partes del cigüeñal

Figura 5 - Motor con cilindros en línea

Figura 6 - Motor con cilindros opuestos

Figura 7 - Motor con cilindros en V

Figura 8 - Cigüeñal equilibrado estáticamente

Figura 9 - Equilibrado estático de las masas de rotación de un motor monocilíndrico

Figura 10 - Equilibrado dinámico de las masas en rotación de un motor bicilíndrico

Figura 11 - Plano de dimensiones del cigüeñal utilizado en el TFG

Figura 12 - Diseño geométrico de la nariz del cigüeñal

Figura 13 - Diseño geométrico de la muñequilla de bancada

Figura 14 - Diseño geométrico de la arandela

Figura 15 - Diseño geométrico del contrapeso

Figura 16 - Diseño geométrico de la brida de montaje de la rueda del volante

Figura 17 - Cigüeñal completo

Figura 18 - Mallado automático con tetraedros

Figura 19 - Mallado manual con hexaedros de la nariz y la muñequilla del cigüeñal

Figura 20 - Unión del mallado manual con hexaedros de la nariz y la muñequilla del cigüeñal

Figura 21 - Mallado manual y uniforme con hexaedros de la nariz y la muñequilla del cigüeñal

Figura 22 - Unión de las diferentes mallas que conforman el cigüeñal

Figura 23 - Mallado manual y uniforme con hexaedros de la arandela y la brida

Figura 24 - Mallado manual y uniforme con hexaedros de los contrapesos

Figura 25 - Mallado manual y uniforme del cigüeñal

Figura 26 - Cigüeñal con cinco apoyos

Figura 27 - Detalle de la zona donde se colocan los apoyos

Figura 28 - Detalle de la zona donde se coloca el apoyo para impedir el movimiento

Figura 29 - Partes del pistón

Figura 30 - A la izquierda se aprecia las partes de la biela y a la derecha el conjunto biela - pistón

Figura 31 - Movimiento del pistón y ciclos de trabajo

Figura 32 - Ciclos de trabajo del pistón en el motor

Figura 33 - Mecanismo pistón, biela y cigüeñal

Figura 34 - Cigüeñal de un motor de cuatro cilindros

Figura 35 - Cigüeñal original

Figura 36 - Sentido de las cargas en la posición de 90° y 270°

Figura 37 - Sentido de las cargas en la posición de 450° y 630°

Figura 38 - Giro del cigüeñal

Figura 39 - Cargas aplicadas en las dos primeras posiciones del cigüeñal

Figura 40 - Temperatura aplicada al cigüeñal

Figura 41 - Velocidad angular del cigüeñal

Figura 42 - Aceleración de la gravedad del cigüeñal

Figura 43 - Conjunto de casos de carga que se aplican al cigüeñal

Figura 44 - Resultado deformada posición 90°

Figura 45 - Resultado deformada posición 270°

Figura 46 - Resultado deformada posición 450°

Figura 47 - Resultado deformada posición 630°

Figura 48 - Resultado de desplazamientos posición 90° (mm)

Figura 49 - Resultados de desplazamientos posición 270° (mm)

Figura 50 - Resultados de desplazamientos posición 450° (mm)

Figura 51 - Resultados de desplazamientos posición 630° (mm)

Figura 52 - Resultado de distribución de tensiones en la posición 90° (MPa)

Figura 53 - Resultado de la distribución de tensiones en la posición 270° (MPa)

Figura 54 - Resultado de la distribución de tensiones en la posición 450° (MPa)

Figura 55 - Resultado de la distribución de tensiones en la posición 630° (MPa)

Figura 56 - Variación sinusoidal del esfuerzo en cualquier punto de la sección; en los puntos de la periferia se da la mayor amplitud

Figura 57 - Diagrama S-nc o diagrama de Wohler

Figura 58 - Resultado comprobación a fatiga posición 90° (MPa)

Figura 59 - Resultado comprobación a fatiga posición 270° (MPa)

Figura 60 - Resultado comprobación a fatiga posición 450 ° (MPa)

Figura 61 - Resultado comprobación a fatiga posición 630° (MPa)

Figura 62 - Comparación de curvas para acero 4140 en sus diferentes condiciones

Figura 63 - Barra de sección circular con estrechamiento y entalles en torsión y flexión respectivamente

Figura 64 - Sensibilidad a las ranuras para cargas de flexión y torsión

9. ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 – Propiedades generales del acero 4140 T

Tabla 2 - Características mecánicas utilizadas en la simulación

Tabla 3 - Ciclos operativos utilizados en la simulación

Tabla 4 – Posiciones iniciales consideradas en el cálculo del cigüeñal

Tabla 5 - Características mecánicas del vehículo

Tabla 6 - Fuerzas que se producen en el pistón (N)

Tabla 7 - Fuerzas aplicadas por eje

Tabla 8 - Desplazamientos en cada uno de los ejes (mm)

Tabla 9 - Resumen de las tensiones de Von Mises (MPa)

Tabla 10 - Tensiones máximas principales (MPa)

Tabla 11 - Coeficientes a y b en función del acabado superficial

Tabla 12 - Factor de confiabilidad