

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Proyecto Fin de Grado

***POTENCIACIÓN DE UN MOTOR DE
COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO***

***Powering an alternative internal combustion
engine***

Para acceder al Título de

**GRADUADO/ EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS
INDUSTRIALES**

Autor: Diego García Pérez

Tutores: Javier Sánchez Espiga y Valentín Gómez Jáuregui

Septiembre - 2023

RESUMEN

Este TFG tiene como objetivo realizar el aumento de potencia de un motor de combustión interna un 20% a partir del rediseño de los elementos que conforman el mecanismo biela-manivela del mismo.

En primer lugar, se hará una investigación para obtener el modelo inicial de un motor BMW 320i M1. A partir de aquí, se valorarán varios métodos para la potenciación de un motor de combustión interna. Una vez decidido el método de mejora, se hará una recreación del motor a construir, según los requisitos solicitados.

Habiendo realizado un modelo del motor potenciado (Autodesk Inventor) y justificado debidamente ese aumento de potencia, el objeto de estudio se centrará en la biela. La falta de información hace que sea necesario suponer de manera justificada el tipo de acero a emplear en el diseño de la biela.

Con toda la geometría diseñada y material elegido, se procederá a los análisis resistente estático y dinámico (MSC Nastran-Patran).

Para conocer a los esfuerzos que se va a ver sometida la biela en los análisis resistente estático y dinámico, se realizara análisis cinemático y dinámico (MSC Adams) del mecanismo.

Conocidas las fuerzas para cada uno de los diferentes escenarios críticos se pasa al análisis mediante modelos de elementos finitos. Donde se realiza un análisis resistente, para evaluar el comportamiento mecánico de la estructura de la biela.

Además, se llevan a cabo análisis resistentes dinámicos. Como el análisis modal, donde se busca conocer si existe riesgo de resonancia. También se plantea un análisis a fatiga, con el que se pretende determinar el número de ciclos que resistirá la biela ante tal situación.

Una vez se conocen todos los resultados de los diferentes análisis llega el momento de sacar conclusiones. Se buscan posibles debilidades viendo qué ensayos no han cumplido con los mínimos de resistencia o desplazamiento y que, por tanto, no son admisibles. A partir de estos resultados se propone una posible mejora que haga que el comportamiento de la estructura sea el deseado.

ABSTRACT

The aim of this TFG is to increase the power of an internal combustion engine by 20% by redesigning the elements that make up its connecting rod-crank mechanism.

Firstly, an investigation will be carried out to obtain the initial model of a BMW 320i M1 engine. From here, various methods for the enhancement of an internal combustion engine will be evaluated. Once the method of upgrading has been decided upon, a recreation of the engine to be built will be made, according to the requested requirements.

Having made a model of the boosted engine (Autodesk Inventor) and duly justified this increase in power, the object of study will focus on the connecting rod. The lack of information makes it necessary to justifiably assume the type of steel to be used in the design of the connecting rod.

With all the geometry designed and material chosen, the static and dynamic strength analysis (MSC Nastran-Patran) will be carried out.

To determine the forces to which the connecting rod will be subjected in the static and dynamic strength analysis, a kinematic and dynamic analysis (MSC Adams) of the mechanism will be carried out.

Once the forces for each of the different critical scenarios are known, the analysis is carried out using finite element models. A strength analysis is carried out to evaluate the mechanical behaviour of the connecting rod structure.

In addition, dynamic strength analyses are carried out. Such as modal analysis, where the aim is to find out if there is a risk of resonance. A fatigue analysis is also carried out to determine the number of cycles that the connecting rod will withstand in such a situation.

Once all the results of the different analyses are known, it is time to draw conclusions. We look for possible weaknesses, seeing which tests have not met the minimum resistance or displacement requirements and which are therefore not admissible. Based on these results, a possible improvement is proposed to ensure that the behaviour of the structure is as desired.

ÍNDICE GENERAL

DOCUMENTO I: MEMORIA

DOCUMENTO II: ANEXO DE CÁLCULOS

DOCUMENTO III: PLANOS

DOCUMENTO IV: PLIEGO DE CONDICIONES

DOCUMENTO V: PRESUPUESTO

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



***POTENCIACIÓN DE UN MOTOR DE
COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO***

***Powering an alternative internal combustion
engine***

DOCUMENTO I: MEMORIA

Autor: Diego García Pérez

Tutores: Javier Sánchez Espiga y Valentín Gómez Jáuregui

Septiembre - 2023

ÍNDICE

1	OBJETO Y ALCANCE DEL PROYECTO	1
2	ESTUDIO DE SOLUCIONES	3
2.1	REPROGRAMACIÓN DE CENTRALITA	3
2.2	AUMENTAR LA CILINDRADA DEL MOTOR.....	4
2.3	AÑADIR UN TURBOCOMPRESOR O UN SUPERCARGADOR.....	4
2.4	AUMENTAR LA RELACIÓN DE COMPRESIÓN	5
2.5	MEJORAR LA ADMISIÓN Y EL ESCAPE	6
2.6	CAMBIAR EL ÁRBOL DE LEVAS.....	7
3	ESPECIFICACIONES TÉCNICAS Y REQUISITOS DE DISEÑO.....	8
4	METODOLOGÍA PARA LA OBTENCIÓN DEL MODELO	12
4.1	DEFINICIÓN DEL MODELO DE PARTIDA.....	12
4.1.1	Pistón.....	12
4.1.2	Cigüeñal	13
4.1.3	Biela.....	14
4.1.4	Mecanismo en conjunto.....	16
4.2	SOLUCIÓN ADOPTADA.....	18
4.2.1	Modificación del parámetro V_T	18
4.2.2	Modificación de la carrera del pistón.	19
4.2.3	Modificación de la biela sin comprometer la relación de compresión. ...	19
5	ANÁLISIS DE LA BIELA	22
5.1	ANÁLISIS CINEMÁTICO Y DINÁMICO	22
5.2	ANÁLISIS RESISTENTE Y DE DEFORMACIONES.....	24
5.3	ANÁLISIS MODAL	25
5.4	ANÁLISIS DE FATIGA	25
6	PROPUESTA DE MEJORA.....	27



7	PLANIFICACIÓN	28
8	PRESUPUESTO.....	30
9	REFERENCIAS	31

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. BMW 320i M1.....	2
Figura 2.1. Reprogramación a un MCAI. AUTODOC CLUB	3
Figura 2.2. Aumento de cilindrada variando carrera	4
Figura 2.3.Turbocompresor (izquierda) y Supercargador (derecha).	5
Figura 2.4. Rendimiento térmico en función de RC y “ γ ”.....	6
Figura 2.5. Sistema de escape de un MCIA.....	7
Figura 2.6. Árbol de levas Honda, Motor V-TEC.	7
Figura 3.1.Manual de taller, especificación de motor (M20).....	8
Figura 3.2. Manual de taller, diámetros de los apoyos y las muñequillas del cigüeñal.	9
Figura 3.3. Manual de taller, diámetros de los pistones.	9
Figura 3.4. Biela de BMW M20	10
Figura 3.5. Descripción de la biela	10
Figura 4.1. Vista inferior del Pistón	12
Figura 4.2. Vista isométrica del Pistón	12
Figura 4.3. Planos generales del Pistón.....	13
Figura 4.4. Planos generales de un segmento del Cigüeñal	14
Figura 4.5. Vista isométrica de todo el cigüeñal.....	14
Figura 4.6. Vista isométrica de uno de los seis segmentos del cigüeñal	14
Figura 4.7. Planos generales de la Biela.....	15
Figura 4.8. Vista isométrica de la Biela	15
Figura 4.9. Representación del mecanismo en el PMS.....	16
Figura 4.10. Representación del mecanismo en el PMI	16
Figura 4.11, Representación del mecanismo potenciado en el PMS	21
Figura 4.12.Representación del mecanismo potenciado en el PMI	21
Figura 5.1. Esfuerzos axiles	23
Figura 5.2. Esfuerzos de flexión.....	23
Figura 5.3. Vida útil de la biela	26
Figura 5.4. Gráfica S-N de la pieza	26

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Especificaciones del motor del BMW 320i.	8
Tabla 2. Resultados ensayos de resistencia	24
Tabla 3. Propiedades mecánicas del Acero C4140	24
Tabla 4. Modos de vibración (rad/s)	25
Tabla 5. Planificación del proyecto.....	29

1 OBJETO Y ALCANCE DEL PROYECTO

Rediseñar las piezas de un motor de combustión de gasolina para aumentar su potencia un 20%. Se partirá de un modelo virtual esquemático construido a partir de las características de un motor BMW E30 en el programa Autodesk Inventor. Con las geometrías iniciales definidas se llevará a cabo cambios en la geometría del mecanismo biela-manivela, con el objetivo de obtener un aumento de la potencia de funcionamiento del motor, y a continuación un estudio detallado de la biela.

El proceso se inicia mediante el diseño de tres posibles modelos en Autodesk Inventor, se procede a una simulación cinemática en el software Adams View, lo cual es fundamental para llevar a cabo el cálculo dinámico de los esfuerzos experimentados por la biela durante un ciclo completo.

Después de obtener las fuerzas para cada uno de los escenarios relevantes, se procede a realizar un análisis empleando modelos de elementos finitos, se realiza un análisis de resistencia. El siguiente ensayo consiste en un análisis dinámico, específicamente un análisis modal. El tercer y último ensayo también es un análisis dinámico, en este caso un análisis de fatiga.

Una vez que se obtienen los resultados de los distintos análisis, llega el momento de las conclusiones. Se buscan posibles debilidades, identificando qué ensayos no cumplen con los mínimos de resistencia o desplazamiento y, por lo tanto, no son aceptables. Basándose en estos resultados, se plantea una posible mejora que permita lograr el comportamiento deseado de la estructura.



Figura 1.1. BMW 320i M1.

2 ESTUDIO DE SOLUCIONES

Existen diversas maneras de aumentar la potencia de un motor de combustión interna alternativo, a continuación, mencionaremos algunas de ellas:

2.1 REPROGRAMACIÓN DE CENTRALITA

La reprogramación de la centralita de un motor de combustión interna es una técnica utilizada para aumentar la potencia del motor al modificar los ajustes predeterminados del software que controla el motor. El proceso de reprogramación de la centralita se realiza a través de un equipo especializado que conecta con el puerto de diagnóstico del vehículo y reemplaza los valores preestablecidos por otros ajustes más agresivos que permiten aumentar la potencia del motor.

Se extrae la información original del software de la centralita, lo que permite ver y modificar los valores predeterminados del software. Después se ajustan los valores de la centralita para mejorar la entrega de potencia y el rendimiento del motor. Lo cual se consigue modificando algunos parámetros como, el mapa motor, la cantidad de combustible que se inyecta, el momento de encendido, la presión de sobrealimentación, entre otros.

Para llevar a cabo este tipo de modificaciones hay que ser consecuente con la potencia que se pretende conseguir y la resistencia de los elementos mecánicos del motor, ya que un aumento desmesurado de la potencia podría causar consecuencias fatales, como la rotura de cualquier elemento (Figura 2.1).



Figura 2.1. Reprogramación a un MCIA. AUTODOC CLUB

2.2 AUMENTAR LA CILINDRADA DEL MOTOR

Una forma común de aumentar la potencia es aumentar la cilindrada del motor. Esto se puede lograr aumentando el diámetro del cilindro o la carrera del pistón.

En el primero de los casos, aumentar la cilindrada del motor modificando el diámetro del pistón, se presenta complicado, ya que variar el diámetro del pistón supondría variar en la misma cantidad el diámetro del cilindro del bloque motor. Lo que conlleva a rebajar las paredes del cilindro del bloque motor, dando lugar a un bloque motor con unas paredes más finas de dudosa resistencia frente a las explosiones que se generan en la cámara de combustión.

En el segundo de los casos, aumentar la cilindrada del motor modificando la carrera del pistón, se presenta más viable. Ya que la carrera del pistón es dos veces el radio de la muñequilla del cigüeñal, aumentando dicho radio (cambiando por otro cigüeñal) podemos aumentar la cilindrada del motor. Sin embargo, esta modificación puede resultar costosa y puede requerir cambios en otros componentes del motor.

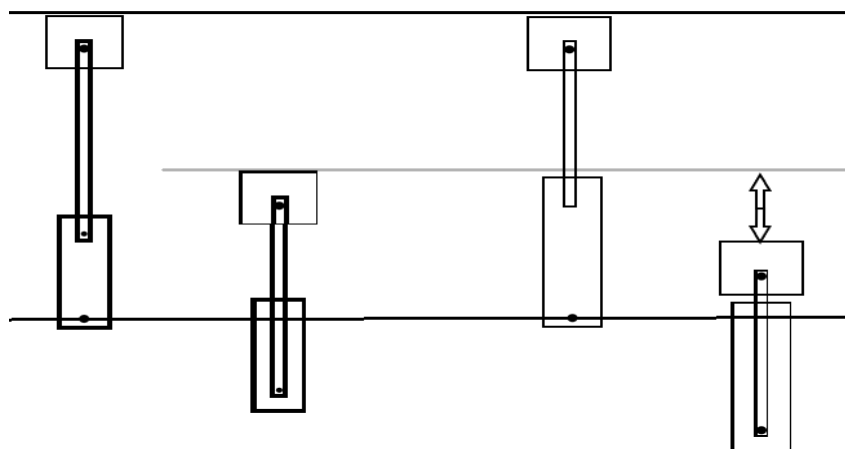


Figura 2.2. Aumento de cilindrada variando carrera

2.3 AÑADIR UN TURBOCOMPRESOR O UN SUPERCARGADOR

Otra forma de aumentar la potencia es añadiendo un turbo o un supercargador. Ambos dispositivos comprimen el aire que entra en el motor, lo que aumenta la cantidad de oxígeno disponible para la combustión. El resultado es una mayor potencia.

Este aumento en la cantidad de aire se corresponde con un aumento en el combustible que genera la combustión, esto conlleva un aumento considerable de la

presión en la cámara de combustión. De manera que ocurre igual que en las otras potenciaciones de motor, tiene limitaciones debido a que los elementos ya existentes estaban diseñados para soportar esfuerzos menores.



Figura 2.3. Turbocompresor (izquierda) y Supercargador (derecha).

2.4 AUMENTAR LA RELACIÓN DE COMPRESIÓN

Si se aumenta la relación de compresión del motor, se puede mejorar la eficiencia y aumentar la potencia. La relación de compresión es la relación entre el volumen de la cámara de combustión en el momento de la compresión y el volumen al final del ciclo de combustión en el final de la expansión.

$$RC = \frac{V_c + V_{cc}}{V_{cc}}$$

Donde, RC es la relación de compresión, V_c es el volumen del cilindro (la cilindrada unitaria, que comprende el volumen entre el PMS y PMI), y V_{cc} el volumen de la cámara de combustión. Organizando la ecuación de la siguiente forma:

$$RC = \frac{V_c}{V_{cc}} + 1$$

Podemos observar cómo disminuyendo el volumen de la cámara de combustión la RC aumentaría, es una práctica muy común rebajar la culata, de esta forma consigues hacer más pequeña la cámara de combustión.

La relación de compresión está asociada al rendimiento térmico mediante la siguiente fórmula:

$$\eta = 1 - \frac{1}{RC^{\gamma-1}}$$

Donde " η " es el rendimiento térmico y " γ " es el *standard de aire*, el cual toma un valor fijo, se muestra que con el aumento de la RC aumenta el " η ", y con ello la potencia del motor.

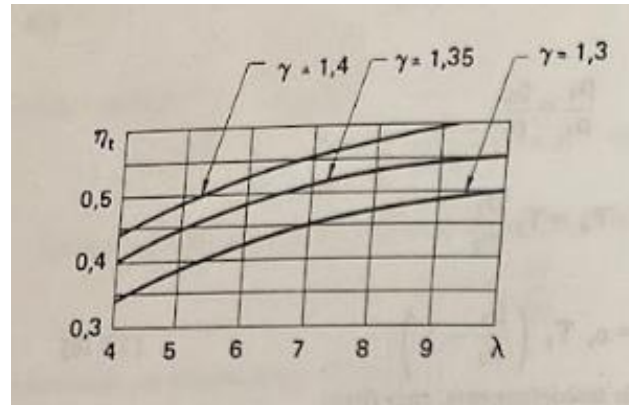


Figura 2.4. Rendimiento térmico en función de RC y " γ ".

Como las potenciaciones anteriores esta también tiene sus limitaciones, es importante tener en cuenta que la relación de compresión en los motores Otto viene limitada por dos factores, la detonación y el autoencendido.

2.5 MEJORAR LA ADMISIÓN Y EL ESCAPE

El flujo de aire es crucial para el rendimiento del motor. Mejorar la entrada y la salida de aire puede mejorar la potencia. En definitiva, se trata de instalar unos conductos de admisión y escape más grandes, ya que así aumentaría, en caso de la admisión, la cantidad de aire, y en caso del escape, la cantidad de producto de la combustión que puede entrar al cilindro o salir del cilindro respectivamente y además su velocidad a la hora del llenado o vaciado del pistón. La instalación de un sistema de admisión de aire frío o de un sistema de escape de alto rendimiento pueden mejorar la potencia.

Además, también debe ser modificado algunos parámetros como, la cantidad de combustible, para asegurar una correcta y eficiente combustión.



Figura 2.5. Sistema de escape de un MCIA.

2.6 CAMBIAR EL ÁRBOL DE LEVAS

La leva es la pieza que controla el movimiento de las válvulas en el motor. Si se cambia la leva, se puede modificar la duración y el levantamiento de las válvulas, lo que puede mejorar el flujo de aire y aumentar la potencia.

Se debe tener en cuenta factores como el solapamiento de la leva. Además, es posible que sea necesario ajustar otros componentes del motor para asegurarse de que todo esté en armonía con la nueva leva. Por ejemplo, se puede requerir una nueva programación de la ECU, un sistema de escape de mayor diámetro o una afinación del sistema de inyección de combustible.

Un famoso motor de Honda, está provisto de dos levas de diferentes tamaños, una más pequeña, para bajo régimen y garantizar un consumo reducido y una más grande, para alto régimen y conseguir mayores potencias.



Figura 2.6. Árbol de levas Honda, Motor V-TEC.

3 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS Y REQUISITOS DE DISEÑO

A continuación, se muestran los datos de partida del motor objeto de estudio (estos datos han sido obtenidos de la ficha técnica del propio coche):

Tabla 1. Especificaciones del motor del BMW 320i.

Motor de combustión interna	
Principio de funcionamiento	Gasolina 4 tiempos
Número y disposición de los cilindros	6 cilindros en línea
Cilindrada	1990 cm ³
Tipo de combustible	Gasolina
Potencia neta máxima	92 kW a 5800 rpm
Par motor máximo	170 Nm a 4000 rpm
Diámetro x Carrera	80 x 66 mm
Relación de compresión	9.8

Además, se necesitarán más datos para poder dimensionar el motor de partida y posteriormente se realizarán las modificaciones necesarias, estos son algunos de los datos que se han recopilado del manual de taller del BMW 320i.

Specifications

General

Displacement

3-series, E30 body style	
316i (1988 to 1991)	1596 cc (M40/4-cylinder engine)
316 (1983 to 1988) and 318i (1983 to 1987)	1766 cc (M10/4-cylinder engine)
318i (1987 to 1991)	1796 cc (M40/4-cylinder engine)
320i (1987 to 1991)	1990 cc (M20/6-cylinder engine)
325i (1987 to 1991)	2494 cc (M20/6-cylinder engine)
5-series, E28 body style ("old-shape")	
518 (1981 to 1985) and 518i (1985 to 1988)	1766 cc (M10/4-cylinder engine)
525i (1981 to 1988)	2494 cc (M30/6-cylinder engine)
528i (1981 to 1988)	2788 cc (M30/6-cylinder engine)
535i (1985 to 1988)	3430 cc (M30/6-cylinder engine)
M535i (1985 to 1988)	3430 cc (M30/6-cylinder engine)
5-series, E34 body style ("new-shape")	
518i (1990 to 1993)	1796 cc (M40/4-cylinder engine)
520i (1988 to 1991)	1990 cc (M20/6-cylinder engine)
525i (1988 to 1991)	2494 cc (M20/6-cylinder engine)
530i (1988 to 1991)	2986 cc (M30/6-cylinder engine)
535i (1988 to 1993)	3430 cc (M30/6-cylinder engine)
Firing order	
Four-cylinder engine	1-3-4-2
Six-cylinder engine	1-5-3-6-2-4

Figura 3.1. Manual de taller, especificación de motor (M20).

Crankshaft	
Endfloat	
M10 and M30 engines	0.085 to 0.174 mm
M20 and M40 engines	0.080 to 0.163 mm
Main bearing journal diameter (standard)	
M10 engines	
Red classification	54.98 to 54.99 mm
Blue classification	54.97 to 54.98 mm
M20 engines	
Red classification	59.98 to 59.99 mm
Blue classification	59.97 to 59.98 mm
M30 and M40 engines	
Yellow classification	59.984 to 59.990 mm
Green classification	59.977 to 59.983 mm
White classification	59.971 to 59.976 mm
Main bearing journal diameter undersizes	
1st undersize	0.25 mm
2nd undersize	0.50 mm
3rd undersize (where applicable)	0.75 mm
Main bearing oil clearance	
M10 and M20 engines	0.030 to 0.070 mm
M30 and M40 engines	0.020 to 0.046 mm
Connecting rod journal diameter (standard)	
M10 and M30 engines	47.975 to 47.991 mm
M20 and M40 engines	44.975 to 44.991 mm
Connecting rod journal diameter undersizes	
1st undersize	0.25 mm
2nd undersize	0.50 mm
3rd undersize (where applicable)	0.75 mm

Figura 3.2. Manual de taller, diámetros de los apoyos y las muñequillas del cigüeñal.

Engine block	
Cylinder bore - diameter (standard)	
M10/B18 engine	89.00 to 89.01 mm
M20/B20 engine	80.00 to 80.01 mm
M20/B25 engine	84.00 to 84.01 mm
M30/B25 engine	86.00 to 86.01 mm
M30/B28 engine	86.00 to 86.01 mm
M30/B30M engine	89.00 to 89.01 mm
M30/B34 engine	92.00 to 92.01 mm
M30/B35M engine	92.00 to 92.01 mm
M40/B16 engine	84.000 to 84.014 mm
M40/B18 engine	84.000 to 84.014 mm
Cylinder out-of-round limit (maximum)	
M20/B20 engine	0.02 mm
M20/B25 engine	0.03 mm
All other engines	0.01 mm
Cylinder taper (maximum)	
M20/B20 and M20/B25 engines	0.02 mm
All other engines	0.01 mm

Figura 3.3. Manual de taller, diámetros de los pistones.

Lo cierto es que no se indica en ningún momento las dimensiones de las bielas en el manual de taller del BMW 320i, porque se trata de información que el fabricante prefiere que no se conozca. Sin embargo, si aparecen las dimensiones principales de la biela para esa especificación de motor:



Figura 3.4. Biela de BMW M20

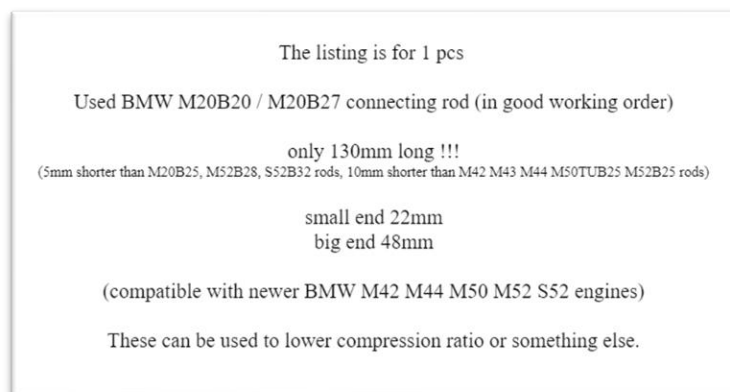


Figura 3.5. Descripción de la biela

De aquí, se puede obtener las dimensiones más importantes de la biela, como son la longitud de la biela (distancia entre centros) 130 mm, el diámetro de la cabeza de biela 22 mm, y el diámetro del pie de biela 48 mm. Se puede observar que son medidas razonables y correctas ya que como podemos observar en el manual de taller, entre la medida de la muñequilla del cigüeñal (44.975-44.991 mm $\approx$ 45 mm, Figura 3.2. Manual de taller, diámetros de los apoyos y las muñequillas del cigüeñal.) y el diámetro del pie de biela (48 mm) hay 3 mm que se deben a los casquillos de biela (1.5 mm de grosor teniendo en cuenta que son dos piezas).

El primero de los requisitos exige realizar el aumento de potencia del motor de combustión interna alternativo especificado antes en un 20%.

El segundo requisito viene impuesto por la asignatura Ingeniería Asistida por Ordenador (IAO) de la intensificación de Diseño Mecánico, la potenciación del motor se va a realizar a través del aumento de la cilindrada (modificando los componentes móviles de un motor de combustión interna), ya que, como se ha explicado en el apartado 2.2, los cambios principales que se tienen que llevar a cabo son de elementos puramente mecánicos. Las otras variedades de potenciaciones también son perfectamente válidas, pero, la reprogramación de la centralita, la instalación de turbo, etc. giran en torno a problemas que involucran más la termodinámica y electrónica.

El aumento de la cilindrada de un motor de combustión interna alternativo es una técnica comúnmente utilizada para aumentar la potencia del motor.

Al aumentar la cilindrada del motor, también es necesario ajustar otros componentes para asegurarse de que el motor funcione correctamente. Por ejemplo, se puede requerir un sistema de inyección de combustible más grande, un sistema de enfriamiento más eficiente o una transmisión más robusta.

Es importante destacar que el aumento de la cilindrada del motor puede tener implicaciones en otros aspectos del vehículo, como la eficiencia del combustible, la emisión de gases y la fiabilidad del motor. Además, esta técnica puede requerir modificaciones adicionales y puede ser costosa, por lo que es importante evaluar cuidadosamente los beneficios y los riesgos antes de llevar a cabo cualquier modificación.

4 METODOLOGÍA PARA LA OBTENCIÓN DEL MODELO

Se partirá de las especificaciones técnicas anteriormente mencionadas del motor del BMW. Así, se construirá el modelo de partida, intentando hacer una representación lo más fiel a la realidad posible.

Una vez construido el modelo de partida, el siguiente paso se trata de realizar las modificaciones geométricas necesaria para la potenciación del motor de combustión interna, además de justificar dicha ganancia.

4.1 DEFINICIÓN DEL MODELO DE PARTIDA

Se va a comenzar realizando un diseño del motor de serie del BMW 320i, se buscará crear un diseño que refleje la realidad de la manera más precisa posible, partiendo de los datos y especificaciones técnicas conocidas. Anteriormente mencionadas en el apartado 3 Especificaciones técnicas y requisitos de diseño.

Para a partir de aquí, poder realizar los ajustes necesarios para conseguir el objetivo del estudio.

4.1.1 Pistón

La medida del diámetro es de 80 mm. El agujero donde descansa el bulón o pasador que conecta la biela con el pistón mide 22 mm. El grosor de la biela son 20 mm. En las Figuras 2.1 y 2.2 se puede observar distintas vistas del pistón y en la Figura 2.3 se puede observar los planos generales del pistón.

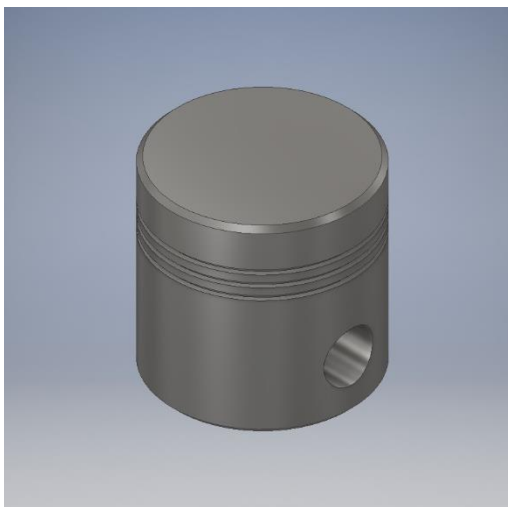


Figura 4.2. Vista isométrica del Pistón

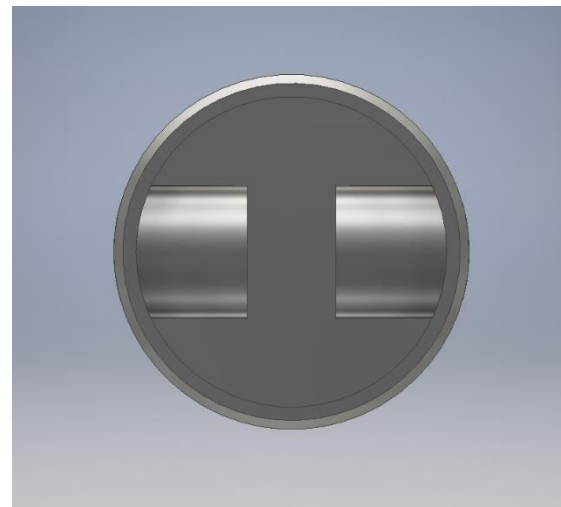


Figura 4.1. Vista inferior del Pistón

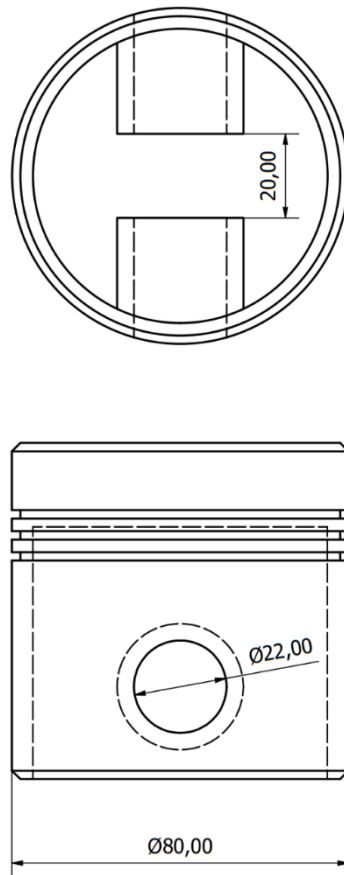


Figura 4.3. Planos generales del Pistón

4.1.2 Cigüeñal

En cuanto al cigüeñal, la carrera que realizan dichos pistones es de 66 mm, que está relacionado con el radio de la manivela, la cual es la distancia entre ejes del cigüeñal, esta sería la mitad de la carrera, por tanto, 33mm. Además, sabemos que el diámetro de los apoyos mide entre 59.97-59.99 mm $\approx$ 60 mm, por otro lado, el diámetro de las muñequillas es de 44.975-44.991 mm $\approx$ 45 mm.



Figura 4.5. Vista isométrica de todo el cigüeñal

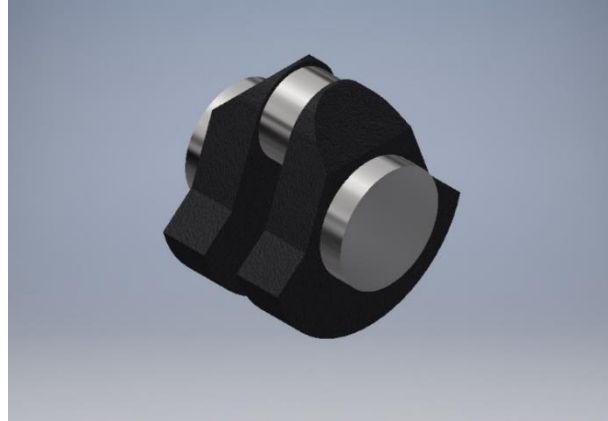


Figura 4.6. Vista isométrica de uno de los seis segmentos del cigüeñal

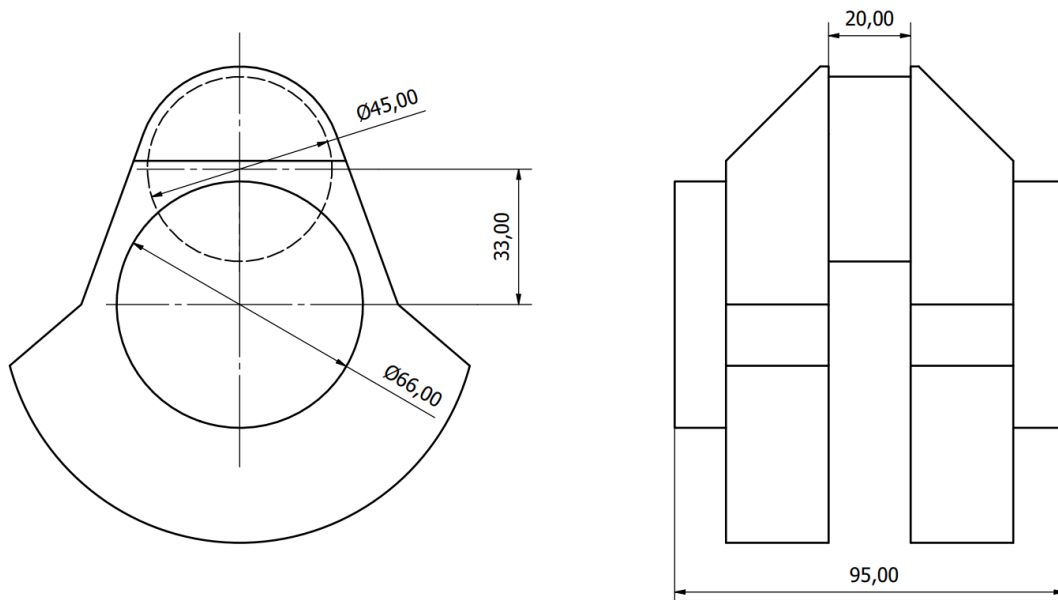
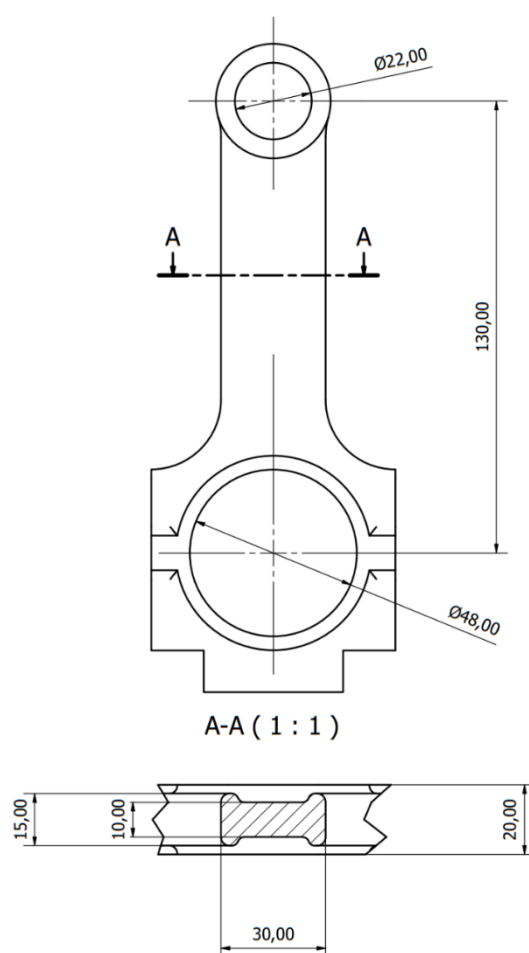
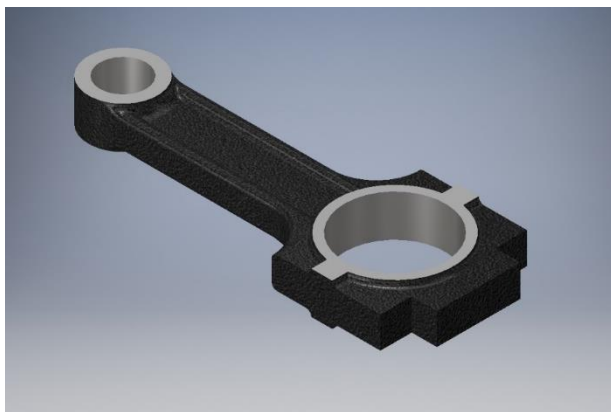


Figura 4.4. Planos generales de un segmento del Cigüeñal

4.1.3 Biela

En cuanto a la biela, tiene una longitud de 130 mm. El diámetro de la cabeza de biela mide 22 mm. El diámetro del pie de biela mide 48 mm.



4.1.4 Mecanismo en conjunto

El motor objeto de estudio, cuenta con una cilindrada 1990 cm³, además, se trata de un motor con seis cilindros en línea, del mismo cubicaje cada uno, otros datos que conocemos son el diámetro de los pistones y por consiguiente el diámetro de los cilindros del motor. En realidad, esto no sucede así, de esta forma el pistón no podría deslizarse por el interior del cilindro, pero para simplificar nuestros cálculos los tomaremos como iguales.

Con todos estos datos, que venimos mencionando en este capítulo, podemos hacer la representación del sistema Biela-Manivela de uno de los cilindros ya que en el resto ocurre lo mismo. A continuación, mostramos las dos secuencias más características del sistema PMS, punto muerto superior, y PMI, punto muerto inferior.

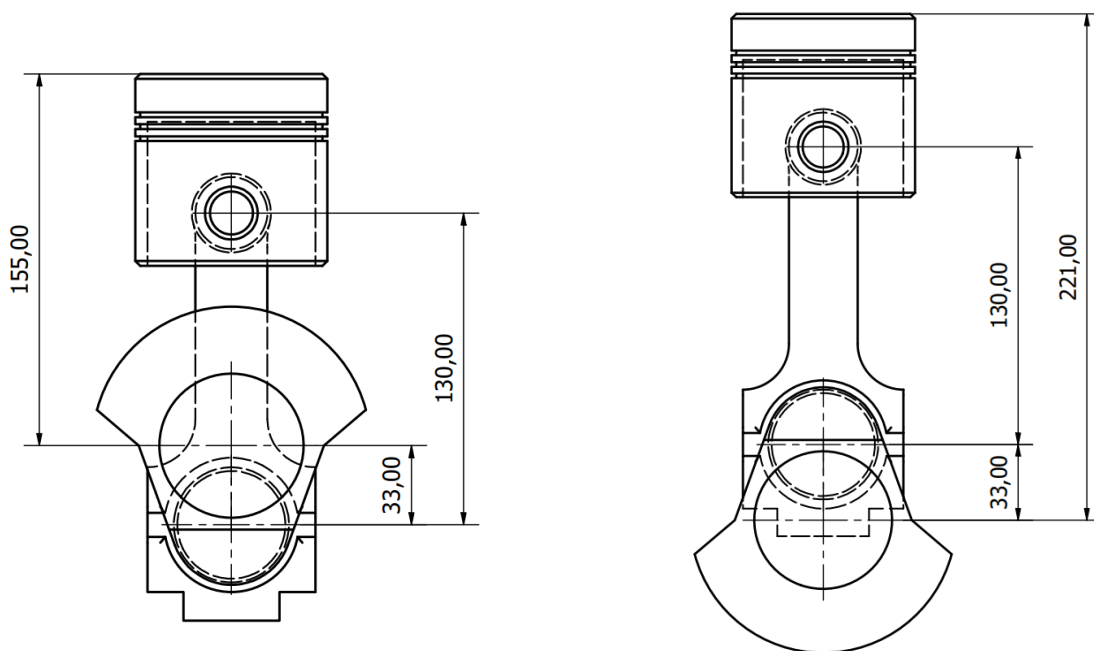


Figura 4.10. Representación del mecanismo en el PMI Figura 4.9. Representación del mecanismo en el PMS

Si observamos en las Figura 4.10 y Figura 4.9, las distancias desde eje de rotación del cigüeñal hasta la superficie superior del pistón son respectivamente 155,00 y 221,00 mm, la diferencia de estas es 66 mm, lo cual es coherente porque se corresponde con la medida de la carrera.

Además, podemos comprobar que los datos tomados son correctos haciendo el cálculo de la cilindrada total del motor mediante la siguiente fórmula:

$$V_T = \pi * \frac{D^2}{4} * C * z = \pi * \frac{(8 \text{ cm})^2}{4} * (6,6 \text{ cm}) * 6 = 1990,513 \approx 1990 \text{ cm}^3$$

Siendo V_T el volumen total de la cilindrada, D el diámetro del cilindro, C la carrera de la carrera, z el número de cilindros.

4.2 SOLUCIÓN ADOPTADA

En este apartado de la memoria se explica de manera general cómo se va a justificar la ganancia de potencia. Para conseguir este aumento del 20% de la potencia vamos a partir de la siguiente ecuación:

$$N_e = pme * V_T * n * i$$

Siendo N_e la potencia efectiva del motor en vatios (W), PME es la presión media efectiva en pascales (Pa), en el caso de los motores de encendido provocado (también conocidos como motores de gasolina) como es el nuestro, el valor de la PME puede variar según el diseño del motor y las condiciones de operación. En general, los motores modernos de gasolina tienen valores de PME que oscilan entre 7 y 14 bar, sin embargo, la modificación de este parámetro no está dentro del alcance de este proyecto. El parámetro n es la velocidad angular en vueltas por segundo (rps), es un parámetro del que se aprovechan muchas competiciones de alto rendimiento, al tener una relación proporcional N_e y n , puedes aumentar N_e en la misma medida que aumentes n , pero de esta forma se sacrifica la fiabilidad y duración de motor al girar al mayor número de revoluciones. El parámetro i es el número de ciclos por vuelta, que en el caso que nos ocupa (un motor de 4 tiempos), i es igual a 0,5. Otro valor que puede tomar el parámetro es $i = 1$, caso que ocurre en los motores de 2 tiempos, pero es algo prácticamente inviable querer transformar un motor de 4 tiempos en uno de 2 tiempos, por lo que este parámetro no lo modificaremos. V_T es el volumen total de la cilindrada en metros cúbicos (m^3), y va a ser el parámetro que modifiquemos.

4.2.1 Modificación del parámetro V_T .

Al igual que los otros parámetros, V_T , también guarda una relación proporcional con la potencia efectiva, N_e , por lo tanto, si queremos aumentar en un 20% la potencia efectiva, será suficiente con aumentar la cilindrada total un 20%:

$$V_{Tf} = 1.2 * V_{To} = 1.2 * 1990 = 2388 \text{ cm}^3$$

Obteniendo un volumen total de la cilindrada final de 2388 cm^3 . Con este aumento de la cilindrada ya estamos asumiendo esa ganancia del 20% de potencia. Además,

como en todos los cilindros vamos a realizar las mismas modificaciones podemos centrar nuestro estudio en solo uno de ellos:

$$V_u = \frac{V_T}{z} = \frac{2388}{6} = 398 \text{ cm}^3$$

Así que el volumen unitario de cada cilindro es de 398 cm^3 .

4.2.2 Modificación de la carrera del pistón.

Como se ha explicado en el apartado 2.2, no tiene mucho sentido modificar el diámetro del pistón, por lo que modificaremos la carrera del mecanismo, para saber en qué cantidad vamos a variar este parámetro seguiremos esta ecuación:

$$S = V_u * \frac{4}{\pi * D^2} = 398 * \frac{4}{\pi * 8^2} = 7,92 \text{ cm} \approx 8 \text{ cm}$$

Con lo que obtendremos una carrera $C = 80 \text{ mm}$, el cálculo es coherente ya que previamente nuestra carrera era de 66 mm , como pretendemos aumentar la cilindrada sin modificar el diámetro del pistón, solo cabe esperar que la carrera aumente. Obviamente habría que diseñar completamente un cigüeñal nuevo, pero no es el objeto de nuestro estudio. Además, debemos tener en cuenta que, si aumentamos el radio de la manivela, que ahora pasaría a medir 40 mm , y mantenemos el tamaño de la biela inicial, nuestro pistón chocaría con la culata. Veamos en qué cantidad debemos modificar la longitud de nuestra biela.

4.2.3 Modificación de la biela sin comprometer la relación de compresión.

En una primera instancia se podría pensar que el dimensionado de la longitud de la nueva biela es tan sencillo como la siguiente ecuación:

$$\frac{S_f}{2} + L_f = \frac{S_o}{2} + L_o$$

Con C_f y C_o siendo la carrera final e inicial, respectivamente, y con L_f y L_o las longitudes de la biela final e inicial.

Pero de esta forma el volumen de la cámara de combustión (V_{cc}) no se vería modificado. Así, como explicamos en el apartado 2.4, manteniendo constante V_{cc} y aumentando la cilindrada unitaria (el volumen del cilindro, V_c) la relación de compresión se vería aumentada, lo que también contribuiría a aumentar la presión

media efectiva, comprometiendo los esfuerzos adicionales que pudiera sufrir la cámara de combustión; además de poner en duda la fiabilidad y durabilidad del motor.

Para ello vamos a mantener la relación de compresión, que es de valor $RC=9.8$. Para hacerlo aplicamos la fórmula de la relación de compresión del apartado 2.4:

$$RC = \frac{V_c}{V_{cc}} + 1 \Rightarrow V_{cc} = \frac{V_c}{RC - 1}$$

Obtenemos que, para una cilindrada total de 1990 cm^3 , cuya cilindrada unitaria es de 331.6 cm^3 , aplicando la fórmula:

$$V_{cc1} = \frac{V_{c1}}{RC - 1} = \frac{331.6}{9.8 - 1} = 37,689 \text{ cm}^3$$

Mientras tanto, para mantener la relación de compresión con la nueva cilindrada de 2388 cm^3 , cuyo valor unitario por cilindro es de 398 cm^3 , tendríamos:

$$V_{cc2} = \frac{V_{c2}}{RC - 1} = \frac{398}{9.8 - 1} = 45,227 \text{ cm}^3$$

El aumento en volumen de la cámara de combustión es el siguiente:

$$\Delta V = V_{cc2} - V_{cc1} = 45,227 - 37,689 = 7,538 \text{ cm}^3$$

Si vemos este volumen como un cilindro del mismo diámetro que el cilindro, podemos sacar su altura:

$$V = \pi * \frac{D^2}{4} * h \Rightarrow h = 4 * \frac{V}{\pi * D^2} = 4 * \frac{7,538}{\pi * 8^2} = 0,15 \text{ cm} = 1,5 \text{ mm}$$

Volviendo ahora a la ecuación modificada del principio del apartado:

$$\frac{C_f}{2} + L_f + h = \frac{C_o}{2} + L_o$$

$$\frac{80}{2} + L_f + 1.5 = \frac{66}{2} + 130$$

$$L_f = 121,5 \text{ mm}$$

De este modo, podemos aumentar la carrera sin riesgo de provocar daños por fatiga en el mecanismo.

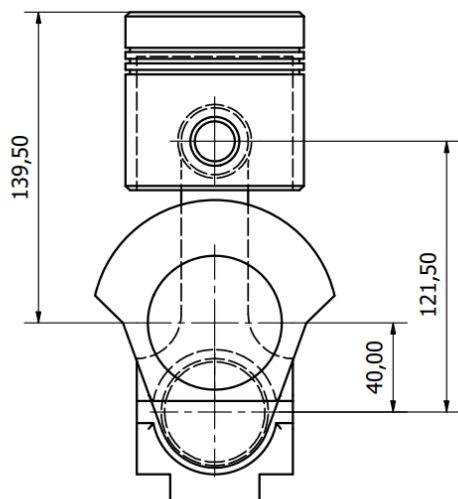


Figura 4.12. Representación del mecanismo potenciado en el PMI

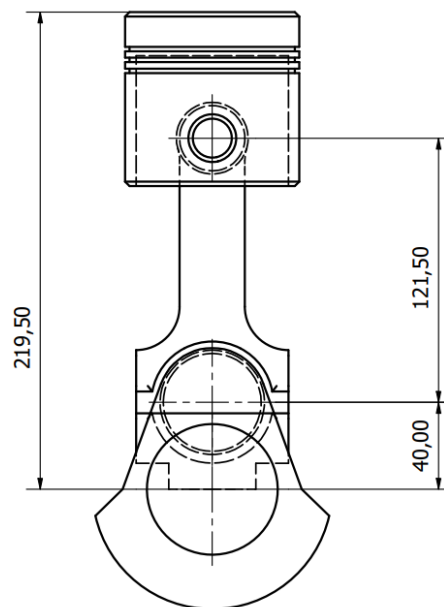


Figura 4.11, Representación del mecanismo potenciado en el PMS

5 ANÁLISIS DE LA BIELA

5.1 ANÁLISIS CINEMÁTICO Y DINÁMICO

Para poder realizar los análisis estructural, modal y de fatiga es necesario conocer las condiciones de trabajo a las que se somete a la biela. En este caso se realizará un análisis cinemático a lo largo de todo un ciclo, para obtener aceleraciones lineales y angulares, para posteriormente poder plantear el problema dinámico, obteniendo así, las cargas a las que es sometida la biela. Se van a estudiar los esfuerzos de compresión, tracción y flexión a los que es sometida la biela.

Las situaciones más desfavorables a las que se puede someter el motor y por tanto sus elementos mecánicos, en este caso son:

110.4 kW a 5800 rpm

204 Nm a 4000 rpm

Dado que el punto de máxima potencia tiene un par menor pero mayor velocidad angular del cigüeñal y el punto de mayor par menor velocidad angular, se va a generar un escenario donde se tengan en cuenta los puntos más desfavorables, en este caso se estará posicionando el diseño de lado de la seguridad.

Las condiciones del análisis cinemático y dinámico serán:

204 Nm a 5800 rpm

Los esfuerzos que aparecen en la biela en este escenario se pueden observar en las siguientes figuras.

Esfuerzos axiales:

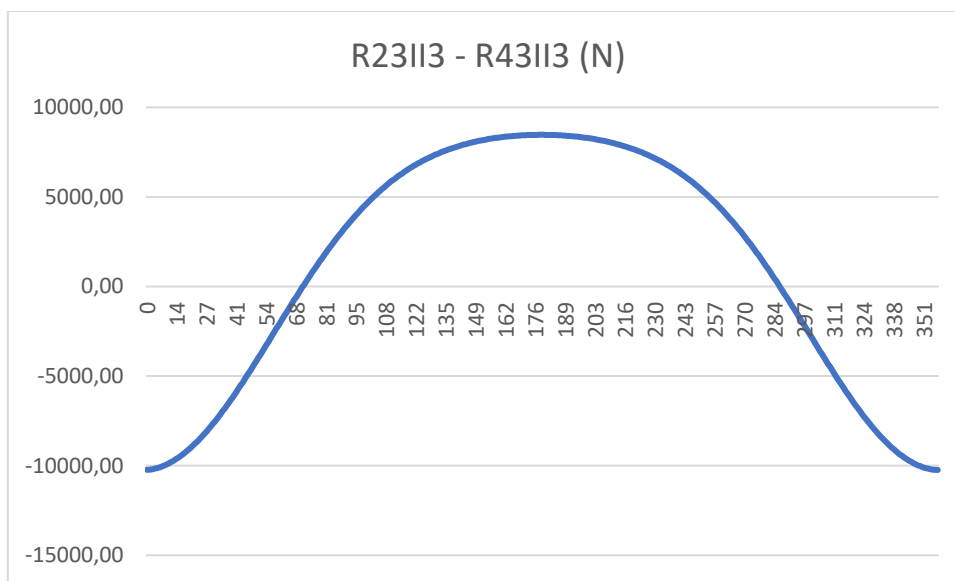


Figura 5.1. Esfuerzos axiales

Esfuerzos de flexión:

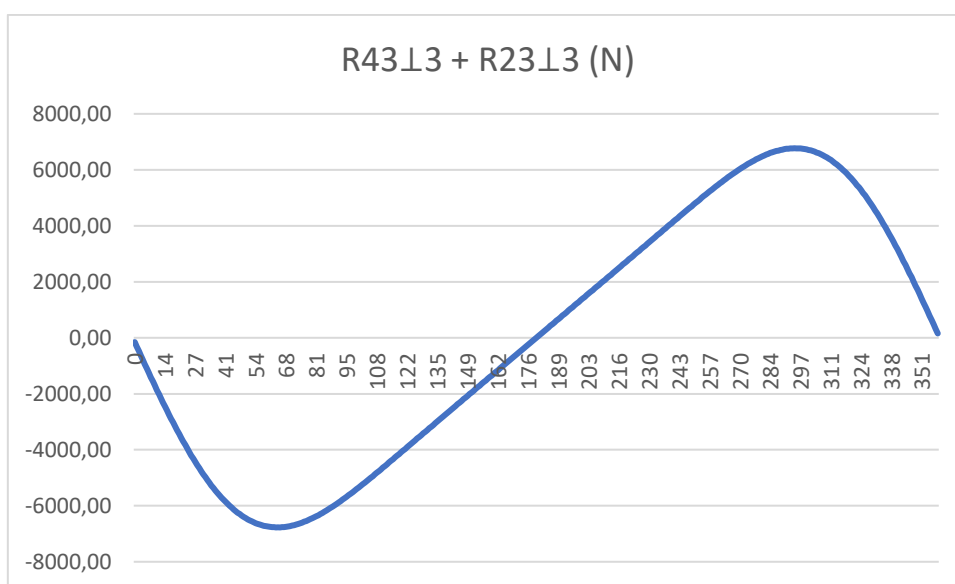


Figura 5.2. Esfuerzos de flexión

Posteriormente las fuerzas obtenidas servirán para poder realizar los ensayos resistente y de deformaciones.

5.2 ANÁLISIS RESISTENTE Y DE DEFORMACIONES

Una vez se tienen las fuerzas que serán aplicadas a la biela en cada uno de los escenarios, se procede al análisis estructural de la biela mediante el uso de un modelo de elementos finitos. Para llevar a cabo este análisis en Nastran-Patran, se importa el modelo 3D previamente creado en Inventor.

Es esencial definir las propiedades del material utilizado; en este caso, se trata de acero con una densidad de 7800 kg/m^3 , un módulo elástico de 206 GPa y un coeficiente de Poisson con un valor de 0.28 .

Para todos los casos se aplicará el criterio de Von Mises. Con la malla y las propiedades ya establecidas, se procede a realizar el análisis correspondiente para cada uno de los escenarios. De acuerdo con las unidades de los datos ingresados, los resultados de las tensiones se expresarán en pascuales (MPa).

Se van a realizar tres tipos de ensayo a compresión, a tracción y a flexión.

Tabla 2. Resultados ensayos de resistencia

	Biela en I	Biela en H	Biela en +
Compresión (MPa)	68,1	92,7	98,3
Tracción (MPa)	81,7	111	118
Flexión (MPa)	435	715	895

Se puede observar a simple vista que el ensayo de flexión es el más determinante de todos. A continuación, se puede comparar las tensiones obtenidas en los análisis resistentes con la resistencia a tracción del acero escogido. Ninguna supera la tensión máxima. A pesar de ello, las bielas en forma de H y de +, se han descartado, dado que bajo los mismos esfuerzos tiene que soportar mayores tensiones, por lo que los siguientes análisis se continuaran haciendo únicamente sobre la biela en forma de I.

Tabla 3. Propiedades mecánicas del Acero C4140

	Resistencia a la tracción (MPa)	Límite elástico (MPa)	Alargamiento en 50.8 mm (%)	Reducción de área (%)	Dureza Brinell
C1144	1097	1007	16	57	311

5.3 ANÁLISIS MODAL

El análisis modal nos permite descubrir las frecuencias naturales de la estructura. El objetivo posterior es comparar estas frecuencias con las posibles excitaciones que puedan aparecer, para determinar si existe el riesgo de una resonancia. Este análisis se realiza a través del software Nastran-Patran. Utilizamos el mismo modelo que en análisis anteriores, pero en esta etapa prescindimos de las cargas y apoyos, y aplicamos el método de "Modos Normales" para resolverlo.

Tabla 4. Modos de vibración (rad/s)

	Frecuencia de vibración (Wn)
Modo 7	11670,0114
Modo 8	22485,3211
Modo 9	23089,38653
Modo 10	32095,57869
Modo 11	43465,88215
Modo 12	51790,66286
Modo 13	55097,75461
Modo 14	57599,53051
Modo 15	68728,62248
Modo 16	82707,45315

Con este análisis se logra observar cómo ninguna frecuencia del funcionamiento del funcionamiento del motor, entre 104.72 – 628.32 rad/s, según los cálculos de los realizados en el Capítulo 6 de los anexos, está dentro ni se acerca a las frecuencias naturales de la pieza, por lo que se puede llegar a la conclusión de que el motor no producirá resonancia en su propia biela.

5.4 ANÁLISIS DE FATIGA

Realizar un análisis de fatiga en elementos mecánicos es esencial para prever su durabilidad en condiciones reales, evitando fallos sorpresivos y optimizando el diseño. Este análisis considera cargas variables y ayuda a seleccionar materiales adecuados, previene sobre-diseños y cumple con regulaciones. Contribuye a la seguridad, eficiencia y economía al prevenir fallas, validar diseños y maximizar la vida útil de componentes.

Antes de proceder con los cálculos de fatiga es importante la estimación de los coeficientes modificativos de las tensiones a utilizar, para conseguir un resultado fiable.

A continuación, se procede a la estimación de la vida útil de la pieza.

$$\frac{\log(S_g) - \log(S_e)}{\log(10^3) - \log(10^6)} = \frac{\log(\sigma_a) - \log(S_g)}{\log(N) - \log(10^3)}$$

$$\frac{\log(987.3) - \log(280.71)}{\log(10^3) - \log(10^6)} = \frac{\log(197.05) - \log(987.3)}{\log(N) - \log(10^3)}$$

$$\log(N) = -3 * \frac{\log\left(\frac{197.05}{987.3}\right)}{\log\left(\frac{987.3}{280.71}\right)} + 3 = 6.845$$

$$N = 10^{6.845} = 6998419.96 \approx 7 \text{ millones de ciclos}$$

Figura 5.3. Vida útil de la biela

Los resultados del estudio de fatiga son positivos, pronosticando una durabilidad de alrededor de 7 millones de ciclos para la biela. Esto implica que, para una pieza de acero con una vida útil superior a un millón de ciclos, su vida útil se considera prácticamente ilimitada. Esto se puede apreciar en la Figura 5.4, donde a partir del punto de 1 millón de ciclos (10^6), la curva S-N se estabiliza horizontalmente, indicando una vida útil infinita.

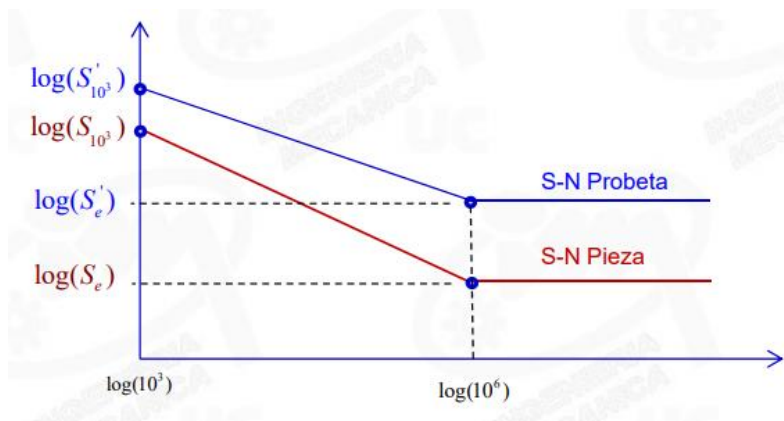


Figura 5.4. Gráfica S-N de la pieza

6 PROPUESTA DE MEJORA

En relación con los resultados obtenidos en este proyecto, se logró una solución que cumple con las expectativas iniciales. Sin embargo, esta solución no es la ideal ni definitiva. Aunque se logró un aumento del 20% en la potencia del motor de combustión interna, el diseño óptimo de la biela requerirá más ciclos de rediseño y análisis. Por lo tanto, a pesar de los avances en el primer diseño de la biela, aún hay margen para mejoras.

La recomendación principal para optimizar la pieza sería intentar reducir su peso sin comprometer su comportamiento estructural. Esto, a su vez, aumentaría la potencia del motor, permitiendo que menos energía se destine a mover componentes internos y más se dirija hacia las ruedas, mejorando las capacidades del motor.

7 PLANIFICACIÓN

En la tabla siguiente se detalla la duración de las distintas tareas que componen la elaboración del proyecto y la implementación de la mejora propuesta. Esta planificación se divide en dos fases claramente diferenciadas: la etapa de desarrollo del proyecto y la etapa de ejecución de la mejora. La fase más extensa es de 4 meses, ya que abarca el análisis en sus diversas etapas y la elaboración de todos los documentos necesarios. El último mes se dedica a la construcción e instalación de la nueva biela, que no requerirá mucho tiempo si se dispone de toda la información necesaria.



Tabla 5. Planificación del proyecto

ACTIVIDAD	INICIO	FINAL	DURACIÓN	1	2	3	4	5
Planificación análisis y potenciación de motor	1	5	5					
Contratación cliente	1	1	1					
Investigación mejor solución	1	1	1					
Diseño mecánico	1	2	2					
Planteamientos escenarios críticos	2	3	2					
Análisis comportamientos mecánicos	2	4	3					
Elaboración de documentación	1	4	4					
Memoria	2	4	3					
Anexos	1	4	4					
Planos	3	4	2					
Pliego de condiciones	4	4	1					
Presupuesto	4	4	1					
Realización de la mejora	5	5	1					
Preparación del material	5	5	1					
Construcción de la biela	5	5	1					
Instalación del motor	5	5	1					

8 PRESUPUESTO

El coste de la elaboración del proyecto y la realización de la mejora, incluyendo costes de la materia prima (acero C4140), la mano de obra de la construcción e instalación asciende a: **seis mil novecientos seis euros con setenta y nueve céntimos (6.906,79€).**

En el Documento V “Presupuestos” se desglosan con mayor detalle.

9 REFERENCIAS

1. Den. (2022). Cómo se puede aumentar la potencia de un motor. *Blog del AUTODOC CLUB - consejos e ideas para su coche.*
<https://club.autodoc.es/magazin/como-se-puede-aumentar-la-potencia-de-un-motor>
 2. *Partes del Motor.* (s. f.).
https://portalelectromecanico.com/CURSOS/MaquinasMecanicas/partes_del_motor.html
 3. Undefined. (2021, 27 julio). TOP 10 MODIFICACIONES PARA AUMENTO DE POTENCIA. *Heritage Parts Centre.*
<https://www.heritagepartscentre.com/es/blog/top-10-modificaciones-para-aumento-de-potencia.html>
 4. *BMW E30 3 Series 320i Ficha Técnica, consumo y dimensiones.* (s. f.).
ultimatespecs. <https://www.ultimatespecs.com/es/car-specs/BMW/226/BMW-E30-3-Series-320i.html>
 5. *Cálculo de MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA.* (s. f.).
<https://es.slideshare.net/ingpaguatiant2/clculo-de-motores-de-combustin-interna>
- eBay. (s.f.). Obtenido de
<https://www.ebay.ie/itm/363544598582?hash=item54a4f25836:g:Uw0AAOSw04BkCanK&amdata=enc%3AAQAIAAAA4CgFmkO6xqBbNJG1dQmT8PjrY%2FizzKXbvE53JnH3nb8SeHoX2UZmt802SglBMPrsaCdf%2FWcVHlt8PLiWv1UQ0IOEMuwZfwlzMxLzPy8ACTN3nJ7ni2Pmgcg4QWP8Qj8NEVRsesfEnXjXyTkwMVaH9e2j6>

eBay. (s.f.). Recuperado el 19 de 06 de 2023, de
<https://www.ebay.ie/itm/363544598582?hash=item54a4f25836:g:Uw0AAOSw o4BkCanK&amdata=enc%3AAQAIAAAA4CgFmkO6xqBbNJG1dQmT8PjrY%2FizzKXbvE53JnH3nb8SeHoX2UZmt802SglBMPrsaCdf%2FWcVHlt8PLiWvv1UQ0IOEMuwZfwIzMXLzPy8ACTN3nJ7ni2Pmgcg4QWP8Qj8NEVRsesfEnXjXyTkwMVaH9e2j6>

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



***POTENCIACIÓN DE UN MOTOR DE
COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO***
***Powering an alternative internal combustion
engine***

DOCUMENTO II: ANEXO DE CÁLCULOS

Autor: Diego García Pérez

Tutores: Javier Sánchez Espiga y Valentín Gómez Jáuregui

Septiembre - 2023

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN.....	1
2. SOLUCIONES PROPUESTAS.....	3
2.1 DEFINICIÓN DE LA GEOMETRÍA DE LA BIELA	3
2.1.1 Biela en I.....	4
2.1.2 Biela en H	5
2.1.3 Biela en +	6
2.2 DEFINICIÓN DEL MATERIAL DE LA BIELA	7
3. DEFINICIÓN DEL MODELO MULTI-CUERPO PARA LA IDENTIFICACIÓN DE LAS FUERZAS ACTUANTES EN LA BIELA.....	11
3.1 CIGÜEÑAL.....	11
3.2 BIELA.....	13
3.3 PISTÓN.....	15
3.4 ESQUEMA DE CONJUNTO	16
4. IDENTIFICACIÓN Y CÁLCULO DE FUERZAS ACTUANTES EN EL SISTEMA	19
4.1 ANÁLISIS CINEMÁTICO	20
4.1.1 Aceleraciones del cigüeñal	20
4.1.2 Aceleraciones de la biela.....	21
4.2 ANÁLISIS DINÁMICO	22
4.2.1 Esquema del mecanismo	22
4.2.2 Formulación ecuaciones algebraicas	24
4.2.3 Datos invariables	27
4.2.4 Representación de los esfuerzos	27
5. ANÁLISIS DE TENSIONES Y DEFORMACIONES DE LA BIELA.....	30
5.1 ENSAYO DE COMPRESIÓN.....	30
5.2 ENSAYO DE TRACCIÓN	32



5.3	ENSAYO DE FLEXIÓN	33
5.4	RESULTADOS DE LOS ENSAYOS	35
6.	ANÁLISIS MODAL.....	36
7.	ANÁLISIS A FATIGA	41
7.1	DEFINICIÓN DE TENSIÓN MEDIA Y FLUCTUANTE	41
7.2	COEFICIENTES MODIFICATIVOS	42
7.2.1	Factor de superficie	43
7.2.2	Factor de tamaño	43
7.2.3	Factor de carga	45
7.2.4	Factor de temperatura	45
7.2.5	Factor de confiabilidad.....	46
7.2.6	Factores diversos	46
7.3	ESTIMACIÓN DE LA CURVA S-N PARA LA PIEZA	46
8.	CONCLUSIONES Y SÍNTESIS DE RESULTADOS	49
9.	REFERENCIAS	50

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1. Vista isométrica Biela en I	4
Figura 2.2. Planos generales Biela en I.....	4
Figura 2.3. Vista isométrica Biela en H	5
Figura 2.4. Planos generales Biela en H	5
Figura 2.5. Vista isométrica Biela en +	6
Figura 2.6. Planos generales Biela en +	6
Figura 2.7. Clasificación de acero al carbono según composición (Composiciones Materiales)	8
Figura 2.8. Propiedades Mecánicas (IIRSACERO, 2023).....	9
Figura 2.9. Propiedades físicas de materiales metálicos	10
Figura 3.1. Características del Cigüeñal	12
Figura 3.2. Distancia del centro de masas del cigüeñal	12
Figura 3.3. Características de la Biela en I.....	13
Figura 3.4. Características de la Biela en H	13
Figura 3.5. Características de la Biela en +	14
Figura 3.6. Distancia del centro de masas de la Biela	15
Figura 3.7 Características del Pistón.....	16
Figura 3.8 Modelo multi-cuerpo.....	17
Figura 3.9. Cuarta secuencia de la simulación.....	18
Figura 3.10. Tercera secuencia de la simulación	18
Figura 3.11. Segunda secuencia de la simulación	18
Figura 3.12. Primera secuencia de la simulación	18
Figura 4.1. Esfuerzos que sufre una Biela (Shaikh, 2022)	19
Figura 4.2 Gráfica las aceleraciones del cigüeñal	21
Figura 4.3 Gráfica las aceleraciones de la biela.....	21
Figura 4.4. Representación elemento 2	23
Figura 4.5. Esquema del mecanismo	23
Figura 4.6. Representación elemento 3	24
Figura 4.7. Esfuerzos Axiles.....	28
Figura 4.8. Esfuerzos de Flexión.....	29
Figura 5.1. Ensayo de Compresión Biela en I	31
Figura 5.2. Ensayo de Compresión Biela en H	31

Figura 5.3. Ensayo de Compresión Biela en +	32
Figura 5.4. Ensayo de Tracción Biela en I.....	32
Figura 5.5. Ensayo de Tracción Biela en H	33
Figura 5.6. Ensayo de Tracción Biela en +	33
Figura 5.7. Ensayo de Flexión Biela en I.....	34
Figura 5.8. Ensayo de Flexión Biela en H	34
Figura 5.9. Ensayo de Flexión Biela en +.....	35
Figura 6.1. Modo 8	37
Figura 6.2. Modo 7	37
Figura 6.3. Modo 9	38
Figura 6.4. Modo 10	38
Figura 6.5. Modo 11	38
Figura 6.6. Modo 12	38
Figura 6.7. Modo 13	38
Figura 6.8. Modo 14	38
Figura 6.9. Modo 15	39
Figura 6.10. Modo 16	39
Figura 7.1. Criterio de Soderberg	41
Figura 7.2. Coeficientes modificativos.....	42
Figura 7.3. Factor “a” y “b” según acabado	43
Figura 7.4. Área transversal de la pieza no circular con una tensión superior al 95% de la tensión máxima	43
Figura 7.5. Estimación del área transversal	44
Figura 7.6. Dimensiones cuerpo de biela.....	44
Figura 7.7. Factor de tamaño	44
Figura 7.8. Coeficiente de temperatura	45
Figura 7.9. Factor de multiplicación de material	46
Figura 7.10. Gráfica S-N de la pieza	46
Figura 7.11. Ecuación del CS de Soderberg	47

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Propiedades mecánicas del acero C4140	10
Tabla 2. Características del Cigüeñal.....	12
Tabla 3. Propiedades físicas de los tres modelos de bielas.....	14
Tabla 4. Características del Pistón.....	16
Tabla 5. Propiedades físicas	27
Tabla 6. Resultados de los ensayos resistentes	35
Tabla 7. Frecuencias de Vibración (Hz)	37
Tabla 8. Frecuencias de vibración (rad/s)	39

1. INTRODUCCIÓN

Este documento, el anexo de cálculos, contiene la explicación detallada y justificada del análisis de la nueva biela propuesta para la potenciación del motor del BMW.

Se comienza generando tres posibles modelos en Autodesk Inventor a partir de las dimensiones geométricas calculadas para garantizar el aumento de potencia. La construcción de este modelo consta de diferentes fases. Una vez completados los diseños, se determina el tipo de material a emplear. Conociendo las propiedades físicas así como geometría, masas, centros de masa e inercias se realizará una simulación cinemática en el software Adams View para obtener las aceleraciones lineales y angulares de los elementos, para posteriormente realizar el cálculo dinámico de los esfuerzos a los que se somete la biela a lo largo de todo un ciclo.

Conocidas las fuerzas para cada uno de los diferentes escenarios se pasa al análisis mediante modelos de elementos finitos. Para ello, se importan los diseños desde Autodesk Inventor y se crea un modelo tridimensional para los tres diferentes diseños, por último, se genera el mallado.

Después de conocer los escenarios más críticos a los que se somete la biela, se realiza un análisis resistente, donde se indican las condiciones de contorno y cargas a las que estará sujeta durante los distintos estudios, para evaluar el comportamiento mecánico de la estructura de la biela.

El segundo ensayo es un análisis dinámico, en concreto un análisis modal. En él se busca conocer las frecuencias naturales que tiene el sistema para compararlas con posibles frecuencias que puedan aparecer en el vehículo durante su funcionamiento y ver si existe riesgo de resonancia. Para ello es necesario conocer los modos de vibración de la estructura los cuales se obtienen realizando un análisis modal mediante el software Nastran-Patran para después calcular las frecuencias naturales.

El tercer y último ensayo también es un análisis dinámico, se plantea un análisis a fatiga, en el que a partir de los esfuerzos que aparecen en la pieza se determina la vida a fatiga del mismo aplicando los criterios correspondientes. Este análisis dinámico permite determinar el número de ciclos que resistirá la biela ante tal situación.

Una vez se conocen todos los resultados de los diferentes análisis llega el momento de sacar las conclusiones. Se buscan posibles debilidades viendo qué ensayos no han cumplido con los mínimos de resistencia o desplazamiento y que, por tanto, no son admisibles. A partir de estos resultados se propone una posible mejora que haga que el comportamiento de la estructura sea el deseado.

2. SOLUCIONES PROPUESTAS

Dado que el diseño de los motores y demás elementos de este no sigue ninguna normativa y pertenece al know-how de las propias empresas, en este capítulo se van a proponer tres distintos diseños para la biela partiendo de los datos conocidos del capítulo 3 de la memoria, y los datos calculados en el capítulo 4 también de la memoria. Existen tres modelos que generalmente se encuentran en el mercado y son las tres opciones que se van a diseñar y estudiar.

2.1 DEFINICIÓN DE LA GEOMETRÍA DE LA BIELA

Básicamente se diferencian por la forma que toma el cuerpo de la biela, que es la parte encargada de unir el pie con la cabeza de la biela, y es en sus uniones con el pie y la cabeza de la biela donde debido al cambio de sección se producen las mayores tensiones, como se podrá comprobar a lo largo del estudio. Su nomenclatura se debe a la forma que toma un corte transversal del cuerpo de la biela, se puede observar claramente una I, una H y un +.

2.1.1 Biela en I

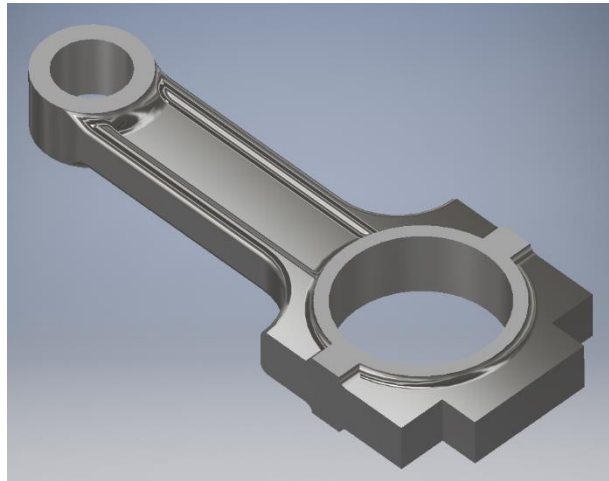


Figura 2.1. Vista isométrica Biela en I

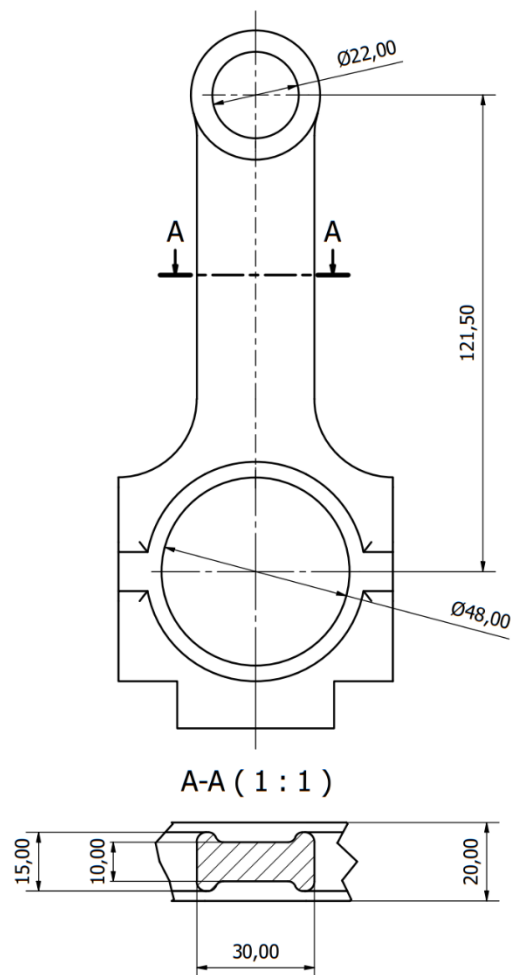


Figura 2.2. Planos generales Biela en I

2.1.2 Biela en H

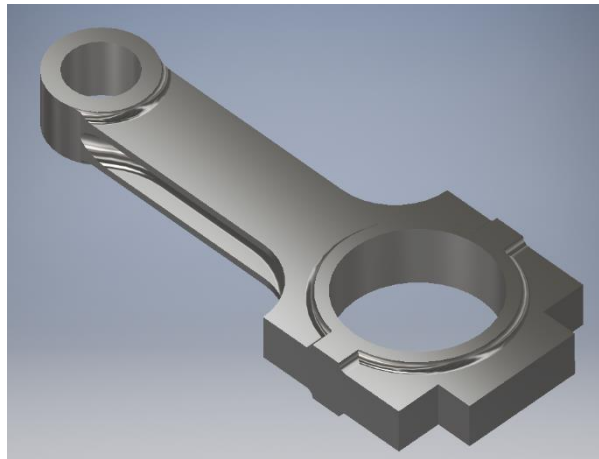


Figura 2.3. Vista isométrica Biela en H

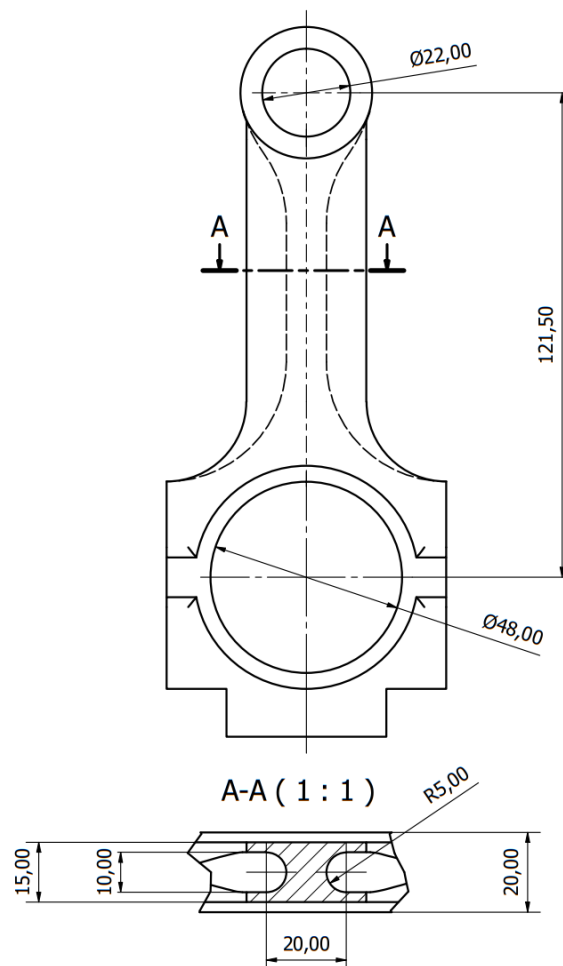


Figura 2.4. Planos generales Biela en H

2.1.3 Biela en +

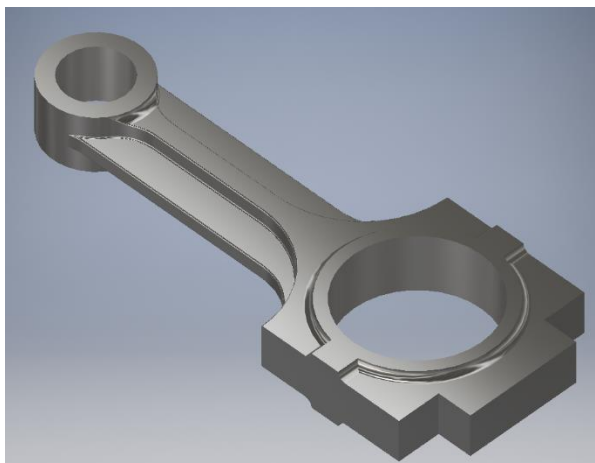


Figura 2.5. Vista isométrica Biela en +

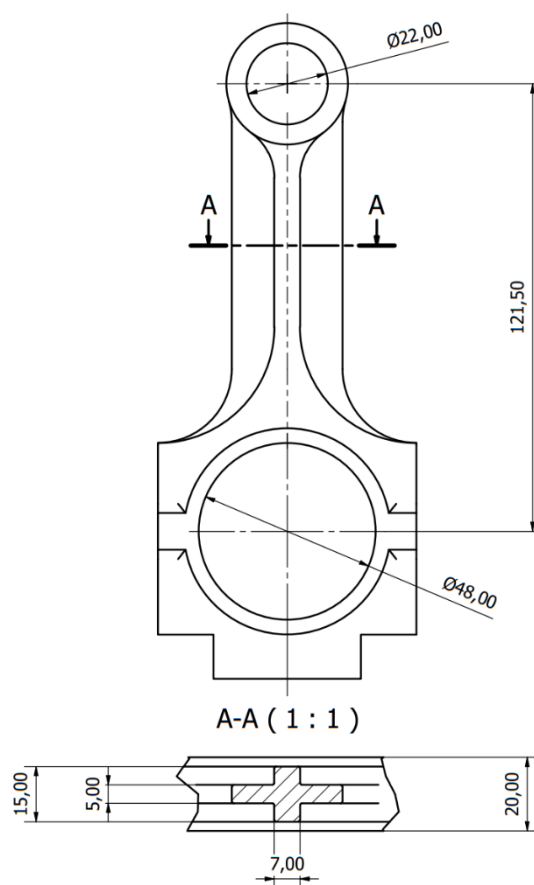


Figura 2.6. Planos generales Biela en +

2.2 DEFINICIÓN DEL MATERIAL DE LA BIELA

Las propiedades mecánicas de la biela dependerán en gran medida del material utilizado en su construcción, debido a esto es muy importante conocer de que está hecho para que los resultados de los diferentes análisis se ajusten a la realidad.

Del modelo de partida solo se sabe que se trata de una biela perteneciente a un motor de BMW, pero se desconoce el tipo de acero utilizado. Al tratarse de un motor diseñado por una empresa privada como BMW, no hay ningún tipo de norma o reglamentación que nos pueda ayudar a averiguar el tipo de acero utilizado, ya que tanto el diseño como el material forman parte del know-how de la propia empresa, para poder ser competitivas con otras marcas. Es necesario definir un material capaz de soportar los esfuerzos necesarios.

Las bielas de los motores de combustión interna suelen estar hechas de acero forjado de alta resistencia. En caso de que optar por el aluminio el diseño debería de ser más robusto dado que la densidad es sustancialmente menor, por otro lado, si se opta por una biela de titanio el precio se dispararía. Por lo que se ha decidido tomar como material el acero.

Existen diversas razones para optar por un material según su aplicación, sin embargo, a continuación, se señalarán cuatro factores estratégicos cruciales para la selección del material, los cuales resultan adecuados para el alcance del estudio previsto. En condiciones exigentes, el acero de bajo contenido de carbono podría carecer de la resistencia a la tracción necesaria. Por consiguiente, se requiere una resistencia elevada, es decir, un acero con un mayor contenido de carbono.

Por otro lado, los aceros con grados que presentan niveles bajos de carbono son los más apropiados para procesos de soldadura. En el caso de tratamientos térmicos, la opción más acertada corresponde a los aceros con un nivel de carbono en torno al 0,30% en peso. Aquellos que exhiben un bajo contenido de carbono (menos del 0,20%) no permiten una transformación térmica sencilla, ya que no se forma la martensita, una estructura cristalina sumamente rígida que otorga la resistencia y dureza necesarias al material para enfrentar altas temperaturas.

En realidad, los aceros con microestructura martensítica destacan por su elevada dureza y resistencia, aunque también presentan una menor ductilidad y mayor fragilidad.

Por último, los aceros con menor proporción de carbono serán más maleables que aquellos con niveles superiores. **(Alsimet, 2022)**

Para la aplicación que buscamos necesitamos una alta resistencia, es decir, un acero con alto contenido en carbono, lo que también es beneficioso para el tratamiento térmico de altas temperatura, además la biela no va a necesitar ser soldada, pero finalmente sí que va a tener que someterse algún proceso de mecanizado, dado que los materiales que contienen menor proporción de carbono son más fácil de conformar que aquellos con niveles más altos, se necesita un material con mayor resistencia, aparecen los aceros AISI 4140 y 4340 ya que tienen una maquinabilidad de 66% y 57% respectivamente, respecto al 1212 como un 100%.

Finalmente se ha elegido el acero C4140 ya que presenta unas muy parecidas propiedades mecánicas, pero tiene mejor maquinabilidad que el C4340.

El acero de aleación C4140 responde muy bien al templado en aceite. Su contenido de cromo le permite una buena penetración de la dureza y el molibdeno le da homogeneidad en la dureza y resistencia. Con este acero se obtienen propiedades como buena resistencia al desgaste, tenacidad y ductilidad.

C	0.38 / 0.43%	Cr	0.80 / 1.10%
Mn	0.75 / 1.00%	Mo	0.15 / 0.25%
Si	0.20 / 0.35%		

Figura 2.7. Clasificación de acero al carbono según composición (Composiciones Materiales)

Una vez que se ha elegido el acero apropiado, se procede a identificar las propiedades mecánicas correspondientes, las cuales se encuentran representadas en la figura siguiente:

		Propiedades Mecánicas				
		Resistencia a la tensión (Kg/cm ²)	Punto de cedencia (Kg/cm ²)	% Elongación en 50.8 m.m.	% Reducción de área	Dureza Brinell
Recocido (815°C)	1"Ø	6680	4255	26	57	197
	2"Ø	6680	4255	26	57	197
Normalizado (870°C)	1"Ø	10400	6680	18	47	302
	2"Ø	9900	6450	17	48	285
	4"Ø	8260	4885	22	57	241
Templado (840°C) Y Revenido (540°C)	1"Ø	10970	10070	16	57	311
	2"Ø	9830	8140	17	60	285
	4"Ø	8980	6980	19	61	277

Figura 2.8. Propiedades Mecánicas (IIRSACERO, 2023)

Como se puede ver, las propiedades resistentes varían en función de su técnica de conformado. Para el acero C4140 aparecen tres posibilidades, recocido, normalizado, templado y revenido.

El temple es un proceso de tratamiento térmico en el que el acero se calienta a una temperatura crítica y luego se enfría rápidamente, generalmente sumergiéndolo en un medio de enfriamiento como agua, aceite o aire. El temple aumenta la dureza y la resistencia del acero, pero también puede volverlo frágil. El revenido tiene como objetivo reducir la dureza excesiva y la fragilidad que puede resultar del temple, al tiempo que mejora la tenacidad y la ductilidad del acero. Es un proceso de tratamiento térmico que implica calentar una pieza de acero previamente templada a una temperatura específica y luego enfriarla lentamente. Es por esto, que se va a establecer el temple y revenido como tratamiento térmico. Las propiedades a tener en cuenta son las que se corresponden con el templado y revenido que se pueden observar en la siguiente tabla.

Tabla 1. Propiedades mecánicas del acero C4140

	Resistencia a la tracción (MPa)	Límite elástico (MPa)	Alargamiento en 50.8 mm (%)	Reducción de área (%)	Dureza Brinell
C1144	1097	1007	16	57	311

Además, para llevar a cabo los análisis a través de métodos de elementos finitos, tanto estáticos como modales, se requiere la definición de determinadas propiedades físicas del material. Tal como se muestra en la Figura 4.9 que se encuentra a continuación, estas propiedades son compartidas por todos los tipos de aceros al carbono. En este contexto, se precisan el módulo elástico, el coeficiente de Poisson y la densidad.

TABLA 1 Propiedades físicas de algunos materiales de ingeniería Datos provenientes de varias fuentes. * Estas propiedades son esencialmente similares para todas las aleaciones del material específico								
Material	Módulo de elasticidad E		Módulo de rigidez G		Razón de Poisson ν	Peso específico γ lb/in ³	Densidad de masa ρ Mg/m ³	Gravedad específica
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa				
Aleación de aluminio	10.4	71.7	3.9	26.8	0.34	0.10	2.8	2.8
Cobre al berilio	18.5	127.6	7.2	49.4	0.29	0.30	8.3	8.3
Latón, bronce	16.0	110.3	6.0	41.5	0.33	0.31	8.6	8.6
Cobre	17.5	120.7	6.5	44.7	0.35	0.32	8.9	8.9
Hierro fundido gris	15.0	103.4	5.9	40.4	0.28	0.26	7.2	7.2
Hierro fundido dúctil	24.5	168.9	9.4	65.0	0.30	0.25	6.9	6.9
Hierro fundido maleable	25.0	172.4	9.6	66.3	0.30	0.26	7.3	7.3
Aleaciones de magnesio	6.5	44.8	2.4	16.8	0.33	0.07	1.8	1.8
Aleaciones de níquel	30.0	206.8	11.5	79.6	0.30	0.30	8.3	8.3
Acero al carbono	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Aleaciones de acero	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Acero inoxidable	27.5	189.6	10.7	74.1	0.28	0.28	7.8	7.8
Aleaciones de titanio	16.5	113.8	6.2	42.4	0.34	0.16	4.4	4.4
Aleaciones de zinc	12.0	82.7	4.5	31.1	0.33	0.24	6.6	6.6

* Properties of Some Metals and Alloys, International Nickel Co., N.Y., Metals Handbook, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

Figura 2.9. Propiedades físicas de materiales metálicos

3. DEFINICIÓN DEL MODELO MULTI-CUERPO PARA LA IDENTIFICACIÓN DE LAS FUERZAS ACTUANTES EN LA BIELA

Para obtener las fuerzas y reacciones que actúan en el sistema se va a hacer uso del programa MSC Adams View, donde se definirá el sistema multi-cuerpo para realizar una simulación cinemática, para ello se tendrá en cuenta las geometrías, centros de masas, masas e inercias de cada elemento que forma el mecanismo biela-manivela que se obtendrán del software Autodesk Inventor.

El modelo biela-manivela con el que se va a trabajar consta de tres elementos principales, cigüeñal, biela y pistón. De los cuales se va a mostrar sus especificaciones técnicas antes mencionadas.

3.1 CIGÜEÑAL

Para este estudio se trabajará con una versión reducida, ya que el cigüeñal está compuesto por 6 tramos iguales, cada uno perteneciente a una biela, un pistón y un cilindro. Es cierto que todas las partes trabajan en conjunto, pero para la realización del análisis cinemático y dinámico se puede tomar esta simplificación sin cometer prácticamente error. Con esto, y tal y como se hará con el resto de los elementos, se creará en Adams una geometría cuyo centro de masa e inercias se obtienen de los cálculos obtenidos con Inventor.

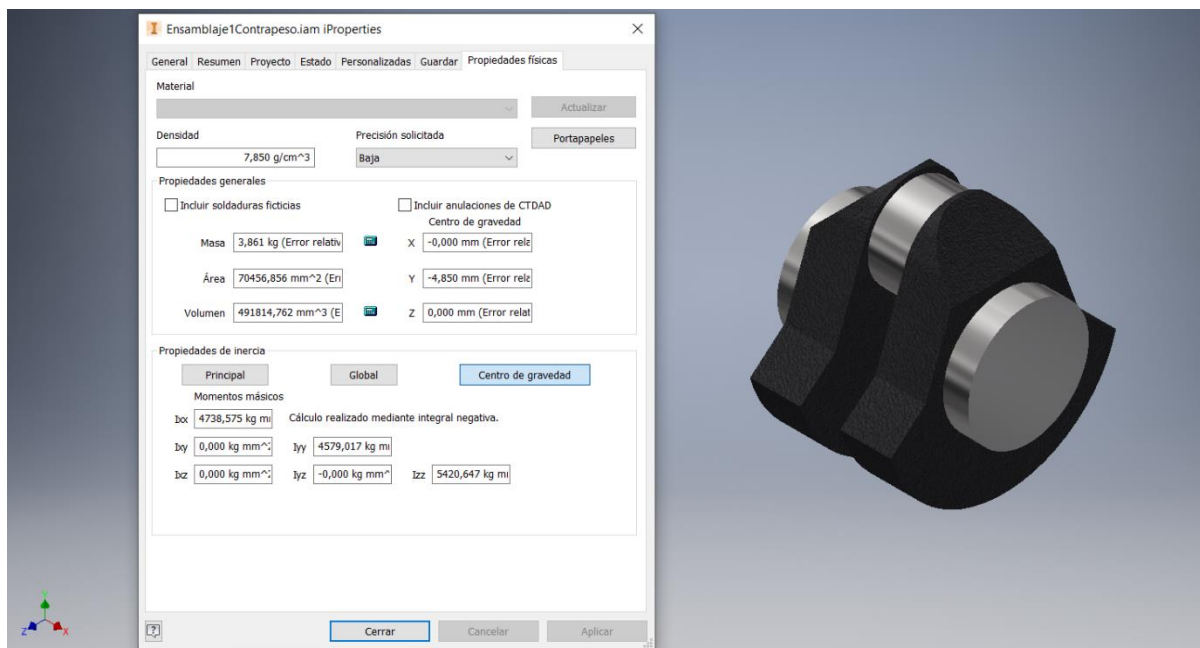


Figura 3.1. Características del Cigüeñal

Tabla 2. Características del Cigüeñal

Cigüeñal	
Masa (kg)	3,861
Ixx (kg*mm²)	4738,575
Iyy (kg*mm²)	4579,017
Izz (kg*mm²)	5420,647
Distancia CM (mm)	4,85(*)

(*) La distancia del centro de masas es, la distancia que hay hasta el eje de rotación del cigüeñal.

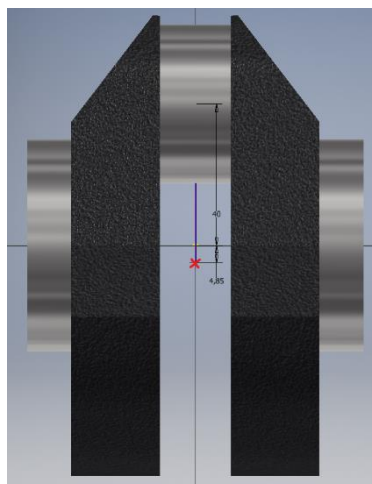


Figura 3.2. Distancia del centro de masas del cigüeñal

3.2 BIELA

Continuando con el objeto de estudio del trabajo, la biela. Se van a mostrar en las siguientes figuras 3.3 3.4 y 3.5 las características de los tres modelos a pesar de que son muy parecidas.

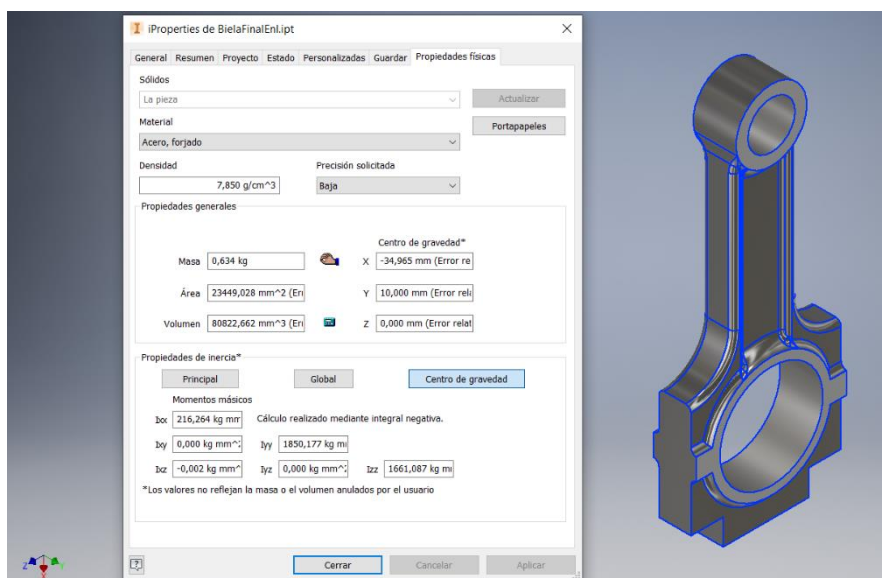


Figura 3.3. Características de la Biela en I

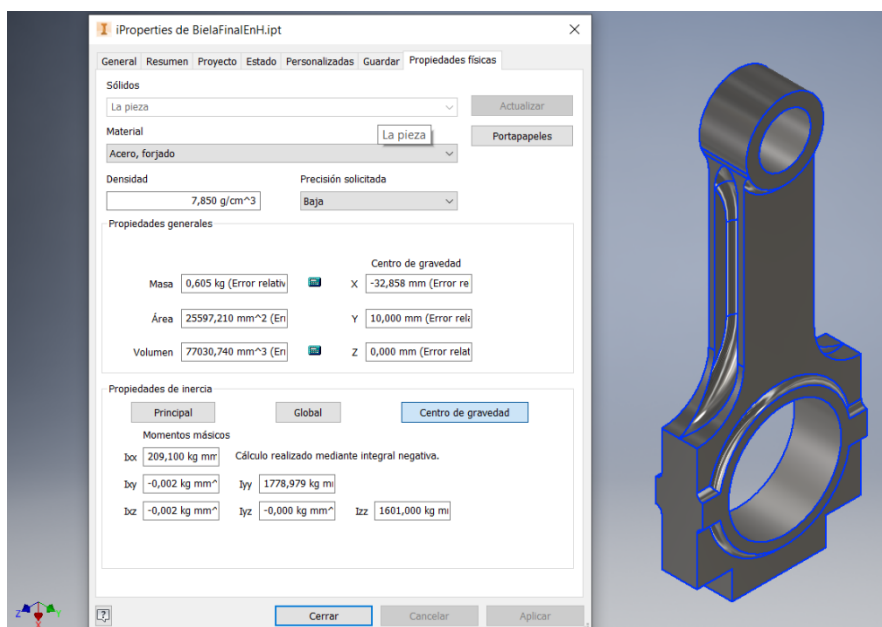


Figura 3.4. Características de la Biela en H

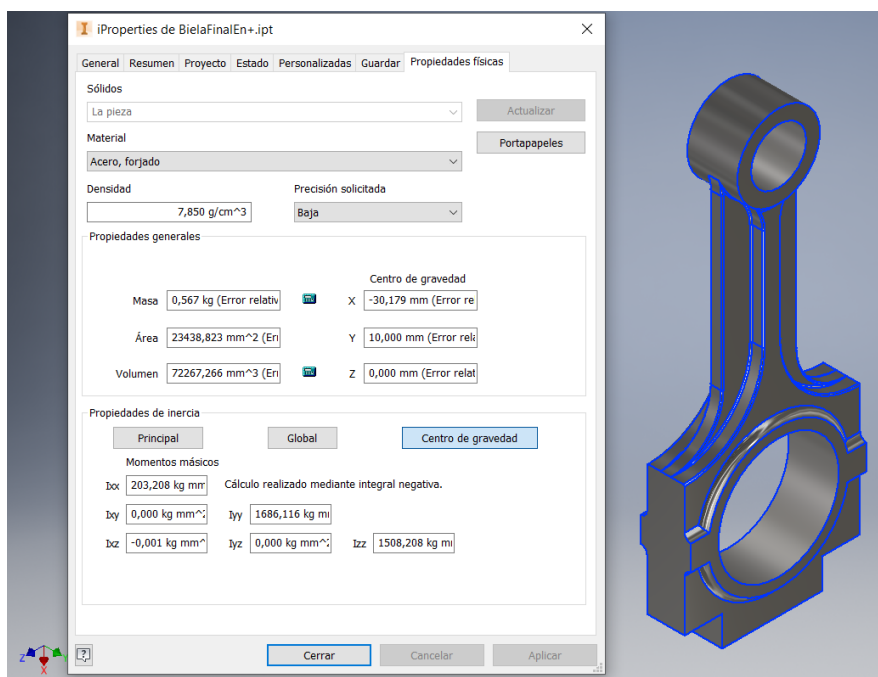


Figura 3.5. Características de la Biela en +

En la siguiente tabla se van a agrupar todos los datos de los tres modelos.

Tabla 3. Propiedades físicas de los tres modelos de bielas

Biela	I	H	+
Masa (kg)	0,634	0,605	0,567
Ixx (kg*mm²)	216,264	209,1	203,208
Iyy (kg*mm²)	1850,177	1778,979	1686,116
Izz (kg*mm²)	1661,087	1601	1508,208
Distancia CM (mm)	34,965	32,858	30,179

(*) La distancia del centro de masas es desde centro del pie de la biela en dirección al cuerpo de la misma.

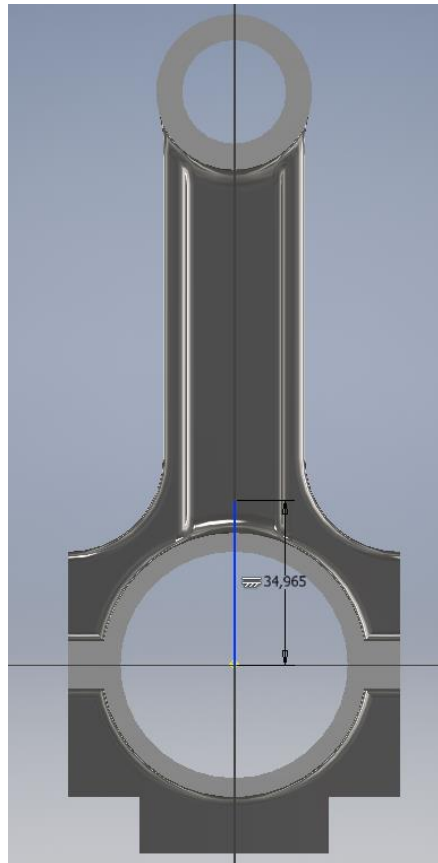


Figura 3.6. Distancia del centro de masas de la Biela

3.3 PISTÓN

Por último, de la misma manera que en casos anteriores se muestran los parámetros obtenidos para el pistón.

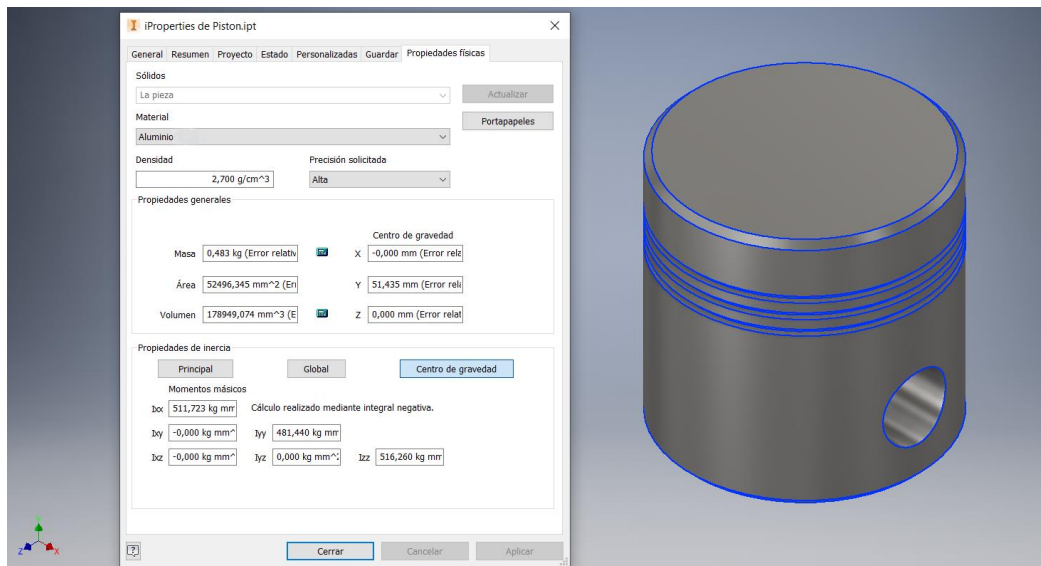


Figura 3.7 Características del Pistón

Tabla 4. Características del Pistón

Pistón	
Masa (kg)	0,483
Ixx (kg*mm²)	511,723
Iyy (kg*mm²)	481,44
Izz (kg*mm²)	516,26
Distancia CM (mm)	51,435

3.4 ESQUEMA DE CONJUNTO

A continuación, se muestra en la Figura 3.8 como resulta el ensamblaje en el software MSC Adams para la simulación cinemática.

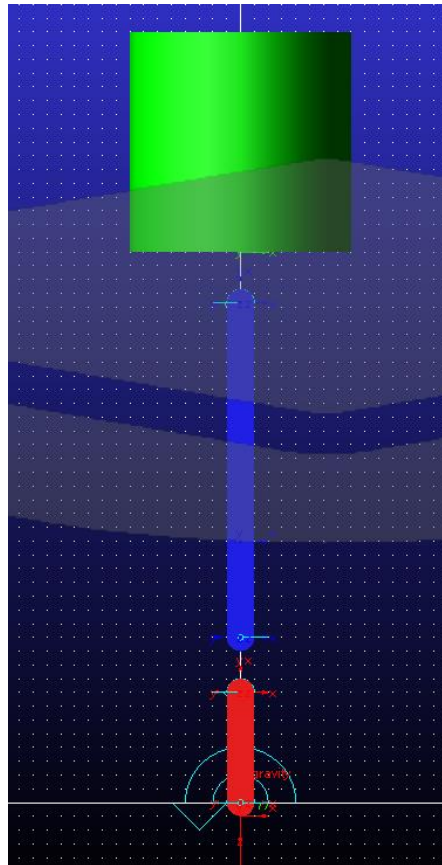


Figura 3.8 Modelo multi-cuerpo

Además, se adjuntan 4 secuencias del ciclo para indicar que la simulación se realizó en sentido antihorario, se puede observar en las Figuras 3.9 3.10 3.11 y 3.12.

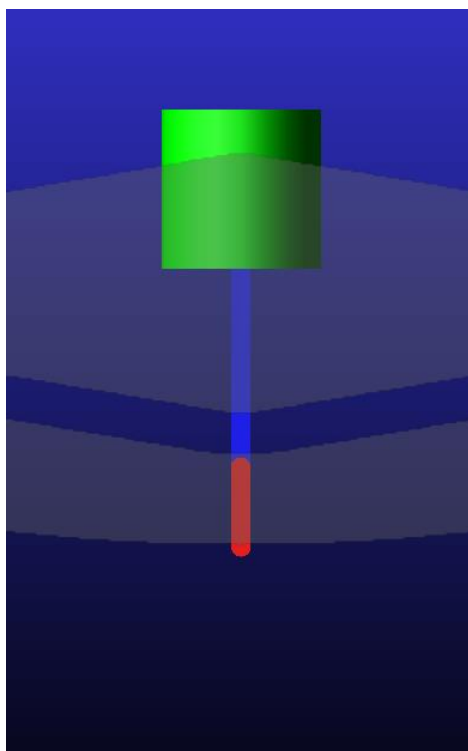


Figura 3.12. Primera secuencia de la simulación

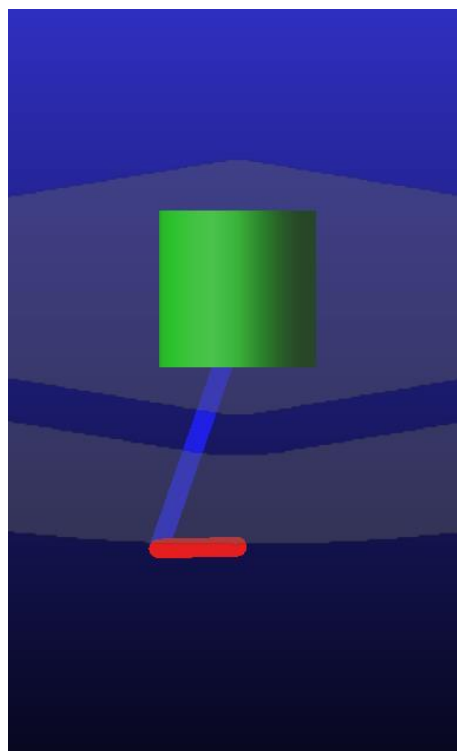


Figura 3.11. Segunda secuencia de la simulación

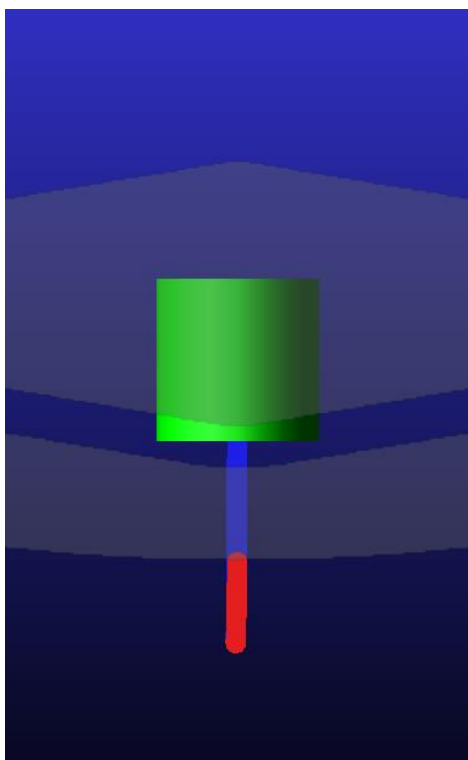


Figura 3.10. Tercera secuencia de la simulación

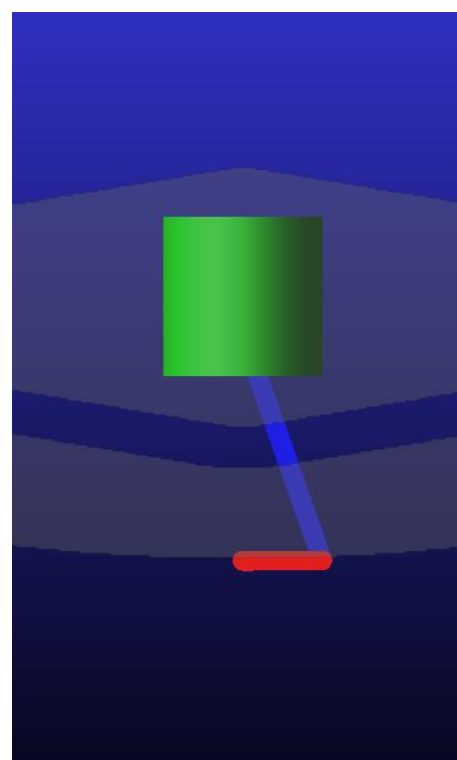
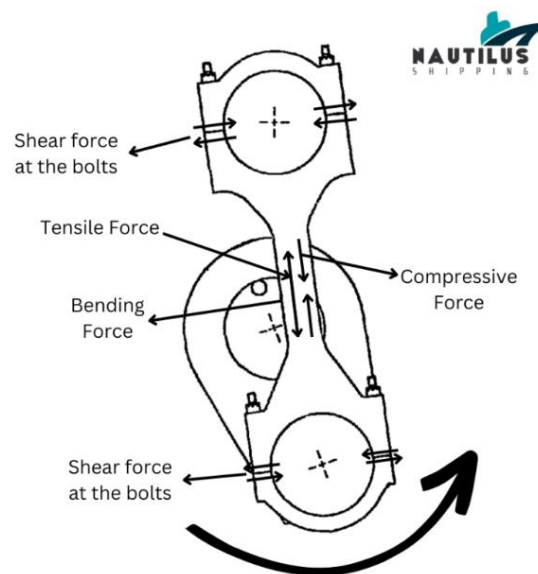


Figura 3.9. Cuarta secuencia de la simulación

4. IDENTIFICACIÓN Y CÁLCULO DE FUERZAS ACTUANTES EN EL SISTEMA

Para poder realizar el análisis estructural, modal y de fatiga es necesario conocer las condiciones de trabajo a las que se somete a la biela. En este caso se realizará un análisis cinemático a lo largo de todo un ciclo, para obtener aceleraciones lineales y angulares, para posteriormente poder plantear el problema dinámico, obteniendo así, las cargas a las que es sometida la biela. Se van a estudiar los esfuerzos de compresión, tracción y flexión a los que es sometida la biela, otros esfuerzos como los cortantes que sufren los tornillos que unen el pie de la biela con el cuerpo quedan fuera del objeto de estudio.



Forces in a Connecting Rod during Operation

Figura 4.1. Esfuerzos que sufre una Biela (Shaikh, 2022)

4.1 ANÁLISIS CINEMÁTICO

La simulación que se va a realizar no va a tener en cuenta el torque resistente, el sistema multi-cuerpo se va a mover en vacío. Haciendo una comparación con la realidad, es como si el motor se estuviera acelerando, pero la caja de cambios estuviera en la posición neutral.

Ya que el movimiento biela-manivela (alternativo-rotatorio) de un motor es un movimiento cíclico, se va a realizar únicamente una vuelta completa del cigüeñal, obtendremos así las aceleraciones lineales en los centros de masas y las aceleraciones angulares, del cigüeñal y de la biela.

La velocidad de giro que se va a emplear en la simulación es de 5800 rpm, ya que a estas revoluciones es cuando el motor está produciendo la máxima potencia, y acelerar el coche a mayores revoluciones no genera ningún beneficio.

$$5800 \text{ rpm} * \frac{360^\circ}{1 \text{ revolución}} * \frac{1 \text{ m}}{60 \text{ s}} = 34800^\circ/\text{s}$$

Por lo tanto, la velocidad angular con la que simularemos en el software es de 34800 °/s.

$$\frac{360^\circ}{34800^\circ/\text{s}} = 0.010345 \text{ s}$$

Y el tiempo de simulación necesario es 0.010345 s.

Con estos datos y con los datos del Capítulo 3, se puede proceder a la realización de la simulación.

4.1.1 Aceleraciones del cigüeñal

Se puede observar en la gráfica la aceleración lineal del centro de masas del cigüeñal descompuesta en las coordenadas x e y, la aceleración angular no aparece ya que es nula, el cigüeñal se mueve con una velocidad angular constante.

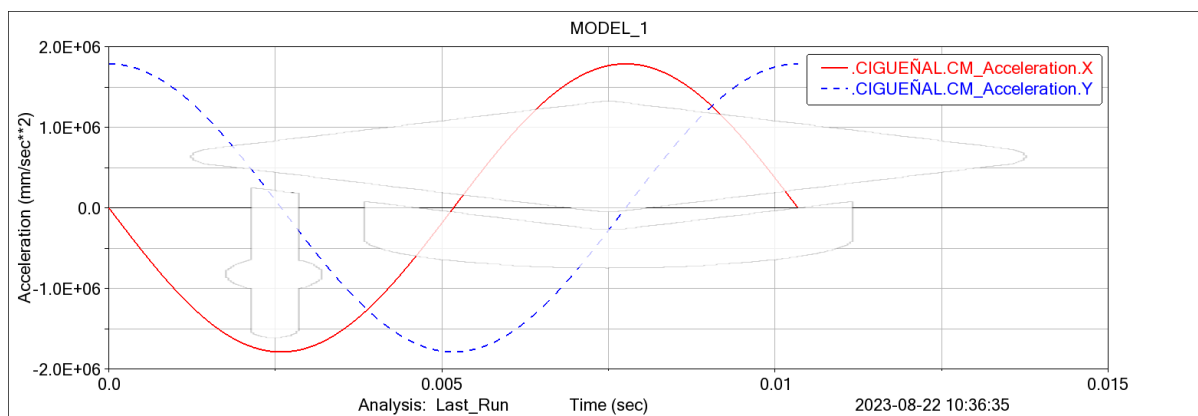


Figura 4.2 Gráfica las aceleraciones del cigüeñal

4.1.2 Aceleraciones de la biela

Se puede observar en la gráfica la aceleración lineal del centro de masas de la biela descompuesta en las coordenadas x e y, además la aceleración angular también aparece debido a ese movimiento que tiene la biela de rotación en un extremo y de traslación en el otro.

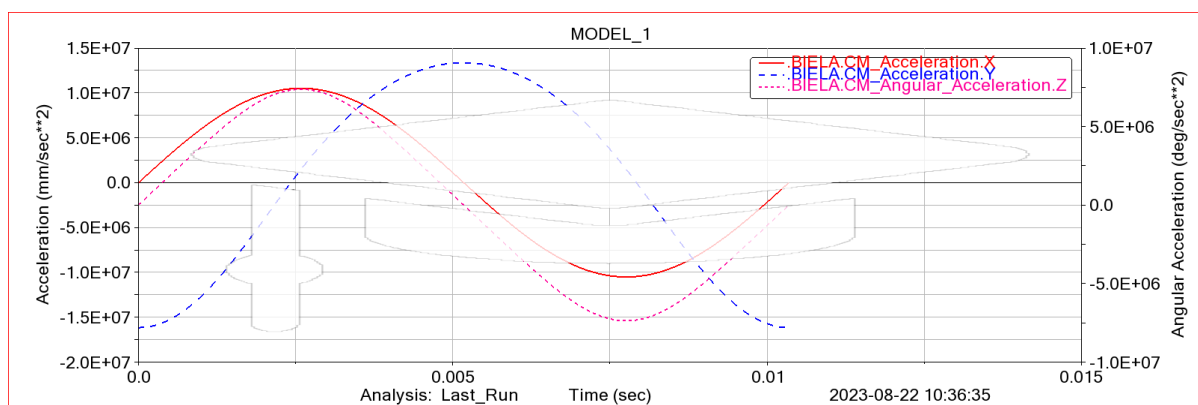


Figura 4.3 Gráfica las aceleraciones de la biela

4.2 ANÁLISIS DINÁMICO

De modo que, la resolución del análisis dinámico se realizara mediante el problema dinámico inverso (cinetostático).

El problema dinámico inverso tambien conocido como cinetostático, consiste en la determinación de los esfuerzos motores (presión ejercida sobre el pistón por la explosión del combustible) y esfuerzos de reacción en los pares cinemáticos, para un movimiento de velocidad y aceleración dado del mecanismo, solo se va a calcular lo imprescindible para la obtención de los esfuerzos de la biela. Es importante indicar que se va a tratar como un mecanismo plano, a pesar de que en la realidad es un mecanismo tridimensional y que su movimiento ideal debiera de permanecer en un plano, siempre aparecen perturbaciones. Dado el alcance de nuestro estudio podemos aceptar el modelo de dos dimensiones sin cometer mucho error.

En primer lugar, el problema se va a plantear en una posición general del mecanismo, además el problema se formula con ecuaciones algebraicas que se solucionarán de forma analítica. Mas tarde, con los datos de las aceleraciones obtenidos anteriormente se realizará el cálculo de las reacciones de la biela en Excel.

4.2.1 Esquema del mecanismo

A continuación, se van a adjuntar un esquema del conjunto del mecanismo en la Figura 4.5, y además también, se van a poder observar por separado en las figuras 4.4 y 4.6 una representación del equilibrio dinámico del elemento 2 (cigüeñal) y del elemento 3 (biela), para poder entender las ecuaciones planteadas en siguiente subapartado 4.2.2.

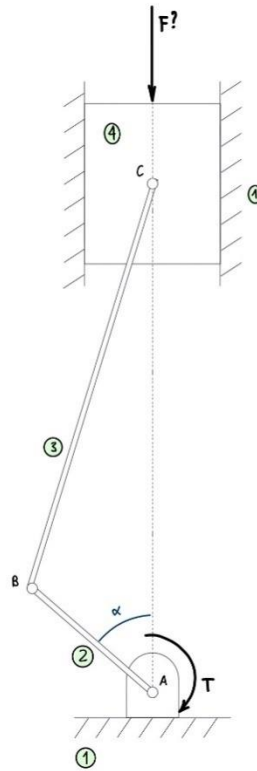


Figura 4.5. Esquema del mecanismo

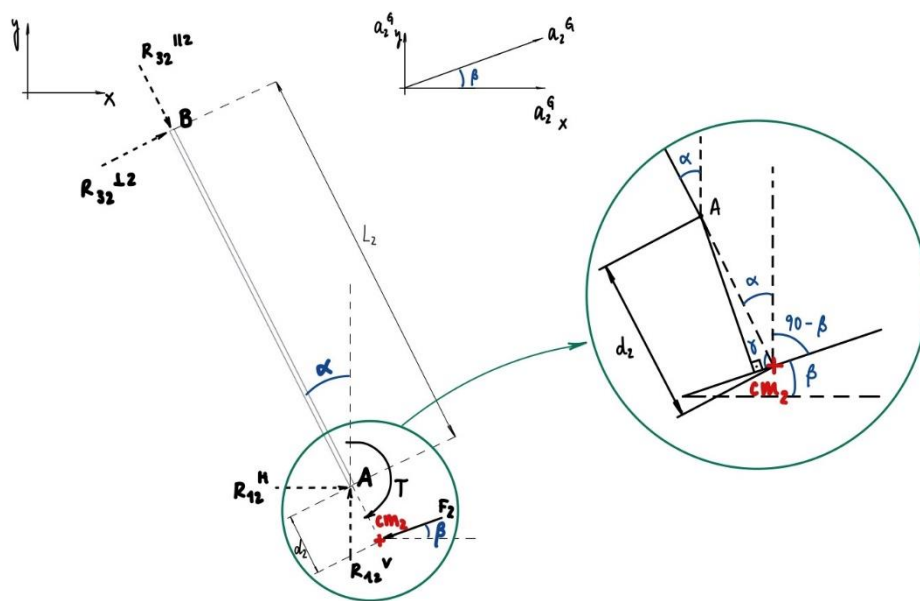


Figura 4.4. Representación elemento 2

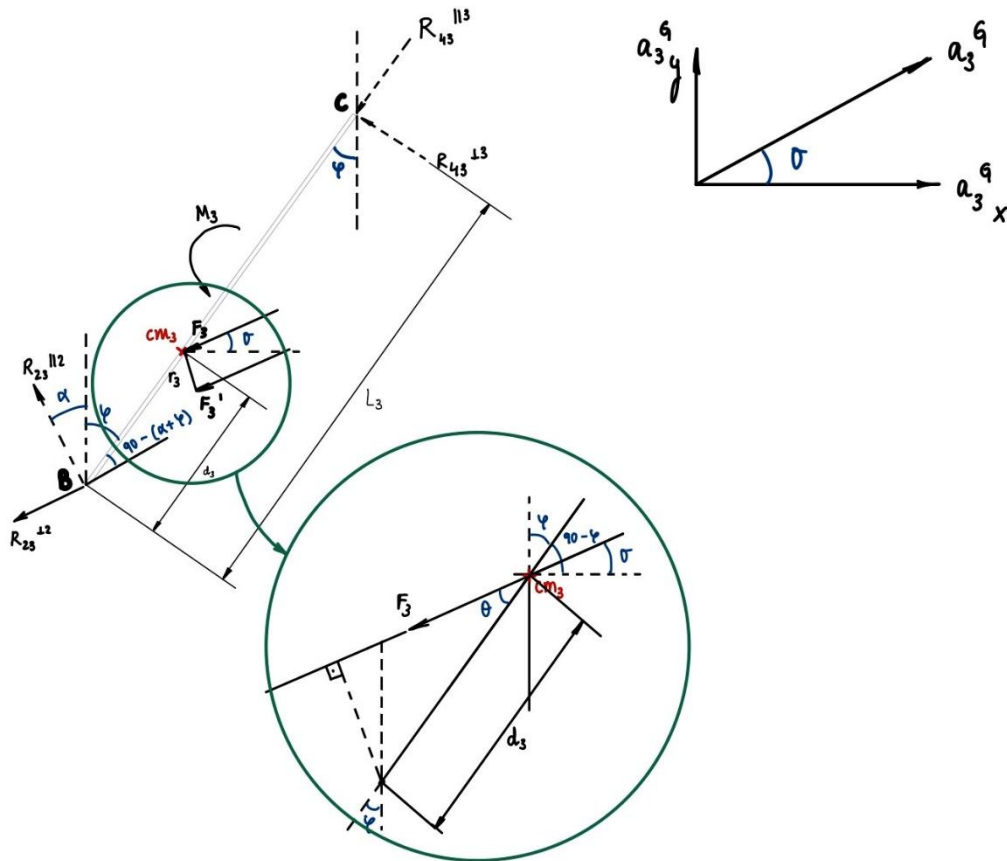


Figura 4.6. Representación elemento 3

4.2.2 Formulación ecuaciones algebraicas

Cálculo de la magnitud de la aceleración lineal del CM del elemento 2 (cigüeñal):

$a_{2x}^G =$ componente x de la aceleración lineal del CM del elemento 2

$a_{2y}^G =$ componente y de la aceleración lineal del CM del elemento 2

$$a_2^G = \sqrt{(a_{2x}^G)^2 + (a_{2y}^G)^2}$$

Cálculo de β que da la dirección y sentido de la aceleración lineal del CM del elemento 2 (cigüeñal):

$$\beta = \arctg\left(\frac{a_{2y}^G}{a_{2x}^G}\right)$$

Cálculo de la fuerza de inercia del elemento 2:

$$m_2 = \text{masa del elemento 2}$$

$$\vec{F}_{I2} = -m_2 * \vec{a}_2^G$$

Cálculo del ángulo γ :

$$\alpha = \text{ángulo de rotación del cigüeñal}$$

$$\gamma = 90 + \beta - \alpha$$

Cálculo de la reacción del elemento 3 sobre el 2 perpendicular a 2, aplicando momentos en A:

$$T = \text{Torque resistente}$$

$$L_2 = \text{Longitud entre ejes del cigüeñal}$$

$$d_2 = \text{distancia del extremo fijo del cigüeñal (A) al CM}$$

$$R_{32}^{\perp 2} = \frac{F_{I2} * d_2 * \sin(\gamma) - T}{L_2}$$

Cálculo del ángulo φ :

$$L_3 = \text{Longitud entre ejes de la biela}$$

$$\varphi = \arcsin\left(\frac{L_2}{L_3} * \sin(\alpha)\right)$$

Cálculo de la magnitud de la aceleración lineal del CM del elemento 3 (biela):

$$a_{3x}^G = \text{componente } x \text{ de la aceleración lineal del CM del elemento 3}$$

$$a_{3y}^G = \text{componente } y \text{ de la aceleración lineal del CM del elemento 3}$$

$$a_3^G = \sqrt{(a_{3x}^G)^2 + (a_{3y}^G)^2}$$

Cálculo de σ que da la dirección y sentido de la aceleración lineal del CM del elemento 3 (biela):

$$\sigma = \arctg\left(\frac{a_{3y}^G}{a_{3x}^G}\right)$$

Cálculo de la fuerza de inercia del elemento 3:

$$m_3 = \text{masa del elemento 3}$$

$$\overrightarrow{F_{I3}} = -m_3 * \overrightarrow{a_3^G}$$

$I_3^G = \text{Inercia en el centro de gravedad del elemento 3}$

$\alpha_3 = \text{aceleración angular del elemento 3}$

$$\overrightarrow{M_{I3}} = -I_3^G * \overrightarrow{\alpha_3}$$

$$r_3 = \frac{M_3}{F_3}$$

Cálculo del ángulo θ :

$$\theta = 90 - \varphi - \sigma$$

Cálculo de la reacción del elemento 4 sobre el 3 perpendicular a 3, aplicando momentos en B:

$d_3 = \text{distancia del extremo conectado al cigüeñal (B) al CM}$

$$R_{43}^{\perp 3} = \frac{F_3 * (d_3 * \sin(\theta) - r_3)}{L_3}$$

Cálculo de la reacción del elemento 2 sobre el 3 paralelo a 2, aplicando momentos en C:

$$\overrightarrow{R_{23}^{\perp 2}} = -\overrightarrow{R_{32}^{\perp 2}}$$

$$R_{23}^{\parallel 2} = \frac{F_3 * ((L_3 - d_3) * \sin(\theta) + r_3) - R_{23}^{\perp 2} * L_3 * \sin(90 - \alpha - \varphi)}{L_3 * \sin(\alpha + \varphi)}$$

Cálculo de la reacción del elemento 4 sobre el 3 paralelo a 3, aplicando sumatorio de fuerzas paralelas al elemento 3:

$$R_{43}^{\parallel 3} = F_3 * \cos(\theta) + R_{23}^{\parallel 2} * \cos(\alpha + \varphi) - R_{23}^{\perp 2} * \cos(90 - \alpha - \varphi)$$

Cálculo de la reacción del elemento 2 sobre el 3 paralelo a 3:

$$R_{23}^{\parallel 3} = R_{23}^{\parallel 2} * \cos(\alpha + \varphi) - R_{23}^{\perp 2} * \cos(90 - \alpha - \varphi)$$

Cálculo de la reacción del elemento 2 sobre el 3 perpendicular a 3:

$$R_{23}^{\perp 3} = R_{23}^{\parallel 2} * \sin(\alpha + \varphi) + R_{23}^{\perp 2} * \sin(90 - \alpha - \varphi)$$

4.2.3 Datos invariables

Son los datos constantes referente a las masas, inercia, longitudes entre ejes, longitudes del CM de los elementos y además el torque resistente. Para el valor del torque se ha establecido el del torque máximo, si bien es cierto que a 5800 rpm es el punto de potencia máxima y no de torque máximo, aunque el torque en esta situación sea menor, estableciendo el torque máximo quedamos del lado de la seguridad.

$$T_{max} = 204 \text{ Nm} = 204000 \text{ Nmm}$$

$$T_{max}(\text{por cilindro}) = \frac{204000}{6} = 34000 \text{ Nmm}$$

Tabla 5. Propiedades físicas

DATOS INVARIABLES	
m_2 (kg)	3,861
m_3 (kg)	0,634
I_3^G (kg*mm ²)	1.848,844
L_2 (mm)	40
d_2 (mm)	4,85
L_3 (mm)	121,5
d_3 (mm)	34,965
T (Nmm)	34000

4.2.4 Representación de los esfuerzos

A partir del procedimiento analítico descrito en el subapartado 4.2.2 Formulación ecuaciones algebraicas, se extraen los resultados que se representan en las siguientes gráficas. Estas representan los esfuerzos que soporta la biela a lo largo de todo el ciclo. Es importante tener en cuenta en qué dirección y sentido se han planteado los esfuerzos sobre la biela, los esfuerzos axiales se han planteado a compresión, por lo tanto, los valores positivos corresponden a esfuerzos de compresión, y los negativos a esfuerzos de tracción, a pesar de que en el convenio de signos sea el opuesto.

Esfuerzos axiales:

Con esta gráfica se ha representado el esfuerzo total que sufre la biela estableciendo uno de los extremos fijos, y aplicando dicho esfuerzo en el extremo libre, dado que son esfuerzos de sentido opuesto, realizamos la diferencia de estos, de lo contrario estaríamos anulando los esfuerzos que absorbe la biela. Se encuentran dos puntos críticos claramente diferenciados, el inicio y el fin del ciclo (0° y 360°) que se corresponde con el mismo punto, donde aparece un esfuerzo a tracción que ronda los 10200 N, el segundo punto crítico aparece en la mitad del ciclo, exactamente cuando el cigüeñal ha girado media vuelta (180°), aquí se encuentra el máximo punto de compresión que ronda los 8500 N.

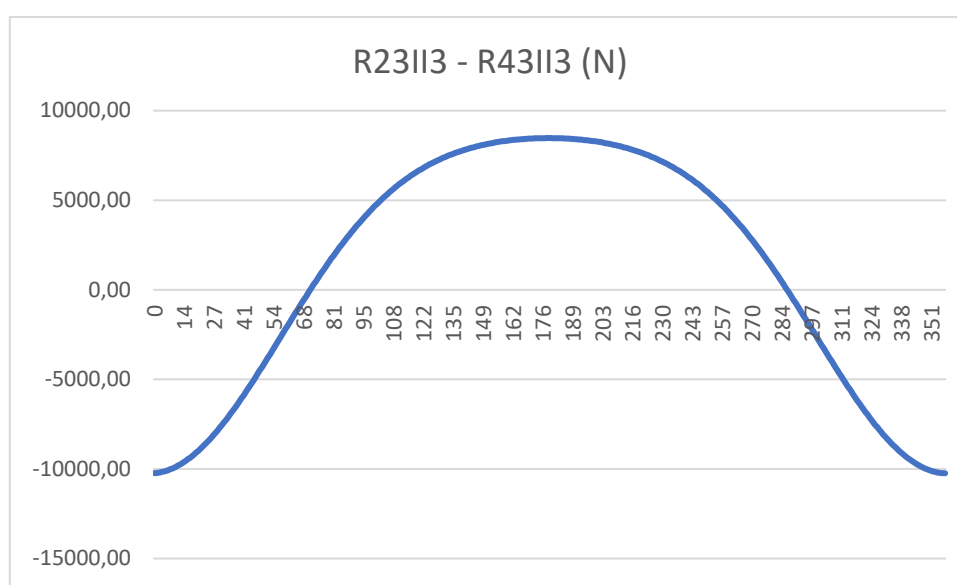


Figura 4.7. Esfuerzos Axiales

Esfuerzos de flexión

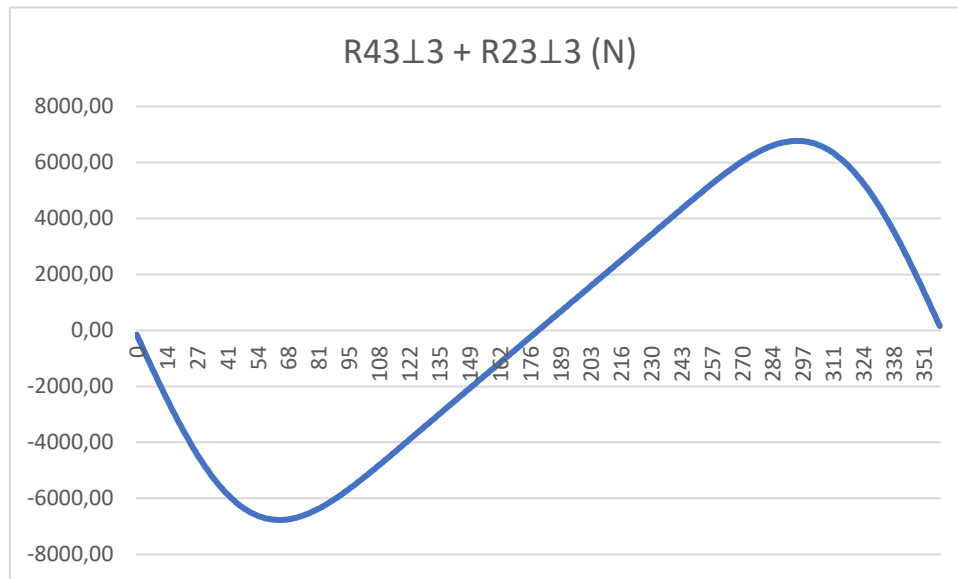


Figura 4.8. Esfuerzos de Flexión

En esta gráfica, se ha representado la suma (ya que tienen el mismo sentido) de los esfuerzos transversales a la biela, que en la realidad se corresponde con un esfuerzo de carga distribuida a lo largo de toda la biela, pero en la práctica, para simplificar el problema se toma como una carga puntual en el CM de la biela lo que da el equilibrio a la suma de esfuerzos de la biela como sólido libre. Se encuentran dos puntos igualmente críticos, ya que toman los mismos valores, pero de sentido contrario, aparecen para un giro de cigüeñal de 65° y 295°, donde aparece el máximo esfuerzo a flexión que ronda los 6800 N.

Esfuerzo de Torsión

Los esfuerzos de torsión en este caso quedan fuera del alcance de nuestro estudio, es cierto que a pesar de que el movimiento del mecanismo biela-manivela, se produce únicamente en el plano, en la realidad pueden aparecer perturbaciones y esfuerzos de este tipo, pero para nuestro caso los consideraremos despreciables.

5. ANÁLISIS DE TENSIONES Y DEFORMACIONES DE LA BIELA

Tras conocer las fuerzas que se va a aplicar en la biela en cada uno de los escenarios, llega el momento del análisis estructural de la biela mediante un modelo de elementos finitos. Para crear el modelo en Nastran-Patran se importa el modelo 3D creado en inventor y a partir de ahí crear el mallado como un sólido, aplicando las propiedades del metal a él (modelo 3D).

Se han generado alrededor de 6000 nodos para definir el mallado, es un valor totalmente asumible para el ordenador y la licencia de estudiante. También es necesario definir las propiedades del material, en este caso, acero con una densidad de 7800 kg/m^3 , un módulo elástico de 206 GPa y un coeficiente de Poisson de valor 0.28 . Los resultados de los análisis se muestran por separado para los distintos modelos de biela. Se va a aplicar el criterio de Von Mises en todos los casos. Con el mallado y las propiedades ya creadas se pasa a realizar el análisis para cada uno de los escenarios. En concordancia con las unidades de los datos introducidos, los resultados de tensiones saldrán en Pa lo que es lo mismo N/m^2 , más adelante se recogerán de forma resumida en una tabla en MPa.

5.1 ENSAYO DE COMPRESIÓN

Para el ensayo de compresión, se ha fijado el extremo superior (el extremo conectado al pistón) dejándolo empotrado, y se ha aplicado la fuerza de 8500 N en el centro del extremo inferior (el extremo conectado al cigüeñal), dicho centro se ha asociado con los nodos pertenecientes a esa cara cilíndrica interior mediante un multipoint-constrain, la dirección y sentido de esta fuerza es hacia el extremo empotrado. De esta manera, se logra una representación bastante fiel de la realidad.

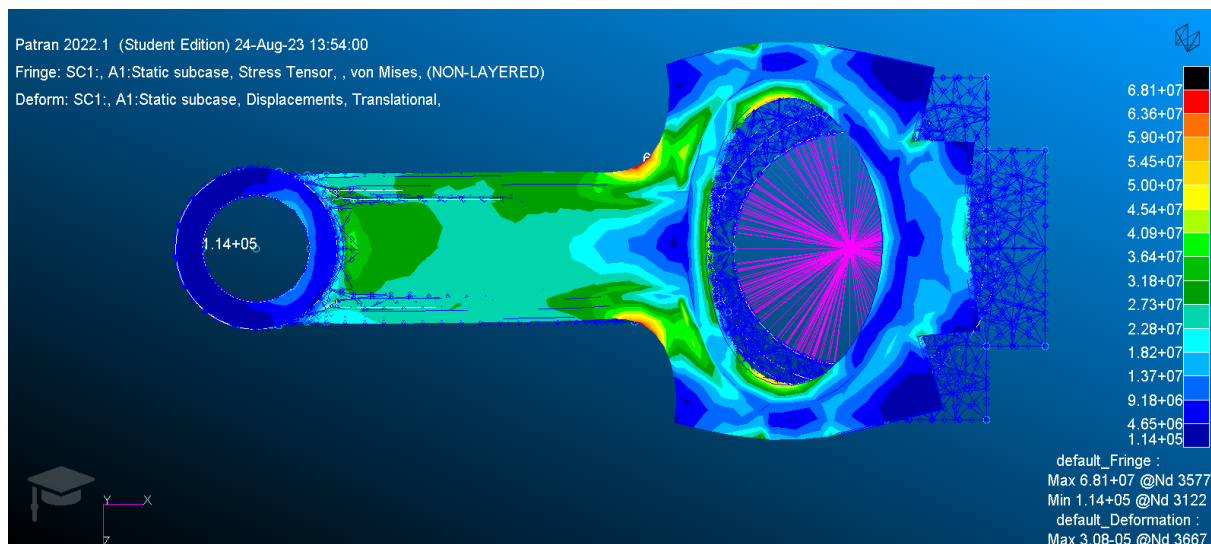


Figura 5.1. Ensayo de Compresión Biela en I

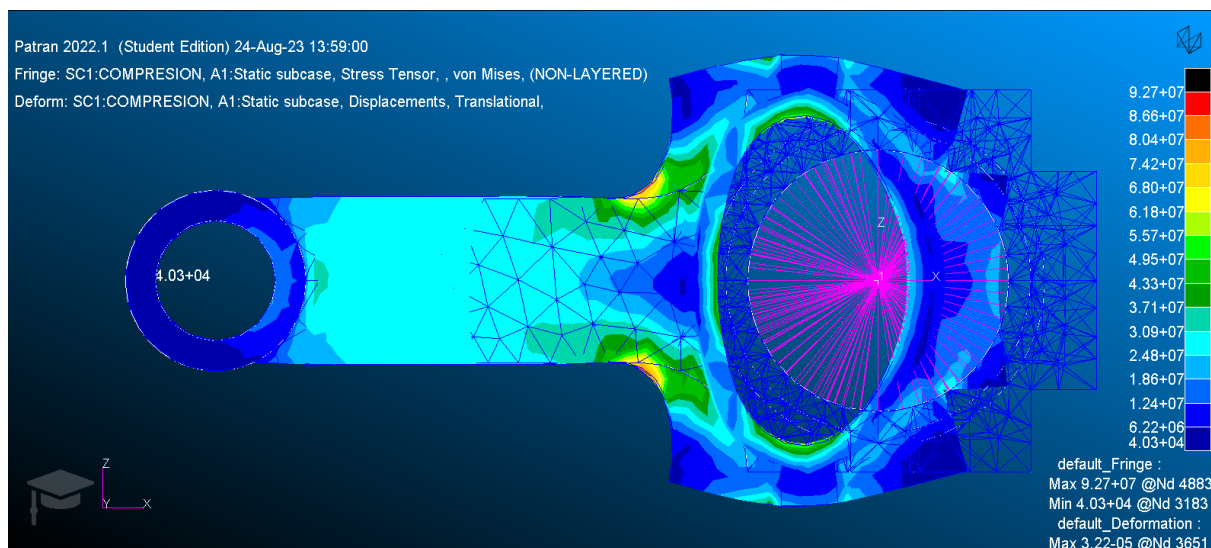


Figura 5.2. Ensayo de Compresión Biela en H

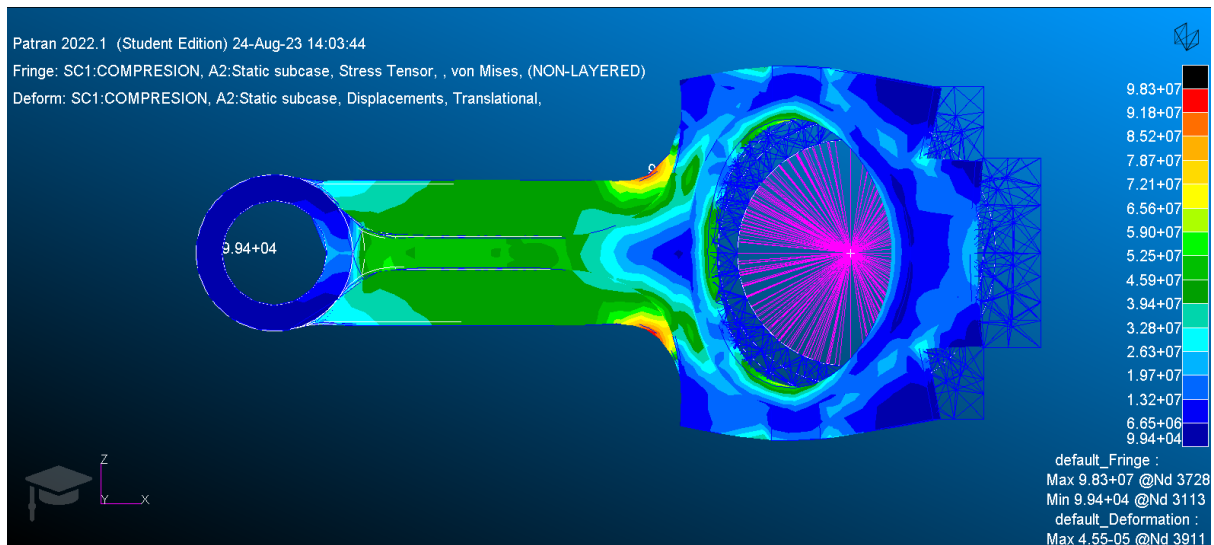


Figura 5.3. Ensayo de Compresión Biela en +

5.2 ENSAYO DE TRACCIÓN

Para el ensayo de tracción, el proceso que se ha llevado a cabo ha sido el mismo, a excepción del sentido de la fuerza y su valor, se ha introducido una fuerza de valor 10200N de sentido contrario al ensayo de compresión. Igual que antes, se obtiene una representación bastante fiel de la realidad.

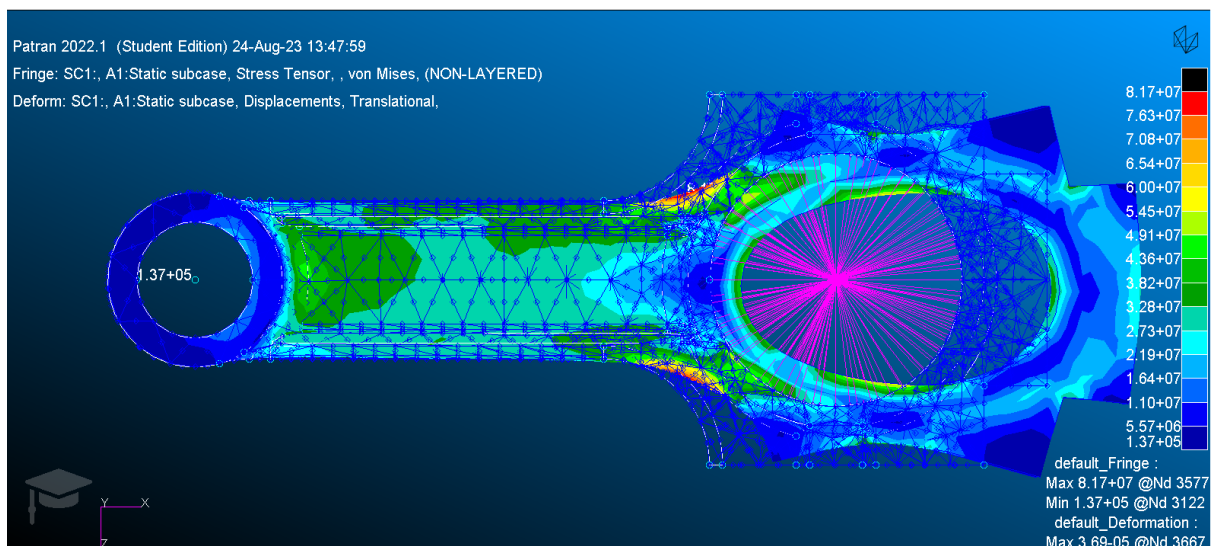


Figura 5.4. Ensayo de Tracción Biela en I

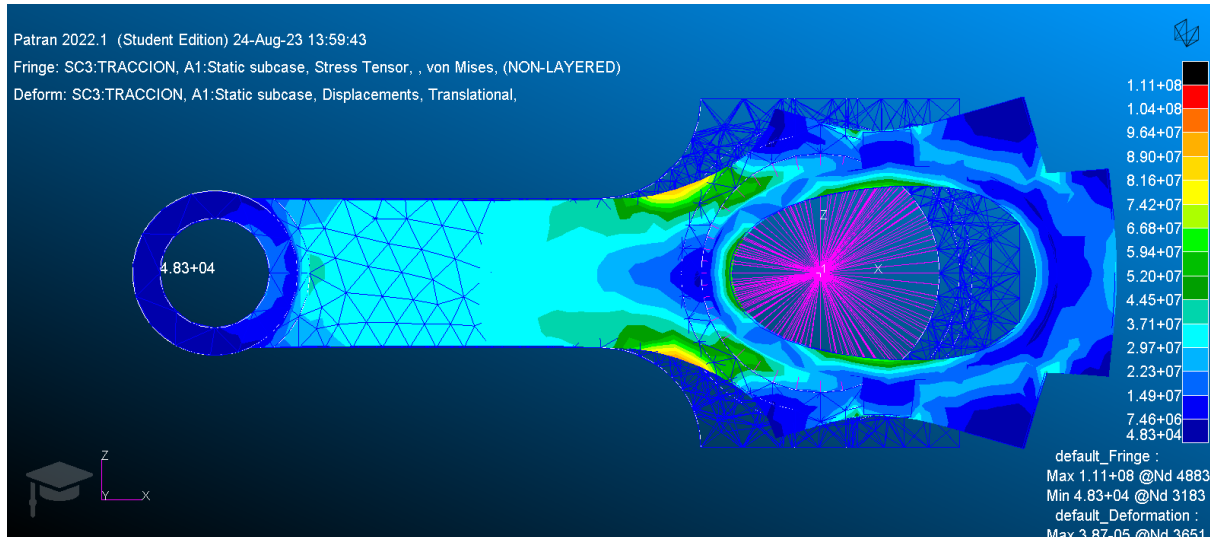


Figura 5.5. Ensayo de Tracción Biela en H

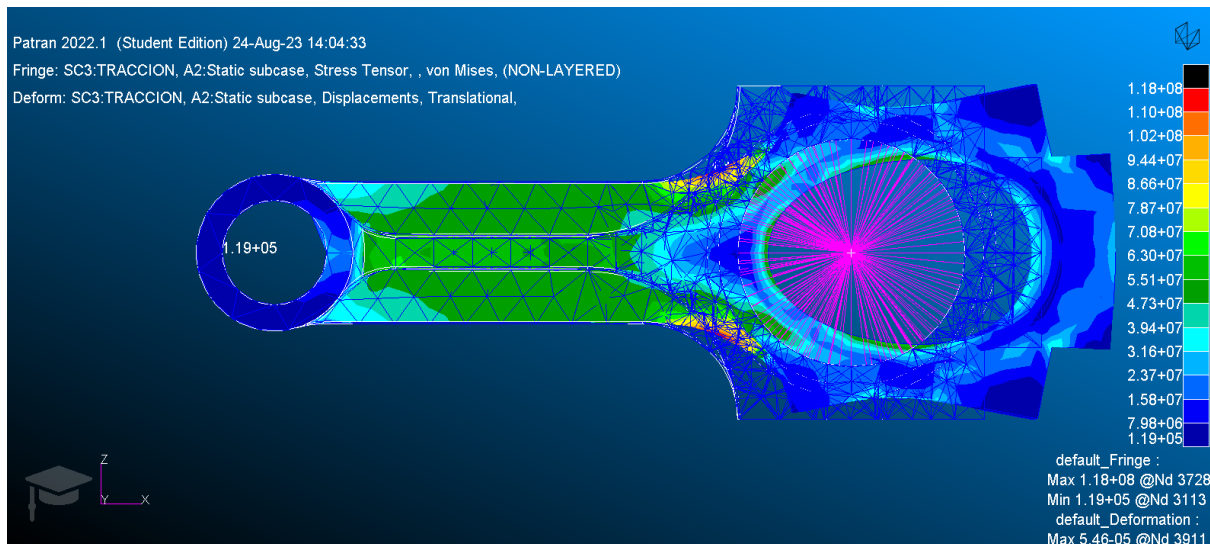


Figura 5.6. Ensayo de Tracción Biela en +

5.3 ENSAYO DE FLEXIÓN

Para el ensayo de flexión, se ha procedido de la misma manera que en los anteriores casos, modificando únicamente el valor y dirección de la fuerza, tomando ahora un valor de 6800 N y en la dirección transversal a la biela en el mismo punto que los casos anteriores. Si bien es cierto, que en este caso la representación no mantiene tanto paralelismo con la realidad como en los casos anteriores, ya que la realidad se asemeja más a una viga biapoyada en sus dos extremos con la fuerza mencionada antes, aplicada en el centro de masas. Pero, debido a la complejidad de representar

en el programa el escenario más cercano a la realidad, se opta por la solución tomada, dado que es una situación más restrictiva que la real y de esta forma quedamos del lado de la seguridad.

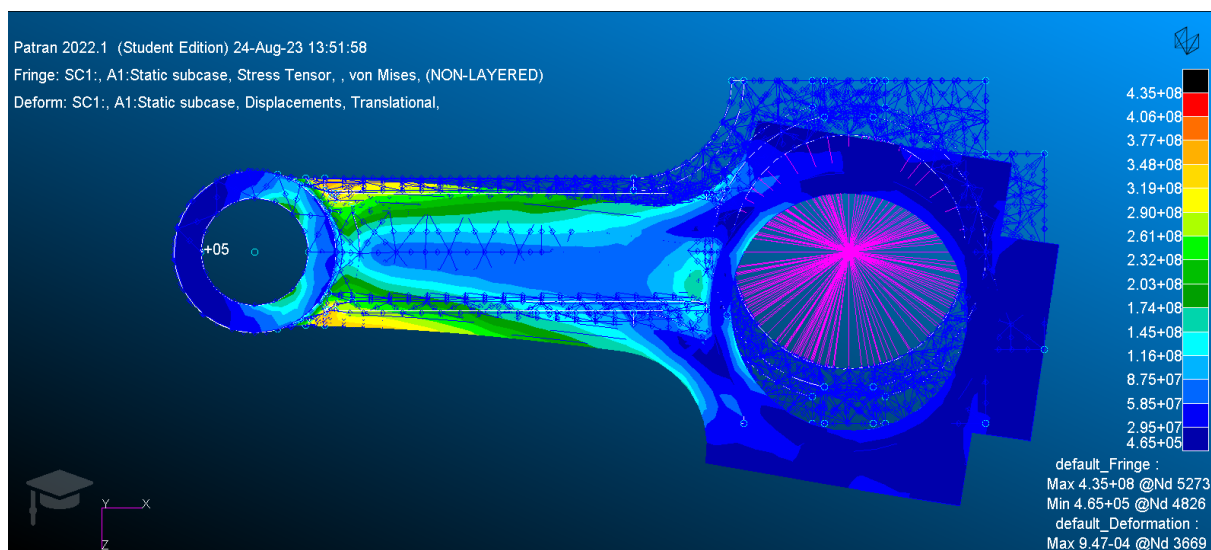


Figura 5.7. Ensayo de Flexión Biela en I

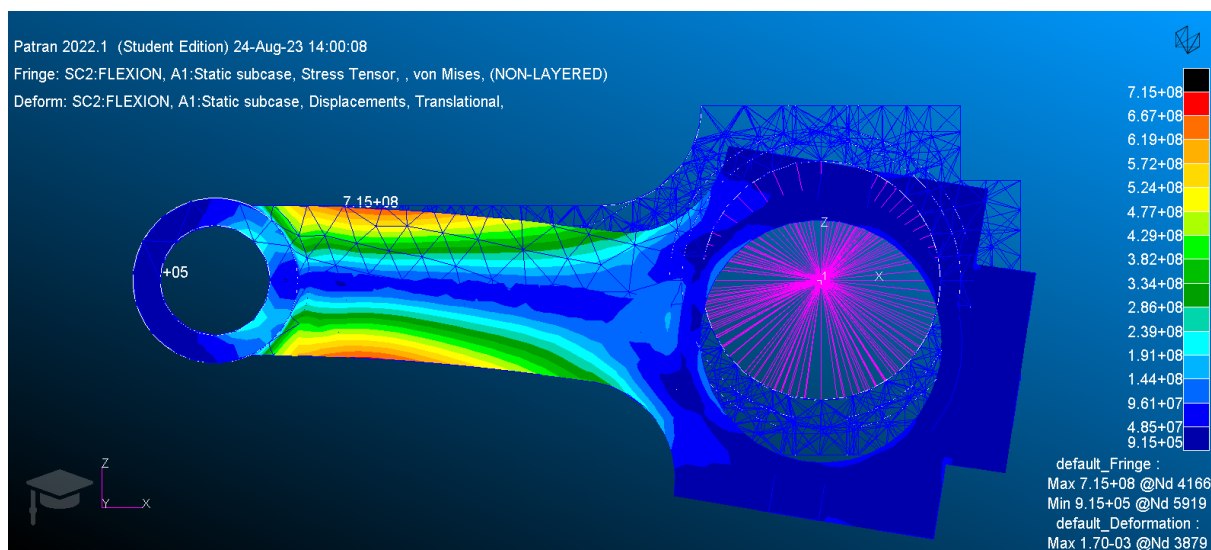


Figura 5.8. Ensayo de Flexión Biela en H

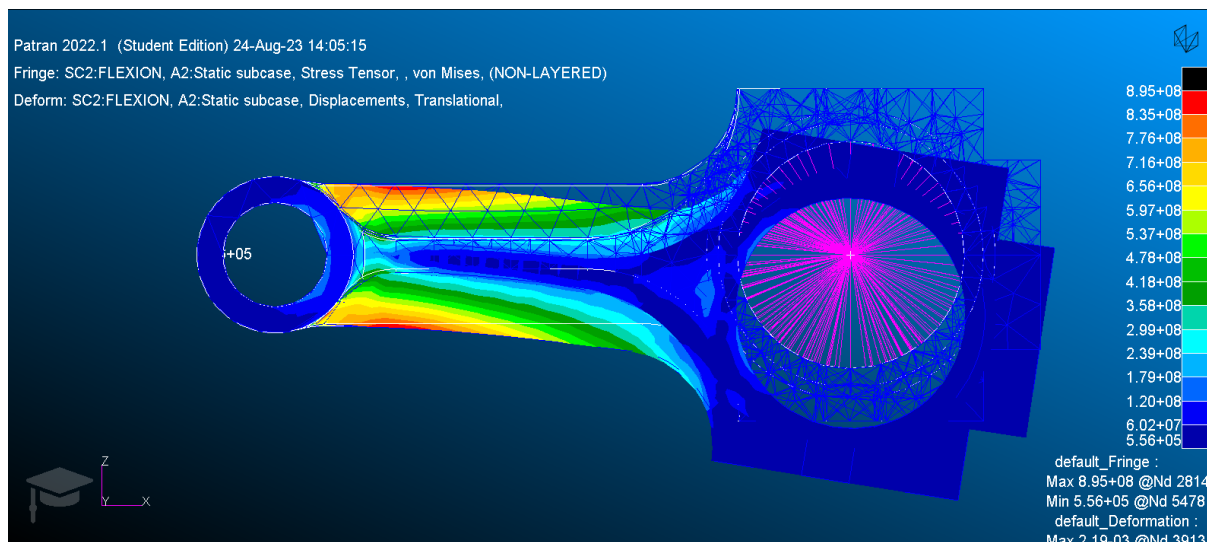


Figura 5.9. Ensayo de Flexión Biela en +

5.4 RESULTADOS DE LOS ENSAYOS

A continuación, se adjunta la tabla que recoge los valores máximos de las tensiones que aparecen en las estructuras de los diferentes modelos de bielas, sometidos a los tres tipos de esfuerzos.

Tabla 6. Resultados de los ensayos resistentes

	Biela en I	Biela en H	Biela en +
Compresión (MPa)	68,1	92,7	98,3
Tracción (MPa)	81,7	111	118
Flexión (MPa)	435	715	895

Se puede observar como uno de los modelos, exactamente la Biela en I, tiene un mejor comportamiento mecánico respecto a los otros modelos, ya que soporta unas tensiones menores. Por lo tanto, se elegirá la biela con sección en forma de I como solución, y únicamente se realizarán el análisis modal y de fatiga sobre este modelo.

6. ANÁLISIS MODAL

Además de los análisis estáticos y de fatiga, se debe llevar a cabo un análisis modal con el propósito de garantizar la ausencia de riesgos asociados a fenómenos de resonancia. La resonancia se manifiesta cuando se presentan excitaciones vibratorias que se aproximan a las frecuencias naturales del sistema. Este fenómeno podría inducir un incremento descontrolado en la amplitud de las vibraciones, generando niveles de tensión excesivos capaces de ocasionar fracturas en la biela y en otros componentes del motor.

El análisis modal habilita la identificación de estas frecuencias naturales, con el objetivo de luego cotejarlas frente a posibles excitaciones que puedan surgir, con el propósito de determinar la existencia de un potencial riesgo de resonancia. La aplicación de este análisis se lleva a cabo mediante el software Nastran-Patran. El modelo empleado es idéntico al utilizado en los análisis previos, si bien en esta instancia se prescinde de las cargas y soportes, y se emplea el enfoque de "Modos Normales" como método de solución.

En este escenario, se hace necesario operar con unidades del Sistema Internacional para obtener los resultados de las frecuencias de vibración en hertzios. Asimismo, es esencial introducir el valor de densidad, fijado en 7800 kg/m^3 . La tabla siguiente presenta los valores de frecuencia obtenidos para los dieciséis primeros modos de vibración (Tabla 8). Los seis modos iniciales corresponden a modos de vibración de sólido rígido, los cuales no se considerarán en el cálculo de las frecuencias naturales.

Tabla 7. Frecuencias de Vibración (Hz)

	Frecuencia de vibración (Hz)
Modo 1	0,00223425
Modo 2	0,00172261
Modo 3	0,00119022
Modo 4	0,00134707
Modo 5	0,00190686
Modo 6	0,00215576
Modo 7	1857,34
Modo 8	3578,65
Modo 9	3674,79
Modo 10	5108,17
Modo 11	6917,81
Modo 12	8242,74
Modo 13	8769,08
Modo 14	9167,25
Modo 15	10938,5
Modo 16	13163,3

A continuación, se muestran las deformaciones de los modos de vibración del 6 al 16. Podemos observar cómo aparecen tipos diferentes de causas de las deformaciones, por flexión, por compresión, por tracción, por torsión, o por la combinación de alguna de ellas.

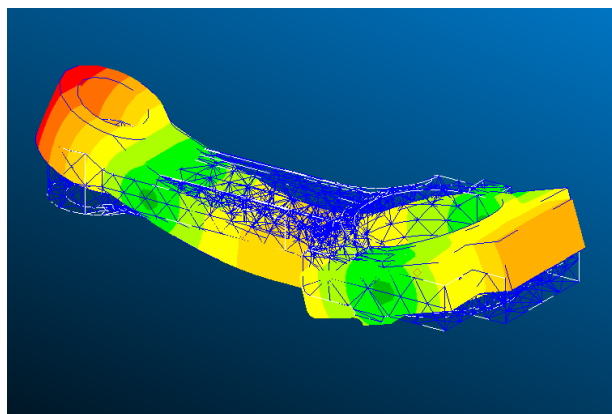


Figura 6.2. Modo 7

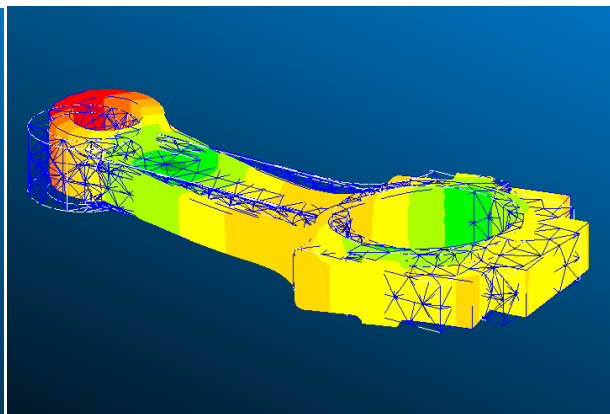


Figura 6.1. Modo 8

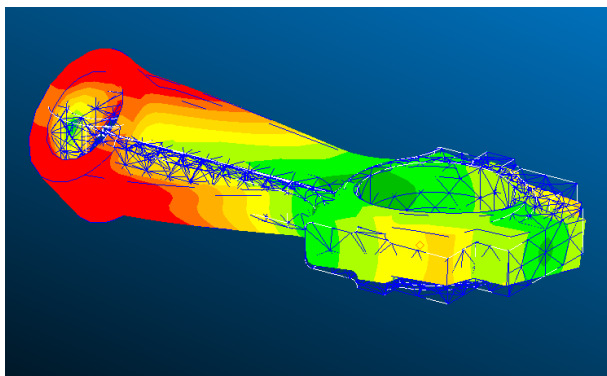


Figura 6.3. Modo 9

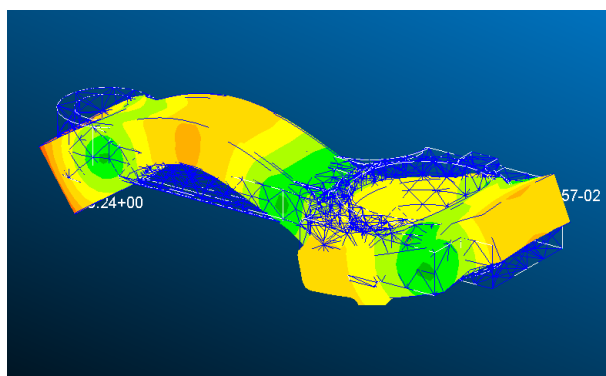


Figura 6.4. Modo 10

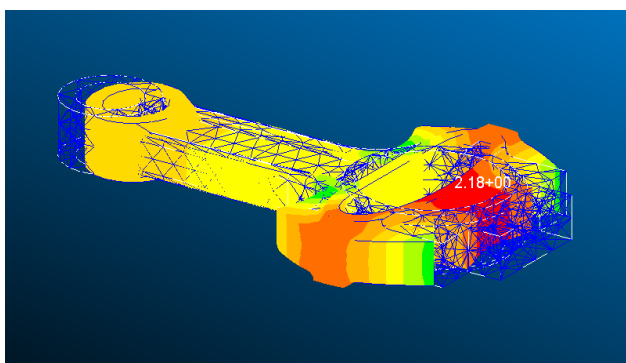


Figura 6.5. Modo 11

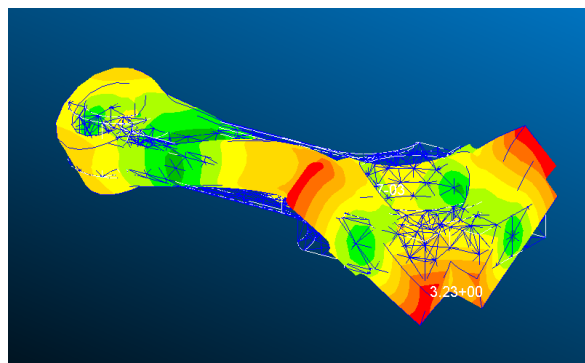


Figura 6.6. Modo 12

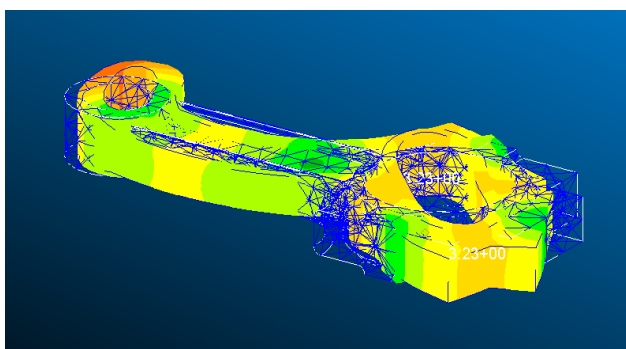


Figura 6.7. Modo 13

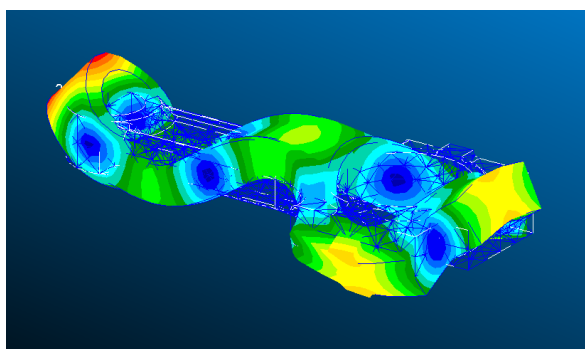


Figura 6.8. Modo 14

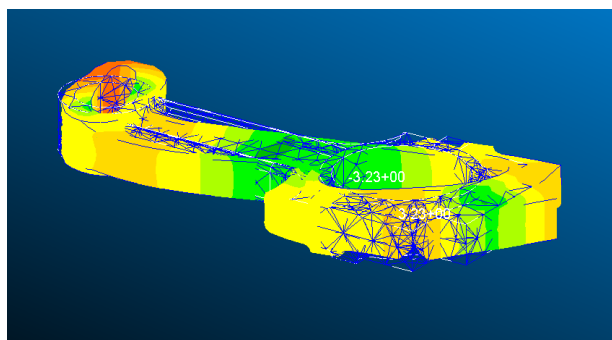


Figura 6.9. Modo 15

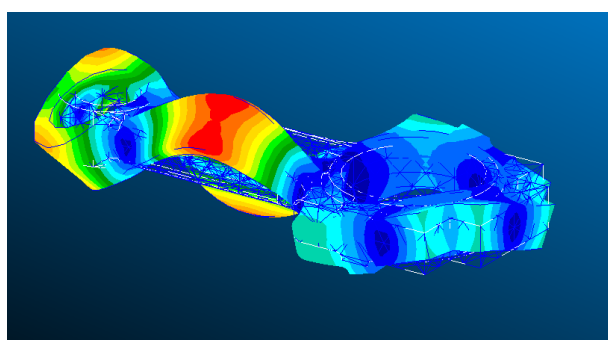


Figura 6.10. Modo 16

A continuación, representaremos las frecuencias de vibración en rad/s, sin tener en cuenta los modos de sólido libre:

$$W_n \left(\frac{rad}{s} \right) = 2 * \pi * f \text{ (Hz)}$$

Tabla 8. Frecuencias de vibración (rad/s)

	Frecuencia de vibración (Wn)
Modo 7	11670,0114
Modo 8	22485,3211
Modo 9	23089,38653
Modo 10	32095,57869
Modo 11	43465,88215
Modo 12	51790,66286
Modo 13	55097,75461
Modo 14	57599,53051
Modo 15	68728,62248
Modo 16	82707,45315

Una vez se conocen las frecuencias naturales que pudieran producir la resonancia en el sistema, es necesario conocer las posibles excitaciones que pueden aparecer en la biela. Para ello, se deben identificar los componentes que trabajan de manera rotativa ya que estos llevan un desequilibrio inherente que provoca vibración. En el caso de un motor de combustión interna hay un elemento claramente diferenciado, el cigüeñal. Dicho elemento, no trabaja a una frecuencia fija, sino que su velocidad angular varía según las revoluciones del motor, una vez se arranca el motor, cuando se encuentra a ralentí el motor gira a unas 1000 rpm, y puede llegar hasta las 6000

rpm, pero como hemos mencionado antes a partir de las 5800 rpm la entrega de potencia disminuye.

El rango de frecuencias en el que trabaja el motor son las siguientes:

$$1000 \text{ rpm} * \frac{2 * \pi \text{ rad}}{1 \text{ revolución}} * \frac{1 \text{ m}}{60 \text{ s}} = 104.72 \text{ rad/s}$$

$$6000 \text{ rpm} * \frac{2 * \pi \text{ rad}}{1 \text{ revolución}} * \frac{1 \text{ m}}{60 \text{ s}} = 628.32 \text{ rad/s}$$

Entre 104.72 – 628.32 rad/s se encuentra el funcionamiento del motor, se puede ver que ningún valor de frecuencias naturales está dentro ni se acerca por lo que se puede llegar a la conclusión de que el rango de funcionamiento del motor no producirá resonancia en la biela del propio motor.

7. ANÁLISIS A FATIGA

Un análisis de fatiga permite predecir la vida útil del componente bajo condiciones cíclicas, lo que es crucial para el diseño y la operación segura a lo largo del tiempo.

Primero, se decide qué regla seguir, y aquí se elige la regla de Soderberg. Con esta regla, se utilizan la tensión promedio y la tensión alternante, y eso ayuda a saber si el material durará indefinidamente o solo aguantará cierto número de ciclos bajo esas tensiones. Si los puntos quedan debajo de la línea recta, aguantarán, y si quedan fuera, fallarán.

La razón de elegir esta regla es porque es muy estricta, lo cual es útil. También es una buena idea usarla en materiales flexibles como el acero, ya que considera el punto donde el material comienza a deformarse plásticamente.

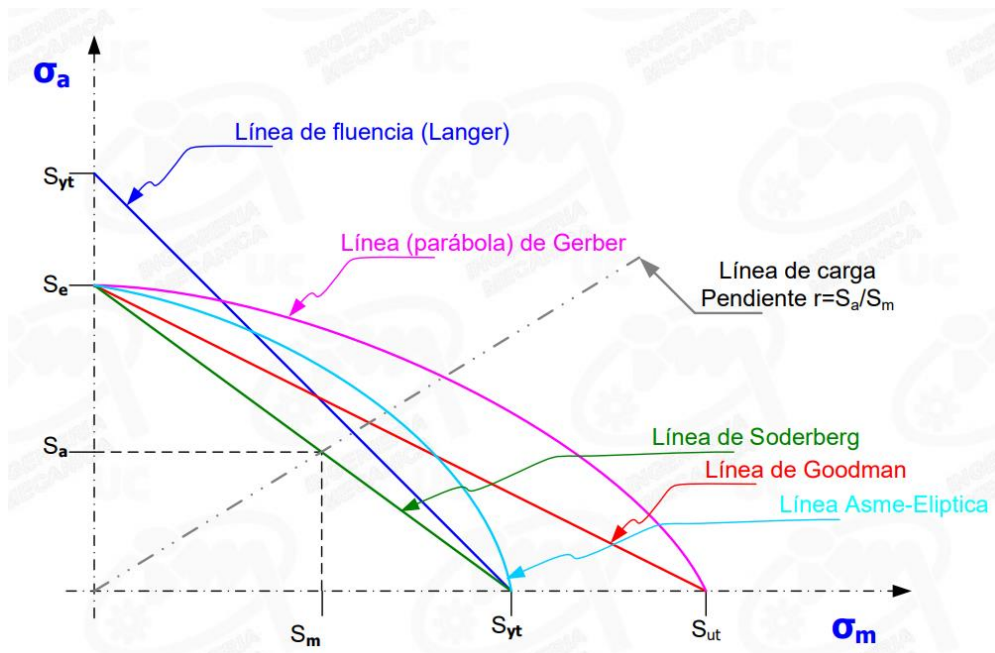


Figura 7.1. Criterio de Soderberg

7.1 DEFINICIÓN DE TENSIÓN MEDIA Y FLUCTUANTE

Lo primero que se va a calcular son las tensiones media y fluctuante, para ello, se debe encontrar la tensión máxima y mínima de la zona más solicitada de la biela. El caso de la **tensión máxima** es fácil de ver gracias a los diferentes ensayos que se han realizado en los análisis de tensiones, para la biela en I la tensión más

desfavorable aparece en el cambio de sección donde se unen cuerpo y cabeza de biela, esta tensión tiene un valor de **435 MPa**, se puede observar en la Figura 5.7.

Para el valor de la tensión mínima que sufre la biela en la sección mencionada previamente, se puede hacer la siguiente aproximación. Dado que el ensayo a flexión es considerablemente más exigente que los ensayos de tracción y compresión, se va a analizar los momentos en los que desaparecen los esfuerzos que producen la flexión en la biela, esos momentos coinciden con el punto muerto superior (PMS) y con el punto muerto inferior (PMI), en el PMS se realizó el ensayo de tracción, y en el PMI se llevó a cabo el ensayo de compresión, ya que el ensayo de compresión producía una tensión máxima menor que el ensayo de tracción, se va a tomar como tensión mínima la tensión que soporta la sección que hemos mencionado previamente en el ensayo de compresión.

Se puede observar en la Figura 5.1 como dicha sección alcanza una tensión de valor **40,9 MPa**, la cual va a ser la **tensión mínima** en los cálculos posteriores.

Si bien es cierto que esta tensión sería más compleja de precisar, es una aproximación suficiente para el alcance de nuestro estudio.

Para definir las tensiones media y fluctuante, se procederá a emplear las fórmulas que se detallan a continuación:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{435 + 40.9}{2} = 237.95 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{435 - 40.9}{2} = 197.05 \text{ Mpa}$$

7.2 COEFICIENTES MODIFICATIVOS

A partir de la curva S-N de la probeta se puede obtener la curva S-N de la pieza gracias a los coeficientes modificativos.

$$S_e = S_{10^6} = k_a \cdot k_b \cdot k_q \cdot k_d \cdot k_c \cdot k_g \cdot S'_n$$

$$S_g = S_{10^3} = C_a \cdot C_b \cdot C_q \cdot C_d \cdot C_c \cdot C_g \cdot S'_{10^3}$$

Figura 7.2. Coeficientes modificativos

De los C_x no suele haber mucha información, se suelen tomar como 1.

7.2.1 Factor de superficie

Cuanto mejor acabo tenga una pieza, más difícil va a ser la aparición de grietas y por tanto su fallo a fatiga.

Para calcular el valor de k_a se tendrá en cuenta los datos de la siguiente tabla, y la ecuación que aparece a continuación:

Acabado	Factor "a" S_{ut} en:		Exponente "b"
	<i>Kpsi</i>	<i>MPa</i>	
Rectificado	1,30	1,58	-0,085
Mecanizado o estirado en frío	2,70	4,51	-0,265
Laminado en caliente	14,40	57,70	-0,718
Forjado	39,90	272,00	-0,995

Figura 7.3. Factor "a" y "b" según acabado

El acabado que va a tomar nuestra pieza va a ser de mecanizado, por lo tanto, $a = 4.51$ MPa.

$$k_a = a * (S_{ut})^b = 4.51 * (1097)^{-0.265} = 0.706$$

El coeficiente $C_a = 1$.

7.2.2 Factor de tamaño

Al incrementar las dimensiones de la probeta el comportamiento empeora, ya que al aumentar el tamaño también aumenta el número de defectos.

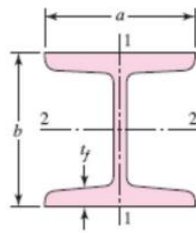
En primer lugar, debemos calcular el diámetro efectivo, dado que no es una sección circular:

$$\begin{aligned} \text{Flexión Rotativa: } A_{0,95\sigma} &= \frac{\pi}{4} \left(d^2 - (0,95d)^2 \right) = 0,0766 \cdot d_e^2 \\ \text{Flexión No Rotativa: } A_{0,95\sigma} &= 0,010462 \cdot d^2 \rightarrow d_e = 0,37 \cdot d \\ \text{Sección Rectangular: } A_{0,95\sigma} &= 0,05 \cdot (h \cdot b) \rightarrow d_e = 0,808 \cdot (h \cdot b)^{0,5} \end{aligned}$$

Figura 7.4. Área transversal de la pieza no circular con una tensión superior al 95% de la tensión máxima

Debido que se trata de flexión no rotativa, se usará $A_{0,95\sigma} = 0.010462 \cdot d^2$

Para poder calcular el área transversal de la pieza no circular con una tensión superior al 95% de la tensión máxima se seguirá las indicaciones de la siguiente Figura.



$$A_{0,95\sigma} = \begin{cases} 0.10at_f & \text{axis 1-1} \\ 0.05ba & \text{axis 2-2} \end{cases} \quad t_f > 0.025a$$

Figura 7.5. Estimación del área transversal

La flexión se produce en torno al eje 2-2, por tanto, $A_{0,95\sigma} = 0.05 * b * a$.

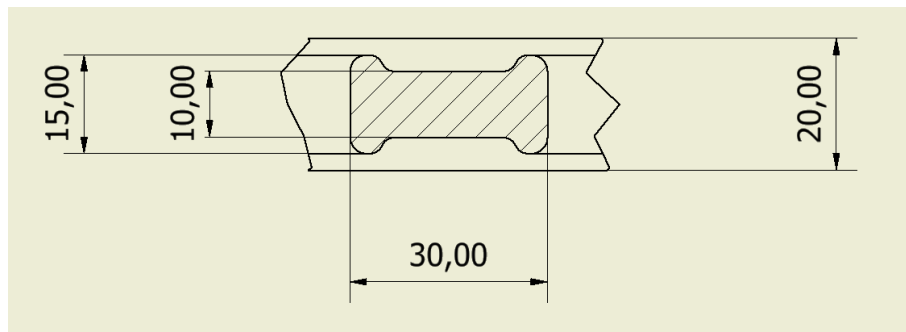


Figura 7.6. Dimensiones cuerpo de biela

Una recopilada la información necesaria se procede al cálculo:

$$A_{0,95\sigma} \text{Escriba aquí la ecuación.} = 0.05 * 30 * 15 = 22.5 = 0.010462 * d^2$$

$$d = \sqrt[2]{\frac{22.5}{0.010462}} = 46.375$$

Una vez que se ha calculado el diámetro equivalente, y se sabe que los esfuerzos a los que está sometida la biela son de flexión alternante, se puede calcular el factor de tamaño según la siguiente figura.

➤ **Flexión rotativa y torsión:** (a partir de ensayos experimentales)

$$K_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{7.62}\right)^{0.1133} & 2.79 < d < 51 \text{ mm} \\ 0.6 \div 0.75 & d > 51 \text{ mm} \end{cases}$$

$$K_b = \begin{cases} 1 & d < 8 \text{ mm} \\ 1.189d^{0.097} & 8 < d < 250 \text{ mm} \\ 0.6 & d > 250 \text{ mm} \end{cases}$$

Shigley & Mitchell

➤ **Carga Axial:**

$$K_b = \begin{cases} 1 & d < 10 \text{ mm} \\ 0.6 \div 0.75 & d > 10 \text{ mm} \end{cases}$$

Figura 7.7. Factor de tamaño

$$k_b = \left(\frac{46.375}{7.62} \right)^{-0.1133} = 0.815$$

El coeficiente $C_b = 1$.

7.2.3 Factor de carga

Dado que el esfuerzo se debe a una flexión alternante, los coeficientes toman los valores: $k_q = 1$ y $C_q = 1$.

7.2.4 Factor de temperatura

La biela en el interior del motor va a estar expuesta a temperaturas entre 150° y 250°, tomaremos 200° como valor medio.

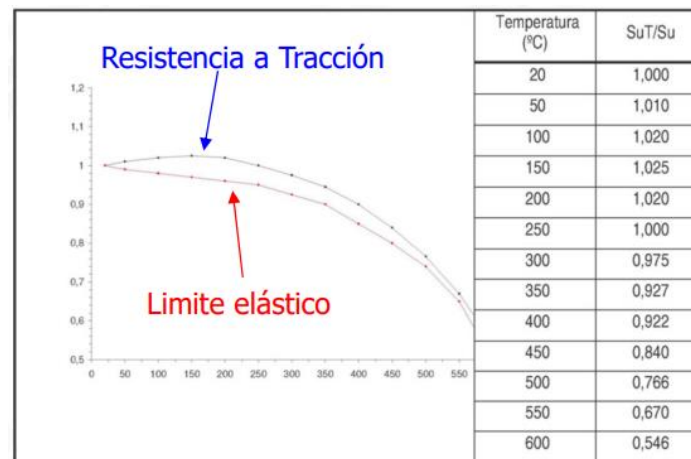


Figura 7.8. Coeficiente de temperatura

Los coeficientes toman los siguientes valores, $k_d = \frac{S_{ut}}{S_u} = 1.02$, y $C_d = 1$.

7.2.5 Factor de confiabilidad

Para calcular el factor de confiabilidad, tenemos que en aceros la desviación típica es de $\sigma=8\%$, y el factor de multiplicación de material se indica en la siguiente figura.

Probabilidad de vida %	Factor D	Kc ($\sigma=0.08$)
50	0	1
85	1	0,92
90	1,3	0,897
95	1,6	0,872
99	2,3	0,814
99,90	3,1	0,753
99,99	3,7	0,702

Figura 7.9. Factor de multiplicación de material

$$k_c = 1 - \sigma * D = 1 - 0.08 * 1.6 = 0.872$$

El coeficiente $C_c = 1$.

7.2.6 Factores diversos

Se van a despreciar, se tomarán por tanto $k_g = C_g = 1$.

7.3 ESTIMACIÓN DE LA CURVA S-N PARA LA PIEZA

Gracias a la Figura 7.2 se puede calcular los valores que observamos en la gráfica de la siguiente figura.

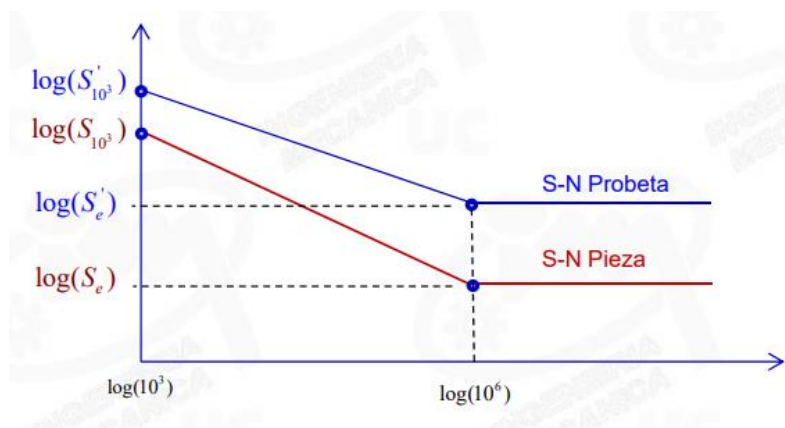


Figura 7.10. Gráfica S-N de la pieza

Conocidas la tensión ultima (S_u) de valor 1097 MPa y la tensión alternante (σ_a) de valor 197.05 MPa, se va a proceder al cálculo de la vida útil de la biela:

$$S_e = S_{10^6} = k_a * k_b * k_q * k_d * k_c * k_g * S'_n ; S'_n = 0.5 * S_u$$

$$S_e = S_{10^6} = 0.706 * 0.815 * 1 * 1.02 * 0.872 * 1 * 0.5 * 1097 = 280.71 \text{ Mpa}$$

$$S_g = S_{10^3} = C_a * C_b * C_q * C_d * C_c * C_g * S'_{10^3} ; S'_{10^3} = 0.9 * S_u$$

$$S_g = S_{10^3} = 1 * S'_{10^3} = 0.9 * 1097 = 987.3 \text{ Mpa}$$

Una vez calculados los valores S_g y S_e se procede con el último paso:

$$\frac{\log(S_g) - \log(S_e)}{\log(10^3) - \log(10^6)} = \frac{\log(\sigma_a) - \log(S_g)}{\log(N) - \log(10^3)}$$

$$\frac{\log(987.3) - \log(280.71)}{\log(10^3) - \log(10^6)} = \frac{\log(197.05) - \log(987.3)}{\log(N) - \log(10^3)}$$

$$\log(N) = -3 * \frac{\log\left(\frac{197.05}{987.3}\right)}{\log\left(\frac{987.3}{280.71}\right)} + 3 = 6.845$$

$$N = 10^{6.845} = 6998419.96 \approx 7 \text{ millones de ciclos}$$

Para el cálculo del coeficiente de seguridad se utilizará la ecuación de Soderberg. Representada en la siguiente figura.

$$\frac{\sigma_m}{S_{yt}} + \frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{CS}$$

Figura 7.11. Ecuación del CS de Soderberg

La tensión media y la amplitud ha sido calculada en el apartado 7.1, la tensión media toma el valor de 237.95 MPa, y la tensión alternante 197.05 MPa. La tensión límite a fatiga es un parámetro que depende de cada material y en este caso se ha disminuido por coeficientes modificativos debidos a la temperatura, acabado superficial o sección entre otros. La tensión limite a fatiga toma el valor de 280.71 MPa y el límite elástico como indican las propiedades mecánicas del material es de 1007 MPa.

$$\frac{237.95}{1007} + \frac{197.05}{280.71} = \frac{1}{CS}$$

$$CS = 1.066$$

Los resultados del análisis de fatiga proyectan una vida de unos 7 millones de ciclos para la biela, lo que quiere decir que, para una pieza de acero con una vida útil de más de un millón de ciclos, tiene vida infinita. Se puede observar en la Figura 7.10. Gráfica S-N de la pieza, como a partir de (10^6) un millón de ciclos la gráfica S-N se vuelve horizontal y se considera vida infinita.

8. CONCLUSIONES Y SÍNTESIS DE RESULTADOS

Durante la ejecución de este proyecto, se ha explorado y recopilado información variada de diversas fuentes. En primer lugar, se tuvo como objetivo aumentar la potencia de un motor de combustión interna, seguido por la realización de análisis específicos de la biela. Además, se buscó entender cómo opera el mecanismo biela-manivela y cómo impacta en el rendimiento final del motor. Asimismo, se profundizó en temas como análisis de mecanismos, diseño de maquinaria y resistencia de materiales para obtener conclusiones válidas de los análisis llevados a cabo.

El diseño mecánico de una pieza que forma parte de una máquina involucra una mezcla de conocimientos provenientes de diferentes campos, que deben colaborar en conjunto para lograr un resultado sólido. Por medio de este proyecto, se captaron y aplicaron todos estos conocimientos en conjunto para concluir con la pieza final.

Poseer un entendimiento de las diversas etapas de un proyecto y las acciones necesarias en cada una brinda una perspectiva global esencial a la hora de afrontar y planificar el proyecto. En estudios de esta índole, donde la meta es crear un componente desde cero para un mecanismo, rara vez se consigue la solución perfecta en el primer intento. En su lugar, se trata de un proceso iterativo que involucra repetir pasos hasta lograr la solución buscada.

En cuanto a los resultados de este trabajo, se alcanzó una solución que se ajusta a las expectativas previas. Sin embargo, no es la solución ideal ni definitiva, ya que a pesar de lograr el aumento del 20% en la potencia de un motor de combustión interna, el diseño óptimo de la biela requerirá más iteraciones de rediseño y análisis. De modo que aun siendo favorable el primer diseño de la biela puede ser mejorado.

La sugerencia principal para mejorar la pieza sería intentar reducir peso de la misma sin empeorar el comportamiento estructural, lo que a su vez aumentaría la potencia del motor, el motor podría dedicar menos potencia en mover elementos mecánicos del propio motor y enviar esa potencia a las ruedas, aumentando las prestaciones del motor.

9. REFERENCIAS

(s.f.). Obtenido de Composiciones Materiales: <https://www.delmetals.com/fr/pdfs/D-Limits&Tolerances.pdf>

Alsimet. (31 de Enero de 2022). Recuperado el 25 de Agosto de 2023, de <http://alsimet.es/es/noticias/5-criterios-para-saber-como-elegir-el-mejor-grado-de-acero-al-carbono>

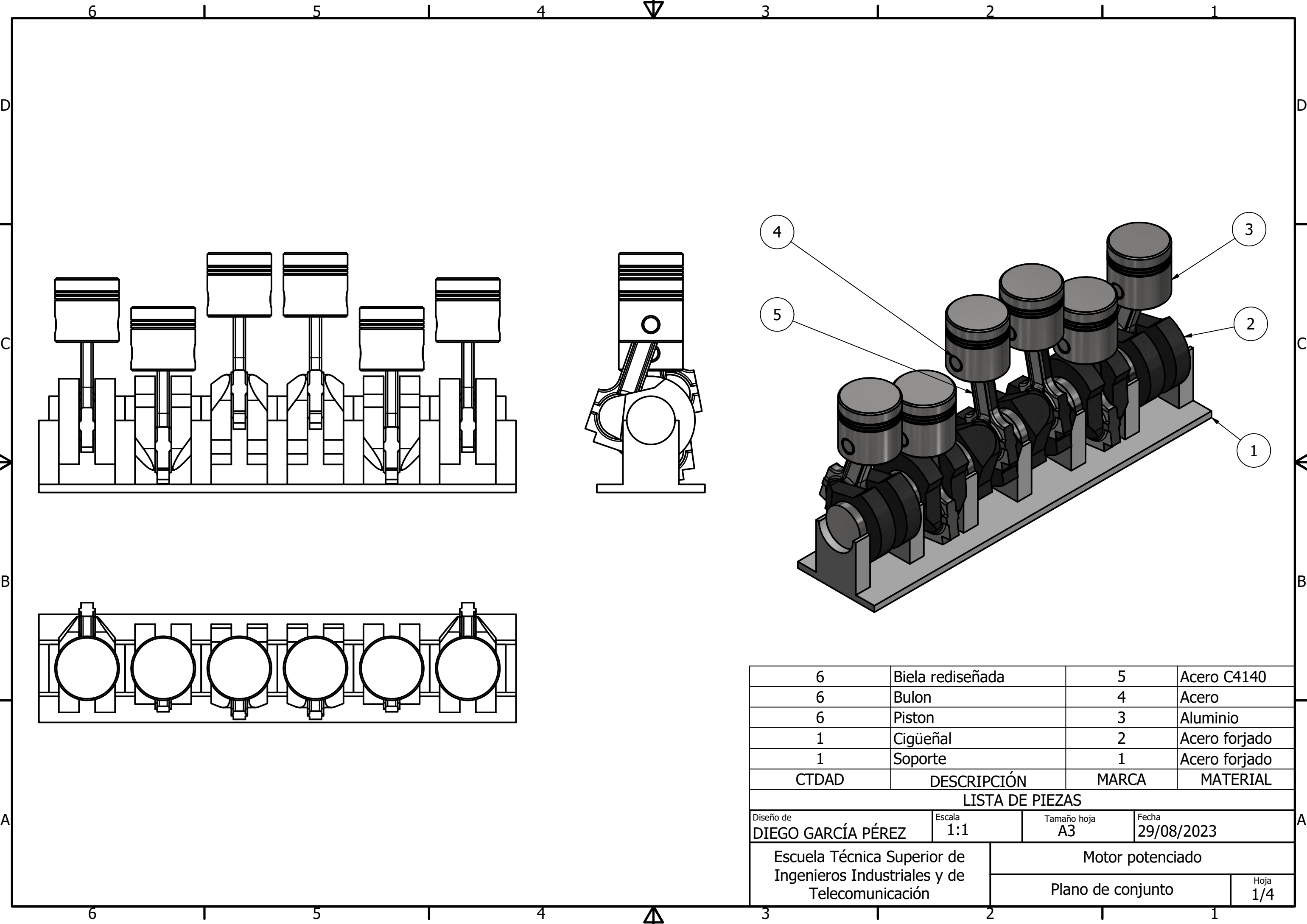
Cochesconcadena. (2023). Recuperado el 30 de Junio de 2023, de <https://cochesconcadena.com/motores/bmw-ag/m20b20/>

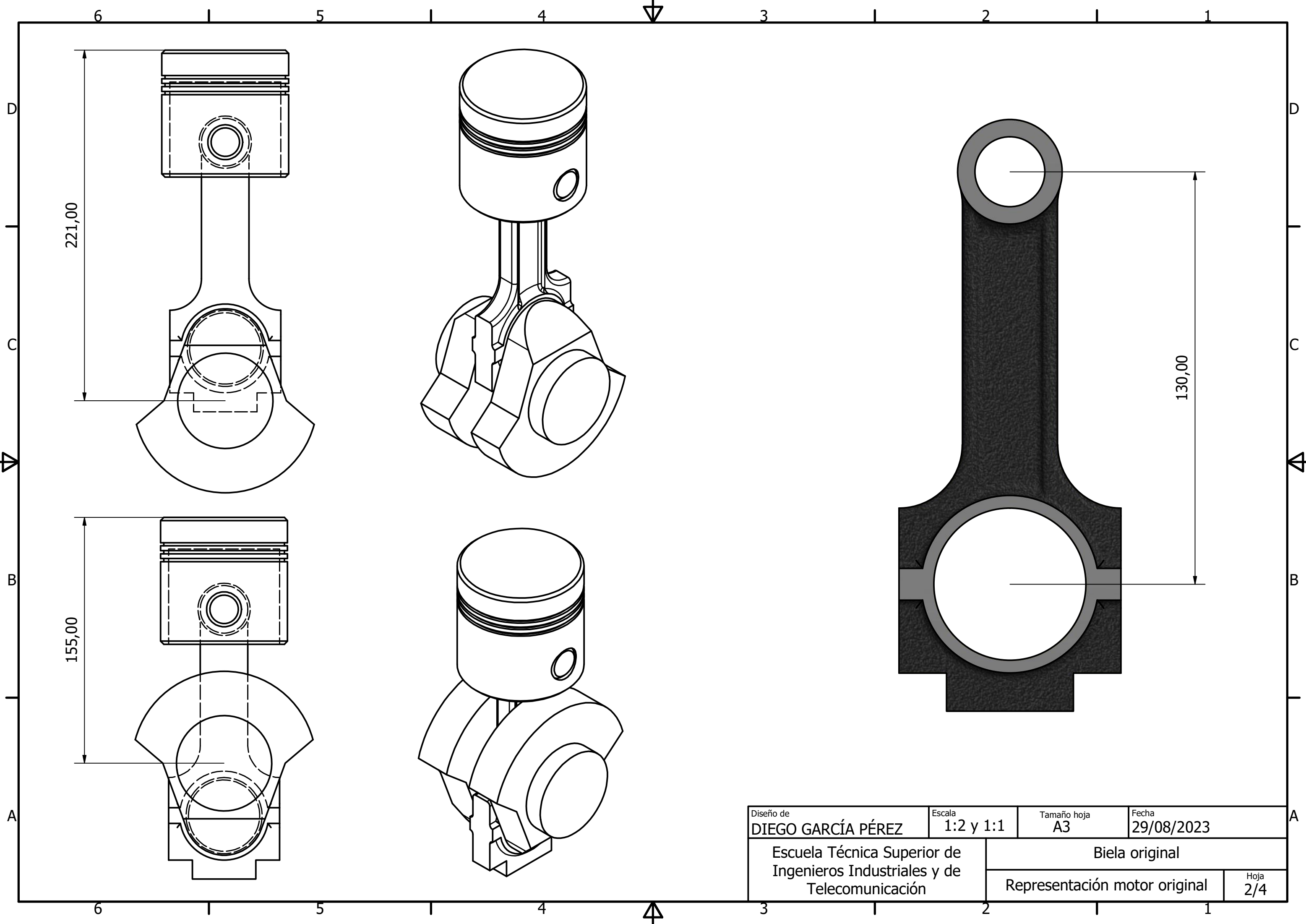
IIRSACERO. (25 de Agosto de 2023). Obtenido de <http://iirsacero.com.mx/wp-content/uploads/2019/08/Ficha-T%C3%A9cnica-Acero-4140-iirsacero.pdf>

Rueda, F. V. (s.f.). *Apuntes Dinamica de Maquinas y Vibraciones. Asignatura G713*.

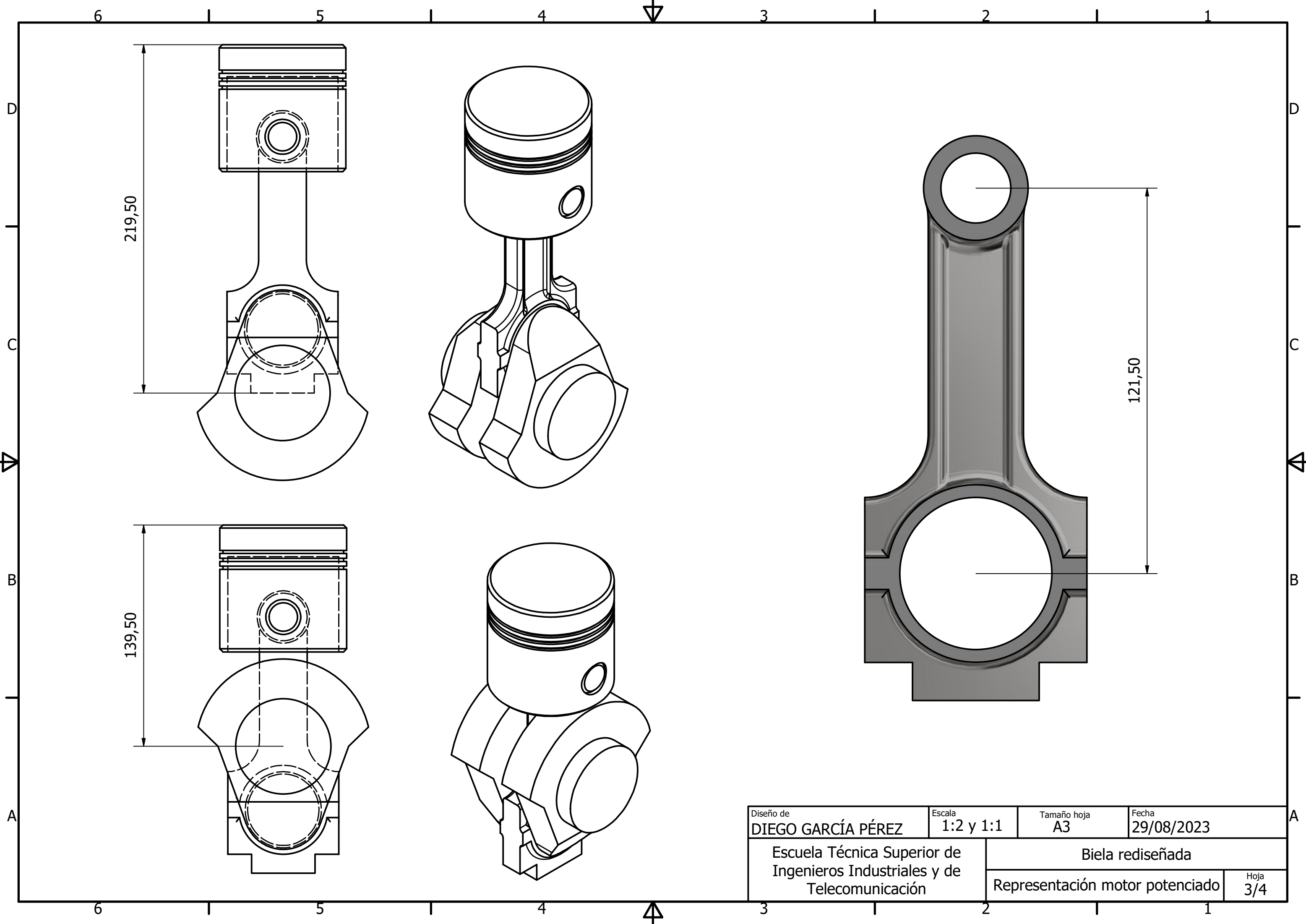
Shaikh, S. (21 de Diciembre de 2022). *NAUTILUS SHIPPING*. Recuperado el 16 de Agosto de 2023, de Marine engine, marine engineering: <https://www.nautilusshipping.com/engine-connecting-rod/>

ULMA. (23 de Enero de 2020). Recuperado el 25 de Agosto de 2023, de <https://www.ulmaforge.com/noticia/que-es-el-acero-forjado-y-cuales-son-sus-principales-caracteristicas/#:~:text=El%20acero%20forjado%20es%20un,aplicaci%C3%B3n%20de%20presiones%20extremadamente%20altas.>

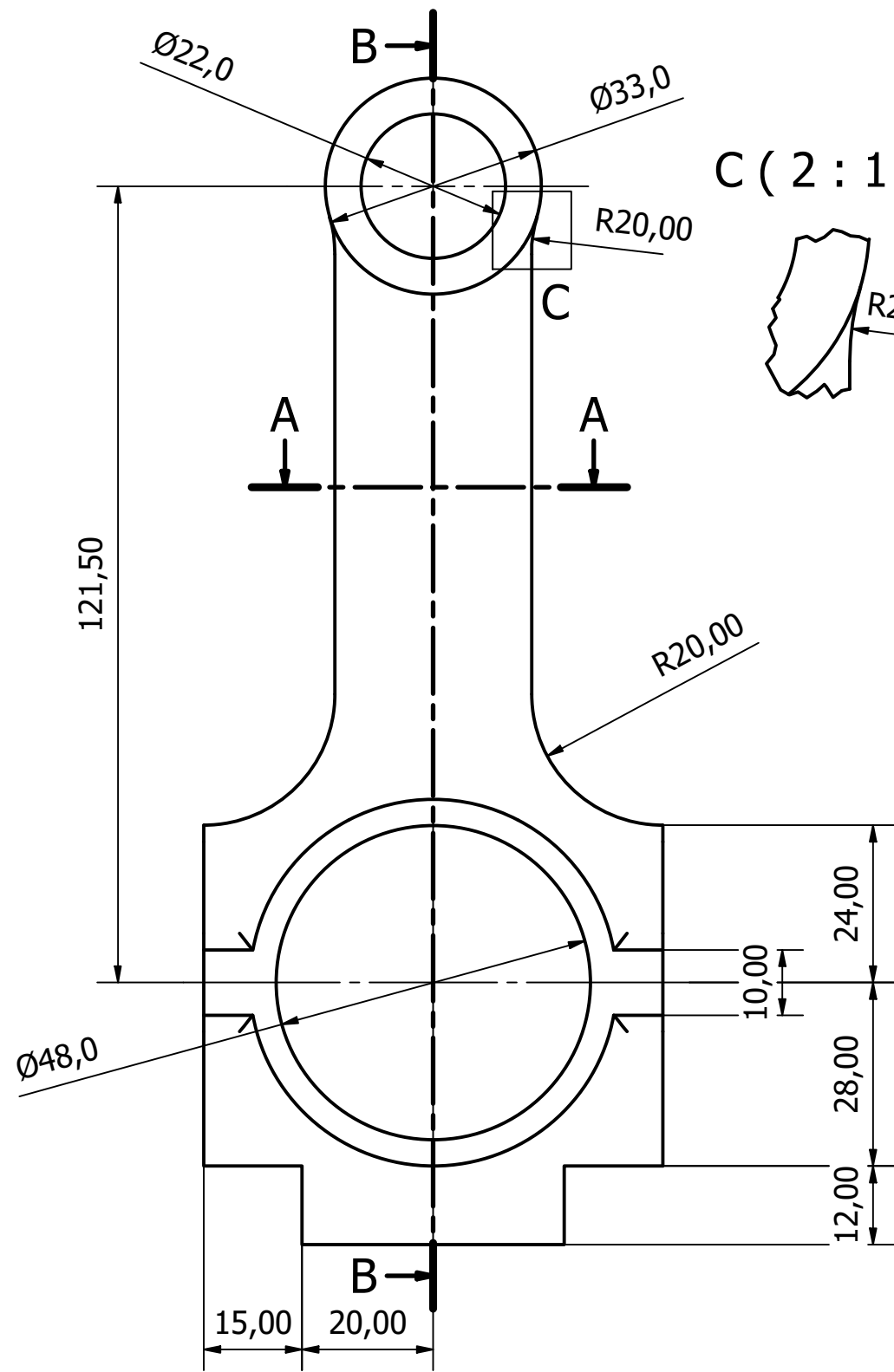




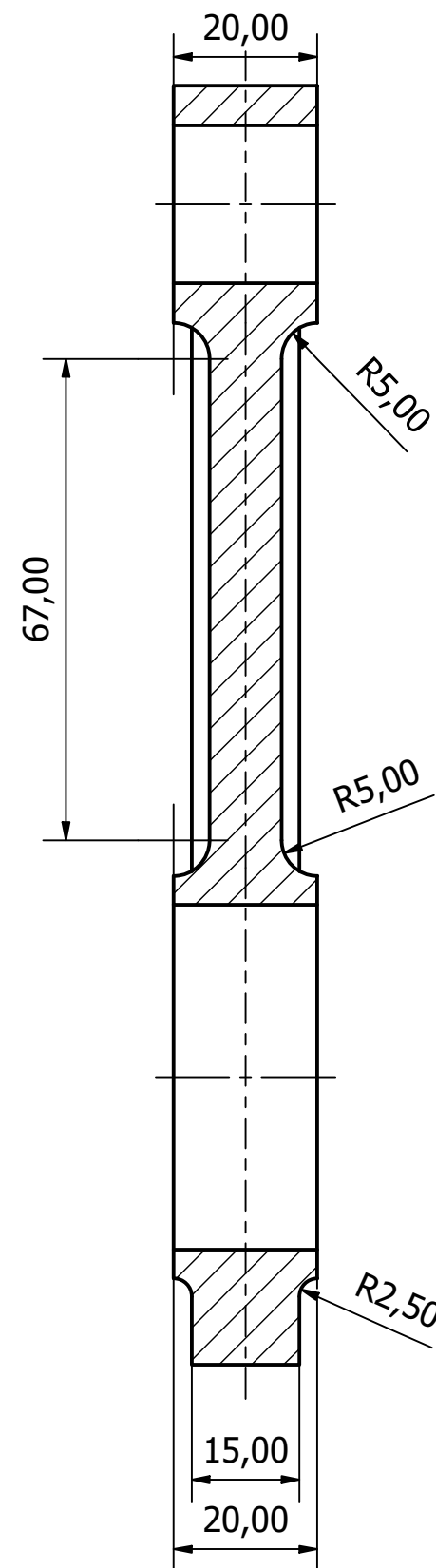
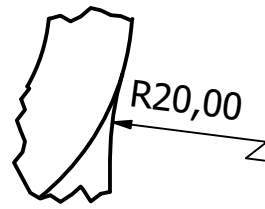
Diseño de DIEGO GARCÍA PÉREZ	Escala 1:2 y 1:1	Tamaño hoja A3	Fecha 29/08/2023
Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación		Biela original	
		Representación motor original	Hoja 2/4



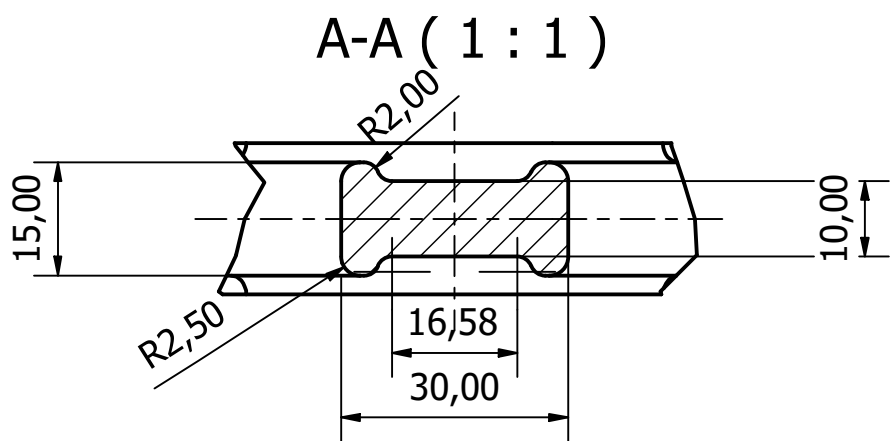
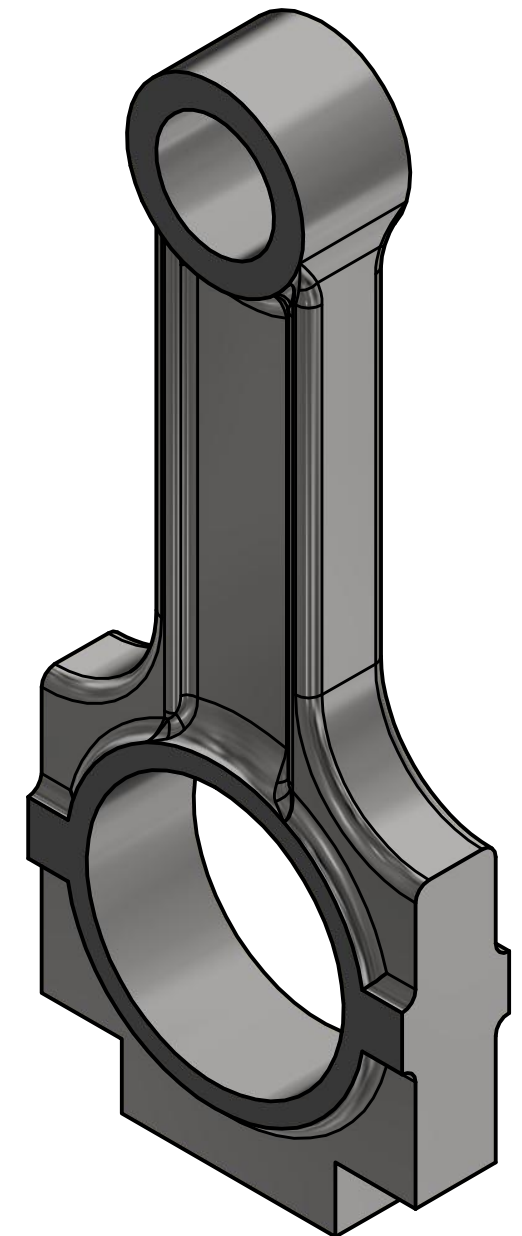
Diseño de DIEGO GARCÍA PÉREZ	Escala 1:2 y 1:1	Tamaño hoja A3	Fecha 29/08/2023
Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación		Biela rediseñada	
		Representación motor potenciado	Hoja 3/4



C (2 : 1)



B-B (1 : 1)



A-A (1 : 1)

Diseño de DIEGO GARCÍA PÉREZ	Escala 1:1	Tamaño hoja A3	Fecha 29/08/2023
Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación		Biela rediseñada	
		Vistas de detalle	Hoja 4/4

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



***POTENCIACIÓN DE UN MOTOR DE
COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO***

***Powering an alternative internal combustion
engine***

DOCUMENTO IV: PLIEGO DE CONDICIONES

Autor: Diego García Pérez

Tutores: Javier Sánchez Espiga y Valentín Gómez Jáuregui

Septiembre - 2023

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 PARTICIPANTES.....	1
1.1.1 La propiedad.....	1
1.1.2 Técnico	1
1.1.3 Contratista	1
2. MATERIALES.....	2
2.1 PERFILES METÁLICOS	2
3. ESPECIFICACIONES DE EJECUCIÓN	3
3.1 MECANIZADO DE CNC PARA PREPARACIÓN DE LA BIELA	3
4. CLÁUSULAS ECONÓMICAS	4
4.1 EVALUACIÓN FINANCIERA DETALLADA.....	4
4.2 COMPROMISO Y COBERTURA DE GARANTÍA.....	4
5. PREVENCIÓN DE RIESGOS DE SEGURIDAD.....	5

1. INTRODUCCIÓN

El pliego de condiciones es como un conjunto esencial de guías, estándares y detalles que marcan los requisitos clave para llevar adelante el proyecto. Este documento engloba tanto las indicaciones técnicas como los aspectos financieros, de gestión, opcionales y legales que deben guiar el desarrollo del proyecto. Así se asegura que la visión que tenemos en mente se plasme de manera precisa.

En este documento se habla del pliego de condiciones enfocado en dar vida a las mejoras previstas para la potenciación de un motor de combustión interna. Las reglas aquí presentes no solamente nos dan dirección, sino que establecen un marco imprescindible para hacer realidad mejoras que vayan más allá de lo esperado.

1.1 PARTICIPANTES

A continuación, se describen de manera concisa las funciones y responsabilidades de los principales participantes en el proyecto.

1.1.1 La propiedad

La persona propietaria del motor es la responsable de cubrir los gastos relacionados con el análisis estructural y la implementación de las mejoras en él.

1.1.2 Técnico

La responsabilidad recae en el ingeniero encargado de elaborar el informe de estudio y análisis del proyecto, el contrato y las directrices para la aplicación y el control de calidad.

1.1.3 Contratista

Recaerá en su cargo la ejecución y puesta en marcha de la mejora del motor, asumiendo la tarea de verificar de manera directa el cumplimiento de las especificaciones de fabricación y la correcta elección de los materiales, asumiendo una responsabilidad fundamental en este ámbito.

2. MATERIALES

Los materiales empleados en la fabricación e implementación de la mejora deben estar en concordancia con los que se presentan en este documento.

2.1 PERFILES METÁLICOS

Los perfiles metálicos deberán cumplir con las dimensiones detalladas en los planos deberán estar compuestos de acero AISI 4140. Este tipo de acero, reconocido por sus propiedades mecánicas superiores y su conformación sin costuras, ha sido seleccionado como base del material.

En caso de no estar disponible el acero AISI 4140, se optará por otro acero que exhiba propiedades mecánicas y composición igual o incluso más ventajosas que las del acero original. El acero AISI 4140 no debe superar un contenido de carbono del 0.4% y su límite elástico corresponderá a 1007 MPa.

3. ESPECIFICACIONES DE EJECUCIÓN

Para efectuar la mejora, es esencial seguir los procedimientos detallados en esta sección.

3.1 MECANIZADO DE CNC PARA PREPARACIÓN DE LA BIELA

La biela adquiere un rol central que demanda una aproximación precisa. La implementación del mecanizado de Control Numérico por Computadora (CNC) implica no solo la precisión en la geometría, sino también el cumplimiento estricto de tolerancias dimensionales y geométricas definidas en ± 0.05 mm. El proceso se ejecutará utilizando herramientas de carburo de tungsteno de alta calidad, con velocidades de corte y avance optimizadas para lograr acabados superficiales superiores. Además, se aplicará un tratamiento superficial de nitruración para fortalecer la superficie de la biela y garantizar una mayor resistencia al desgaste. La inspección se realizará mediante un sistema de medición láser, y los resultados serán registrados en un informe de control de calidad para documentar la conformidad con las especificaciones. Esta aproximación técnica y minuciosa asegura no solo la adaptación precisa al diseño optimizado, sino también una mejora efectiva en el rendimiento del motor.

4. CLÁUSULAS ECONÓMICAS

Dentro del proceso de transformación mediante la fabricación y ensamblaje de las mejoras, se establecerá una visión clara de los aspectos financieros entre la entidad propietaria y el fabricante. Estas disposiciones, plasmadas en un acuerdo contractual, buscan asegurar una colaboración efectiva y transparente en cada etapa.

4.1 EVALUACIÓN FINANCIERA DETALLADA

Con el propósito de brindar claridad en todo el proceso, se presentará un desglose minucioso de los costos relacionados con cada fase de manufactura. El desembolso económico tendrá lugar únicamente después de culminada la implementación de las mejoras y de confirmarse la correspondencia plena entre el trabajo realizado y los estándares predefinidos.

4.2 COMPROMISO Y COBERTURA DE GARANTÍA

El plazo de vigencia de la garantía será establecido con precisión en el contrato. En este lapso, el fabricante adquiere un compromiso integral en relación a posibles defectos derivados de la manufactura y ensamblaje de las mejoras. Esta responsabilidad abarca desde los materiales requeridos hasta las destrezas aplicadas en la ejecución.

5. PREVENCIÓN DE RIESGOS DE SEGURIDAD

A lo largo de todas las etapas relacionadas con la fabricación y el ensamblaje de las mejoras, cada operación se ejecutará con rigurosa adherencia a las regulaciones vigentes, en particular a la Ley 31/1995. Esta legislación establece las pautas para abordar la prevención de riesgos en el entorno empresarial, delineando los principios de la acción preventiva y las responsabilidades tanto de los trabajadores como de los empleadores.

En paralelo, nuestra actuación estará alineada con los lineamientos del Real Decreto 1215/1997. Este decreto establece las bases mínimas para garantizar la seguridad y la salud de los trabajadores en el uso de equipos de trabajo, en concordancia con los más elevados estándares de seguridad.

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



***POTENCIACIÓN DE UN MOTOR DE
COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO***
***Powering an alternative internal combustion
engine***

DOCUMENTO V: PRESUPUESTO

Autor: Diego García Pérez

Tutores: Javier Sánchez Espiga y Valentín Gómez Jáuregui

Septiembre - 2023

ÍNDICE

1. DISTRIBUCIÓN DEL PRESUPUESTO	1
2. COSTES DE MATERIALES	2
2.1 PERFILES DE ACERO	2
3. MANO DE OBRA.....	3
3.1 REALIZACIÓN DEL PROYECTO	3
3.2 FABRICACIÓN Y MONTAJE	3
4. RESUMEN DE COSTES DEL PROYECTO	5

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Costes Materia Prima.....	2
Tabla 2. Coste ingeniero técnico.....	3
Tabla 3. Costes fabricación y montaje	4
Tabla 4. Coste total	5

1. DISTRIBUCIÓN DEL PRESUPUESTO

El presupuesto del proyecto desempeña un rol crucial al establecer el costo financiero de la concepción y realización de la mejora. Dentro de este contexto, se distinguen dos componentes esenciales: los costos asociados a los materiales y los relacionados con la ejecución del proyecto en su totalidad.

En el primer frente, se engloban los costos de los materiales, que comprenden los perfiles de acero esenciales para reforzar el chasis, así como los insumos adicionales necesarios para su correcta instalación.

Por otro lado, se perfilan los costos referentes a la concreción del proyecto y la ejecución de la mejora propuesta. Esta categoría abarca los gastos inherentes a la mano de obra requerida en cada una de las fases del proceso.

Para completar el panorama, se presenta el presupuesto de ejecución, que culmina en el monto total tras considerar los gastos generales, los márgenes de beneficio industrial y las obligaciones fiscales correspondientes.

2. COSTES DE MATERIALES

2.1 PERFILES DE ACERO

En esta sección se detallan los costos asociados con el material utilizado en la fabricación de la biela. El material seleccionado es acero AISI 4140 debido a sus propiedades mecánicas adecuadas para las cargas y condiciones de funcionamiento en un motor de combustión interna. Se incluyen las dimensiones de la barra de acero, el cálculo de la cantidad de acero requerida y el costo asociado.

Se contempla la fabricación de un conjunto de 6 bielas, cada una con un peso objetivo de 0.634 kg. Para alcanzar este objetivo, se ha optado por abordar la adquisición de las barras de acero necesarias a través de un proveedor especializado.

Con el propósito de satisfacer las necesidades específicas de este proyecto, se ha gestionado la solicitud de barras de acero con un diámetro de 100mm y una longitud de 1500mm a dicho proveedor. La elección de estas dimensiones se fundamenta en la consideración de márgenes adicionales para el proceso de corte y manipulación, asegurando así la viabilidad de la operación de fabricación.

Este proveedor ha ofrecido estas barras de acero a un precio total de 228.31 euros. Para comprender plenamente el costo por kilogramo de este material, se ha llevado a cabo un análisis del que se estima que el peso total de la barra es de 92kg. En consecuencia, al dividir el precio total entre el peso estimado, se obtiene un costo aproximado de 2.48 euros por kilogramo de acero. Este cálculo proporciona una valiosa perspectiva sobre el valor económico del material utilizado en la fabricación de las bielas y contribuye a la comprensión global de los costos involucrados en el proyecto.

Tabla 1. Costes Materia Prima

MATERIAL	CANTIDAD (kg)	PRECIO UNITARIO (€/kg)	TOTAL (€)
AISI 4140	92	2,68	246,56

El coste total de los perfiles de acero asciende a: doscientos cuarenta y seis con cincuenta y seis euros (246.56€). (SERVIPER ACEROS OTERO, 2023)

3. MANO DE OBRA

3.1 REALIZACIÓN DEL PROYECTO

La ejecución de los cálculos y análisis indispensables, así como la redacción integral del proyecto es realizada por el ingeniero industrial. La complejidad inherente al diseño y estudio de potenciación en un motor de combustión interna requiere de una experiencia técnica especializada para asegurar la precisión y eficacia del proceso.

Se presenta el desglose de los costos asociados a esta etapa del proyecto:

Tabla 2. Coste ingeniero técnico

MATERIAL	UNIDAD DE MEDIDA	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (€/h)	SUBTOTAL (€)
Ingeniero Técnico	(h)	60	45	2700
			TOTAL (€)	2700

El coste total de la realización del proyecto asciende a: dos mil setecientos euros (2700€).

3.2 FABRICACIÓN Y MONTAJE

En esta fase fundamental del proyecto, se lleva a cabo la fabricación de las bielas por un equipo altamente especializado de operarios. A continuación, se presenta una tabla que detalla los costos de la mano de obra para cada una de las actividades centrales en esta etapa del proyecto. En ella, se contemplan las horas requeridas para el total de 6 bielas.

Tabla 3. Costes fabricación y montaje

MATERIAL	UNIDAD DE MEDIDA	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (€/h)	SUBTOTAL (€)
Corte y preparación del metal	(h)	6	25	150
Temple y revenido	(h)	24	32	768
Mecanizado	(h)	18	35	630
			TOTAL (€)	1548

4. RESUMEN DE COSTES DEL PROYECTO

En el marco de este proyecto de diseño y mejora de bielas para un motor de combustión interna, los costos han sido detallados y desglosados en presupuestos parciales que reflejan las distintas actividades y procesos necesarios para la fabricación de las bielas. En efecto, la consolidación de estos presupuestos parciales en un presupuesto de ejecución permite determinar el importe total de la inversión requerida para llevar a cabo el proyecto en su totalidad. Este importe total incluye la suma de los costos materiales, los gastos de mano de obra, los procesos de tratamiento térmico y el mecanizado.

Es importante destacar que el presupuesto de ejecución considera factores adicionales como los impuestos, beneficio industrial y costos de administración y gestión. Elementos esenciales para establecer una comprensión completa y precisa del impacto financiero del proyecto en su conjunto.

Esta evaluación financiera detallada es fundamental para la toma de decisiones informadas y la planificación estratégica en la realización exitosa de este proyecto de ingeniería.

Tabla 4. Coste total

Número de piezas	6
Importe de materiales (€)	246,56
Importe de mano de obra (€)	2.700,00
Costes fabricación y montaje (€)	1.548,00
Costes directos totales (€)	4.494,56
Gastos generales (15%) (€)	674,18
Beneficio industrial (12%) (€)	539,35
Coste total (€)	5.708,09
IVA (21%) (€)	1.198,70
Importe total (€)	6.906,79
Precio por unidad (€/ud)	1.151,13

El importe total de la creación del proyecto y la realización de las bielas es de: **seis mil novecientos seis euros con setenta y nueve céntimos (6.906,79€)**.