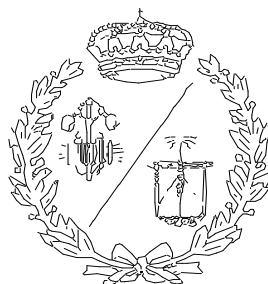


ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Proyecto Fin de Grado

**ANÁLISIS TENSIONAL DE UN CIGÜEÑAL DE
UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA
ALTERNATIVO MEDIANTE ELEMENTOS
FINITOS**

**STRESS ANALYSIS OF AN ALTERNATIVE
INTERNAL COMBUSTION ENGINE
CRANKSHAFT BY FINITE ELEMENTS**

Para acceder al Título de

GRADUADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Autor: Sergio Gómez López

Septiembre - 2018

AGRADECIMIENTOS

Primeramente agradecer a mis padres y mi hermano Borja, los cuales me han proporcionado siempre apoyo anímico y las mejores pautas a seguir en cada momento de mi vida.

Cabe destacar mis grandes amigos Santiago, Lucas, Emanuel, Abraham, Pablo, Fausto y Alejandro, las grandes cosas de la vida se obtienen estando rodeado de los mejores.

También agradecer a cada uno de los profesores de los que he tenido el placer de aprender de ellos a lo largo de estos años, especialmente a D. Juan Martín Osorio el cual me ha ayudado y guiado inmejorablemente a la realización del presente trabajo fin de grado.

ÍNDICE

RESUMEN.....	10
1. INTRODUCCIÓN.....	11
1.1. OBJETIVOS.....	11
1.2. JUSTIFICACIÓN.....	11
2. EL CIGÜEÑAL.....	12
2.1. CONCEPTOS BÁSICOS Y FUNCIONAMIENTO.....	12
2.2. EQUILIBRADO DEL MOTOR.....	15
2.3. VOLANTE DE INERCIA.....	19
2.4. AMORTIGUADOR DE VIBRACIONES.....	21
3. DEFINICIÓN DEL CIGÜEÑAL Y PROBLEMA A RESOLVER.....	23
3.1. MODELADO.....	24
3.2. MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS.....	28
3.2.1. Discretización.....	28
3.3. CONDICIONES DE CONTORNO.....	31
3.3.1. Propiedades de los materiales.....	32
3.3.2. Apoyos del cigüeñal.....	34
3.3.3. Velocidad angular.....	36
3.3.4. Gravedad.....	37
3.3.5. Temperatura.....	38
3.3.6. Fuerzas actuantes.....	39
3.3.6.1. Cálculo de fuerzas actuantes.....	45
3.3.7. Datos técnicos del motor.....	47
3.4. POSICIONES CRÍTICAS.....	47
3.5. ORDEN DE ENCENDIDO.....	50
4. ANÁLISIS ESTÁTICO.....	52
4.1. TENSIONES DE VON MISES.....	52
4.2. DEFORMADAS Y DESPLAZAMIENTOS.....	57
4.3. COEFICIENTE DE SEGURIDAD.....	61
5. CÁLCULO A FATIGA.....	62
5.1. COEFICIENTE DE SEGURIDAD.....	62

5.2. REGÍMENES A FATIGA.....	64
5.3. MODELOS DE FALLA POR FATIGA.....	65
5.4. CURVA S-N.....	66
5.5. FACTORES QUE INFLUYEN EN LA RESISTENCIA A FATIGA.....	68
5.6. INFLUENCIAS MÁS IMPORTANTES SOBRE LA RESISTENCIA A FATIGA.....	69
5.6.1.Determinación del coeficiente entalla.....	71
5.7. CÁLCULO DEL LÍMITE DE ENDURANCIA Y ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	75
6. CONCLUSIONES.....	79
7. PRESUPUESTO.....	80
8. BIBLIOGRAFÍA.....	81
8.1. SITIOS WEB.....	81
8.2. PROGRAMAS UTILIZADOS.....	81

ÍNDICE DE FIGURAS

- Figura 1: Cigüeñal.
- Figura 2: Cigüeñal y sus componentes.
- Figura 3: Cojinete.
- Figura 4: Interior motor cortado.
- Figura 5: Biela.
- Figura 6: Cigüeñal para motor monocilíndrico.
- Figura 7: Cigüeñal para motor bicilíndrico.
- Figura 8: Motor monocilíndrico.
- Figura 9: Distancia entre émbolos.
- Figura 10: Árboles de equilibrado.
- Figura 11: Volante de inercia.
- Figura 12: Dámper.
- Figura 13: Plano del cigüeñal a estudiar.
- Figura 14: Arandelas.
- Figura 15: Nariz del cigüeñal.
- Figura 16: Contrapesos.
- Figura 17: Cara.
- Figura 18: Codos de biela.
- Figura 19: Muñones principales.
- Figura 20: Brida de montaje de la rueda volante.
- Figura 21: Cigüeñal ensamblado.
- Figura 22: Conjunto de la malla.
- Figura 23: Cigüeñal discretizado.

- Figura 24: Cojinetes de fricción partidos en los apoyos del cigüeñal.
- Figura 25: Restricciones radial y tangencial en los apoyos.
- Figura 26: Restricción radial, tangencial y axial en extremo.
- Figura 27: Velocidad angular del cigüeñal.
- Figura 28: Gravedad.
- Figura 29: Pistón.
- Figura 30: Biela.
- Figura 31: Ciclo operativo para los motores de 4T.
- Figura 32: Diagrama del par motor.
- Figura 33: Cigüeñal girado $\alpha=90^\circ$.
- Figura 34: Cigüeñal girado $\alpha=270^\circ$.
- Figura 35: Cigüeñal girado $\alpha=450^\circ$.
- Figura 36: Cigüeñal girado $\alpha=630^\circ$.
- Figura 37: Orden de explosión.
- Figura 38: Tensiones de Von Mises para $\alpha=90^\circ$.
- Figura 39: Tensiones de Von Mises para $\alpha=270^\circ$.
- Figura 40: Tensiones de Von Mises para $\alpha=450^\circ$.
- Figura 41: Tensiones de Von Mises para $\alpha=630^\circ$.
- Figura 42: Deformación y desplazamientos para $\alpha=90^\circ$.
- Figura 43: Deformación y desplazamientos para $\alpha=270^\circ$.
- Figura 44: Deformación y desplazamientos para $\alpha=450^\circ$.
- Figura 45: Deformación y desplazamientos para $\alpha=630^\circ$.
- Figura 46: Ciclo de cargas dinámicas.
- Figura 47: Superficie de rotura por fatiga.

- Figura 48: Fractura por fatiga tras un alto número de ciclos (HCF) en los dientes de un piñón.
- Figura 49: Árboles de levas, piezas sometidas a HCF.
- Figura 50: Ejemplo de curva de Wöhler.
- Figura 51: Curva de Wöhler para un acero 4140 normalizado y templado.
- Figura 52: Factor superficial.
- Figura 53: Hipótesis para calcular tensión nominal.
- Figura 54: Carga F trasladada al empotramiento.
- Figura 55: Distribución de tensiones normales YY en la entalla.
- Figura 56: Cálculo de la pendiente de la recta tangente a la ley de tensiones en el borde de la entalla.
- Figura 57: Distribución de tensiones tangenciales en la entalla.

ÍNDICE DE TABLAS

- Tabla 1: Composición química para cigüeñales contruidos al carbono y carbono-manganeso.
- Tabla 2: Propiedades mecánicas del acero del cigüeñal.
- Tabla 3: Régimen de giro en el cual se da el par motor máximo.
- Tabla 4: Coeficiente de corrección de las propiedades mecánicas de los aceros al carbono debido a la temperatura.
- Tabla 5: Datos técnicos del motor.

RESUMEN

El cigüeñal de un MCIA (motor de combustión interna alternativo) es el elemento de la máquina que más solicitaciones recibe dado que es la pieza encargada de transformar el movimiento lineal de los pistones en un movimiento de rotación que acabará siendo transmitido a las ruedas por medio del sistema de transmisión. Por lo tanto, recibe la energía procedente de la explosión originada en las cámaras de combustión una vez el pistón ha alcanzado el punto muerto superior.

Estas fuerzas son de una gran magnitud, dependiendo siempre del torque del motor, sin embargo, lo más sorprendente es la cantidad de fuertes explosiones que puede llegar a recibir en tan sólo un segundo. Por ende, es un elemento que debe ser capaz de soportar un número tan alto de ciclos considerado como infinito, siempre y cuando, como queda patente en este estudio, no existan problemas de lubricación u otros factores que afecten notablemente al límite de durancia, y por lo tanto se produzca una falla por fatiga.

Para realizar este trabajo se hará uso del software Autodesk Inventor 2017, se modelará el cigüeñal para posteriormente discretizarlo y realizar un análisis estático mediante elementos finitos con objeto de conocer los puntos críticos más solicitados tensionalmente. El método de elementos finitos es una herramienta de cálculo potentísima que permite al ingeniero resolver infinidad de problemas. Sin embargo, es un método que no nos brinda con la solución “exacta” a un problema dado, sino que, de hecho, posibilita obtener una solución aproximada que, con el juicio ingenieril, puede ser más que asaz para la resolución de un problema práctico.

Los resultados más relevantes los obtendremos en el cálculo a fatiga en el que debemos hallar el límite de durancia para el cual consideramos que por debajo de ese valor la pieza posee vida infinita. Sin embargo, para ello, nos encontraremos con el problema de obtener los diferentes coeficientes que reduzcan el límite de fatiga de la forma más aproximada a la situación real, concretamente el coeficiente efecto entalla supondrá una compleja incógnita a resolver.

1. INTRODUCCIÓN

1.1 OBJETIVOS

El objetivo del presente trabajo fin de grado es conocer si el cigüeñal a estudiar se encuentra adecuadamente diseñado y asegurar que está listo para su uso. Como hemos dicho anteriormente, el elemento en cuestión debe ser capaz de soportar un número infinito de ciclos para dar por aceptables los resultados. Además, se descifrarán los desplazamientos y deformaciones que sufrirá el cigüeñal en cada una de sus posiciones críticas.

El alcance del proyecto abarca el análisis del comportamiento de un cigüeñal considerando las diferentes condiciones de contorno ya que los cálculos numéricos deben realizarse en un dominio limitado para distinguir un problema de otro ya que las ecuaciones de conservación son las mismas. Entre estas condiciones de contorno se encuentran las fuerzas con las que actúan los pistones sobre nuestro elemento a estudiar, la velocidad angular o la gravedad, entre otras.

Se analizará junto con el análisis estático también el daño a fatiga que pueda existir como consecuencia de las cargas actuantes sobre el cigüeñal. Nos proporcionará información más que relevante para saber si el cigüeñal se encuentra aptamente diseñado.

Este trabajo también servirá de base para utilizar este tipo de tecnología si en el futuro surgiese un problema de características similares a resolver.

1.2 JUSTIFICACIÓN

La importancia para una marca automovilística de conocer si una pieza está bien diseñada con respecto a las sollicitaciones a las que va a ser sometida es crucial. Se pueden hallar picos de tensiones existentes que podrían causar una rápida falla por fatiga mientras que de este modo se analiza y se aplican acciones correctivas de diseño.

Los puntos a estudiar serán cuatro, la razón por la que se han escogido esos y no otros es la coincidencia de tensiones normales con tensiones tangenciales debidas a la torsión por lo que, como es obvio, son las posiciones más críticas.

2. EL CIGÜEÑAL

2.1 CONCEPTOS BÁSICOS Y FUNCIONAMIENTO

El cigüeñal o árbol motor, recibe el impulso de las explosiones de cada cilindro, impulso que le hace girar con el volante, y éste a su vez, hace girar al cigüeñal en los tiempos de escape, admisión y compresión siguientes. Del giro de éste se obtienen su movimiento, por intermedio de engranajes o cadenas los órganos de distribución, encendido (distribuidor) y engrase (bomba de aceite), y en la misma forma o más bien por correas los de refrigeración (ventilador y bomba de agua), el generador de corriente (dinamo o alternador) y compresor de aire acondicionado, en su caso. Estos órganos absorben una parte de la energía del motor y disminuyen por tanto la energía real transmitida a las ruedas.

Su principal característica es su elevada resistencia mecánica a la torsión, ya que debe resistir la fuerza de empuje ejercida por los pistones durante el ciclo de expansión.



Figura 1: Cigüeñal (Catálogo recambios Alfa Romeo)

El cigüeñal presenta en sus extremos: un dámper o antivibrador para absorber las vibraciones del cigüeñal y un piñón para el engranaje del mando de la distribución.

El cigüeñal gira sobre cojinetes unidos al cárter superior, cuyo número depende de la potencia y calidad del motor. En la figura 2 se ve el cigüeñal de un motor de cuatro cilindros con todos sus componentes: el platillo de sujeción del volante, las muñequillas o codos (partes rectificadas) sobre las que se articulan las cuatro cabezas de biela, los tres apoyos que forman el eje de giro y que están soportados por cojinetes dispuestos en el cárter superior, los huecos de los cilindros y el sombrerete

de un cojinete de cigüeñal, que cierra y sostiene por abajo el apoyo del mismo, análogo a los de la cabeza de biela, pero más grande. Un cojinete en detalle puede verse en la figura 3, en la que se muestran las diferentes piezas que lo forman, y que se separan para recibir entre ellas al cigüeñal.

Por un tubo llega el aceite a presión a lubricar el apoyo donde gira el cigüeñal entre los dos medios anillos, formados por casquillos de bronce con antifricción gruesa que lleva “patas de araña” como

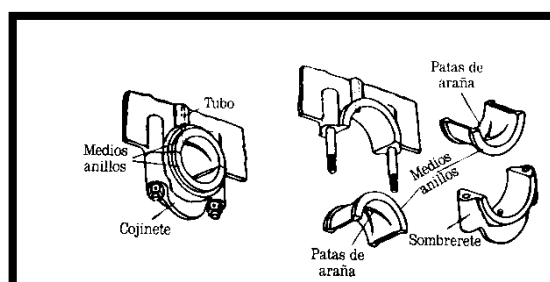
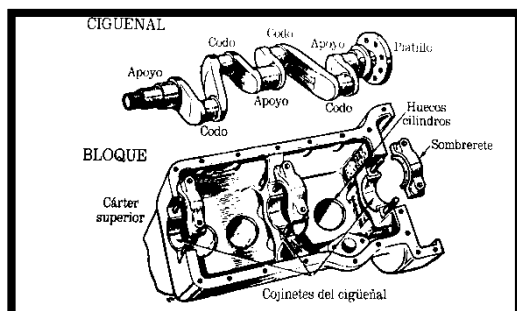


Figura 2: Cigüeñal y sus componentes (J.M.Alonso) Figura 3: Cojinete (J.M.Alonso)

en la figura 3, o por delgados casquillos de acero, o de acero y cobre, recubiertos por una fina capa de antifricción.

En la figura 4 se detalla el interior cortado de un motor de cuatro cilindros con camisas húmedas, en el que se distinguen: Los espárragos de sujeción de la culata, que lleva los cojinetes para el árbol de levas en cabeza; el bloque de una sola pieza con el cárter superior, en el que van los cojinetes que soportan el cigüeñal; las patillas de sujeción al chasis y el cárter inferior, cuyo papel es cerrar el mecanismo por abajo, sirviendo a la vez de depósito de aceite.

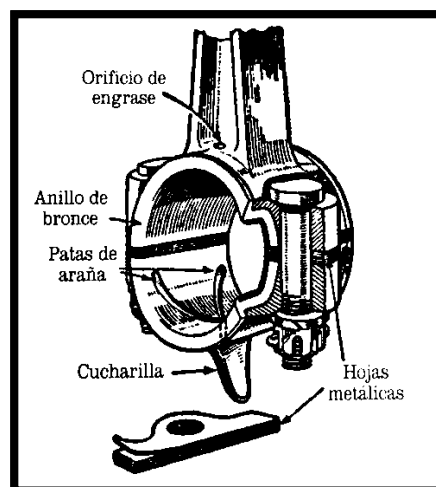
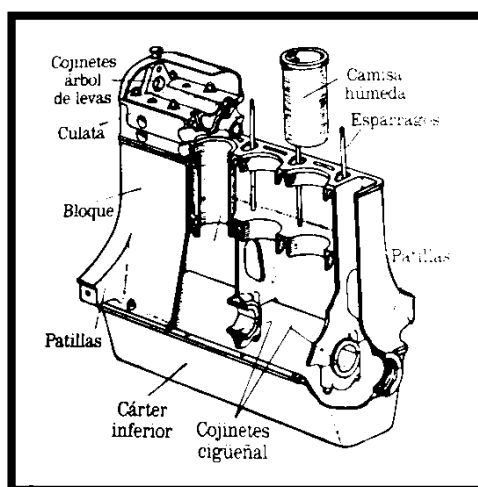


Figura 4: Interior motor cortado (J.M.Alonso 2005) Figura 5: Biela (J.M.Alonso 2005)

Los cigüeñales de motores de seis cilindros pueden tener, además de los cojinetes extremos, uno, dos o cinco intermedios.

Como el cigüeñal recibe varios impulsos en cada vuelta, violentos y aislados, producidos por la explosión en cada cilindro, y a través de él se transmite toda la potencia que ha de obligar a moverse al automóvil, resulta ser una de las piezas que más sufren de todo el mecanismo, y por ello ha de hacerse robusto y rígido, para resistir la flexión y a la torsión, con material de la mejor calidad (fundición especial al carbono, cobre, silicio o cromo, o bien en forja de acero semiduro al cromo o manganeso-silicio, o por curvado de una barra de acero y matizado posterior). Los cigüeñales representados en las figuras anteriores son del tipo general de acero forjado. Actualmente algunos cigüeñales modernos, usados en ciertos modelos, son huecos; así, pueden ser gruesos y robustos, pero de poco peso.

También ha de estar equilibrado estáticamente y dinámicamente, para no sufrir variaciones en su rápido giro, que podrían romperlo. Por todo ello se procura dotarlo del mayor número de cojinetes posible. Si la potencia del motor no es grande puede disminuirse el número de apoyos pero entonces el cigüeñal habrá de ser más sólido y rígido. Casi siempre van taladrados en el sentido de apoyos a codos para la circulación del aceite de engrase.

Como cada biela lleva articulado su pie al émbolo y la cabeza al cigüeñal, de manera que aquélla tiene un extremo sometido al movimiento alternativo de vaivén de los pistones, y el otro al movimiento circular de los codos del cigüeñal (ver figura 5), para equilibrar el movimiento resultante, este último suele llevar unos contrapesos forjados o colocados en sentido opuesto al de los codos. Para que el motor funcione por sí mismo es preciso que explote la mezcla de aire y gasolina; y como para eso tienen que realizarse antes de la admisión y la compresión, lo que exige el desplazamiento de los pistones hasta que uno de los cilindros se ponga en explosión, es necesario hacer girar desde fuera el cigüeñal, lo que se consigue por medio del sistema de arranque (antiguamente por medio de una manivela).

2.2 EQUILIBRADO DEL MOTOR

Equilibrar un motor funcionamiento, no transmite a sus apoyos en el chasis del vehículo otro empuje que un par de reacción constante, igual consiste en crear, por medio de masas adicionales, fuerzas de inercia que se opongan a las generadas con el movimiento de los órganos móviles, anulándolas. Dichas masas adicionales pueden ser, naturalmente, parte integrante del motor, como ocurre con los codos del cigüeñal en los motores de cuatro cilindros en línea, que se oponen dos a dos, equilibrándose mutuamente. Un motor puede considerarse equilibrado cuando, estando en y opuesto al par motor.

Exceptuándose los órganos móviles (pistón, biela, cigüeñal), el resto de los componentes del motor como válvulas, árbol de levas, etc., solamente producen escasas vibraciones, por tanto al hablar de equilibrado nos referiremos únicamente a los mecanismos del sistema biela-manivela, estudiando por separado los movimientos de rotación y los rectilíneos alternativos. Para que el equilibrado del cigüeñal resulte completo, el eje debe ser equilibrado estática y dinámicamente. Se dice que el eje está equilibrado estáticamente cuando es nula la resultante de las fuerzas actuantes. En estas condiciones, apoyando sus extremos sobre soportes en cuña, se mantiene quieto en cualquier posición que se deje. La disposición de los codos del cigüeñal en los motores de varios cilindros resulta tal que el eje cumple generalmente la condición de equilibrio estático. Cuando no es así, se disponen contrapesos para lograr este equilibrio. Así, por ejemplo, el cigüeñal para motor monocilíndrico representado en la figura 6, al girar está sometido a la fuerza centrífuga F_c aplicada al centro del codo, que puede ser equilibrada añadiendo dos contrapesos de masas m' y m'' tales, que se cumpla: $r(m' + m'') = r \cdot m$.

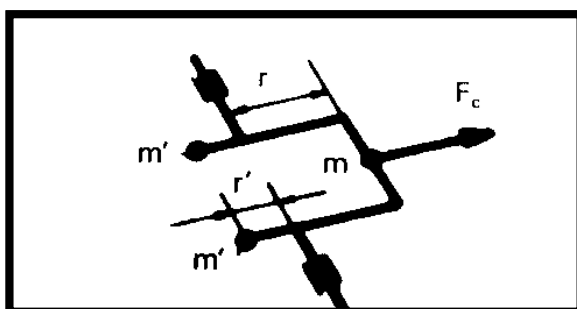


Figura 6: Cigüeñal para motor monocilíndrico (Arias Paz 1997)

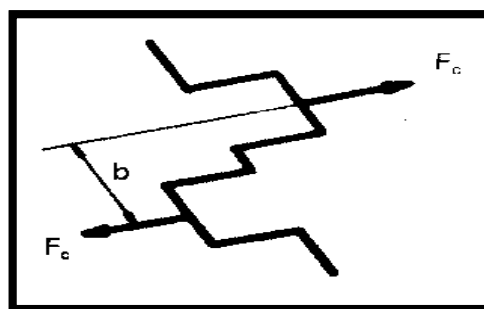


Figura 7: Cigüeñal para motor bicilíndrico (Arias Paz 1997)

Se dice que el eje está equilibrado dinámicamente cuando los momentos generados por las fuerzas centrífugas, tomados con respecto a un punto cualquiera del eje, resultan nulos. En la figura 7 se ha representado un cigüeñal para motor de dos cilindros que estáticamente resulta equilibrado, pues sus codos están en oposición. Con el giro del eje, en cada codo queda aplicada una fuerza centrífuga F_c , dirigidas en sentido contrario una de la otra, actuando sobre líneas de acción paralelas, separadas la distancia b . En consecuencia, el eje está sometido a un momento: $M = F_c \cdot b$.

Este momento resultante debe ser equilibrado situando contrapesos convenientes en los lugares adecuados, o sea, en la prolongación de los codos y opuestos a ellos. En la práctica. Los cigüeñales para motores de más de dos cilindros resultan equilibrados dinámicamente en su propia construcción, ya que los codos forman generalmente un plano de simetría perpendicular al eje de rotación, respecto al cual resultan simétricos en número, forma y posición. En otros casos se recurre al empleo de contrapesos, que son regulados en máquinas adecuadas, en las que se determina su masa y posición.

En cuanto al equilibrado de las fuerzas alternas generadas por el movimiento rectilíneo alternativo del pistón, destacaremos dos tipos de ellas claramente diferenciadas: de primer orden y de segundo orden. Consideremos un motor monocilíndrico (figura 8) en el que admitimos que la masa del émbolo y la parte proporcional que corresponde a la biela está concentrada en el codo o manivela, La fuerza alterna de primer orden F_1 puede ser considerada con la proyección sobre el eje del cilindro de una fuerza ficticia F_0 (centrífuga), generada por una masa m equivalente a la masa alterna que estaría aplicada al codo. Así, pues, el valor de la fuerza centrífuga ficticia F_0 es: $F_0 = mw^2r$, y el de la fuerza alterna de primer orden es, en consecuencia: $F_1 = F_0 \cdot \cos\alpha = mw^2r \cdot \cos\alpha$.

Esta fuerza puede ser equilibrada del mismo modo que las tratadas anteriormente, para lo cual, basta colocar en oposición a la masa m , otra m' de igual magnitud, que genere una fuerza F'_0 , cuyas componentes F'_1 y F'_2 tienen líneas de acción perpendiculares entre sí. Una de ellas (la F'_1) anula a la F_1 , y la otra (F'_2) está aplicada perpendicularmente al eje del cilindro (en sentido horizontal), a causa de lo cual, las pulsaciones según el eje del cilindro se han transformado en pulsaciones perpendiculares al mismo. En resumen, por lo que respecta al equilibrio no hemos hecho más que transformar la fuerza de inercia vertical en otra horizontal, menos perjudicial y fácilmente absorbible por el bastidor del vehículo. En el caso que acabamos de examinar, se habría podido obtener el equilibrio si m' fuese una masa ficticia de las mismas características que m .

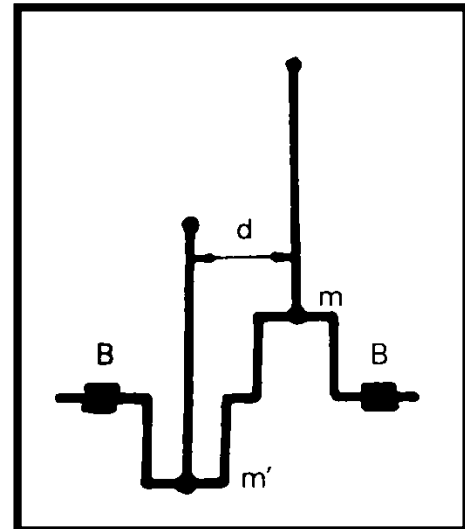
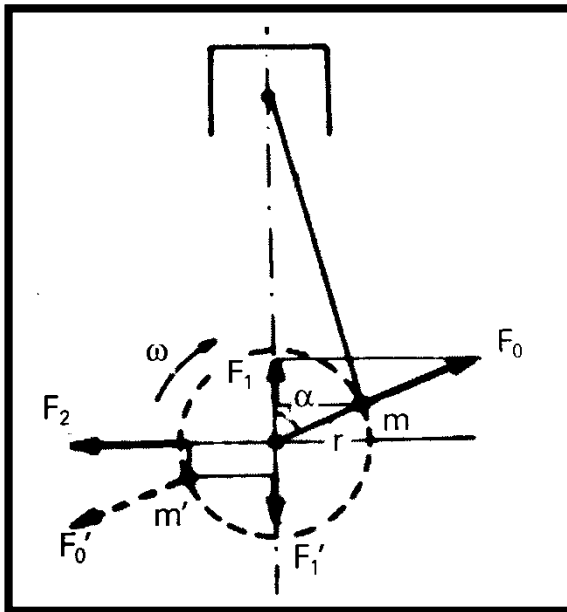


Figura 8: Motor monocilíndrico (J.M.Alonso 2005) Figura 9: Dist. entre émbolos (J.M.Alonso 2005)

Imaginando que un segundo émbolo está unido por su biela a m' , es evidente que las fuerzas de inercia generadas por ambos pistones se equilibran mutuamente. Sin embargo, para lograr este propósito, es necesario que los dos émbolos estén situados en el mismo plano, y en la práctica no ocurre así, ya que se encuentran separados por una distancia d (figura 9), en cuyo caso, las fuerzas alternas de inercia crean un par que actúa sobre los apoyos de bancada B, que tiende a levantar el eje de un extremo.

En la exposición hecha hasta aquí se ha admitido que las fuerzas actuantes sobre los codos del cigüeñal son iguales en magnitud; pero en realidad para un instante dado del funcionamiento del motor, las velocidades que toman ambos pistones (en el caso de dos cilindros) son esencialmente distintas y, en consecuencia, las fuerzas de inercia no se equilibran mutuamente. Estas fuerzas se llaman de segundo orden y resultan ser en magnitud la diferencia entre las fuerzas de inercia reales y las de primer orden.

La fuerza alterna de segundo orden puede ser imaginada como la proyección sobre el eje del cilindro de una fuerza centrífuga, que forme siempre con el eje un ángulo dos veces mayor que el formado por la fuerza alterna de primer orden, es decir, doble ángulo que el codo del eje. Esta fuerza, a su vez, genera un par de segundo orden.

La importancia de la fuerza alterna de segundo orden, a efectos de vibraciones sobre la estructura del motor, es mucho menor que la causada por la fuerza alterna de primer orden y, en general, un motor se considera equilibrado cuando su eje lo está con respecto a la regularidad del par motor, fuerza y par centrífugos y fuerza alterna de primer orden, así como su par relativo.

Conviene tener presente que tanto la fuerza como el par de segundo orden no son equilibrables en absoluto, puesto que la frecuencia de los mismos (relativa a la velocidad de giro del codo equivale al doble de la correspondiente a la fuerza alterna de primer orden, por cuya causa, las masas que se utilizasen para lograr el equilibrado deberían girar a doble velocidad que el eje.

Es preciso resaltar que una fuerza alterna de primer orden puede ser equilibrada por medio de un eje dotado de contrapeso, que gire en sentido contrario al del cigüeñal, de manera que cuando el codo se encuentre en su punto más alto del recorrido, el contrapeso del eje esté en el más bajo y tenga la masa correspondiente a la originada por la fuerza alterna de primer orden (considerando estas fuerzas del tipo centrífugo: $F_0 = mw^2r$).

En la figura 10 se ha representado la disposición de montaje de dos árboles de equilibrado en un motor de cuatro cilindros en línea, que giran a doble velocidad que el cigüeñal, uno en sentido contrario al otro, bajo cuyo efecto se atenúan considerablemente las vibraciones, debidas a las fuerzas alternas de los motores de cuatro cilindros.

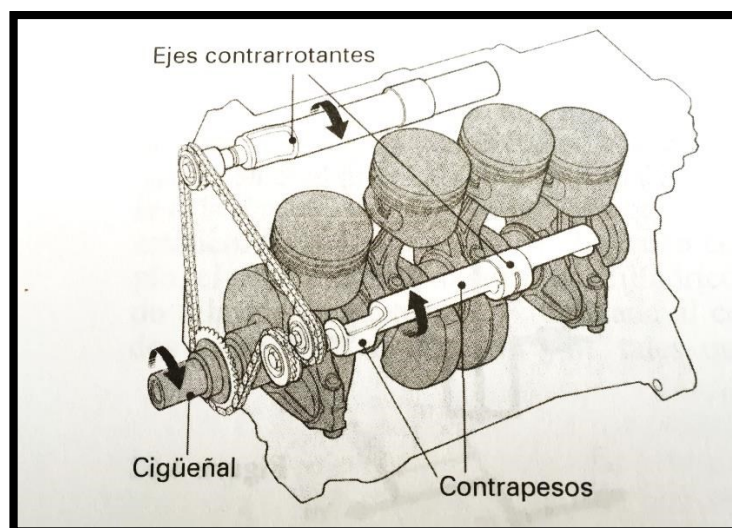


Figura 10: Árboles de equilibrado (J.M.Alonso 2005)

De todo lo hasta aquí detallado deducimos que las vibraciones que se producen en un motor a consecuencia de las distintas fuerzas generadas en su funcionamiento, son atenuadas, e incluso anuladas algunas de ellas equilibrando convenientemente el cigüeñal. Otras, por el contrario, no pueden suprimirse, y en este caso, se procura absorberlas para que no sean transmitidas al bastidor

del vehículo afectando a los pasajeros. Con este fin se montan los dispositivos antivibratorios, como el dämpers, y se toma la medida de efectuar la fijación del motor al bastidor del vehículo con interposición de soportes elásticos (generalmente de caucho), capaces de absorber las vibraciones del motor, que de esta forma pasan en menor número y amplitud a la carrocería del vehículo.

2.3 VOLANTE DE INERCIA

Los impulsos de las explosiones transmitidos al cigüeñal no se le aplican de una manera continua, a pesar de que las carreras motrices de los diferentes cilindros puedan solaparse, como ocurre en los motores de más de cuatro cilindros. Por esta razón, en el giro del cigüeñal hay momentos en que se le aplica un impulso que tiende a acelerarlo y otros en que tiende a detenerse, resultando de ello un giro irregular, que hace necesario un sistema capaz de producir una regulación.

El volante motor realiza esta función, constituyéndose en una rueda pesada, que unida al cigüeñal en uno de sus extremos, se opone a las variaciones de régimen de giro por los efectos de inercia debido a su peso, almacenando la energía recibida con cada impulso, que devuelve una vez finalizado éste.

El volante se fabrica generalmente de fundición y se monta en el cigüeñal en una única posición posible, equilibrándose juntamente con él. Cuanto mayor número de cilindros tiene un motor, más regular resulta su giro y, por lo tanto, menor es la masa necesaria del volante.

En el dimensionado del volante influyen muchos factores, como por ejemplo, las condiciones de arranque del motor, marcha a ralentí, aceleraciones, etc... El arranque se facilita con un gran volante de inercia, con el que se acumula gran cantidad de energía en la primera fase útil, para superar después las fases pasivas. Lo mismo ocurre en la marcha a ralentí. Por el contrario, para asegurar una aceleración rápida, es importante reducir al mínimo el peso del volante.

En la periferia del volante se monta a presión una corona dentada, que es utilizada para dar movimiento al cigüeñal por medio del motor de arranque, en los momentos de puesta en marcha del motor de combustión. En la cara externa del volante y cerca de la periferia, suelen grabarse las marcas de p.m.s. y avance al encendido.



Figura 11: Volante de inercia(Sachs catálogo recambios)

2.4 AMORTIGUADOR DE VIBRACIONES

La fuerza de las explosiones aplicadas al cigüeñal y las de inercia debidas a los órganos móviles (pistón, biela, codos del cigüeñal, etc.) son esencialmente variables, así como el par motor obtenido en el cigüeñal, pues el esfuerzo de motor varía constantemente. Estas fuerzas, actuando sobre el cigüeñal, producen esfuerzos de torsión y flexión, pero como el material del cual está construido este órgano es elástico, cuando se deforma tiende a recobrar su forma primitiva, produciéndose unas vibraciones que pueden resultar peligrosas cuando se alcanzan los límites de la resonancia.

Cuando se aplica un impulso, el cigüeñal sufre un esfuerzo de torsión que le deforma en su sentido de rotación, para volver a su posición después de varias torsiones en uno y otro sentido. Estas deformaciones torsionales, se atenúan con un dispositivo adecuado llamado comúnmente *dámper*, que se coloca en el extremo delantero del cigüeñal, formando parte de la polea de arrastre del generador y bomba de agua.

En la figura 12 se ha representado uno de estos dispositivos, formado por la polea A, a la que va fijado el disco de fricción C, contra el que se aplica un pequeño disco pesado o volante B, que es mantenido en posición por medio de los muelles H, repartidos por toda su periferia, que se apoyan en la placa K. El deslizamiento del volante sobre la polea se realiza con interposición del casquillo de bronce D. La placa K se fija a la polea por medio de tornillos como el G y la polea al cigüeñal por medio de chaveta y tornillo F.

De esta manera, la polea gira solidaria con el cigüeñal, mientras el volante sigue las fluctuaciones de las vibraciones torsionales, produciéndose un frotamiento entre ambos con interposición del ferodo, que frena la tendencia a las vibraciones. En otras ocasiones, en vez del ferodo se interpone un líquido (silicona fluida) que realiza las mismas funciones.

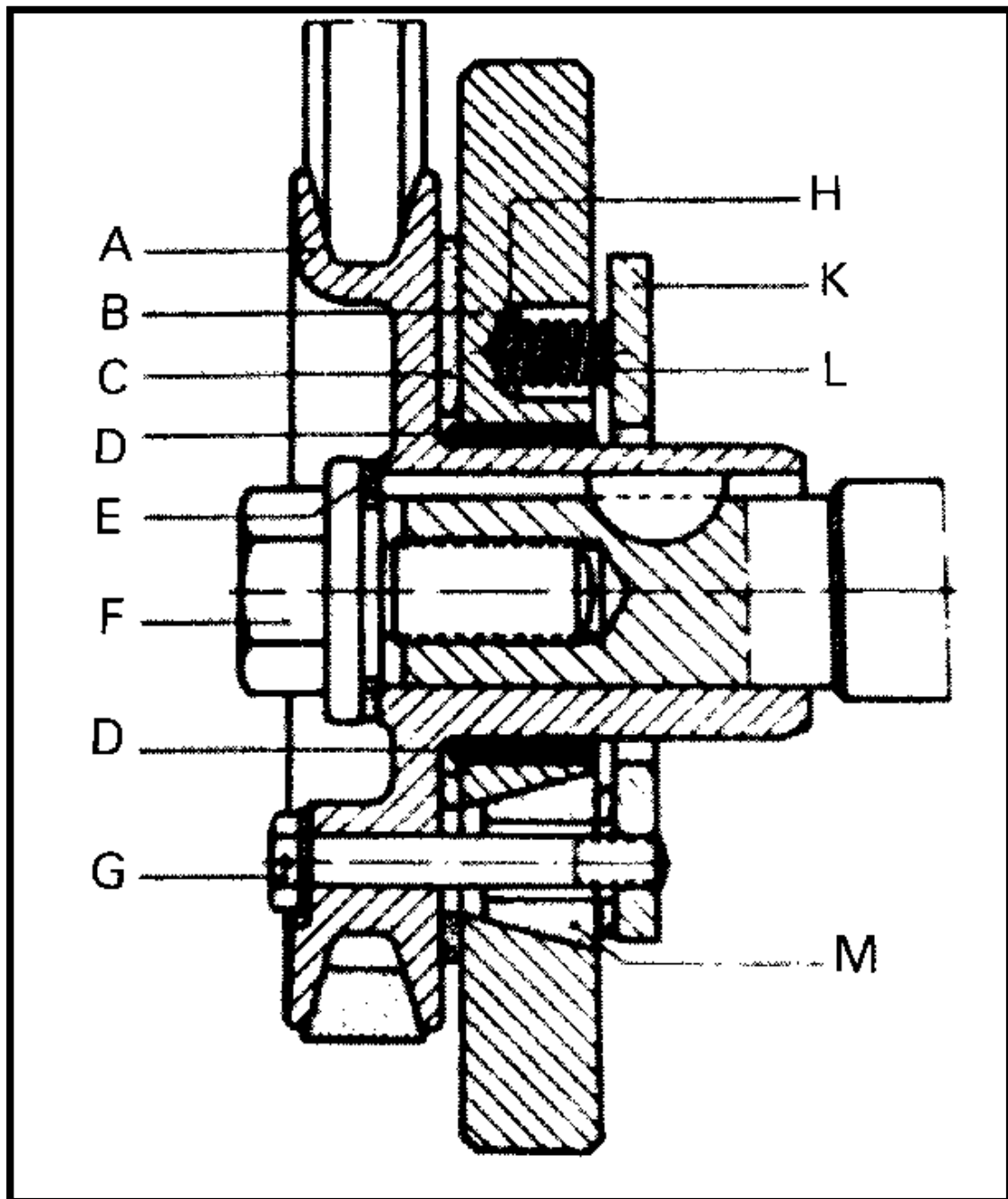


Figura 12: Dámper (J.M. Alonso 2005)

3. DEFINICIÓN DEL CIGÜEÑAL Y PROBLEMA A RESOLVER

A continuación procederemos a modelar mediante el software Autodesk Inventor Professional cada una de las piezas de las que se compone el cigüeñal escogido para el presente trabajo fin de grado. El motor seleccionado corresponde a un 1.2 cm³ 16 válvulas.. Podemos observar en el siguiente plano el cigüeñal que se modelará y sus respectivas dimensiones.

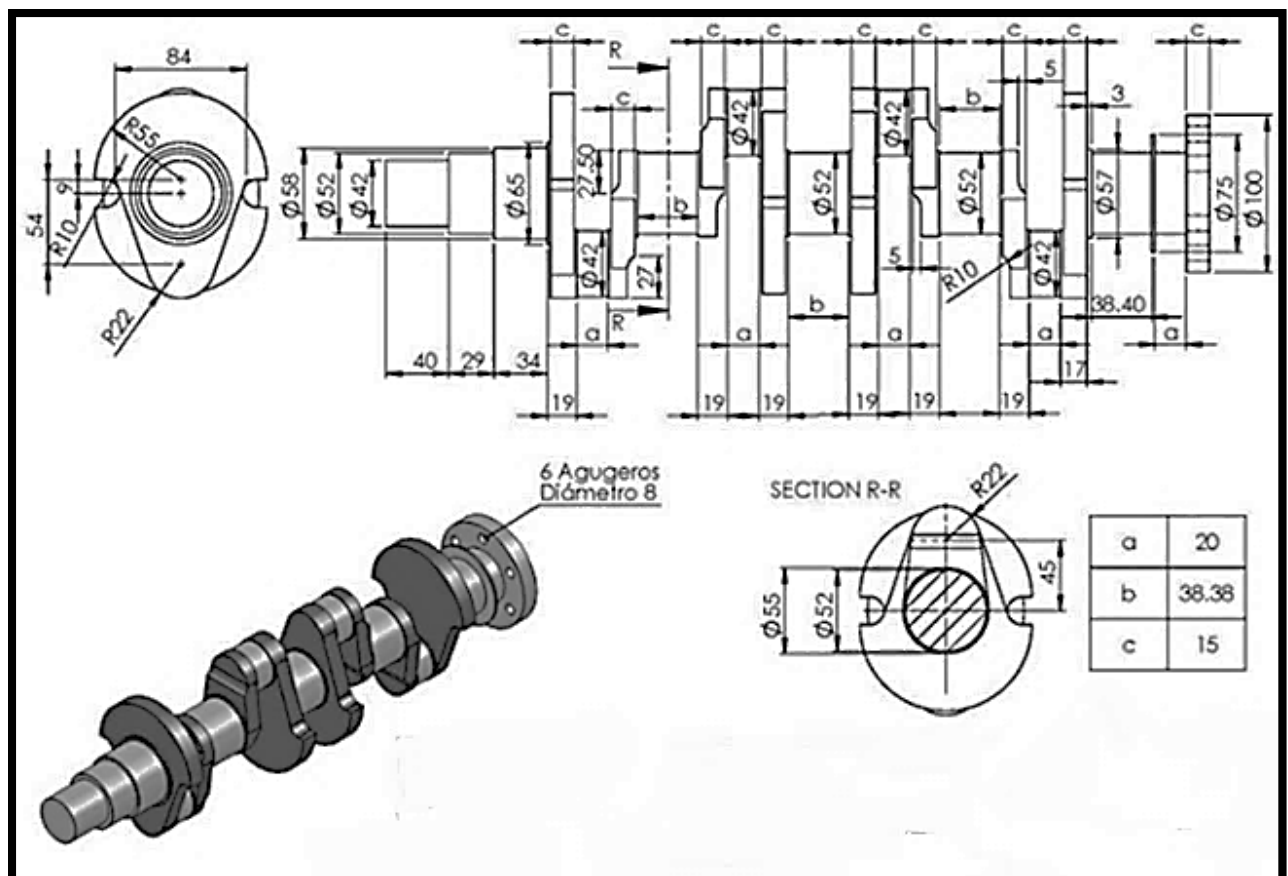


Figura 13: Plano del cigüeñal a estudiar (Autocad 2016)

3.1 MODELADO

La geometría estructural del cigüeñal está compuesta por diferentes piezas (arandelas, muñequillas, nariz, brida y contrapesos) que serán digitalizadas mediante el software Inventor para formar el cigüeñal objeto de estudio, el cual será el utilizado para el análisis numérico por elementos finitos.

A continuación se muestran los diferentes elementos ya modelados:

-Arandelas.

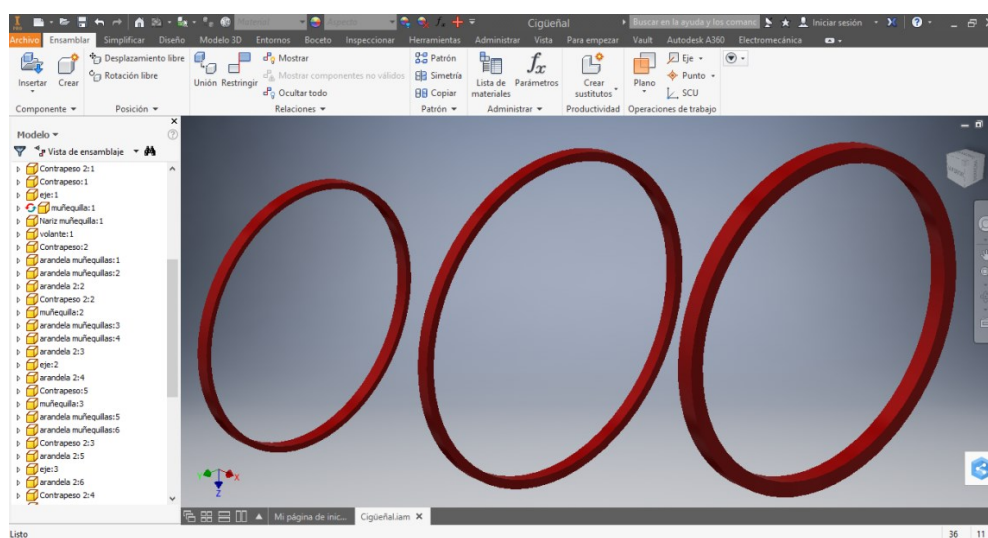


Figura 14: Arandelas (Inventor 2017)

-Nariz del cigüeñal.

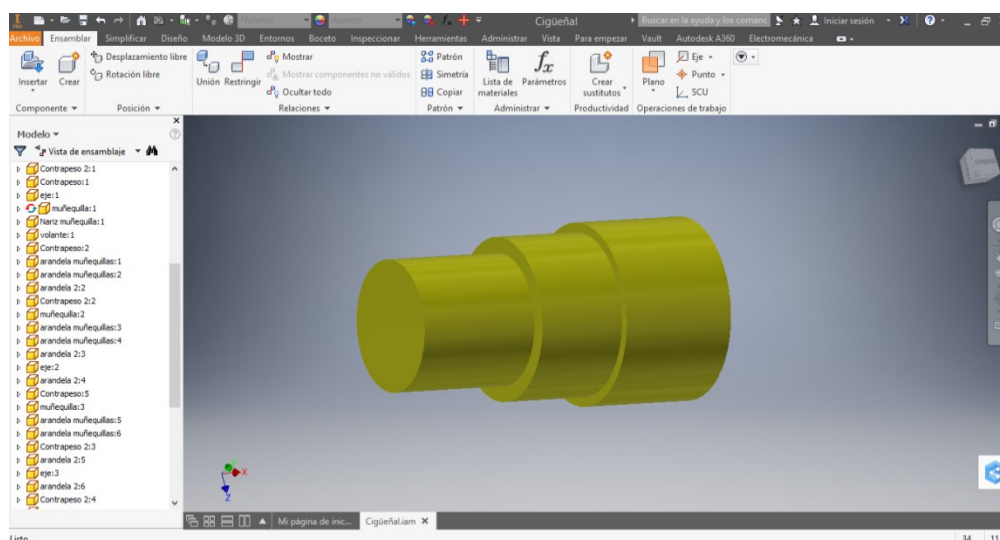


Figura 15: Nariz del cigüeñal (Inventor 2017)

-Contrapesos.

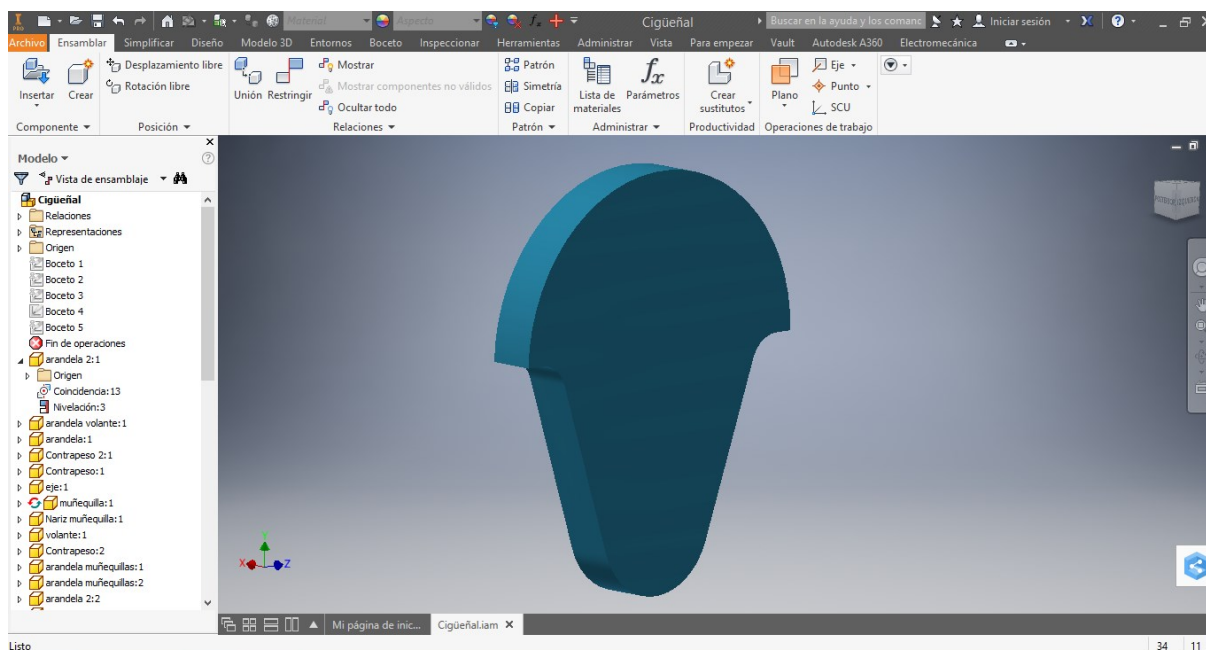


Figura 16: Contrapesos (Inventor 2017)

-Cara.

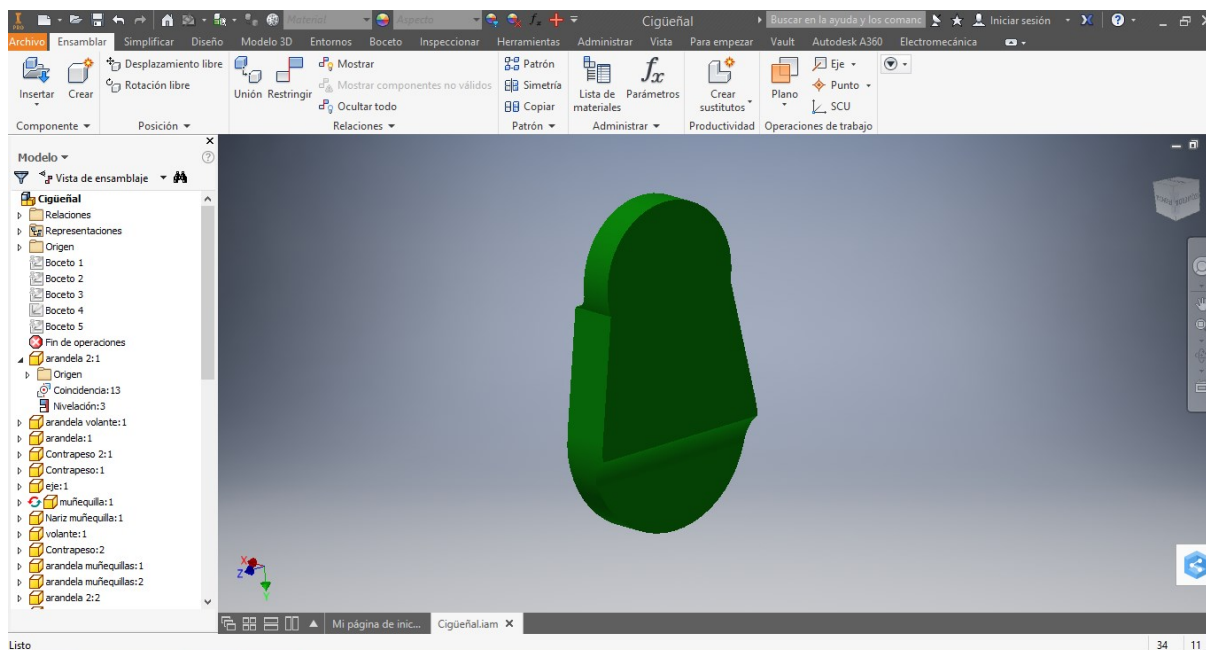


Figura 17: Cara (Inventor 2017)

-Codos de biela.

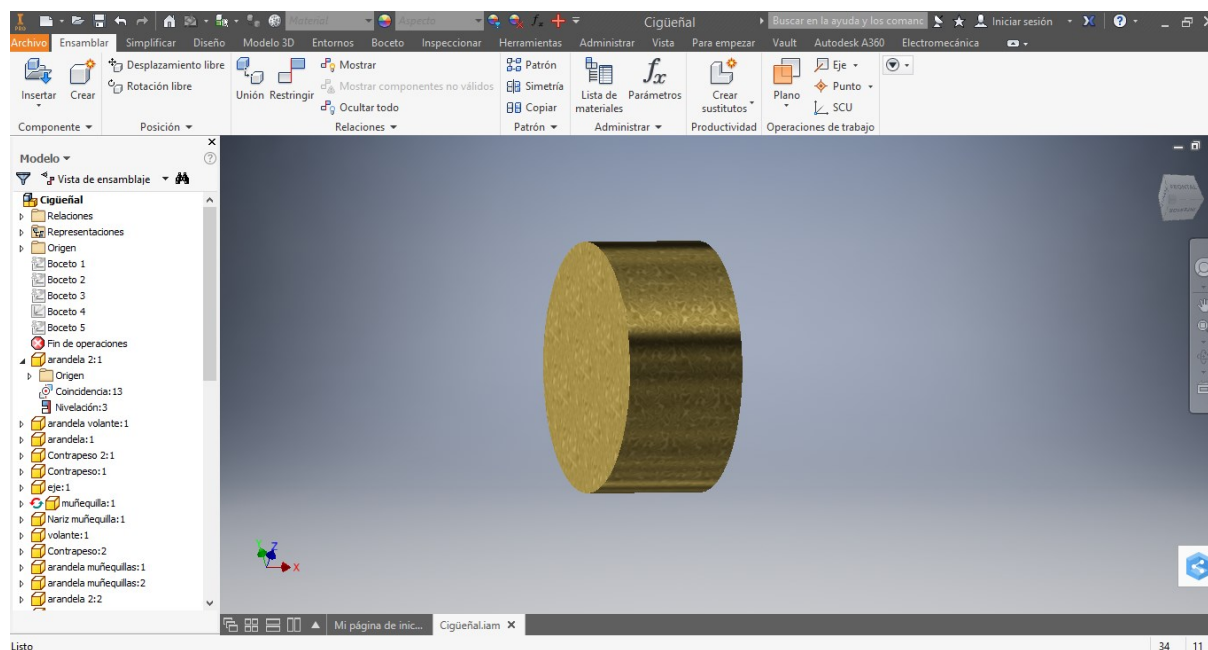


Figura 18: Codos de biela (Inventor 2017)

-Muñones principales

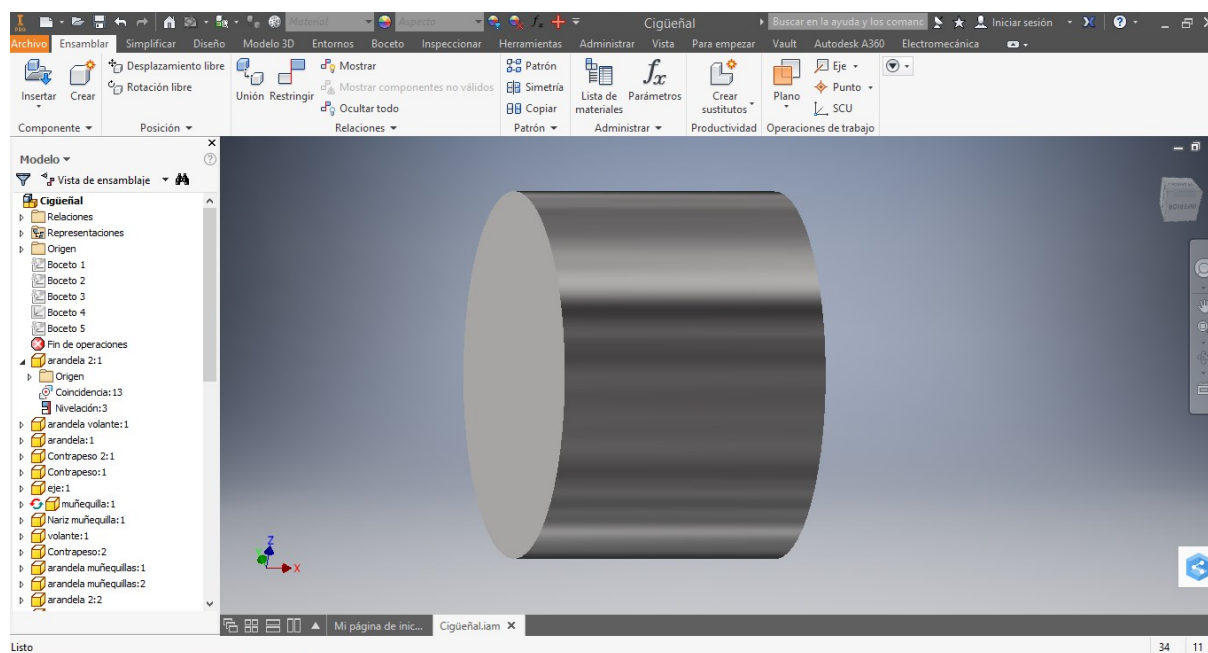


Figura 19: Muñones principales (Inventor 2017)

-Brida de montaje de la rueda del volante.

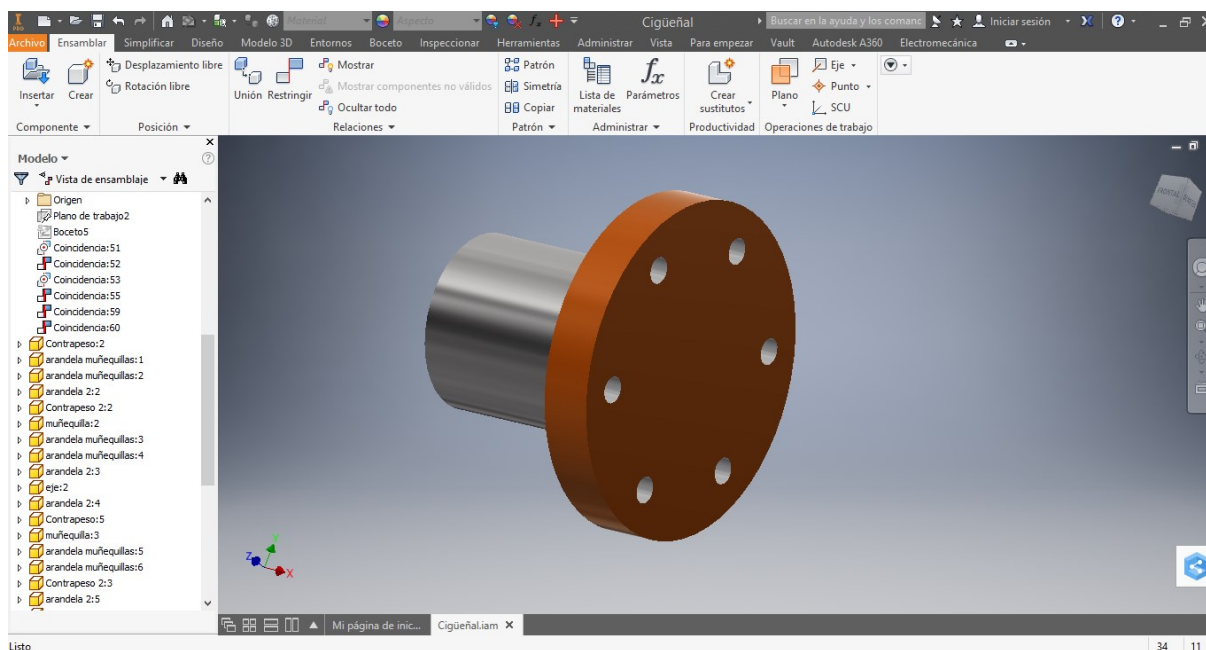


Figura 20: Brida de montaje de la rueda volante (Inventor 2017)

El resultado del ensamblaje de los elementos citados constituye por completo al cigüeñal que emplearemos para el estudio.

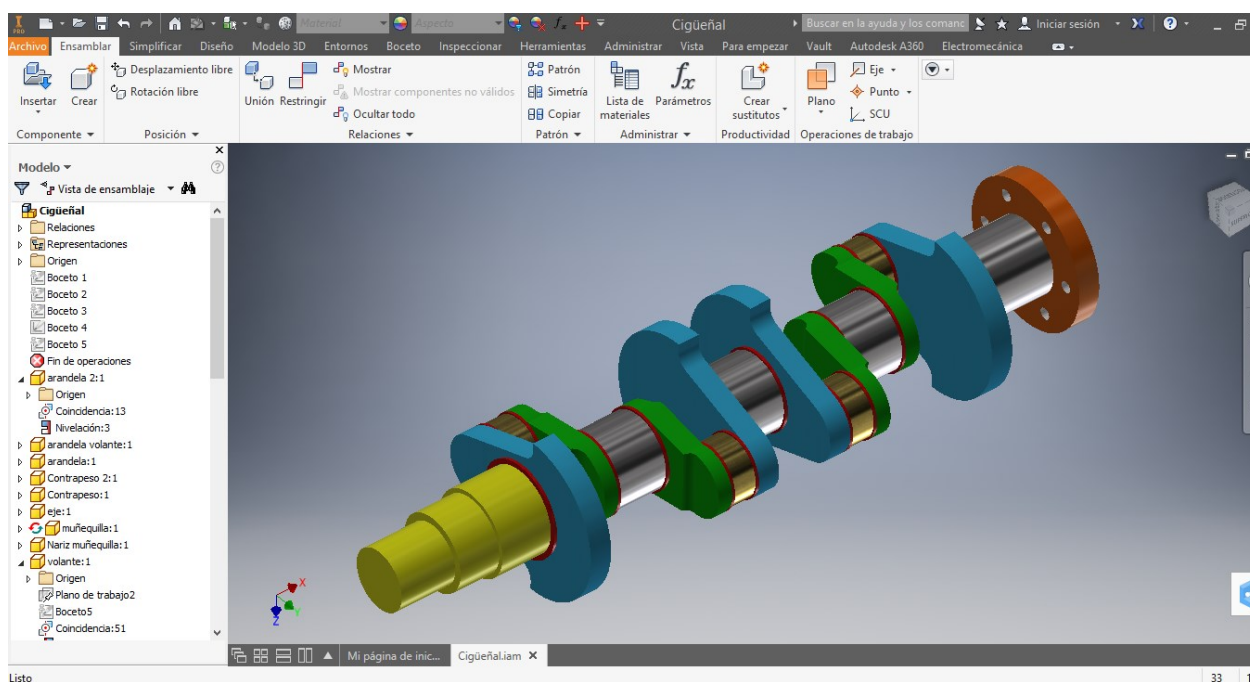


Figura 21: Cigüeñal ensamblado (Inventor 2017)

3.2 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

El Método de los Elementos Finitos es un método numérico de resolución de problemas de Mecánica de Sólidos que resulta de gran importancia por su utilidad práctica. Es una herramienta de cálculo muy potente que permite al ingeniero estructuralista resolver infinidad de problemas. Sin embargo, es un método que no proporciona la solución “exacta” a un problema dado, sino que, en realidad, posibilita obtener una solución aproximada que, con el juicio ingenieril que se le supone al calculista, puede ser más que suficiente para la resolución de un problema práctico.

Su idea básica es sencilla: dado un sólido, sometido a un sistema de cargas y coaccionado por unas ligaduras, el método consiste en subdividir el sólido en pequeñas partes (elementos) interconectadas entre sí a través de los nudos de los elementos, de manera que suponemos que, el campo de desplazamientos en el interior de cada elemento, puede expresarse en función de los desplazamientos que sufren los nudos del elemento (desplazamientos nodales); posteriormente, se podrá determinar la matriz de rigidez de cada elemento, las cuales una vez ensambladas (siguiendo los pasos del análisis matricial de estructuras), permitirán la obtención de los desplazamientos en los nudos de cada elemento. De esa manera, una vez conocidos dichos desplazamientos, podríamos determinar, de una forma aproximada como ya se dijo antes, las tensiones y las deformaciones en el interior del elemento.

En todo problema a resolver por elementos finitos debemos hacer una distinción entre los siguientes conceptos:

- Dominio: Espacio geométrico donde se va a analizar el sistema.
- Condiciones de contorno: Región donde quedan definidas las ecuaciones diferenciales a resolver mediante variables conocidas como: temperatura, régimen de giro del motor, gravedad, desplazamientos...
- Variables a conocer: Incógnitas a hallar una vez planteado el problema y haber definido las condiciones de contorno.

3.2.1 Discretización

La generación numérica de mallas juega un papel fundamental en cualquier problema computacional científico en el cual la geometría de una región sea compleja o cuando la solución tiene una estructura muy complicada. Aún con las actuales herramientas de software, la generación de mallas en un problema computacional científico se lleva una gran parte del esfuerzo necesario

para resolver el problema. Así pues, la investigación acerca de la generación de mallas está principalmente dirigida hacia la elaboración de algoritmos que las generen de manera automática.

Propiedades de las mallas:

- Tipo geométrico:
 - La variación de tamaño entre los elementos adyacentes debe ser progresiva.
 - La densidad de elementos en algunas regiones de la malla debe ser más altas. Esto sucederá en aquellas zonas que necesitemos un elevado gradiente de soluciones.
 - En las mallas de elementos triangulares se deben evitar los ángulos obtusos.
 - En general, los elementos deben ser suficientemente regulares y satisfacer ciertas propiedades relativas a su forma: distorsión, esbeltez...
- Tipo físico:
 - Puede haber aspectos físicos del problema que condicionen la geometría de los elementos: anisotropía, formas de los elementos impuestas...

La configuración para la generación automática de nuestra malla se escogerá con vista a la obtención de los resultados más aproximados posibles al modelo real, siendo la siguiente:

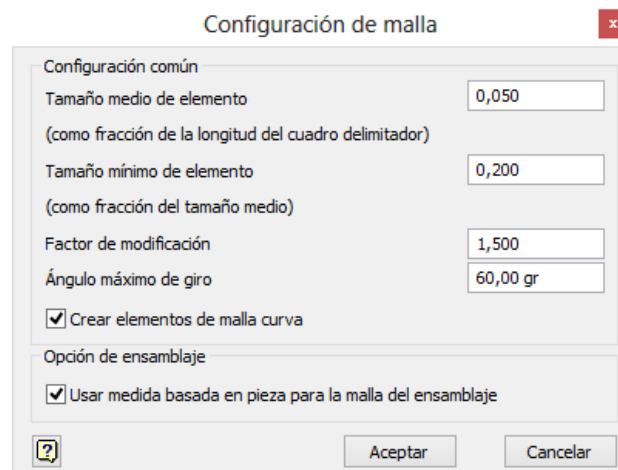


Figura 22: Configuración de malla(Inventor 2017)

- El '*tamaño medio de elemento*' especifica la distancia media entre los nodos de los elementos de la malla. El valor es una fracción de la cota de modelo más larga en la dirección x-, y- o z-. Si se especifica un valor menor, los elementos de la malla se reducen y los nodos de la malla aumentan. Se le asignará un valor de 0,050.

- El '*tamaño mínimo del elemento*' especifica la distancia mínima entre los nodos de la malla. El valor es una fracción del valor Tamaño medio de la malla. Este parámetro es extremadamente sensible. Si aumenta este valor, la densidad nodal de la malla se reducirá, aunque puede verse perjudicada la calidad de la malla. Si se reduce el valor, la calidad de la malla mejorará, pero el número de elementos puede aumentar considerablemente. Se le asignará un valor de 0,200

- El *factor de modificación* define la proporción máxima de aristas de malla adyacentes para realizar la transición entre las regiones gruesas y finas. Por ejemplo, un valor de 1,5 limita la longitud de arista de los elementos a 1,5 veces la longitud de arista de un elemento adyacente. Un factor de modificación menor genera una malla más uniforme. Los valores del factor de modificación varían entre 1 y 10. Un valor igual a 1 produce la transición de malla más uniforme. Un valor igual a 10 produce la transición de malla menos uniforme. Si se aumenta el valor, es posible que se reduzca el número de elementos y la calidad de la malla local. Si se reduce el valor (el mínimo es 1), el número de elementos puede aumentar significativamente. Tendrá un valor asignado de 1,500.

- El *ángulo máximo de giro* muestra el ángulo máximo para los arcos, de 1 a 90 grados. Se puede aumentar el número de elementos en las áreas curvas. Un ángulo menor genera elementos de malla más pequeños. Tendrá un valor de 60°.

- La casilla '*crear elementos de curva*' crea mallas con aristas y caras curvas. Si se desactiva esta opción, se crean mallas con elementos rectos que pueden generar una representación menos precisa del modelo.

- La casilla '*usar medida basada en la pieza para la malla del ensamblaje*' define los tamaños de malla de las piezas de modo que sean como el contexto basado en pieza (pieza externa al contexto del ensamblaje).

El resultado es una correcta discretización de la pieza para su posterior análisis:

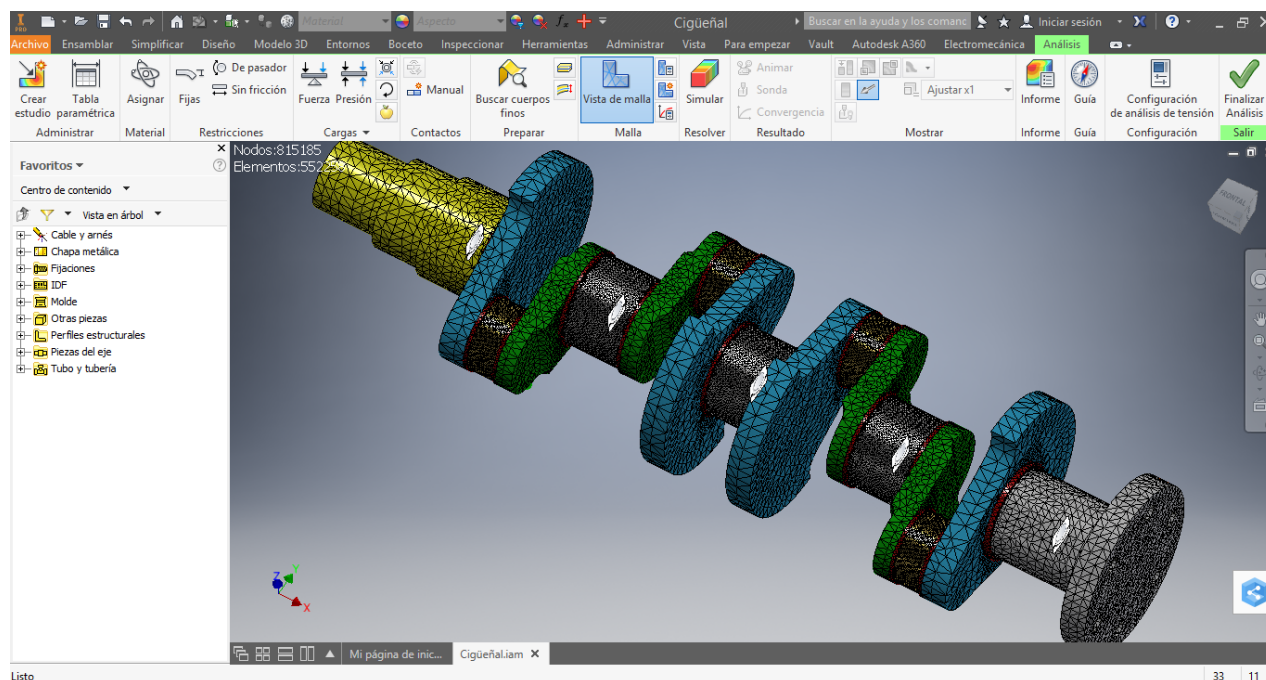


Figura 23: Cigüeñal discretizado (Inventor 2017)

El número de elementos de los cuales se compone el cigüeñal es 552258 y el número de nodos es 815185. El número de Grados de Libertad del sistema se obtiene de la siguiente ecuación:

$$\text{Nº de Grados de Libertad} = \text{nº de nodos} \cdot 3 = 815185 \cdot 3 = 2445555$$

3.3 CONDICIONES DE CONTORNO

Las condiciones de contorno permiten definir una ecuación diferencial a un caso concreto, esto es, la ecuación pasa de tener infinitas familias de soluciones a tener una sola. Las condiciones de contorno son definidas de esta forma porque típicamente describen el comportamiento de un sistema en la zona donde se acaba el sistema que se quiere analizar. Por ejemplo, en nuestro caso, debemos definir unas condiciones de apoyo (cojinetes de fricción) lo más aproximadas posibles para lograr unos resultados fiables o definir la aceleración de la gravedad a la que estará sometido nuestro cigüeñal, entre otras condiciones. De no resultar así, estaríamos dando libertad de que el cuerpo actuase como un cuerpo rígido y obteniendo unos resultados totalmente diferentes a los deseados.

3.3.1 Propiedades de los materiales

Generalmente los cigüeñales se fabrican de acero forjado o laminado 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 al 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. Cuando los cigüeñales son muy pequeños es conveniente, a veces, fabricarlos con estampa, ya que se consigue un gran número de piezas a bajo costo y en muy poco tiempo. Actualmente varias fábricas constructoras han empleado cigüeñales fundidos.

Las propiedades mecánicas que deben cumplir dichos materiales para el correcto funcionamiento y sin riesgo de falla en condiciones de trabajo normales son:

- Un límite elástico suficientemente alto para transmitir el par motor y soportar los esfuerzos sin que se produzcan grandes deformaciones.
- Un coeficiente de fricción pequeño para evitar un desgaste excesivo.
- Un límite de fatiga y coeficiente de amortiguamiento elevados posibles para disminuir el efecto de las vibraciones.
- Una gran resistencia a los golpes con el fin de evitar agrietamientos.
- Buen maquinado y forja.

En la fusión resulta posible emplear excesos de metal muy pequeños, de modo que la mecanización sea muy barata, así, pueden obtenerse cigüeñales con huecos en los puños en forma de tonel, forma tan favorable para la resistencia, pero que es muy difícil o casi imposible de obtener en los ejes forzados. De lo anterior se deduce que no todo puede ser ventajoso ya que existe el inconveniente de no tener seguridad en la regularidad del material de la pieza fundida, ya que si existiesen rechupes en el acero fundido podría dar lugar a roturas.

El acero del cigüeñal estudiado se corresponde con un acero forjado al carbono y carbono - manganeso normalizado y templado. La composición química para este tipo de cigüeñales es la que se muestra a continuación:

❖ Carbono	0,40% Máx.
❖ Silicio	0,60% Máx.
❖ Magnesio	0,50% - 1,60%
❖ Azufre	0,040% Máx.
❖ Fósforo	0,040% Máx.
❖ Elementos residuales:	
• Cobre	0,30% Máx.
• Cromo	0,30% Máx.
• Níquel	0,40% Máx.
• Molibdeno	0,15% Máx.
TOTAL	0,80% Máx.

*Tabla 1: Composición química para cigüeñales contruidos al carbono y carbono-manganeso
(Mauricio Fernandez Arias 2010)*

Los elementos residuales o elementos indeseados no deben sobrepasar el 0,8% total, ya que de lo contrario se verán afectadas las propiedades del material.

Las propiedades mecánicas a la temperatura de funcionamiento ideal (aproximadamente 110°C) del cigüeñal se muestran en la siguiente tabla:

Límite elástico (N/mm²)	600
Módulo de Young (GPa)	203
Coeficiente de Poisson	0,29
Densidad (kg/m³)	7850
Conductividad térmica (K·m/W)	47
Módulo cortante (MPa)	136500

Tabla 2: Propiedades mecánicas del acero del cigüeñal

3.3.2 Apoyos del cigüeñal

Los apoyos del cigüeñal son los alojamientos del bloque motor en un motor de combustión interna alternativo sujetan al cigüeñal. Poseen un dispositivo de lubricación, normalmente a presión, desde el sistema de lubricación del motor, y entre el cigüeñal y el material del bloque llevan unos cojinetes antifricción.

En el caso de algunos tipos de cigüeñales (normalmente motores monocilíndricos, de cuatro y dos tiempos) los apoyos están constituidos por rodamientos de bolas.

Sin embargo, en los motores de más de un cilindro es más corriente utilizar cojinetes de fricción los cuales ofrecen un sistema de guía de rotación para materializar un par cinemático de revolución entre dos piezas entre las que existe un movimiento relativo de rotación, basado en el contacto directo friccionante entre las dos piezas sin interposición de elementos rodantes, en contraposición al rodamiento o cojinete antifricción.

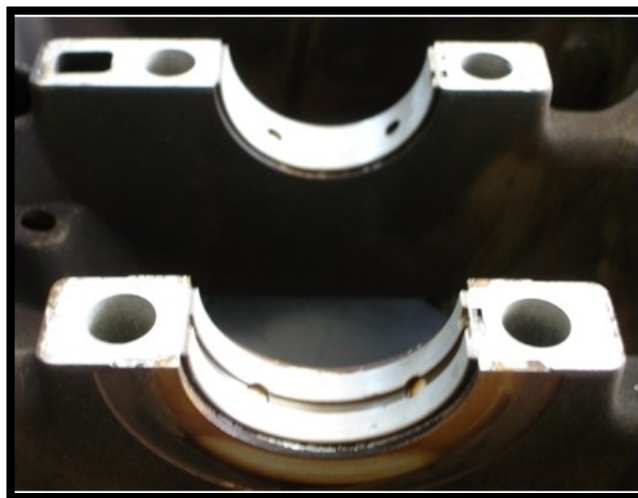


Figura 24: Cojinetes de fricción partidos en los apoyos del cigüeñal

Los cojinetes de fricción presentan respecto a los rodamientos de bolas una serie de ventajas:

- Tienen un peso más reducido
- Ocupan menos espacio en sentido radial
- Permiten alcanzar mayores velocidades de rotación
- Son menos ruidosos
- Su instalación es más sencilla

- Mayor tolerancia ante choques

Al ser un motor de cuatro cilindros en línea disponemos de cinco apoyos en el cigüeñal (distribución más común). El método para simular un apoyo en el software es realizar restricciones de movimiento en la dirección del eje que deseemos. Los cojinetes de fricción impiden el movimiento del cigüeñal en la dirección radial y tangencial del mismo (ejes 'Y' y 'Z'), luego asignaremos dichas restricciones.

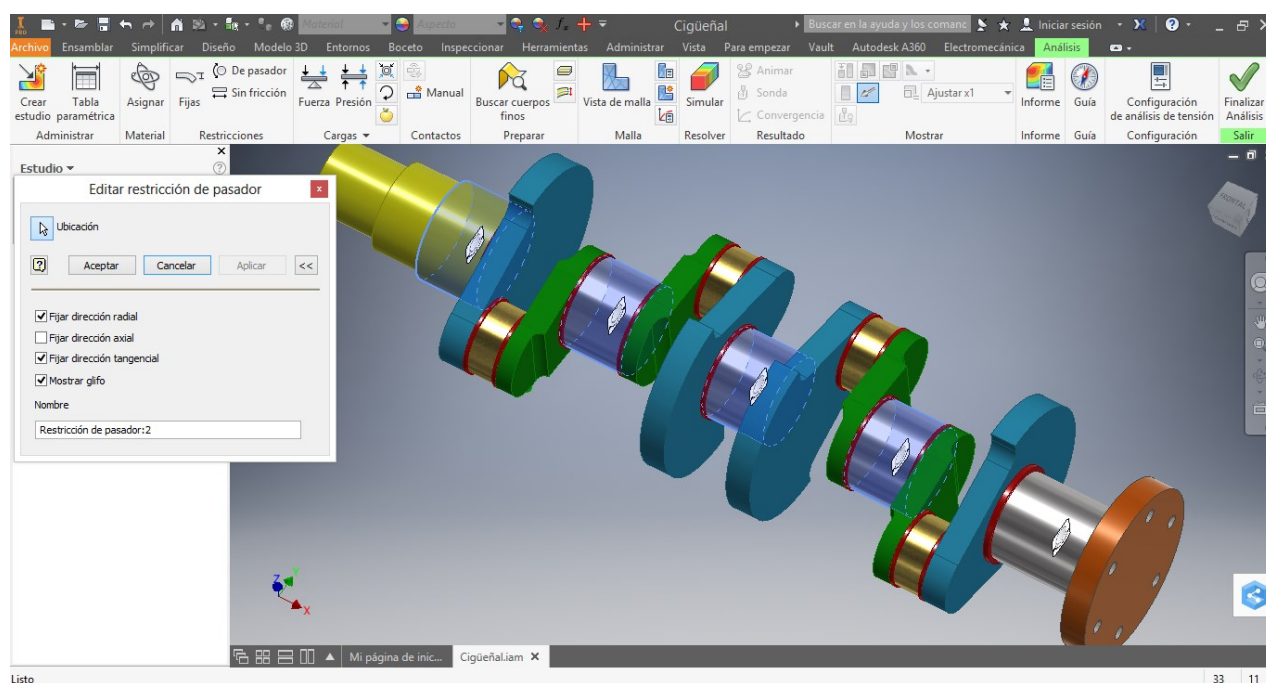


Figura 25: Restricciones radial y tangencial en los apoyos (Inventor 2017)

Finalmente debemos impedir el movimiento libre como sólido rígido de la pieza en el eje 'X', es decir, en la dirección axial.

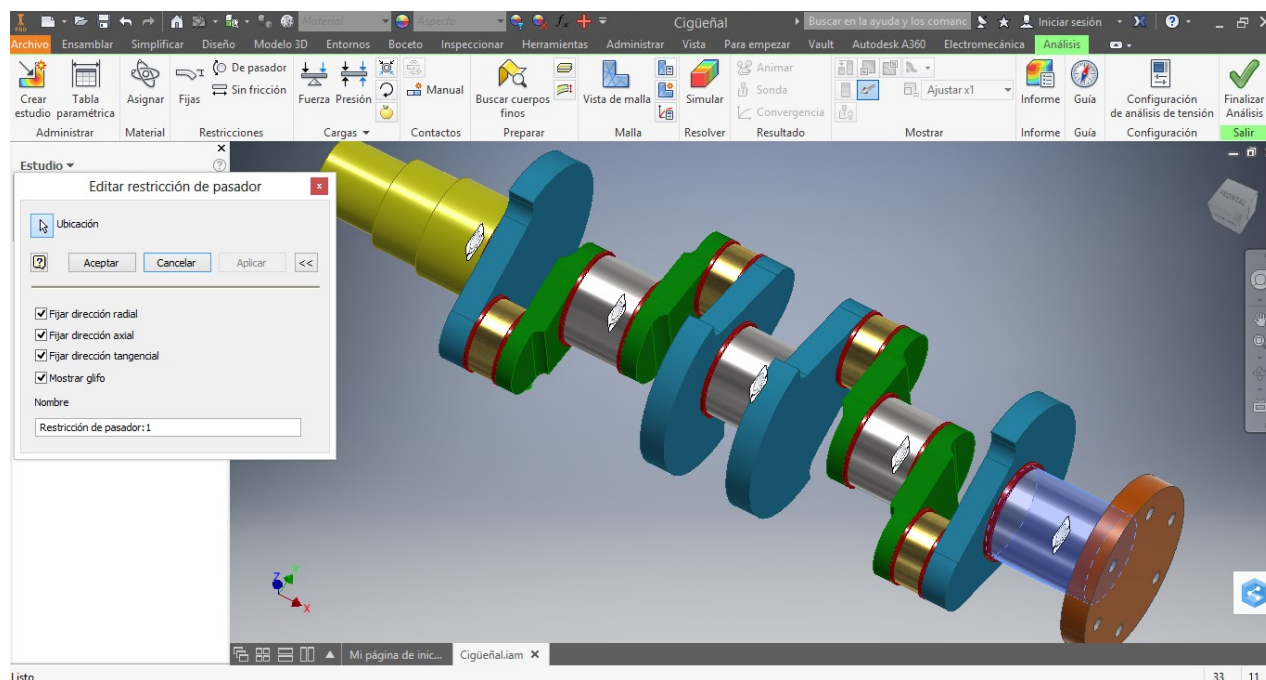


Figura 26: Restricción radial, tangencial y axial en extremo (Inventor 2017)

3.3.3 Velocidad angular

Para nuestra hipótesis de cálculo el cigüeñal ha de adquirir la velocidad angular de giro en la que el motor ejerce su par motor máximo, esto es, el régimen en el que se inducen los mayores esfuerzos sobre la pieza. Una vez sobrepasado dicho régimen, el par motor o torque descenderá paulatinamente. Los datos de nuestro motor se muestran en la siguiente tabla:

Par motor máximo (N·m)	110
Régimen de vueltas (rpm)	4000

Tabla 3: Régimen de giro en el cual se da el par motor máximo

El software Autodesk Inventor predeterminadamente mide la velocidad angular en grados recorridos en un segundo. Luego para introducir dicho dato realizamos la conversión:

$$4000 \text{ rpm} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \cdot \frac{360 \text{ gr}}{1 \text{ rev}} = 24000 \frac{\text{gr}}{\text{s}}$$

Asignamos el valor obtenido:

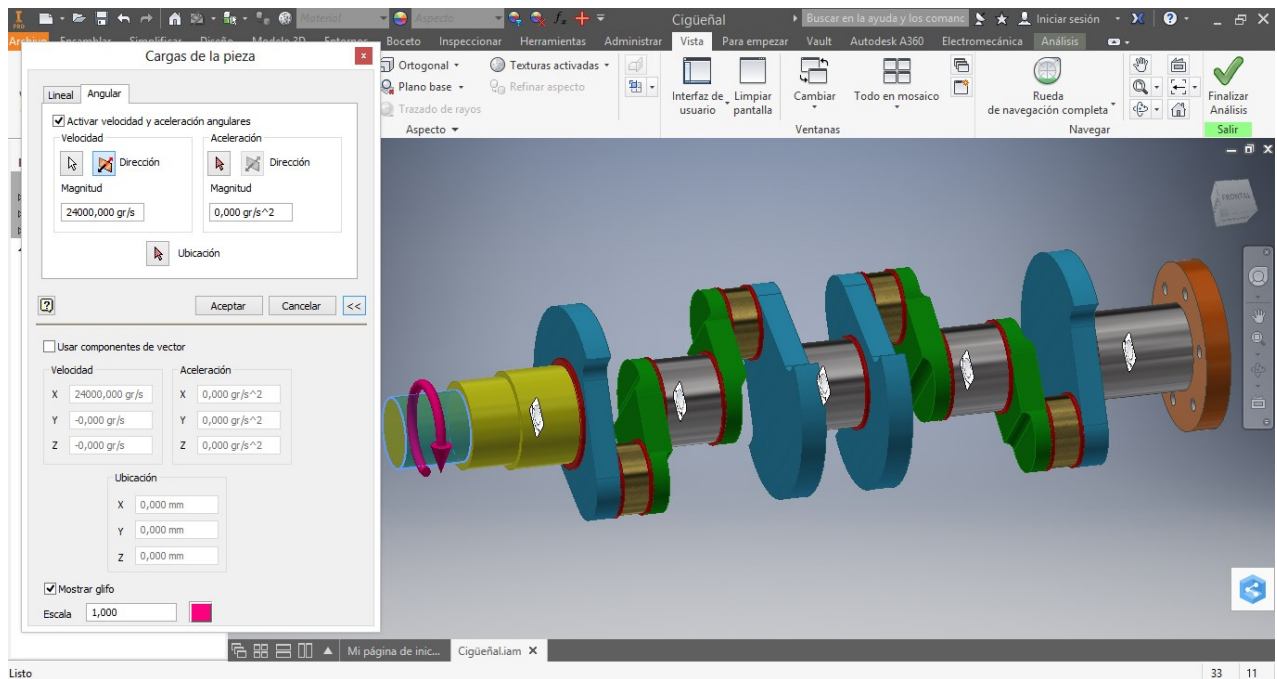


Figura 27: Velocidad angular del cigüeñal (Inventor 2017)

3.3.4 Gravedad

Otra variable a considerar es la aceleración de la gravedad a la que se encontrará sometido el cigüeñal en funcionamiento. Tiene un valor de $9,81 \text{ m/s}^2$ en el sentido negativo del eje 'Z'.

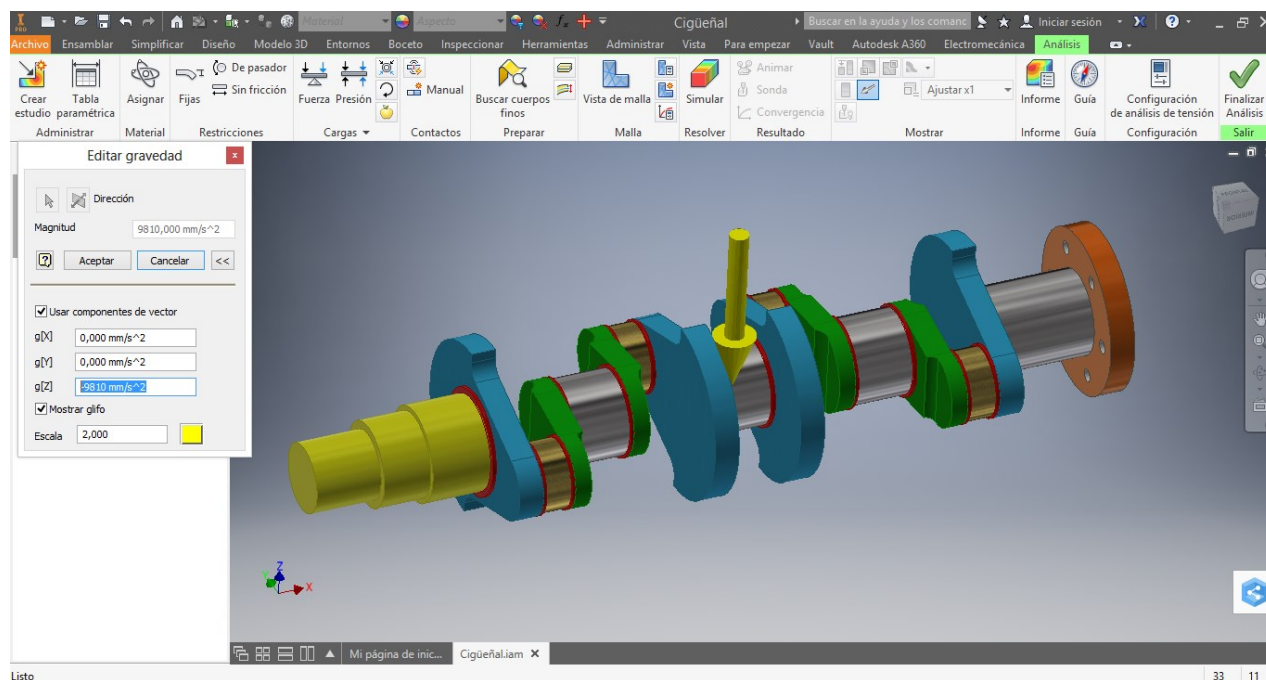


Figura 28: Gravedad (Inventor 2017)

3.3.5 Temperatura

La variable temperatura influye considerablemente en las propiedades mecánicas del acero, algo a tener muy en cuenta cuando trabajamos con temperaturas diferentes a la ambiental (20°C). El cigüeñal tiene una temperatura de funcionamiento ideal, en condiciones de uso normales, que oscila entre 100°C y 110°C aproximadamente, siempre dependiendo de las exigencias a las que estemos sometiendo al motor.

Para conocer las variaciones de dichos parámetros se adjunta la tabla siguiente donde se puede consultar la variación de las principales características mecánicas de los aceros al carbono con la temperatura. En concreto en dicha tabla se representan la variación de los siguientes coeficientes con la temperatura a la que se encuentre el acero.

- $K_{y,T} = f_{y,T} / f_y$: este coeficiente expresa el cociente entre el límite elástico del acero ($f_{y,T}$) para la temperatura (T) que se desee conocer, y el límite elástico del acero a 20°C (f_y).
- $K_{E,T} = E_T / E$: este coeficiente expresa el cociente entre el módulo de elasticidad longitudinal del acero o módulo de Young para la temperatura (E_T) que se desee conocer, y el módulo de elasticidad del acero a 20°C (E).

T	$K_{y,T} = f_{y,T} / f_y$	$K_{p,T} = f_{p,T} / f_y$
20 °C	1,000	1,000
100 °C	1,000	1,000
200 °C	1,000	0,807
300 °C	1,000	0,613
400 °C	1,000	0,420
500 °C	0,780	0,360
600 °C	0,470	0,180
700 °C	0,230	0,075
800 °C	0,110	0,050
900 °C	0,060	0,0375
1000 °C	0,040	0,0250
1100 °C	0,020	0,0125
1200 °C	0,000	0,0000

Tabla 4: Coeficientes de corrección con la temperatura de las características mecánicas de los aceros al carbono (www.ingemecanica.com)

Como podemos observar la influencia de la temperatura es altamente relevante a medida que la temperatura asciende. En nuestro caso, como hemos puntualizado anteriormente, trabajamos con una temperatura aproximada de 100°C, por lo tanto, podemos considerar que la influencia de la temperatura en el objeto del estudio, es prácticamente nula.

3.3.6 Fuerzas actuantes

En este apartado trataremos las fuerzas que actúan sobre el cigüeñal al igual que los procesos que se llevan a cabo para que se haga posible el movimiento del mismo.

Pistón: En el momento de la explosión, el pistón recibe un fuerte impulso que lo lanza hacia el p.m.i. (punto muerto inferior). Este impulso se transmite al cigüeñal por mediación de la biela. La fuerza que actúa sobre la cabeza del pistón en el momento de la explosión depende del motor que se trate pero puede suponerse incluso superior a una tonelada, por cuya causa, el pistón debe ser resistente para soportar las altas presiones y elevadas temperaturas que se desarrollan en el momento de la explosión. Los pistones deben presentar las siguientes características:

- Presentar una estructura robusta en las zonas de mayor esfuerzo, como la cabeza y el alojamiento del bulón.
- Ser lo más ligeros posible y todos del mismo peso para evitar desequilibrios entre cilindros.
- Fabricarse de un material de elevada conductibilidad térmica, que sea resistente a las elevadas temperaturas y tenga un coeficiente de dilatación pequeño.
- Presentar una elevada resistencia al desgaste y a la corrosión.

Generalmente está constituido por una sola pieza (figura 30) que puede considerarse dividida en dos partes fundamentales: la cabeza (8) que soporta directamente las presiones y temperaturas del gas y la falda (5) que sirve de guía al pie de biela y soporta el empuje lateral y el rozamiento contra las paredes del cilindro. En la falda va practicado un orificio (9) que aloja a un eje llamado bulón, que realiza la unión del pistón a la biela. En la cabeza del pistón se practican unas gargantas (1, 2 y 3), donde se alojan unos anillos circulares y elásticos llamados segmentos, que ajustan perfectamente a las paredes del cilindro evitando las fugas del gas. El alojamiento del eje del bulón (4) se une a la cabeza del pistón por medio de nervaduras que dan consistencia al conjunto y favorecen la evacuación del calor.

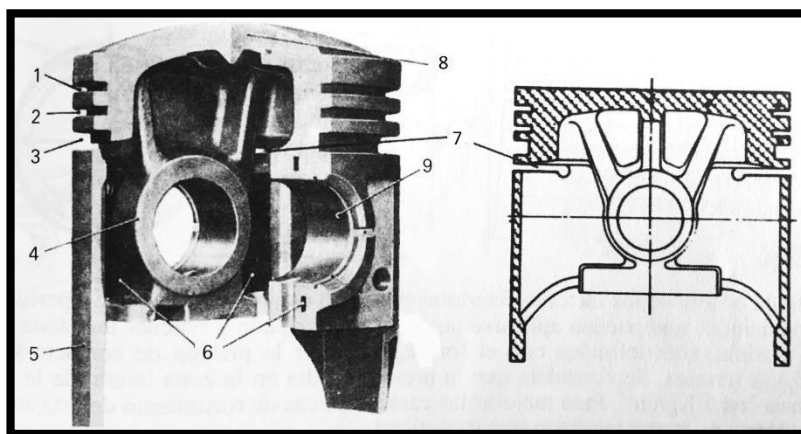


Figura 29: Pistón (Arias Paz 1996)

Dado que el coeficiente de dilatación del aluminio es muy superior al correspondiente al material del cilindro, se hace necesario adoptar un huelgo notable entre la falda del pistón y el cilindro (a motor frío), al objeto de permitir la dilatación del pistón sin que se produzca el agarrotamiento entre ambos con la elevación de temperaturas propias del funcionamiento del motor. Con ello se presenta el inconveniente de que en el funcionamiento en frío se produce un

cabeceo debido a la holgura de montaje, con la correspondiente rumorosidad de funcionamiento. Para evitar este inconveniente, se fabrica el pistón de manera que su cabeza tenga un diámetro inferior al de la falda, en cantidad suficiente para compensar la dilatación que sufrirá al calentarse, sin que se agarrote el cilindro.

En este caso, la cabeza está parcialmente separada de la falda por una ranura horizontal (7), que limita la transmisión de calor de una a otra. En la falda también se practica en algunas ocasiones una ranura vertical con cierta inclinación, que permite la dilatación de la falda sin que se produzca agarrotamiento en el cilindro. La inclinación de la ranura evita la formación de un saliente con forma de cordón en el cilindro debido al propio rozamiento del pistón contra la pared y al desgaste. Esta ranura debe quedar siempre del lado por donde baja la biela en el montaje en el cilindro.

Para limitar la dilatación del pistón, se colocan en zonas apropiadas de la falda y la unión de ésta a la cabeza del pistón (6), unos trozos de acero al níquel (metal invar), cuyo coeficiente de dilatación es prácticamente nulo. En otras ocasiones, la falda lleva incrustada una placa metálica a la altura del orificio del bulón que limita la dilatación, o bien un aro circular por debajo de las ranuras de los segmentos (pistones con falda de dilatación compensada).

Biela: La biela es el órgano mecánico que une al pistón, por medio del bulón, con el codo del cigüeñal. Este acoplamiento realiza la función de transformar el movimiento alternativo del pistón en circular del cigüeñal, transmitiendo la fuerza de la explosión del primero al segundo. Su movimiento es complejo: traslación con velocidad variable para la unión al pistón y rotación sensiblemente uniforme para la unión al codo del cigüeñal. Un punto cualquiera del cuerpo de biela tiene un movimiento que puede ser considerado como resultando de la composición de los dos anteriores.

Debido a su trabajo, la biela está sometida a esfuerzos de compresión y también de flexión por pandeo y, por ello, su longitud está relacionada con el radio de la muñequilla del cigüeñal. La biela debe combinar una gran resistencia y rigidez con un peso ligero, de manera que las fuerzas de inercia resultantes de su movimiento sean lo más bajas posible.

Generalmente se fabrican de acero al cromo-vanadio o cromo-níquel, obteniéndolas por proceso de forja o estampación, siendo posteriormente equilibradas perfectamente y agrupadas de manera que todas las pertenecientes a un mismo motor tengan idéntico peso. Como dato a resaltar, se admite generalmente una dispersión en el peso de las bielas de un motor inferior a 5 gramos para los motores de gasolina e inferior a 15 gramos para los Diesel.



Figura 30: Biela (www.ingemecanica.com)

Estos elementos son los encargados de transformar el movimiento rectilíneo mediante los ciclos operativos en rotacional.

Denominamos ciclo operativo a la sucesión de operaciones que se realizan en el interior del cilindro y se repiten con ley periódica. La duración de este ciclo se mide por el número de carreras del pistón necesarias para realizarlo. Así, se dice que los motores alternativos son de cuatro tiempos, cuando el ciclo completo se realiza en cuatro carreras del pistón; y de dos tiempos, cuando son suficientes dos carreras para completar el ciclo.

Funcionando en el ciclo de cuatro tiempos, en un motor se producen las cuatro fases o tiempos siguientes:

- a) Admisión de la carga en el cilindro.
- b) Compresión de la carga.
- c) Combustión y expansión.
- d) Expulsión o escape de los productos de la combustión.

A cada una de estas fases o tiempos le corresponde una carrera del pistón y, por tanto, media vuelta del cigüeñal.

Cabe destacar que el ciclo de cuatro tiempos de los motores Diesel difiere poco del de gasolina y debido a que el presente proyecto incumbe a un motor de gasolina desarrollaremos cada una de las etapas anteriormente mencionadas para dicho tipos de motores.

Primer tiempo: Admisión

Al comienzo de este tiempo, el pistón se encuentra en el p.m.s. (punto muerto superior) y la válvula de admisión abierta. El descenso del pistón hasta el p.m.i. durante esta fase, crea una depresión en el interior del cilindro que provoca la entrada de una mezcla de aire y combustible. Estos gases van llenando el espacio vacío que deja el pistón al bajar. Cuando ha llegado al p.m.i., se cierra la válvula de admisión, quedando los gases encerrados en el interior del cilindro. Durante este recorrido del pistón, el cigüeñal ha girado media vuelta.

Segundo tiempo: Compresión

Cuando el pistón llega al p.m.i. se cierra la válvula de admisión y comienza la carrera ascendente. La válvula de escape está cerrada también, haciendo que el cilindro sea estanco en este momento. Los gases encerrados en su interior van ocupando un espacio cada vez más reducido a medida que el pistón se acerca al p.m.s. Alcanzado este nivel, están encerrados en el espacio formado en la cámara de compresión y, por tanto, se encuentran comprimidos y calientes por efecto de la misma compresión. Al final de la carrera de compresión, los gases quedan sometidos a una presión aproximada de 15 bares y alcanzan una temperatura de alrededor de 450°C. Con la elevación de la temperatura se logra una mejor vaporización de la gasolina, con lo que la mezcla se hace más homogénea, resultando más íntimo el contacto con el aire. Durante esta nueva carrera del pistón, el cigüeñal ha girado otra media vuelta.

Tercer tiempo: Explosión

Finalizada la carrera de compresión, cuando el pistón alcanza el p.m.s. salta una chispa eléctrica en la bujía que inflama la mezcla encerrada en la cámara de compresión, la cual se quema rápidamente por capas sucesivas desde la bujía. Esta combustión rápida recibe el nombre de explosión y provoca la expansión de los gases ya quemados, que ejercen una fuerte presión sobre el pistón, empujándolo hasta el p.m.i.. A medida que se acerca a este nivel, la presión en el interior del cilindro va descendiendo, por ocupar los gases un mayor espacio. En este nuevo tiempo, el pistón ha recibido un fuerte impulso que transmite al cigüeñal, el cual seguirá girando debido a su inercia, hasta recibir un nuevo impulso. Durante esta nueva carrera del pistón, el cigüeñal ha girado

otra media vuelta. A esta fase se la llama motriz, por ser la única del ciclo en la que se produce trabajo.

Cuarto tiempo: Escape

Cuando el pistón llega al p.m.i. finalizando el tiempo de explosión, se abre la válvula de escape y por ella escapan rápidamente al exterior los gases quemados. El pistón sube hasta el p.m.s. en esta nueva carrera, expulsando los restos de gases quemados del interior del cilindro. Cuando alcanza este nivel, se cierra la válvula de escape y se abre nuevamente la de admisión, con lo que en la siguiente carrera descendente se realizará nuevamente la admisión, cerrándose de esta forma el ciclo. Durante el tiempo de escape, el pistón ha realizado una nueva carrera y el cigüeñal ha girado otra media vuelta.

Así pues, los motores que funcionan en el ciclo de cuatro tiempos, efectúan cuatro carreras durante dicho ciclo, de las cuales, en una solamente se produce trabajo. Las otras tres son imprescindibles para la obtención del trabajo en esta cuarta. El cigüeñal, por tanto, recibe un impulso cada dos vueltas completas, que proporciona al volante de inercia unido a él la energía suficiente para arrastrarle durante la vuelta y media siguientes en las que no recibe impulso alguno, sin que su velocidad de rotación disminuya en exceso.

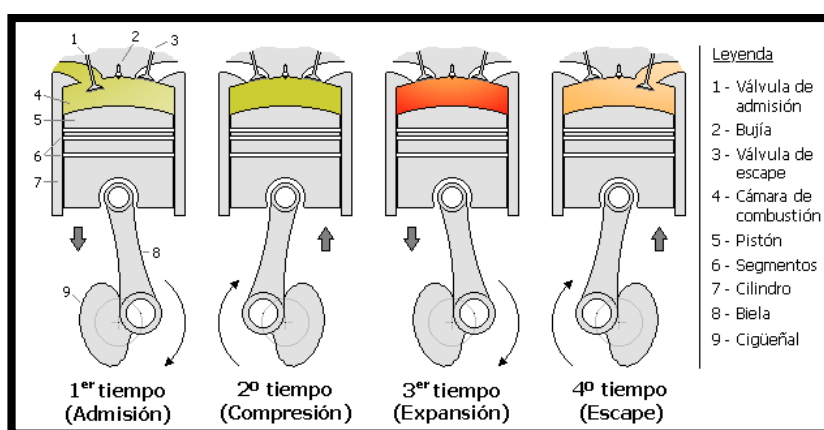


Figura 31: Ciclo operativo en los motores de 4T

3.3.6.1 Cálculo de fuerzas actuantes

Como hemos visto, la acción combinada de las fuerzas de inercia y la presión del gas que actúan sobre la cabeza del pistón, dan una resultante F (figura 33) que está aplicada en el eje del pistón, que a su vez se descompone en otras dos; una F_b aplicada a la biela siguiendo la inclinación de ésta, y otra F_n normal a la pared del cilindro, que resulta tanto mayor cuanto más abierto sea el ángulo β y es causa del rozamiento del pistón contra la pared del cilindro.

La fuerza F_b es transmitida por la biela al codo del cigüeñal y da origen al momento motor M , cuyo valor se obtiene multiplicando la fuerza por la distancia d al punto de aplicación:

$$M = F_b \cdot d$$

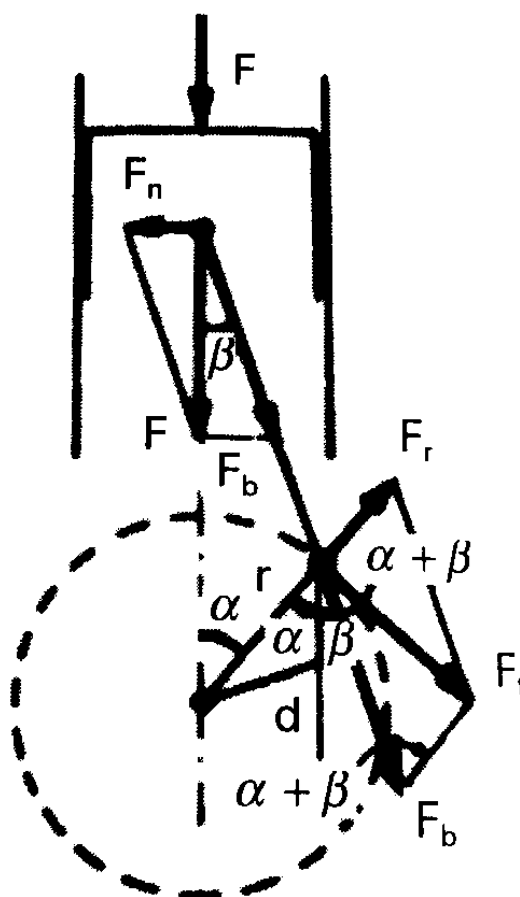


Figura 32: Diagrama del par motor (J.M.Alonso)

Llegamos también a este resultado observando que la fuerza F_b se descompone en otras dos: una F_t tangencial al recorrido de la manivela de radio r , que es causante del giro de ésta y, en consecuencia, del par motor, y la otra, radial F_r , que no contribuye evidentemente al par motor. Así pues, el par motor vale: $M=F_t \cdot r$, que es la misma expresión obtenida anteriormente, pues observando la figura 33 puede verse que:

$$F_t = F_b \operatorname{sen}(\alpha + \beta) \quad \text{y} \quad r = \frac{d}{\operatorname{sen}(\alpha + \beta)}$$

Con lo que sustituyendo en $M=F_t \cdot r$ queda:

$$M = F_t \cdot r = F_b \operatorname{sen}(\alpha + \beta) \cdot \frac{d}{\operatorname{sen}(\alpha + \beta)} = F_b \cdot d$$

Una vez conocida la ecuación hallamos la fuerza ejercida sobre el cigüeñal en el momento en el que sufre el par motor máximo:

$$M = F_b \cdot d$$

Donde conocemos el valor de M (110Nm) y el valor de la distancia d la podemos obtener consultando el modelo en el software la cual es 0,045m.

$$F_b = 2444,44 \text{ N}$$

Esta fuerza corresponde a la ejercida sobre el cigüeñal por un solo pistón. Esta fuerza es la resultante de restar a la fuerza total que se crea en la explosión, la resistencia que oponen al movimiento los demás pistones que se encuentran en otro tiempo y se verán arrastrados, la cual, según los expertos, se estima en un 10% de la fuerza total.

$$F_{\text{arrastr}} = 270 \text{ N}$$

$$F_{b,real} = 2700N$$

Hallada las fuerzas existentes, debemos conocer el ángulo φ con el que inciden dichas fuerzas en las muñequillas. Para ello basta con conocer la longitud de la biela, la cual es 165mm, y la distancia ortogonal entre el eje de rotación del cigüeñal y el eje de las muñequillas, cuyo valor es 45mm.



$$\varphi = \cos^{-1}\left(\frac{45}{165}\right) = 74,2^{\circ}$$

3.3.7 Datos técnicos del motor

Potencia	55KW a 5600rpm
Cilindrada	1199 cm ²
Diámetro por carrera	72,5 x 72,6 mm
Par motor máximo	110Nm a 4000rpm

Tabla 5: Datos técnicos del motor

3.4 POSICIONES CRÍTICAS

En este apartado trataremos los ángulos críticos de los 720° recorridos para completar un ciclo los cuales se producen las mayores exigencias tensionales para el cigüeñal.

Observando la Figura 33 se deduce que para $\alpha = 0^{\circ}$ y $\alpha = 180^{\circ}$, el par motor es nulo, pues F_b , F_b y F tienen la misma dirección, es decir, son perpendiculares al eje del cigüeñal y el brazo de aplicación de la fuerza es nulo, con lo que se anula el par. Al no existir par motor nos encontraremos con que la

pieza está sometida a esfuerzos de flexión y las únicas tensiones tangenciales causadas serán solamente debido a la cortadura.

El momento motor máximo es alcanzado cuando $\alpha = 90^\circ$, $\alpha = 270^\circ$, $\alpha = 450^\circ$ y $\alpha = 630^\circ$. En dichas posiciones además de las tensiones normales mencionadas anteriormente nos encontramos con unas tensiones tangenciales adicionales a las de cortadura provocadas por la aparición del par motor, es decir, debidas a la torsión.

Ya conocidas las posiciones más desfavorables, procedemos a colocar las cargas en dichas posiciones. Para distinguir el cilindro en fase de explosión con los demás asignaremos a la carga producida por éste el color rojo (2700N), mientras que los que se encuentren en otra etapa recibirán el color verde (270N).

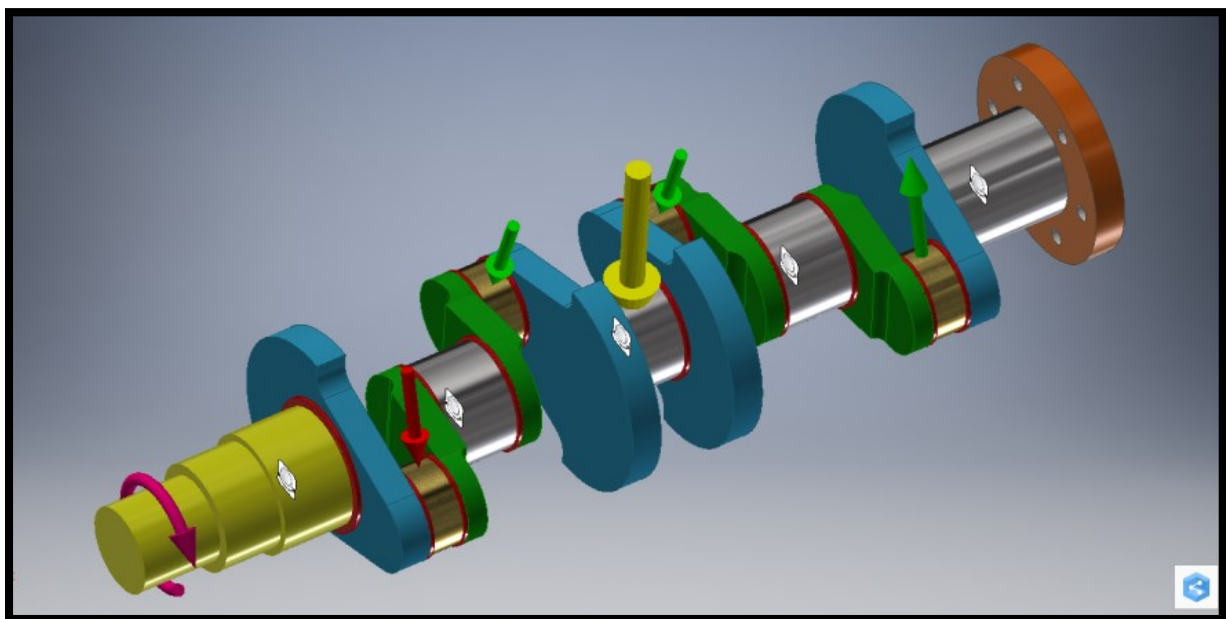


Figura 33: Cigüeñal girado $\alpha = 90^\circ$ (Inventor 2017)

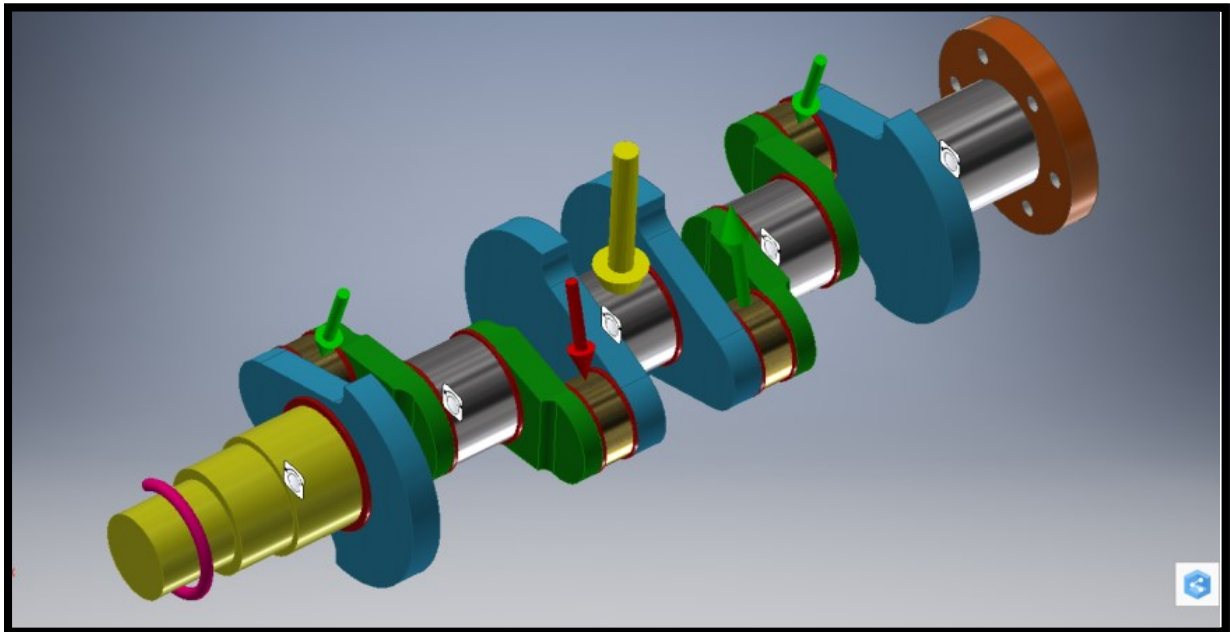


Figura 34: Cigüeñal girado $\alpha = 270^\circ$ (Inventor 2017)

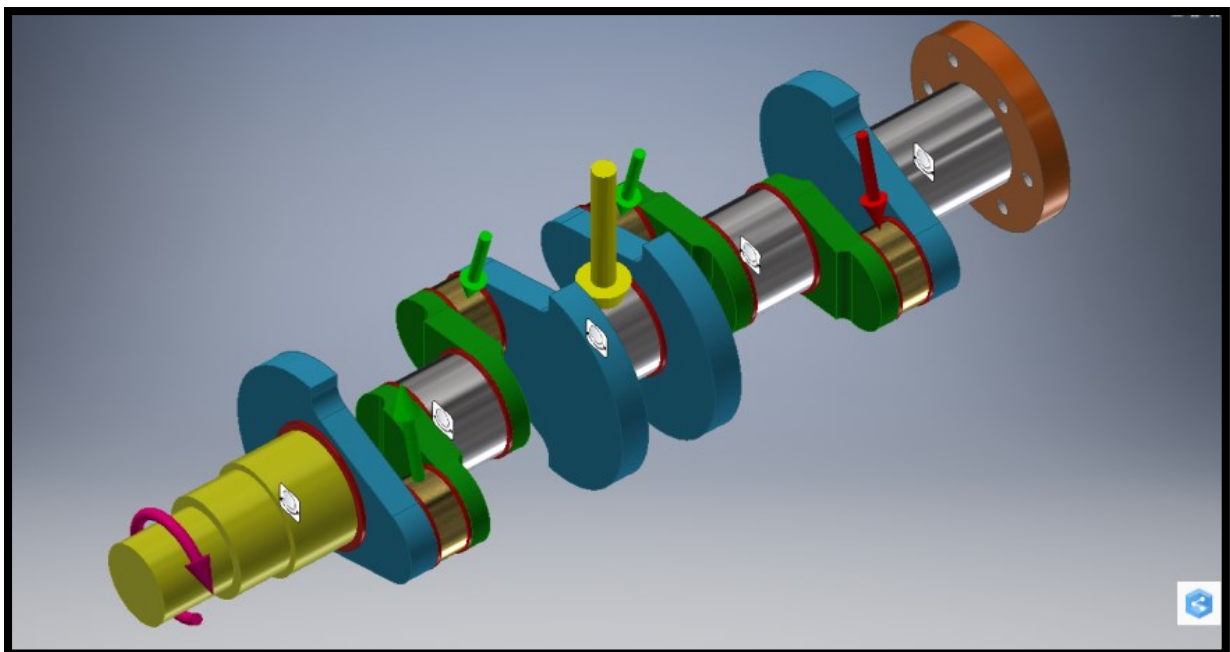


Figura 35: Cigüeñal girado $\alpha = 450^\circ$ (Inventor 2017)

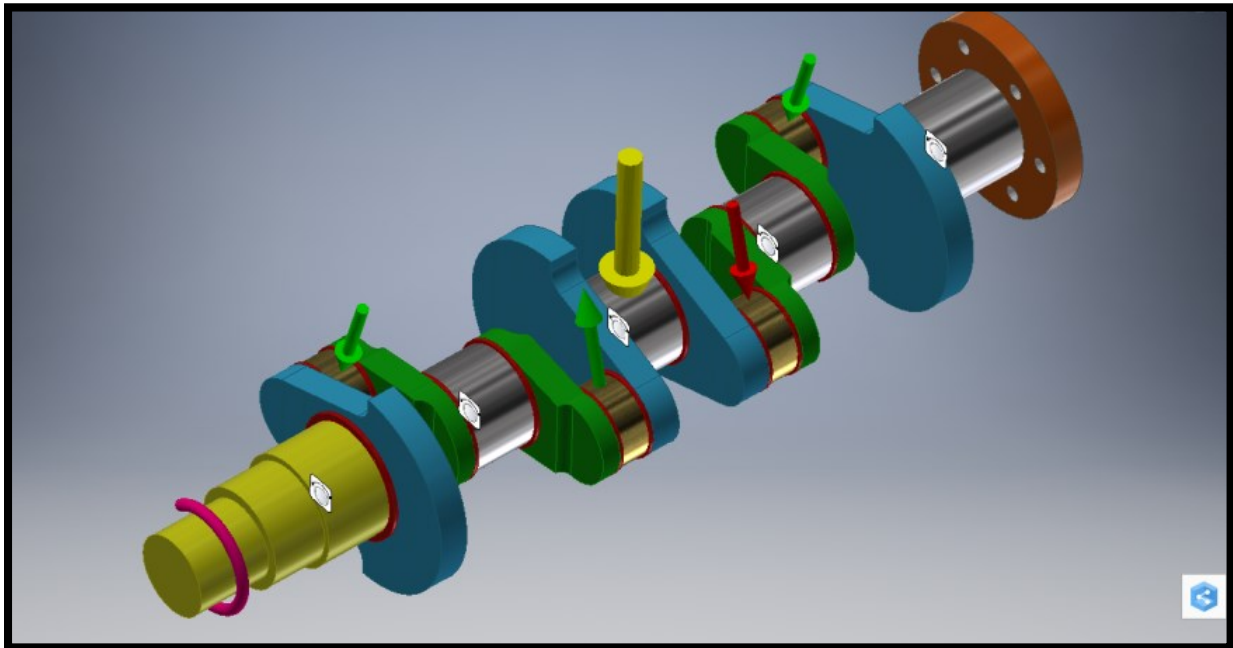


Figura 36: Cigüeñal girado $\alpha = 630^\circ$ (Inventor 2017)

3.5 ORDEN DE ENCENDIDO

El orden de encendido está relacionado directamente con el tiempo de combustión en donde se genera la energía que el motor va a poder entregar a fin de mover el automóvil, es este orden el que nos indica cual es el siguiente cilindro en llegar al tiempo o fase de combustión.

	0°	180°	360°	540°	720°
1	Ex	E	A	C	
2	C	Ex	E	A	
3	E	A	C	Ex	
4	A	C	Ex	E	

Figura 37: Orden de explosión (D.Cabronero Mesas 2003)

Es importante su conocimiento, sobre todo para los mecánicos ya que con esta información es posible, por ejemplo:

- Calibrar válvulas.
- Cambiar tapas de distribuidor y cables de encendido.
- Diagnosticar un motor por medio de una prueba de fugas al cilindro.
- Variar el adelanto de la chispa.
- En algunas ocasiones verificar la correcta sincronización de la faja o cadena de distribución.
- Determinar con exactitud qué cilindro tiene problemas después de un análisis electrónico que indique un número específico de cilindro con algún defecto.

En nuestro caso lo aplicaremos a la hora de seguir el orden correcto cuando realicemos el análisis estático colocando la carga del cilindro en fase de explosión en su respectiva muñequilla.

4. ANÁLISIS ESTÁTICO

Teniendo en cuenta todo lo anteriormente descrito, procederemos a realizar el análisis estático en las posiciones α críticas señaladas.

4.1 TENSIONES DE VON MISES

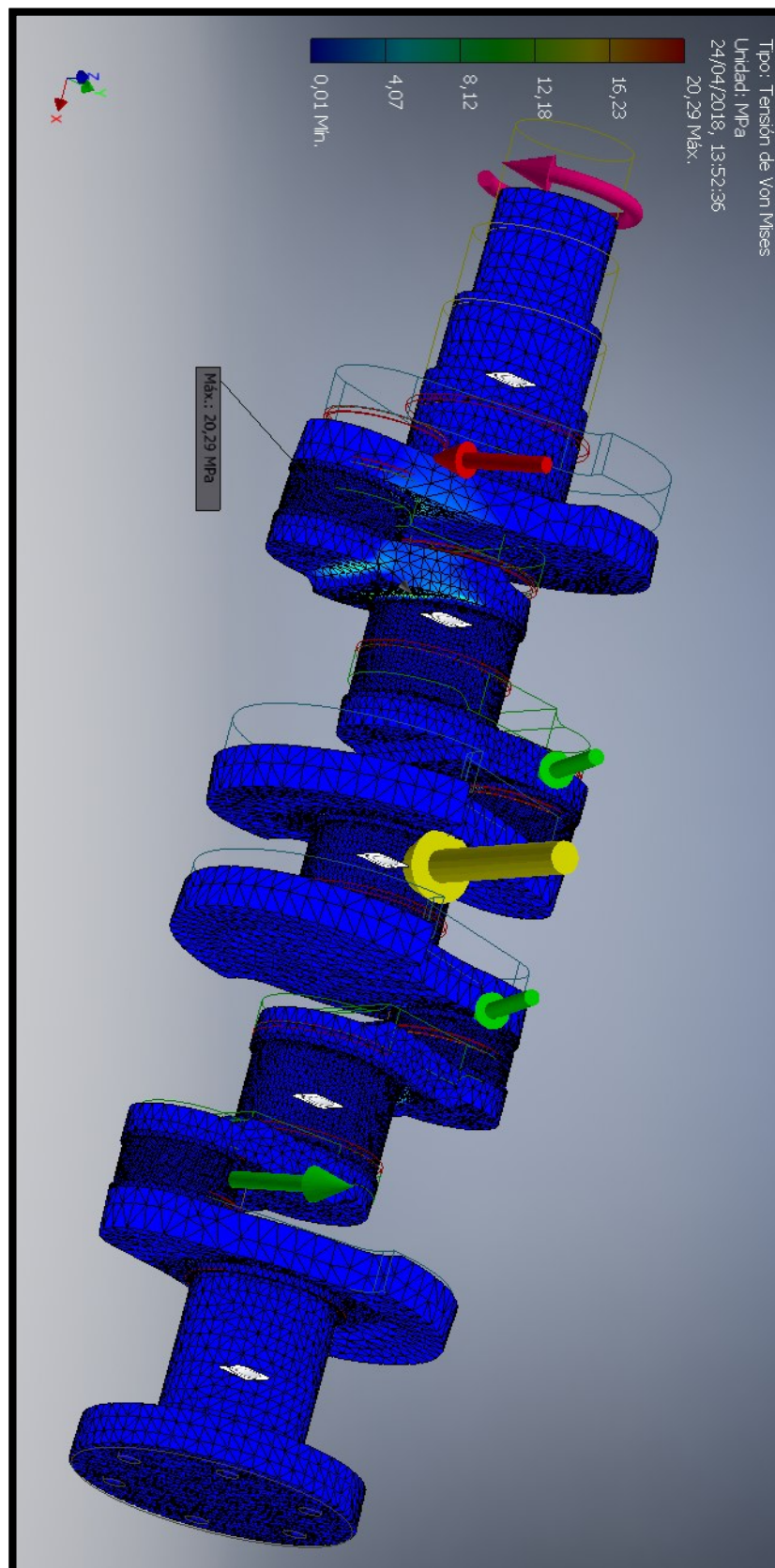


Figura 38: Tensiones Von Mises para $\alpha=90^\circ$ (Inventor 2017)

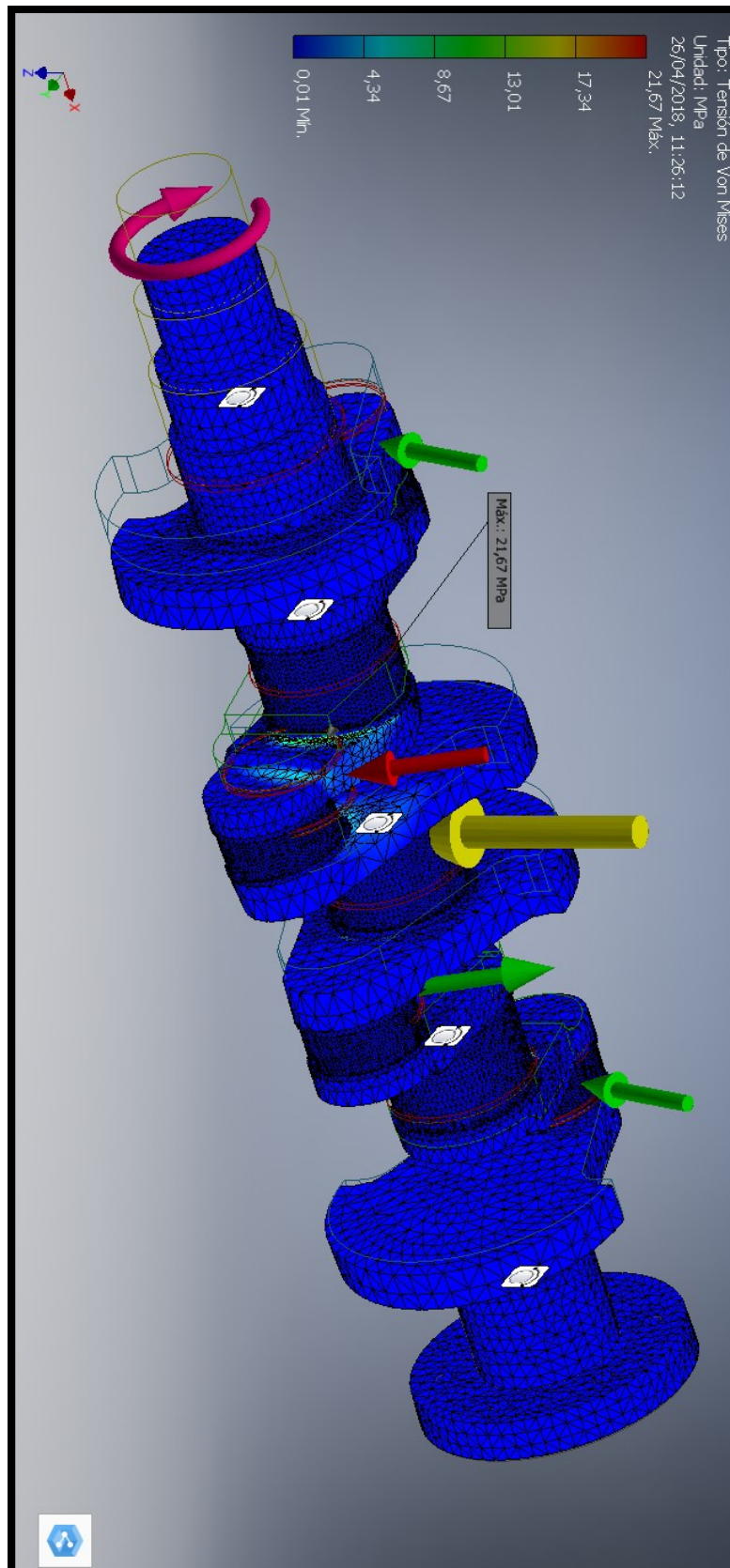


Figura 39: Tensiones de Von Mises para $\alpha=270^\circ$ (Inventor 2017)

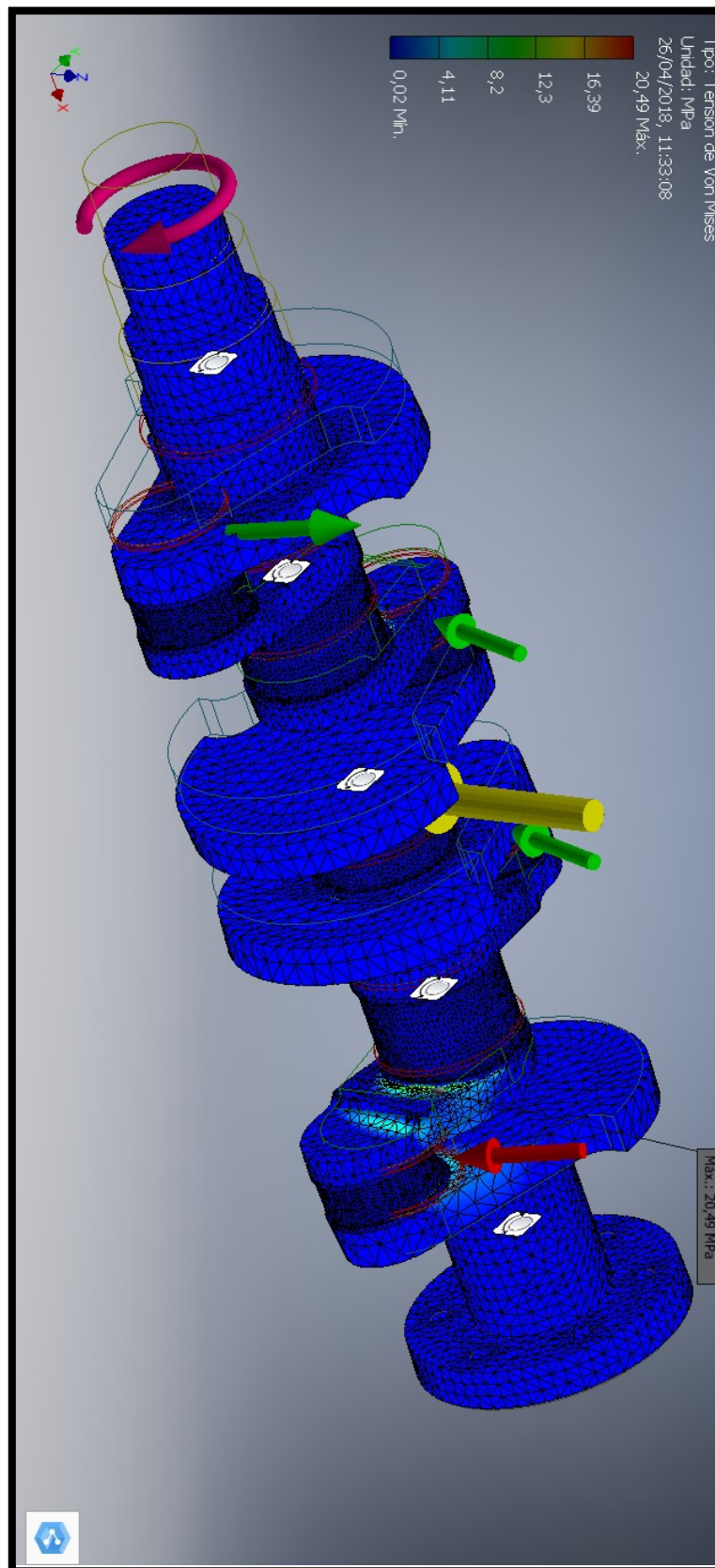


Figura 40: Tensiones de Von Mises para $\alpha=450^\circ$ (Inventor 2017)

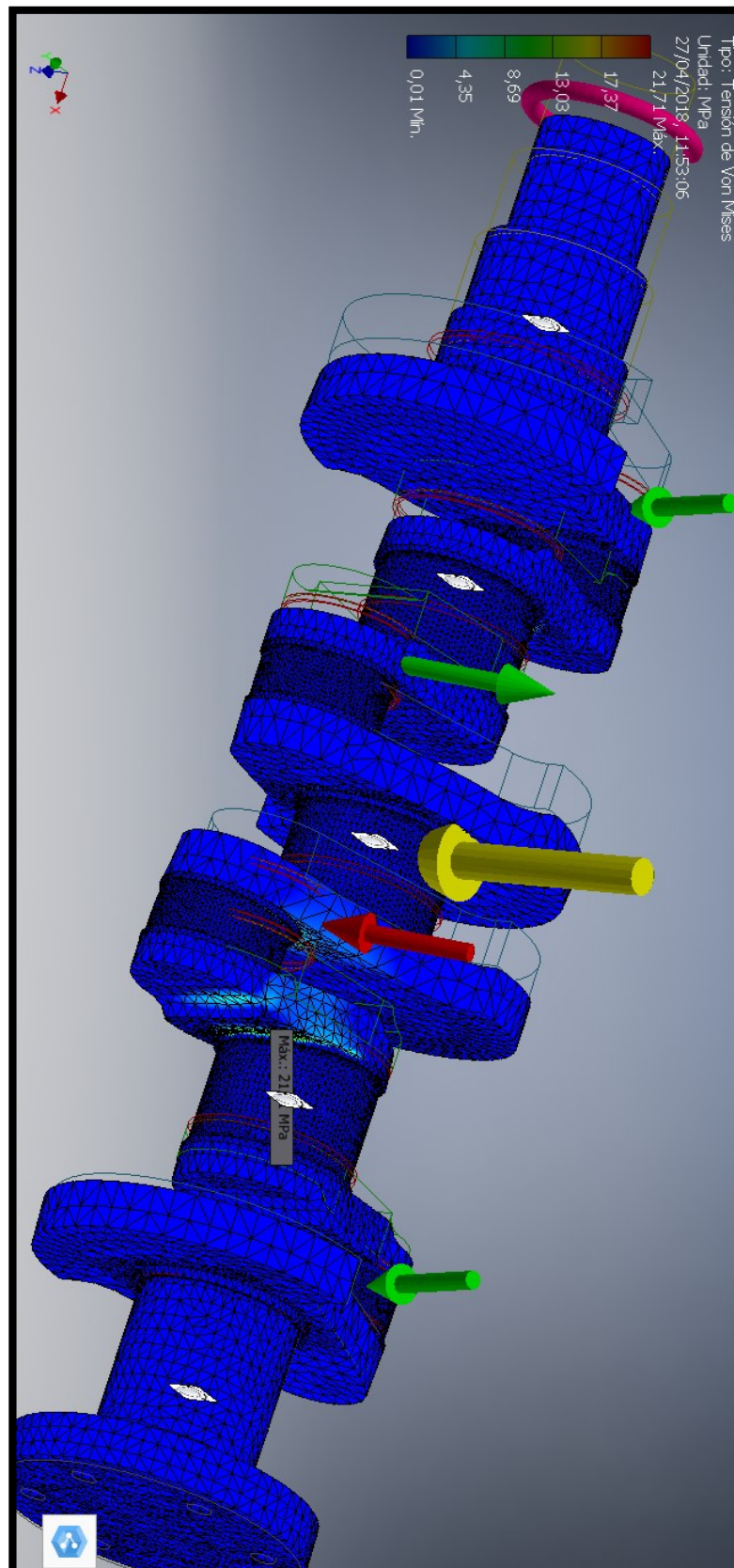


Figura 41: Tensiones de Von Mises para $\alpha=630^\circ$ (Inventor 2017)

4.2 DEFORMADAS Y DESPLAZAMIENTOS

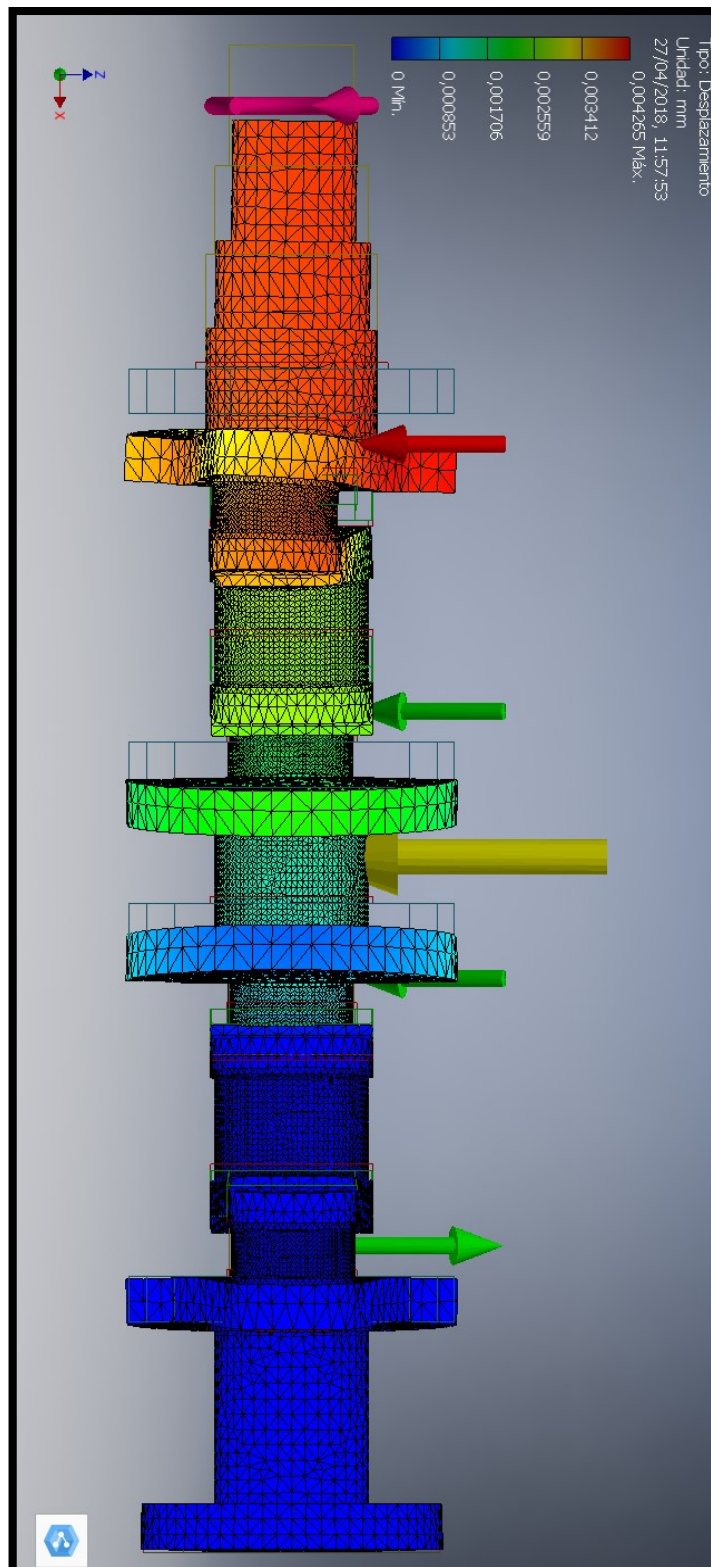


Figura 42: Deformada y desplazamientos para $\alpha=90^\circ$ (Inventor 2017)

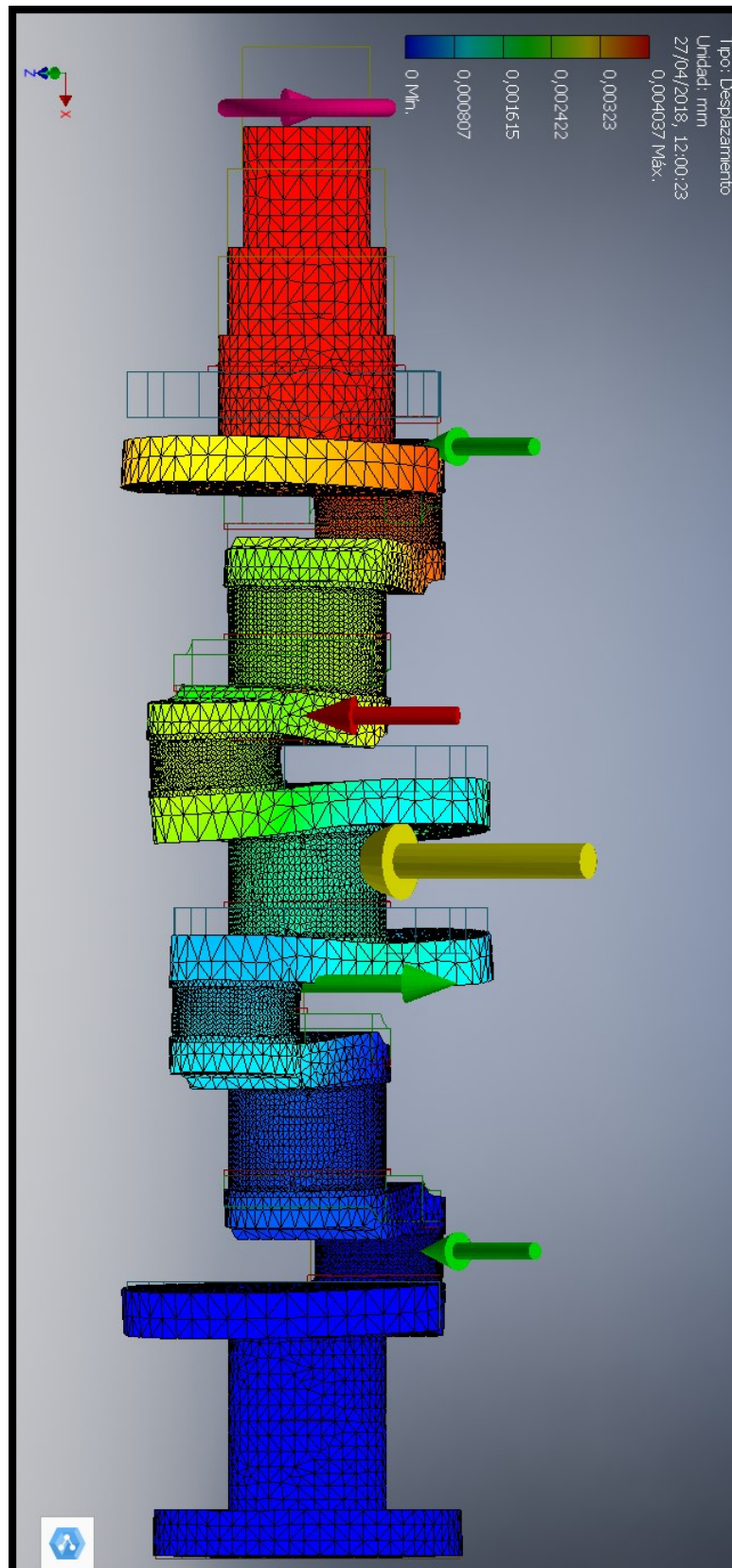


Figura 43: Deformada y desplazamientos para $\alpha=270^\circ$ (Inventor 2017)

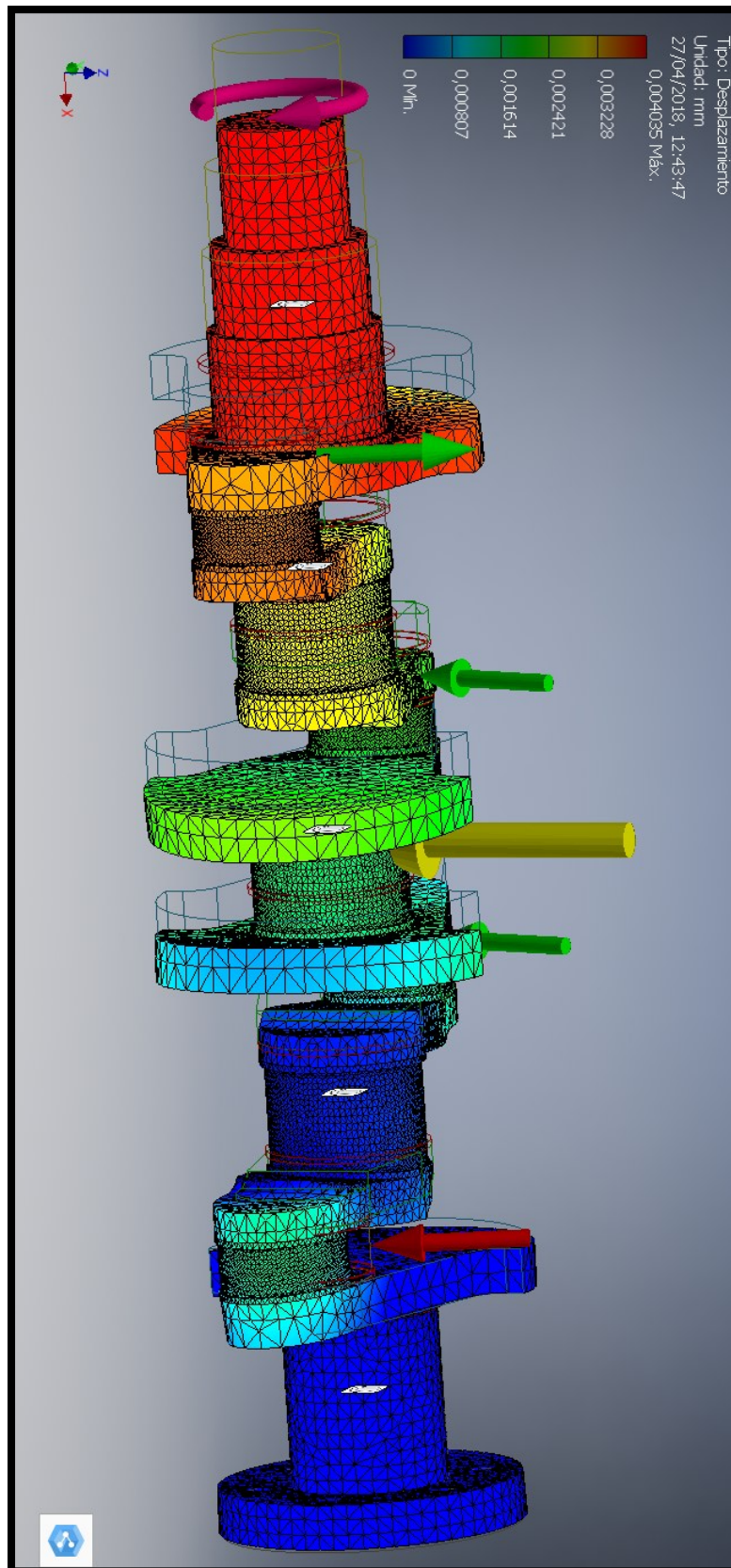


Figura 44: Deformada y desplazamientos para $\alpha=450^\circ$ (Inventor 2017)

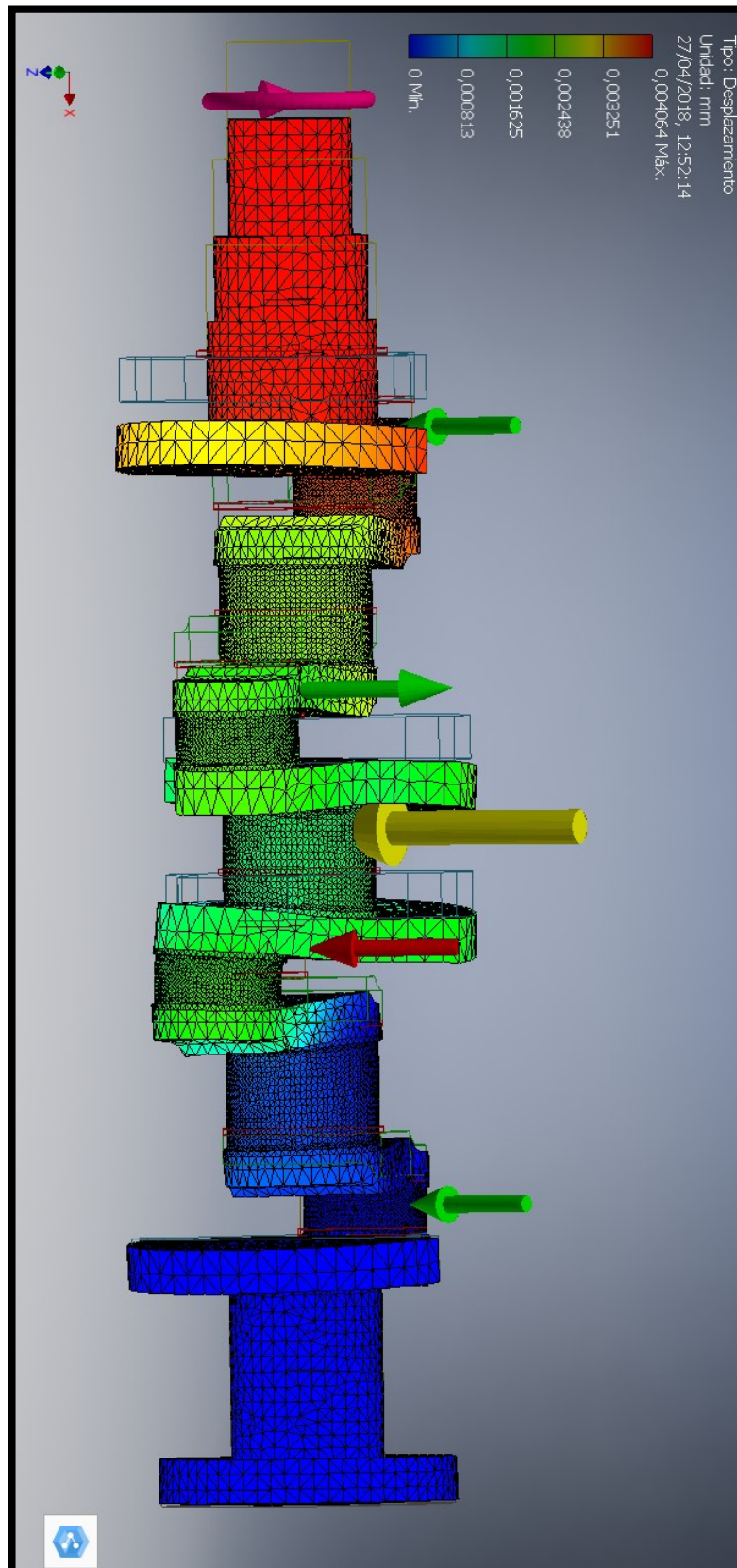


Figura 45: Deformada y desplazamientos para $\alpha=630^\circ$ (Inventor 2017)

4.3 COEFICIENTE DE SEGURIDAD

El coeficiente de seguridad es el cociente entre el valor calculado de la capacidad máxima de un sistema y el valor del requerimiento esperado real a que se verá sometido. Por este motivo es un número mayor que uno, que indica la capacidad en exceso que tiene el sistema por sobre sus requerimientos.

Para calcularlo compararemos la máxima de tensión de Von Mises obtenida mediante el *MEF* (21,7 MPa) con el límite elástico del acero (600 MPa).

$$CS = \frac{\sigma_y}{\sigma_{max}} = \frac{600}{21,7} = 27$$

Observamos que el cigüeñal se encuentra perfectamente dimensionado para un análisis estático con un coeficiente de seguridad de 27. Sin embargo, las cargas actuantes sobre la pieza son variables a lo largo del tiempo, es decir, nuestro cigüeñal estará sometido a fatiga y ,por ende, el coeficiente de seguridad se verá severamente reducido.

5. CÁLCULO A FATIGA

Hasta ahora hemos considerado que las cargas no variaban con el tiempo, es decir, eran cargas estáticas. En este apartado consideraremos que las cargas varían con el tiempo, es decir, son cargas dinámicas. Este fenómeno es muy importante, ya que la resistencia del material desciende bruscamente ante la variación de tensiones, tanto el módulo como en signo.

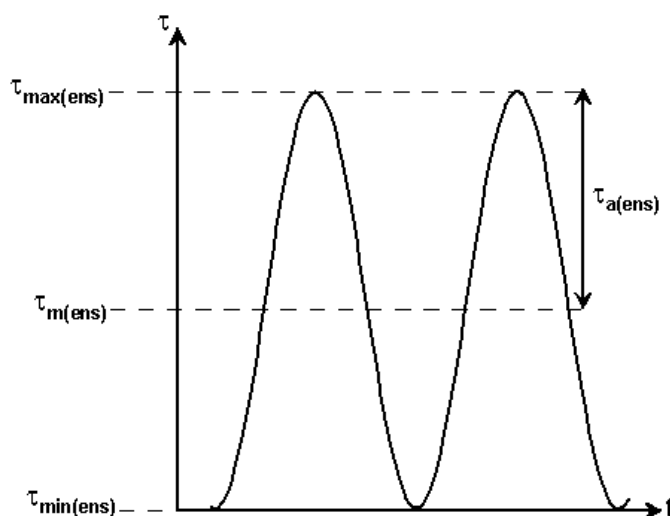


Figura 46: Ciclo de cargas dinámicas ((Apuntes Ing. Materiales UNICAN))

5.1 COEFICIENTE DE SEGURIDAD

La fatiga es un proceso de degeneración de un material sometido a cargas cíclicas de valores por debajo de aquellos que serían capaces de provocar su rotura mediante tracción. Durante dicho proceso se genera una grieta que, si se dan las condiciones adecuadas crecerá hasta producir la rotura de la pieza al aplicar un número de ciclos suficientes. El número de ciclos necesarios dependerá de varios factores como la carga aplicada, presencia de entallas...

Si bien no se ha encontrado una respuesta que explique totalmente la fatiga se puede aceptar que la fractura por fatiga se debe a deformaciones plásticas de la estructura de forma similar a como ocurre en deformaciones monodireccionales producidas por cargas estáticas, con la diferencia fundamental de que bajo cargas cíclicas se generan deformaciones residuales en algunos cristales.

Incluso bajo cargas pequeñas pueden aparecer estas bandas de deslizamiento, aumentando con el número de ciclos llegando a provocar la aparición de una fisura. Este proceso inicial, que se

puede denominar nucleación, se da preferentemente en granos próximos a la superficie produciendo los efectos de intrusión y extrusión, facilitando la existencia de la intrusión la propagación de la grieta debido a la tracción.

También puede iniciarse el proceso en puntos que presenten algún tipo de irregularidad como inclusiones, discontinuidades superficiales, etc. La siguiente fase es la de crecimiento de grieta que puede dividirse a su vez en dos fases. La primera fase supone el crecimiento de una grieta corta en pequeñas distancias del tamaño de pocos. En esta fase, dado que el tamaño de la grieta es comparable al de los elementos característicos de la microestructura del material, dicha microestructura (tamaño de grano, orientación de los mismos...) afecta en gran medida al crecimiento de la grieta.

La segunda fase consiste en un crecimiento de la grieta normal al plano principal de tensiones. En este caso de grietas más largas la microestructura del material afecta en menor medida al crecimiento de la grieta dado que la zona de plastificación creada por el propio crecimiento de la grieta es mucho mayor que las dimensiones características de la microestructura.

La nucleación junto con la fase I suele denominarse proceso de iniciación de la grieta, denominándose a la fase II propagación de la grieta. En la siguiente imagen pueden observarse claramente ambos procesos así como la superficie de la rotura final por tracción.



Figura 47: Superficie de rotura por fatiga

Para fatiga a alto número de ciclos (por encima de los 10.000) la mayor parte de la vida del material corresponde al proceso de iniciación. Por el contrario, para fatiga a bajo número de ciclos (por debajo de 10.000), la mayor parte de la vida del material transcurre durante el proceso de crecimiento.

En procesos de daño por fatiga bajo esfuerzos axiales o de flexión pueden aparecer unas marcas en la superficie de rotura de formas más o menos circulares y centradas en el punto de inicio de la grieta delimitando claramente varias zonas. Cada una de estas marcas indica el punto en que finaliza un proceso de carga y se inicia el siguiente. Además, dentro de estas zonas aparecen otras marcas menos acentuadas que corresponden a cada uno de los ciclos de carga.

El daño por fatiga dependerá tanto del número de ciclos de carga comprendido en cada uno de estos procesos de carga así como de la tensión aplicada.

Basta por tanto saber que para conocer el daño provocado por circunstancias más complejas es necesario calcular el daño acumulado para poder utilizar los datos que se van a obtener.

5.2 REGÍMENES DE FATIGA

Cuando se tienen elementos sometidos a esfuerzos cíclicos se habla de los regímenes de fatiga: fatiga de bajo ciclaje (LCF) y fatiga de alto ciclaje (HCF), los cuales tienen relación con el número de veces que se repiten los esfuerzos en un elemento. Un régimen de bajo ciclaje es aquel en el cual se somete un elemento a un número de ciclos de esfuerzo menor, aproximadamente de entre 1000 a 10000 ciclos según el material, la frontera es difusa pues a estos nº de ciclos los valores de tensión son altos y aparece una apreciable plastificación, existen sin embargo elementos mecánicos cuya duración no es necesario que supere unos pocos miles de ciclos, como pueden ser depósitos a presión (tensión pulsante que varía en las operaciones de carga o descarga), estructura sometidas a cargas sísmicas, etc. Aunque es lógico pensar en que no existe una carga divisoria exacta entre los dos regímenes, según autores, es usual hablar de entre 1000 a 10000 ciclos como línea divisoria del régimen de bajo ciclaje, y el del alto ciclaje. Esta clasificación es conveniente desde el punto de vista de la aplicación de los modelos de falla por fatiga.

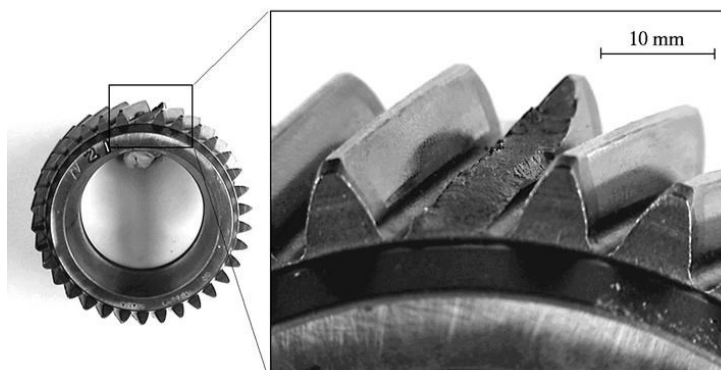


Figura 48: Fractura por fatiga tras un alto número de ciclos (HCF) en los dientes de un piñón

5.3 MODELOS DE FALLA POR FATIGA

Actualmente existen tres modelos de falla por fatiga: el procedimiento de vida-esfuerzo, el de vida-deformación y el de mecánica de fractura elástica lineal (LEFM), cada uno de ellos tiene sus ventajas y desventaja y tiene cabida en cierta aplicación.

El método vida-deformación se basa en las deformaciones del elemento. Es más aplicable a situaciones de bajo ciclaje (LCF) para predecir la iniciación de grietas y es bastante complejo, por lo que requiere habitualmente del uso del computador.

El modelo de mecánica de fractura elástica lineal (LEFM) es mejor para el estudio de la etapa de propagación de grietas; por lo tanto, es útil para predecir la vida de bajo ciclaje (LCF) de piezas ya agrietadas. Esta teoría se utiliza, por ejemplo, en las máquinas de transporte en las cuales ocurren sobrecargas grandes muy pocas veces durante la vida esperada.

La teoría de fatiga que aplicaremos en el presente estudio es el modelo de vida-esfuerzo, que es el más antiguo. Este modelo es adecuado para el diseño de piezas en el régimen de alto ciclaje (HCF) en las cuales la variación de los esfuerzos sea conocida y consistente, como ocurre generalmente en las máquinas rotativas. Éste modelo consiste en limitar los esfuerzos a valores menores que los críticos y es fácil de aplicar, además, hay muchos datos empíricos disponibles.



Figura 49: Árboles de levas; pieza sometida a HCF

5.4 CURVA S-N

La curva de vida o diagrama de Wöhler, representa la resistencia a vida temporal en función del número de ciclos. El ensayo se comienza aplicando tensiones altas, y al ir disminuyéndolas se observa el aumento del número de ciclos que soporta la probeta, hasta llegar a un cierto valor de tensión, en el que consideramos que la probeta soporta un número infinito de ciclos. Este valor de tensión mínima se conoce como **endurancia, límite de fatiga o resistencia a la fatiga**. De esta forma el diagrama desciende de forma asintótica hacia este valor. Para los aceros, consideramos **como vida indefinida un número de ciclos superior a 10^6** .

El valor de resistencia a vida temporal está ligado a una cierta probabilidad de supervivencia debido a las variaciones de los resultados en los distintos ensayos realizados.

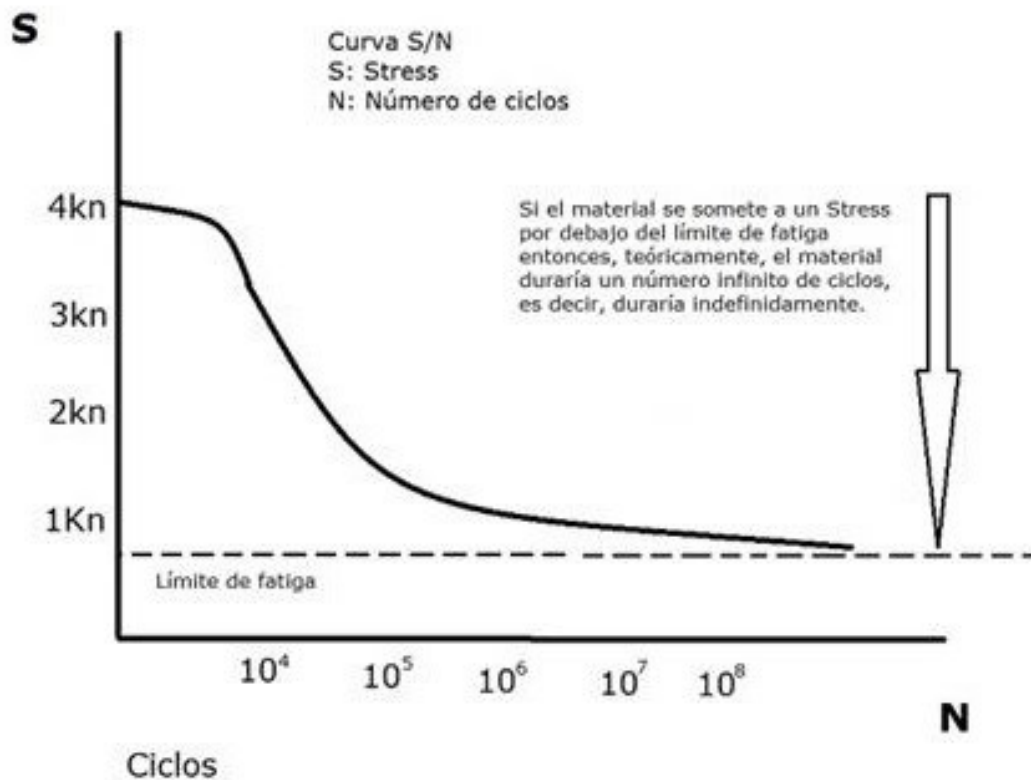


Figura 50: Ejemplo de curva de Wöhler (S-N) (Apuntes Ing. Materiales UNICAN)

Para calcular el límite de endurancia del acero de nuestro cigüeñal consultamos la curva de Wöhler del acero al 0,4% de carbono normalizado y posteriormente templado. Para ello, trazamos una recta paralela al eje de abscisas en el punto en que el número de ciclos tiende a resultar infinito.

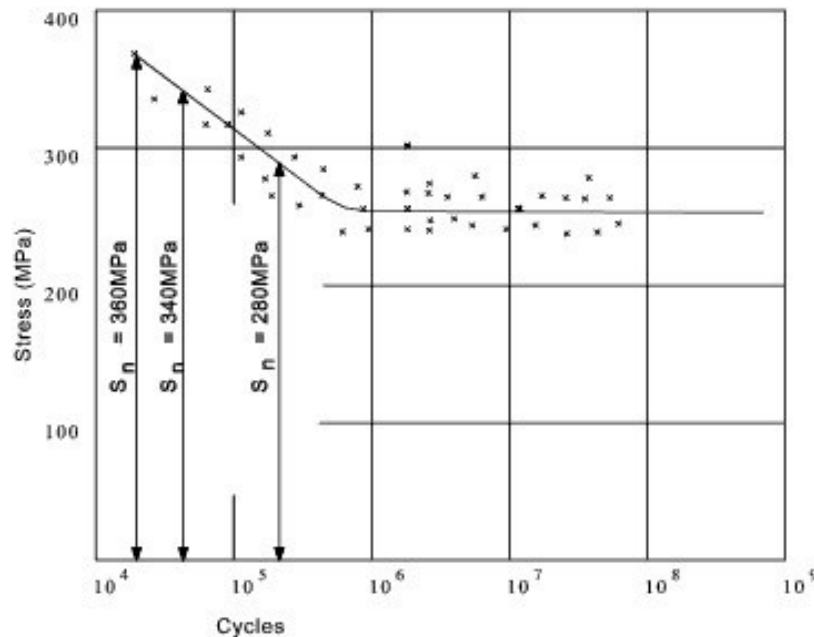


Figura 51: Curva de Wöhler para un acero 4140 normalizado y templado (Apuntes Ing. Materiales UNICAN)

Obtenemos un límite de fatiga de 250 MPa a 10^6 ciclos.

Este resultado, como hemos mencionado anteriormente, corresponde a una probeta del mismo material, sometida a flexión alternativa simétrica, y bajo la cual no han influido ciertos factores que afectan negativamente a la resistencia de fatiga y que sí están presentes en nuestro cigüeñal. Para corregirlo se aplican diversos factores para reducir la endurancia calculada y, de ese modo, obtener un cálculo más aproximado.

5.5 FACTORES QUE INFLUYEN EN LA RESISTENCIA A FATIGA

- Tensión media: Los esfuerzos de tracción disminuyen en la resistencia a fatiga.
- Efecto entalla: Produce concentración de tensiones.
- Tratamientos superficiales: Algunos tratamientos térmicos o mecánicos mejoran la resistencia a fatiga.
- Temperatura: A bajas temperaturas los metales aumentan su resistencia a fatiga, pero crece su fragilidad.
- Calidad superficial y la corrosión: A peor calidad superficial mayor riesgo de existencia de microfisuras.
- Calidad del acero: A mayor límite elástico mayor sensibilidad al efecto entalla.

- La resistencia a la fatiga es independiente de la frecuencia de aplicación de la carga cíclica y la existencia de periodos de reposo entre las aplicaciones hace que la resistencia a la fatiga aumente.

El fallo por fatiga se produce preferentemente si se dan simultáneamente las siguientes condiciones:

- Tensiones, en especial de tracción, elevadas.
- Variación cíclica de la tensión con el tiempo.
- Número de ciclos de carga suficientemente largo.

5.6 INFLUENCIAS MÁS IMPORTANTES SOBRE LA RESISTENCIA A FATIGA

a) **La rugosidad o la acción química sobre la superficie (corrosión):** La influencia de la rugosidad sobre el límite de fatiga es similar para cualquier tipo de sollicitación. Hay que multiplicar la endurance por un factor $b_s \leq 1$. Este factor será tanto más próximo a la unidad cuanto mejor sea el acabado superficial.

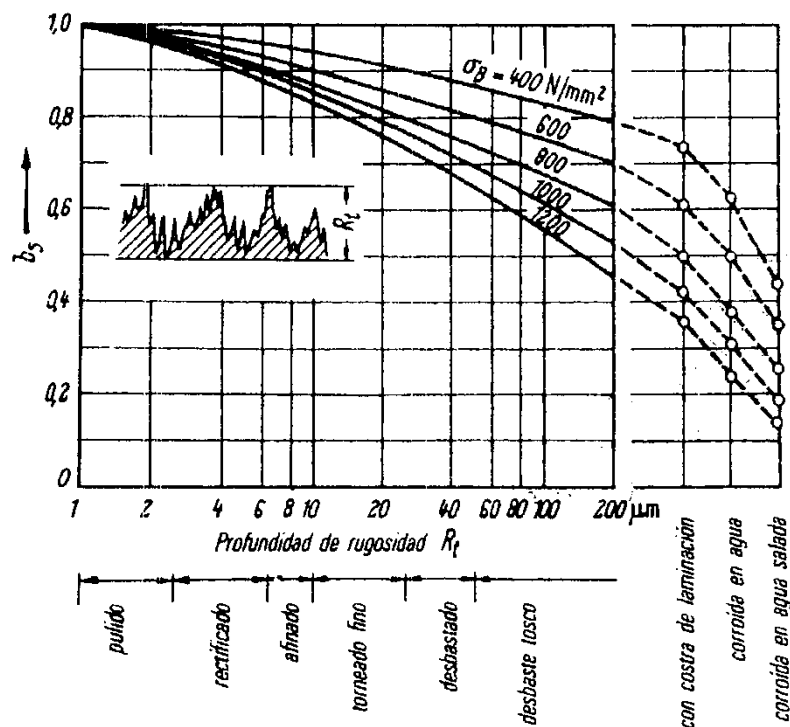


Figura 52: Factor superficial (Niemann G 'Elementos de máquinas')

Nuestro acero tiene una tensión de rotura de 1000 MPa y sabemos que el acabado es fino. Entrando en la gráfica con estos datos obtenemos un coeficiente superficial de valor $b_s = 0,75$.

b) **Factor de tamaño:** Tomando como referencia una probeta de 10mm de diámetro, cuyo $b_0=1$, cuanto mayor sea el tamaño de la pieza mayor será su número de defectos, y por tanto, menor será su resistencia a fatiga ($b_0 < 1$).

Factor de tamaño b_0	d mm	10	20	40	60	80	100	200	300
	b_0	1,0	0,94	0,88	0,85	0,82	0,80	0,75	0,70

Tabla 5: Relación entre tamaño real de la pieza y factor de superficie (Niemann G 'Elementos de máquinas')

Podemos afirmar que el diámetro promedio de nuestro cigüeñal se aproxima a 50mm, luego nos corresponde un factor de tamaño de valor $b_0 = 0,86$.

c) **Efecto entalla β_k :** Debido a la forma geométrica de la pieza. Este factor reduce enormemente el límite de fatiga, sobre todo en los cambios brusco de sección, produciéndose un reparto tensiona no uniforme que da lugar a tensiones en los bordes, también llamadas puntas de tensión. Esta influencia puede reducirse mediante el uso de radios de acuerdo elevados, o mediante relajadores de tensión (entallas de descarga). De esta forma, el flujo de fuerzas es guiado de una forma más uniforme. Mediante granallado (chorreado con granalla de acero) conseguimos unas tensiones previas que también aminoran el efecto entalla.

5.6.1 Determinación del coeficiente efecto entalla

Nos basaremos en la teoría detallada por *Gustav Niemann* en 'Elementos de Máquinas I' en donde hallamos el coeficiente efecto entalla trabajando directamente con las tensiones estáticas. Para obtener su valor, dado que no es posible hallarlo de forma experimental en este caso, la solución es trabajar directamente con las tensiones estáticas. Para ello definimos el *coeficiente de forma* α_k que es la relación entre la punta de tensión para carga estática en nuestro análisis *MEF* con la correspondiente tensión nominal, que se calculará a continuación:

$$\alpha_k = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}}$$

Calculamos la tensión nominal a flexión en una muñequilla, entre un cojinete y otro (apoyos), mientras la carga del pistón en fase de explosión se encuentra actuando. Para ello debemos plantear la hipótesis simulando nuestro cigüeñal de la forma más aproximada posible empleando una sección circular maciza de diámetro $\varnothing=40\text{mm}$. En este caso la obtención de la tensión nominal máxima se reduce a un simple problema de resistencia de materiales donde la podemos calcular 'a mano'.

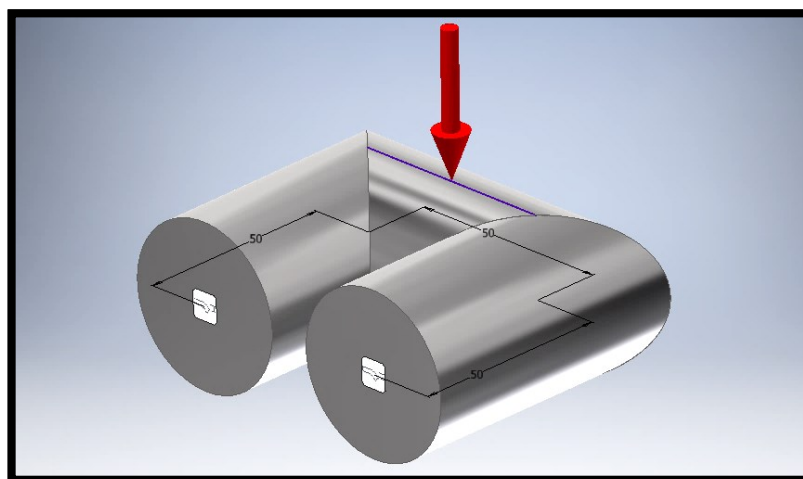


Figura 53: Hipótesis para calcular la tensión nominal (Inventor 2017)

Una vez colocada la carga en el punto medio de la muñequilla analizamos el problema para hallar en qué punto encontraremos la máxima tensión de Von Mises.

Para una mayor aproximación en los cálculos los extremos donde se unirían los cojinetes a la muñequilla serán empotramientos.

Teniendo esto último en cuenta, las tensiones máximas se producirán en los empotramientos ya que es el punto en el que coinciden el mayor momento flector M_F (en color verde) con el mayor momento torsor M_T (en color azul), generados por la carga F (en color rojo) de módulo 2700N.

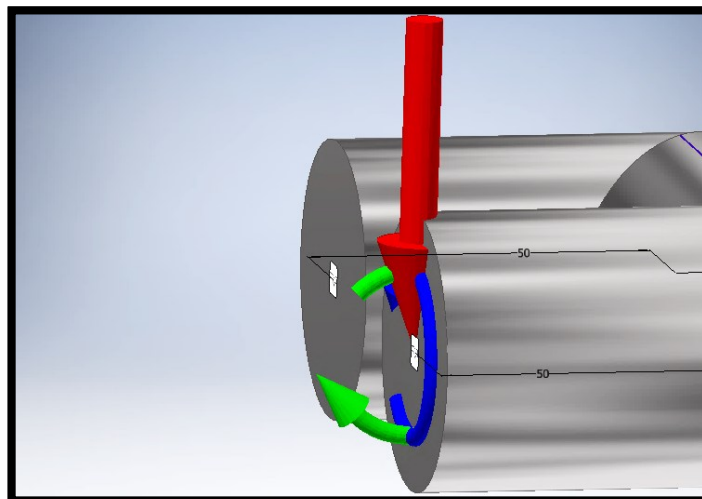


Figura 54: Carga F trasladada al empotramiento (Inventor 2017)

Como la muñequilla está situada entre dos cojinetes (dos empotramientos en nuestro problema) la carga F se repartirá equitativamente entre ambos, luego la carga empleada para calcular la tensión en un empotramiento resultará ser $F/2$, es decir, 1350N.

$$M_F = 1350 \cdot 50 = 67500 \text{ Nmm}$$

$$M_T = 1350 \cdot 25 = 33750 \text{ Nmm}$$

Tensión normal $\longrightarrow \sigma_{YY} = \sigma_{NOM} = \frac{M_F}{I} \cdot d \cong \frac{67500}{0,1 \cdot \emptyset^3} = \frac{67500}{0,1 \cdot 40^3} = 10,55 \text{ MPa}$

Tensión tangencial $\longrightarrow \tau_t = \tau_{NOM} = \frac{M_T}{I_p} \cdot r \cong \frac{33750}{0,2 \cdot \emptyset^3} = \frac{33750}{0,2 \cdot 40^3} = 2,63 \text{ MPa}$

Tensión de Von Mises $\longrightarrow \sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_{YY}^2 + 3 \cdot \tau_t^2} = 11,5 \text{ MPa}$

Coefficiente de forma (Flexión) $\longrightarrow \alpha_{Kb} = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}} = \frac{17,28}{10,55} = 2,05$

Una vez conocido el coeficiente de concentración de tensiones normales α_k , calculamos el gradiente de tensión relativo S_σ .

$$S_{\sigma} = \frac{d\sigma}{dz} \cdot \frac{1}{\sigma_{max}}$$

Para ello necesitamos consultar los resultados de la distribución de tensiones normales obtenidas en la entalla mediante la computación del análisis por elementos finitos, dado que depende del gradiente de tensiones en el contorno de la entalla.

Las variaciones de tensiones entre las cuatro posiciones críticas definidas con anterioridad son irrelevantes, por lo que bastará calcularlo en cualquiera de ellas.

A continuación se muestra la distribución de tensiones normales en el eje 'Y' para la muñequilla cuando $\alpha=270^{\circ}$, ya que es el eje donde el valor de las mismas es mayor (observar momento flector en verde en figura 52).

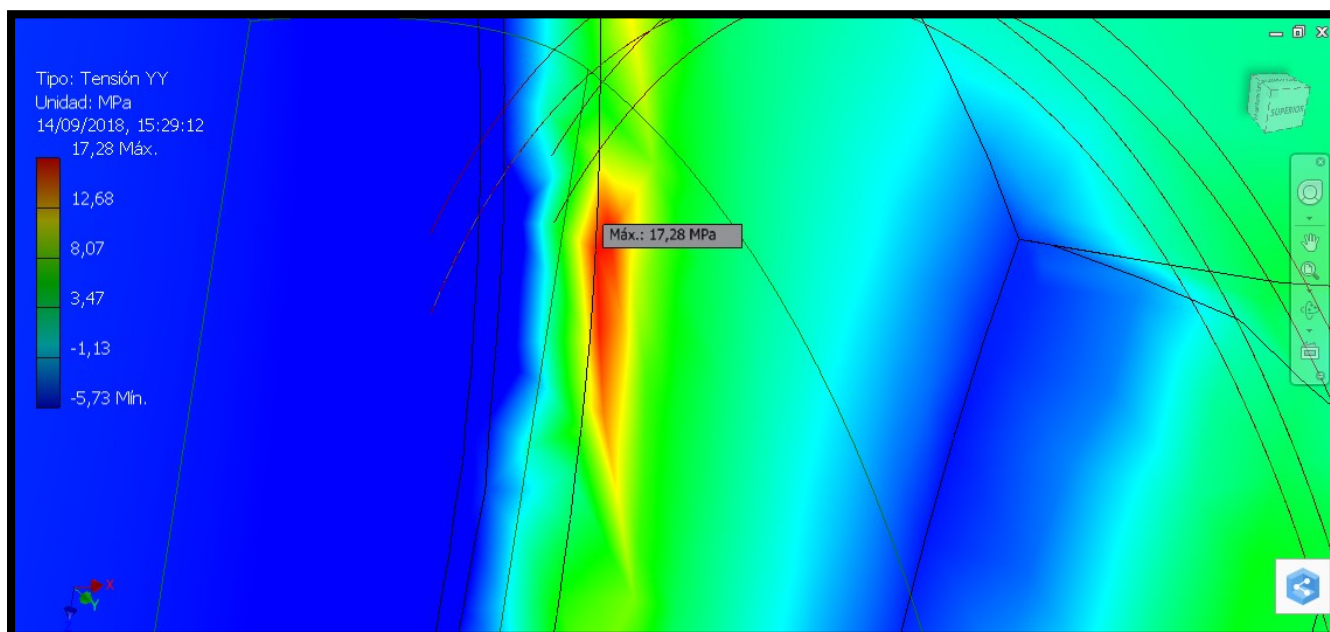


Figura 55: Distribución de tensiones normales YY en la entalla (Inventor 2017)

Para calcular S_{σ} debemos conocer la pendiente de la recta tangente a la curva de tensiones normales en el punto donde se obtiene el mayor valor. En este caso, escogeremos dos puntos separados a dos milímetros con su módulo de tensiones conocidos a través de la figura 53. Por un lado será seleccionada la tensión máxima y, por otro, a dos milímetros de distancia el cigüeñal está sometido a 15 MPa.

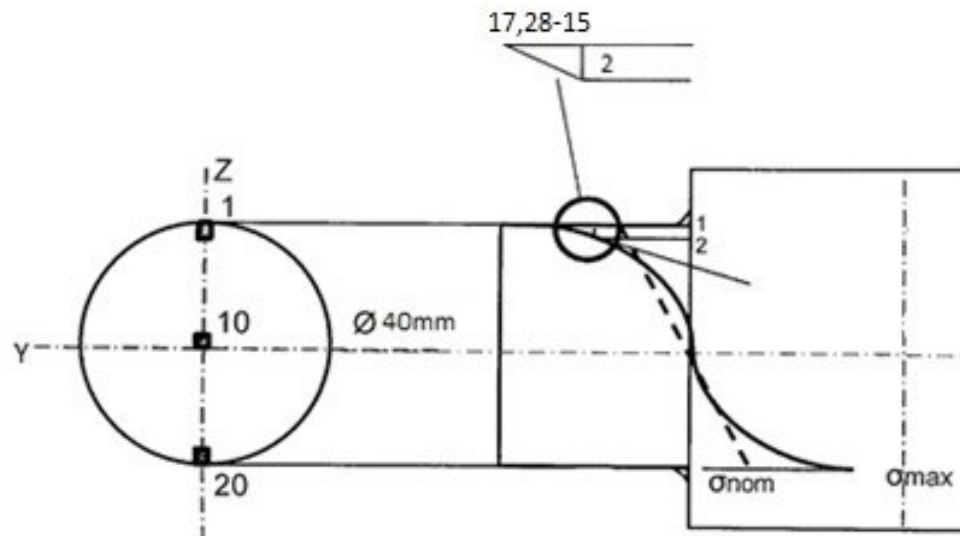


Figura 56: Cálculo de la pendiente de la recta tangente a la ley de tensiones en el borde de la entalla. (Apuntes Diseño y ensayo máquinas UNICAN)

$$S_{\sigma} = \frac{d\sigma}{dz} \cdot \frac{1}{\sigma_{max}} = \frac{17,28 - 15}{2} \cdot \frac{1}{17,28} = 0,065 \frac{1}{mm}$$

El coeficiente de forma α_k disminuye hasta el coeficiente de efecto de entalla mediante el factor de apoyo dinámico v_d , que considera la influencia del tamaño en la resistencia a la fatiga.

$$V_d = 1 + \sqrt{\rho' \cdot S_{\sigma}}$$

En esta expresión definimos ρ' como un factor que caracteriza la sensibilidad a la entalla, propio de cada material y que obtenemos experimentalmente.

La sensibilidad a la entalla ρ' la obtenemos mediante tablas:

Acero ¹										
$\sigma_B =$	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	N/mm ²
$\rho^* =$	0,054	0,046	0,038	0,032	0,026	0,020	0,015	0,010	0,006	mm
GG ¹				Al, Cu, Mg ¹			Aceros austeníticos ^{1 2}			
$\sigma_B =$	150	200	300	$\sigma_{0,2} =$	200	400	200	300	400	N/mm ²
$\rho^* =$	0,320	0,240	0,210	$\rho^* =$	0,061	0,051	0,130	0,10	0,080	mm

Tabla 5: sensibilidad a la entalla ρ' (Niemann G 'Elementos de máquinas')

$$\rho' = 0,010 \text{ mm}$$

$$V_d = 1 + \sqrt{\rho' \cdot S_\sigma} = 1 + \sqrt{0,010 \cdot 0,065} = 1,02$$

Finalmente, el coeficiente de efecto de entalla β_k tendrá un valor de:

$$\beta_{kb} = \frac{\alpha_{kb}}{V_d} = \frac{1,88}{1,02} = 1,83$$

5.7 CÁLCULO DEL LÍMITE DE ENDURANCIA Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

$$\sigma_{bwk} = \frac{\sigma_{bw} \cdot b_0 \cdot b_s}{\beta_k} = \frac{250 \cdot 0,86 \cdot 0,75}{1,83} = 88,11 \text{ MPa}$$

Una vez calculado el límite de fatiga hemos de compararlo con la tensión de comparación de Von Mises. Esta tensión debe ser calculada de nuevo ya que la obtenida en el capítulo 4 hace referencia a un análisis estático sin tener en cuenta que ambos esfuerzos (flexión y torsión) no tienen la misma dependencia del tiempo. Por consiguiente debemos añadir un factor α_0 cuya función no es otra sino de convertir la componente tangencial en una función temporal normal σ_b .

En vista de que las muñequillas están siendo siempre solicitadas aunque no se encuentre el respectivo cilindro en fase de explosión consideraremos la flexión alternativa. En el caso de la torsión, la tensión tangencial existente cuando la muñequilla se encuentra arrastrada por el cilindro que sí se encuentra en etapa de explosión es prácticamente despreciable, luego tan sólo será considerada cuando el pistón reciba la energía correspondiente a la detonación transmitiendo esa energía a su respectiva muñequilla. Esto es, traducido a nuestro problema, que la torsión será sopesada como pulsatoria.

El factor α_0 para flexión alternativa y torsión pulsatoria está tabulado mediante tablas y tiene un valor siguiendo la teoría de *Gustav Niemann* de 0,4.

Dado que nuestro caso se trata de una pieza entallada deberemos calcular α_{0k} , siendo éste:

$$\alpha_{0k} = \alpha_0 \cdot \frac{\beta_{kt}}{\beta_{kb}} = \alpha_0 \cdot \frac{\alpha_{kt}}{\alpha_{kb}}$$

Hemos de hallar el valor de β_{kt} , de manera que éste será la relación entre la punta de tensión tangencial obtenida por MEF y la nominal que hemos calculado con precedencia.

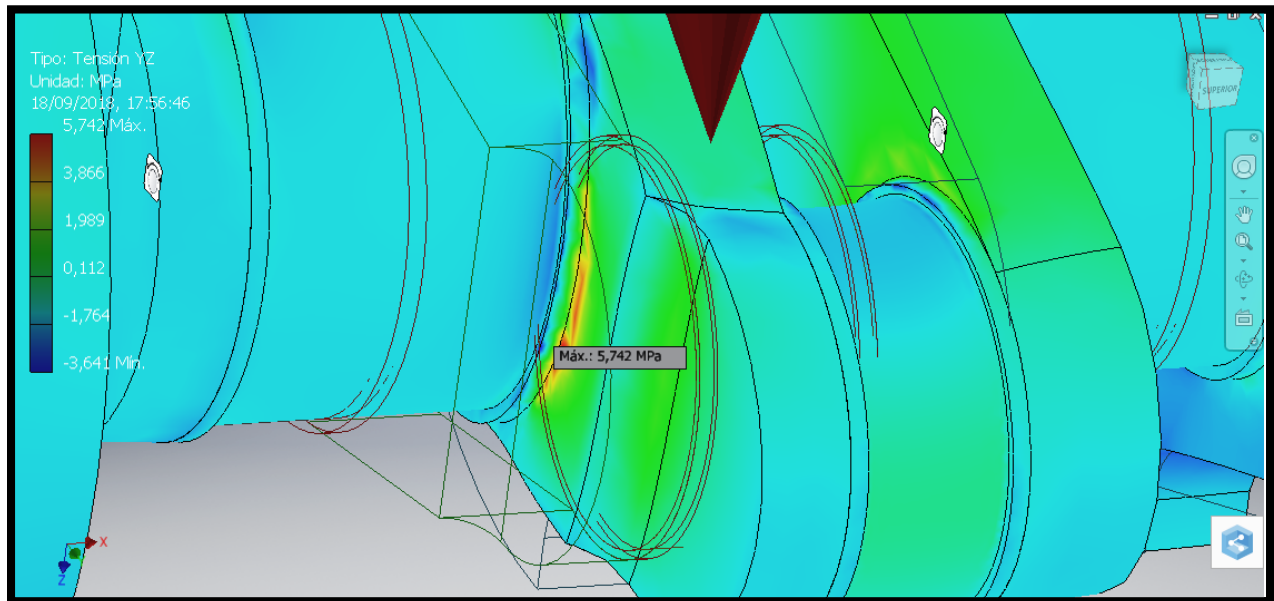


Figura 57: Distribución de tensiones tangenciales en la entalla

$$\text{Coeficiente de forma (Torsión)} \longrightarrow \alpha_{Kt} = \frac{\tau_{max}}{\tau_{nom}} = \frac{5,745}{2,63} = 2,18$$

Una vez patente este valor, calculamos α_{0k} :

$$\alpha_{0k} = \alpha_0 \cdot \frac{\beta_{kt}}{\beta_{kb}} = \alpha_0 \cdot \frac{\alpha_{kt}}{\alpha_{kb}} = 0,4 \cdot \frac{2,18}{1,88} = 0,46$$

Procedemos a hallar la tensión de comparación aplicando dicho factor α_{0k} :

$$\sigma_{VG} = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot (\alpha_{0k} \cdot \tau_t)^2} = \sqrt{17,28^2 + 3 \cdot (0,46 \cdot 5,74)^2} = 17,9 \text{ MPa}$$

Comparamos con el límite de endurancia:

$$\sigma_{VG} = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot (\alpha_{ok} \cdot \tau_t)^2} < \sigma_{bwk} = \frac{\sigma_{bw} \cdot b_0 \cdot b_s}{\beta_{kb}}$$

$$17,9 < 88,1$$

Calculamos el coeficiente de seguridad con el que trabaja el cigüeñal:

$$CS = \frac{\sigma_{bwk}}{\sigma_{max}} = \frac{88,11}{17,87} = 4,92$$

Observamos que la tensión máxima es casi cinco veces más pequeña que la endurancia obtenida. Por consiguiente, con un coeficiente de seguridad de 4,92, podemos afirmar que trabajando el cigüeñal en condiciones normales (lubricación adecuada, misma compresión en cada cilindro, equilibrio estático y dinámico, etc...) no se producirá falla por fatiga y tendrá vida infinita.

6. CONCLUSIÓN

Una vez realizado todos los cálculos podemos confirmar que hemos cumplido con los objetivos y corroborado que el cigüeñal está diseñado correctamente para su uso. Se ha realizado una idónea simulación del comportamiento de la pieza aplicando las diversas condiciones de contorno definidas.

Los resultados obtenidos en el cálculo a fatiga entran dentro de lo esperado, obteniendo una vida infinita siendo cómodamente capaz de soportar las exigencias a las que se encontrará sometido. El coeficiente de seguridad observamos que coincide con los empleados en el diseño de piezas mecánicas sometidas a un alto ciclaje (HCF) de las que se espera una larga vida y oscilando éste entre 3 y 6.

En un estudio real sería apropiado tener en cuenta los efectos transitorios tales como las deceleraciones y aceleraciones abruptas que puede padecer el cigüeñal ocasionando vibraciones afectando perjudicialmente al límite de fatiga del mismo.

7. PRESUPUESTO

El presente estudio con objeto a satisfacer las inquietudes de un fabricante de automóviles habría sido llevado a cabo acordado por ambas partes el siguiente presupuesto, desglosado en las siguientes fases:

Tarea	Total
1. Inversiones	5000 €
2. Interpretación de planos	300 €
3. Modelado	900 €
4. Cálculos	1200 €
5. Análisis de resultados	900 €
	8300 €

Tabla 6: Presupuesto para el estudio

En caso necesario de modificación del diseño de la pieza y surja la necesidad de realizar un trabajo adicional no incluido en el alcance de este presupuesto se cobrará por administración a las siguientes tarifas:

Ingeniero ----- 80 €/hora

8. BIBLIOGRAFÍA

- Técnicas del automóvil – Motores (J.M. Alonso 2005).
- Manual de automóviles – (Arias Paz 1996).
- Enciclopedia CEAC del motor y automóvil – Teoría y técnica del automóvil (D. Miguel de Castro Vicente).
- Motores de Combustión interna y turbinas de gas – (Daniel Cabronero Mesas 2003).
- Diccionario del automóvil – (D. Miguel de Castro Vicente 1992).
- Análisis De Fatiga En Maquinas – (Rafael Avilés González 2005).
- Sistema de alimentación y arranque – (D. Miguel de Castro Vicente 1988).
- Mecánica del vehículo – (Eduardo Águeda Casado 2014).
- Fundamentos de mecánica – (Carlos F. González Fernández 2009).
- Análisis de fatiga de máquinas – (Rafael Avilés González 2005).
- Apuntes de la asignatura ‘Diseño y ensayo de máquinas’ impartida por D. Juan Martín Osorio en la UC.
- Elementos de máquinas I (Niemann G 1973).
- Apuntes de la asignatura ‘Ingeniería de materiales’ impartida por D. Isidro Carrascal en la UC.

8.1 SITIOS WEB

- <http://ocw.uc3m.es/mecanica-de-medios-continuos-y-teoria-de-estructuras/ingenieria-estructural>
- <http://help.autodesk.com/view/INVNTOR/2017/ESP/>
- Eje Cigüeñal, Construcción, Características Y Empleo En Los Buques Mercantes (Mauricio Fernández Arias)
- <http://www.ingemecanica.com>

8.2 PROGRAMAS DE ORDENADOR

- Autodesk inventor Professional 2017.
- Autocad 2016.

