

GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍA  
INDUSTRIAL

**TRABAJO FIN DE GRADO**

**ANÁLISIS, SÍNTESIS Y DISEÑO DE  
UN MOTOR DE COMBUSTIÓN  
INTERNA ALTERNATIVO RADIAL**

**Alumno:** Villaverde Ruiz de Galarreta, Ander

**Director:** Vallejo Matilla, Javier

**Curso:** 2018/2019

**Fecha:** Bilbao, 24 de Junio de 2019



## AGRADECIMIENTOS:

*Aprovecho esta página para agradecer, en primer lugar, a los compañeros del grado la experiencia inolvidable que me han brindado durante estos cuatro años. También dedicar unas palabras a los profesores que han conseguido despertar en mi un interés especial en distintos campos de la ciencia y la ingeniería.*

*En segundo lugar, me gustaría dar las gracias a familia y amigos que me han servido de apoyo en los momentos más complicados a lo largo de estos últimos cuatro años.*

*Por último, merece una mención especial Naiara, la persona que más de cerca ha vivido mi recorrido por la escuela de ingenieros de Bilbao, persona que, además, ha contribuido activamente en la consecución de este trabajo.*

*Gracias a todos.*



---

## Resumen

El presente proyecto tiene como objetivo analizar el mecanismo principal del MCIA (motor de combustión interna alternativo) radial y desarrollar un modelo en 3 dimensiones mediante software CAD, más concretamente, mediante *CATIA V5*. Asimismo, el modelo desarrollado será examinado con *ANSYS*, un programa de análisis por el método de elementos finitos (MEF), capaz de simular el comportamiento cinemático y dinámico del mecanismo. Dicho estudio servirá para evaluar el mecanismo diseñado en base a las tensiones obtenidas como resultado.

**Palabras clave:** mecanismo, MCIA, radial, modelo, elementos finitos, tensiones.

## Abstract

This Project has the aim of analyzing the main mechanism of the radial AICE (alternative internal combustion engine) and developing a 3-dimension model through CAD software, specifically, through *CATIA V5*. Likewise, the model developed will be assessed with *ANSYS*, a program which analyzes by means of the finite element method (FEM), capable of simulating the kinematic and dynamic behaviour of the device. This survey will be used to evaluate the designed mechanism based on the stress obtained as a result.

**Keywords:** mechanism, AICE, radial, model, finite elements, stress.

## Laburpena

Proiektu honek BEMA (barne errektuntzako motore alternativo) erradialaren mekanismo printzipala aztertzea eta 3 dimentsioko eredu bat CAD softwarearen laguntzaz, zehazki *CATIA V5*-ren laguntzaz, garatzea du helburu. Halaber, garatutako eredua *ANSYS*-ren bidez aztertuko da, elementu finituen metodoa (EFM) erabiltzen duen programa, mekanismoaren jokabide zinematiko eta dinamikoa simulatzeko gai dena. Azterketa hau erabilgarria izango da diseinatutuako mekanismoa ebaluatzeko emandako tentsioen emaitzetan oinarrituta.

**Hitz gakoak:** mekanismoa, BEMA, erradiala, eredua, elementu finituak, tentsioak.

emari la zabal zazu



Universidad del País Vasco Euskal Herriko Unibertsitatea

BILBOKO INGENIARITZA ESKOLA ESCUELA DE INGENIERÍA DE BILBAO

---

# ÍNDICE DE CONTENIDOS

<b>ASPECTOS INTRODUCTORIOS</b>	<b>1</b>
<b>1 - INTRODUCCIÓN</b>	<b>1</b>
<b>2 - CONCEPTOS Y CONTEXTO</b>	<b>2</b>
<b>2.1 - EL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO</b>	<b>2</b>
2.1.1 - CONCEPTO	2
2.1.2 - PARÁMETROS FUNDAMENTALES	3
2.1.3 - CLASIFICACIÓN DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS	4
2.1.4 - APLICACIONES	8
<b>2.2 - EL MOTOR RADIAL</b>	<b>9</b>
2.2.1 - CONCEPTO	9
2.2.2 - HISTORIA Y MODELOS	10
<b>3 - OBJETIVOS Y ALCANCE</b>	<b>14</b>
<b>4 - BENEFICIOS QUE APORTA EL TRABAJO</b>	<b>15</b>
<b>METODOLOGÍA Y DESARROLLO</b>	<b>17</b>
<b>5 - ANÁLISIS CINEMÁTICO Y FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR RADIAL</b>	<b>17</b>
5.1 - NÚMERO DE CILINDROS	17
5.2 - GRADOS DE LIBERTAD	19
5.3 - ECUACIONES DE POSICIÓN	20
5.4 - ERROR GEOMÉTRICO	24
<b>6 - DISEÑO DE UN MOTOR RADIAL. SÍNTESIS DEL MECANISMO.</b>	<b>25</b>
6.1 - ELECCIÓN DE LA RELACIÓN CARRERA-DIÁMETRO	26
6.2 - SÍNTESIS DEL MECANISMO PRINCIPAL	29
6.2.1 - ELECCIÓN DE NÚMERO DE CILINDROS	29
6.2.2 - DISTANCIAS PRINCIPALES DE LAS BIELAS Y EL CIGÜEÑAL	30
6.2.3 - SOLUCIÓN AL ERROR GEOMÉTRICO	30
6.2.4 - REPRESENTACIÓN GRÁFICA EN 2D MEDIANTE <i>SOLID EDGE</i>	35
6.3 - RELACIÓN DE COMPRESIÓN	39
6.4 - OTROS PARÁMETROS DE ELEMENTOS CONSTRUCTIVOS	39
<b>7 - DISEÑO DE LAS PIEZAS DEL MOTOR MEDIANTE <i>CATIA V5</i></b>	<b>41</b>
<b>7.1 - ELEMENTOS MÓVILES</b>	<b>42</b>
7.1.1 - BIELA MAESTRA	42
7.1.2 - BIELA SECUNDARIA	45
7.1.3 - PISTÓN	46
7.1.4 - CIGÜEÑAL	48
<b>7.2 - ELEMENTOS FIJOS O ELEMENTOS SOPORTE</b>	<b>50</b>
7.2.1 - BLOQUE MOTOR	51
7.2.2 - CILINDRO	52
7.2.3 - CULATA	53

7.3 - MONTAJE	54
<b>8 - CICLO TERMODINÁMICO DE TRABAJO</b>	<b>55</b>
8.1 - EL CICLO OTTO TEÓRICO	56
8.2 - DEFINICIÓN DEL CICLO DE TRABAJO UTILIZADO	58
8.3 - DIAGRAMAS DE PRESIÓN EN FUNCIÓN DEL ÁNGULO DE GIRO	61
<b>9 - MATERIALES PARA LAS PIEZAS</b>	<b>66</b>
9.1 - PISTÓN	66
9.2 - BIELA MAESTRA Y BIELAS SECUNDARIAS	66
9.3 - CIGÜEÑAL	66
9.4 - CILINDROS Y CULATAS	67
9.5 - PERNOS Y PASADORES	67
9.6 - ELEMENTOS DEL BLOQUE MOTOR	67
<b>10 – ANÁLISIS CINEMÁTICO Y DINÁMICO DEL MODELO MEDIANTE ANSYS</b>	<b>67</b>
10.1 - PRE-PROCESO	68
10.1.1 - DEFINICIÓN DEL MECANISMO	68
10.1.2 - DEFINICIÓN DE MATERIALES PARA LAS PIEZAS	71
10.1.3 - MALLADO DE LAS PIEZAS	71
10.2 – PROCESO	73
10.2.1 – DETERMINACIÓN DE LA VELOCIDAD ANGULAR DEL CIGÜEÑAL	73
10.2.2 - APLICACIÓN DE CARGAS	74
10.2.3 - DEFINICIÓN DE LOS PARÁMETROS DE CÁLCULO DE LOS ANÁLISIS	74
10.3 - POST-PROCESO	77
10.3.1 – RESULTADOS DEL ANÁLISIS CINEMÁTICO	77
10.3.2 – RESULTADOS DEL ANÁLISIS DINÁMICO	79
<b>11 - CONCLUSIONES</b>	<b>86</b>
<b>PLANIFICACIÓN</b>	<b>89</b>
<b>PRESUPUESTO</b>	<b>91</b>
<b>DESCRIPCIÓN DE LAS HORAS INVERTIDAS</b>	<b>91</b>
<b>CÁLCULO DEL COSTE DE LOS RECURSOS EMPLEADOS</b>	<b>91</b>
<b>PRESUPUESTO FINAL</b>	<b>93</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	<b>94</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA DE CONTENIDOS</b>	<b>94</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA DE IMÁGENES</b>	<b>96</b>
<b>ANEXO I: DATOS TERMODINÁMICOS</b>	<b>97</b>
<b>ANEXO II: RESULTADOS DEL ANÁLISIS CINEMÁTICO</b>	<b>100</b>
<b>ANEXO III: RESULTADOS DEL ANÁLISIS DINÁMICO</b>	<b>108</b>
<b>ANEXO IV: PLANOS</b>	<b>114</b>

# LISTA DE ILUSTRACIONES

ILUSTRACIÓN 1: REPRESENTACIÓN DE PARÁMETROS FUNDAMENTALES.....	3
ILUSTRACIÓN 2: REPRESENTACIÓN DEL CICLO DE 2 TIEMPOS.....	6
ILUSTRACIÓN 3: REPRESENTACIÓN DEL CICLO DE 4 TIEMPOS.....	6
ILUSTRACIÓN 4: REPRESENTACIÓN DE LAS 3 DISTRIBUCIONES DE CILINDROS MENCIONADAS.....	8
ILUSTRACIÓN 5: BICICLETA DE FÉLIX MILLET. ....	10
ILUSTRACIÓN 6: EJEMPLOS DE DISPOSICIÓN DE ALETAS EN CILINDROS.....	11
ILUSTRACIÓN 7: MODELOS DE ALGUNOS DE LOS MOTORES RADIALES MÁS RELEVANTES. ....	13
ILUSTRACIÓN 8: MODELO DE MOTOR RADIAL MULTIESTRELLA. ....	14
ILUSTRACIÓN 9: REPRESENTACIÓN DEL ORDEN DE COMBUSTIÓN EN LOS CILINDROS.....	18
ILUSTRACIÓN 10: REPRESENTACIÓN DEL MECANISMO.....	20
ILUSTRACIÓN 11: REPRESENTACIÓN GRÁFICA DE LOS PARÁMETROS DEL MECANISMO. ....	21
ILUSTRACIÓN 12: GRÁFICA DE LA POSICIÓN DE LOS PISTONES EN FUNCIÓN DEL ÁNGULO DE GIRO.....	32
ILUSTRACIÓN 13: GRÁFICA CORREGIDA DE LA POSICIÓN DE LOS PISTONES EN FUNCIÓN DEL ÁNGULO DE GIRO.....	35
ILUSTRACIÓN 14: REPRESENTACIÓN DEL MECANISMO EN SOLID EDGE.....	36
ILUSTRACIÓN 15: CREACIÓN DE LA GEOMETRÍA DE LA BIELA MAESTRA MEDIANTE CATIA V5 (I). ....	43
ILUSTRACIÓN 16: CREACIÓN DE LA GEOMETRÍA DE LA BIELA MAESTRA MEDIANTE CATIA V5 (II). ....	43
ILUSTRACIÓN 17: CREACIÓN DE LA GEOMETRÍA DE LA BIELA MAESTRA MEDIANTE CATIA V5 (III). ....	44
ILUSTRACIÓN 18: MODELO FINAL DE BIELA MAESTRA CREADO MEDIANTE CATIA V5.....	44
ILUSTRACIÓN 19: CREACIÓN DE LA GEOMETRÍA DE LAS BIELAS SECUNDARIAS MEDIANTE CATIA V5 (I).....	45
ILUSTRACIÓN 20: MODELO FINAL DE BIELA SECUNDARIA CREADO MEDIANTE CATIA V5.....	46
ILUSTRACIÓN 21: CREACIÓN DE LA GEOMETRÍA DEL PISTÓN MEDIANTE CATIA V5 (I). ....	47
ILUSTRACIÓN 22: CREACIÓN DE LA GEOMETRÍA DEL PISTÓN MEDIANTE CATIA V5 (II). ....	47
ILUSTRACIÓN 23: MODELO FINAL DE PISTÓN CREADO MEDIANTE CATIA V5.....	48
ILUSTRACIÓN 24: CREACIÓN DE LA GEOMETRÍA DEL CIGÜEÑAL MEDIANTE CATIA V5 (I). ....	49
ILUSTRACIÓN 25: CREACIÓN DE LA GEOMETRÍA DEL CIGÜEÑAL MEDIANTE CATIA V5 (II). ....	49
ILUSTRACIÓN 26: MODELO FINAL DE CIGÜEÑAL CREADO MEDIANTE CATIA V5. ....	50
ILUSTRACIÓN 27: MODELO FINAL DE BLOQUE MOTOR CREADO MEDIANTE CATIA V5.....	51
ILUSTRACIÓN 28: MODELO FINAL DE TAPA DELANTERA DEL BLOQUE MOTOR CREADO MEDIANTE CATIA V5. ....	51
ILUSTRACIÓN 29: MODELO FINAL DE TAPA TRASERA DEL BLOQUE MOTOR CREADO MEDIANTE CATIA V5. ....	52
ILUSTRACIÓN 30: MODELO FINAL DE CILINDRO CREADO MEDIANTE CATIA V5. ....	53
ILUSTRACIÓN 31: MODELO FINAL DE CULATA CREADO MEDIANTE CATIA V5. ....	53
ILUSTRACIÓN 32: VISTA DELANTERA Y TRASERA DEL MODELO SIN CILINDROS, CULATAS, NI TAPAS. ....	54
ILUSTRACIÓN 33: MONTAJE COMPLETO DEL MOTOR .....	55
ILUSTRACIÓN 34: VISTA DEL MECANISMO PRINCIPAL .....	55
ILUSTRACIÓN 35: DIAGRAMA P-V DEL CICLO OTTO TEÓRICO.....	56
ILUSTRACIÓN 36: COMPARACIÓN ENTRE LOS DIAGRAMAS P-V DEL CICLO OTTO TEÓRICO Y CICLO OTTO INDICADO. ....	57
ILUSTRACIÓN 37: DIAGRAMA DE PRESIÓN SOBRE EL PISTÓN EN FUNCIÓN DEL ÁNGULO DE GIRO DEL CIGÜEÑAL. ....	61
ILUSTRACIÓN 38: GRÁFICO QUE RELACIONA LA PRESIÓN SOBRE EL PISTÓN Y EL ÁNGULO DE GIRO EN LA BIELA MAESTRA. ....	63
ILUSTRACIÓN 39: GRÁFICO QUE RELACIONA LA PRESIÓN SOBRE EL PISTÓN Y EL ÁNGULO DE GIRO EN TODAS LAS BIELAS. ....	65
ILUSTRACIÓN 40: CREACIÓN DE JUNTA ENTRE PISTÓN Y BIELA EN ANSYS. ....	68
ILUSTRACIÓN 41: CREACIÓN DE JUNTA ENTRE BLOQUE Y PISTÓN EN ANSYS.....	69
ILUSTRACIÓN 42: CREACIÓN DE JUNTA ENTRE BIELA MAESTRA Y BIELA SECUNDARIA EN ANSYS. ....	69
ILUSTRACIÓN 43: CREACIÓN DE LA JUNTA ENTRE CIGÜEÑAL Y BIELA MAESTRA EN ANSYS. ....	70

ILUSTRACIÓN 44: REPRESENTACIÓN DEL MODELO EN ANSYS. ....	70
ILUSTRACIÓN 45: ZONAS 1, 2 Y 3 DEL MALLADO DE LA BIELA MAESTRA, DE IZQUIERDA A DERECHA. ....	72
ILUSTRACIÓN 46: MALLADO DEL PISTÓN. ....	72
ILUSTRACIÓN 47: MALLADO DE LA BIELA SECUNDARIA. ....	73
ILUSTRACIÓN 48: MALLADO DE LA BIELA MAESTRA. ....	73
ILUSTRACIÓN 49: APLICACIÓN DE CARGAS Y RÉGIMEN DE GIRO AL MECANISMO EN ANSYS. ....	74
ILUSTRACIÓN 50: REPRESENTACIÓN GRÁFICA DE LAS VELOCIDADES DE LOS PISTONES A LO LARGO DE UNA VUELTA DEL EJE A 1200 RPM. ....	77
ILUSTRACIÓN 51: REPRESENTACIÓN GRÁFICA DE LAS VELOCIDADES DE LOS PISTONES A LO LARGO DE UNA VUELTA DEL EJE A 2000 RPM. ....	78
ILUSTRACIÓN 52: REPRESENTACIÓN GRÁFICA DE LAS ACELERACIONES DE LOS PISTONES A LO LARGO DE UNA VUELTA DEL EJE A 1200 RPM. ....	78
ILUSTRACIÓN 53: REPRESENTACIÓN GRÁFICA DE LAS ACELERACIONES DE LOS PISTONES A LO LARGO DE UNA VUELTA DEL EJE A 2000 RPM. ....	79
ILUSTRACIÓN 54: REPRESENTACIÓN DE LAS TENSIONES MÁXIMAS DE VON-MISES A LO LARGO DE UN CICLO A 1200 RPM. ...	80
ILUSTRACIÓN 55: REPRESENTACIÓN DE LAS TENSIONES MÁXIMAS DE VON-MISES A LO LARGO DE UN CICLO A 2000 RPM. ...	80
ILUSTRACIÓN 56: VISTA GENERAL Y DETALLE DE LA REPRESENTACIÓN DE LAS TENSIONES SOBRE LA GEOMETRÍA EN LA COMBUSTIÓN 1. ....	82
ILUSTRACIÓN 57: VISTA GENERAL Y DETALLE DE LA REPRESENTACIÓN DE LAS TENSIONES SOBRE LA GEOMETRÍA EN LA COMBUSTIÓN 2. ....	82
ILUSTRACIÓN 58: VISTA GENERAL Y DETALLE DE LA REPRESENTACIÓN DE LAS TENSIONES SOBRE LA GEOMETRÍA EN LA COMBUSTIÓN 3. ....	83
ILUSTRACIÓN 59: VISTA GENERAL Y DETALLE DE LA REPRESENTACIÓN DE LAS TENSIONES SOBRE LA GEOMETRÍA EN LA COMBUSTIÓN 4. ....	83
ILUSTRACIÓN 60: VISTA GENERAL Y DETALLE DE LA REPRESENTACIÓN DE LAS TENSIONES SOBRE LA GEOMETRÍA EN LA COMBUSTIÓN 5. ....	83
ILUSTRACIÓN 61: VISTA GENERAL Y DETALLE DE LA REPRESENTACIÓN DE LAS TENSIONES SOBRE LA GEOMETRÍA EN LA COMBUSTIÓN 6. ....	84
ILUSTRACIÓN 62: VISTA GENERAL Y DETALLE DE LA REPRESENTACIÓN DE LAS TENSIONES SOBRE LA GEOMETRÍA EN LA COMBUSTIÓN 7. ....	84
ILUSTRACIÓN 63: VISTAS DE LA REPRESENTACIÓN DE LAS TENSIONES SOBRE EL PISTÓN EN EL MOMENTO DE LA COMBUSTIÓN. ....	85

---

# LISTA DE TABLAS

TABLA 1: MODELOS DE MOTORES RADIALES HISTÓRICAMENTE RELEVANTES JUNTO A SUS CARACTERÍSTICAS.....	12
TABLA 2: VALORES DE LOS MÁXIMOS Y MÍNIMOS DE LAS POSICIONES DE LOS PISTONES EN FUNCIÓN DEL ÁNGULO DE GIRO. ..	31
TABLA 3: VALORES CORREGIDOS DE LOS MÁXIMOS Y MÍNIMOS DE LAS POSICIONES DE LOS PISTONES EN FUNCIÓN DEL ÁNGULO DE GIRO. ....	34
TABLA 4: REPRESENTACIÓN DEL MECANISMO EN SOLID EDGE PARA CADA PMS Y PMI DE CADA PISTÓN.....	37
TABLA 5: ESTADOS TERMODINÁMICOS DEL CICLO DEL MODELO.....	60
TABLA 6: VALORES TERMODINÁMICOS DE LA CÁMARA CORRESPONDIENTE AL PISTÓN DE LA BIELA MAESTRA, EN FUNCIÓN DEL GIRO. ....	64
TABLA 7: TAMAÑO DE ELEMENTO DEL MALLADO PARA CADA GEOMETRÍA. ....	72
TABLA 8: VALORES MÁXIMOS DE TENSIÓN EQUIVALENTE DE VON-MISES EN TODA LA GEOMETRÍA, PARA UN CICLO. ....	81

emari la zabal zazu



Universidad del País Vasco Euskal Herriko Unibertsitatea

BILBOKO INGENIARITZA ESKOLA ESCUELA DE INGENIERÍA DE BILBAO

---

# Aspectos introductorios

## 1 - Introducción

Históricamente los procesos ingenieriles han tratado de prever el comportamiento de los sistemas que se iban analizar y diseñar mediante modelos previos o prototipos. La constitución física de estos prototipos supone un elevado coste en el proceso de diseño y validación de los modelos, de forma que los softwares de simulación han tomado gran relevancia en los últimos años por ser una alternativa muy eficaz y mucho más económica.

La principal motivación para el desempeño de este trabajo radica en la idea de profundizar en las herramientas digitales de diseño y análisis de sistemas y la familiarización con los mismos. A lo largo de este proyecto se emplearán programas de gran utilidad en la industria como *Solid Edge*, *CATIA V5* o *ANSYS*.

Este trabajo de fin de grado (TFG) pretende analizar el comportamiento del mecanismo de los motores radiales y en base a ello realizar un diseño propio de un motor radial mediante software de modelado en 3 dimensiones, analizando finalmente su comportamiento cinemático y dinámico mediante un software de elementos finitos.

Primero, se llevará a cabo un análisis del funcionamiento cinemático del mecanismo. En este primer análisis se profundizará en el cálculo de los grados de libertad, el número de cilindros idóneo, obtención de las ecuaciones de posición de cada pistón y se valorará existencia de un error geométrico en esta clase de motores.

Posteriormente, se realizará el dimensionamiento de un modelo propio de motor radial tomando como referencia las directrices obtenidas en el capítulo anterior sobre el funcionamiento del motor radial. Además, se expondrán, calcularán y valorarán posibles alternativas para las medidas más relevantes del boceto y se escogerá la que se consideré la solución más adecuada en cada caso.

Una vez se conozcan los parámetros característicos del motor, se procederá a la realización de un diseño propio de cada una de las piezas del mecanismo principal del motor junto con algunas otras piezas que jueguen un papel relevante en el funcionamiento del mismo.

Finalmente, una vez se haya realizado el ensamblaje de todas las piezas y como se ha mencionado al comienzo de este apartado, se efectuará el análisis cinemático y dinámico del modelo mediante software por el método de los elementos finitos. Para ejecutar este análisis previamente se habrán debido definir aspectos cruciales, como la presión que soportan los pistones a lo largo de los ciclos o el material con el que se fabrican los distintos componentes del motor.

Cabe mencionar que este proyecto se ha abordado desde una perspectiva exclusivamente académica y se ha realizado un diseño del motor partiendo de datos teóricos y/o experimentales que se han calculado en base a lo extraído de otros documentos. Este trabajo queda lejos del punto de vista empresarial y, por lo tanto, los cálculos y diseños no se han realizado en base a una potencia efectiva de salida requerida en el eje del motor, como es habitual en el ámbito industrial. En este caso, sin embargo, se ha optado por tomar como hipótesis de entrada la presión que ejerce el gas en la cámara de combustión sobre la cabeza de los pistones.

## 2 - Conceptos y contexto

### 2.1 - El motor de combustión interna alternativo

#### 2.1.1 - Concepto

Se denomina motor de combustión a un motor térmico (que obtiene trabajo a partir de energía calorífica) capaz de transformar en energía mecánica parte de la energía aportada por la combustión de un fluido. En caso de que la combustión se produzca en un recinto cerrado dentro del mismo motor, se denomina motor de combustión interna (MCI). En caso contrario, se trataría de un motor de combustión externa, en los cuales la combustión se produce en una cámara externa como es el caso de los motores de vapor. Si además la transmisión del trabajo se realiza mediante el desplazamiento lineal de un émbolo, el motor se denomina alternativo.

En este documento se tratará el caso de un motor térmico que es capaz de obtener trabajo a partir de la energía liberada en la combustión de un fluido en una cámara interna del motor, de forma que se produzca el desplazamiento lineal de cierto número de émbolos que a su vez transmitirán el movimiento a un eje. Dicho de otro modo, se tratará el caso de un motor de combustión interna alternativo (MCIA).

## 2.1.2 - Parámetros fundamentales

### → Punto muerto superior (PMS)

Posición más alejada del pistón respecto al cigüeñal en su movimiento lineal en el cilindro. Esta posición del pistón corresponde al mínimo volumen del cilindro.

### → Punto muerto inferior (PMI)

Posición más cercana al pistón respecto al cigüeñal en su movimiento lineal en el cilindro. Esta posición del pistón corresponde al máximo volumen del cilindro.

### → Carrera (S)

Distancia recorrida entre la posición de punto muerto inferior (PMI) y posición de punto muerto superior (PMS) del pistón. Es decir, distancia entre el máximo y mínimo punto del recorrido lineal del pistón.

### → Diámetro (D)

### → Sección del pistón ( $A_P = \frac{\pi D^2}{4}$ )

### → Cilindrada unitaria ( $V_D = A_P S$ )

Volumen desplazado en la trayectoria del pistón entre el PMS y PMI.

### → Volumen final de compresión ( $V_c$ )

Mínimo volumen posible en el cilindro, es decir, el volumen existente en el cilindro cuando el pistón está en su PMS.

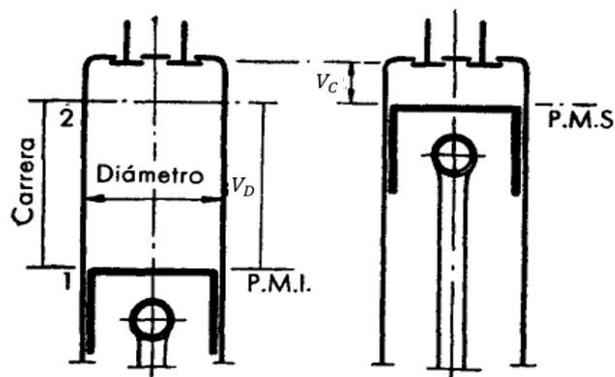


Ilustración 1: Representación de parámetros fundamentales.

→ **Relación carrera/diámetro ( $S/D$ )**

Cociente entre la carrera del pistón y su diámetro.

→ **Número de cilindros ( $Z$ )**

→ **Cilindrada total ( $V_T = V_D Z$ )**

→ **Presión media ( $p_m$ )**

Presión media a la que se ve sometida la cabeza del pistón dentro del cilindro.

→ **Relación de compresión volumétrica ( $\varepsilon = \frac{V_c + V_D}{V_c}$ )**

Relación entre el volumen existente en el cilindro cuando el pistón está en el PMI (cilindrada unitaria más volumen de la cámara de combustión) y en el PMS (volumen de la cámara de combustión).

→ **Velocidad de giro del cigüeñal ( $n$ )**

Velocidad angular a la que gira el eje del motor, normalmente expresada en 'rpm' (revoluciones por minuto).

→ **Potencia**

Trabajo generado por unidad de tiempo. Se puede hablar de distintos tipos de potencia en función de si es la indicada (potencia desarrollada en el interior de los cilindros), la efectiva (potencia medida en un banco de pruebas), la absorbida (diferencia de las anteriores), la del combustible (potencia que aporta la combustión del fluido), etc.

### 2.1.3 - Clasificación de los motores de combustión interna alternativos

Se pueden realizar varias clasificaciones de este tipo de motores en función de distintos criterios. En este caso se expondrán las clasificaciones más usuales.

#### Según el proceso de combustión.

1. Motores de encendido provocado (MEP)

En los motores de encendido provocado la combustión de la mezcla aire-combustible se produce por una causa externa a la propia mezcla. Comúnmente

esta causa suele ser una chispa producida por una bujía o un encendedor eléctrico. Este tipo de motores sigue un ciclo termodinámico denominado ciclo Otto.

## 2. Motores de encendido por compresión (MEC)

En los motores de encendido por compresión la combustión se inicia por la alta presión a la que se ve sometido el aire cuando el combustible es inyectado en cierto momento del ciclo del pistón, lo que provoca una autoignición del combustible. Esto es así debido a que, cuando el combustible entra en la cámara de combustión a alta presión y pulverizado, entra en contacto con el aire, que se encuentra también a alta presión y a una temperatura que supera la temperatura de autoignición del combustible, lo que provoca su instantánea combustión. Este tipo de sistema es el que usan los motores tipo diésel.

Debido a la diferencia en las condiciones necesarias para hacer inflamarse el combustible de un tipo de motor a otro, la relación de compresión varía de unos motores a otros. Una excesiva presión máxima en los MEP podría provocar una inesperada combustión espontánea de la mezcla, provocando así una descompensación de fuerzas y, por lo tanto, graves daños materiales en el motor.

El rango de valores de relación de compresión aproximados en función del tipo de motor según su proceso de combustión es el siguiente:

$$\text{MEP } \varepsilon \in [6,10]$$

$$\text{MEC } \varepsilon \in [12,23]$$

Estos rangos pueden incluso ampliarse para algunas configuraciones de motor en función de factores como la distribución de cilindros y, sobre todo, en función del tipo de combustible usado.

### **Según la forma de ejecutar el ciclo termodinámico.**

El ciclo termodinámico de la combustión se produce en cuatro etapas diferenciadas. A continuación, se procede a realizar un breve análisis de estas fases.

*Admisión:* Llenado del cilindro con aire o mezcla aire-combustible (en función del tipo de motor) que llega a través de un conducto.

**Compresión:** Compresión de los gases en la cámara de combustión. En los cálculos termodinámicos se simplifica considerando que los gases se comprimen de forma isoentrópica.

**Combustión:** Combustión de los gases comprimidos, lo que provoca un aporte de calor a los gases y esto a su vez, su expansión y el consecuente movimiento lineal descendente del pistón hasta el PMI debido a la presión generada por dicha combustión.

**Escape:** Expulsión de los gases residuales de la combustión al ambiente.

### 1. Proceso de 2 tiempos (2T)

Se trata de un tipo de motor que realiza las cuatro etapas del ciclo termodinámico (admisión, compresión, combustión y escape) en dos movimientos lineales del pistón, es decir, en una revolución del eje del motor.

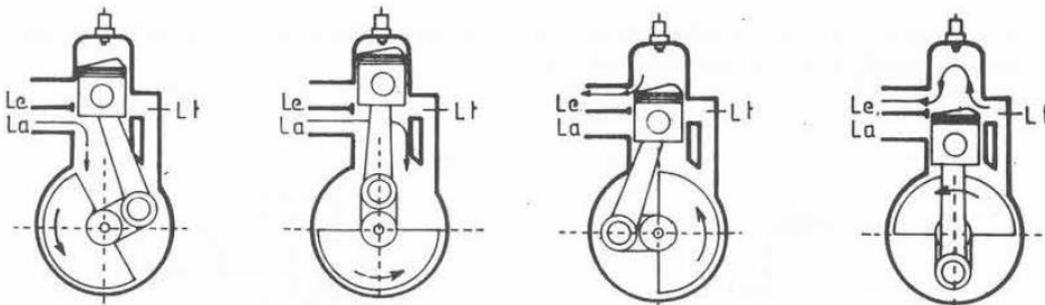


Ilustración 2: Representación del ciclo de 2 tiempos.

### 2. Proceso de 4 tiempos (4T)

El motor de cuatro tiempos se denomina así porque se requieren cuatro carreras del pistón, esto es, dos revoluciones del motor, para realizar el ciclo termodinámico completo.

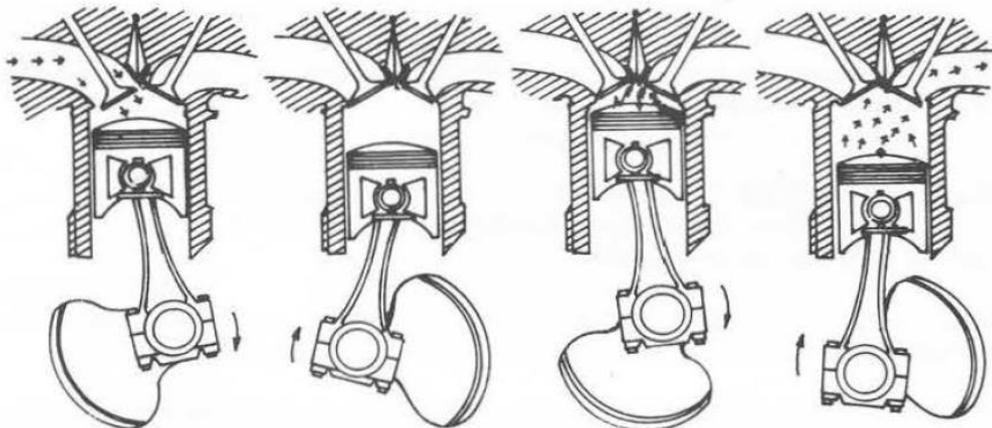


Ilustración 3: Representación del ciclo de 4 tiempos.

---

## Según el tipo de refrigeración.

Los motores de combustión interna alternativos requieren de la refrigeración de varias partes de sus motores para su correcto funcionamiento, manteniendo así una temperatura de las paredes del cilindro adecuada, un correcto engrase y evitando deformaciones térmicas inadmisibles.

### 1. Refrigeración por aire.

El aire atmosférico es dirigido hacia las aletas que recubren las paredes externas (superficie) del cilindro para conseguir una correcta refrigeración del sistema. El aire puede ser dirigido de forma artificial (ventilador) o natural, en función del uso al que se quiera destinar.

### 2. Refrigeración por líquido.

Las paredes de los cilindros son refrigeradas gracias a un circuito cerrado de un líquido que atraviesa estas paredes por pequeños capilares, de forma que se cede parte del calor acumulado en el cilindro a este líquido. Como resulta evidente, este tipo de refrigeración requiere un radiador y una bomba hidráulica para la recirculación constante del fluido. El refrigerante que se suele usar en estos casos es el agua.

## Según el número, distribución y posición de los cilindros

A lo largo de su historia, se han desarrollado diversas distribuciones de cilindros para los MCIAs, así como distintos números de cilindros. Entre las distribuciones más comunes se encuentran las siguientes:

### 1. Motor en línea.

En este tipo de distribución los cilindros están alineados en una misma fila y la cantidad de cilindros suele oscilar entre 2 y 6 cilindros.

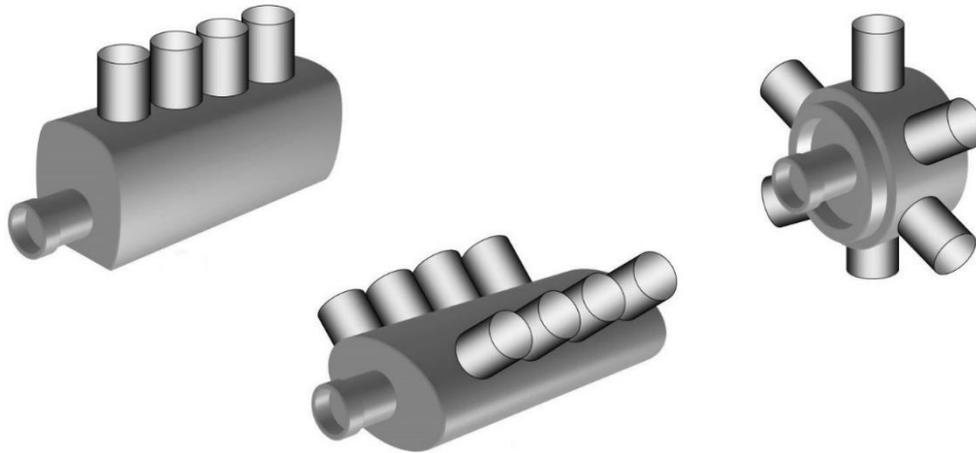
### 2. Motor en V.

A diferencia de los motores en línea, en esta configuración los cilindros están distribuidos en dos filas de cilindros, de modo que los pistones están unidos todos al mismo cigüeñal, formando entre las filas de los cilindros cierto ángulo en forma de 'V' (usualmente entre 15 y 90 grados). La notación habitual para

este tipo de motores consiste en colocar en el nombre del motor la notación 'V#', donde '#' es el número de cilindros del motor. El número de cilindros puede oscilar entre 2 y 24 cilindros.

### 3. Motor radial.

Esta última configuración es menos común que las mencionadas anteriormente. En este caso, los cilindros no están dispuestos en filas como en las anteriores disposiciones, sino que todos los cilindros están colocados en un mismo plano de forma radial respecto al cigüeñal. En este tipo de configuraciones el número de cilindros suele ser impar y oscila entre 5 y 9 cilindros, pudiéndose encontrar modelos más antiguos con 3 cilindros.



*Ilustración 4: Representación de las 3 distribuciones de cilindros mencionadas.*

#### 2.1.4 - Aplicaciones

El campo de aplicación de los MCIAs es muy amplio gracias a la gran variedad de distintas características que pueden tener estos motores, como se ha mostrado en el subapartado anterior. Es por esta variedad por lo que motores con distintas distribuciones de cilindros, los distintos tipos de refrigeración, tipo de encendido del combustible, etc. se adaptan de forma adecuada al sistema donde van montados.

Los MCIAs han sido históricamente usados en el ámbito del transporte en vehículos autónomos, sobre todo en vehículos terrestres, además de darles un uso en forma estacionaria como generadores de energía eléctrica, siendo esta última aplicación muy minoritaria en comparación con la primera mencionada.

Motores con distribución constructiva de cilindros en línea y en 'V' han sido los más utilizados en la industria del automóvil, siendo estos motores de cuatro tiempos en las últimas décadas, tanto para diésel como para gasolina. Los primeros modelos de MCI implementados en automóviles se diseñaron para cumplir el ciclo termodinámico en dos tiempos debido a su simplicidad y potencia generada pero el amplio conocimiento adquirido en posteriores décadas y el desarrollo de modelos de cuatro tiempos propiciaron que los fabricantes se inclinaron hacia estos últimos por su mayor fiabilidad, menor consumo de combustible, menor mantenimiento, menor volumen de gases contaminantes emitidos, etc. Hoy en día casi la totalidad de los modelos de motores para turismos del mercado son MCI de 4 tiempos con refrigeración por agua.

Además de los vehículos terrestres, los MCI también han tenido y tienen una importante participación en los vehículos marinos, tanto en naves pequeñas como de gran tamaño, como es el caso de los buques de carga. Los MCI en el ámbito de los grandes navíos se caracterizan por grandes cilindradas y gran número de cilindros, hasta 24 en algunos casos.

En la industria aeronáutica, en cambio, el desarrollo de los MCI en cuanto a la distribución de cilindros y la refrigeración ha seguido un camino algo distinto al de los vehículos terrestres o marinos, destacando por encima del resto el motor radial a lo largo de gran parte de la historia de la aviación. Dado que el objeto principal de este trabajo es el motor radial, en apartados posteriores se analizará su historia junto a los modelos más importantes y sus características.

## 2.2 - El motor radial

### 2.2.1 - Concepto

El objeto de este estudio, como ya se expuso, será el análisis y diseño de un MCI; concretamente, de un MCI con una disposición de cilindros radial. Por ello, se va a estudiar en profundidad el contexto, funcionamiento, modelos, etc. de los motores radiales.

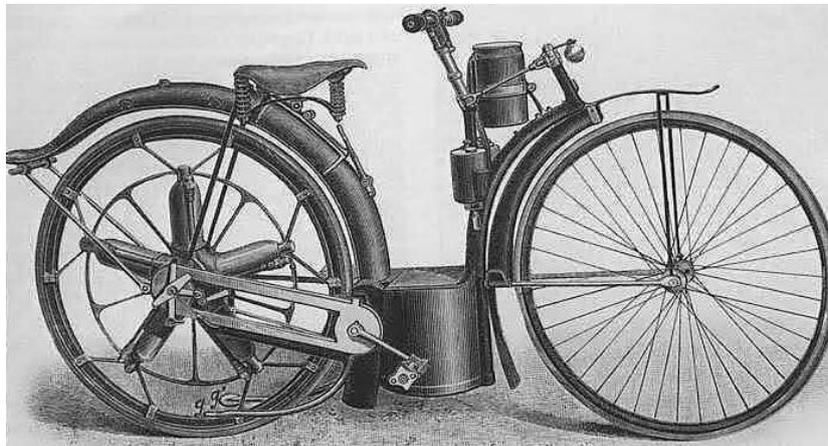
Tal y como se ha presentado anteriormente, los motores radiales cuentan con una distribución radial de los cilindros que convergen en el eje del motor. Por la forma geométrica a la que se asemeja también se le conoce como motor en estrella. Esta

---

configuración fue muy utilizada en aviación, sobre todo en grandes aviones militares, hasta la aparición del motor a reacción.

### 2.2.2 - Historia y modelos

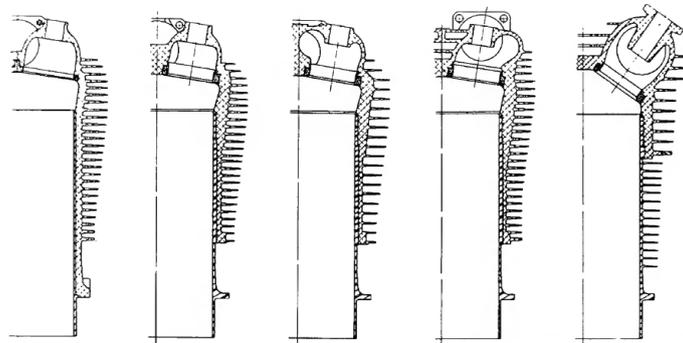
La historia de los motores radiales comienza a finales del siglo XIX y principios del XX, cuando la primera idea de un motor de combustión interna alternativo con disposición de cilindros radial se muestra por primera vez en 1889 en París de la mano de Félix Millet. Este primer modelo se trataba de un motor radial rotativo (los cilindros giran alrededor de un cigüeñal fijo) montado en una de las ruedas de una especie de bicicleta, de forma que esta podía ser propulsada por este motor.



*Ilustración 5: Bicicleta de Félix Millet.*

El primer proyecto de motor radial convencional (no rotativo) llegó en 1898 cuando el secretario del Instituto Smithsonian, Samuel Pierpont Langley, aceptó un contrato para desempeñar un proyecto del diseño y construcción de una máquina voladora para el gobierno de EEUU. Para ello encargó el proyecto del motor de la máquina a Charles Matthews Manly (ingeniero estadounidense) junto a Stephen Marius Balzer, dueño de una empresa de automovilismo que ya fabricaba motores rotativos para sus automóviles a finales del siglo XIX. Con apoyo y consejo de distintos ingenieros europeos, finalizaron un motor radial capaz de superar la potencia generada por los motores rotativos que Balzer fabricaba en su empresa, además de eliminar las indeseables fuerzas centrífugas que provocaba la rotación de estos motores. El motor constaba de 5 cilindros refrigerados por un sistema cerrado de agua.

A pesar de que la máquina voladora no funcionó correctamente en las pruebas realizadas a comienzo del siglo XX, sentó un precedente para la fabricación de motores de este estilo en las décadas siguientes. En las primeras décadas del siglo se produjeron grandes avances en estos motores, relacionados siempre con el mundo aeronáutico. Debido a que las velocidades a las que se movían las aeronaves y las turbulencias que se generaban en el aire, los ingenieros comenzaron a colocar aletas de transmisión de calor en la parte externa de los cilindros de la mayoría de los nuevos modelos para efectuar la refrigeración de estos, sustituyendo así los clásicos sistemas de refrigeración por líquido en circuito cerrado que se usaban en distintas máquinas hasta el momento.



*Ilustración 6: Ejemplos de disposición de aletas en cilindros.*

La refrigeración por aire resultó eficaz ya que reducían el peso del motor y eliminaban el requerimiento de energía necesaria para realizar la circulación del líquido refrigerante (normalmente agua).

El periodo de guerras de los años 20, 30 y 40 propiciaron un gran desarrollo de los motores radiales y de las aeronaves en general. Los modelos de la década de los años 30 y 40 se diferenciaban mucho de los primeros motores desarrollados a principio de siglo. Se trataban de modelos mucho más fiables, de mayor cilindrada, mayor eficiencia del combustible y mayor potencia que los primeros, contando además generalmente con un número de cilindros mayor (hasta 9). Todos estos avances de los motores radiales estuvieron ligados al avance tecnológico de las aeronaves en general, sobre todo en el ámbito militar. Mientras que los primeros modelos eran de apenas 3 cilindros y una potencia generada de poco más de 20 kW (Modelos como el 'Anzani Y' de 3 cilindros), los modelos más avanzados en la década de 1930 contaban hasta con 9 cilindros y potencias de alrededor de 500 kW. Los modelos más destacados fueron los motores de las compañías Bristol, Continental, Pratt & Whitney, Armstrong Siddeley, LeBlond, ABC, Bentley e incluso BMW en la primera mitad del siglo XX.

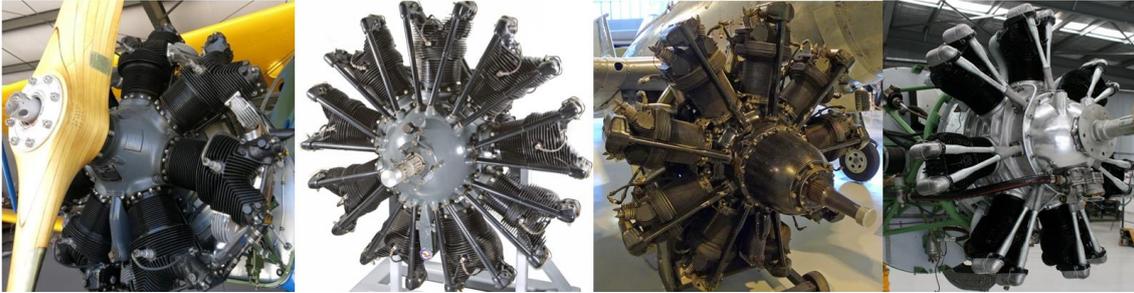
Estos modelos eran más fiables, más simples de ensamblar y por lo tanto menos susceptibles a daños en combate que otros modelos con disposiciones de cilindros en línea o en V, lo que los convertía en una excelente opción para aeronaves de combate. La sensibilidad a los daños por munición estaba relacionada con el sistema de refrigeración, ya que para el caso de motores en línea o en V una fuga del refrigerante provocada por un impacto de bala resultaba catastrófico para el funcionamiento del motor, mientras que los motores radiales no usaban refrigerante alguno, por lo que un impacto de bala en algún cilindro no tenía por qué resultar en un fallo total. Este aspecto resultaba decisivo a la hora de incluir motores radiales en aviones de combate.

En la siguiente tabla se muestran aspectos de distintos modelos de motores radiales relevantes a lo largo de la historia, desde características de la producción y fecha de su diseño hasta datos técnicos de los motores como la longitud de carrera y la potencia generada. En las dos últimas filas de la tabla se muestran dos modelos de motores de la compañía 'Rotec' que se fabrican en la actualidad.

Modelos	Año	Núm. prod.	Cilind.	S (mm)	D (mm)	S/D	V (L)	Pot. (kW)	n (RPM)
Anzani	1909	-	3	130	104,9	1,24	3,38	23	1600
Clerget 9B	1913	3650	9	160	120	1,33	16,29	96,94	1250
ABC Wasp	1916	56	7	150	115	1,30	10,78	138	1750
Bentley BR2	1916	2567	9	180	140	1,28	24,94	171	1250
Bristol Jupiter	1918	7100	9	190	146	1,30	28,7	391	2000
ABC Dragonfly	1920	1147	9	165,1	139,7	1,18	22,78	254	1650
Armstrong Siddeley Lynx	1920	6000	7	140	127	1,10	12,4	139	1700
Bristol Mercury	1925	20700	9	165	146	1,13	24,9	474	2750
Pratt & Whitney R-1340	1925	34966	9	146	146	1,00	22	447	2250
Armstrong S. Mongoose	1926	-	5	139,7	127	1,10	8,8	103	1750
Pratt & Whitney R-1690	1926	2944	9	161,9	155,6	1,04	27,7	552	2250
Wright R-760	1929	1400	7	140	127	1,10	12,4	239	2200
Wright R-1820	1930	-	9	174,6	155,6	1,12	29,88	746	2200
Bristol Pegasus	1932	32000	9	190	146	1,30	28,7	720	2475
BMW 132	1933	21000	9	161,9	155,6	1,04	27,7	581	2290
Alfa Romeo Jupiter	1934	11000	9	190	146	1,30	28,6	641	2300
Continental R-670	1934	-	7	117,5	130,2	0,90	10,95	168	2175
Armstrong S. Cheetah	1935	37200	7	140	133	1,05	13,65	257	2425
Rotec R2800	2000	En prod.	7	80	80	1,00	2,8	82	2450
Rotec R3600	2005	En prod.	9	80	80	1,00	3,6	111,86	2450

Tabla 1: Modelos de motores radiales históricamente relevantes junto a sus características.

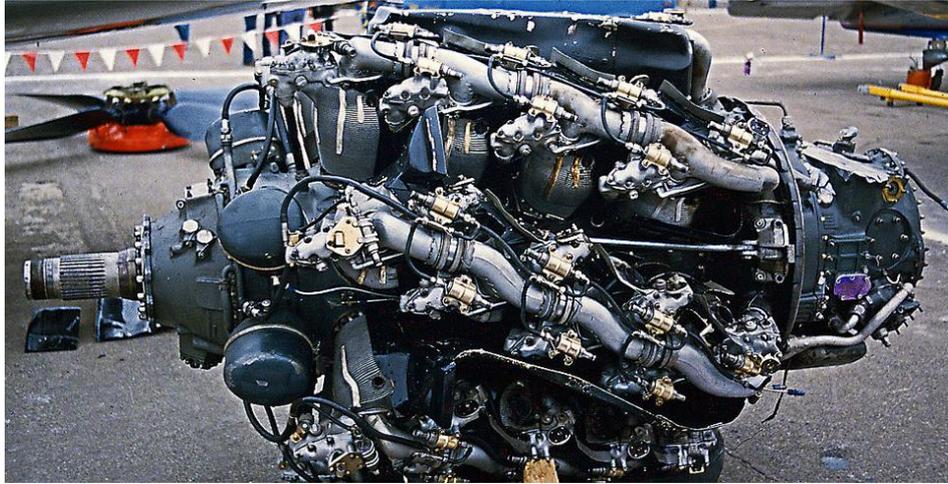
En las siguientes imágenes se muestran los modelos Continental R-670, Pratt & Whitney R-1340, Bristol Pegasus y Armstrong Siddeley Cheetah en orden de izquierda a derecha, respectivamente.



*Ilustración 7: Modelos de algunos de los motores radiales más relevantes.*

Como se aprecia en la primera imagen las hélices de las naves se mueven solidarias al eje del motor radial. De esta forma el giro del eje se transmite a las hélices que generan la fuerza necesaria para que el vehículo despegue del suelo y se mantenga en el aire. Estos sistemas motor-hélice suelen ir montados en la parte frontal de la aeronave para el caso de avionetas y pequeños vehículos o a pares en las alas de aviones de mayor envergadura. En ambos casos los motores están suficientemente expuestos al flujo de aire para que se produzca una correcta refrigeración de los cilindros.

En la década de 1930 el desarrollo de los motores radiales dio un salto con la creación de los primeros motores radiales multiestrella. Dado que los motores radiales convencionales tenían una limitación en cuanto a la cantidad de cilindros que pudiesen caber en el mismo plano, se empezaron a diseñar motores con más de una estrella unida al mismo eje, de forma que aumentase el número de cilindros y por lo tanto la cilindrada y potencia generada por cada motor. Muchos de estos modelos se usaron en gran medida durante la segunda guerra mundial, por lo que la producción de algunos de estos modelos fue masiva. Es el caso de modelos como 'Pratt & Whitney R-1830' con 2 estrellas de 7 cilindros cada uno (14 cilindros), 'Pratt & Whitney R-2800' con 2 estrella de 9 cilindros cada uno (18 cilindros) o incluso 'Pratt & Whitney R-4360' con 28 cilindros totales y una potencia generada de hasta 3,2MW. La producción del modelo R-2800 llegó a superar las 170.000 unidades.



*Ilustración 8: Modelo de motor radial multiestrella.*

Hoy en día el mercado de motores radiales se ha visto reducido al ámbito de pequeñas avionetas y aeromodelismo (aeronaves recreativas no tripuladas) debido a la aparición en los del motor a reacción. Compañías como la australiana 'Rotec Engineering' o la rusa 'Vedeyenev' siguen fabricando motores radiales para avionetas, mientras que empresas como Technopower producen motores radiales en miniatura para su uso en aeromodelismo.

### 3 - Objetivos y alcance

Los objetivos del presente trabajo están enfocados a realizar un estudio sobre los aspectos determinantes del mecanismo principal del motor radial. Serán los siguientes:

- Llevar a cabo un análisis cinemático del mecanismo principal del motor. El análisis cinemático consistirá, principalmente, en la determinación de los grados de libertad del mecanismo y el cálculo de las ecuaciones de posición de los pistones de todas las bielas.
- Desarrollar un procedimiento para diseñar un modelo de motor radial para su uso en aeronáutica y realizar un diseño de este. Para el diseño se tendrán en cuenta los resultados obtenidos del análisis cinemático que sirvan como justificación de las medidas escogidas para el modelo. El diseño del modelo en 3 dimensiones se efectuará mediante el software de diseño asistido por ordenador *CATIA V5*.

- Realizar un análisis cinemático y dinámico posterior al diseño que sirva para dar validez al modelo. Estos análisis constarán de un análisis de velocidades y aceleraciones y otro de tensiones, en las piezas más críticas del mecanismo. Esto se elaborará con el software de cálculo por elementos finitos ANSYS.
- Como trabajo universitario, uno de los objetivos principales del estudio será aplicar los conocimientos adquiridos durante el grado para desarrollar un proyecto como este y aprender a manejar las herramientas que sirvan para resolver los problemas que se planteen a lo largo de este trabajo.

## 4 - Beneficios que aporta el trabajo

Los beneficios que aporta este trabajo son múltiples. En primer lugar, puede servir como base a posteriores estudios acerca del diseño y comportamiento de motores con distribución de cilindros radial. Si bien es un motor que está prácticamente en desuso, debido a la aparición del motor a reacción y el mayor conocimiento de las empresas en el diseño y fabricación de motores en línea o en V, el motor radial también aporta multitud de ventajas respecto a estos en algunos ámbitos. De este modo, los fabricantes de motores podrían profundizar en avances para aprovechar las ventajas y disminuir el impacto de los inconvenientes, pudiendo así plantear la inclusión de algún modelo de motor radial para alguna aplicación específica en su gama de productos.

Igualmente, cabe destacar que, debido a la particular configuración del motor radial, es posible que sea interesante incorporarlo a nuevas máquinas o vehículos que puedan beneficiarse de las particulares características de este tipo de motor. Esto es, el análisis a realizar proporcionará mayor conocimiento que será de utilidad para todos aquellos que deseen desarrollar nuevos modelos de motor radial para aplicaciones diferentes a las existentes.

Dado el auge de nuevas tecnologías de las últimas décadas, además, es posible que el estudio que se realice sirva como base a la mejora de modelos ya existentes que los conviertan en alternativas viables para pequeñas y medianas aeronaves de hoy en día. De la misma forma, sirve también como base para el desarrollo de nuevos y mejores modelos para aeronáutica y/o aeromodelismo.

Por otro lado, la incorporación de nuevas herramientas informáticas en el proceso de realización y validación de los diseños del motor permite una gran precisión y mayor profundidad en el conocimiento del comportamiento de las piezas más críticas del mecanismo. Así, se podrían utilizar las técnicas que se presentan en este estudio para facilitar y mejorar los diseños de estos motores.

Por último, uno de los mayores beneficios del trabajo es que aporta cierta base teórica a los datos experimentales conocidos, puesto que la mayoría de los modelos fabricados históricamente son de la primera mitad del siglo XX. Esto implica que se podrán extraer datos y conclusiones de este estudio que se desconocían en el momento de diseño y fabricación de los motores radiales más emblemáticos.

---

# Metodología y desarrollo

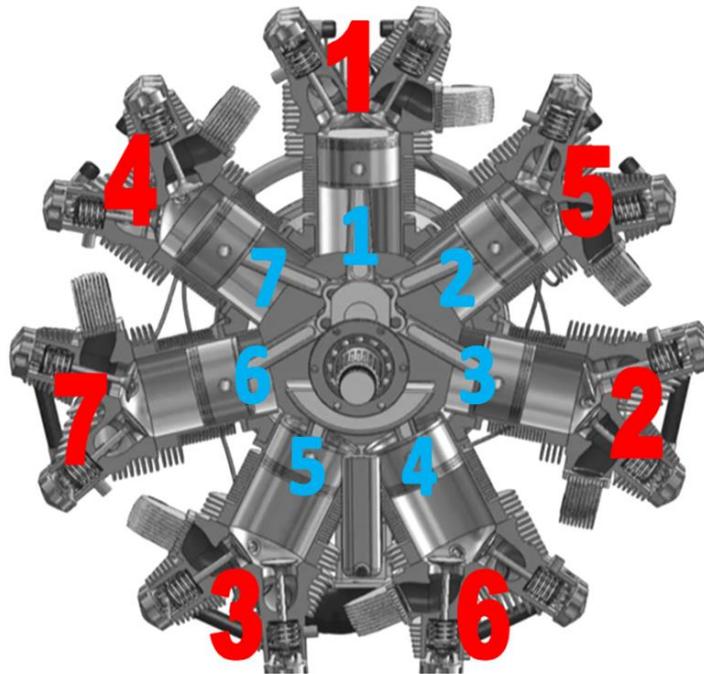
## 5 - Análisis cinemático y funcionamiento del motor radial

A diferencia del motor en línea donde todas las bielas están conectadas directamente al cigüeñal, el mecanismo del motor radial es más complejo. En el motor radial, uno de los pistones va unido a una biela más grande que el resto, llamada biela principal o biela maestra. El resto de los pistones están conectados a bielas más pequeñas, también llamadas bielas secundarias, que están a su vez conectadas a la biela maestra o principal. Por lo tanto, el sistema mecánico para los pistones con bielas secundarias pasaría de ser un mecanismo biela-manivela, como en el caso de los motores en línea, a un mecanismo biela-biela maestra-manivela.

### 5.1 - Número de cilindros

Como se ha comentado anteriormente en la clasificación de los MCIAs según la distribución de cilindros, este tipo de motores está compuesto generalmente por un número impar de cilindros, a diferencia de los motores en V y en línea. La razón por la cual el número de cilindros es impar se debe al fenómeno de las vibraciones y de la descompensación de fuerzas en el mecanismo. Debido a que esta clase de motores se diseñan habitualmente para cumplir el ciclo termodinámico en 4 tiempos, son necesarias dos revoluciones del eje para que esto ocurra. Con lo cual, el orden de combustión en los cilindros del motor del ejemplo de la figura seguiría la secuencia enumerada en dicha imagen, completada en 2 revoluciones.

En el ejemplo queda reflejado un motor radial de 7 cilindros, cuya carcasa se muestra cortada transversalmente por un plano perpendicular al eje del motor de forma que se vea el mecanismo interior. En esta imagen se han enumerado en azul los cilindros y en rojo el orden de combustión en los cilindros. Se ha de tener en cuenta que el sistema mecánico de la figura gira en el sentido de las agujas del reloj.



*Ilustración 9: Representación del orden de combustión en los cilindros.*

Como se puede observar en el ejemplo, en la primera revolución del ciclo los cilindros 1, 3, 5 y 7 sufren la combustión de los gases mientras que los cilindros 2, 4 y 6 expulsan los gases de escape de la combustión producida en la revolución anterior. En la segunda revolución del ciclo, la fase sería la contraria, produciéndose la combustión en los cilindros restantes (2, 4 y 6). Así, la separación entre combustión y combustión siempre será de 2 cilindros, dejando un cilindro entre una combustión y la siguiente, produciendo unas vibraciones en el motor que se equilibran al final de cada ciclo. Si, por el contrario, el número de cilindros fuese par, esto último no se cumpliría, puesto que entre una combustión y la siguiente no podría haber siempre un cilindro que no sufriese la combustión en esa revolución. Es decir, si el motor de la imagen tuviese, por ejemplo, 8 cilindros en lugar de 7, la combustión del octavo cilindro y la del primer cilindro sería seguida sin que hubiese un cilindro en medio de los dos que estuviese en la fase de escape en ese instante. En ese caso, se producirían vibraciones en el motor y por ende en la máquina o sistema, las cuales dificultarían su funcionamiento y producirían un rápido deterioro de los componentes del motor. Este razonamiento sirve para cualquier número impar de cilindros.

## 5.2 - Grados de libertad

Los grados de libertad representan el número de parámetros que se necesitarían conocer para determinar completamente la posición, velocidad o aceleración de cualquier punto del mecanismo. En el caso de los MCIA existe una única entrada en el sistema que es la fuerza equivalente a la presión de los gases sobre la cabeza del pistón, por lo que el mecanismo debe tener tan solo un grado de libertad para poder definir la posición de todos los pistones para cada instante del ciclo. Este aspecto cobra relevancia en los motores radiales por la complejidad de su mecanismo.

Para entender el movimiento del mecanismo de los motores radiales y comprobar que tienen un grado de libertad, se analizarán sus grados de libertad en base al mecanismo convencional de biela-manivela.

En un mecanismo biela-manivela convencional, el número de grados de libertad es 1, ya que se podría conocer la posición del pistón en cualquier momento en función del ángulo de giro de la manivela. Esto se puede demostrar con el criterio de Grübler para mecanismos de 2 dimensiones:

$$G = 3(N - 1) - 2P_I - P_{II}$$

Siendo  $G$  los grados de libertad,  $N$  el número de elementos rígidos del sistema mecánico (elemento fijo incluido), y  $P_I$  y  $P_{II}$  pares de clase I y II (pares cinemáticos que restringen 2 y 1 grados de libertad respectivamente, de los 3 grados de movimiento posibles en el plano).

En el caso del mecanismo biela-manivela,  $N = 4$  (biela, manivela, deslizadera y elemento fijo),  $P_I = 4$  (3 pares de rotación y un par prismático) y  $P_{II} = 0$ . Por lo tanto:

$$G = 1$$

En el caso del mecanismo de los motores radiales, partiendo de un mecanismo biela-manivela, se le unen más bielas en el mismo plano hasta disponer de tantas bielas como cilindros se pretendan utilizar. Como resulta evidente, no sería físicamente posible conectar todas las bielas a la manivela en un mismo plano manteniendo para cada una de ellas un par de rotación respecto a la manivela, por lo que se opta por conectar las bielas restantes (es decir, las ya mencionadas bielas secundarias) al extremo conectado

a la manivela de la primera biela (biela maestra). La forma óptima para colocar dichas bielas sería lo más cerca posible de la manivela, siempre y cuando se pueda garantizar el giro previsto de ambos elementos a lo largo de todo el recorrido de la manivela.

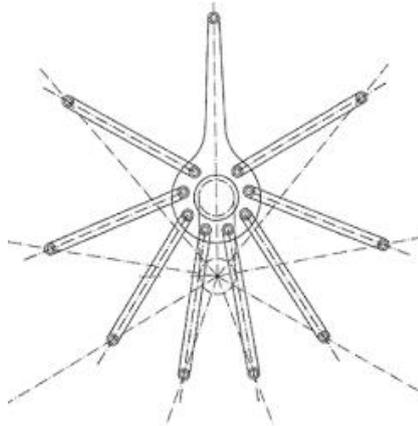


Ilustración 10: Representación del mecanismo

Por otro lado, partiendo de un mecanismo biela-manivela, añadir otra biela con su correspondiente pistón (simplificado como deslizadera en un análisis cinemático) supondría añadir 2 elementos rígidos más y 3 pares cinemáticos de clase 1 (2 pares de rotación y uno prismático), manteniéndose así el grado de libertad ( $G = 1$ ) del mecanismo completo para cualquier número de bielas adicionales que se quisieran añadir. Esto se comprueba con la fórmula de Grübler anteriormente enunciada, esta vez con  $N = 4 + 2n$ ,  $P_I = 4 + 3n$  y  $P_{II} = 0$ , siendo  $n$  el número de bielas adicionales a la biela principal. Sustituyendo en la expresión de Grübler:

$$G = 3(4 + 2n - 1) - 2(4 + 3n)$$

$$G = 1$$

Así, se comprueba que para cualquier valor de  $n$  el mecanismo tendrá un grado de libertad y, por lo tanto, la posición de todos los pistones en cada instante se puede calcular conociendo tan solo el ángulo de giro de la manivela.

### 5.3 - Ecuaciones de posición

Para conocer la longitud de ciertos parámetros del motor como es el caso de la carrera, es necesario conocer la posición del PMI y del PMS para todos los pistones. Por

ello, es necesario conocer la posición de cada pistón en cada instante y para ello se va a utilizar un método analítico del cual obtener una ecuación de posición para los pistones.

Como hemos comprobado anteriormente que el mecanismo tiene un grado de libertad, podremos determinar la posición de los pistones en función del ángulo de giro de la manivela manteniendo el resto de los parámetros fijos.

El método a utilizar será el método de los lazos enunciado por A. Hernández<sup>1</sup> siendo el mecanismo que se define para obtener la ecuación el siguiente, formado por la biela principal, manivela y una biela secundaria genérica.

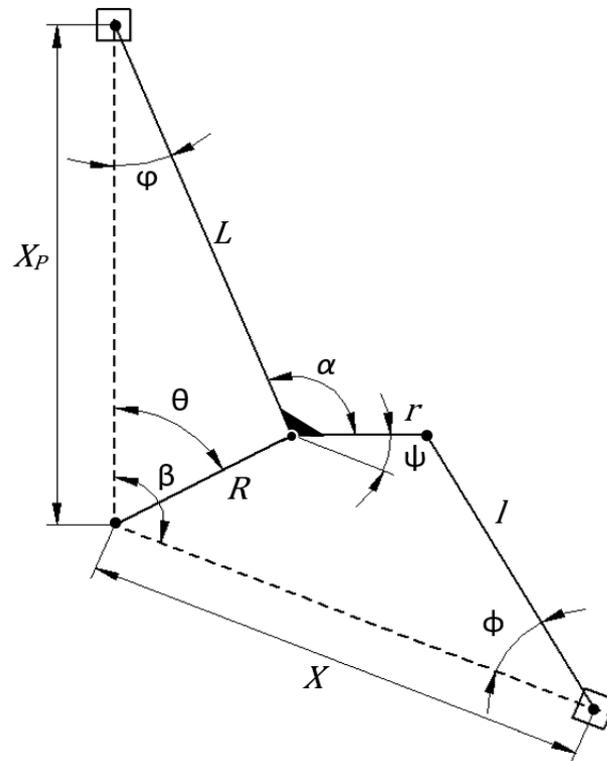


Ilustración 11: Representación gráfica de los parámetros del mecanismo.

En la representación se pueden apreciar los siguientes parámetros del mecanismo principal:

$\alpha \rightarrow$  Ángulo fijo entre el brazo de la biela principal y el agujero donde se inserta cada biela secundaria.

<sup>1</sup>[9] *Cinemática de mecanismos. Análisis y diseño. (ver bibliografía)*

$\beta \rightarrow$  Ángulo fijo entre la dirección en la que se mueve el pistón correspondiente a la biela principal y la dirección en la que se mueve el pistón de la biela secundaria.

$R \rightarrow$  Longitud de la manivela del mecanismo.

$L \rightarrow$  Longitud entre el centro del agujero de inserción de la manivela y el centro del agujero de inserción del pistón en la biela maestra.

$r \rightarrow$  Distancia entre el centro del agujero de inserción de la manivela y el centro de los agujeros de inserción de las bielas secundarias en la biela maestra.

Siguiendo el método de los lazos podemos obtener dos ecuaciones; la ecuación para la posición del extremo de la biela principal y la de la biela secundaria genérica que hemos planteado. La ecuación para la biela maestra es infinitamente más sencilla que la obtenida para la biela secundaria ya que el mecanismo es mucho más sencillo en el primer caso.

El procedimiento a seguir, de forma simplificada, es el siguiente: Se obtiene una ecuación vectorial para cada lazo y cada una de ellas se descompone en dos ejes perpendiculares para obtener la ecuación de posición en cada caso.

**Ecuación de la biela principal:**

$$\vec{X}_p = \vec{R} + \vec{L}$$

$$R \sin \theta = L \sin \varphi \rightarrow \varphi = \sin^{-1}\left(\frac{R}{L} \sin \theta\right)$$

$$X_p = R \cos \theta + L \cos \varphi$$

Sustituyendo el ángulo  $\varphi$  en función del ángulo de giro  $\theta$  en la ecuación de posición:

$$X_p = R \cos \theta + L \cos\left(\sin^{-1}\left(\frac{R}{L} \sin \theta\right)\right)$$

**Ecuación de la biela secundaria:**

$$\vec{X} = \vec{R} + \vec{r} + \vec{l}$$

$$R \sin(\beta - \theta) + r \sin \psi = l \sin \phi \rightarrow \phi = \sin^{-1}\left(\frac{R \sin(\beta - \theta) + r \sin \psi}{l}\right)$$

$$X = R \cos(\beta - \theta) + r \cos \psi + l \cos \phi$$

Además de las ecuaciones de los lazos también se puede obtener una relación entre los siguientes ángulos para que la ecuación de posición final dependa únicamente del ángulo  $\theta$ .

$$\psi = \beta - \alpha + \varphi \rightarrow \psi = \beta - \alpha + \sin^{-1}\left(\frac{R}{L} \sin \theta\right)$$

Y sustituyendo este ángulo en la ecuación del ángulo  $\phi$  obtenida con la ecuación de uno de los ejes:

$$\phi = \sin^{-1}\left(\frac{R \sin(\beta - \theta) + r \sin\left(\beta - \alpha + \sin^{-1}\left(\frac{R}{L} \sin \theta\right)\right)}{l}\right)$$

Sustituyendo todos los ángulos variables en la ecuación de  $S$  en función del ángulo de entrada  $\theta$ :

$$\begin{aligned}
 X = & R \cos(\beta - \theta) + r \cos\left(\beta - \alpha + \sin^{-1}\left(\frac{R}{L} \sin \theta\right)\right) \\
 & + l \cos\left(\sin^{-1}\left(\frac{R \sin(\beta - \theta) + r \sin\left(\beta - \alpha + \sin^{-1}\left(\frac{R}{L} \sin \theta\right)\right)}{l}\right)\right)
 \end{aligned}$$

Una vez se conocen las ecuaciones de posición para la biela principal y para cualquier biela secundaria es posible obtener el PMS y PMI de los respectivos pistones conociendo el resto de los parámetros fijos, ya que el PMS será el máximo valor posible para las ecuaciones de posición y el PMI el mínimo valor posible. Una vez se tenga el valor del PMI y PMS la diferencia de esos dos valores será la carrera del pistón. Estos valores máximos se pueden obtener mediante derivación a pesar de la dificultad matemática que supone para el caso de la biela secundaria o con un método de tanteo.

Para el caso de la obtención de los máximos y mínimos mediante derivación las expresiones serían las siguientes:

$$\frac{\partial X_p}{\partial \theta} = 0$$

$$\frac{\partial X}{\partial \theta} = 0$$

Estas expresiones nos darían dos valores de  $\theta$  cada una; un valor para el máximo y otro para el mínimo en cada ecuación. Dado que las expresiones son complejas, en la práctica se opta por calcular el valor máximo y mínimo de estas funciones iterando para distintos valores de  $\theta$ , hasta obtener los valores que se buscan.

## 5.4 - Error geométrico

Una vez obtenidas las ecuaciones de posición para todos los pistones de la estrella, podríamos calcular la carrera de cada pistón tan solo conociendo el valor máximo y mínimo de las funciones de posición de cada pistón.

En el caso de la biela principal, el máximo estará siempre en  $\theta = 0^\circ$  y el mínimo en  $\theta = 180^\circ$ , y para esos valores los valores de la carrera serían  $X_{pmax} = R + L$  y  $X_{pmin} = L - R$  respectivamente, siendo la carrera total para la biela principal, por tanto:

$$S_p = X_{pmax} - X_{pmin} = 2R$$

En lo que se refiere a las bielas secundarias, en cambio, el cálculo es más complejo. Los valores máximos y mínimos de las posiciones de los pistones dependen de los ángulos de la biela principal ( $\alpha$ ) y de los ángulos entre los cilindros ( $\beta$ ), además del ángulo de giro de la manivela ( $\theta$ ). Esto último, junto al hecho de que la posición de los pistones de las bielas secundarias dependa de tres funciones de coseno (en lugar de dos funciones de coseno) como es el caso de la biela principal, provoca que el cálculo de los ángulos de giro para los cuales se producen los máximos dependan de  $\alpha$  y  $\beta$ . En este caso, los valores máximos y mínimos  $X_{max}$  y  $X_{min}$  para unos valores de  $\alpha$ ,  $\beta$  y  $\theta$  dados, serán la suma de los productos de los cosenos y las constantes  $R$ ,  $r$  y  $l$  (ecuación ...). A diferencia del caso de la biela principal, no es posible hacer que coincida que el valor de los tres cosenos de la ecuación sea 1 simultáneamente en cada máximo, para unos valores  $\alpha$  y  $\beta$  constantes para todos los máximos y un valor de  $\theta$  para cada máximo.

Por lo tanto, suponiendo que, como se da frecuentemente, el valor de  $L$  sea igual a la suma de los valores  $r$  y  $l$  ( $L = r + l$ ) y que los valores de  $\alpha$  y  $\beta$  sean iguales y de valor  $360/Z$  (siendo  $Z$  el número de cilindros del motor), para la posición de los máximos y los mínimos no se cumplirá lo establecido para la biela principal. Para el caso de un máximo cualquiera de la estrella:

$$X_{max} = R \cos(\beta - \theta_{max}) + r \cos \psi_{max} + l \cos \phi_{max}$$

$$X_{min} = R \cos(\beta - \theta_{min}) + r \cos \psi_{min} + l \cos \phi_{min}$$

$$S = X_{max} - X_{min} \neq 2R$$

Además de que los valores de la carrera no serán iguales al de la biela principal, los valores de  $X_{max}$  y  $X_{min}$  variarán de una biela a otra, por lo que la carrera será distinta en cada biela. Este fenómeno puede acarrear vibraciones originadas por la descompensación de fuerzas en el eje del motor y en otros elementos constructivos, provocando así un deterioro acelerado de las piezas y un mal funcionamiento del motor en cuestión.

En posteriores apartados se expondrá un caso práctico de este problema y se abordarán las distintas opciones para su posible rectificación, eligiendo de entre ellas la que se considere más adecuada.

## 6 - Diseño de un motor radial. Síntesis del mecanismo.

En este apartado se procede a realizar un diseño del mecanismo principal de un motor radial junto con otros elementos relevantes del mismo, como puedan ser los cilindros, cigüeñal, carcasa, etc. Para ello, se tendrán en cuenta tanto expresiones teóricas (por ejemplo, las expuestas en el apartado '5 - Análisis cinemático y funcionamiento del motor radial'), como datos experimentales basados en ensayos realizados o datos obtenidos de modelos de motores (expuestos en la 'Tabla 1'). El motor de diseño propio deberá contar con una potencia parecida a la de otros modelos en uso, por lo que la elección de algunas medidas principales del mecanismo del motor deberá basarse en medidas de otros modelos a los que se quiere asemejar.

## 6.1 - Elección de la relación carrera-diámetro

La relación S/D es uno de los parámetros principales de un MCI y está estrechamente relacionado con la generación y disipación de calor en los cilindros. Para evitar el sobre-calentamiento, los motores disponen de algún tipo de sistema de refrigeración. En el caso de los motores radiales, por lo general, la refrigeración se realiza por convección natural con el aire mediante aletas en las caras externas de los cilindros.

La capacidad de disipación de calor por las paredes del cilindro debe ser mayor o igual al calor generado dentro del cilindro para que se dé un correcto funcionamiento del motor, puesto que un sobrecalentamiento de los cilindros y/o pistones puede provocar el fallo del motor. Igualmente, si la temperatura media en el interior del cilindro supera cierto umbral, el rendimiento y la potencia generada en el eje del motor decaen. Esto se debe a que la temperatura del cilindro afecta al volumen de mezcla/aire admitido y, por lo tanto, a la capacidad de generar potencia en cada ciclo del motor. Estos datos se extraen de un informe de la NACA<sup>2</sup> realizado a raíz de los datos obtenidos de ensayos en bancos de pruebas a motores radiales de la época y a sus cilindros.

En este informe, se establece que es preferible el uso de carreras largas antes que diámetros grandes, puesto que el aumento del diámetro repercutiría en una disminución de la capacidad de los cilindros para disipar calor a potencias elevadas, mientras que un aumento en la carrera no afectaría a la capacidad de disipación de los cilindros. Además, según el estudio y como se ha comentado con anterioridad, el factor limitante para un mayor rendimiento del motor sería la temperatura del cilindro (a temperaturas superiores a 300 grados centígrados) o el grado de disipación de calor. Estas conclusiones se pueden demostrar con conceptos como el coeficiente de disipación de calor, que no aparecen explícitamente en el informe citado.

El coeficiente de disipación de calor ( $q$ ) se definirá como el cociente entre la capacidad de disipación de calor por conducción por las paredes del cilindro y el calor generado en el interior del cilindro por la combustión de cada ciclo. A su vez, la disipación de calor por conducción es proporcional a la superficie de transmisión de calor<sup>3</sup>, mientras que el calor generado por la combustión depende del volumen del

<sup>2</sup> NACA: National Advisory Committee for Aeronautics, precursora de la actual NASA.

<sup>3</sup> Ley de Fourier de la conducción del calor:  $\dot{Q} = -kA \frac{dT}{dx}$

barrido del pistón por el interior del cilindro y de la velocidad de giro del motor. Por lo tanto, matemáticamente:

$$q = \frac{\text{Superficie}}{\text{Volumen} * n}$$

Para el caso de un cilindro, presumiendo que la generación de calor se produce a lo largo de toda la carrera y que la transmisión de calor se produce por la cabeza del cilindro y las paredes en la zona de la carrera, la expresión sería la siguiente:

$$q = K * \frac{\pi D * (S + y) + \frac{\pi D^2}{4}}{\frac{\pi D^2}{4} * (S + y) * n}$$

Siendo  $K$  una constante y el valor  $y$  la altura del volumen interior del cilindro cuando el pistón se encuentra en su PMS.

Teniendo en cuenta que la mayor parte de la disipación de calor se produce por las paredes del cilindro, para simplificar se podría despreciar el área de la cabeza del cilindro, obteniendo así:

$$q \approx \frac{K}{nD}$$

Se aprecia mediante esta última expresión que el coeficiente de disipación de calor no depende de la carrera ( $S$ ) y sí del diámetro ( $D$ ). Esta ecuación será de utilidad para relacionar la potencia máxima que puede generar un motor con parámetros como  $D$ ,  $n$  o  $S$ . [...]

De la multitud de formas que se puede definir la potencia de un motor se optará por la siguiente:

$$P = \frac{F * S * n}{60} = \frac{p_m * A_p * S * n}{60} = \frac{p_m * \frac{\pi D^2}{4} * S * n}{60} = \frac{p_m * \pi D^2 * S * n}{240} [W]$$

Cabe destacar que el valor de  $p_m$  depende de la relación de compresión del motor, de la calidad de la combustión de la mezcla, etc. y no de valores como  $D$ ,  $S$  o  $n$ , por lo que no se tendrá en cuenta como variable en este caso.

Para cada motor existirá un valor de la velocidad de giro, para el cual se generará la potencia máxima en el motor ( $n_{max}$ ). Esa potencia máxima se alcanzará cuando el sistema no sea capaz de disipar todo el calor acumulado tras cada ciclo ( $q_{lim}$ ). En caso de aumentar la velocidad de giro por encima de  $n_{max}$ , la potencia disminuirá debido a que el valor de  $p_m$  comenzará a decrecer.

$$Pot_{max} = \frac{p_m * \pi D^2 * S * n_{max}}{240}$$

$$q_{lim} \approx \frac{K}{n_{max} D}$$

En conclusión, bajo este criterio, la forma óptima de aumentar la potencia del motor sería aumentar  $S$ , ya que  $q_{lim}$  se mantendría estable y, por lo tanto, teóricamente, se conseguiría mayor potencia para el mismo valor de  $n_{max}$ . Aumentar el valor de  $D$  mientras se disminuye en el mismo grado el valor de  $n_{max}$  ( $n_{max} D = constante$ ) también aumentaría teóricamente la potencia  $P_{max}$  (debido a que  $D$  está elevado al cuadrado en  $P_{max}$ ), pero se ha de tener en cuenta que el valor de  $n$  debe ser suficientemente alto como para permitir el despegue y sustentación de la aeronave donde vaya montado el motor. Así, se demuestra de forma teórica que valores de la carrera más largos pueden suponer un aumento en la potencia máxima del motor, es decir, valores de  $S/D > 1$  podrían ser interesantes.

Este fenómeno, en cambio, varía en función del tamaño del motor. Para dos motores de distinto tamaño con una misma relación  $S/D$ , el más grande (mayor  $D$ ), será el que peor capacidad de refrigeración tenga. Esto explica la razón por la cual los motores más pequeños suelen contar con relaciones menores que los motores de mayor tamaño. Es el caso de los motores radiales realizados para aeromodelismo, que con diámetros de entre de 25 y 50 milímetros, cuentan con relaciones  $S/D$  de entre 0,75 y 1,1; mientras, los motores radiales para aviación pilotada cuentan normalmente con  $S/D$  entre 1 y 1,3.

Por otro lado, carreras demasiado largas implican combustiones más prolongadas que no favorecen el rendimiento térmico del motor. Una carrera excesivamente larga podría provocar un enfriamiento excesivo del cilindro, lo que acarrearía que la temperatura de la mezcla disminuyese y que, por consiguiente, la

concentración de hidrocarburos no quemados en los gases de escape aumentase. Esta posibilidad implicaría de forma directa una pérdida de potencia en el eje y, por ende, un aumento del consumo específico. Recorridos largos de los pistones también supondrían mayores pérdidas por rozamiento entre los pistones y las paredes de los cilindros.

Además de los aspectos relacionados con la disipación de calor, a la hora de escoger una medida para el diámetro, se ha de tener en cuenta la restricción geométrica que supone tener todos los cilindros en un mismo plano de forma radial.

Como conclusión a los aspectos teóricos expuestos y teniendo en cuenta las relaciones  $S/D$  de modelos de motores radiales, se optará para el motor de diseño propio un  $S/D$  ligeramente superior a 1. Para el caso práctico que nos atañe, se optará por:

$$S = 160mm$$

$$D = 140mm$$

$$\frac{S}{D} = 1,143$$

## 6.2 - Síntesis del mecanismo principal

Una vez determinados los valores de  $S$ ,  $D$  y  $S/D$ , se deben definir el resto de los parámetros del mecanismo principal. Estas medidas son las constantes presentes en las ecuaciones de posición desarrolladas en el subapartado '5.3 - Ecuaciones de posición'.

### 6.2.1 - Elección de número de cilindros

Teniendo en cuenta que el número de cilindros para un motor radial ha de ser preferiblemente impar, como se ha explicado en el subapartado '5.1 - Número de cilindros', y tomando como referencia otros modelos de motores radiales, se ha elegido incluir 7 cilindros para el modelo de diseño propio.

$$Z = 7$$

El hecho de haber escogido 7 cilindros implica que el motor generará una potencia menor que si se hubiera optado por 9, pero no solo facilitará el

dimensionamiento del bloque motor y los cilindros, sino que también permitirá motores de menor tamaño. Esto se debe a que un mayor número de cilindros exige para su implantación una mayor distancia de estos respecto al eje del cigüeñal.

### 6.2.2 - Distancias principales de las bielas y el cigüeñal

Teniendo en cuenta la ecuación  $S_p = 2R$  enunciada en el subapartado '5.4 - Error geométrico', es posible despejar la longitud del cigüeñal o manivela ( $R$ ) necesaria para una carrera ( $S$ ) de 160mm, tal y como ya se ha escogido previamente.

$$R = 80mm$$

En lo que a la longitud de las bielas se refiere, se ha de valorar que estas deben ser suficientemente largas como para permitir que los 7 pistones y cilindros que se vayan a diseñar posteriormente no se intersecten mutuamente en sus puntos más cercanos al eje del cigüeñal. Estas magnitudes estarán relacionadas con el diámetro que se escoja para el pistón ( $D$ ) ya que, a mayor diámetro del pistón, mayor longitud mínima deberán tener las bielas. Realizando un cálculo trigonométrico simple y aproximado tomando como referencia la biela maestra, se extrae que la longitud mínima de la biela maestra ( $L$ ) debería ser de alrededor de 260mm.

Por lo tanto, para garantizar cierto margen de seguridad respecto a la distancia mínima, se opta por las siguientes medidas:

$$L = 310mm$$

$$l = 250mm$$

### 6.2.3 - Solución al error geométrico

Como se ha explicado en el subapartado '5.4 - Error geométrico', existe una diferencia en la magnitud de las carreras de un motor radial para el caso en el que los valores de  $\alpha$  y  $\beta$  sean iguales, de valor  $360/Z$ , y se cumpla la ecuación  $L = r + l$ . Para los datos elegidos, el valor de estos ángulos sería  $\alpha = \beta = \frac{360}{7} = 51,428$  y, para que se cumpliese la ecuación,  $r = 60mm$ .

Con los parámetros seleccionados hasta el momento, se han calculado para cada pistón los máximos y mínimos de las ecuaciones de posición sustituyéndolos en las ecuaciones de posición desarrolladas en '5.3 - Ecuaciones de posición' para el caso arriba mencionado. Esto se ha recopilado en una tabla junto a los valores de  $\theta$  para los que se producen cada máximo y mínimo, así como la carrera de cada pistón.

	$\alpha$ (°)		$\theta$ (°)	$X$ (mm)	$S$ (mm)
Pistón 1 (B. maestra)	51,43	Máximo	0	390	160
		Mínimo	180	230	
Pistón 2	51,43	Máximo	52,3	388,48	160,03
		Mínimo	230,1	228,45	
Pistón 3	51,43	Máximo	106,1	387,78	160,48
		Mínimo	276,9	227,30	
Pistón 4	51,43	Máximo	156,2	389,60	160,27
		Mínimo	328,9	229,33	
Pistón 5	51,43	Máximo	203,8	389,60	160,27
		Mínimo	31,1	229,33	
Pistón 6	51,43	Máximo	253,9	387,78	160,48
		Mínimo	83,1	227,30	
Pistón 7	51,43	Máximo	307,7	388,48	160,03
		Mínimo	129,9	228,45	

Tabla 2: Valores de los máximos y mínimos de las posiciones de los pistones en función del ángulo de giro.

El cálculo de los valores del PMS y PMI se ha realizado en Microsoft Excel mediante tanteo, es decir, una vez sustituido los valores constantes se han ido dando valores de  $\theta$  hasta conseguir el máximo y mínimo valor de  $X$  para cada pistón.

Para los valores mostrados en la Tabla 2, se ha realizado una gráfica donde se muestra la posición de cada pistón en función del ángulo de giro del cigüeñal, donde se aprecia la ligera diferencia en los máximos y mínimos que se exponen en la tabla.

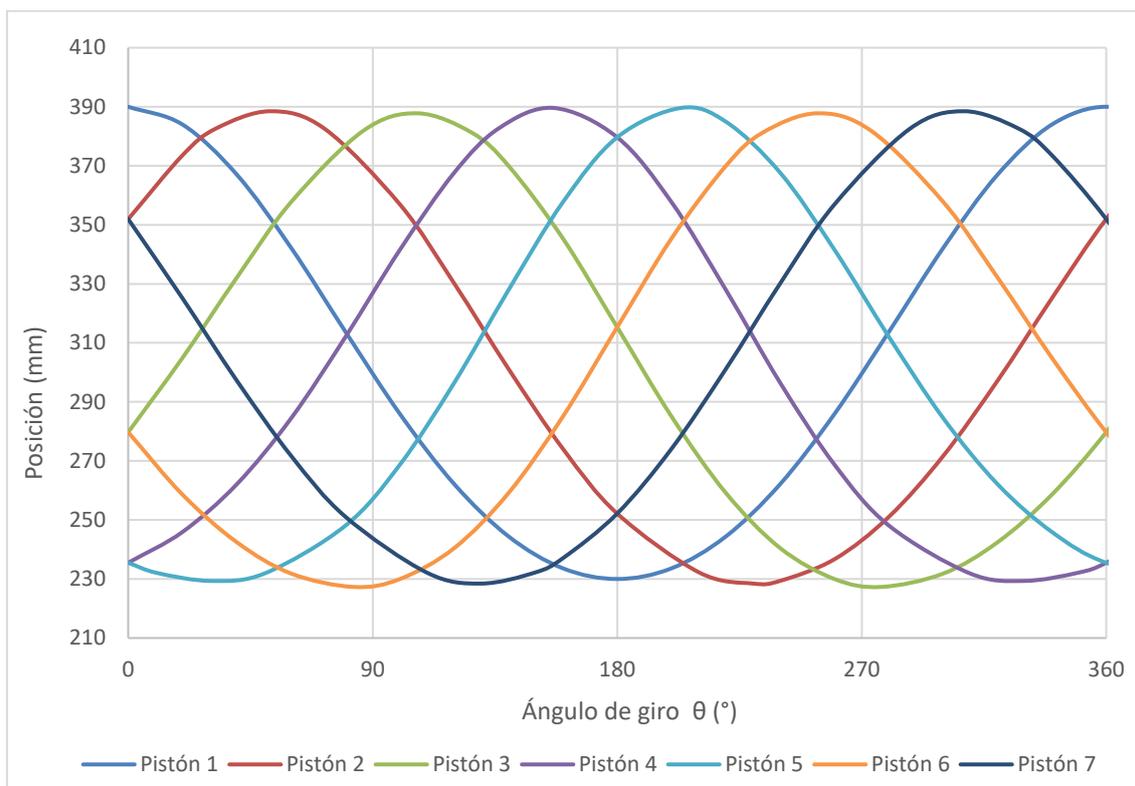


Ilustración 12: Gráfica de la posición de los pistones en función del ángulo de giro.

Con los datos de la tabla y el gráfico se observa que los máximos y mínimos (PMS Y PMI) en los pistones varían, en el peor de los casos, más de 2mm respecto al pistón de la biela principal. Este error en el recorrido de los pistones puede suponer diversas alteraciones respecto al funcionamiento que se espera del motor, así como un aumento del riesgo de fallo de algún elemento del mecanismo principal debido a una descompensación de fuerzas. En primer lugar, el hecho de que existan diferentes PMI y PMS supone que las carreras de los pistones sean desiguales. Además, como se aprecia en la tabla, el ángulo en el que cada pistón alcanza el PMS no está, como cabría esperar, desfasado respecto del anterior un ángulo de  $360/Z$ , sino que aparecerán ángulos distintos entre un pistón y el siguiente. Como consecuencia de esto último, se complica el control de apertura y cierre de las válvulas de entrada y salida de gases, así como la sincronización con el sistema de generación de la chispa de encendido.

Para la rectificación de este fallo algunas de las soluciones empleadas por los fabricantes son las siguientes:

- **Fabricar bielas secundarias de longitudes distintas** de manera que se intenten igualar los valores de PMS y PMI de cada pistón. Esto implicaría fabricar bielas individualizadas para cada posición debiendo estas ir enumeradas. Además, se daría que  $L \neq r + l$ , debido a que el valor de  $l$  variaría de una biela a otra. Esta opción supondría que la distancia entre el PMS y el eje del cigüeñal fuese la misma para todos los cilindros, simplificando de esta forma el diseño del bloque motor o carcasa. Por el contrario, esto no corregiría la posición angular en la que los pistones alcanzan el PMS.
- **Mover los orificios de la biela maestra** donde se anclan las bielas secundarias a distancias diferentes respecto al eje principal del cigüeñal. Al igual que en la opción anterior,  $L \neq r + l$  debido a que  $r$  sería diferente para cada posición de biela secundaria. Como en el primer caso, se corregiría el problema de las carreras distintas, pero no solucionaría la diferencia entre los ángulos de  $\theta$  en los máximos y mínimos.
- **Variar el ángulo entre los agujeros** de la biela maestra ( $\alpha$ ) de forma que se ajusten para igualar las carreras o para igualar el ángulo de  $\theta$  para el PMS y PMI, una de dos. En este caso  $\alpha \neq \beta$ .
- Otra opción poco barajada entre los fabricantes sería realizar un bloque motor irregular, de forma que la distancia desde el eje del cigüeñal hasta la superficie donde se apoye cada cilindro sea distinta para cada pistón en función de la posición de su PMS y PMI. Esta opción sería similar a la segunda opción planteada con la diferencia de que no corrige el PMS y PMI, sino que se adaptan los huecos de la carcasa a cada posición.

La combinación de alguna de estas opciones puede conseguir una reducción en la desviación, tanto de las carreras como de los ángulos de  $\theta$  para el PMS y PMI.

Para el modelo que es objeto de diseño en este trabajo, se optará por variar el ángulo  $\alpha$  y el parámetro  $r$  para corregir tanto el error con las posiciones de PMS y PMI como las carreras. El objetivo principal de estudio es el mecanismo principal del motor,

por lo que el error en el ángulo  $\theta$  de los puntos singulares, que está relacionado con el sistema de levas, no se valorará ni se intentará corregir.

Los resultados obtenidos tras la modificación del mecanismo se muestran a continuación. Cabe destacar que cada ángulo  $\alpha$  mostrado se refiere al ángulo correspondiente entre el pistón de la posición que ocupa en la tabla y el siguiente. Es decir, el primer ángulo mostrado en la tabla se refiere al ángulo entre la posición 1 y la posición 2.

	$\alpha$ (°)		$\theta$ (°)	$r$ (mm)	$X$ (mm)	$S$ (mm)
Pistón 1 (B. maestra)	<b>51,377</b>	Máximo	0	-	390	160
		Mínimo	180	-	230	160
Pistón 2	<b>50,736</b>	Máximo	52,3	<b>61,578</b>	390	160
		Mínimo	230,1		230	160
Pistón 3	<b>51,34</b>	Máximo	106,5	<b>62,564</b>	390	160
		Mínimo	277		230	160
Pistón 4	<b>53,094</b>	Máximo	156,5	<b>60,51</b>	390	160
		Mínimo	329,8		230	160
Pistón 5	<b>51,34</b>	Máximo	203,5	<b>60,51</b>	390	160
		Mínimo	30,6		230	160
Pistón 6	<b>50,736</b>	Máximo	253,5	<b>62,564</b>	390	160
		Mínimo	83		230	160
Pistón 7	<b>51,377</b>	Máximo	307,7	<b>61,578</b>	390	160
		Mínimo	129,9		230	160

Tabla 3: Valores corregidos de los máximos y mínimos de las posiciones de los pistones en función del ángulo de giro.

Como se ha apuntado anteriormente, el cálculo de las nuevas medidas se ha realizado mediante aproximación por tanteo en Excel. Además, se muestran los valores teóricos obtenidos con 3 decimales, aunque en la práctica no se puedan fabricar piezas con tal exactitud.

Se observa que los valores de  $\alpha$  y  $r$  son simétricos respecto al eje del pistón, lo que facilitará en cierta medida el diseño de la biela maestra.

Utilizando los valores de  $\alpha$  y  $r$  corregidos, esta vez se ha representado la posición de cada pistón en función del ángulo de giro en una vuelta completa. Se puede apreciar la corrección en los máximos y mínimos respecto a la gráfica anteriormente mostrada.

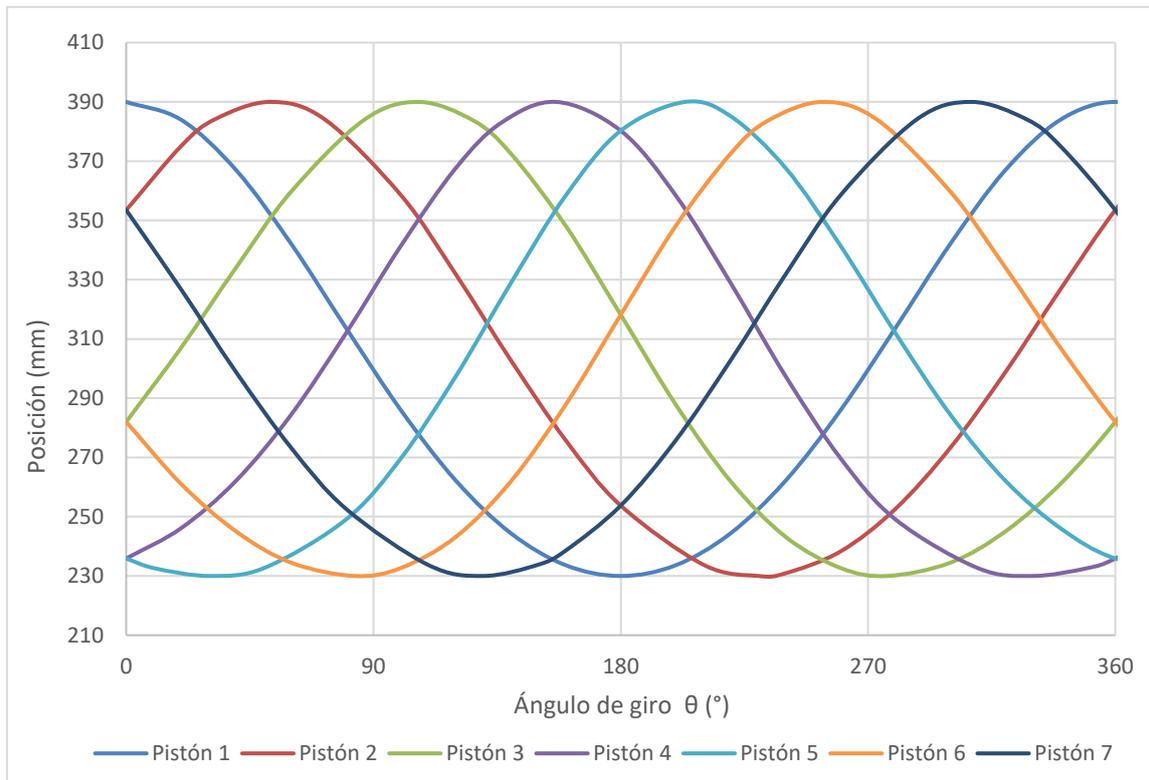


Ilustración 13: Gráfica corregida de la posición de los pistones en función del ángulo de giro.

#### 6.2.4 - Representación gráfica en 2D mediante *Solid Edge*

Una vez obtenidos los parámetros geométricos del sistema mecánico se ha realizado una representación en 2D del mecanismo mediante *Solid Edge*, el software de diseño asistido por computador (CAD) desarrollado por Siemens. Este software permite el modelado de piezas tridimensionales además de modelar soldadura, doblado de chapas, ensamblaje de conjuntos de componentes, etc.

En este caso, se utilizará este software para realizar un boceto plano donde se pueda apreciar el mecanismo definido hasta el momento. De esta forma, se puede verificar que los valores obtenidos para la corrección del problema geométrico son válidos y permiten corregir el error.

Al boceto del mecanismo, como se aprecia en la imagen extraída del programa que se muestra a continuación, se le han añadido cotas desde el eje del cigüeñal al extremo de cada biela. De esta forma se pretende representar el valor de las ecuaciones de posición para cada biela secundaria ( $X$ ) y la biela principal ( $X_p$ ) que se han introducido en el apartado '5.3 - Ecuaciones de posición' variando el ángulo  $\theta$  (ángulo acotado en

morado) se pueden representar las posiciones del mecanismo para cada PMI y PMS de cada pistón.

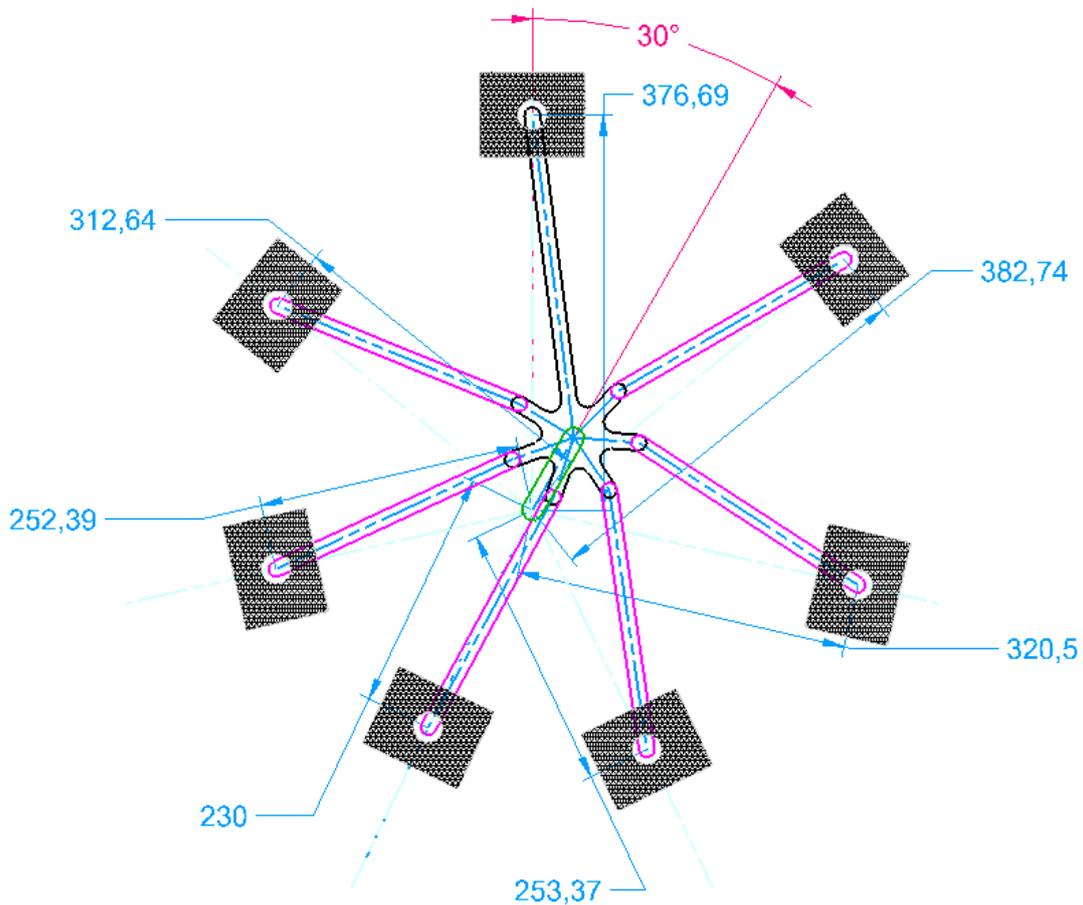
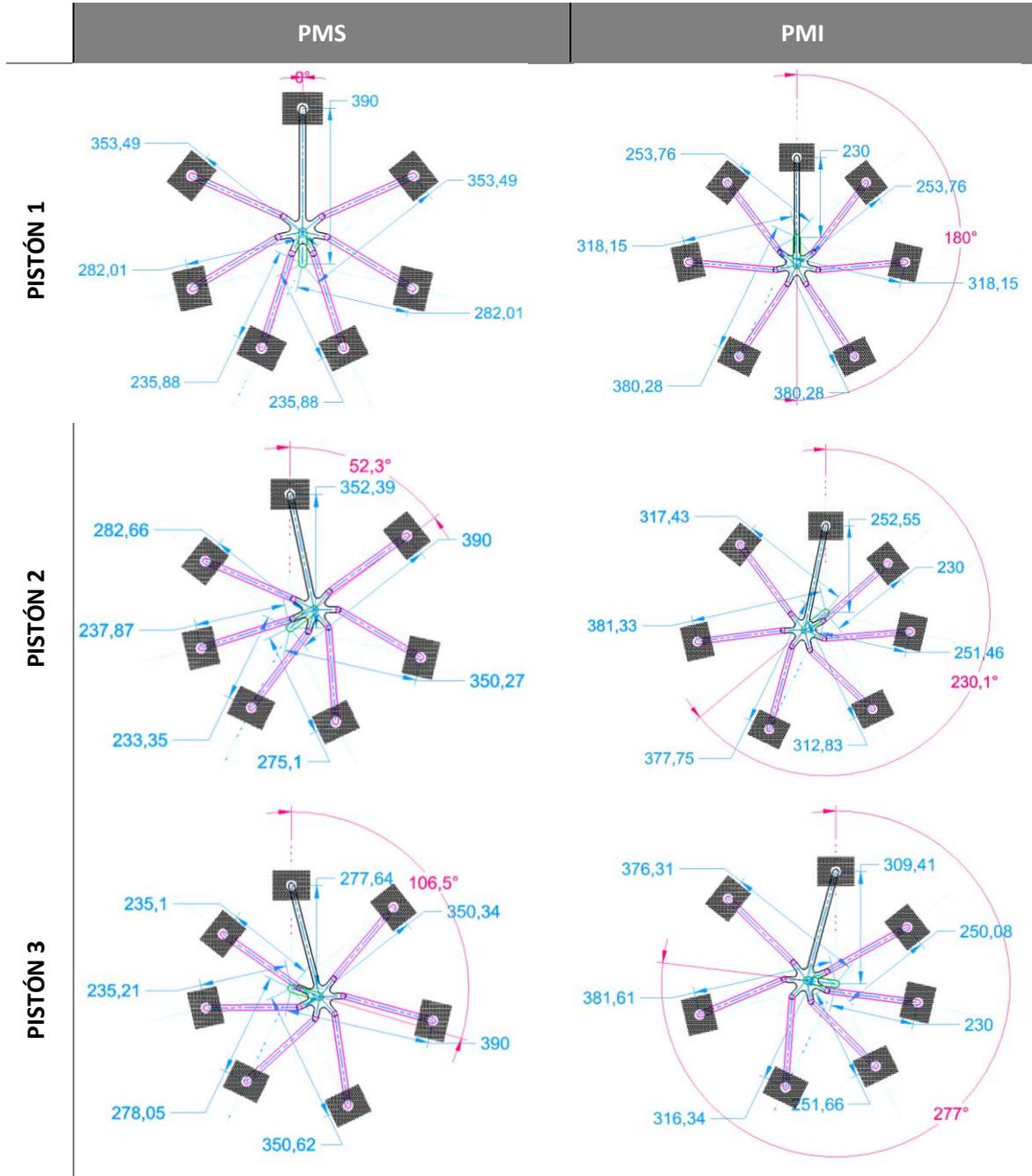


Ilustración 14: Representación del mecanismo en Solid Edge

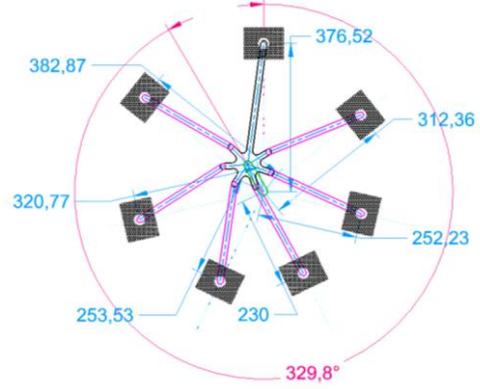
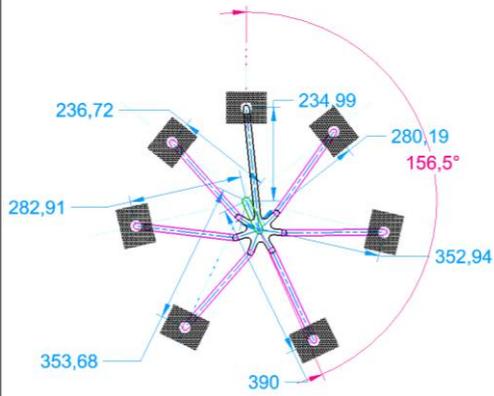
Como nota, cabe mencionar que la representación gráfica de los pistones del boceto responde únicamente a elementos decorativos del mecanismo y que no cumplen con las medidas establecidas anteriormente en el texto.

Denominando al pistón de la biela maestra como 'Pistón 1' y realizando el mismo procedimiento para enumerar el resto de pistones en orden en el sentido de las agujas del reloj, se expone la posición del mecanismo para cada PMI y PMS. Recordar que los ángulos para los cuales se dan los PMI y PMS se recogen en la Tabla 3.

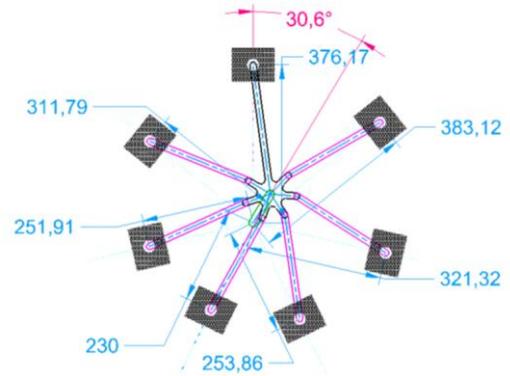
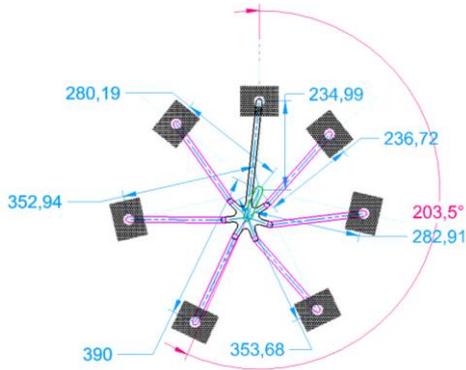
Tabla 4: Representación del mecanismo en Solid Edge para cada PMS y PMI de cada pistón.



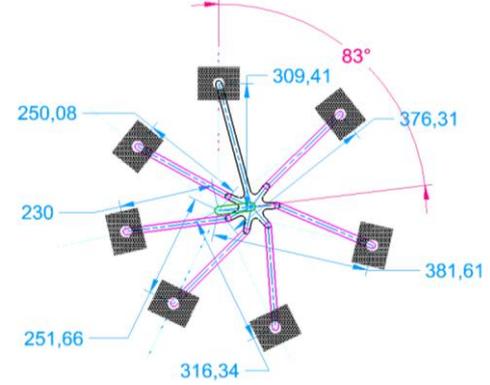
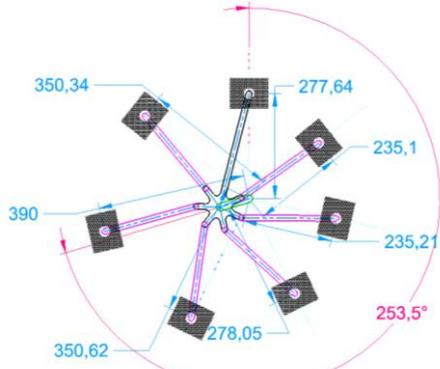
PISTÓN 4



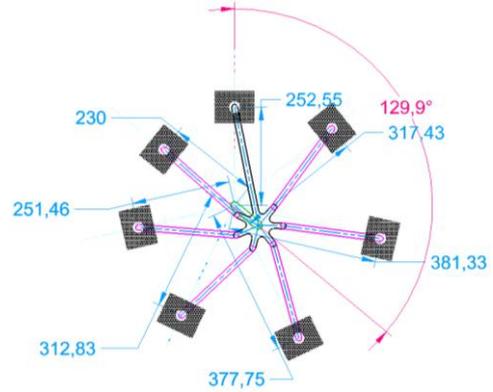
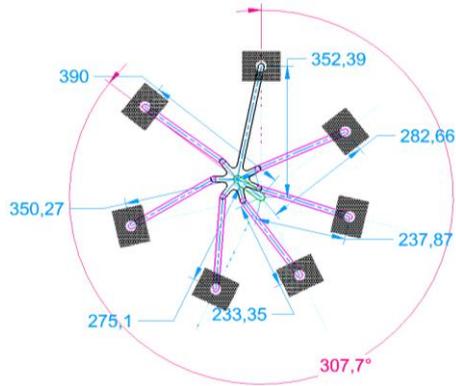
PISTÓN 5



PISTÓN 6



PISTÓN 7



## 6.3 - Relación de compresión

Como se ha comentado con anterioridad, la relación de compresión vendrá influenciada por el tipo de combustión del motor (MEC o MEP) y se determinará mediante las posiciones de PMI y PMS del pistón y las medidas de su respectivo cilindro. Además, la relación de compresión del motor estará relacionada con aspectos técnicos del mismo, como con la potencia generada.

Para el cálculo de la relación de compresión, se considerará que los volúmenes tanto de cilindrada unitaria ( $V_D$ ) como de final de compresión ( $V_C$ ) serán cilindros, por lo que el cálculo quedaría de la siguiente forma:

$$\varepsilon = \frac{V_C + V_D}{V_C} = \frac{A_P h + A_P S}{A_P h} = \frac{h + S}{h}$$

Siendo  $h$  la distancia entre la cabeza del pistón en su PMS y la parte interior de la cabeza del cilindro.

Teniendo en cuenta que el motor radial que se trata en este documento será de encendido provocado (MEP), el valor de  $\varepsilon$  no podrá ser excesivamente alto. Para este caso se optará por una distancia  $h$  de 25mm, por lo que:

$$\varepsilon = \frac{25 + 160}{25}$$

$$\varepsilon = 7,4$$

## 6.4 - Otros parámetros de elementos constructivos

Además de los parámetros principales que definen el mecanismo principal y la relación de compresión, existen medidas relevantes de los componentes del mecanismo que merecen ser comentadas y justificadas. A diferencia de las anteriores, estas medidas estarán mayormente relacionadas con aspectos ligados a la dinámica del sistema y no a la cinemática. Como referencia para la determinación de alguna de estas dimensiones se tomarán las fórmulas y relaciones experimentales desarrolladas por R.S. Khurmi y J.K. Gupta<sup>4</sup> sobre el diseño de las piezas de un MCIA. A pesar de que este libro este dirigido

---

<sup>4</sup>[6] A textbook of Machine Design; capítulo 32. (ver bibliografía)

más concretamente al diseño de MCIA en línea, los aspectos que se plantean pueden ser válidos para el diseño de MCIA radiales en la mayoría de los casos.

*Geometría de los pistones:* Uno de los aspectos más importantes a definir es el grosor de la cabeza del pistón debido a las altas presiones que este sufre. El libro citado anteriormente en este mismo apartado expone la siguiente fórmula experimental para el cálculo de un valor aproximado del grosor necesario para la cabeza del pistón de un MCIA:

$$t_H = \sqrt{\frac{3pD^2}{16\sigma_{yp}}}$$

Siendo  $p$  la presión máxima alcanzada en la cámara en  $\text{N/mm}^2$  y  $\sigma_{yp}$  la resistencia a tracción del material en MPa.

Para el caso de pistones de aleación de aluminio cuyo  $\sigma_{yp}$  rondaría unos 70 MPa y una presión máxima de entre 40 y 60 bares (entre 4 y 6  $\text{N/mm}^2$ ), tendríamos que, para un pistón con el diámetro definido en el análisis cinemático de 140 mm, el valor de  $t_H$  estaría comprendido entre unos 15 y 18 mm aproximadamente. Por lo tanto, para garantizar la máxima seguridad del pistón se ha optado por un grosor medio de poco más de 20 mm.

Además del espesor de la cabeza, la longitud de la falda es otra medida relevante a tener en cuenta. Se considera falda del pistón a la zona entre el suelo y la zona donde se colocan los anillos del pistón. En el libro se comenta que esta medida suele estar comprendida entre 0,65 y 0,8 veces el diámetro del pistón, mientras que para el presente modelo se ha elegida una medida que es 0,5 veces el diámetro del pistón. Este aspecto influirá en que la pieza tenga menor masa e inercia, pero disminuirá el área de contacto con el cilindro respecto a otros modelos.

*Geometría de las bielas:* Se recomienda que la sección transversal de la biela sea en forma de I, ya que es una de las geometrías que mejor soporta las tensiones en la dirección longitudinal de la biela, manteniendo a su vez un peso relativamente ligero de la pieza. En caso de que la sección en el cuerpo de la biela sea constante, se aconseja que el grosor y el ancho del brazo sea aproximadamente 4 y 5 veces mayor que el

espesor de los nervios laterales, respectivamente. En este diseño de las bielas secundarias se ha optado por utilizar una sección variable en cuanto al grosor y ancho de esta, tomando como valores medios a lo largo del cuerpo de la biela un grosor y ancho de la biela de 5 y 6,4 veces aproximadamente mayor que el grosor de los nervios laterales, respectivamente. Esto, como se ha comentado anteriormente, no son más que valores indicativos, pero se aprecia que el diseño se ha realizado hacia el lado de la seguridad.

Por otro lado, se pueden distinguir 3 partes bien diferenciadas en estas piezas: la cabeza (articulación con el bulón de la biela maestra), el cuerpo y el pie (articulación con el perno del pistón). En cuanto al espesor de la cabeza y pie de las bielas secundarias, se ha considerado un espesor de 8 mm para la cabeza y 6 mm para el pie de la biela. El espesor de la cabeza se ha determinado que será mayor debido a que este sufrirá mayor concentración de tensiones debido a su menor diámetro en comparación con el del pie. La razón por la cual el diámetro de esta es menor que el del pie se detalla en el apartado de diseño de las piezas.

En el caso de la biela maestra, el pie de la biela tendrá el mismo diámetro útil y el mismo espesor que las bielas secundarias pero el grosor y ancho del cuerpo de la biela serán ligeramente superiores en las cercanías de la cabeza, ya que esta deberá soportar la carga proveniente de los 7 pistones, y no solo la del suyo propio.

## 7 - Diseño de las piezas del motor mediante *CATIA V5*

*CATIA* (Computer-Aided Three dimensional Interactive Application) se trata de un software informático comercial de diseño en ingeniería desarrollado por la compañía Dassault Systèmes. Inicialmente fue creado para su uso en el ámbito aeronáutico, pero hoy en día se ha extendido a otros ámbitos como es el caso del automovilismo, especialmente para el diseño de componentes de carrocería.

En esta ocasión se usará este software para el diseño de las piezas que componen el sistema mecánico del motor radial e incluso algunos otros componentes relevantes del motor. Estas piezas se diseñarán en archivos del tipo 'Mechanical design > Part design' y se ensamblarán en un archivo del tipo 'Mechanical design > Assembly design'.

---

Por último, cabe mencionar que las medidas de las piezas no se mostrarán en estos apartados, sino que estarán disponibles en los planos que se adjuntan en el 'Anexo IV'. Además, para el diseño de las piezas no se tendrán en cuenta aspectos relativos a la fabricación de las mismas, como pueden ser los redondeos o ángulos de salida de los moldes.

## 7.1 - Elementos móviles

En esta sección se expondrá el diseño de cada elemento móvil del mecanismo principal del motor junto a las correspondientes justificaciones de las geometrías de cada modelo. Estas justificaciones se basarán en gran medida en la función que desempeñe cada componente.

En las siguientes secciones no se entrará a valorar el diseño de los elementos de unión como son los pernos y bulones, simplemente se mostrará su modelo en las imágenes en las que se muestre los conjuntos de piezas.

### 7.1.1 - Biela maestra

Se trata de la pieza diferencial del mecanismo principal de un motor radial y, como tal, cobra gran relevancia en el motor. Es el elemento que une el resto de bielas al cigüeñal, por lo que será uno de los principales componentes de estudio en cuanto a tensiones y deformaciones se refiere.

El diseño de esta pieza contempla aspectos relacionados con su funcionalidad cinemática y dinámica. Desde el punto de vista cinemático, la biela maestra constituye un eslabón intermedio entre el movimiento rotativo del cigüeñal y el movimiento alternativo, bien del pistón que va unido a esta misma biela, como del resto de pistones. Esto afecta a la disposición de los agujeros de enlace con las bielas secundarias, teniendo en cuenta el valor de  $\alpha$  y  $r$  calculados en el subapartado '6.2.3 - Solución al error geométrico'. Como consecuencia, la biela resulta ser simétrica respecto de su eje longitudinal. Desde el punto de vista dinámico, su función es la de transmitir fuerzas entre los pistones y el cigüeñal. Por esta razón, el cuerpo central de la biela debe tener la geometría y espesor adecuados para poder soportar estas cargas dinámicas, pero sin estar sobredimensionado, ya que un exceso de material en la pieza aumentaría su peso e inercia, disminuyendo la potencia útil del motor. En automovilismo y aviación lo más

normal es que la sección central del cuerpo de las bielas sea en forma de H o doble T como se muestra en el diseño.

Cabe destacar que, en la práctica, en zonas sensibles al rozamiento con otras piezas (como es el caso del orificio donde se inserta el cigüeñal) se colocarían casquillos antifricción que no se incluyen en el modelo CAD para simplificar su diseño.

Para comenzar con el diseño en CATIA V5, se procede a desarrollar un boceto para las geometrías que se pueden realizar mediante el comando 'Pad' (extrusión de material) de la pieza.

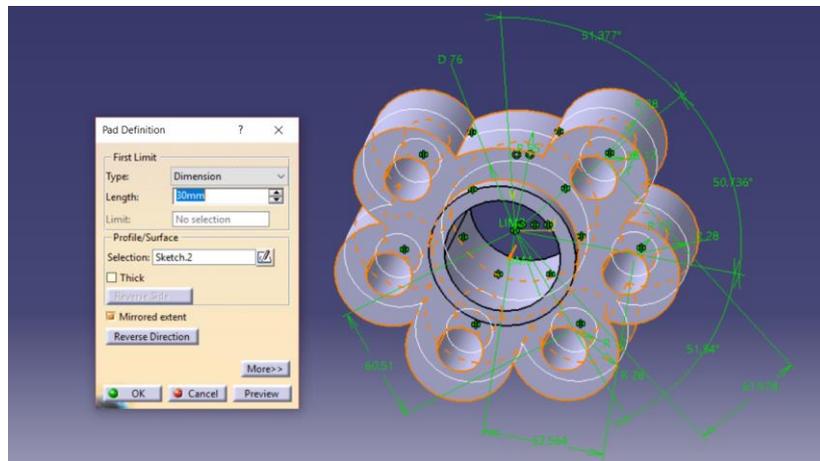


Ilustración 15: Creación de la geometría de la biela maestra mediante CATIA V5 (I).

En la imagen se ve la extrusión de material realizada para crear el cilindro donde se insertará el cigüeñal y el proceso de extrusión que se está llevando a cabo para crear la geometría con agujeros donde se insertarán las bielas secundarias. Esta geometría se vaciará por el centro para poder albergar las bielas como se mostrará a continuación.

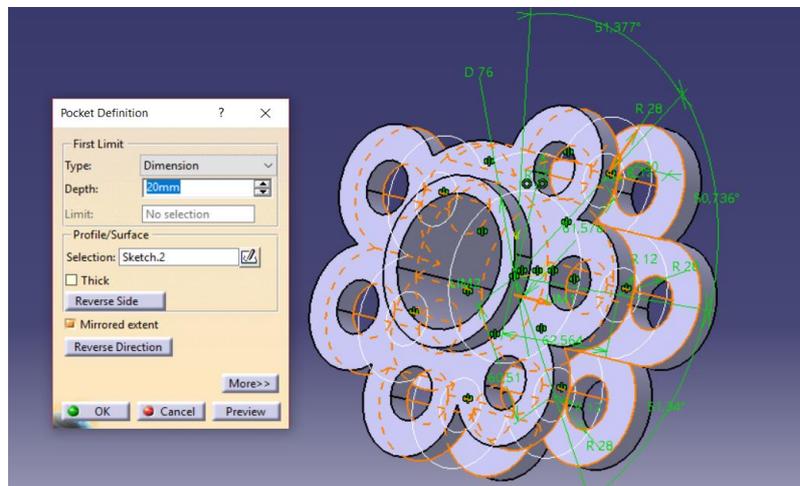


Ilustración 16: Creación de la geometría de la biela maestra mediante CATIA V5 (II).

Posteriormente, se realizará la geometría del brazo de la biela maestra mediante la misma función 'pad', realizando un vaciado en la parte del brazo de la biela para eliminar material y así reducir el peso y la inercia de la pieza.

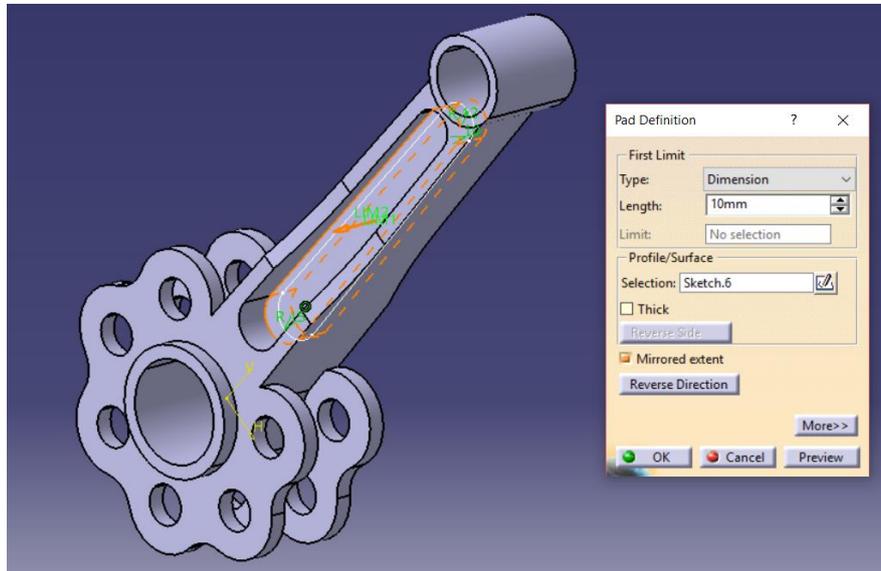


Ilustración 17: Creación de la geometría de la biela maestra mediante CATIA V5 (III).

Por último, se reducirán las zonas de concentración de tensiones mediante radios de acuerdo entre distintas zonas de la pieza, obteniendo así la pieza final para la biela maestra.

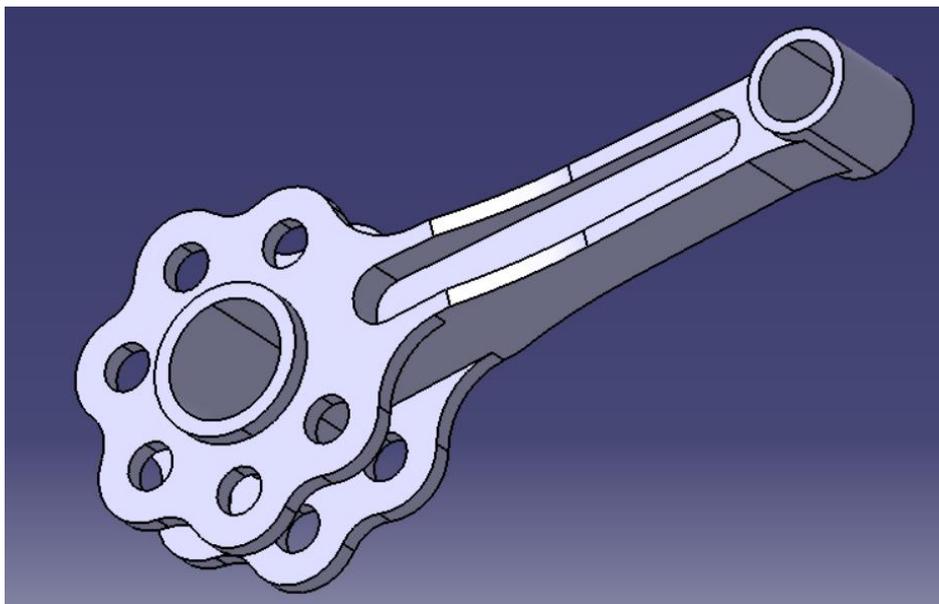


Ilustración 18: Modelo final de biela maestra creado mediante CATIA V5.

## 7.1.2 - Biela secundaria

Se trata del tipo de biela que une los pistones con la biela maestra, exceptuando el caso del pistón unido directamente a la biela principal. Al igual que la biela maestra, se trata de un elemento intermedio entre el movimiento rotativo del cigüeñal y el movimiento alternativo del pistón. Debido a que el presente diseño cuenta con 7 cilindros, existirán 6 bielas secundarias en el mecanismo. La sección del cuerpo de la biela, como en la biela principal, será en forma de H, adecuada para transmitir fuerzas desde los pistones hasta la biela maestra.

Habitualmente, las bielas fabricadas en automoción cuentan con una cabeza de un diámetro mayor que el del pie debido a que estas van unidas directamente al cigüeñal. En este caso, como este tipo de bielas van unidas a la biela maestra en las proximidades de la unión con el cigüeñal, el espacio de unión de las bielas secundarias con la principal es limitado, provocando así que el diámetro de la cabeza se vea reducido incluso por debajo del diámetro del pie de la misma biela.

Comparado con la biela principal, el modelado de la biela secundaria es mucho más simple. El diseño mediante CATIA V5 se puede llevar a efecto en unas pocas y sencillas funciones. Haciendo uso del comando 'pad' se pueden realizar las extrusiones para la cabeza, el pie y el cuerpo.

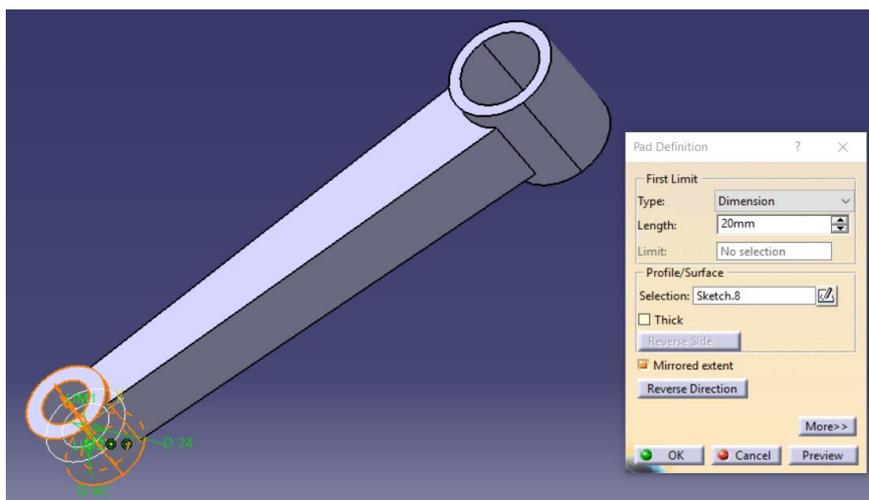
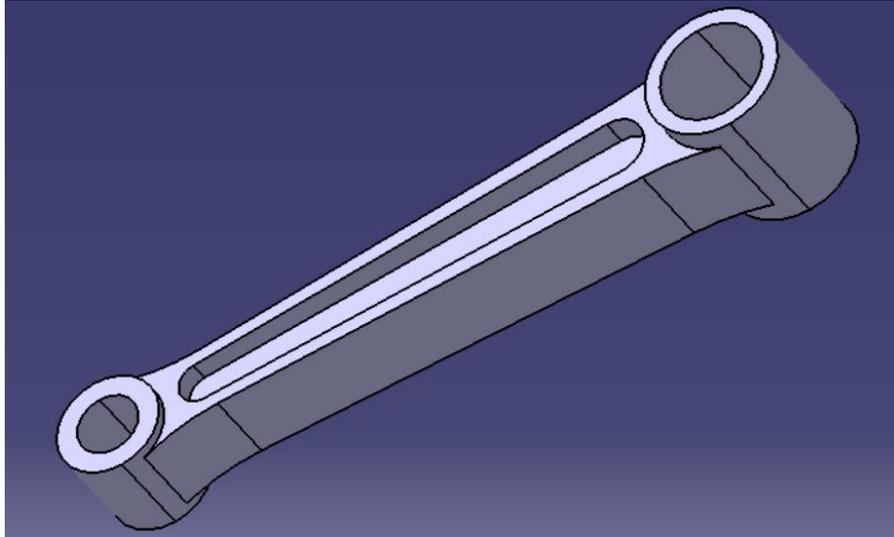


Ilustración 19: Creación de la geometría de las bielas secundarias mediante CATIA V5 (I).

De nuevo, al igual que en el caso de la biela maestra, se realizará un vaciado de material para reducir la inercia y el peso de la misma y se efectuarán redondeos en concentradores de tensiones, obteniendo así la pieza final.



*Ilustración 20: Modelo final de biela secundaria creado mediante CATIA V5.*

### 7.1.3 - Pistón

Delimita, junto con el cilindro y la culata, el espacio en el que se contienen los gases de la combustión. Debido a ese contacto con los gases, esta pieza estará sometida a variaciones de presión y temperatura muy amplias con valores máximos elevados. A diferencia de los dos últimos elementos, este elemento es móvil y de su movimiento dependerá el volumen en cada instante en el interior de la cámara donde se genera la combustión. Además, el pistón será el encargado de transmitir los esfuerzos debidos a la presión de los gases hacia el cigüeñal a través de las bielas.

En este tipo de pieza se pueden distinguir 3 zonas: la cabeza, la zona de estanqueidad y la zona directriz o falda. La primera será la zona del émbolo en contacto directo con los gases de la cámara y puede tener diversas formas en función del tipo de motor. La zona de estanqueidad, por otro lado, será, generalmente, la zona entre el orificio del bulón y la cabeza del pistón. En esta parte se encuentran una serie de ranuras en las que se insertan los aros que servirán para reducir al mínimo la fuga de gases del interior de la bóveda de combustión y ayudar en la lubricación de las paredes del cilindro. Por último, se encuentra la falda, zona que tiene como objetivo que el émbolo se apoye en las paredes interiores del cilindro y que sirva de guía.

Como en este caso se trata de un motor radial de encendido provocado, se ha optado por una cabeza convexa. Generalmente la cabeza de los pistones de los MEP es plana o convexa, con formas que se adecuan correctamente a la cara interior de la culata, mientras que la de los MEC suele ser cóncava y con geometrías más complejas. Esto se debe a que la relación de compresión en los MEC es bastante más alta que en los MEP, por lo que los fabricantes optan por tallar parte de la cámara de combustión del final de compresión en la cabeza del pistón.

El diseño en CATIA V5 comenzará con la creación de la forma principal del pistón mediante la revolución de un perfil alrededor de un eje con el comando 'shaft'.

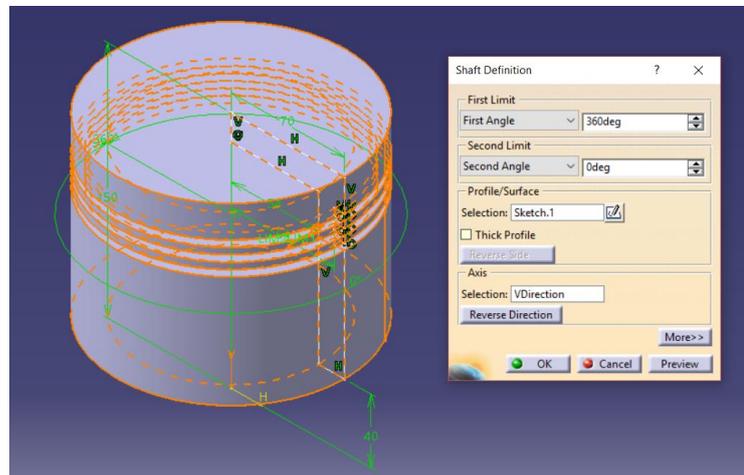


Ilustración 21: Creación de la geometría del pistón mediante CATIA V5 (I).

Posteriormente se realiza, por la parte interna del émbolo, un cilindro con el orificio donde se insertará el bulón y el hueco donde se alojará la biela, como se muestra a continuación.

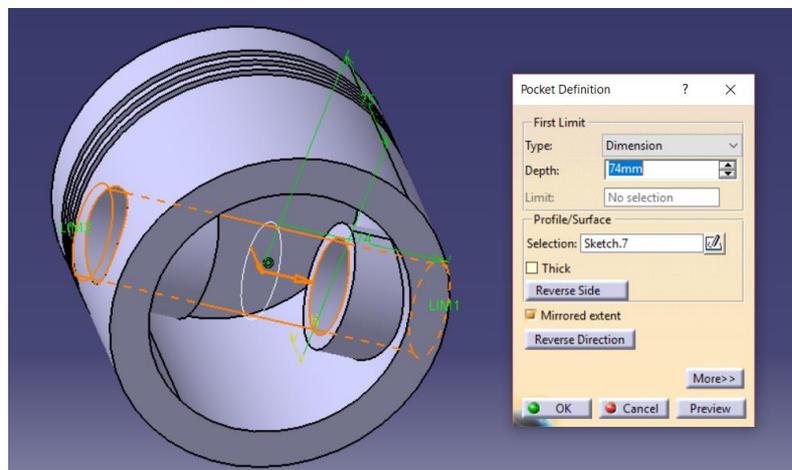
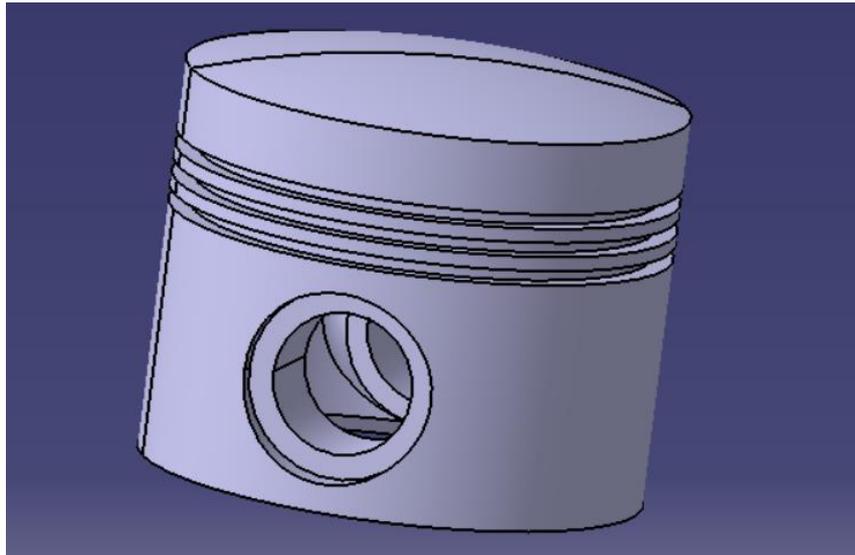


Ilustración 22: Creación de la geometría del pistón mediante CATIA V5 (II).

El espesor de este cilindro deberá ser suficiente como para que las tensiones que se transmitan desde la cabeza del pistón hacia el bulón y, posteriormente, a la biela, sean soportables.

Por último, se realizarán los redondeos y chaflanes que completen la geometría. Estos ayudaran en la reducción de zonas sensibles a tensiones altas en algunos casos.



*Ilustración 23: Modelo final de pistón creado mediante CATIA V5.*

#### 7.1.4 - Cigüeñal

En este elemento se produce la transformación del movimiento alternativo de los pistones en movimiento rotativo. El eje del cigüeñal, además, será el encargado de transmitir la potencia generada en el motor a la hélice que hará volar a la aeronave.

Además de la función cinemática y dinámica, otra de sus funciones consiste en mover otros sistemas de gran importancia como son el encendido, la lubricación, el suministro de combustible, etc. Esto implica que el correcto diseño y fabricación del cigüeñal es vital para el adecuado funcionamiento del motor como sistema completo, además de que debe cumplir estrictas especificaciones de rigidez, resistencia a fatiga y desgaste, tenacidad, resistencia mecánica, coeficiente de dilatación, etc.

En el caso de los cigüeñales de los MCIAs radiales de aviación se incluye habitualmente un contrapeso en el mismo eje. Este puede servir como volante de inercia para disminuir las variaciones de velocidades angulares del eje y como masa para que el eje de giro del cigüeñal sea central de inercia, evitando así vibraciones indeseadas.

El diseño del cigüeñal de un motor radial es más sencillo que uno de automoción dado que este, a diferencia del de un automóvil, tan solo se une a una biela: la biela maestra. Esto supone que el cigüeñal sea una simple manivela en este tipo de motores. Por ello, el modelo en CATIA V5 comenzaría con la extrusión de dos cilindros descentrados entre sí y unidos mediante una geometría con el contrapeso incluido.

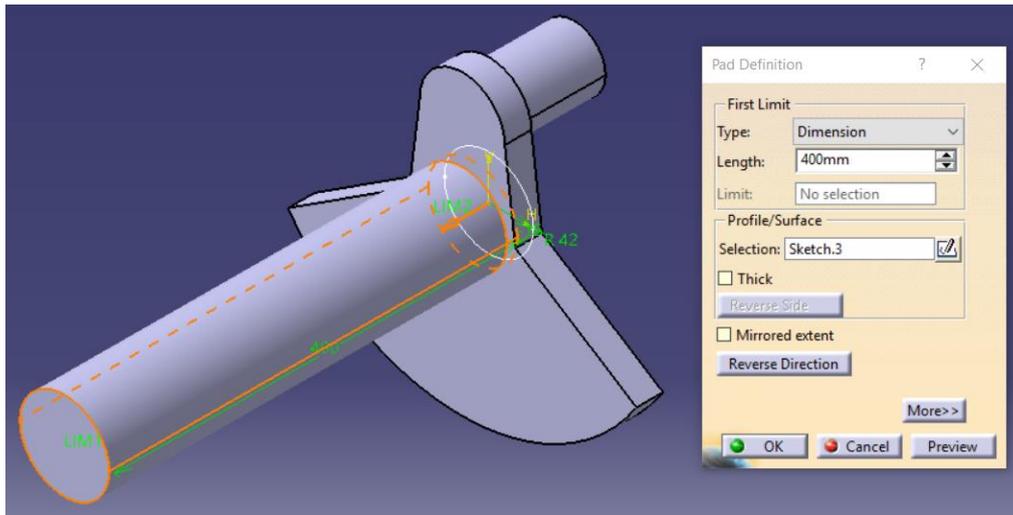


Ilustración 24: Creación de la geometría del cigüeñal mediante CATIA V5 (I).

Posteriormente se procede a realizar el vaciado de material de ciertas zonas para reducir el peso de la pieza, pero manteniendo una geometría capaz de soportar las exigencias pertinentes.

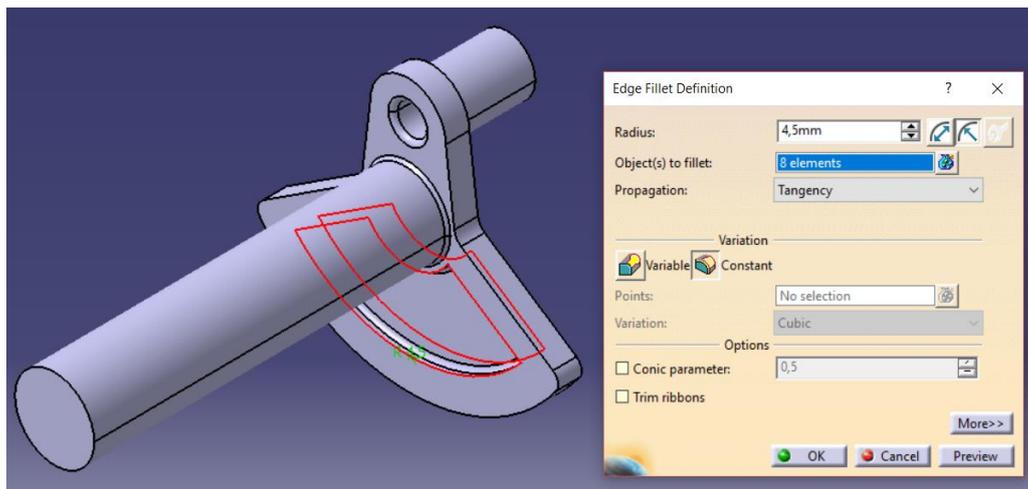
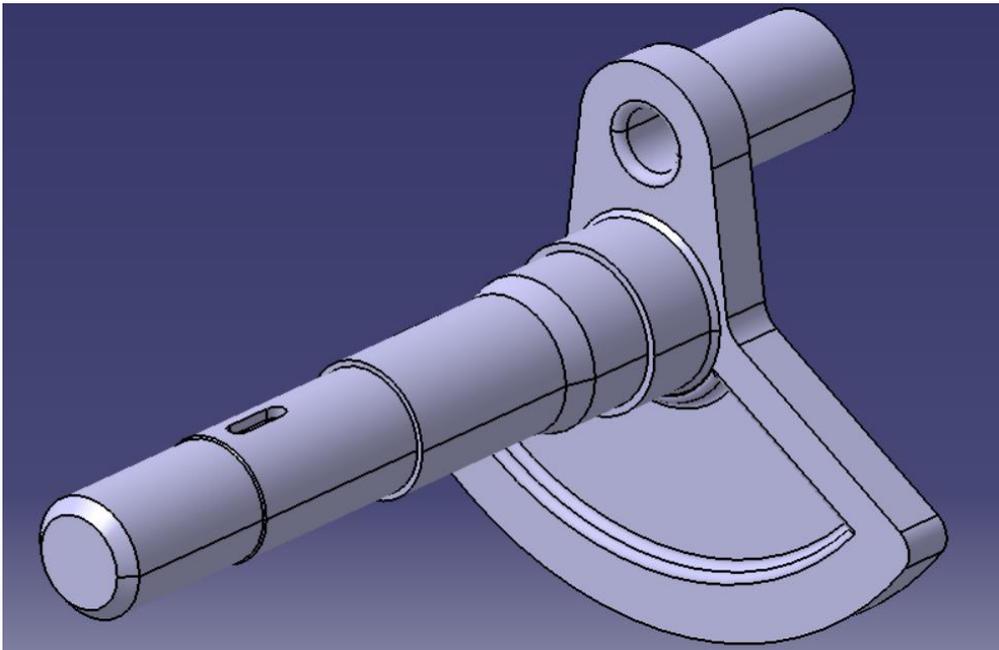


Ilustración 25: Creación de la geometría del cigüeñal mediante CATIA V5 (II).

Por último, se efectuarán extracciones de material de forma escalonada en el eje y se realizarán detalles como chaflanes y un chavetero. Estos detalles tienen la función

de ayudar a la fijación del eje junto a rodamientos, chavetas y relieves en el bloque motor para que no se produzcan desplazamientos axiales.

De esta forma, se obtiene el modelo de cigüeñal finalizado, aunque, es importante destacar que en este diseño no se han incluido ranuras referentes a la inserción de elementos del sistema de leva y del sistema de lubricación, ya que se alejan del tema principal de estudio.



*Ilustración 26: Modelo final de cigüeñal creado mediante CATIA V5.*

## 7.2 - Elementos fijos o elementos soporte

Es el conjunto de elementos que forma el sistema fijo del motor. Uno de los objetivos principales de estos elementos es servir de apoyo y guía a los elementos móviles para que realicen su movimiento en el espacio.

Las características principales que deben cumplir estos elementos deben ser la rigidez, la resistencia al desgaste y coeficiente de dilatación adecuado. A pesar de que las cotas funcionales de estas piezas se mecanicen con mucha precisión, el funcionamiento normal del mecanismo del motor podría verse alterado en caso de que se produjesen deformaciones y/o dilataciones en estos elementos.

## 7.2.1 - Bloque motor

Se trata del soporte donde van montados los cilindros, donde se apoya el eje y donde se aloja el mecanismo principal del motor. En el caso de los motores radiales, el bloque motor estará compuesto de varias piezas para facilitar el montaje del motor.

En el motor de diseño propio se han modelado tres de los componentes del bloque motor. Por un lado, se tiene la bancada de cilindros, elemento en el cual se montarán los 7 cilindros y las otras dos piezas que funcionarán, entre otras cosas, como 'tapas'. A continuación, se muestra dicha pieza desde dos puntos de vista distintos con el fin de poder apreciar con claridad su geometría al completo.

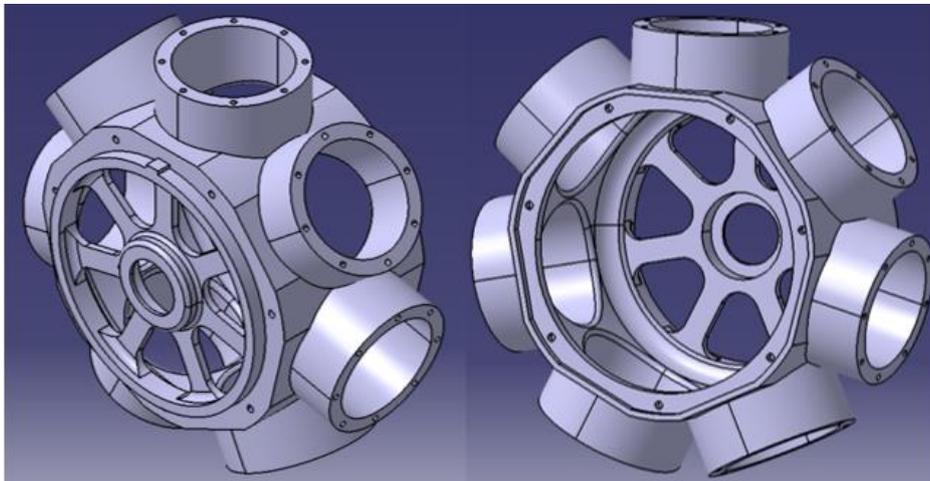


Ilustración 27: Modelo final de bloque motor creado mediante CATIA V5.

Por otro lado, se ha modelado la tapa de la cara delantera en la que irá apoyado el eje del cigüeñal.

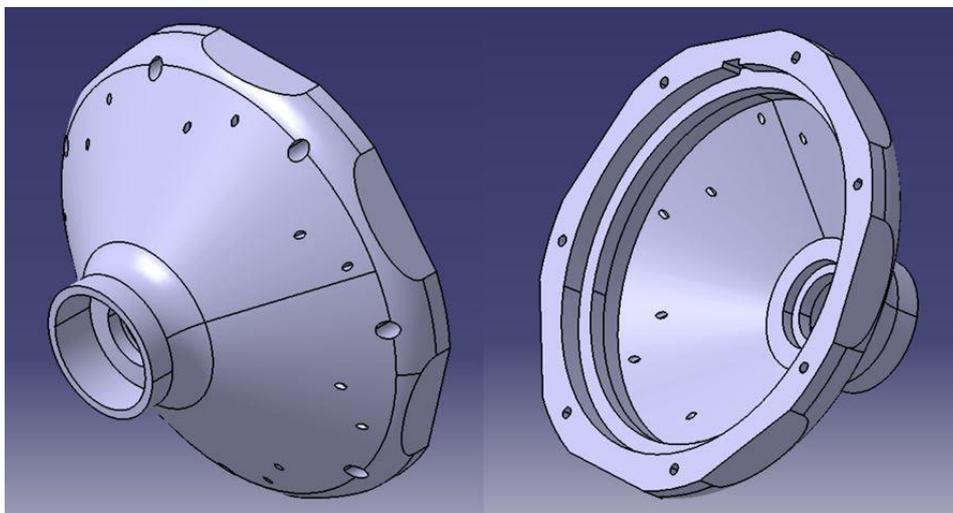
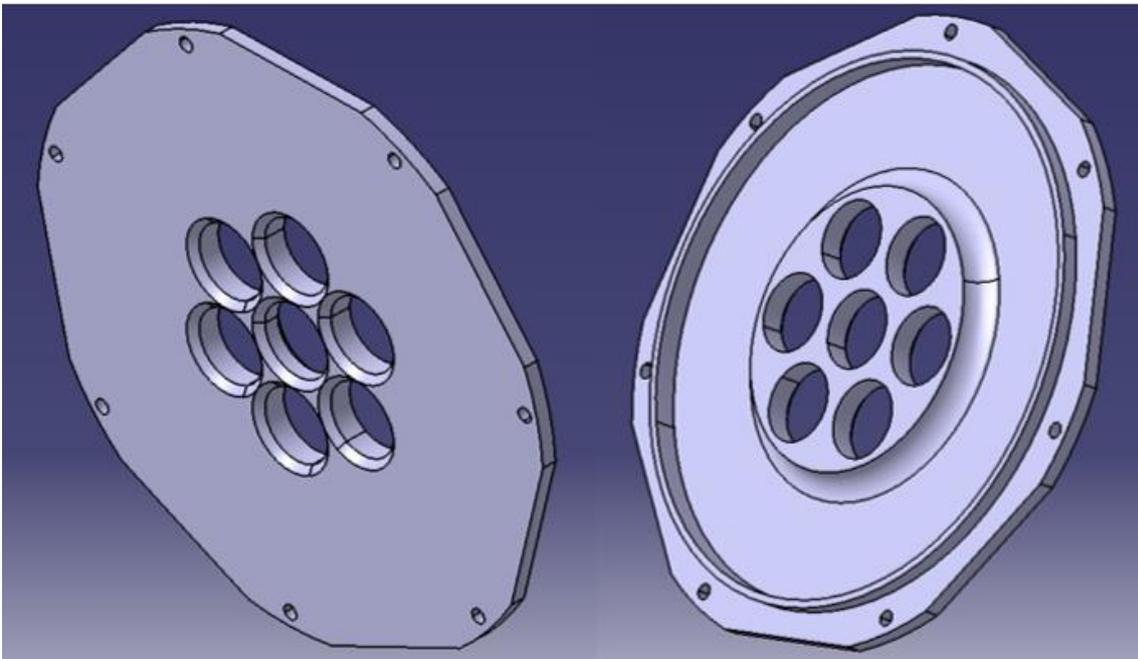


Ilustración 28: Modelo final de tapa delantera del bloque motor creado mediante CATIA V5.

En el interior de esta se colocan habitualmente los engranajes y levas que conforman los sistemas de inyección de combustible y escape de gases de los cilindros, que irán unidos cinéticamente al eje.

Por último, se ha realizado también un modelo simple de la tapa trasera del bloque motor, donde se colocarán conductos de aireación.



*Ilustración 29: Modelo final de tapa trasera del bloque motor creado mediante CATIA V5.*

## 7.2.2 – Cilindro

Este elemento es uno de los responsables de mantener el gas encerrado, junto con la culata y el pistón. Sus funciones son guiar al pistón en su movimiento alternativo y transferir parte del calor del interior al refrigerante, en este caso el aire.

La morfología de esta pieza puede ser muy variada, en función del tipo de refrigeración del motor. Para casos de motores de aviación como este, los cilindros llevan incorporadas aletas de refrigeración. Como se aprecia en el modelo de *CATIA V5*, la pieza contará con orificios para unir este elemento a otros; se unirá por la parte superior a la culata mediante 6 tornillos, y con 8 tornillos se anclará al bloque motor.

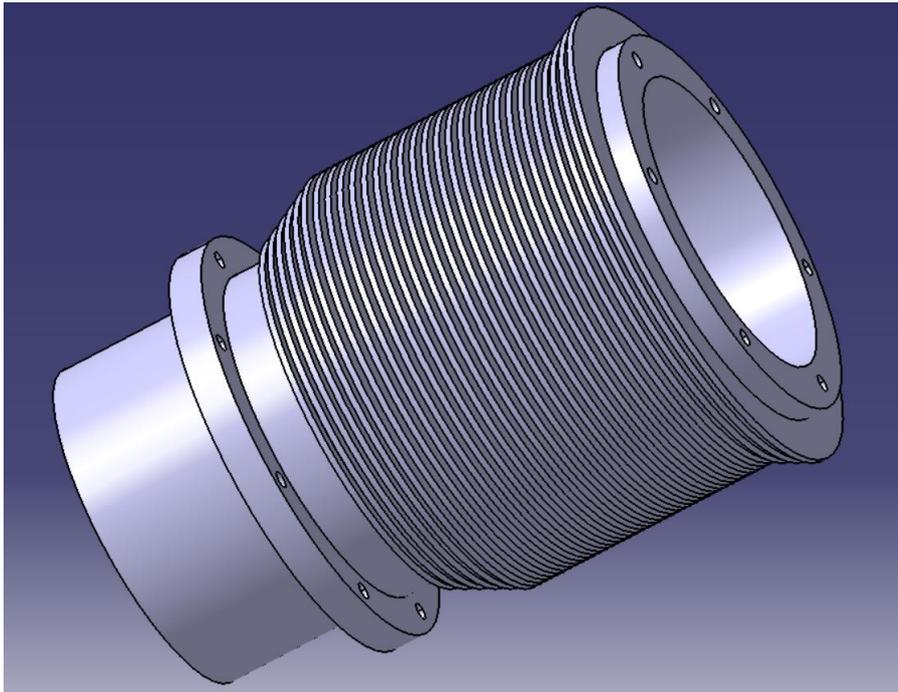


Ilustración 30: Modelo final de cilindro creado mediante CATIA V5.

### 7.2.3 – Culata

Se trata de la pieza que alberga los orificios donde se soportan las válvulas y conductos de admisión y escape, los mecanismos de accionamiento de las válvulas y el sistema de chispa o encendido del combustible, además de delimitar el volumen de los gases por la parte superior. Es uno de los elementos más críticos del sistema en cuanto a las condiciones de trabajo de temperaturas y presiones, ya que se verá sometido a importantes gradientes de temperatura y grandes variaciones de presión.

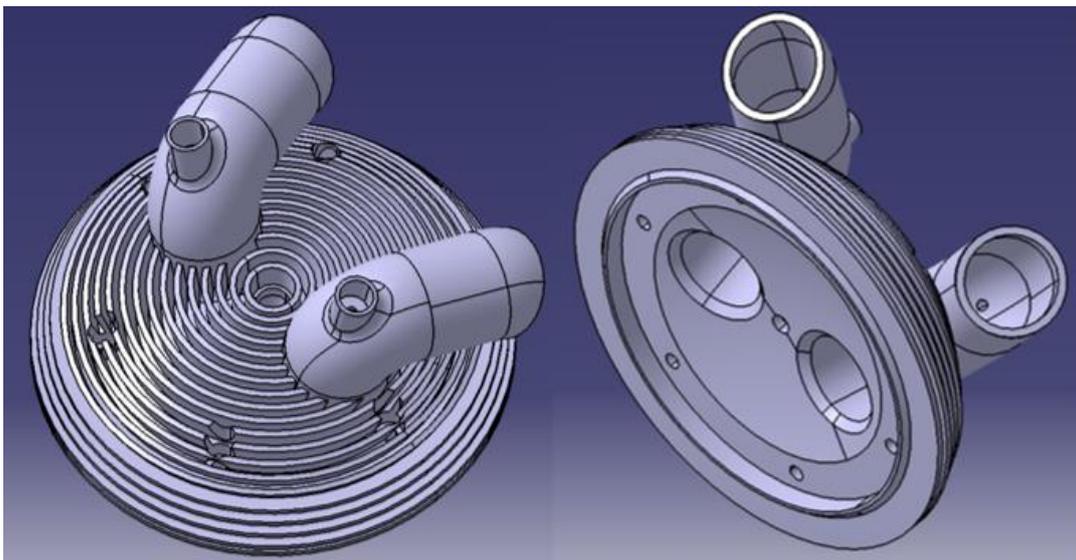


Ilustración 31: Modelo final de culata creado mediante CATIA V5.

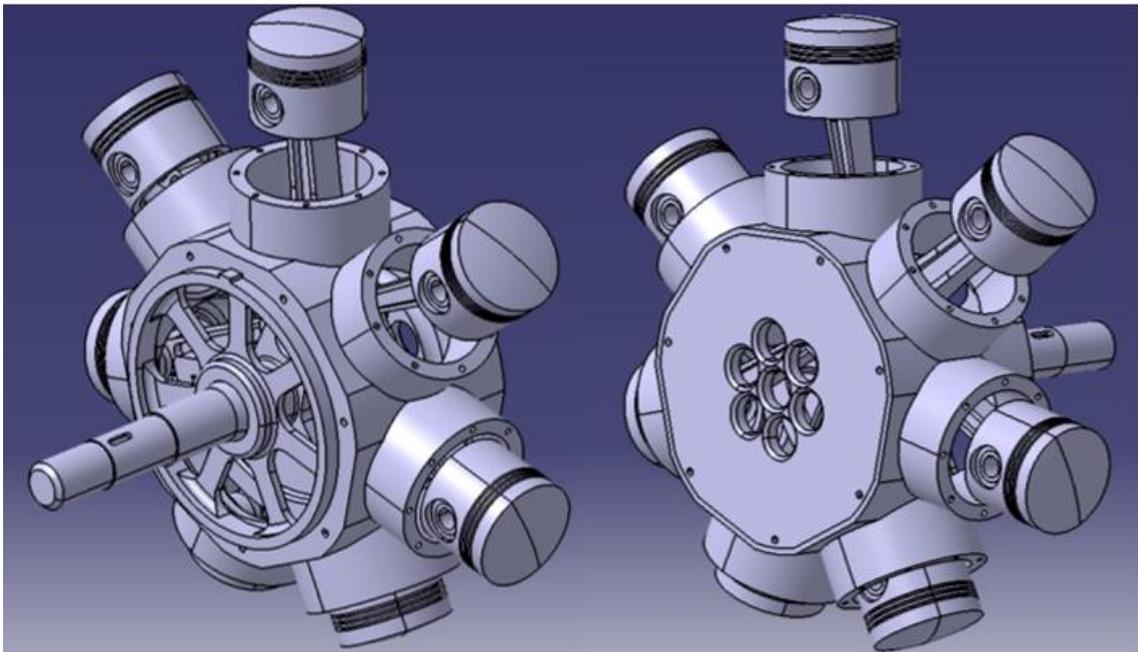
Dado que la refrigeración de este motor de aviación será por aire, la culata también dispondrá de aletas que favorezcan dicha refrigeración por convección con el aire, al igual que en el cilindro.

### 7.3 - Montaje

Una vez realizado el modelado de cada una de las piezas principales del sistema, se procede a completar el conjunto del sistema en un archivo 'Assembly design'. Esto se ha logrado estableciendo las juntas cinemáticas en cada pieza mediante los comandos 'Coincidence constraint' y 'Contact constraint'. La primera hace coincidir el eje de un cilindro con otro y la segunda establece el contacto entre dos caras de dos piezas distintas. Con estas dos funciones es posible establecer juntas fijas (anclar una pieza a otra de forma que se comporte como una sola), pares cilíndricos y pares de rotación.

La unión de las bielas y pistones se realiza mediante pernos y bulones que se detallarán en los planos.

En las siguientes imágenes se muestra el montaje completo del motor en cuestión, mostrando y ocultando distintos elementos del sistema en cada imagen para poder apreciar mejor el modelo.



*Ilustración 32: Vista delantera y trasera del modelo sin cilindros, culatas, ni tapas.*

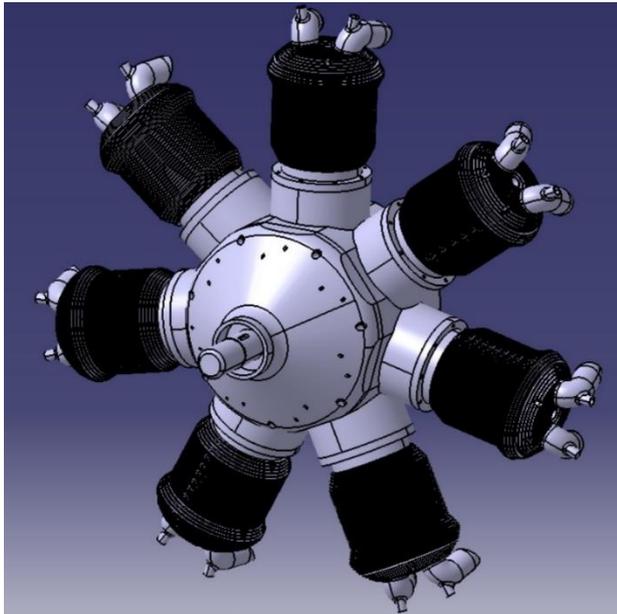


Ilustración 33: Montaje completo del motor

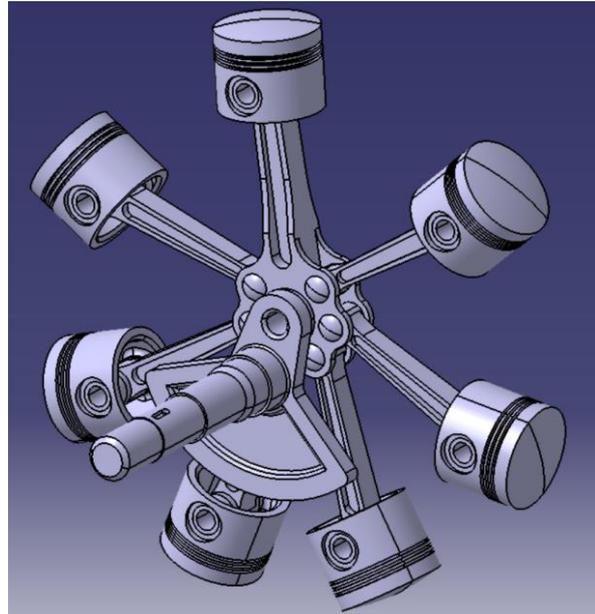


Ilustración 34: Vista del mecanismo principal

## 8 - Ciclo termodinámico de trabajo

Una vez definido el mecanismo de funcionamiento y el diseño de sus elementos, será necesario definir las fuerzas que soportan estas piezas para poder realizar el posterior análisis de tensiones que pueda validar el diseño.

Como en el resto de los MCIAs, la fuerza de entrada que hará mover el mecanismo será la fuerza que reciban los pistones en su cara superior por parte del gas del interior de la cámara. Esta fuerza será la resultante de la presión en el interior del cilindro por el área de la cara superior del pistón. Por lo tanto, para poder obtener la fuerza que recibe cada pistón en cada instante se calculará la presión de cada pistón en cada instante mediante cálculos termodinámicos.

El fluido combustible es sometido a una serie de transformaciones físicas y químicas durante su paso por el sistema cilindro-pistón que constituyen el ciclo termodinámico del motor. Debido a la complejidad de estos procesos, se utilizan distintas aproximaciones teóricas basadas en hipótesis simplificadoras. A mayor cantidad de hipótesis se apliquen, más se alejará el resultado final del cálculo al caso real. En función de las hipótesis aplicadas al cálculo, el ciclo puede denominarse teórico, ciclo de aire, ciclo de aire-combustible, etc.

## 8.1 - El ciclo Otto teórico

El ciclo Otto teórico es el ciclo ideal del motor de encendido provocado (MEP) y viene representado por el diagrama P-V que se muestra a continuación.

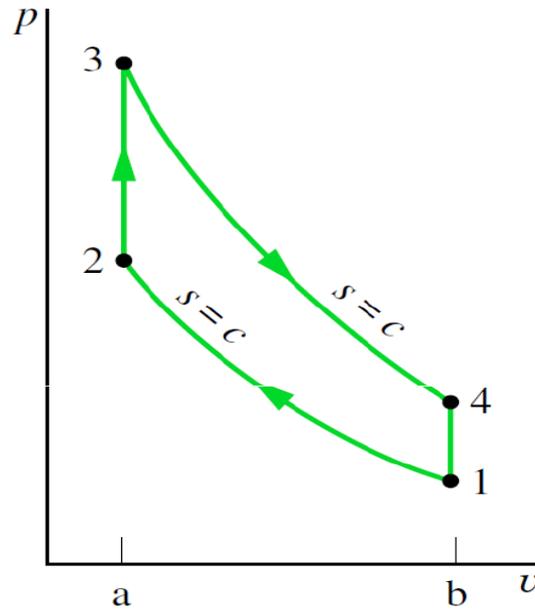


Ilustración 35: Diagrama P-V del ciclo Otto teórico.

En el diagrama P-V se pueden distinguir 4 transformaciones termodinámicas:

- 1-2 Compresión adiabática.
- 2-3 El aire absorbe el calor generado en la combustión a volumen constante.
- 3-4 Expansión adiabática.
- 4-1 El aire cede calor a volumen constante.

Los volúmenes de los puntos 1 y 4 corresponden al volumen en el interior del cilindro cuando el pistón está en su PMI, mientras que los puntos 2 y 3 corresponden al volumen cuando el pistón se encuentra en su PMS.

Debido a que se trata de un ciclo ideal, se asumen distintas hipótesis de cálculo. Entre otras, que la combustión ocurra de forma instantánea; que el fluido operante sea solo aire; que el aire se comporte como gas perfecto y, por tanto, los valores de los calores específicos sean constantes; que durante la compresión y expansión no se produzca ninguna pérdida de calor; etc. El ciclo teórico, por ende, representa el límite

máximo que teóricamente puede alcanzar el motor en cuanto a presión, temperatura, rendimiento, potencia, etc. difiriendo considerablemente de los parámetros termodinámicos obtenidos de forma experimental. A pesar de la diferencia de este tipo de ciclos con los datos obtenidos en ensayos, los ciclos teóricos son de gran utilidad a la hora de comprender cuanto influyen las distintas condiciones de funcionamiento de un motor y a la hora de comparar entre sí diversos tipos de motores.

La diferencia entre el ciclo real (también llamado ciclo indicado) y teórico se puede apreciar, además de en los valores máximos de temperatura y presión, en el diagrama P-V del ciclo como se aprecia en el siguiente diagrama.

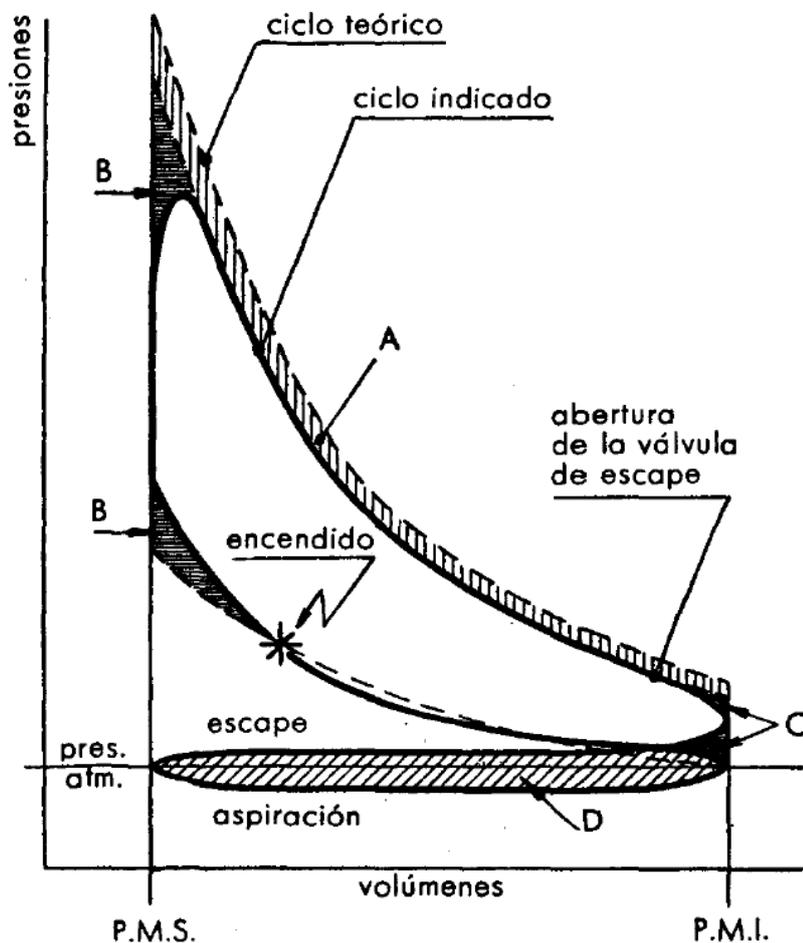


Ilustración 36: Comparación entre los diagramas P-V del ciclo Otto teórico y ciclo Otto indicado.

## 8.2 - Definición del ciclo de trabajo utilizado

Como se ha comentado anteriormente, se realizan una serie de simplificaciones a la hora de definir el ciclo Otto teórico. Estas simplificaciones suponen una diferencia entre los resultados de presión y temperatura obtenidos de forma teórica y experimental, además de las diferencias en los diagramas P-V como se ha mostrado anteriormente. Dado que la diferencia es significativa, para el cálculo del ciclo del motor radial que es objeto de análisis se asumirán ciertas hipótesis, mientras que se considerarán otros aspectos que no se contemplan el ciclo teórico. Algunos de estos puntos a tener en cuenta son los siguientes.

- **Pérdidas de calor:** En el ciclo teórico son nulas, pero en el ciclo real son significativas. Las pérdidas de calor se producen por distintos elementos del sistema como la culata, cilindro, conductos de escape, etc. y en distintas fases del proceso. Gran parte de este calor perdido se cede al refrigerante; en este caso, al aire.

En las fases de compresión y expansión se producen, por lo tanto, pérdidas de calor. Esto implica que ambos procesos no serán adiabáticos de exponente  $k$ , sino politrópicos de exponente  $n$ , siendo  $k$ :

$$k = \frac{C_P}{C_V} = 1,4$$

Siendo  $C_P$  y  $C_V$  los valores de los calores específicos del aire a presión y volumen constante, respectivamente.

Por lo tanto, atendiendo a las pérdidas de calor, los coeficientes politrópicos deberían ser:

$$\text{Expansión} \rightarrow n > k$$

$$\text{Compresión} \rightarrow n < k$$

Para este caso de estudio se tomará el valor de  $n$  como 1,3, tanto para la fase compresión como para la de expansión, basándose en las recomendaciones experimentales que se realizan en la publicación 'Motores endotérmicos' de

Dante Giacosa. La explicación a por qué se tomará un valor menor a  $k = 1,4$  en la fase de expansión se encuentra en la sección relacionada con los calores específicos.

- **Combustión no instantánea:** a pesar de que en los ciclos teóricos se considere que la combustión es instantánea, la combustión en el ciclo real dura cierto tiempo. Sin embargo, en los cálculos que se realicen para este diseño se considerará que la combustión es instantánea.
- **Calores específicos variables:** tanto el valor de  $C_p$  como el de  $C_v$  aumentan a medida que aumenta la temperatura del fluido. Este aspecto es una de las mayores razones por la cual los valores de la presión y temperatura máximas reales resultan siempre bastante inferiores a los que se obtendrían en cálculos que considerasen los valores de los calores específicos constantes. Por ello, en los cálculos termodinámicos realizados para el diseño anteriormente presentado se considerará que los calores específicos varían con la temperatura. Esto se tendrá en cuenta mediante la fórmula de Langen enunciada por D. Giacosa<sup>5</sup>.

La fórmula de Langen no sería más que una modificación de la ecuación para calcular el calor absorbido o expulsado de un gas en función de la variación de temperatura.

$$Q = C_v \Delta T$$

Y la modificación de Langen que tiene en cuenta la variación de  $C_v$  sería la siguiente para las unidades  $\frac{KJ}{kgK}$  de  $C_v$ :

$$Q = (C_v + 0,0003\Delta T)\Delta T$$

- **Disociación de la combustión:** es un aspecto que no se tiene en cuenta en los ciclos teóricos. Los productos de la combustión tales como  $H_2O$ ,  $CO_2$  o incluso otros compuestos minoritarios como  $CO$ ,  $H_2$  o  $O_2$  son susceptibles a disociarse durante la combustión. La disociación de estos productos es una reacción que requiere de la absorción de calor, por lo que se pierde cierta cantidad de trabajo

---

<sup>5</sup>[2] Motores endotérmicos. (ver bibliografía)

y la temperatura máxima alcanzada al final del proceso disminuye. Debido a ello, el exponente politrópico de la expansión, el cual debería ser mayor que  $k$  por las pérdidas de calor, descendería hasta aproximarse al valor del exponente de compresión, que será menor que  $k$ .

Teniendo en cuenta los aspectos arriba mostrados, los cálculos termodinámicos pertinentes proporcionan los siguientes valores para los 4 estados definidos en el ciclo Otto:

	Presión (bar)	Temperatura (K)
Estado 1	0,9	320
Estado 2	12,14	583,3
Estado 3	48,12	2311,8
Estado 4	3,57	1269,3

*Tabla 5: Estados termodinámicos del ciclo del modelo.*

Se ha optado por tomar 0,9 bares de presión y 320 K de temperatura como valores de entrada del aire al ciclo en régimen estacionario del motor. Se ha de tener en cuenta que se trata de un motor de pequeñas aeronaves y que este operará habitualmente a cierta altitud. La presión atmosférica a dicha altitud será inferior a 1 bar, y, además, el aire de aspiración se calentará ligeramente durante el paso por los conductos, que estarán calientes debido al funcionamiento del motor.

Los valores obtenidos a raíz de los cálculos realizados para los estados del resto de los pistones se adjuntarán en el 'Anexo I' al final del documento.

Además de los 4 estados termodinámicos del ciclo Otto se tienen 2 estados más referentes a la aspiración de aire y a la expulsión de los gases después de la combustión. Estos dos estados no se suelen representar en el ciclo teórico, debido a que se consideran transformaciones isobaras a presión atmosférica y no realizarían trabajo. Para el caso del ciclo real, en cambio, se produce una ligera depresión en la fase de aspiración de aire y una ligera sobrepresión en la fase de expulsión de gases, como se puede apreciar en la imagen expuesta anteriormente. Este fenómeno ocurre debido a la fricción de los gases con los conductos de aspiración y expulsión de gases. Estas pequeñas variaciones de presión a la entrada y salida de gases se representarán a continuación en los diagramas de presión y ángulo de giro.

### 8.3 - Diagramas de presión en función del ángulo de giro

Al tratarse de un motor de 4 tiempos (4T), en los diagramas de presión en función del ángulo de giro se distinguirán 4 etapas, correspondiente a las 4 carreras que se requieren para completar el ciclo completo en cada pistón. Como es evidente, estas 4 carreras supondrán un ángulo de giro total de  $720^\circ$  (2 revoluciones).

En la siguiente imagen se muestra un diagrama de presiones real en función del ángulo de giro para un motor de 4 tiempos que sigue el ciclo Otto.

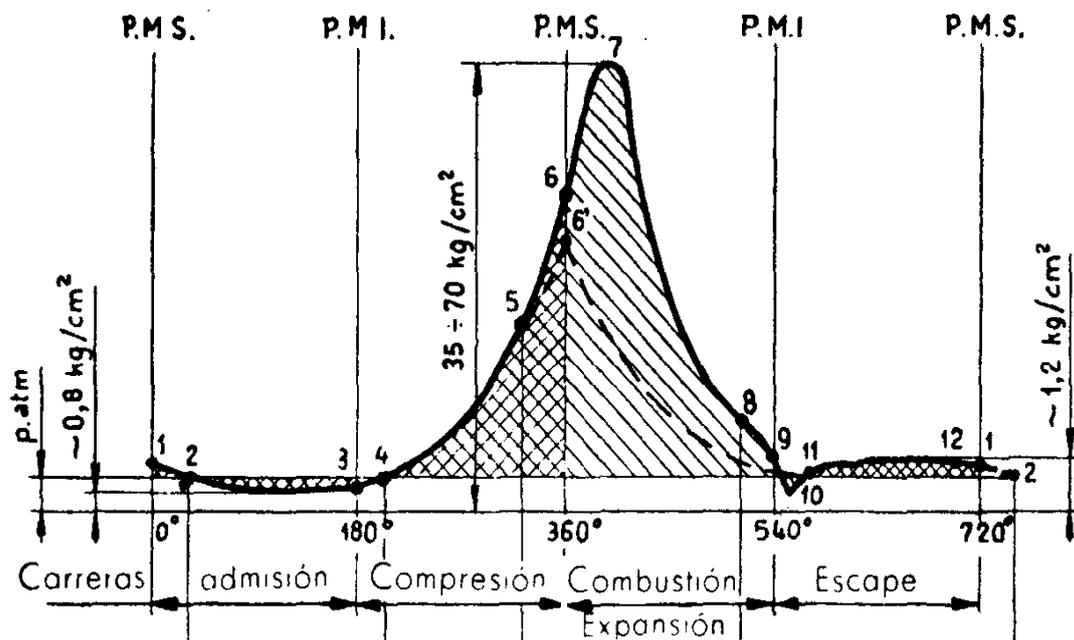


Ilustración 37: Diagrama de presión sobre el pistón en función del ángulo de giro del cigüeñal.

Este diagrama se utilizará como referencia para explicar las distintas etapas que se recorren en el ciclo desarrollado para el modelo objeto de estudio. A continuación, se detallan estas fases, aportando en cada caso los valores de presión más significativos.

- **Primera carrera (PMS a PMI): Admisión.**

Se produce la aspiración del aire del exterior, por lo que se provoca una ligera depresión durante la carrera. Teniendo en cuenta una presión atmosférica de 0,9 bares, se considera que en la zona central de la carrera se alcanzarán hasta 0,6 bares de presión absoluta, es decir, una depresión de 0,3 bares respecto a la atmosférica.

- **Segunda carrera (PMI a PMS): Compresión y combustión.**

En esta segunda etapa las válvulas tanto de entrada de aire como de salida de gases estarán cerradas, por lo que se realizará la compresión del fluido a medida que el pistón se acerque a su PMS. El valor de la presión al finalizar la compresión sería de 12,14 bares. La compresión se desarrollará siguiendo la siguiente ecuación de transformación politrópica.

$$P_1 V_1^{1,3} = P_2 V_2^{1,3} \Leftrightarrow P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{1,3}$$

Una vez alcanzado el PMS se considerará que se produce la combustión instantánea con la que se producirá un aporte de calor instantáneo al gas, que incrementará la presión en este punto. En los casos reales la combustión se inicia durante la segunda carrera antes de llegar al PMS, debido a que la combustión real no es instantánea. Esto provoca que el valor máximo de la presión se alcance durante la tercera carrera después de pasar por el PMS.

- **Tercera carrera (PMS a PMI): Expansión.**

Para el caso a estudiar, la presión alcanzará el valor de 48,12 bares en el PMS, teniendo en cuenta las hipótesis formuladas durante el proceso de definición del ciclo de trabajo. En esta tercera carrera, durante el movimiento del pistón hacia el PMI, la presión se verá reducida hasta el valor de 3,57 bares en el PMI, siguiendo la expansión politrópica que se define a continuación:

$$P_4 V_4^{1,3} = P_3 V_3^{1,3} \Leftrightarrow P_4 = P_3 \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{1,3}$$

La fase de expansión debería prolongarse tanto como fuera posible (es decir, hasta alcanzar el PMI) para aprovechar al máximo la fase útil. En la práctica, en cambio, la fase de expansión se interrumpe algo antes de alcanzar el PMI con la apertura de la válvula de escape, aspecto que se tendrá en cuenta en el diagrama de presiones de este modelo.

- **Cuarta carrera (PMI a PMS): Escape.**

En esta última carrera se producirá la fase de escape de los gases producidos en la combustión. En el momento de la apertura de la válvula de escape al final de la tercera carrera los gases se encontrarán a una presión mayor a la atmosférica,

por lo que en los instantes posteriores a la apertura se producirá un descenso brusco de la presión, hasta alcanzar valores de depresión en los primeros momentos del inicio de la cuarta carrera. Durante el resto de la cuarta carrera aumentará ligeramente la presión, alcanzando en algunos puntos sobrepresiones debido a la resistencia que han de vencer los gases por los conductos de escape. En este caso las sobrepresiones alcanzarán valores de 1,5 bares en el punto de mayor presión. La fase de escape concluirá con la presión atmosférica considerada (0,9 bar) y en este punto comenzaría el siguiente ciclo termodinámico.

Abajo se muestra el diagrama de presiones en función del ángulo de giro para la biela maestra, realizado en base a los datos que se han expuesto hasta el momento. Los valores de presión representadas son valores de presión absoluta.

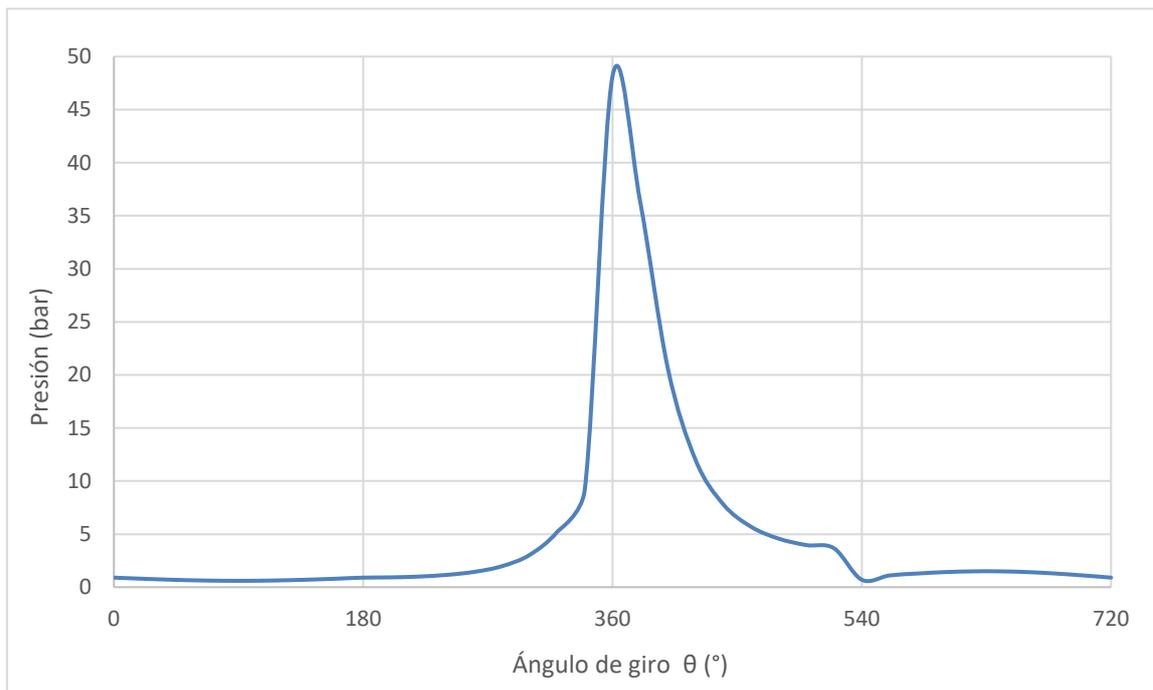


Ilustración 38: Gráfico que relaciona la presión sobre el pistón y el ángulo de giro en la biela maestra.

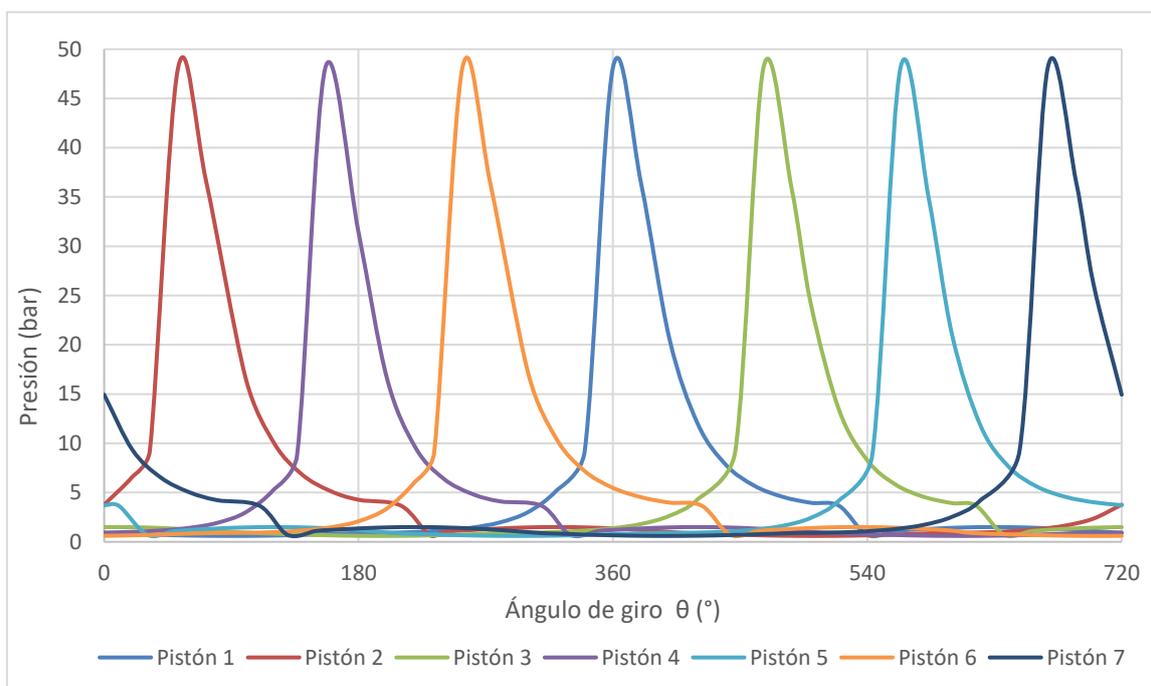
Para representar esta gráfica se han utilizado valores de presión calculados para cada 20° de giro. El hecho de utilizar datos cada 20° supone que el efecto de la combustión instantánea se 'suavice' en la gráfica, es decir, la pendiente en el punto de la combustión se reduce y la gráfica se asemeja más a una real. Para el caso de la biela maestra representado arriba los datos obtenidos son los siguientes.

$\theta$ (°)	$\theta$ (Rad)	$X$ (mm)	$V$ (L)	$P$ (bar)
0	0,00	390,00	0,385	0,900
20	0,35	383,97	0,478	0,797
40	0,70	366,99	0,739	0,707
60	1,05	342,16	1,121	0,640
80	1,40	313,71	1,559	0,605
100	1,75	285,93	1,987	0,605
120	2,09	262,16	2,353	0,640
140	2,44	244,42	2,626	0,707
160	2,79	233,61	2,792	0,797
180	3,14	230,00	2,848	0,900
200	3,49	233,61	2,792	0,924
220	3,84	244,42	2,626	1,001
240	4,19	262,16	2,353	1,154
260	4,54	285,93	1,987	1,438
280	4,89	313,71	1,559	1,970
300	5,24	342,16	1,121	3,024
320	5,59	366,99	0,739	5,199
340	5,93	383,97	0,478	9,167
360	6,28	390,00	0,385	48,115
380	6,63	383,97	0,478	36,329
400	6,98	366,99	0,739	20,605
420	7,33	342,16	1,121	11,986
440	7,68	313,71	1,559	7,808
460	8,03	285,93	1,987	5,698
480	8,38	262,16	2,353	4,574
500	8,73	244,42	2,626	3,965
520	9,08	233,61	2,792	3,661
540	9,42	230,00	2,848	0,700
560	9,77	233,61	2,792	1,105
580	10,12	244,42	2,626	1,286
600	10,47	262,16	2,353	1,420
620	10,82	285,93	1,987	1,491
640	11,17	313,71	1,559	1,491
660	11,52	342,16	1,121	1,420
680	11,87	366,99	0,739	1,286
700	12,22	383,97	0,478	1,105
720	12,57	390,00	0,385	0,900

Tabla 6: Valores termodinámicos de la cámara correspondiente al pistón de la biela maestra, en función del giro.

Las gráficas de presiones en el resto de bielas, es decir, en las bielas secundarias, variarán ligeramente respecto a la de la biela maestra. Debido a que cada biela alcanza su PMS y su PMI a una diferencia de ángulo de giro distinta (en el caso de la biela principal la diferencia del ángulo de giro entre el PMS y PMI son  $180^\circ$ ), el valor del volumen en cada punto también será distinto y el de la presión, por lo tanto, también. Los valores de las presiones en los PMS y PMI, en cambio, serán iguales a los de la biela maestra. Las presiones correspondientes a los pistones de las bielas secundarias en función del ángulo de giro se detallarán en el 'Anexo I'.

Como se puede ver en la gráfica mostrada a continuación, estas pequeñas diferencias entre los valores de presiones de una biela y otra apenas se aprecian en las gráficas de presiones respecto al ángulo de giro.



*Ilustración 39: Gráfico que relaciona la presión sobre el pistón y el ángulo de giro en todas las bielas.*

Como se puede apreciar en el gráfico y se ha comentado en anteriores apartados, la secuencia de combustión es 2-4-6-1-3-5-7 o 1-3-5-7-2-4-6, dependiendo de qué revolución se considere la primera. Los datos empleados para la realización de esta última gráfica serán los que se usen como datos de entrada para la simulación de la fuerza en cada pistón en el software de elementos finitos.

---

## 9 - Materiales para las piezas

Los elementos del motor radial deben tener resistencia suficiente a las tensiones que se le soliciten, soportar los gradientes de temperatura que se den durante el funcionamiento en régimen del motor y, a su vez, ser lo más ligeros posible para minimizar las pérdidas del mecanismo. Para cada tipo de pieza, por lo tanto, se buscará el material más adecuado que cumpla con las solicitaciones de tensión, temperatura, ligereza, etc. que se planteen.

### 9.1 - Pistón

Se pueden fabricar de distintos materiales, siendo los más habituales el hierro, aleaciones de aluminio y aleaciones de acero. Para el caso de los motores radiales para aviación, el tipo de material más recomendable serían las aleaciones de aluminio, debido a su ligereza y a su alto coeficiente de transmisión de temperatura. Sin embargo, los pistones de aluminio presentan el inconveniente de que se dilatan más que los pistones de acero o fundición, por lo que se habrá de tener en cuenta a la hora de calcular la holgura del pistón y sus aros respecto del cilindro. En general, uno de los materiales más utilizados para la fabricación de pistones se trata del aluminio 4000, es decir, aleación de aluminio con silicio, entre otros.

### 9.2 - Biela maestra y bielas secundarias

Estas piezas, al ser las que previsiblemente mayores tensiones soportan, deben ser resistentes a altas tensiones. Para bielas de automóviles, se usan aceros templados para fabricarlas y, en ocasiones excepcionales, aleaciones de aluminio o titanio. Para el caso de motores de aviación, la ligereza de los componentes toma una importancia sustancial, por lo que la posibilidad de fabricar estas piezas con aleaciones de aluminio o titanio aumenta. Sin embargo, el alto precio de la materia prima de algunas aleaciones de aluminio y las de titanio hacen que la opción preferida por los fabricantes suele ser el acero.

### 9.3 - Cigüeñal

Se fabrican normalmente de acero al carbono, más concretamente en aceros al Cr-Ni-Mo. Este material proporciona al cigüeñal la rigidez necesaria para que no se

---

produzcan deformaciones que puedan afectar al correcto funcionamiento del motor. Generalmente, a la superficie de la pieza se le aplican tratamientos térmicos, como la cementación o la nitruración, para conferirle mayor resistencia al desgaste y mayor dureza.

## 9.4 - Cilindros y culatas

Cuando el peso de las piezas sea decisivo y la refrigeración se realice por convección con aire mediante aletas, se utilizarán aleaciones de aluminio con alto contenido en silicio, que favorecen esta transmisión de calor al exterior. Habitualmente, se realizan tratamientos superficiales en el interior del cilindro para favorecer el deslizamiento del pistón por su interior y para conseguir una mayor compatibilidad entre émbolo y cilindro.

## 9.5 - Pernos y pasadores

Suelen estar hechos de aceros de alta resistencia, capaces de soportar grandes tensiones de cortadura. A pesar de su pequeño tamaño, su resistencia a altas tensiones es crucial debido a su alta responsabilidad en el correcto funcionamiento del motor.

## 9.6 - Elementos del bloque motor

Habitualmente, estas piezas están fabricadas en materiales muy rígidos y con muy bajo coeficiente de dilatación térmico. Esto debe ser así debido a que tanto el mecanismo principal como el resto de elementos del motor irán montados sobre las piezas del bloque motor, por lo que alguna deformación de origen tensional o térmico puede producir fallos a corto y largo plazo en otras piezas durante el funcionamiento del motor. Estos materiales suelen ser aceros de alta resistencia o fundiciones grises.

# 10 – Análisis cinemático y dinámico del modelo mediante ANSYS

Una vez se tiene el modelo del motor junto con las condiciones de trabajo del mismo, se procede a realizar el análisis dinámico del motor mediante el software basado en el Método de Elementos Finitos (MEF), ANSYS.

Los productos *ANSYS* son desarrollados y comercializados por la compañía *ANSYS* Inc. (Swanson Analysis Systems Inc.) desde su fundación en 1970. Sus productos están orientados a la simulación ingenieril de sistemas para predecir cómo se comportará dicho sistema bajo ciertas condiciones de un entorno real.

En este estudio se hará uso de la herramienta *ANSYS Workbench* en su versión 18.1, que permite el análisis de estructuras o mecanismos.

## 10.1 - Pre-proceso

### 10.1.1 - Definición del mecanismo

La primera etapa de la consecución del análisis comienza con la definición del mecanismo a analizar. Para definir completamente el sistema mecánico en *ANSYS* se deberán definir las juntas cinemáticas (en inglés, joints) del mecanismo que se ha importado desde *CATIA V5*. Para ello, previamente se han suprimido de la geometría las piezas que no se van a considerar en este análisis, en este caso todas las piezas fijas o que sirvan como soporte (tapas, cilindros y culatas) a excepción del bloque motor, que se utilizará como referencia para establecer la trayectoria de los pistones.

En el mecanismo principal se establecerán las siguientes juntas cinemáticas:

- **Pistón - biela:** junta de revolución, es decir, permite la rotación en un eje. Habrá tantas juntas como bielas, en este caso 7 (6 bielas secundarias y una biela maestra).

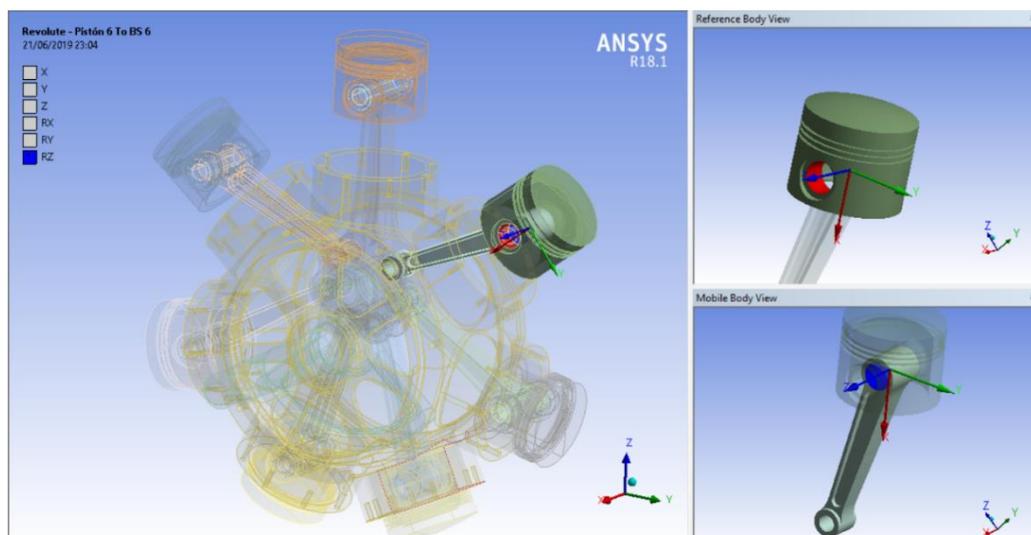


Ilustración 40: Creación de junta entre pistón y biela en ANSYS.

- **Pistón - bloque motor:** junta cilíndrica, es decir, permite la rotación y la traslación en un eje. Habrá tantas juntas como pistones, en este caso 7.

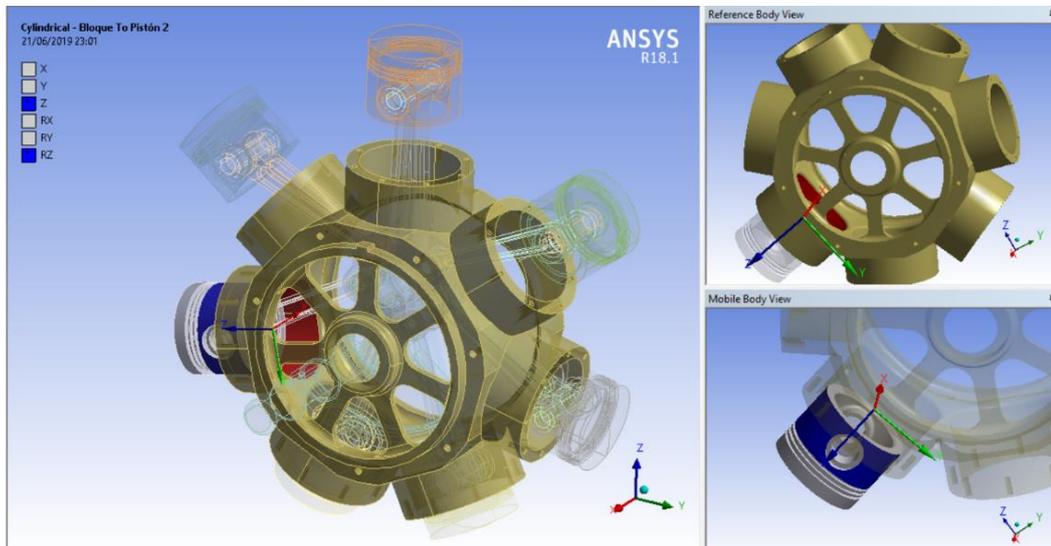


Ilustración 41: Creación de junta entre bloque y pistón en ANSYS.

- **Pistón - pasador:** junta de revolución. Habrá tantas juntas como pistones o pasadores, en este caso 7.
- **Biela secundaria - biela maestra:** junta de revolución. Habrá tantas juntas como bielas secundarias, en este caso 6.

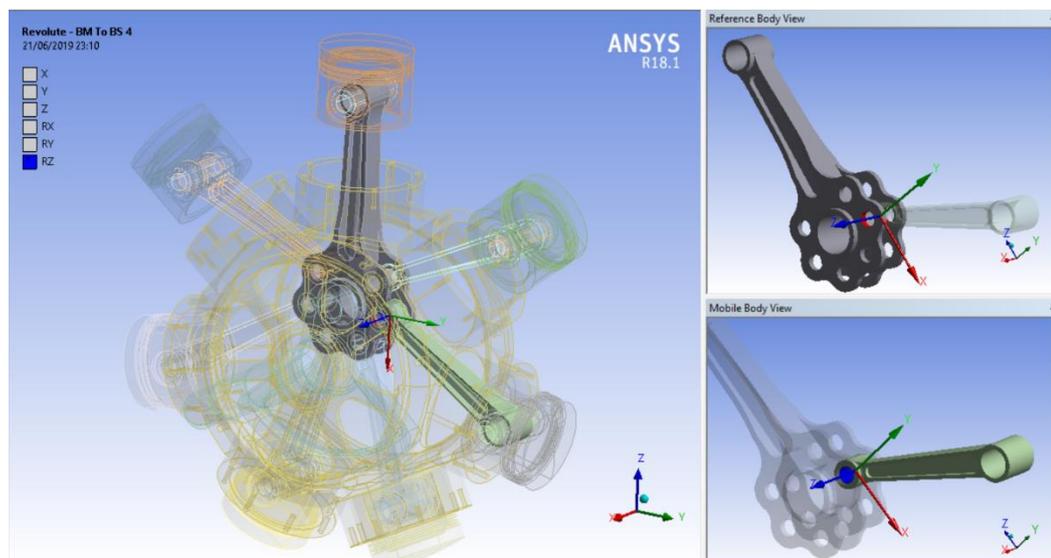


Ilustración 42: Creación de junta entre biela maestra y biela secundaria en ANSYS.

- **Biela secundaria - perno:** junta de revolución. Habrá tantas juntas como bielas secundarias o pernos, en este caso 6.

- **Cigüeñal - biela maestra:** junta de revolución. Habrá tan solo 1, como es evidente.

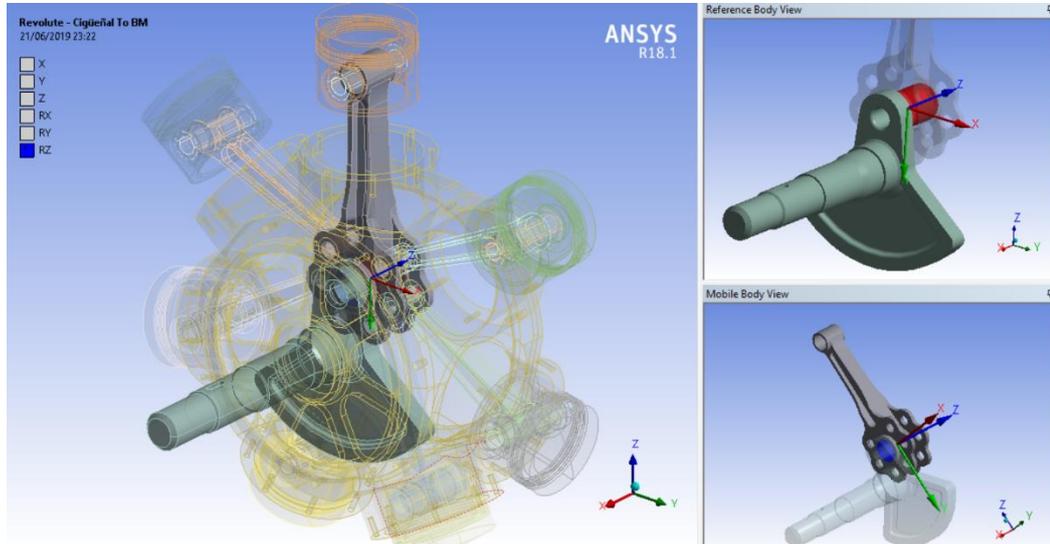


Ilustración 43: Creación de la junta entre cigüeñal y biela maestra en ANSYS.

- **Cigüeñal - fijo:** junta de revolución que hará que el eje del cigüeñal rote respecto al elemento fijo (también el bloque motor).
- **Bloque motor - fijo:** junta fija que sirva para fijar el bloque motor al elemento fijo.

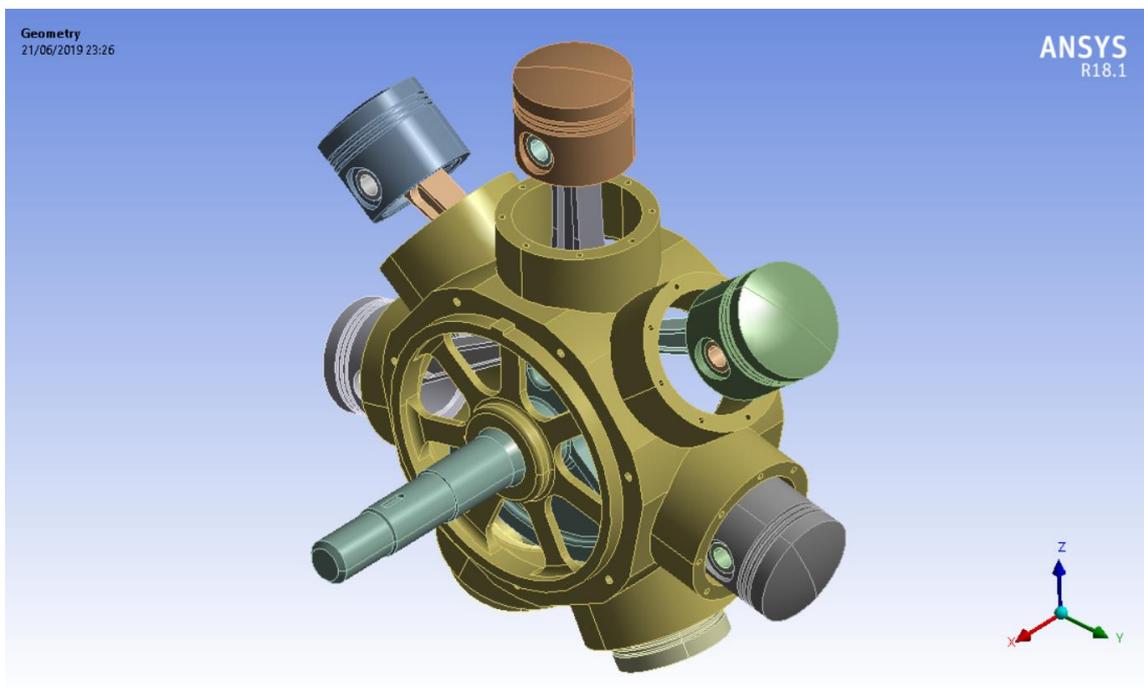


Ilustración 44: Representación del modelo en ANSYS.

---

## 10.1.2 - Definición de materiales para las piezas

*ANSYS* cuenta con una amplia gama de materiales con los que realizar el análisis en su herramienta *Workbench*. Para el análisis que ocupa este trabajo se ha optado por utilizar el material definido como 'Structural steel' (acero estructural) para todos los componentes salvo los pistones. Para los pistones se utilizará 'Aluminum alloy' (aleación de aluminio), material que se suele usar en estas piezas como se ha expuesto en el apartado '9 - Materiales para las piezas'. El único aspecto relevante para los análisis que se llevarán a la práctica, en cuanto a la elección de materiales, será la densidad de los mismos. El peso afectará en la inercia del mecanismo y, consecuentemente, en las tensiones obtenidas como resultado. La densidad del acero estructural de la librería de *ANSYS* es de  $7850 \text{ kg/m}^3$  y la de la aleación de aluminio de  $2770 \text{ kg/m}^3$ .

## 10.1.3 - Mallado de las piezas

La generación de la malla consiste en una aproximación discreta mediante nodos de la geometría. Estos nodos formarán elementos finitos que a su vez formarán la geometría de cada pieza. El mallado de las piezas, por lo tanto, será un aspecto relevante del pre-procesado del problema, ya que una malla que se ajuste de forma óptima a la geometría real dará unos resultados que se aproximen mejor a la realidad que una malla que no se adapte tan bien. Sin embargo, un número demasiado alto de nodos y elementos supondrá que el cálculo de la solución al problema se prolongue excesivamente en cuanto a su duración.

El mallado se realizará únicamente en los elementos que se consideren flexibles y que serán objeto de análisis de tensiones, en este caso las bielas y los pistones. El resto de piezas se considerarán rígidas en los análisis.

Para los 3 tipos de piezas (biela maestra, secundaria y pistón) se ha optado por aplicar 'Hex dominant method' al mallado. Este comando prioriza la generación de hexaedros en el mallado, lo que permitirá crear mallados más regulares que se adapten mejor a la geometría que se le plantea para este caso. Además, se ha especificado que estos elementos sean lineales para que el algoritmo de cálculo se simplifique y el cálculo sea menos costoso.

Por otro lado, se ha determinado un tamaño de elemento distinto para cada pieza e incluso para cada zona de una pieza en el caso de la biela maestra, debido a la

mayor complejidad de su geometría. Algunas zonas susceptibles a recibir altas tensiones y con geometrías curvadas se han mallado con un tamaño de elemento menor para conseguir una mayor adaptación de la malla a la geometría. En la siguiente tabla se muestra el tamaño de elemento utilizado.

GEOMETRÍA	TAMAÑO DE ELEMENTO (mm)
PISTÓN	12,5
BIELA SECUNDARIA	8
ZONA 1 DE LA BIELA MAESTRA	7,5
ZONA 2 DE LA BIELA MAESTRA	5
ZONA 3 DE LA BIELA MAESTRA	4
RESTO DE LA BIELA MAESTRA	10

Tabla 7: Tamaño de elemento del mallado para cada geometría.

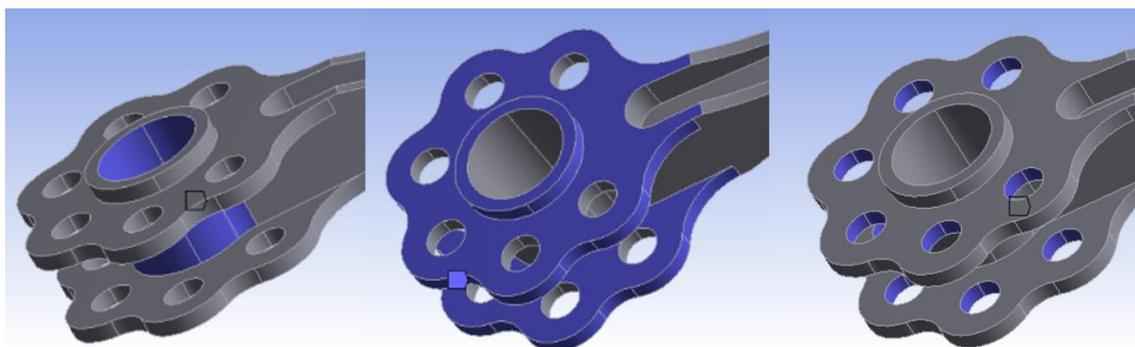


Ilustración 45: Zonas 1, 2 y 3 del mallado de la biela maestra, de izquierda a derecha.

Con los parámetros establecidos se han obtenido los siguientes mallados para cada pieza:

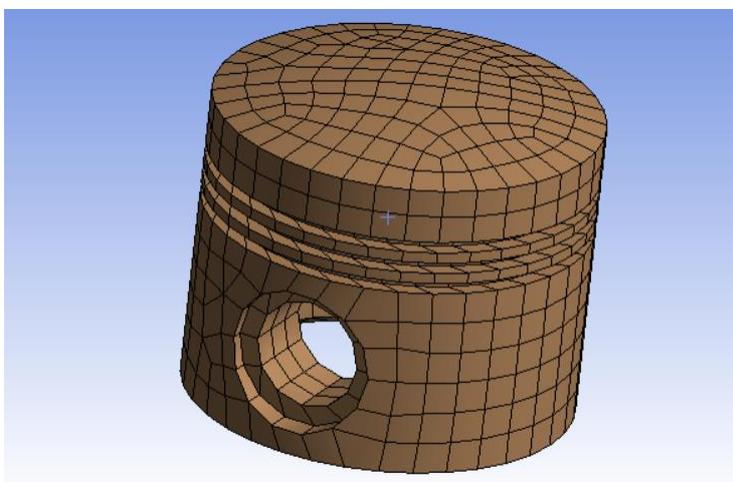
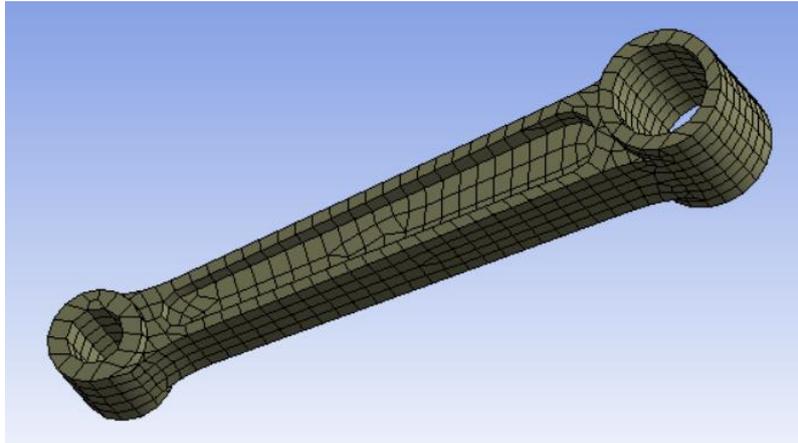
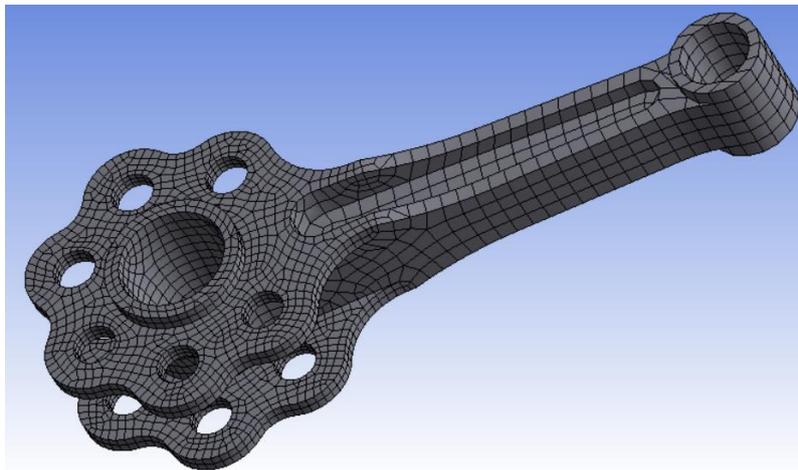


Ilustración 46: Mallado del pistón.



*Ilustración 47: Mallado de la biela secundaria.*

En la biela maestra se pueden apreciar las distintas zonas de mallado definidas anteriormente.



*Ilustración 48: Mallado de la biela maestra.*

## 10.2 – Proceso

### 10.2.1 – Determinación de la velocidad angular del cigüeñal

Para realizar una correcta simulación se ha de determinar la velocidad angular del eje del cigüeñal, aplicándola como una junta rotacional en el eje. Este aspecto, además, será necesario para introducir las presiones sobre los pistones, ya que los datos calculados son presiones respecto al ángulo de giro y ANSYS únicamente permite introducir las cargas en función del tiempo.

Como se ha mostrado en la Tabla 1, los motores radiales alcanzan su máximo rendimiento a una velocidad angular del eje relativamente baja en comparación con

otras configuraciones de MCIA. Se puede apreciar que las velocidades angulares máximas oscilan entre 2000 y 2500 rpm en la mayoría de modelos. Tomando estos datos como referencia, se han elegido 2 velocidades angulares distintas para elaborar dos análisis con los mismos parámetros, pero con distintas velocidades de giro. Se realizará un primer análisis a 1200 rpm y otro a 2000 rpm.

### 10.2.2 - Aplicación de cargas

Las únicas cargas externas que se aplicarán al mecanismo serán las presiones sobre la cabeza de los pistones. Estas cargas ya han sido definidas en el apartado '8 - Ciclo termodinámico de trabajo' tanto de forma numérica como gráfica. Únicamente se deberá cambiar la posición angular del eje por el instante de tiempo en el que ocurre cada punto de presión, en función de la velocidad angular del análisis correspondiente.

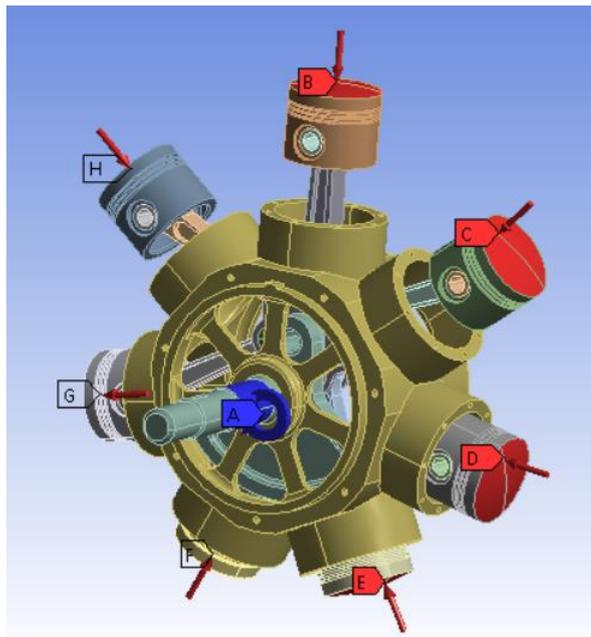


Ilustración 49: Aplicación de cargas y régimen de giro al mecanismo en ANSYS.

### 10.2.3 - Definición de los parámetros de cálculo de los análisis

Además de las sollicitaciones a aplicar al sistema mecánico, se han de definir otros parámetros de cálculo como el intervalo de tiempo ('time step') entre una posición de cálculo y la siguiente.

Para la simulación del mecanismo, ANSYS resuelve las ecuaciones de equilibrio del mecanismo de forma numérica. En este proceso calcula la posición, velocidad

---

y aceleración de los componentes que aseguran el equilibrio de las fuerzas de inercia, de las fuerzas aplicadas y, en caso de que existan piezas flexibles, de deformación. En primer lugar, ANSYS calcula los resultados para la posición inicial y cuando consigue en ella el equilibrio, incrementa el tiempo con un 'time step' para obtener la siguiente posición. En ese nuevo instante realiza los cálculos para obtener la posición, velocidad y aceleración de las piezas del mecanismo analizado y el valor de las fuerzas aplicadas para ese nuevo instante. Una vez más, ANSYS comprueba que el sistema esté en equilibrio para proceder a calcular la siguiente posición. En caso de que se produzca una falta de equilibrio, ANSYS toma un valor de intervalo de tiempo menor e itera hasta conseguir de nuevo el equilibrio. Por todo lo anterior, ANSYS dispone de unos límites para definir el intervalo de tiempo entre un instante de cálculo y el siguiente.

En primer lugar, se tiene el 'time step' máximo, que impide que el intervalo de tiempo entra una posición y la siguiente sea excesivo. Esto podría provocar que ANSYS no valorase variaciones en las condiciones de una posición a la siguiente y que no quedaran reflejadas en el resultado final, obteniendo así un resultado incorrecto que no se asemejase a las condiciones reales de funcionamiento del mecanismo. Por otro lado, podría suceder que el 'time step' alcance valores que supongan un cambio en las condiciones y que impidan la convergencia. Cuando ANSYS no encuentra la convergencia en el resultado, divide el 'time step' anterior a la mitad e intenta recalcular los resultados partiendo de la última posición en equilibrio.

En segundo lugar, ANSYS permite definir el 'time step' mínimo. Si el intervalo de tiempo es muy grande, puede no conseguirse la convergencia durante el cálculo, pero si el intervalo es muy pequeño, el programa calcularía un número excesivo de posiciones muchas de las cuales no tendrían interés debido a que las condiciones no cambian mucho entre ellas. Además, puede darse el caso de que el sistema no converja realmente y por más que se divida el 'time step' no se va a alcanzar el equilibrio, por más que se utilicen intervalos menores. Para ello, ANSYS cuenta con el 'time step' mínimo, para detener el proceso de cálculo en el momento en que el intervalo quede por debajo de ese valor.

Para valorar el intervalo de tiempo óptimo que se ha de definir, se han de tener en cuenta factores que puedan influir en que se produzcan cambios en el equilibrio del sistema, generalmente el ritmo de cambio de las fuerzas aplicadas sobre el mecanismo.

---

En caso de que estas fuerzas aplicadas sean cíclicas, se recomienda que se calculen al menos 25 posiciones por ciclo, aunque, como se comprobará más adelante, podría no ser suficiente. En este caso, el sistema mecánico recibe presiones cíclicas sobre los pistones, 7 en 2 vueltas para ser más exactos.

Para el caso del análisis cinemático a efectuar en ANSYS, tras varias pruebas realizadas se ha encontrado que lo más adecuado es definir un 'time step' máximo de  $10^{-3}$  segundos y un 'time step' mínimo de  $10^{-4}$  segundos, realizando el análisis para una vuelta de cigüeñal (0,05 segundos a 1200 rpm y 0,03 segundos a 2000rpm). El análisis cinemático solo requiere de una vuelta del cigüeñal, ya que los resultados obtenidos en la segunda vuelta serán idénticos a la primera. Esto no ocurre en el caso del análisis dinámico, ya que las piezas se consideran flexibles y el mecanismo recibe fuerzas aplicadas en forma de 7 ciclos de presión que se aplican a lo largo de dos vueltas. Asimismo, para este análisis no se ha tenido en cuenta la recomendación de las 25 posiciones por ciclo, dado que para realizar este no es necesario definir las fuerzas aplicadas.

En cuanto al análisis dinámico, se ha necesitado dividir el tiempo total a analizar en 1000 intervalos iguales para definir el 'time step' máximo. El análisis dinámico completo requerirá de dos vueltas del eje para que se complete el ciclo de combustiones en los cilindros, como ya se ha mencionado anteriormente. En el caso del análisis a 1200 rpm, el eje tardará 0,1 segundos en completar dos vueltas, por lo que el intervalo de tiempo máximo será de  $10^{-4}$  segundos. En el análisis a 2000 rpm, en cambio, tardará 0,06 segundos, siendo el tiempo máximo del intervalo  $6 \cdot 10^{-5}$  segundos. El tiempo de intervalo mínimo, en cambio, será 5 veces menor que el máximo, es decir,  $2 \cdot 10^{-5}$  s para 1200 rpm y  $12 \cdot 10^{-6}$  s para 2000 rpm.

Como se puede apreciar de los tiempos de intervalos del análisis dinámico, son mucho menores que los que se hubiesen definido en caso de seguir la recomendación de 25 posiciones por ciclo (serían 175 posiciones en 2 vueltas para este caso). Esto es así debido a que se realizaron múltiples pruebas previas a la obtención del resultado final, todas ellas sin éxito. Se utilizaron intervalos de tiempo máximos mayores y el cálculo no convergía, a pesar de que el intervalo mínimo fuera muy pequeño. Finalmente, dividiendo el tiempo de análisis en 1000 intervalos máximos, el sistema convergió tras casi 6h de análisis para cada velocidad angular del cigüeñal.

## 10.3 - Post-proceso

### 10.3.1 – Resultados del análisis cinemático

Para obtener estos resultados solo se ha requerido de lo establecido en los subapartados ‘10.1.1 - Definición del mecanismo’ y ‘10.2.1 – Determinación de la velocidad angular del cigüeñal’, ya que para poder hacer este análisis todos los elementos se considerarán rígidos (no tiene sentido el mallado) y no se considerarán las cargas sobre los pistones.

Los resultados más interesantes en cuanto a la cinemática del mecanismo son las posiciones, velocidades y aceleraciones de los pistones. En el apartado ‘5 - Análisis cinemático y funcionamiento del motor radial’ ya se expuso de forma gráfica la posición de los pistones en función del ángulo de giro tanto para la versión sin corrección del mecanismo como para la versión ya corregida. ANSYS en este aspecto no ha hecho más que corroborar el resultado obtenido analíticamente a partir de las ecuaciones de posición.

Para las velocidades de los pistones, se han construido dos gráficas representativas con los resultados obtenidos de los análisis a 1200 rpm y 2000 rpm mediante ANSYS. Las representaciones exponen los valores para una vuelta del cigüeñal. Los datos obtenidos a raíz del análisis se detallarán en el ‘Anexo II’.

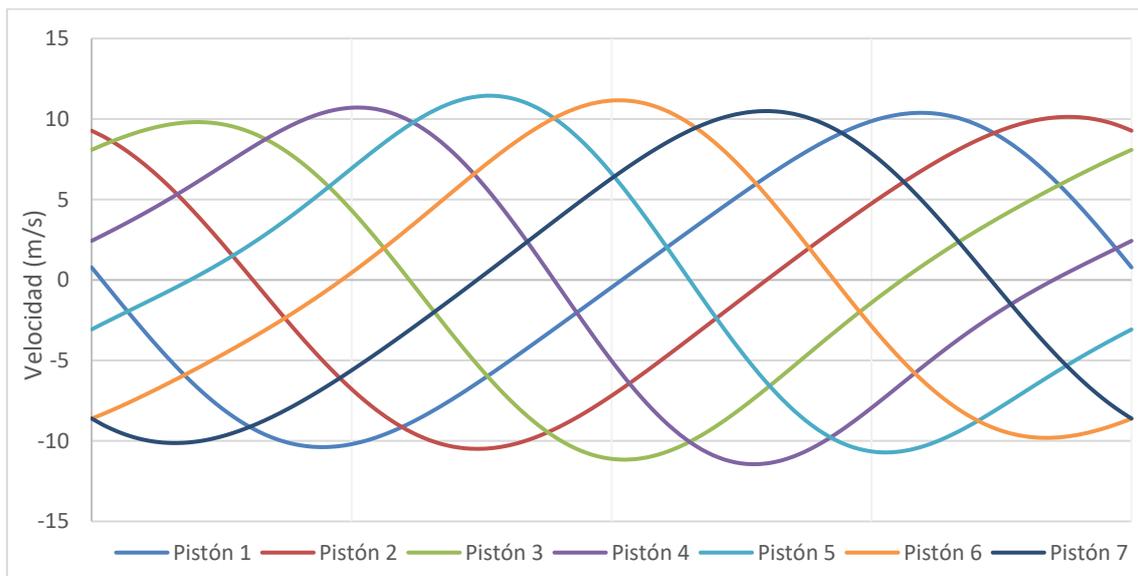


Ilustración 50: Representación gráfica de las velocidades de los pistones a lo largo de una vuelta del eje a 1200 rpm.

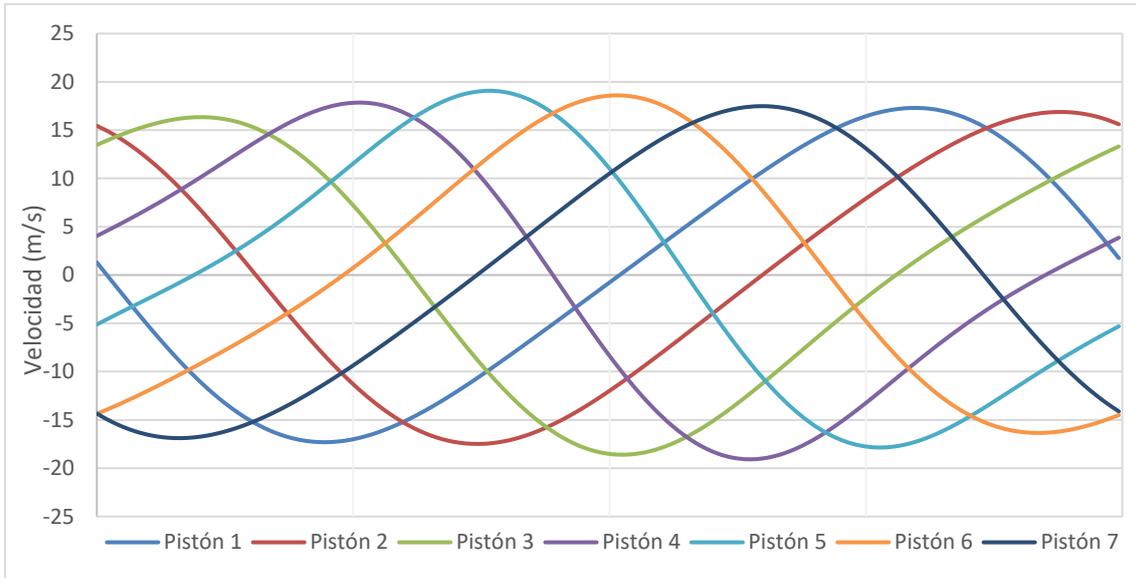


Ilustración 51: Representación gráfica de las velocidades de los pistones a lo largo de una vuelta del eje a 2000 rpm.

Al igual que para las velocidades, para las aceleraciones se han construido dos gráficas para el análisis a 1200 rpm y 2000 rpm. Los datos figurarán en el ‘Anexo II’.

Como nota, cabe mencionar que los sistemas de referencia utilizados tanto para el cálculo de la velocidad como el de la aceleración son sistemas de coordenadas fijos con el eje z perpendicular al plano de la cabeza de cada pistón, con el sentido del eje hacia el exterior del motor. Por lo tanto, los valores utilizados para realizar el gráfico son los valores obtenidos para el eje Z de cada sistema de referencia.

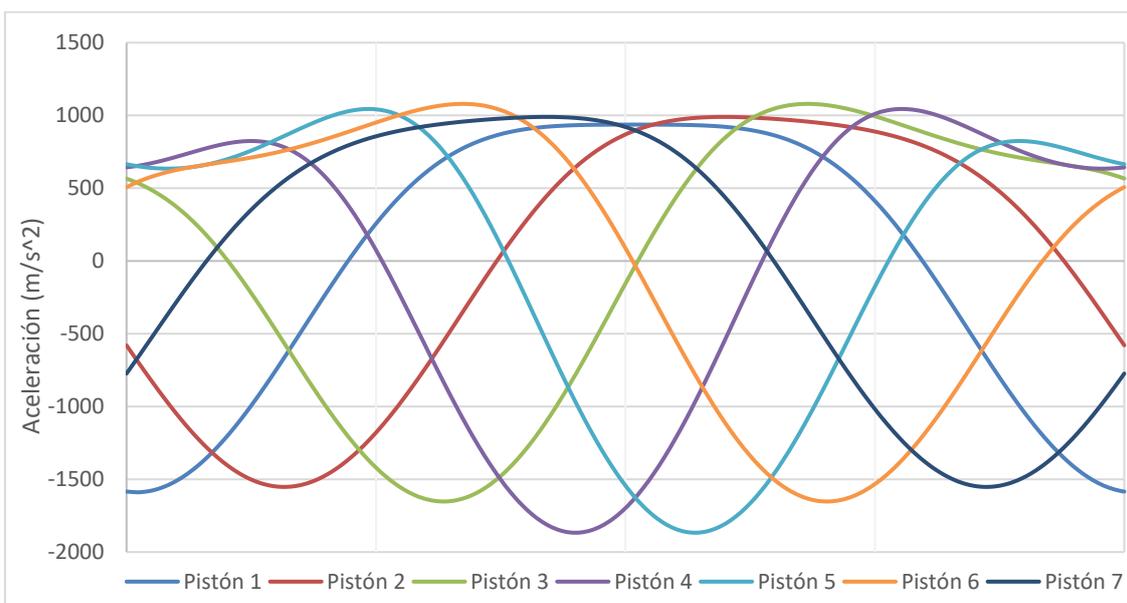


Ilustración 52: Representación gráfica de las aceleraciones de los pistones a lo largo de una vuelta del eje a 1200 rpm.

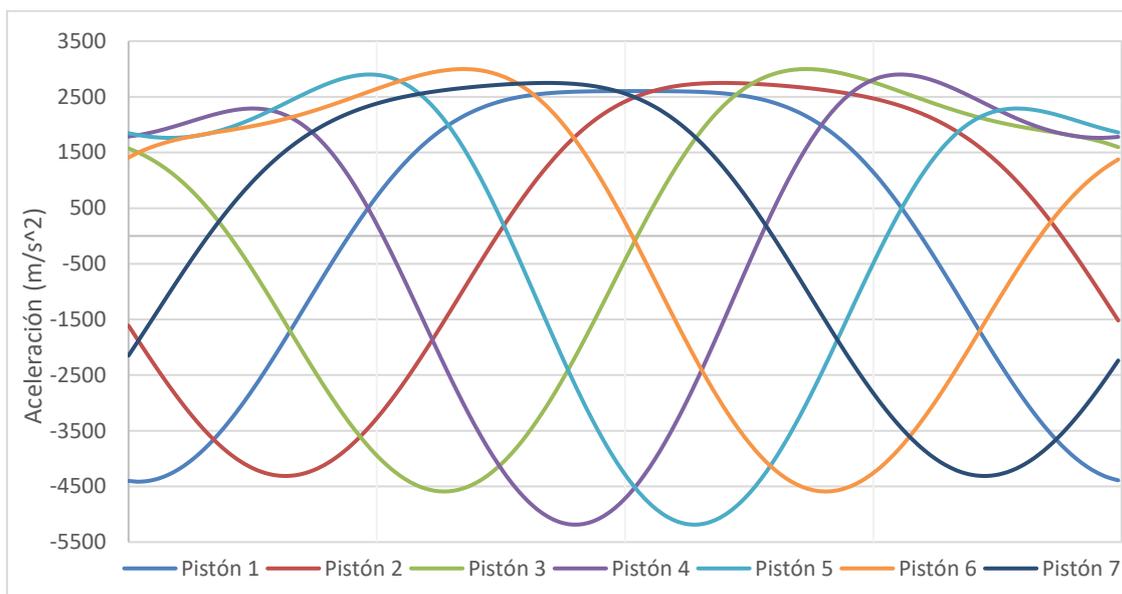


Ilustración 53: Representación gráfica de las aceleraciones de los pistones a lo largo de una vuelta del eje a 2000 rpm.

Estos resultados pueden ser interesantes para posteriores estudios acerca de las fuerzas de inercia del mecanismo, aspectos relacionados con el rozamiento entre pistón y cilindro, etc.

### 10.3.2 – Resultados del análisis dinámico

Considerando todos los aspectos del pre-proceso y proceso detallados anteriormente, se ha realizado un análisis dinámico en ANSYS con el que se han obtenido las tensiones a las que trabajarán las piezas a 1200 rpm y 2000 rpm. ANSYS permite visualizar los resultados mediante una representación a base de una gama de colores en el mismo modelo 3D, para cada instante del ciclo. Estos colores estarán acompañados de una leyenda que establece los rangos de tensiones para cada color. Mediante esta herramienta se pueden construir animaciones que muestran las zonas más comprometidas de las piezas en cuanto a tensiones se refiere. Para evaluar el valor de las tensiones se hará uso del criterio de la tensión equivalente de Von-Mises que ANSYS permite mostrar.

En primer lugar, se ha realizado una representación gráfica de las tensiones máximas de toda la geometría del mecanismo que se analiza (bielas y pistones) a 1200 rpm y 2000 rpm. Todos los valores obtenidos por ANSYS se detallarán en el 'Anexo III'.

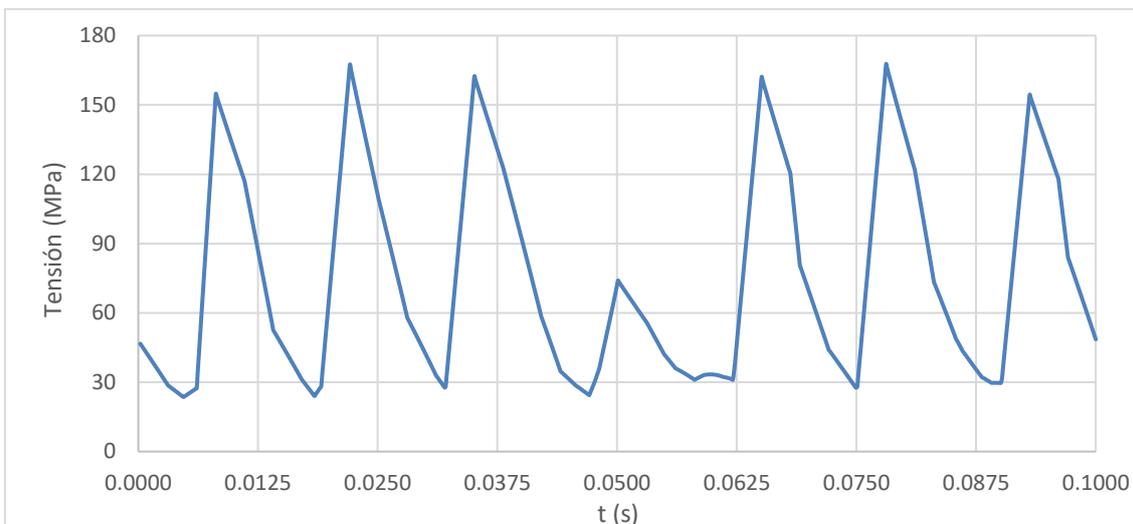


Ilustración 54: Representación de las tensiones máximas de Von-Mises a lo largo de un ciclo a 1200 rpm.

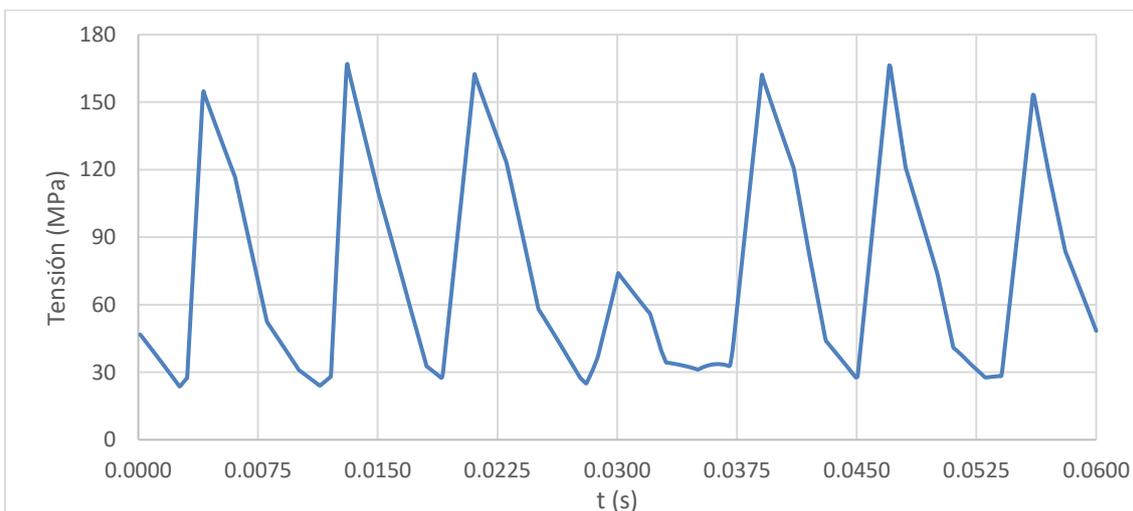


Ilustración 55: Representación de las tensiones máximas de Von-Mises a lo largo de un ciclo a 2000 rpm.

Como se puede apreciar en las gráficas, las tensiones máximas son muy similares entre los dos análisis a lo largo del ciclo. Esto se puede deber a que las tensiones máximas en el mecanismo son provocadas por las presiones ejercidas sobre los pistones, y, al ser estas iguales en ambos análisis, las tensiones máximas serán similares. Sin embargo, es posible que las ligeras diferencias entre los resultados de ambos análisis se deban a las tensiones provocadas por las fuerzas de inercia del mecanismo, que serán aparentemente mucho menores que las provocadas por la presión de los gases. Estas fuerzas serán mayores en el análisis a 2000 rpm que en el de 1200 rpm, ya que las fuerzas de inercia son proporcionales a las aceleraciones que sufren las piezas del mecanismo, y, como se ha comprobado para los pistones en el análisis cinemático anterior, las

aceleraciones a 2000 rpm son mucho mayores que a 1200 rpm. La influencia de las fuerzas de inercia se debería apreciar mayormente en instantes donde no se esté produciendo la combustión en ningún ciclo, aunque en este caso la diferencia es inapreciable.

Por otro lado, cada pico de tensión obtenido se corresponde a la combustión de los gases en cada uno de los cilindros, ya que los máximos de tensión coinciden en el tiempo/ángulo de giro con las máximas presiones aplicadas sobre los pistones. Además, el máximo de tensión correspondiente a la cuarta combustión del ciclo en ambas gráficas es considerablemente menor que el resto. Esto se debe a que la presión de los gases de esa combustión se ejerce sobre el pistón que va unido a la biela maestra y como la sección del cuerpo de la biela maestra es mayor que el de las bielas secundarias, las tensiones serán menores en este caso.

En la siguiente tabla se muestran los valores de tensión máximos obtenidos para cada combustión:

	Análisis a 1200 rpm		Análisis a 2000 rpm	
	$t$ (s)	$\sigma_{VM}$ max. (MPa)	$t$ (s)	$\sigma_{VM}$ max. (MPa)
Combustión 1	0,0080	154,75	0,00402	154,7
Combustión 2	0,0220	167,50	0,01302	166,92
Combustión 3	0,0350	162,37	0,021	162,37
Combustión 4	0,05	74,00	0,03	74,00
Combustión 5	0,0650	162,09	0,039	162,09
Combustión 6	0,0780	167,66	0,04698	166,3
Combustión 7	0,0930	154,39	0,05598	153,22

Tabla 8: Valores máximos de tensión equivalente de Von-Mises en toda la geometría, para un ciclo.

Comparando los valores máximos obtenidos con los valores de tensión máxima de fluencia y resistencia máxima del material que se utilice para cada pieza, se puede concluir que existirá un gran margen entre ellos. Las tensiones máximas no se dan en los pistones, reciben tensiones mucho menores como se expondrá más adelante, por lo que el material a tener en cuenta será el acero del que están hechas las bielas. El material 'Structural steel' de ANSYS indica que su límite elástico está en los 250 MPa, mientras que aceros al carbono de baja aleación (<6%) utilizados para piezas de alta responsabilidad como las bielas pueden alcanzar 900 MPa. Suponiendo, por lo tanto, que el límite elástico de las bielas fuese 900 MPa, el límite sería casi 6 veces mayor que

el valor máximo obtenido mediante ANSYS, es decir, contaría con un coeficiente de seguridad de alrededor de 6.

En segundo lugar, se analizarán los fotogramas referentes a los máximos de tensión correspondientes a cada combustión. De esta forma, se podrán detectar las zonas más críticas y, por ende, más susceptibles a fallar. En este caso, una vez se han analizado las tensiones máximas obtenidas, se puede afirmar que el fallo del mecanismo, en caso de que se produjese, no se producirá por fallo estático, sino por fatiga.

Debido a la similitud entre la representación de las tensiones en el modelo en los análisis a 1200 rpm y 2000 rpm, a lo largo de este capítulo únicamente se mostrarán imágenes extraídas del análisis a 2000 rpm.

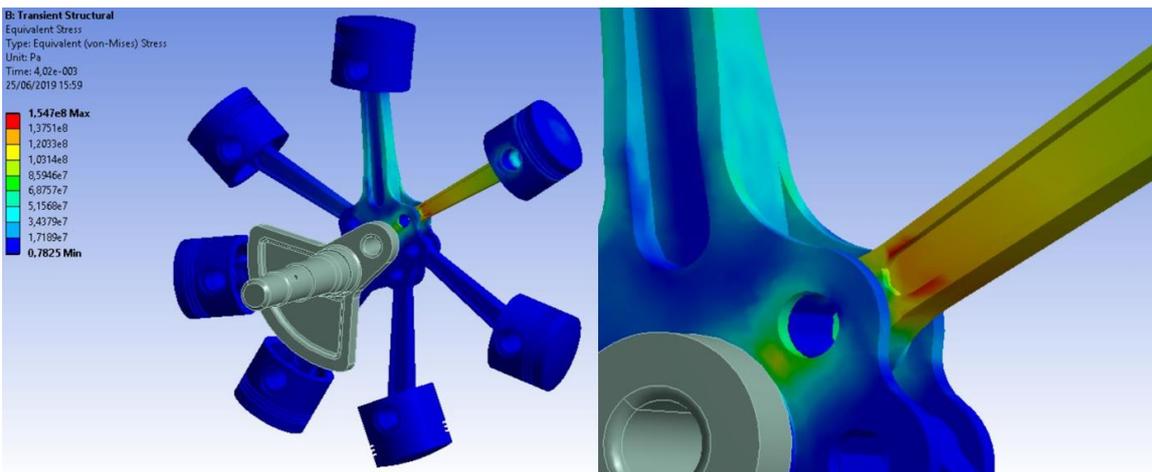


Ilustración 56: Vista general y detalle de la representación de las tensiones sobre la geometría en la combustión 1.

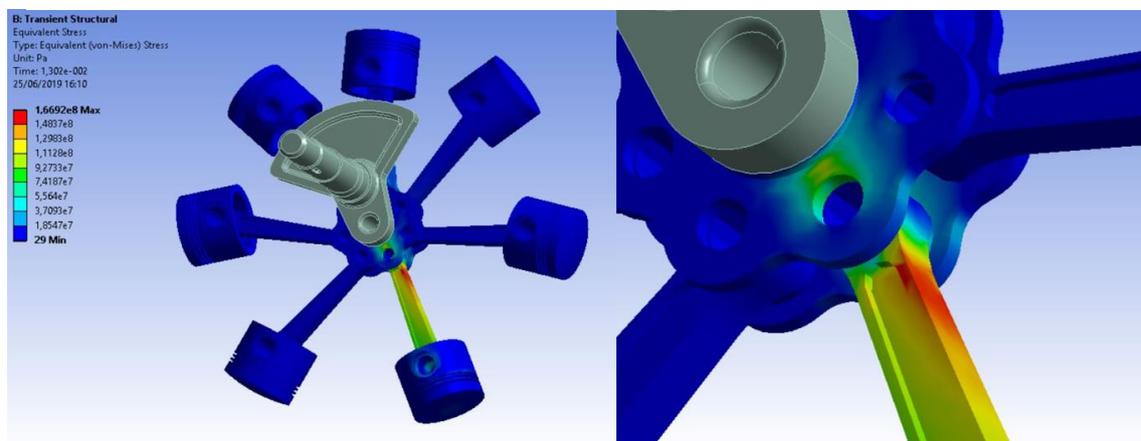


Ilustración 57: Vista general y detalle de la representación de las tensiones sobre la geometría en la combustión 2.

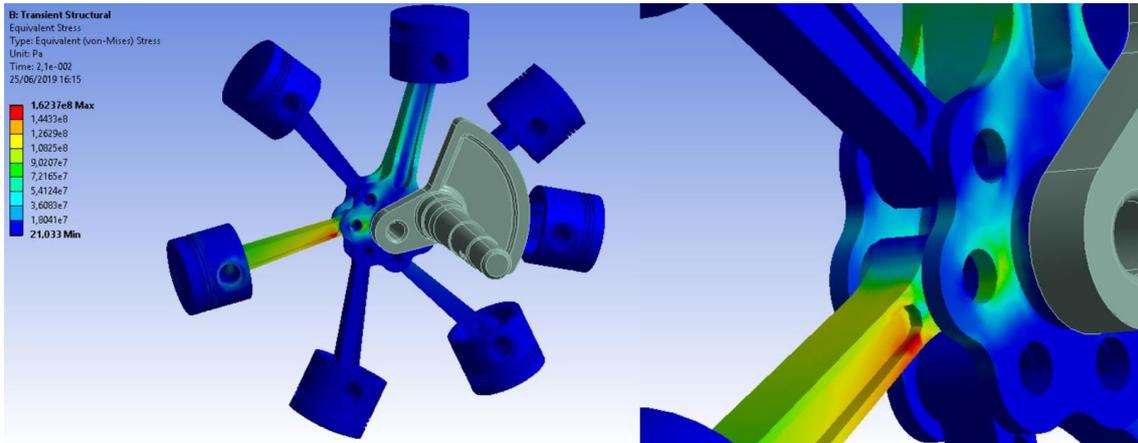


Ilustración 58: Vista general y detalle de la representación de las tensiones sobre la geometría en la combustión 3.

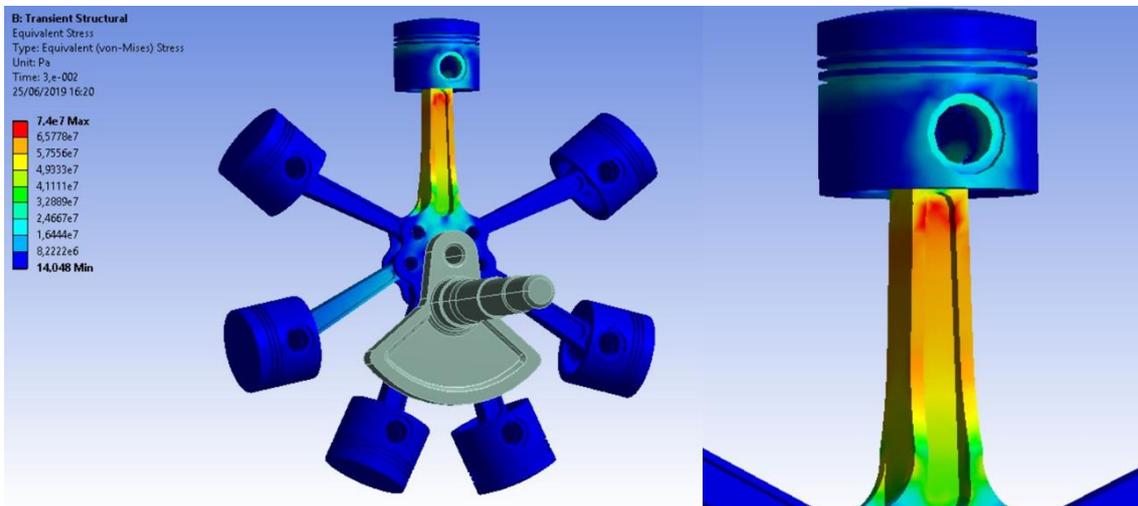


Ilustración 59: Vista general y detalle de la representación de las tensiones sobre la geometría en la combustión 4.

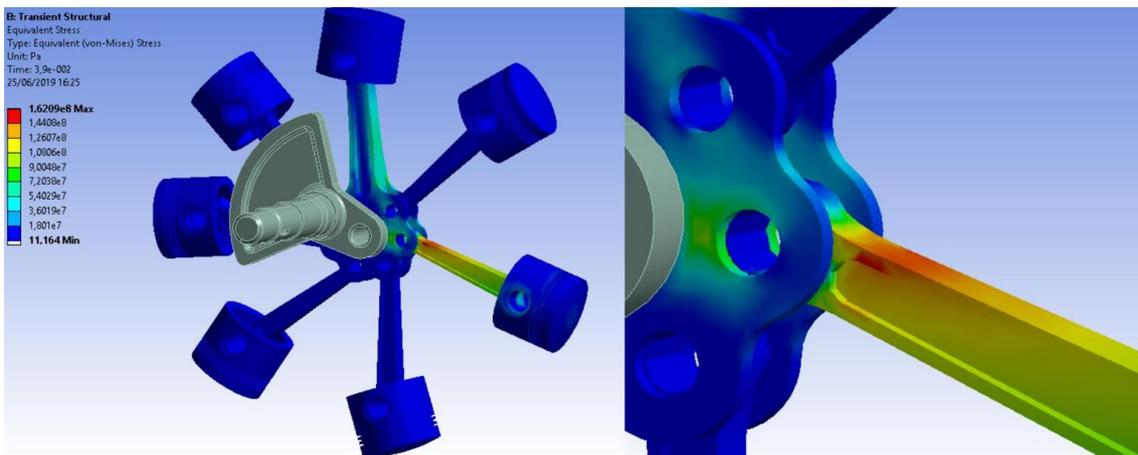
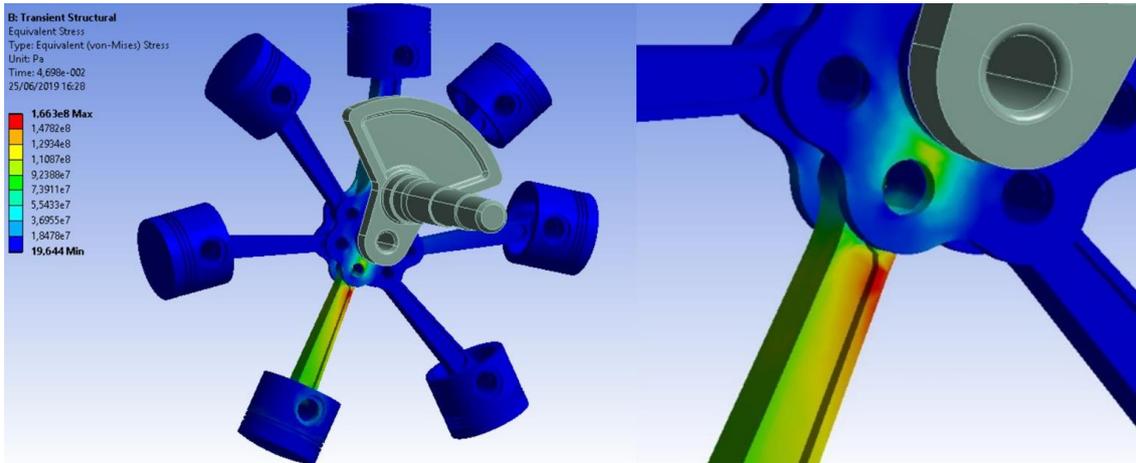
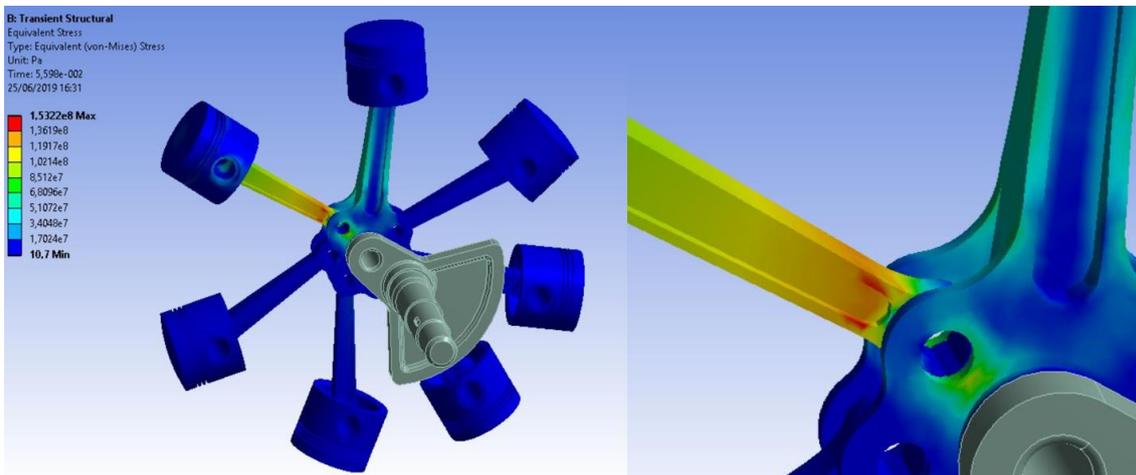


Ilustración 60: Vista general y detalle de la representación de las tensiones sobre la geometría en la combustión 5.



*Ilustración 61: Vista general y detalle de la representación de las tensiones sobre la geometría en la combustión 6.*



*Ilustración 62: Vista general y detalle de la representación de las tensiones sobre la geometría en la combustión 7.*

Tal y como se muestra en las ilustraciones, las máximas tensiones se producen en las proximidades de las cabezas de las bielas secundarias. Asimismo, en el caso de la cuarta combustión del ciclo, las tensiones que se producen en la biela maestra se generan en el cuerpo, concretamente en las zonas cercanas a la junta entre la misma y el pistón. De todos modos, las presiones que se producen en dicha biela son significativamente menores que las producidas en las bielas secundarias a lo largo del ciclo, de forma que las tensiones generadas en la biela maestra no serán especialmente relevantes a la hora de predecir el fallo.

Por otra parte, en las imágenes se observa cómo, cada vez que tiene lugar la combustión en cada uno de los pistones ligados a las bielas secundarias, se produce una flexión en el cuerpo de la biela maestra. Los valores de las tensiones generadas a consecuencia de estas flexiones no son excesivamente elevados equiparados con los

valores máximos de las bielas secundarias. No obstante, estos ciclos de flexión pueden ser importantes a la hora de efectuar un análisis de fatiga en la pieza, ya que estos serán más frecuentes que los ciclos de tensión sobre las bielas secundarias.

Para finalizar con el análisis de las imágenes anteriormente expuestas, cabe destacar que, en los orificios donde se realiza la unión de la biela maestra con las secundarias, se producirán tensiones a causa de los esfuerzos transmitidos desde los pistones en el momento de la combustión. Esas tensiones podrían provocar deformaciones permanentes en caso de que dichos esfuerzos alcanzasen el valor de la tensión de fluencia del material. Sin embargo, atendiendo a la leyenda que se muestra en el lado izquierdo de las imágenes, se observa claramente como, para el caso analizado, dichas tensiones son muy inferiores a la tensión límite de fluencia del material.

A continuación, se mostrarán capturas donde se pueden apreciar los gradientes de tensión que sufren los pistones en los momentos de presión máxima sobre su cabeza. En las capturas del conjunto presentadas previamente no se aprecian estas variaciones de tensión a lo largo de la geometría del pistón, ya que estas tensiones son bastante inferiores a las máximas y ANSYS engloba prácticamente todos los valores de estas en un mismo color. Por esta razón, se analizará por separado uno de los pistones, mostrando las imágenes correspondientes al instante de presión máxima sobre su cara superior.

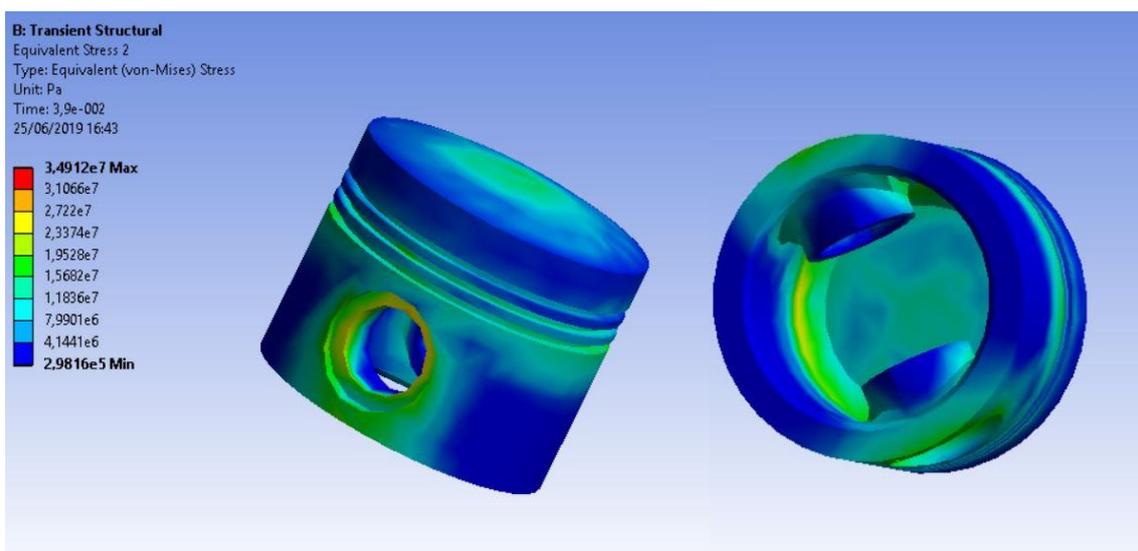


Ilustración 63: Vistas de la representación de las tensiones sobre el pistón en el momento de la combustión.

Como se aprecia en la figura mostrada, las máximas tensiones en los pistones se darán en la parte superior de los cilindros que sirven como eje al pasador que une el pistón con su correspondiente biela. Las tensiones máximas rondarán los 35 MPa en algunos puntos de dicha zona. Teniendo en cuenta que el material del que comúnmente están hechas estas piezas es el aluminio de la familia 4000 cuyo límite elástico ronda los 250 - 300 MPa, el límite será unas 8 veces mayor que las tensiones máximas que se generen.

## 11 - Conclusiones

A raíz del análisis, síntesis y diseño del mecanismo, se han extraído las siguientes conclusiones durante el desarrollo del presente trabajo:

- Como consecuencia del análisis cinemático del motor radial realizado en el apartado '5 - Análisis cinemático y funcionamiento del motor radial', se ha comprobado que el mecanismo de los motores radiales es mucho más complejo que el de otras configuraciones, como el motor en línea o en V. La complejidad de este mecanismo se puede apreciar con la engorrosa ecuación de posición que se obtiene para los pistones unidos a bielas secundarias. Asimismo, el error geométrico, que se manifiesta con PMS y PMI desiguales y con variaciones de ángulo dispares entre estos, no se puede corregir completamente, simplemente se puede mitigar su efecto. Estos aspectos pueden ser algunas de las razones por las cuales la popularidad de los motores radiales ha disminuido en cuanto a su implantación en pequeñas y medianas aeronaves.
- Las fórmulas y criterios experimentales de anchos, grosores, y otros parámetros constructivos del mecanismo son simplemente orientativos. La forma más eficaz para determinar las medidas idóneas es realizar un análisis de tensiones y comprobar su comportamiento dinámico.
- El factor limitante referente al rendimiento del motor estará determinado por las temperaturas que se alcancen en las piezas que forman el sistema cilindro – pistón y no por la inercia del mecanismo. A pesar de que las fuerzas de inercia aumentan a medida que aumenta la velocidad de giro del cigüeñal, las tensiones

---

generadas por la inercia del mecanismo no son significativas en comparación con las provocadas por la presión de los gases sobre los pistones.

- Los análisis dinámicos efectuados pueden servir para realizar un rediseño de algunas piezas, de forma que se puedan reforzar las zonas más críticas del mecanismo y aligerar otras zonas menos comprometidas para reducir el peso total del motor. Para el modelo analizado, las zonas más críticas son las zonas del cuerpo cercanas a la cabeza de las bielas secundarias, mientras que las zonas a aligerar podrían ser los espesores de la cabeza y el pie de las bielas.
- Se ha observado que el diseño de las bielas secundarias es contradictorio desde el punto de vista resistente. Que el cuerpo de estas bielas sea de mayor sección en la zona del agujero del émbolo sólo obedece a razones geométricas, por las restricciones de espacio que requiere conectarlas a la biela maestra, puesto que es en esta zona donde se producen las mayores tensiones.
- A pesar de las modificaciones que se puedan llevar a cabo en el modelo para mejorarlo, se puede considerar como válido el modelo diseñado y analizado en este trabajo. Las tensiones calculadas por ANSYS muestran valores muy inferiores a los límites elásticos de los materiales, límite a partir del cual se empiezan a producir deformaciones plásticas.
- Como se puede extraer de los análisis ejecutados en ANSYS, las tensiones máximas generadas en todo el mecanismo durante su funcionamiento apenas varían para diferentes velocidades angulares del cigüeñal.
- Dado que las tensiones máximas obtenidas mediante ANSYS son relativamente bajas, no se producirá el fallo estático en el modelo efectuado en este trabajo. En caso de que se produjese el fallo en el mecanismo del motor, se produciría por culpa del agrietamiento provocado por la fatiga en alguna pieza. Este fenómeno podría darse en las bielas secundarias o en la biela maestra. Las bielas secundarias presentan tensiones máximas más elevadas, pero la biela maestra recibe las 7 cargas que presenta cada ciclo de 2 vueltas, mientras que el resto de bielas solo reciben la presión que se aplica sobre el pistón que sostienen. Esta última conclusión da pie a una observación algo más extensa acerca de la fatiga de las piezas de este modelo.

---

En este proyecto se ha simulado un sistema mecánico relativamente complejo sometido a cargas variables con el tiempo, por lo que para definir el comportamiento estructural de los componentes del mecanismo ha sido necesario realizar un análisis dinámico. Para obtener resultados acerca de la resistencia de las piezas del mecanismo, en cambio, sería necesario efectuar un análisis de fatiga.

Para hacer un análisis estructural del conjunto mecánico como el que se ha realizado, ANSYS requiere hacer primero uno de sólido rígido, para después realizar un segundo análisis sobre el anterior en el que algunos componentes se comporten como sólidos deformables. Al tratarse de un sistema caracterizado por la alta rigidez de sus componentes y por las características de sus enlaces (el cigüeñal se apoya en varios elementos soporte y rodamientos), los resultados de la variación de las tensiones a lo largo del tiempo muestran el mismo número de máximos y mínimos que los que presentan las fuerzas de la combustión, con unas gráficas parecidas. Es decir, a causa de la rigidez del mecanismo, no hay fatiga vibratoria, aspecto que sería más complejo de analizar.

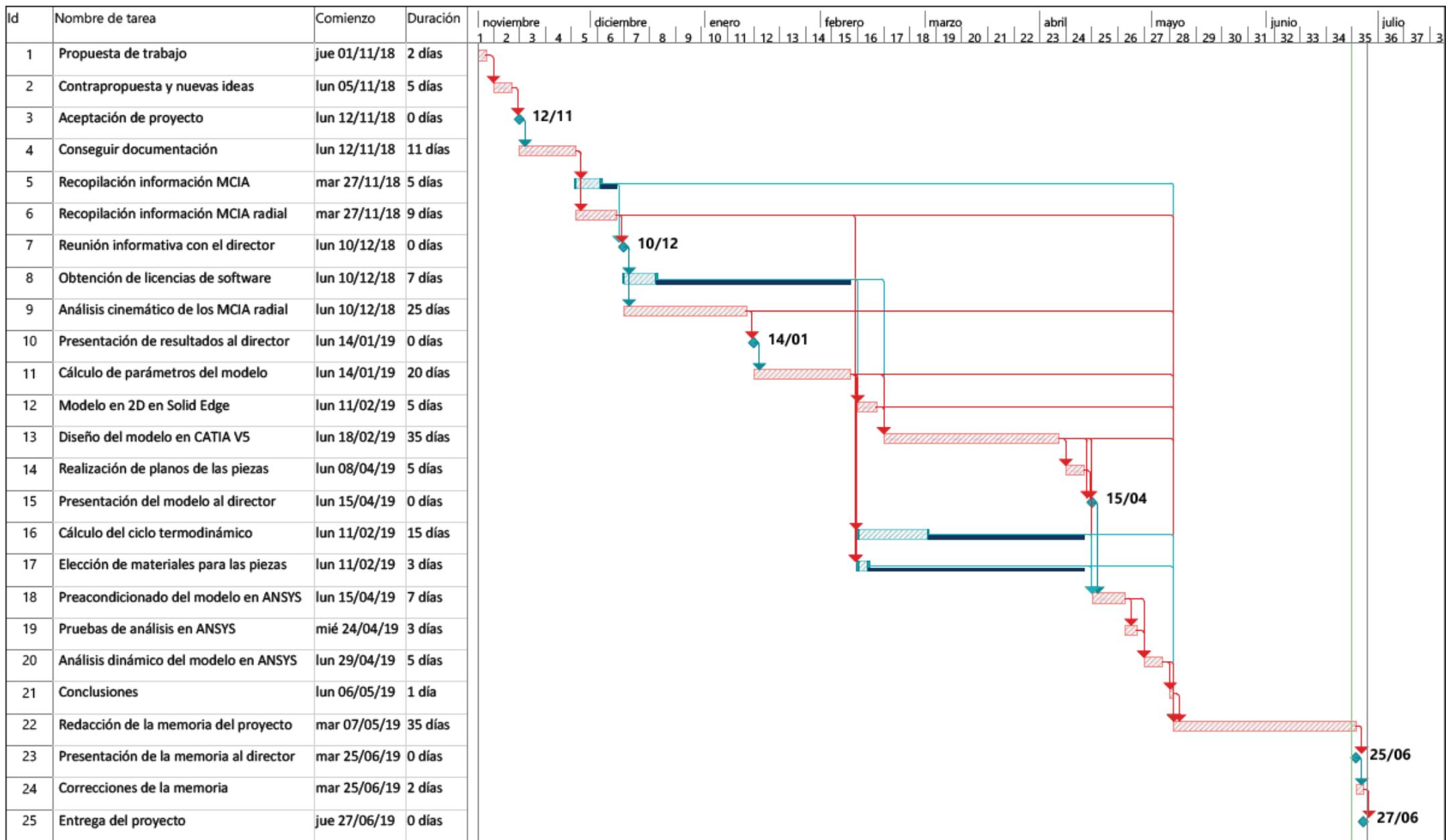
Luego, para analizar el comportamiento de las piezas principales a fatiga, sería suficiente con obtener la variación de la tensión a lo largo del tiempo en los puntos más críticos del sistema. Para ello, el comando 'Probe' de ANSYS permite obtener los resultados de las tensiones principales en un punto, y, a raíz de esto, se podría obtener el valor de las tensiones de Von Mises con signo. Con estos datos se puede analizar el comportamiento a fatiga de las piezas que lo requieran, aplicando los procedimientos de los métodos clásicos. Contando el número de ciclos que se producen en el tiempo simulado y calculando los máximos y los mínimos de las tensiones de von Mises con signo en estos puntos críticos, se puede calcular la duración para cada ciclo. Esto se conseguiría obteniendo la tensión alterna equivalente con el criterio de Soderberg en el diagrama de Haigh y la duración en el diagrama tensión duración. Una vez obtenidas las duraciones para cada ciclo, se aplicaría un criterio para obtener la duración total, siendo el criterio más extendido el criterio de Palmgren – Miner.

# Planificación

En este apartado se mostrará la planificación seguida para llevar a cabo la totalidad del proyecto.

El tema del trabajo fue asignado y acordado por ambas partes (autor y director del trabajo) a comienzos del cuarto trimestre del año 2018. Para el comienzo del proyecto se ha considerado, por lo tanto, elegir el día 1 de noviembre como punto de partida y la fecha programada como fin del proyecto sería la fecha de entrega del trabajo (27 de junio). Por lo tanto, la duración total del proyecto será de casi 35 semanas.

Mediante el Diagrama de Gantt que se presentará a continuación se pretende exponer, a grandes rasgos, los pasos seguidos para la consecución del presente trabajo. Este diagrama se ha realizado gracias al software *Microsoft Project*, en su versión del año 2018.



Planificación del proyecto		Hito inactivo		solo el comienzo		División crítica	
Tarea	[Hatched bar]	Hito inactivo	[Diamond]	solo el comienzo	[Blue bar]	División crítica	[Red hatched bar]
División	[Dotted bar]	Resumen inactivo	[Grey bar]	solo fin	[Blue bar]	Progreso	[Blue bar]
Hito	[Diamond]	Tarea manual	[Blue bar]	Tareas externas	[Grey bar]	Progreso manual	[Blue bar]
Resumen	[Black bar]	solo duración	[Blue bar]	Hito externo	[Diamond]	Margen de demora	[Blue bar]
Resumen del proyecto	[Grey bar]	Informe de resumen manual	[Blue bar]	Fecha límite	[Green arrow]		
Tarea inactiva	[White bar]	Resumen manual	[Black bar]	Tareas críticas	[Red hatched bar]		

---

# Presupuesto

Dado que el presente trabajo consiste en el análisis, síntesis y diseño de un motor, el presupuesto será simple y breve. La confección del presupuesto simplemente conllevará el cálculo de horas invertidas y costes de materiales como amortización de ordenadores, reprografía, documentación y licencias de software.

## Descripción de las horas invertidas

En primer lugar, se han de determinar las horas invertidas en el proyecto. Las horas totales empleadas en el desarrollo del proyecto han sido aproximadamente 425. La totalidad de estas horas empleadas se pueden dividir de forma aproximada en los siguientes grupos:

- Documentación, recopilación de información, estudio de mercado de los motores radiales, etc. → **35h**
- Cálculos del análisis cinemático y síntesis del mecanismo → **100h**
- Desarrollo del modelo en 2D *Solid Edge* → **15h**
- Desarrollo del modelo en 3D *CATIA V5* → **100h**
- Cálculo del ciclo termodinámico → **30h**
- Preacondicionado, desarrollo y obtención de resultados del problema en *ANSYS* → **45h**
- Redacción del documento de trabajo y realización de otros informes → **80h**
- Reuniones con el director del proyecto → **20h**

## Cálculo del coste de los recursos empleados

En segundo lugar, se realizará un cálculo del gasto asociado a las herramientas utilizadas a lo largo del proyecto. Las herramientas utilizadas y sus correspondientes costes son las siguientes:

- **Coste de amortización de los ordenadores** → Se han utilizado dos ordenadores cuyo precio asciende a 870 y 1000€. Teniendo en cuenta que el tiempo invertido en ordenadores se ha repartido aproximadamente en la mitad en cada uno, se

---

ha hecho una media y se ha calculado la amortización en base a una hora. Puesto que la vida estimada de cada uno de estos ordenadores oscila las 7.300 horas (4h al día de media aprox. durante 5 años), el valor de amortización total ronda los **0,13€/h.**

- **Coste de licencia de Solid Edge** → La licencia utilizada para el desarrollo del modelo en 2D es la de 'Solid Edge: Design and drafting', valorada en **102€/mes.**
- **Coste de licencia de CATIA V5** → El valor de la licencia varía en función de las necesidades de la empresa que lo requiera. Se ha considerado que en este caso el valor de compra de la licencia sea de 40.000€ y su mantenimiento anual de 12.000€. Suponiendo que la empresa use *CATIA* durante 30 años y cuente con 10 ordenadores con esta licencia, la amortización de la licencia y el uso de la misma dan un total de unos **111€/mes.**
- **Coste de licencia de ANSYS** → Al igual que en el caso de ANSYS, el valor de la licencia varía. Para este caso se ha considerado un valor de compra de 50.000€ y un mantenimiento de 14.000€ al año. Considerando que esta licencia también se use por 30 años en 10 ordenadores, el coste sería de **131€/mes**
- **Coste de licencia de Microsoft Office Enterprise** → Aquí se engloban tanto la licencia de Word como la de Excel empleadas en el desarrollo de este trabajo. El coste para empresa de estas licencias es de **8,8€/mes.**
- **Coste de licencia de Microsoft Project** → El valor de la licencia de Microsoft Project completa para empresa suponen un coste de 1509€. Suponiendo que la licencia se vaya a usar durante 30 años, el coste sería de **4,2€/mes**
- **Reprografía y material de oficina** → Este coste incluye el coste de impresión, fotocopia y demás útiles de oficina. El coste estimado es de **40€.**
- **Tasa horaria de ingeniero junior** → **25€/h.**
- **Tasa horaria de ingeniero senior** → **40€/h.**

## Presupuesto final

Con lo expuesto hasta ahora se ha confeccionado el siguiente presupuesto final del proyecto:

### PRESUPUESTO

Concepto	Unidades	Uds.	Coste unitario	TOTAL
<b>Horas internas</b>				<b>11.425,00 €</b>
Ingeniero junior	h	425	25,00 €	10.625,00 €
Ingeniero senior	h	20	40,00 €	800,00 €
<b>Amortizaciones</b>				<b>2.908,65 €</b>
Ordenadores	h	405	0,13 €	52,65 €
Licencia Solid Edge	mes	8	102,00 €	816,00 €
Licencia CATIA V5	mes	8	111,00 €	888,00 €
Licencia ANSYS	mes	8	131,00 €	1.048,00 €
Licencia Microsoft Office	mes	8	8,80 €	70,40 €
Licencia Microsoft Project	mes	8	4,20 €	33,60 €
<b>Gastos</b>				<b>40,00 €</b>
Material oficina y reprografía				40,00 €
<b>COSTES DIRECTOS</b>				<b>14.373,65 €</b>
Costes indirectos	7%			1.006,16 €
<b>SUBTOTAL</b>				<b>15.379,81 €</b>
Imprevistos	10%			1.537,98 €
<b>TOTAL</b>				<b>16.917,79 €</b>

---

# Bibliografía

## Bibliografía de contenidos

- [1] C. Fayette Taylor (1971). *Aircraft propulsión: a review of the evolution of aircraft piston engines*. Washington, EEUU. *National Air and Space Museum*, Smithsonian Institution.
- [2] Dante Giacosa (1965). *Motori endotermici (motores endotérmicos)*. Milán, Italia.
- [3] Konrad Pietrykowski, Tytus Tulwin (2017). *The nonuniformity of the piston motion of the radial engine*. Polonia. Department of Thermodynamics, Fluid Mechanics and Aviation Propulsion Systems, Faculty of Mechanical Engineering, Lublin University of Technology.
- [4] F. Payri, M. Muñoz y otros (2011). *Motores de combustión interna alternativos*. Valencia, España. Universitat Politècnica de València.
- [5] F. Gossiau (1929). *Mathematical and experimental investigation of heat control and power increase in air-cooled aircraft engines*. Washington, EEUU. National Advisory Committee for Aeronautics (NACA).
- [6] R. S. Khurmi y J. K. Gupta (2005). *A textbook of machine design*. India.
- [7] Departamento de aeronáutica de la escuela técnica superior de ingenieros aeronáuticos. *Introducción a motores aeronáuticos - Arquitectura de motores alternativos*. Madrid, España. Universidad Politécnica de Madrid.
- [8] Departamento de aeronáutica de la facultad de ingeniería (2014). *Motores alternativos: ciclos ideales corregidos*. La plata, Argentina. Universidad Nacional de La Plata.
- [9] Alfonso Hernández. *Cinemática de mecanismos. Análisis y diseño*. Bilbao, España. Facultad de ingeniería industrial de la Universidad del País Vasco.
- [10] Yunus A. Çengel (1997). *Heat and mass transfer. Fundamentals and applications*. Nevada, EEUU. University of Nevada, Reno.

- [11] V. Ganesan (1994). *Internal combustion engines. Chennai, India. Indian Institute of Technology Madras.*
- [12] [http://laplace.us.es/wiki/index.php/Caso\\_pr%C3%A1ctico\\_de\\_ciclo\\_Otto](http://laplace.us.es/wiki/index.php/Caso_pr%C3%A1ctico_de_ciclo_Otto)
- [13] <https://www.factoriadeingenieros.com/motor-radial-o-estrella/>
- [14] <https://demotor.net/motores-termicos>
- [14] <https://www.geniolandia.com/13150428/pistones-de-tapas-planas-vs-pistones-abovedados>

---

## Bibliografía de imágenes

A continuación, se expondrá el origen de las imágenes del presente trabajo. La fuente de las ilustraciones que no figuren en la siguiente lista será la del propio autor de este trabajo.

Ilustración 1 → Fuente: Dante Giacosa (1965). *Motori endotermici (imagen modificada por autor)*.

Ilustración 2 → Fuente: F. Payri, M. Muñoz y otros (2011). *Motores de combustión interna alternativos*.

Ilustración 3 → F. Payri, M. Muñoz y otros (2011). *Motores de combustión interna alternativos*.

Ilustración 4 → Fuente: <https://greatbustardsflight.blogspot.com/2018/02/motores-de-pistones-i.html>

Ilustración 5 → Fuente: <http://www.ottw.es/ottw/portfolio-item.php?idmoto=4664>

Ilustración 6 → Fuente: C. Fayette Taylor (1971). *Aircraft propulsión: a review of the evolution of aircraft piston engines*.

Ilustración 7 → Fuentes: <https://www.flickr.com/photos/chaparralbrad/19022575138>

[https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Bristol\\_Pegasus\\_XXI\\_2012-01-18.jpg](https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Bristol_Pegasus_XXI_2012-01-18.jpg)

<https://acesflyinghigh.wordpress.com/2016/03/28/restoring-an-avro-anson-2016-update/>

<http://www.aviation-history.com/engines/r1340.htm>

Ilustración 8 → Fuente: <https://www.flickr.com/photos/11308754@N08/9592193997>

Ilustración 10 → Fuente: <https://www.factoriadeingenieros.com/motor-radial-o-estrella/>

Ilustración 35 → Fuente: Departamento de máquinas térmicas de la UPV/EHU. Diapositivas acerca de instalaciones de producción de potencia mediante gas.

Ilustración 36 → Fuente: Dante Giacosa (1965). *Motori endotermici*

Ilustración 37 → Fuente: Dante Giacosa (1965). *Motori endotermici*

## ANEXO I: Datos termodinámicos

Valores de presión en función del ángulo de giro del cigüeñal para los pistones correspondientes a las bielas secundarias.

<i>Pistón 2</i>					<i>Pistón 3</i>				
$\theta$	$X$	$V$	$P$		$\theta$	$X$	$V$	$P$	
0	0,00	0,00	0,947	3,768	0	0,00	282,01	2,047	1,496
20	0,35	375,10	0,614	6,613	20	0,35	307,04	1,662	1,485
32,3	0,56	384,14	0,475	9,233	40	0,70	334,10	1,246	1,403
52,3	0,91	390,00	0,385	48,114	60	1,05	359,67	0,852	1,261
72,3	1,26	384,07	0,476	36,489	86,5	1,51	383,87	0,479	1,009
100	1,75	358,52	0,870	16,684	106,5	1,86	390,00	0,385	0,900
120	2,09	331,77	1,281	10,078	126,5	2,21	383,64	0,483	0,797
140	2,44	302,80	1,727	6,835	140	2,44	372,56	0,654	0,734
160	2,79	275,75	2,144	5,163	160	2,79	348,12	1,030	0,659
180	3,14	253,76	2,482	4,267	180	3,14	318,15	1,491	0,612
210,1	3,67	233,79	2,790	3,666	200	3,49	287,87	1,957	0,601
230,1	4,02	230,00	2,848	0,700	220	3,84	261,92	2,357	0,625
240	4,19	230,92	2,834	1,003	240	4,19	243,20	2,645	0,682
260	4,54	238,28	2,721	1,199	260	4,54	232,69	2,807	0,766
280	4,89	252,66	2,499	1,359	277	4,83	230,00	2,848	0,900
300	5,24	273,31	2,181	1,463	300	5,24	234,50	2,779	0,930
320	5,59	298,79	1,789	1,500	320	5,59	245,04	2,617	1,005
340	5,93	326,69	1,360	1,464	340	5,93	261,05	2,370	1,143
360	6,28	353,49	0,947	1,360	360	6,28	282,01	2,047	1,383
380	6,63	375,10	0,614	1,201	380	6,63	307,04	1,662	1,813
400	6,98	387,76	0,419	1,005	400	6,98	334,10	1,246	2,638
412,3	7,20	390,00	0,385	0,900	420	7,33	359,67	0,852	4,324
440	7,68	378,78	0,558	0,761	446,5	7,79	383,87	0,479	9,131
460	8,03	358,52	0,870	0,678	466,5	8,14	390,00	0,385	48,116
480	8,38	331,77	1,281	0,622	486,5	8,49	383,64	0,483	35,844
500	8,73	302,80	1,727	0,600	500	8,73	372,56	0,654	24,184
520	9,08	275,75	2,144	0,614	520	9,08	348,12	1,030	13,393
540	9,42	253,76	2,482	0,663	540	9,42	318,15	1,491	8,276
560	9,77	238,60	2,716	0,740	560	9,77	287,87	1,957	5,811
590,1	10,30	230,00	2,848	0,900	580	10,12	261,92	2,357	4,565
600	10,47	230,92	2,834	0,906	600	10,47	243,20	2,645	3,929
620	10,82	238,28	2,721	0,956	617	10,77	233,75	2,790	3,665
640	11,17	252,66	2,499	1,067	637	11,12	230,00	2,848	0,700
660	11,52	273,31	2,181	1,274	657	11,47	233,42	2,795	1,105
680	11,87	298,79	1,789	1,648	680	11,87	245,04	2,617	1,309
700	12,22	326,69	1,360	2,355	700	12,22	261,05	2,370	1,435
720	12,57	353,49	0,947	3,768	720	12,57	282,01	2,047	1,496

<i>Pistón 4</i>				
$\theta$	$X$	$V$	$P$	
0	0,00	235,88	2,757	0,939
20	0,35	246,14	2,600	1,014
40	0,70	262,14	2,353	1,154
60	1,05	284,39	2,011	1,416
80	1,40	311,92	1,587	1,926
100	1,75	341,44	1,132	2,986
120	2,09	367,71	0,728	5,302
136,5	2,38	382,95	0,494	8,791
156,5	2,73	390,00	0,385	48,115
180	3,14	380,28	0,535	31,401
200	3,49	358,46	0,870	16,661
220	3,84	328,85	1,326	9,637
240	4,19	297,43	1,810	6,433
260	4,54	269,71	2,237	4,885
280	4,89	249,07	2,554	4,111
309,8	5,41	232,72	2,806	3,638
329,8	5,76	230,00	2,848	0,700
349,8	6,11	232,63	2,807	1,105
360	6,28	235,88	2,757	1,202
380	6,63	246,14	2,600	1,361
400	6,98	262,14	2,353	1,465
420	7,33	284,39	2,011	1,500
440	7,68	311,92	1,587	1,463
460	8,03	341,44	1,132	1,358
480	8,38	367,71	0,728	1,198
500	8,73	385,16	0,459	1,002
516,5	9,01	390,00	0,385	0,900
540	9,42	380,28	0,535	0,780
560	9,77	358,46	0,870	0,693
580	10,12	328,85	1,326	0,632
600	10,47	297,43	1,810	0,602
620	10,82	269,71	2,237	0,608
640	11,17	249,07	2,554	0,650
660	11,52	236,31	2,751	0,722
689,8	12,04	230,00	2,848	0,900
700	12,22	230,72	2,837	0,905
720	12,57	235,88	2,757	0,939

<i>Pistón 5</i>				
$\theta$	$X$	$V$	$P$	
0	0,00	235,88	2,757	3,721
10,6	0,19	232,53	2,809	3,633
30,6	0,53	230,00	2,848	0,700
50,6	0,88	232,83	2,804	1,105
80	1,40	249,07	2,554	1,356
100	1,75	269,71	2,237	1,462
120	2,09	297,43	1,810	1,500
140	2,44	328,85	1,326	1,466
160	2,79	358,46	0,870	1,364
180	3,14	380,28	0,535	1,205
203,5	3,55	390,00	0,385	0,900
220	3,84	385,16	0,459	0,815
240	4,19	367,71	0,728	0,722
260	4,54	341,44	1,132	0,650
280	4,89	311,92	1,587	0,608
300	5,24	284,39	2,011	0,602
320	5,59	262,14	2,353	0,632
340	5,93	246,14	2,600	0,693
360	6,28	235,88	2,757	0,780
390,6	6,82	230,00	2,848	0,900
400	6,98	230,61	2,839	0,904
420	7,33	236,31	2,751	0,942
440	7,68	249,07	2,554	1,037
460	8,03	269,71	2,237	1,233
480	8,38	297,43	1,810	1,623
500	8,73	328,85	1,326	2,432
520	9,08	358,46	0,870	4,204
543,5	9,49	382,92	0,494	8,782
563,5	9,83	390,00	0,385	48,115
583,5	10,18	382,95	0,494	34,838
600	10,47	367,71	0,728	21,012
620	10,82	341,44	1,132	11,835
640	11,17	311,92	1,587	7,633
660	11,52	284,39	2,011	5,611
680	11,87	262,14	2,353	4,573
700	12,22	246,14	2,600	4,018
720	12,57	235,88	2,757	3,721

<i>Pistón 6</i>				
$\theta$	$X$	$V$	$P$	
0	0,00	282,01	2,047	0,612
20	0,35	261,05	2,370	0,659
40	0,70	245,04	2,617	0,734
60	1,05	234,50	2,779	0,830
83	1,45	230,00	2,848	0,900
100	1,75	232,69	2,807	0,918
120	2,09	243,20	2,645	0,991
140	2,44	261,92	2,357	1,152
160	2,79	287,87	1,957	1,466
180	3,14	318,15	1,491	2,088
200	3,49	348,12	1,030	3,379
220	3,84	372,56	0,654	6,102
233,5	4,08	383,64	0,483	9,044
253,5	4,42	390,00	0,385	48,116
273,5	4,77	383,87	0,479	36,186
300	5,24	359,67	0,852	17,137
320	5,59	334,10	1,246	10,457
340	5,93	307,04	1,662	7,187
360	6,28	282,01	2,047	5,481
380	6,63	261,05	2,370	4,531
400	6,98	245,04	2,617	3,984
423	7,38	233,42	2,795	3,656
443	7,73	230,00	2,848	0,700
463	8,08	233,75	2,790	1,105
480	8,38	243,20	2,645	1,261
500	8,73	261,92	2,357	1,403
520	9,08	287,87	1,957	1,485
540	9,42	318,15	1,491	1,496
560	9,77	348,12	1,030	1,435
580	10,12	372,56	0,654	1,309
600	10,47	387,09	0,430	1,134
613,5	10,71	390,00	0,385	0,900
640	11,17	379,41	0,548	0,766
660	11,52	359,67	0,852	0,682
680	11,87	334,10	1,246	0,625
700	12,22	307,04	1,662	0,601
720	12,57	282,011	2,047	0,612

<i>Pistón 7</i>				
$\theta$	$X$	$V$	$P$	
0	0,00	353,49	0,947	14,932
20	0,35	326,69	1,360	9,331
40	0,70	298,79	1,789	6,531
60	1,05	273,31	2,181	5,047
80	1,40	252,66	2,499	4,229
109,9	1,92	233,73	2,791	3,664
129,9	2,27	230,00	2,848	0,700
149,9	2,62	233,79	2,790	1,105
160	2,79	238,60	2,716	1,201
180	3,14	253,76	2,482	1,360
200	3,49	275,75	2,144	1,464
220	3,84	302,80	1,727	1,500
240	4,19	331,77	1,281	1,463
260	4,54	358,52	0,870	1,359
287,7	5,02	384,07	0,476	1,127
307,7	5,37	390,00	0,385	0,900
327,7	5,72	384,14	0,475	0,797
340	5,93	375,10	0,614	0,740
360	6,28	353,49	0,947	0,663
380	6,63	326,69	1,360	0,614
400	6,98	298,79	1,789	0,600
420	7,33	273,31	2,181	0,622
440	7,68	252,66	2,499	0,678
460	8,03	238,28	2,721	0,761
489,9	8,55	230,00	2,848	0,900
500	8,73	230,96	2,833	0,907
520	9,08	238,60	2,716	0,958
540	9,42	253,76	2,482	1,077
560	9,77	275,75	2,144	1,303
580	10,12	302,80	1,727	1,725
600	10,47	331,77	1,281	2,543
620	10,82	358,52	0,870	4,210
647,7	11,30	384,07	0,476	9,207
667,7	11,65	390,00	0,385	48,114
687,7	12,00	384,14	0,475	36,590
700	12,22	375,10	0,614	26,207
720	12,57	353,49	0,947	14,932

## ANEXO II: Resultados del análisis cinemático

**Velocidades** de los pistones para cada instante calculadas en ANSYS a 1200 rpm para 1 vuelta completa (0,05 s).

<i>t (s)</i>	<i>Pistón 1</i>	<i>Pistón 2</i>	<i>Pistón 3</i>	<i>Pistón 4</i>	<i>Pistón 5</i>	<i>Pistón 6</i>	<i>Pistón 7</i>
0,00000	0,78	9,27	8,08	2,43	-3,07	-8,62	-8,60
0,00050	-0,01	8,96	8,36	2,75	-2,74	-8,35	-8,97
0,00075	-0,41	8,78	8,49	2,92	-2,58	-8,22	-9,13
0,00102	-0,84	8,58	8,63	3,10	-2,41	-8,06	-9,29
0,00131	-1,29	8,34	8,78	3,29	-2,22	-7,90	-9,45
0,00161	-1,77	8,08	8,92	3,50	-2,03	-7,72	-9,60
0,00193	-2,26	7,80	9,06	3,71	-1,83	-7,53	-9,73
0,00224	-2,74	7,49	9,19	3,93	-1,63	-7,34	-9,84
0,00256	-3,23	7,15	9,31	4,16	-1,42	-7,14	-9,94
0,00289	-3,72	6,80	9,43	4,40	-1,22	-6,93	-10,02
0,00322	-4,20	6,42	9,53	4,64	-1,01	-6,72	-10,08
0,00355	-4,67	6,03	9,62	4,89	-0,79	-6,51	-10,11
0,00389	-5,14	5,61	9,69	5,15	-0,57	-6,28	-10,13
0,00423	-5,60	5,17	9,75	5,41	-0,34	-6,06	-10,13
0,00457	-6,05	4,71	9,79	5,68	-0,11	-5,83	-10,10
0,00492	-6,48	4,24	9,81	5,96	0,13	-5,60	-10,06
0,00526	-6,89	3,75	9,81	6,24	0,37	-5,36	-10,00
0,00561	-7,29	3,25	9,78	6,53	0,62	-5,12	-9,92
0,00597	-7,67	2,73	9,74	6,82	0,88	-4,87	-9,81
0,00632	-8,03	2,20	9,67	7,11	1,15	-4,62	-9,69
0,00668	-8,37	1,66	9,57	7,40	1,42	-4,36	-9,56
0,00704	-8,68	1,11	9,45	7,69	1,71	-4,10	-9,40
0,00740	-8,97	0,55	9,29	7,99	2,00	-3,84	-9,23
0,00776	-9,24	-0,01	9,11	8,28	2,31	-3,56	-9,04
0,00813	-9,48	-0,58	8,90	8,56	2,62	-3,28	-8,84
0,00850	-9,69	-1,16	8,66	8,84	2,95	-3,00	-8,62
0,00888	-9,88	-1,73	8,39	9,12	3,29	-2,70	-8,38
0,00926	-10,04	-2,31	8,08	9,38	3,65	-2,40	-8,13
0,00964	-10,17	-2,89	7,74	9,63	4,01	-2,09	-7,87
0,01003	-10,27	-3,47	7,36	9,86	4,39	-1,76	-7,59
0,01042	-10,34	-4,04	6,95	10,07	4,78	-1,43	-7,30
0,01083	-10,38	-4,61	6,50	10,26	5,19	-1,08	-6,99
0,01123	-10,38	-5,17	6,01	10,42	5,61	-0,72	-6,67
0,01165	-10,35	-5,73	5,48	10,55	6,04	-0,34	-6,33
0,01208	-10,29	-6,27	4,91	10,65	6,49	0,05	-5,97
0,01252	-10,20	-6,80	4,31	10,70	6,94	0,46	-5,60
0,01296	-10,06	-7,31	3,66	10,71	7,41	0,90	-5,21
0,01343	-9,89	-7,80	2,96	10,66	7,88	1,35	-4,81
0,01390	-9,68	-8,27	2,23	10,56	8,36	1,82	-4,38
0,01439	-9,44	-8,71	1,45	10,38	8,83	2,33	-3,94
0,01490	-9,15	-9,12	0,63	10,14	9,30	2,85	-3,47
0,01542	-8,82	-9,48	-0,23	9,80	9,75	3,40	-2,99
0,01596	-8,46	-9,80	-1,12	9,39	10,17	3,98	-2,48
0,01651	-8,05	-10,07	-2,03	8,87	10,55	4,57	-1,96
0,01708	-7,62	-10,27	-2,95	8,27	10,88	5,18	-1,42
0,01765	-7,16	-10,41	-3,88	7,58	11,15	5,80	-0,86
0,01823	-6,67	-10,48	-4,78	6,81	11,33	6,42	-0,30
0,01881	-6,17	-10,49	-5,65	5,96	11,43	7,02	0,27
0,01910	-5,92	-10,46	-6,07	5,51	11,45	7,32	0,55
0,01945	-5,61	-10,41	-6,56	4,96	11,43	7,67	0,89
0,01984	-5,25	-10,33	-7,10	4,31	11,38	8,06	1,28
0,02028	-4,86	-10,21	-7,65	3,57	11,26	8,47	1,71
0,02074	-4,44	-10,04	-8,21	2,75	11,08	8,89	2,17
0,02122	-3,99	-9,83	-8,75	1,88	10,82	9,30	2,64
0,02172	-3,53	-9,58	-9,25	0,97	10,48	9,69	3,14

0,02223	-3,06	-9,29	-9,71	0,02	10,06	10,05	3,64
0,02274	-2,58	-8,95	-10,12	-0,94	9,56	10,37	4,15
0,02327	-2,09	-8,59	-10,46	-1,92	8,99	10,64	4,66
0,02379	-1,60	-8,19	-10,74	-2,88	8,34	10,87	5,17
0,02432	-1,10	-7,77	-10,95	-3,83	7,63	11,03	5,67
0,02485	-0,61	-7,32	-11,09	-4,75	6,86	11,13	6,16
0,02538	-0,11	-6,86	-11,15	-5,64	6,03	11,16	6,65
0,02591	0,38	-6,38	-11,15	-6,49	5,16	11,12	7,12
0,02644	0,88	-5,89	-11,08	-7,29	4,25	11,02	7,57
0,02697	1,38	-5,39	-10,95	-8,03	3,30	10,84	8,01
0,02750	1,87	-4,88	-10,75	-8,72	2,34	10,59	8,42
0,02803	2,37	-4,36	-10,49	-9,33	1,35	10,27	8,80
0,02856	2,87	-3,84	-10,18	-9,87	0,36	9,88	9,16
0,02909	3,36	-3,32	-9,82	-10,34	-0,63	9,42	9,48
0,02963	3,86	-2,79	-9,41	-10,73	-1,62	8,90	9,76
0,03016	4,35	-2,26	-8,97	-11,03	-2,59	8,32	10,01
0,03070	4,85	-1,72	-8,48	-11,26	-3,54	7,67	10,21
0,03124	5,34	-1,19	-7,97	-11,39	-4,46	6,97	10,35
0,03179	5,83	-0,65	-7,43	-11,45	-5,35	6,22	10,45
0,03234	6,31	-0,11	-6,86	-11,41	-6,20	5,42	10,49
0,03290	6,79	0,43	-6,27	-11,30	-6,99	4,57	10,47
0,03346	7,25	0,98	-5,67	-11,10	-7,73	3,69	10,39
0,03403	7,71	1,53	-5,06	-10,82	-8,40	2,77	10,23
0,03461	8,15	2,08	-4,43	-10,47	-9,00	1,82	10,01
0,03520	8,57	2,64	-3,80	-10,04	-9,52	0,84	9,71
0,03580	8,97	3,20	-3,16	-9,56	-9,96	-0,14	9,33
0,03640	9,33	3,76	-2,53	-9,02	-10,30	-1,13	8,88
0,03701	9,65	4,31	-1,90	-8,43	-10,53	-2,10	8,34
0,03762	9,92	4,86	-1,29	-7,82	-10,67	-3,05	7,74
0,03793	10,03	5,13	-0,99	-7,51	-10,70	-3,51	7,42
0,03829	10,15	5,44	-0,64	-7,13	-10,71	-4,04	7,01
0,03870	10,25	5,79	-0,25	-6,71	-10,68	-4,62	6,53
0,03914	10,33	6,16	0,16	-6,25	-10,60	-5,22	5,98
0,03960	10,38	6,54	0,58	-5,77	-10,47	-5,82	5,38
0,04008	10,38	6,92	1,01	-5,28	-10,30	-6,40	4,73
0,04057	10,34	7,30	1,43	-4,78	-10,07	-6,95	4,04
0,04105	10,25	7,66	1,84	-4,30	-9,80	-7,45	3,33
0,04154	10,11	8,00	2,24	-3,83	-9,50	-7,91	2,60
0,04179	10,02	8,17	2,44	-3,59	-9,34	-8,12	2,23
0,04208	9,89	8,36	2,68	-3,32	-9,14	-8,36	1,78
0,04241	9,73	8,57	2,94	-3,02	-8,90	-8,61	1,27
0,04278	9,53	8,79	3,22	-2,69	-8,63	-8,85	0,71
0,04317	9,28	9,01	3,52	-2,36	-8,33	-9,08	0,11
0,04357	8,99	9,22	3,82	-2,01	-8,00	-9,29	-0,53
0,04400	8,65	9,42	4,13	-1,67	-7,66	-9,46	-1,18
0,04443	8,26	9,60	4,45	-1,33	-7,30	-9,60	-1,84
0,04487	7,83	9,76	4,76	-0,99	-6,94	-9,71	-2,50
0,04532	7,35	9,90	5,08	-0,66	-6,57	-9,78	-3,17
0,04578	6,83	10,01	5,39	-0,33	-6,20	-9,81	-3,83
0,04624	6,27	10,08	5,71	-0,01	-5,82	-9,80	-4,47
0,04671	5,67	10,13	6,03	0,31	-5,45	-9,75	-5,11
0,04719	5,02	10,13	6,34	0,63	-5,08	-9,67	-5,72
0,04768	4,33	10,09	6,66	0,95	-4,71	-9,55	-6,32
0,04818	3,60	10,00	6,98	1,27	-4,34	-9,40	-6,89
0,04869	2,83	9,86	7,31	1,60	-3,97	-9,21	-7,43
0,04923	2,01	9,66	7,63	1,93	-3,60	-8,99	-7,95
0,04978	1,14	9,40	7,96	2,29	-3,22	-8,73	-8,43
0,05000	0,79	9,27	8,08	2,43	-3,07	-8,62	-8,60

**Velocidades** de los pistones para cada instante calculadas en ANSYS a 2000 rpm para 1 vuelta completa (0,03 s).

<i>t (s)</i>	<i>Pistón 1</i>	<i>Pistón 2</i>	<i>Pistón 3</i>	<i>Pistón 4</i>	<i>Pistón 5</i>	<i>Pistón 6</i>	<i>Pistón 7</i>
0,00000	1,31	15,45	13,47	4,05	-5,12	-14,36	-14,34
0,00025	0,20	15,02	13,86	4,50	-4,66	-14,00	-14,85
0,00038	-0,35	14,79	14,05	4,72	-4,44	-13,81	-15,08
0,00052	-0,97	14,50	14,25	4,98	-4,18	-13,59	-15,33
0,00067	-1,66	14,17	14,47	5,27	-3,90	-13,35	-15,58
0,00084	-2,39	13,78	14,70	5,58	-3,61	-13,08	-15,82
0,00101	-3,15	13,36	14,92	5,92	-3,30	-12,79	-16,05
0,00120	-3,94	12,88	15,15	6,26	-2,98	-12,49	-16,26
0,00138	-4,73	12,38	15,36	6,63	-2,65	-12,17	-16,44
0,00157	-5,52	11,83	15,55	7,00	-2,32	-11,84	-16,59
0,00176	-6,31	11,24	15,74	7,39	-1,98	-11,51	-16,71
0,00196	-7,11	10,62	15,90	7,79	-1,63	-11,16	-16,80
0,00216	-7,89	9,96	16,04	8,21	-1,27	-10,80	-16,86
0,00236	-8,66	9,26	16,16	8,63	-0,90	-10,43	-16,89
0,00256	-9,42	8,53	16,25	9,07	-0,53	-10,06	-16,88
0,00277	-10,16	7,77	16,32	9,52	-0,14	-9,67	-16,83
0,00297	-10,87	6,98	16,35	9,98	0,25	-9,28	-16,76
0,00318	-11,56	6,17	16,34	10,45	0,66	-8,89	-16,65
0,00339	-12,22	5,33	16,30	10,93	1,08	-8,48	-16,51
0,00360	-12,85	4,46	16,22	11,41	1,51	-8,07	-16,34
0,00381	-13,44	3,58	16,10	11,89	1,95	-7,65	-16,14
0,00403	-14,00	2,68	15,93	12,38	2,41	-7,23	-15,90
0,00424	-14,52	1,76	15,72	12,87	2,89	-6,79	-15,64
0,00446	-15,00	0,83	15,46	13,36	3,38	-6,35	-15,36
0,00468	-15,44	-0,11	15,16	13,84	3,89	-5,89	-15,04
0,00490	-15,84	-1,06	14,80	14,32	4,42	-5,43	-14,70
0,00512	-16,19	-2,02	14,39	14,79	4,97	-4,95	-14,33
0,00535	-16,50	-2,98	13,93	15,24	5,54	-4,46	-13,94
0,00557	-16,76	-3,95	13,41	15,67	6,13	-3,95	-13,52
0,00581	-16,97	-4,91	12,84	16,08	6,75	-3,43	-13,07
0,00604	-17,13	-5,87	12,20	16,47	7,38	-2,88	-12,61
0,00628	-17,24	-6,83	11,51	16,82	8,04	-2,32	-12,12
0,00652	-17,30	-7,78	10,75	17,13	8,72	-1,74	-11,60
0,00676	-17,30	-8,71	9,93	17,39	9,42	-1,14	-11,06
0,00702	-17,25	-9,63	9,05	17,61	10,14	-0,51	-10,49
0,00727	-17,14	-10,54	8,10	17,76	10,89	0,15	-9,90
0,00753	-16,97	-11,42	7,08	17,84	11,65	0,84	-9,28
0,00780	-16,75	-12,27	5,99	17,85	12,43	1,56	-8,63
0,00808	-16,46	-13,08	4,82	17,76	13,21	2,32	-7,95
0,00837	-16,10	-13,86	3,59	17,57	14,01	3,12	-7,24
0,00866	-15,69	-14,59	2,29	17,27	14,79	3,96	-6,49
0,00897	-15,20	-15,26	0,91	16,85	15,57	4,84	-5,71
0,00928	-14,65	-15,86	-0,52	16,28	16,31	5,76	-4,90
0,00961	-14,03	-16,38	-2,01	15,57	17,01	6,72	-4,05
0,00994	-13,36	-16,82	-3,53	14,70	17,64	7,72	-3,17
0,01028	-12,63	-17,15	-5,07	13,68	18,18	8,73	-2,27
0,01062	-11,85	-17,37	-6,60	12,51	18,61	9,76	-1,35
0,01097	-11,04	-17,48	-8,11	11,21	18,91	10,79	-0,41
0,01132	-10,21	-17,47	-9,55	9,79	19,06	11,80	0,53
0,01149	-9,78	-17,43	-10,25	9,05	19,08	12,30	1,01
0,01170	-9,27	-17,34	-11,06	8,12	19,05	12,88	1,58
0,01194	-8,67	-17,20	-11,95	7,02	18,94	13,52	2,23
0,01220	-8,02	-16,99	-12,87	5,79	18,74	14,20	2,94
0,01247	-7,31	-16,70	-13,79	4,43	18,42	14,89	3,70
0,01276	-6,57	-16,35	-14,68	2,97	17,98	15,57	4,49
0,01306	-5,80	-15,92	-15,51	1,45	17,40	16,21	5,32
0,01337	-5,01	-15,42	-16,26	-0,13	16,69	16,81	6,15
0,01368	-4,21	-14,86	-16,93	-1,74	15,85	17,33	7,00
0,01399	-3,40	-14,25	-17,49	-3,35	14,88	17,78	7,85
0,01431	-2,58	-13,59	-17,94	-4,96	13,79	18,14	8,69
0,01462	-1,76	-12,88	-18,27	-6,54	12,59	18,40	9,53
0,01494	-0,93	-12,13	-18,49	-8,07	11,30	18,56	10,35
0,01526	-0,11	-11,36	-18,59	-9,55	9,91	18,60	11,16
0,01557	0,72	-10,56	-18,58	-10,95	8,45	18,53	11,94
0,01589	1,55	-9,74	-18,45	-12,28	6,93	18,34	12,69

0,01621	2,38	-8,90	-18,22	-13,51	5,35	18,03	13,41
0,01653	3,20	-8,05	-17,88	-14,63	3,74	17,60	14,10
0,01685	4,03	-7,19	-17,44	-15,64	2,10	17,06	14,73
0,01717	4,86	-6,32	-16,91	-16,54	0,44	16,40	15,32
0,01748	5,69	-5,44	-16,31	-17,30	-1,21	15,63	15,85
0,01781	6,51	-4,56	-15,62	-17,94	-2,85	14,75	16,32
0,01813	7,34	-3,68	-14,87	-18,43	-4,47	13,76	16,71
0,01845	8,16	-2,79	-14,06	-18,79	-6,05	12,68	17,04
0,01878	8,98	-1,90	-13,20	-19,00	-7,59	11,50	17,28
0,01910	9,79	-1,00	-12,29	-19,08	-9,06	10,24	17,43
0,01943	10,59	-0,10	-11,34	-19,01	-10,46	8,90	17,49
0,01977	11,39	0,81	-10,36	-18,80	-11,78	7,48	17,44
0,02011	12,17	1,72	-9,36	-18,46	-12,99	6,00	17,29
0,02045	12,92	2,63	-8,33	-17,98	-14,10	4,46	17,03
0,02080	13,66	3,56	-7,28	-17,38	-15,09	2,87	16,64
0,02115	14,35	4,48	-6,23	-16,67	-15,95	1,25	16,13
0,02151	15,01	5,42	-5,17	-15,85	-16,66	-0,39	15,49
0,02187	15,60	6,35	-4,12	-14,94	-17,21	-2,04	14,71
0,02224	16,13	7,28	-3,07	-13,96	-17,59	-3,66	13,82
0,02261	16,56	8,19	-2,06	-12,94	-17,80	-5,23	12,80
0,02279	16,75	8,63	-1,56	-12,42	-17,85	-6,00	12,26
0,02301	16,94	9,16	-0,97	-11,79	-17,85	-6,88	11,58
0,02325	17,10	9,74	-0,33	-11,09	-17,79	-7,83	10,77
0,02352	17,23	10,35	0,35	-10,32	-17,65	-8,82	9,85
0,02379	17,30	10,98	1,05	-9,52	-17,43	-9,81	8,85
0,02408	17,30	11,61	1,75	-8,70	-17,12	-10,77	7,76
0,02437	17,22	12,23	2,45	-7,89	-16,74	-11,67	6,62
0,02466	17,06	12,83	3,14	-7,08	-16,29	-12,50	5,43
0,02496	16,82	13,40	3,81	-6,30	-15,79	-13,26	4,21
0,02510	16,67	13,67	4,14	-5,91	-15,51	-13,61	3,60
0,02528	16,46	13,99	4,53	-5,46	-15,18	-14,00	2,85
0,02548	16,18	14,34	4,96	-4,96	-14,77	-14,40	2,00
0,02569	15,83	14,70	5,43	-4,42	-14,32	-14,80	1,06
0,02593	15,41	15,06	5,92	-3,86	-13,82	-15,18	0,06
0,02617	14,92	15,41	6,43	-3,29	-13,27	-15,51	-0,99
0,02642	14,34	15,74	6,94	-2,72	-12,70	-15,80	-2,08
0,02668	13,69	16,04	7,47	-2,16	-12,11	-16,03	-3,18
0,02695	12,97	16,30	7,99	-1,60	-11,51	-16,20	-4,29
0,02722	12,17	16,52	8,52	-1,04	-10,89	-16,30	-5,39
0,02749	11,30	16,70	9,04	-0,50	-10,27	-16,35	-6,48
0,02777	10,36	16,82	9,57	0,04	-9,65	-16,33	-7,56
0,02805	9,34	16,88	10,10	0,57	-9,02	-16,25	-8,61
0,02834	8,26	16,88	10,63	1,10	-8,41	-16,10	-9,63
0,02864	7,10	16,80	11,16	1,63	-7,79	-15,90	-10,62
0,02894	5,88	16,65	11,69	2,17	-7,17	-15,64	-11,57
0,02925	4,58	16,41	12,23	2,71	-6,56	-15,32	-12,47
0,02957	3,20	16,07	12,77	3,28	-5,94	-14,94	-13,32
0,02990	1,75	15,61	13,31	3,87	-5,31	-14,50	-14,12
0,03000	1,31	15,45	13,47	4,05	-5,12	-14,36	-14,34

**Aceleraciones de los pistones para cada instante calculadas en ANSYS a 1200 rpm para 1 vuelta completa (0,05 s).**

<i>t (s)</i>	<i>Pistón 1</i>	<i>Pistón 2</i>	<i>Pistón 3</i>	<i>Pistón 4</i>	<i>Pistón 5</i>	<i>Pistón 6</i>	<i>Pistón 7</i>
0,00000	-1584	-580	567	643	665	507	-773
0,00050	-1589	-679	539	653	652	540	-676
0,00075	-1588	-727	523	659	647	554	-627
0,00102	-1584	-780	505	666	643	568	-573
0,00131	-1576	-835	483	674	639	582	-516
0,00161	-1564	-892	459	684	636	595	-456
0,00193	-1549	-949	431	695	635	607	-394
0,00224	-1529	-1005	400	706	635	617	-331
0,00256	-1505	-1060	366	719	636	627	-269
0,00289	-1478	-1114	328	731	639	636	-206
0,00322	-1445	-1166	287	744	644	645	-144
0,00355	-1409	-1217	243	758	651	652	-82
0,00389	-1369	-1264	195	770	659	660	-21
0,00423	-1324	-1309	143	783	669	667	39
0,00457	-1276	-1351	88	794	681	674	97
0,00492	-1223	-1390	29	804	694	681	154
0,00526	-1167	-1425	-33	813	709	688	209
0,00561	-1108	-1456	-97	819	725	696	262
0,00597	-1046	-1483	-165	823	743	704	313
0,00632	-980	-1506	-235	824	763	713	362
0,00668	-912	-1525	-308	822	783	722	409
0,00704	-841	-1538	-382	815	805	732	453
0,00740	-768	-1548	-458	805	827	742	496
0,00776	-693	-1552	-535	789	850	754	536
0,00813	-616	-1551	-614	768	873	766	573
0,00850	-538	-1546	-693	741	897	779	609
0,00888	-458	-1534	-772	708	920	793	642
0,00926	-378	-1518	-851	669	943	807	674
0,00964	-297	-1496	-929	622	965	823	703
0,01003	-216	-1469	-1007	568	985	839	730
0,01042	-135	-1435	-1082	506	1004	857	756
0,01083	-54	-1396	-1156	436	1020	875	779
0,01123	26	-1351	-1228	357	1032	893	801
0,01165	105	-1299	-1296	271	1041	913	821
0,01208	183	-1241	-1361	175	1044	932	840
0,01252	259	-1177	-1422	72	1042	952	857
0,01296	333	-1106	-1477	-40	1032	972	873
0,01343	404	-1028	-1527	-160	1014	992	888
0,01390	472	-943	-1570	-287	986	1012	901
0,01439	536	-851	-1605	-421	946	1030	913
0,01490	597	-752	-1632	-561	893	1047	924
0,01542	653	-647	-1648	-705	825	1061	935
0,01596	704	-536	-1652	-851	741	1072	944
0,01651	749	-421	-1644	-996	641	1078	953
0,01708	789	-302	-1622	-1138	524	1079	961
0,01765	823	-183	-1586	-1273	393	1073	968
0,01823	851	-65	-1535	-1399	248	1058	974
0,01881	874	50	-1470	-1513	93	1034	979
0,01910	883	107	-1433	-1564	12	1019	981
0,01945	893	172	-1383	-1622	-87	996	984
0,01984	903	244	-1322	-1680	-201	966	986
0,02028	911	320	-1248	-1735	-329	927	988
0,02074	918	397	-1162	-1784	-465	878	990
0,02122	924	472	-1066	-1823	-606	818	990
0,02172	929	544	-959	-1851	-750	748	989
0,02223	932	611	-844	-1865	-894	667	986
0,02274	934	673	-722	-1866	-1034	576	980
0,02327	936	729	-594	-1851	-1167	476	972
0,02379	936	779	-462	-1822	-1293	366	961
0,02432	937	822	-329	-1777	-1409	249	946

0,02485	937	860	-195	-1718	-1514	126	927
0,02538	937	891	-62	-1645	-1607	-3	903
0,02591	937	917	69	-1558	-1687	-135	874
0,02644	937	938	195	-1458	-1753	-269	840
0,02697	937	955	315	-1346	-1804	-403	799
0,02750	936	968	429	-1223	-1840	-537	752
0,02803	935	977	535	-1091	-1861	-669	697
0,02856	933	984	632	-950	-1867	-796	636
0,02909	930	988	721	-802	-1857	-919	568
0,02963	926	990	799	-649	-1832	-1035	493
0,03016	920	990	867	-492	-1792	-1145	411
0,03070	912	988	925	-333	-1737	-1245	323
0,03124	901	986	974	-174	-1667	-1337	227
0,03179	886	982	1012	-17	-1582	-1419	126
0,03234	868	978	1042	136	-1483	-1489	20
0,03290	845	972	1062	282	-1371	-1548	-92
0,03346	816	966	1075	421	-1246	-1594	-208
0,03403	781	959	1079	549	-1110	-1628	-327
0,03461	739	951	1077	666	-962	-1647	-448
0,03520	689	941	1069	768	-806	-1652	-571
0,03580	629	930	1055	856	-643	-1642	-693
0,03640	561	918	1037	926	-476	-1617	-813
0,03701	482	903	1015	980	-308	-1576	-929
0,03762	395	886	990	1017	-144	-1521	-1038
0,03793	348	876	977	1029	-65	-1488	-1090
0,03829	289	864	960	1039	27	-1445	-1149
0,03870	220	849	942	1044	126	-1391	-1211
0,03914	142	830	922	1043	227	-1327	-1273
0,03960	56	809	900	1036	326	-1253	-1333
0,04008	-37	784	878	1023	420	-1171	-1387
0,04057	-135	756	857	1004	506	-1082	-1435
0,04105	-235	724	835	981	581	-988	-1476
0,04154	-338	688	815	954	646	-890	-1508
0,04179	-390	669	805	940	675	-840	-1521
0,04208	-452	645	794	922	705	-779	-1533
0,04241	-522	616	781	902	735	-708	-1544
0,04278	-599	581	769	879	763	-631	-1550
0,04317	-680	542	755	854	786	-548	-1552
0,04357	-764	498	743	828	804	-462	-1548
0,04400	-850	448	730	802	816	-373	-1537
0,04443	-934	394	719	776	823	-284	-1519
0,04487	-1018	335	708	752	824	-195	-1494
0,04532	-1099	270	697	728	820	-108	-1461
0,04578	-1176	201	687	707	812	-23	-1420
0,04624	-1249	127	678	687	800	58	-1372
0,04671	-1317	47	668	671	785	135	-1316
0,04719	-1380	-37	658	657	767	208	-1252
0,04768	-1436	-127	647	646	748	275	-1181
0,04818	-1485	-221	634	639	728	338	-1101
0,04869	-1526	-321	619	635	708	394	-1014
0,04923	-1557	-426	601	635	689	446	-919
0,04978	-1579	-536	577	640	671	491	-816
0,05000	-1584	-580	567	643	665	507	-774

**Aceleraciones de los pistones para cada instante calculadas en ANSYS a 2000 rpm para 1 vuelta completa (0,03 s).**

<i>t (s)</i>	<i>Pistón 1</i>	<i>Pistón 2</i>	<i>Pistón 3</i>	<i>Pistón 4</i>	<i>Pistón 5</i>	<i>Pistón 6</i>	<i>Pistón 7</i>
0,00000	-4401	-1611	1574	1787	1847	1409	-2148
0,00025	-4414	-1839	1511	1808	1818	1486	-1923
0,00038	-4414	-1953	1476	1821	1805	1520	-1810
0,00052	-4407	-2081	1434	1837	1793	1556	-1680
0,00067	-4393	-2219	1383	1857	1782	1592	-1537
0,00084	-4370	-2365	1324	1880	1773	1627	-1384
0,00101	-4336	-2517	1256	1907	1766	1661	-1223
0,00120	-4292	-2669	1179	1937	1763	1692	-1057
0,00138	-4237	-2821	1094	1968	1764	1720	-888
0,00157	-4170	-2970	999	2002	1769	1747	-718
0,00176	-4092	-3117	896	2037	1778	1771	-548
0,00196	-4002	-3259	782	2073	1792	1794	-377
0,00216	-3901	-3397	658	2109	1810	1815	-207
0,00236	-3788	-3527	524	2144	1834	1835	-39
0,00256	-3664	-3651	380	2178	1862	1855	125
0,00277	-3528	-3766	226	2210	1895	1875	287
0,00297	-3382	-3872	63	2238	1932	1894	444
0,00318	-3226	-3968	-109	2261	1974	1915	596
0,00339	-3061	-4053	-289	2278	2020	1936	743
0,00360	-2887	-4127	-478	2288	2070	1958	884
0,00381	-2704	-4189	-673	2290	2124	1982	1019
0,00403	-2514	-4240	-874	2282	2181	2008	1148
0,00424	-2317	-4277	-1081	2263	2241	2035	1271
0,00446	-2114	-4301	-1293	2232	2304	2065	1388
0,00468	-1905	-4312	-1508	2187	2367	2096	1498
0,00490	-1691	-4308	-1726	2127	2432	2130	1603
0,00512	-1473	-4291	-1945	2051	2498	2167	1701
0,00535	-1252	-4259	-2165	1958	2562	2206	1793
0,00557	-1029	-4212	-2384	1846	2626	2247	1879
0,00581	-804	-4149	-2602	1714	2686	2290	1960
0,00604	-578	-4071	-2816	1561	2742	2336	2035
0,00628	-353	-3977	-3027	1387	2793	2384	2105
0,00652	-128	-3867	-3231	1190	2836	2435	2171
0,00676	94	-3739	-3429	970	2870	2487	2231
0,00702	313	-3595	-3618	727	2893	2540	2287
0,00727	529	-3432	-3797	461	2901	2595	2338
0,00753	739	-3251	-3964	171	2893	2651	2386
0,00780	943	-3052	-4117	-142	2864	2706	2429
0,00808	1140	-2834	-4254	-477	2810	2761	2469
0,00837	1328	-2596	-4372	-833	2729	2815	2506
0,00866	1506	-2338	-4468	-1207	2615	2866	2540
0,00897	1673	-2062	-4539	-1596	2464	2912	2571
0,00928	1828	-1769	-4580	-1996	2271	2951	2599
0,00961	1968	-1459	-4590	-2402	2034	2980	2625
0,00994	2093	-1138	-4563	-2806	1751	2997	2649
0,01028	2202	-809	-4498	-3198	1423	2997	2670
0,01062	2294	-477	-4393	-3572	1054	2977	2689
0,01097	2370	-149	-4249	-3918	648	2934	2707
0,01132	2432	170	-4065	-4231	215	2865	2721
0,01149	2458	325	-3959	-4372	-10	2820	2728
0,01170	2485	507	-3820	-4528	-286	2757	2735
0,01194	2511	706	-3647	-4687	-604	2671	2741
0,01220	2534	915	-3440	-4838	-957	2560	2746
0,01247	2554	1126	-3200	-4969	-1335	2421	2749
0,01276	2569	1333	-2929	-5074	-1728	2253	2750
0,01306	2581	1531	-2632	-5147	-2127	2056	2746
0,01337	2590	1717	-2310	-5183	-2524	1829	2737
0,01368	2595	1887	-1969	-5180	-2910	1574	2722
0,01399	2599	2040	-1614	-5136	-3279	1292	2699
0,01431	2601	2176	-1248	-5050	-3626	986	2667

0,01462	2603	2295	-877	-4923	-3945	660	2624
0,01494	2603	2397	-504	-4754	-4234	315	2570
0,01526	2604	2483	-135	-4547	-4488	-42	2503
0,01557	2603	2554	225	-4302	-4705	-410	2420
0,01589	2603	2612	574	-4021	-4884	-783	2322
0,01621	2602	2657	907	-3707	-5022	-1157	2207
0,01653	2600	2692	1222	-3364	-5119	-1528	2074
0,01685	2596	2717	1514	-2993	-5174	-1892	1922
0,01717	2591	2734	1782	-2600	-5186	-2245	1751
0,01748	2583	2745	2024	-2187	-5155	-2585	1560
0,01781	2570	2749	2238	-1760	-5082	-2906	1350
0,01813	2553	2749	2426	-1324	-4966	-3207	1120
0,01845	2530	2745	2585	-882	-4808	-3485	872
0,01878	2498	2738	2716	-441	-4609	-3737	605
0,01910	2458	2728	2821	-7	-4370	-3961	323
0,01943	2406	2715	2900	417	-4092	-4154	25
0,01977	2340	2700	2955	822	-3777	-4314	-286
0,02011	2259	2682	2987	1205	-3427	-4440	-608
0,02045	2160	2662	2999	1559	-3044	-4529	-940
0,02080	2041	2639	2991	1879	-2633	-4579	-1277
0,02115	1899	2612	2967	2160	-2196	-4589	-1617
0,02151	1732	2582	2927	2398	-1742	-4557	-1956
0,02187	1538	2546	2874	2590	-1277	-4483	-2289
0,02224	1318	2504	2812	2734	-812	-4366	-2609
0,02261	1073	2456	2742	2832	-358	-4209	-2911
0,02279	941	2429	2706	2864	-138	-4116	-3054
0,02301	778	2394	2661	2889	114	-3994	-3216
0,02325	585	2351	2610	2901	387	-3842	-3386
0,02352	366	2299	2553	2897	665	-3663	-3557
0,02379	126	2239	2494	2875	937	-3456	-3720
0,02408	-132	2169	2434	2836	1194	-3227	-3869
0,02437	-403	2090	2373	2782	1428	-2980	-4000
0,02466	-683	2001	2315	2717	1635	-2717	-4110
0,02496	-968	1902	2259	2642	1812	-2444	-4196
0,02510	-1111	1848	2232	2603	1889	-2304	-4231
0,02528	-1283	1781	2200	2554	1972	-2135	-4264
0,02548	-1479	1699	2166	2496	2053	-1940	-4292
0,02569	-1692	1602	2130	2432	2128	-1725	-4308
0,02593	-1917	1492	2095	2364	2190	-1495	-4311
0,02617	-2150	1368	2059	2293	2238	-1255	-4298
0,02642	-2385	1230	2026	2221	2271	-1010	-4265
0,02668	-2620	1078	1993	2150	2288	-762	-4213
0,02695	-2851	912	1963	2081	2289	-516	-4141
0,02722	-3074	732	1934	2017	2277	-275	-4047
0,02749	-3287	538	1907	1957	2253	-42	-3932
0,02777	-3489	330	1880	1905	2218	183	-3796
0,02805	-3677	108	1853	1859	2175	396	-3638
0,02834	-3849	-127	1825	1821	2126	596	-3459
0,02864	-4003	-377	1794	1792	2073	782	-3259
0,02894	-4136	-641	1758	1773	2018	954	-3037
0,02925	-4248	-920	1715	1764	1962	1110	-2793
0,02957	-4333	-1212	1663	1766	1909	1251	-2527
0,02990	-4390	-1518	1597	1780	1860	1376	-2238
0,03000	-4401	-1611	1574	1787	1847	1410	-2148

# ANEXO III: Resultados del análisis dinámico

Resultados obtenidos del análisis dinámico en ANSYS en cuanto a tensión equivalente de Von-Mises se refiere. Análisis a 1200 rpm para 2 vueltas completas (0,1 s).

t (s)	Máx. (MPa)	0,0055	26,03	0,0111	114,87	0,0167	33,21	0,0223	161,57	0,0279	59,61
0,0001	46,70	0,0056	26,31	0,0112	112,73	0,0168	32,48	0,0224	159,60	0,0280	57,86
0,0002	46,09	0,0057	26,59	0,0113	110,59	0,0169	31,75	0,0225	157,64	0,0281	57,06
0,0003	45,48	0,0058	26,87	0,0114	108,46	0,0170	31,02	0,0226	155,68	0,0282	56,25
0,0004	44,87	0,0059	27,15	0,0115	106,32	0,0171	30,48	0,0227	153,72	0,0283	55,44
0,0005	44,26	0,0060	27,42	0,0116	104,18	0,0172	29,95	0,0228	151,77	0,0284	54,63
0,0006	44,26	0,0061	33,81	0,0117	102,04	0,0173	29,41	0,0229	149,82	0,0285	53,82
0,0007	43,64	0,0062	40,20	0,0118	99,90	0,0174	28,88	0,0230	147,87	0,0286	53,01
0,0008	43,03	0,0063	46,58	0,0119	97,76	0,0175	28,34	0,0231	145,93	0,0287	52,20
0,0009	42,41	0,0064	52,96	0,0120	95,62	0,0176	27,80	0,0232	143,98	0,0288	51,38
0,0010	41,80	0,0065	59,33	0,0121	93,48	0,0177	27,26	0,0233	142,04	0,0289	50,56
0,0011	41,18	0,0066	65,70	0,0122	91,34	0,0178	26,72	0,0234	140,10	0,0290	49,74
0,0012	40,56	0,0067	72,07	0,0123	89,19	0,0179	26,18	0,0235	138,17	0,0291	48,92
0,0013	39,95	0,0068	78,44	0,0124	87,05	0,0180	25,64	0,0236	136,23	0,0292	48,10
0,0014	39,33	0,0069	84,81	0,0125	84,91	0,0181	25,10	0,0237	134,30	0,0293	47,27
0,0015	38,71	0,0070	91,17	0,0126	82,76	0,0182	24,56	0,0238	132,37	0,0294	46,44
0,0016	38,08	0,0071	97,53	0,0127	80,61	0,0183	24,02	0,0239	130,44	0,0295	45,62
0,0017	37,46	0,0072	103,89	0,0128	78,46	0,0184	24,59	0,0240	128,51	0,0296	44,78
0,0018	36,84	0,0073	110,25	0,0129	76,31	0,0185	25,20	0,0241	126,58	0,0297	43,95
0,0019	36,22	0,0074	116,61	0,0130	74,16	0,0186	25,81	0,0242	124,65	0,0298	43,12
0,0020	35,59	0,0075	122,97	0,0131	72,01	0,0187	26,42	0,0243	122,73	0,0299	42,28
0,0021	34,97	0,0076	129,32	0,0132	69,85	0,0188	27,02	0,0244	120,80	0,0300	41,44
0,0022	34,34	0,0077	135,68	0,0133	67,69	0,0189	27,63	0,0245	118,87	0,0301	40,60
0,0023	33,71	0,0078	142,04	0,0134	65,54	0,0190	28,24	0,0246	116,95	0,0302	39,76
0,0024	33,09	0,0079	148,40	0,0135	63,38	0,0191	32,91	0,0247	115,02	0,0303	38,92
0,0025	32,46	0,0080	154,75	0,0136	61,21	0,0192	37,58	0,0248	113,10	0,0304	38,07
0,0026	31,83	0,0081	153,47	0,0137	59,05	0,0193	42,24	0,0249	111,17	0,0305	37,22
0,0027	31,20	0,0082	152,19	0,0138	56,88	0,0194	46,89	0,0250	109,24	0,0306	36,37
0,0028	30,57	0,0083	150,91	0,0139	54,72	0,0195	51,55	0,0251	107,55	0,0307	35,52
0,0029	29,94	0,0084	149,64	0,0140	52,55	0,0196	56,20	0,0252	105,86	0,0308	34,67
0,0030	29,31	0,0085	148,36	0,0141	51,84	0,0197	60,84	0,0253	104,17	0,0309	33,81
0,0031	28,68	0,0086	147,09	0,0142	51,13	0,0198	65,49	0,0254	102,48	0,0310	32,95
0,0032	28,36	0,0087	145,82	0,0143	50,42	0,0199	70,13	0,0255	100,78	0,0311	32,37
0,0033	28,05	0,0088	144,55	0,0144	49,72	0,0200	74,77	0,0256	99,09	0,0312	31,79
0,0034	27,73	0,0089	143,28	0,0145	49,01	0,0201	79,40	0,0257	97,39	0,0313	31,21
0,0035	27,42	0,0090	142,02	0,0146	48,30	0,0202	84,04	0,0258	95,70	0,0314	30,62
0,0036	27,10	0,0091	140,76	0,0147	47,59	0,0203	88,67	0,0259	94,00	0,0315	30,04
0,0037	26,79	0,0092	139,49	0,0148	46,87	0,0204	93,30	0,0260	92,30	0,0316	29,45
0,0038	26,47	0,0093	138,23	0,0149	46,16	0,0205	97,93	0,0261	90,60	0,0317	28,86
0,0039	26,15	0,0094	136,98	0,0150	45,45	0,0206	102,56	0,0262	88,90	0,0318	28,27
0,0040	25,83	0,0095	135,72	0,0151	44,74	0,0207	107,19	0,0263	87,19	0,0319	27,68
0,0041	25,52	0,0096	134,46	0,0152	44,02	0,0208	111,82	0,0264	85,49	0,0320	28,06
0,0042	25,20	0,0097	133,21	0,0153	43,31	0,0209	116,44	0,0265	83,78	0,0321	32,53
0,0043	24,88	0,0098	131,96	0,0154	42,59	0,0210	121,07	0,0266	82,07	0,0322	37,01
0,0044	24,56	0,0099	130,70	0,0155	41,87	0,0211	125,71	0,0267	80,36	0,0323	41,48
0,0045	24,24	0,0100	129,45	0,0156	41,16	0,0212	130,34	0,0268	78,64	0,0324	45,95
0,0046	23,92	0,0101	128,20	0,0157	40,44	0,0213	134,97	0,0269	76,93	0,0325	50,42
0,0047	23,60	0,0102	126,96	0,0158	39,72	0,0214	139,61	0,0270	75,21	0,0326	54,88
0,0048	23,30	0,0103	125,71	0,0159	39,00	0,0215	144,25	0,0271	73,49	0,0327	59,35
0,0049	24,08	0,0104	124,46	0,0160	38,28	0,0216	148,89	0,0272	71,76	0,0328	63,82
0,0050	24,36	0,0105	123,22	0,0161	37,56	0,0217	153,54	0,0273	70,03	0,0329	68,28
0,0051	24,64	0,0106	121,97	0,0162	36,83	0,0218	158,19	0,0274	68,30	0,0330	72,74
0,0052	24,92	0,0107	120,73	0,0163	36,11	0,0219	162,84	0,0275	66,57	0,0331	77,21
0,0053	25,20	0,0108	119,49	0,0164	35,38	0,0220	167,50	0,0276	64,84	0,0332	81,67
0,0054	25,47	0,0109	118,25	0,0165	34,66	0,0221	165,52	0,0277	63,10	0,0333	86,14
0,0054	25,75	0,0110	117,00	0,0166	33,93	0,0222	163,54	0,0278	61,36	0,0334	90,60

0,0335	95,07	0,0401	89,43	0,0467	25,32	0,0533	53,62	0,0599	33,34	0,0665	141,00
0,0336	99,54	0,0402	87,81	0,0468	25,01	0,0534	52,87	0,0600	33,31	0,0666	139,61
0,0337	104,01	0,0403	86,19	0,0469	24,71	0,0535	52,11	0,0601	33,26	0,0667	138,23
0,0338	108,48	0,0404	84,57	0,0470	24,40	0,0536	51,35	0,0602	33,20	0,0668	136,85
0,0339	112,95	0,0405	82,95	0,0471	25,43	0,0537	50,60	0,0603	33,13	0,0669	135,47
0,0340	117,43	0,0406	81,32	0,0472	26,45	0,0538	49,84	0,0604	33,04	0,0670	134,10
0,0341	121,91	0,0407	79,70	0,0473	27,47	0,0539	49,08	0,0605	32,95	0,0671	132,73
0,0342	126,39	0,0408	78,06	0,0474	28,50	0,0540	48,32	0,0606	32,84	0,0672	131,35
0,0343	130,87	0,0409	76,43	0,0475	29,52	0,0541	47,57	0,0607	32,72	0,0673	129,98
0,0344	135,36	0,0410	74,79	0,0476	30,57	0,0542	46,81	0,0608	32,58	0,0674	128,61
0,0345	139,85	0,0411	73,15	0,0477	31,79	0,0543	46,05	0,0609	32,44	0,0675	127,25
0,0346	144,35	0,0412	71,51	0,0478	33,00	0,0544	45,29	0,0610	32,28	0,0676	125,88
0,0347	148,85	0,0413	69,87	0,0479	34,21	0,0545	44,53	0,0611	32,22	0,0677	124,52
0,0348	153,35	0,0414	68,22	0,0480	35,42	0,0546	43,76	0,0612	32,14	0,0678	123,15
0,0349	157,86	0,0415	66,57	0,0481	36,98	0,0547	43,00	0,0613	32,05	0,0679	121,79
0,0350	162,37	0,0416	64,91	0,0482	38,90	0,0548	42,24	0,0614	31,95	0,0680	120,43
0,0351	161,03	0,0417	63,26	0,0483	40,81	0,0549	41,70	0,0615	31,83	0,0681	116,46
0,0352	159,70	0,0418	61,60	0,0484	42,72	0,0550	41,20	0,0616	31,71	0,0682	112,48
0,0353	158,37	0,0419	59,93	0,0485	44,64	0,0551	40,70	0,0617	31,57	0,0683	108,51
0,0354	157,04	0,0420	58,27	0,0486	46,55	0,0552	40,19	0,0618	31,42	0,0684	104,53
0,0355	155,71	0,0421	57,11	0,0487	48,47	0,0553	39,68	0,0619	31,25	0,0685	100,55
0,0356	154,38	0,0422	55,95	0,0488	50,38	0,0554	39,17	0,0620	31,08	0,0686	96,57
0,0357	153,06	0,0423	54,79	0,0489	52,29	0,0555	38,66	0,0621	34,01	0,0687	92,59
0,0358	151,73	0,0424	53,63	0,0490	54,21	0,0556	38,14	0,0622	37,55	0,0688	88,60
0,0359	150,41	0,0425	52,46	0,0491	56,12	0,0557	37,63	0,0623	42,03	0,0689	84,61
0,0360	149,10	0,0426	51,29	0,0492	58,04	0,0558	37,10	0,0624	46,51	0,0690	80,62
0,0361	147,78	0,0427	50,12	0,0493	59,95	0,0559	36,58	0,0625	50,98	0,0691	79,42
0,0362	146,46	0,0428	48,95	0,0494	61,87	0,0560	36,05	0,0626	55,45	0,0692	78,21
0,0363	145,15	0,0429	47,78	0,0495	63,84	0,0561	35,83	0,0627	59,92	0,0693	77,01
0,0364	143,83	0,0430	46,60	0,0496	65,87	0,0562	35,61	0,0628	64,38	0,0694	75,81
0,0365	142,52	0,0431	45,42	0,0497	67,90	0,0563	35,38	0,0629	68,84	0,0695	74,61
0,0366	141,21	0,0432	44,24	0,0498	69,93	0,0564	35,15	0,0630	73,29	0,0696	73,40
0,0367	139,90	0,0433	43,06	0,0499	71,97	0,0565	34,92	0,0631	77,74	0,0697	72,20
0,0368	138,59	0,0434	41,88	0,0500	74,00	0,0566	34,68	0,0632	82,19	0,0698	71,00
0,0369	137,28	0,0435	40,69	0,0501	73,39	0,0567	34,45	0,0633	86,64	0,0699	69,79
0,0370	135,98	0,0436	39,50	0,0502	72,77	0,0568	34,21	0,0634	91,08	0,0700	68,58
0,0371	134,67	0,0437	38,31	0,0503	72,16	0,0569	33,96	0,0635	95,53	0,0701	67,38
0,0372	133,36	0,0438	37,12	0,0504	71,55	0,0570	33,72	0,0636	99,97	0,0702	66,17
0,0373	132,06	0,0439	35,92	0,0505	70,93	0,0571	33,47	0,0637	104,41	0,0703	64,96
0,0374	130,75	0,0440	34,73	0,0506	70,32	0,0572	33,21	0,0638	108,84	0,0704	63,75
0,0375	129,45	0,0441	34,35	0,0507	69,71	0,0573	32,96	0,0639	113,28	0,0705	62,53
0,0376	128,14	0,0442	33,97	0,0508	69,10	0,0574	32,70	0,0640	117,72	0,0706	61,32
0,0377	126,83	0,0443	33,59	0,0509	68,49	0,0575	32,43	0,0641	122,15	0,0707	60,10
0,0378	125,53	0,0444	33,21	0,0510	67,89	0,0576	32,17	0,0642	126,59	0,0708	58,89
0,0379	124,22	0,0445	32,82	0,0511	67,28	0,0577	31,89	0,0643	131,02	0,0709	57,67
0,0380	122,92	0,0446	32,44	0,0512	66,67	0,0578	31,62	0,0644	135,46	0,0710	56,45
0,0381	121,34	0,0447	32,05	0,0513	66,07	0,0579	31,34	0,0645	139,89	0,0711	55,23
0,0382	119,75	0,0448	31,67	0,0514	65,46	0,0580	31,05	0,0646	144,33	0,0712	54,01
0,0383	118,17	0,0449	31,28	0,0515	64,86	0,0581	31,29	0,0647	148,77	0,0713	52,78
0,0384	116,59	0,0450	30,89	0,0516	64,25	0,0582	31,51	0,0648	153,20	0,0714	51,56
0,0385	115,00	0,0451	30,51	0,0517	63,65	0,0583	31,74	0,0649	157,64	0,0715	50,33
0,0386	113,42	0,0452	30,12	0,0518	63,04	0,0584	31,95	0,0650	162,09	0,0716	49,10
0,0387	111,83	0,0453	29,73	0,0519	62,44	0,0585	32,16	0,0651	166,56	0,0717	47,87
0,0388	110,24	0,0454	29,34	0,0520	61,84	0,0586	32,37	0,0652	159,23	0,0718	46,64
0,0389	108,65	0,0455	28,95	0,0521	61,23	0,0587	32,57	0,0653	157,81	0,0719	45,40
0,0390	107,06	0,0456	28,57	0,0522	60,63	0,0588	32,77	0,0654	156,39	0,0720	44,16
0,0391	105,47	0,0457	28,28	0,0523	60,03	0,0589	32,96	0,0655	154,98	0,0721	43,59
0,0392	103,87	0,0458	28,00	0,0524	59,43	0,0590	33,14	0,0656	153,57	0,0722	43,02
0,0393	102,27	0,0459	27,71	0,0525	58,83	0,0591	33,21	0,0657	152,16	0,0723	42,45
0,0394	100,68	0,0460	27,42	0,0526	58,23	0,0592	33,27	0,0658	150,75	0,0724	41,88
0,0395	99,08	0,0461	27,12	0,0527	57,63	0,0593	33,31	0,0659	149,35	0,0725	41,31
0,0396	97,47	0,0462	26,82	0,0528	57,03	0,0594	33,35	0,0660	147,95	0,0726	40,73
0,0397	95,87	0,0463	26,53	0,0529	56,44	0,0595	33,37	0,0661	146,56	0,0727	40,16
0,0398	94,26	0,0464	26,22	0,0530	55,89	0,0596	33,38	0,0662	145,16	0,0728	39,58
0,0399	92,65	0,0465	25,92	0,0531	55,13	0,0597	33,38	0,0663	143,77	0,0729	39,01
0,0400	91,04	0,0466	25,62	0,0532	54,38	0,0598	33,37	0,0664	142,38	0,0730	38,43

0,0731	37,85	0,0776	149,01	0,0821	95,29	0,0866	40,06	0,0911	73,73	0,0956	122,77
0,0732	37,27	0,0777	153,67	0,0822	92,86	0,0867	39,49	0,0912	77,96	0,0957	121,56
0,0733	36,69	0,0778	158,33	0,0823	90,44	0,0868	38,93	0,0913	82,20	0,0958	120,35
0,0734	36,11	0,0779	162,99	0,0824	88,00	0,0869	38,36	0,0914	86,43	0,0959	119,14
0,0735	35,52	0,0780	167,66	0,0825	85,57	0,0870	37,79	0,0915	90,66	0,0960	117,92
0,0736	34,94	0,0781	166,09	0,0826	83,13	0,0871	37,23	0,0916	94,90	0,0961	114,55
0,0737	34,35	0,0782	164,53	0,0827	80,69	0,0872	36,66	0,0917	99,13	0,0962	111,17
0,0738	33,76	0,0783	162,97	0,0828	78,24	0,0873	36,10	0,0918	103,37	0,0963	107,79
0,0739	33,18	0,0784	161,42	0,0829	75,80	0,0874	35,54	0,0919	107,61	0,0964	104,40
0,0740	32,59	0,0785	159,87	0,0830	73,34	0,0875	34,98	0,0920	111,85	0,0965	101,02
0,0741	32,00	0,0786	158,32	0,0831	72,29	0,0876	34,42	0,0921	116,09	0,0966	97,63
0,0742	31,41	0,0787	156,77	0,0832	71,24	0,0877	33,86	0,0922	120,34	0,0967	94,23
0,0743	30,81	0,0788	155,23	0,0833	70,19	0,0878	33,31	0,0923	124,59	0,0968	90,84
0,0744	30,22	0,0789	153,69	0,0834	69,14	0,0879	32,76	0,0924	128,84	0,0969	87,44
0,0745	29,62	0,0790	152,16	0,0835	68,08	0,0880	32,21	0,0925	133,09	0,0970	84,03
0,0746	29,03	0,0791	150,62	0,0836	67,03	0,0881	31,98	0,0926	137,34	0,0971	82,83
0,0747	28,43	0,0792	149,09	0,0837	65,97	0,0882	31,75	0,0927	141,60	0,0972	81,62
0,0748	27,83	0,0793	147,56	0,0838	64,91	0,0883	31,51	0,0928	145,86	0,0973	80,41
0,0749	27,67	0,0794	146,04	0,0839	63,85	0,0884	31,27	0,0929	150,13	0,0974	79,21
0,0750	28,20	0,0795	144,51	0,0840	62,78	0,0885	31,02	0,0930	154,39	0,0975	78,00
0,0751	32,87	0,0796	142,99	0,0841	61,72	0,0886	30,77	0,0931	153,17	0,0976	76,79
0,0752	37,54	0,0797	141,47	0,0842	60,65	0,0887	30,52	0,0932	151,94	0,0977	75,57
0,0753	42,20	0,0798	139,95	0,0843	59,58	0,0888	30,27	0,0933	150,72	0,0978	74,36
0,0754	46,86	0,0799	138,43	0,0844	58,51	0,0889	30,01	0,0934	149,49	0,0979	73,15
0,0755	51,52	0,0800	136,92	0,0845	57,43	0,0890	29,75	0,0935	148,27	0,0980	71,93
0,0756	56,17	0,0801	135,40	0,0846	56,35	0,0891	29,75	0,0936	147,05	0,0981	70,71
0,0757	60,82	0,0802	133,89	0,0847	55,27	0,0892	29,75	0,0937	145,83	0,0982	69,49
0,0758	65,47	0,0803	132,38	0,0848	54,19	0,0893	29,75	0,0938	144,61	0,0983	68,27
0,0759	70,11	0,0804	130,87	0,0849	53,11	0,0894	29,75	0,0939	143,40	0,0984	67,05
0,0760	74,75	0,0805	129,36	0,0850	52,02	0,0895	29,75	0,0940	142,18	0,0985	65,83
0,0761	79,39	0,0806	127,85	0,0851	50,94	0,0896	29,74	0,0941	140,96	0,0986	64,61
0,0762	84,03	0,0807	126,34	0,0852	49,85	0,0897	29,73	0,0942	139,75	0,0987	63,38
0,0763	88,67	0,0808	124,83	0,0853	48,75	0,0898	29,72	0,0943	138,53	0,0988	62,15
0,0764	93,31	0,0809	123,32	0,0854	48,03	0,0899	29,70	0,0944	137,32	0,0989	60,92
0,0765	97,95	0,0810	121,82	0,0855	47,31	0,0900	29,69	0,0945	136,11	0,0990	59,69
0,0766	102,58	0,0811	119,41	0,0856	46,57	0,0901	31,41	0,0946	134,89	0,0991	58,46
0,0767	107,22	0,0812	117,01	0,0857	45,82	0,0902	35,65	0,0947	133,68	0,0992	57,23
0,0768	111,86	0,0813	114,60	0,0858	45,05	0,0903	39,88	0,0948	132,47	0,0993	56,00
0,0769	116,49	0,0814	112,20	0,0859	44,26	0,0904	44,11	0,0949	131,26	0,0994	54,76
0,0770	121,13	0,0815	109,79	0,0860	43,46	0,0905	48,34	0,0950	130,04	0,0995	53,52
0,0771	125,77	0,0816	107,38	0,0861	42,89	0,0906	52,58	0,0951	128,83	0,0996	52,28
0,0772	130,41	0,0817	104,96	0,0862	42,33	0,0907	56,81	0,0952	127,62	0,0997	51,04
0,0773	135,06	0,0818	102,55	0,0863	41,76	0,0908	61,04	0,0953	126,41	0,0998	49,80
0,0774	139,71	0,0819	100,13	0,0864	41,20	0,0909	65,27	0,0954	125,20	0,0999	48,56
0,0775	144,36	0,0820	97,71	0,0865	40,63	0,0910	69,50	0,0955	123,99	0,1000	47,31

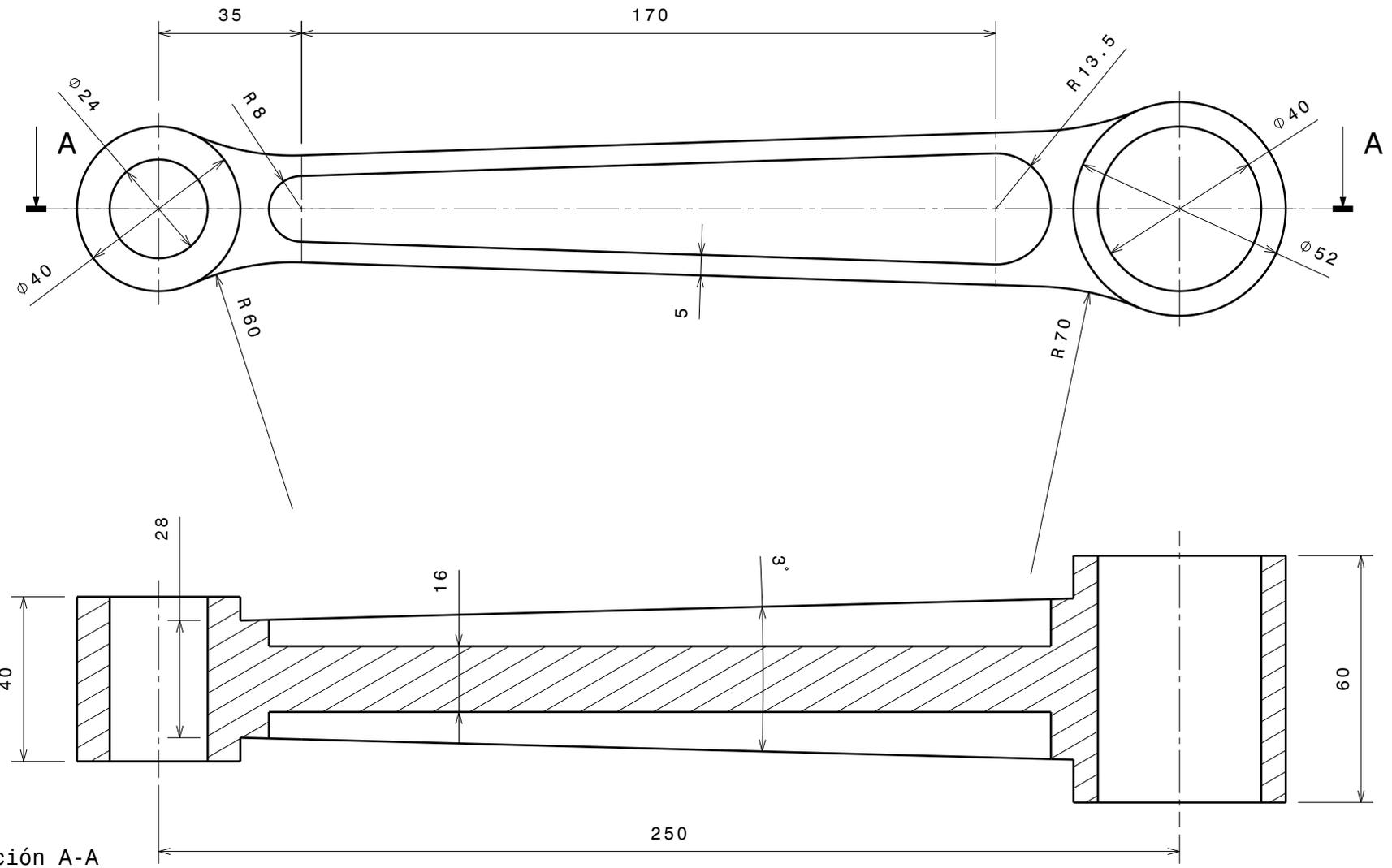
Resultados obtenidos del análisis dinámico en ANSYS en cuanto a tensión equivalente de Von-Mises se refiere. Análisis a 2000 rpm para 2 vueltas completas (0,06 s).

t (s)	Máx. (MPa)	0,00360	104,20	0,00726	76,27	0,01092	26,10	0,01458	121,33	0,01824	31,35
		0,00366	111,85	0,00732	74,34	0,01098	25,78	0,01464	119,60	0,01830	31,02
0,00006	46,77	0,00372	119,48	0,00738	72,41	0,01104	25,46	0,01470	117,88	0,01836	30,68
0,00012	46,22	0,00378	127,12	0,00744	70,47	0,01110	25,14	0,01476	116,15	0,01842	30,34
0,00018	45,67	0,00384	134,75	0,00750	68,54	0,01116	24,81	0,01482	114,42	0,01848	30,00
0,00024	45,12	0,00390	142,39	0,00756	66,60	0,01122	24,49	0,01488	112,70	0,01854	29,67
0,00030	44,57	0,00396	150,01	0,00762	64,67	0,01128	24,16	0,01494	110,97	0,01860	29,33
0,00036	44,02	0,00402	154,70	0,00768	62,73	0,01134	24,13	0,01500	109,24	0,01866	28,99
0,00042	43,47	0,00408	153,52	0,00774	60,79	0,01140	24,49	0,01506	107,73	0,01872	28,64
0,00048	42,92	0,00414	152,34	0,00780	58,85	0,01146	24,85	0,01512	106,21	0,01878	28,30
0,00054	42,37	0,00420	151,17	0,00786	56,91	0,01152	25,21	0,01518	104,70	0,01884	27,96
0,00060	41,81	0,00426	149,99	0,00792	54,97	0,01158	25,57	0,01524	103,18	0,01890	27,61
0,00066	41,26	0,00432	148,82	0,00798	53,02	0,01164	25,93	0,01530	101,67	0,01896	27,27
0,00072	40,70	0,00438	147,65	0,00804	51,95	0,01170	26,29	0,01536	100,15	0,01902	26,94
0,00078	40,15	0,00444	146,48	0,00810	51,32	0,01176	26,64	0,01542	98,63	0,01908	33,47
0,00084	39,59	0,00450	145,31	0,00816	50,68	0,01182	27,00	0,01548	97,12	0,01914	37,50
0,00090	39,03	0,00456	144,15	0,00822	50,05	0,01188	27,36	0,01554	95,60	0,01920	41,52
0,00096	38,48	0,00462	142,99	0,00828	49,42	0,01194	27,72	0,01560	94,08	0,01926	45,55
0,00102	37,92	0,00468	141,83	0,00834	48,78	0,01200	28,08	0,01566	92,55	0,01932	49,57
0,00108	37,36	0,00474	140,67	0,00840	48,15	0,01206	36,46	0,01572	91,03	0,01938	53,59
0,00114	36,80	0,00480	139,51	0,00846	47,51	0,01212	44,84	0,01578	89,51	0,01944	57,61
0,00120	36,23	0,00486	138,36	0,00852	46,88	0,01218	53,22	0,01584	87,98	0,01950	61,62
0,00126	35,67	0,00492	137,21	0,00858	46,24	0,01224	61,59	0,01590	86,45	0,01956	65,64
0,00132	35,11	0,00498	136,06	0,00864	45,60	0,01230	69,95	0,01596	84,92	0,01962	69,66
0,00138	34,55	0,00504	134,91	0,00870	44,96	0,01236	78,32	0,01602	83,39	0,01968	73,67
0,00144	33,98	0,00510	133,76	0,00876	44,32	0,01242	86,68	0,01608	81,86	0,01974	77,69
0,00150	33,42	0,00516	132,62	0,00882	43,69	0,01248	95,04	0,01614	80,32	0,01980	81,70
0,00156	32,85	0,00522	131,47	0,00888	43,05	0,01254	103,40	0,01620	78,79	0,01986	85,72
0,00162	32,29	0,00528	130,33	0,00894	42,41	0,01260	111,76	0,01626	77,25	0,01992	89,73
0,00168	31,72	0,00534	129,19	0,00900	41,76	0,01266	120,12	0,01632	75,70	0,01998	93,75
0,00174	31,15	0,00540	128,05	0,00906	41,12	0,01272	128,48	0,01638	74,16	0,02004	97,77
0,00180	30,58	0,00546	126,91	0,00912	40,48	0,01278	136,84	0,01644	72,61	0,02010	101,79
0,00186	30,02	0,00552	125,78	0,00918	39,84	0,01284	145,20	0,01650	71,07	0,02016	105,81
0,00192	29,45	0,00558	124,65	0,00924	39,19	0,01290	153,57	0,01656	69,51	0,02022	109,83
0,00198	28,88	0,00564	123,51	0,00930	38,55	0,01296	161,94	0,01662	67,96	0,02028	113,85
0,00204	28,31	0,00570	122,38	0,00936	37,90	0,01302	166,92	0,01668	66,40	0,02034	117,88
0,00210	27,74	0,00576	121,25	0,00942	37,26	0,01308	165,13	0,01674	64,84	0,02040	121,91
0,00216	27,17	0,00582	120,12	0,00948	36,61	0,01314	163,34	0,01680	63,28	0,02046	125,94
0,00222	26,60	0,00588	118,99	0,00954	35,96	0,01320	161,55	0,01686	61,72	0,02052	129,97
0,00228	26,02	0,00594	117,87	0,00960	35,31	0,01326	159,77	0,01692	60,15	0,02058	134,01
0,00234	25,45	0,00600	116,74	0,00966	34,67	0,01332	158,00	0,01698	58,58	0,02064	138,05
0,00240	24,88	0,00606	114,81	0,00972	34,01	0,01338	156,22	0,01704	57,05	0,02070	142,09
0,00246	24,31	0,00612	112,88	0,00978	33,36	0,01344	154,46	0,01710	55,55	0,02076	146,14
0,00252	23,73	0,00618	110,96	0,00984	32,71	0,01350	152,69	0,01716	54,05	0,02082	150,19
0,00258	23,16	0,00624	109,03	0,00990	32,06	0,01356	150,93	0,01722	52,54	0,02088	154,25
0,00264	22,59	0,00630	107,10	0,00996	31,41	0,01362	149,17	0,01728	51,03	0,02094	158,31
0,00270	22,02	0,00636	105,18	0,01002	30,76	0,01368	147,41	0,01734	49,52	0,02100	162,37
0,00276	21,45	0,00642	103,25	0,01008	30,11	0,01374	145,66	0,01740	48,01	0,02106	166,43
0,00282	20,88	0,00648	101,32	0,01014	29,46	0,01380	143,91	0,01746	46,49	0,02112	170,49
0,00288	20,31	0,00654	99,40	0,01020	28,81	0,01386	142,16	0,01752	44,97	0,02118	174,55
0,00294	19,74	0,00660	97,47	0,01026	28,16	0,01392	140,41	0,01758	43,44	0,02124	178,61
0,00300	19,17	0,00666	95,55	0,01032	27,51	0,01398	138,67	0,01764	41,91	0,02130	182,67
0,00306	18,60	0,00672	93,62	0,01038	26,86	0,01404	136,93	0,01770	40,38	0,02136	186,73
0,00312	18,03	0,00678	91,69	0,01044	26,21	0,01410	135,19	0,01776	38,85	0,02142	190,79
0,00318	17,46	0,00684	89,77	0,01050	25,56	0,01416	133,45	0,01782	37,31	0,02148	194,85
0,00324	16,89	0,00690	87,84	0,01056	24,91	0,01422	131,72	0,01788	35,77	0,02154	198,91
0,00330	16,32	0,00696	85,91	0,01062	24,26	0,01428	129,98	0,01794	34,23	0,02160	202,97
0,00336	15,75	0,00702	83,99	0,01068	23,61	0,01434	128,25	0,01800	32,68	0,02166	207,03
0,00342	15,18	0,00708	82,06	0,01074	22,96	0,01440	126,52	0,01806	32,35	0,02172	211,09
0,00348	14,61	0,00714	80,13	0,01080	22,31	0,01446	124,79	0,01812	32,02	0,02178	215,15
0,00354	14,04	0,00720	78,20	0,01086	21,66	0,01452	123,06	0,01818	31,69	0,02184	219,21

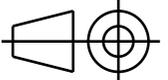
0,02190	144,59	0,02586	48,32	0,02982	68,51	0,03378	33,39	0,03774	78,27	0,04170	93,01
0,02196	143,41	0,02592	47,63	0,02988	70,34	0,03384	33,31	0,03780	82,27	0,04176	90,64
0,02202	142,24	0,02598	46,93	0,02994	72,17	0,03390	33,22	0,03786	86,27	0,04182	88,26
0,02208	141,07	0,02604	46,23	0,03000	74,00	0,03396	33,13	0,03792	90,27	0,04188	85,89
0,02214	139,90	0,02610	45,53	0,03006	73,45	0,03402	33,04	0,03798	94,26	0,04194	83,51
0,02220	138,74	0,02616	44,83	0,03012	72,89	0,03408	32,94	0,03804	98,26	0,04200	81,12
0,02226	137,57	0,02622	44,13	0,03018	72,34	0,03414	32,85	0,03810	102,25	0,04206	78,92
0,02232	136,40	0,02628	43,43	0,03024	71,79	0,03420	32,75	0,03816	106,24	0,04212	76,71
0,02238	135,23	0,02634	42,72	0,03030	71,24	0,03426	32,65	0,03822	110,23	0,04218	74,51
0,02244	134,07	0,02640	42,01	0,03036	70,69	0,03432	32,55	0,03828	114,21	0,04224	72,30
0,02250	132,90	0,02646	41,31	0,03042	70,14	0,03438	32,44	0,03834	118,20	0,04230	70,08
0,02256	131,74	0,02652	40,60	0,03048	69,60	0,03444	32,33	0,03840	122,19	0,04236	67,87
0,02262	130,57	0,02658	39,89	0,03054	69,05	0,03450	32,22	0,03846	126,18	0,04242	65,65
0,02268	129,41	0,02664	39,17	0,03060	68,50	0,03456	32,11	0,03852	130,16	0,04248	63,43
0,02274	128,24	0,02670	38,46	0,03066	67,96	0,03462	31,99	0,03858	134,15	0,04254	61,20
0,02280	127,08	0,02676	37,74	0,03072	67,41	0,03468	31,87	0,03864	138,14	0,04260	58,98
0,02286	125,91	0,02682	37,03	0,03078	66,87	0,03474	31,74	0,03870	142,13	0,04266	56,75
0,02292	124,75	0,02688	36,31	0,03084	66,32	0,03480	31,61	0,03876	146,11	0,04272	54,51
0,02298	123,58	0,02694	35,59	0,03090	65,78	0,03486	31,48	0,03882	150,11	0,04278	52,28
0,02304	121,92	0,02700	34,87	0,03096	65,24	0,03492	31,34	0,03888	154,10	0,04284	50,04
0,02310	120,00	0,02706	34,17	0,03102	64,69	0,03498	31,20	0,03894	158,09	0,04290	47,80
0,02316	118,09	0,02712	33,46	0,03108	64,15	0,03504	31,31	0,03900	162,09	0,04296	45,55
0,02322	116,17	0,02718	32,75	0,03114	63,61	0,03510	31,53	0,03906	166,08	0,04302	43,88
0,02328	114,25	0,02724	32,05	0,03120	63,07	0,03516	31,74	0,03912	159,51	0,04308	43,37
0,02334	112,33	0,02730	31,34	0,03126	62,53	0,03522	31,94	0,03918	158,23	0,04314	42,87
0,02340	110,40	0,02736	30,63	0,03132	61,99	0,03528	32,13	0,03924	156,96	0,04320	42,36
0,02346	108,48	0,02742	29,91	0,03138	61,45	0,03534	32,31	0,03930	155,68	0,04326	41,85
0,02352	106,55	0,02748	29,20	0,03144	60,91	0,03540	32,48	0,03936	154,41	0,04332	41,33
0,02358	104,62	0,02754	28,49	0,03150	60,37	0,03546	32,63	0,03942	153,14	0,04338	40,82
0,02364	102,69	0,02760	27,77	0,03156	59,83	0,03552	32,78	0,03948	151,88	0,04344	40,31
0,02370	100,75	0,02766	27,28	0,03162	59,30	0,03558	32,91	0,03954	150,62	0,04350	39,80
0,02376	98,82	0,02772	26,85	0,03168	58,76	0,03564	33,04	0,03960	149,36	0,04356	39,28
0,02382	96,88	0,02778	26,42	0,03174	58,22	0,03570	33,15	0,03966	148,10	0,04362	38,77
0,02388	94,94	0,02784	25,99	0,03180	57,68	0,03576	33,25	0,03972	146,85	0,04368	38,25
0,02394	92,99	0,02790	25,55	0,03186	57,18	0,03582	33,34	0,03978	145,60	0,04374	37,73
0,02400	91,04	0,02796	25,12	0,03192	56,69	0,03588	33,42	0,03984	144,35	0,04380	37,21
0,02406	89,09	0,02802	25,14	0,03198	56,20	0,03594	33,48	0,03990	143,11	0,04386	36,69
0,02412	87,14	0,02808	26,06	0,03204	55,10	0,03600	33,53	0,03996	141,86	0,04392	36,17
0,02418	85,18	0,02814	26,98	0,03210	53,70	0,03606	33,58	0,04002	140,62	0,04398	35,65
0,02424	83,22	0,02820	27,89	0,03216	52,29	0,03612	33,60	0,04008	139,38	0,04404	35,13
0,02430	81,26	0,02826	28,80	0,03222	50,89	0,03618	33,62	0,04014	138,15	0,04410	34,61
0,02436	79,29	0,02832	29,71	0,03228	49,48	0,03624	33,63	0,04020	136,91	0,04416	34,08
0,02442	77,33	0,02838	30,62	0,03234	48,08	0,03630	33,62	0,04026	135,68	0,04422	33,56
0,02448	75,35	0,02844	31,64	0,03240	46,67	0,03636	33,60	0,04032	134,45	0,04428	33,03
0,02454	73,38	0,02850	32,72	0,03246	45,26	0,03642	33,57	0,04038	133,22	0,04434	32,50
0,02460	71,40	0,02856	33,80	0,03252	43,85	0,03648	33,52	0,04044	132,00	0,04440	31,98
0,02466	69,42	0,02862	34,88	0,03258	42,44	0,03654	33,47	0,04050	130,77	0,04446	31,45
0,02472	67,43	0,02868	35,96	0,03264	41,03	0,03660	33,40	0,04056	129,55	0,04452	30,92
0,02478	65,44	0,02874	37,26	0,03270	39,62	0,03666	33,31	0,04062	128,32	0,04458	30,38
0,02484	63,45	0,02880	38,97	0,03276	38,50	0,03672	33,22	0,04068	127,10	0,04464	29,85
0,02490	61,46	0,02886	40,69	0,03282	37,47	0,03678	33,11	0,04074	125,88	0,04470	29,32
0,02496	59,46	0,02892	42,41	0,03288	36,43	0,03684	32,99	0,04080	124,66	0,04476	28,78
0,02502	57,90	0,02898	44,13	0,03294	35,39	0,03690	32,86	0,04086	123,45	0,04482	28,25
0,02508	57,22	0,02904	45,85	0,03300	34,35	0,03696	32,71	0,04092	122,23	0,04488	27,71
0,02514	56,55	0,02910	47,57	0,03306	34,29	0,03702	33,47	0,04098	121,01	0,04494	27,22
0,02520	55,87	0,02916	49,29	0,03312	34,22	0,03708	36,05	0,04104	119,04	0,04500	28,20
0,02526	55,19	0,02922	51,01	0,03318	34,15	0,03714	38,57	0,04110	116,67	0,04506	32,40
0,02532	54,51	0,02928	52,72	0,03324	34,08	0,03720	42,11	0,04116	114,31	0,04512	36,60
0,02538	53,83	0,02934	54,44	0,03330	34,01	0,03726	46,14	0,04122	111,95	0,04518	40,79
0,02544	53,15	0,02940	56,16	0,03336	33,94	0,03732	50,17	0,04128	109,59	0,04524	44,99
0,02550	52,46	0,02946	57,88	0,03342	33,87	0,03738	54,19	0,04134	107,22	0,04530	49,18
0,02556	51,78	0,02952	59,60	0,03348	33,80	0,03744	58,21	0,04140	104,86	0,04536	53,36
0,02562	51,09	0,02958	61,32	0,03354	33,72	0,03750	62,23	0,04146	102,49	0,04542	57,54
0,02568	50,40	0,02964	63,04	0,03360	33,64	0,03756	66,25	0,04152	100,13	0,04548	61,73
0,02574	49,71	0,02970	64,85	0,03366	33,56	0,03762	70,26	0,04158	97,76	0,04554	65,90
0,02580	49,02	0,02976	66,68	0,03372	33,48	0,03768	74,26	0,04164	95,39	0,04560	70,08

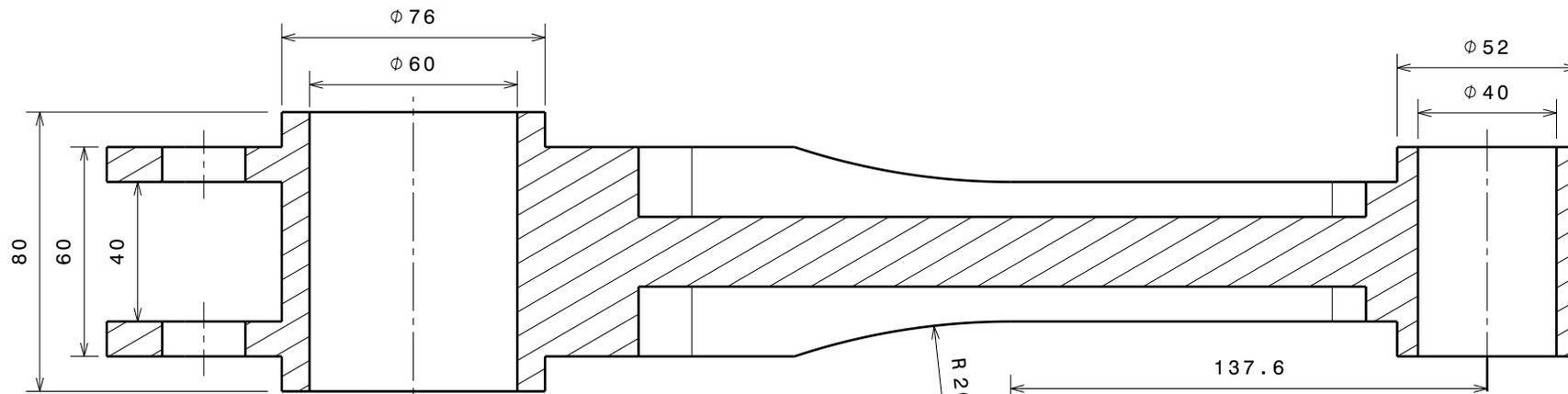
0,04566	74,26	0,04806	119,68	0,05046	58,56	0,05286	28,53	0,05526	107,20	0,05766	95,33
0,04572	78,43	0,04812	118,26	0,05052	56,58	0,05292	28,15	0,05532	111,02	0,05772	93,31
0,04578	82,60	0,04818	116,84	0,05058	54,61	0,05298	27,78	0,05538	114,84	0,05778	91,30
0,04584	86,77	0,04824	115,42	0,05064	52,62	0,05304	27,69	0,05544	118,67	0,05784	89,28
0,04590	90,95	0,04830	114,00	0,05070	50,64	0,05310	27,74	0,05550	122,50	0,05790	87,26
0,04596	95,12	0,04836	112,58	0,05076	48,65	0,05316	27,79	0,05556	126,33	0,05796	85,24
0,04602	99,29	0,04842	111,16	0,05082	46,65	0,05322	27,83	0,05562	130,16	0,05802	83,53
0,04608	103,46	0,04848	109,75	0,05088	44,66	0,05328	27,88	0,05568	133,99	0,05808	82,45
0,04614	107,63	0,04854	108,33	0,05094	42,65	0,05334	27,93	0,05574	137,83	0,05814	81,37
0,04620	111,81	0,04860	106,91	0,05100	40,89	0,05340	27,97	0,05580	141,67	0,05820	80,29
0,04626	115,98	0,04866	105,49	0,05106	40,53	0,05346	28,02	0,05586	145,52	0,05826	79,21
0,04632	120,16	0,04872	104,07	0,05112	40,17	0,05352	28,06	0,05592	149,36	0,05832	78,13
0,04638	124,34	0,04878	102,66	0,05118	39,80	0,05358	28,10	0,05598	153,22	0,05838	77,04
0,04644	128,52	0,04884	101,24	0,05124	39,42	0,05364	28,14	0,05604	157,07	0,05844	75,96
0,04650	132,70	0,04890	99,82	0,05130	39,04	0,05370	28,18	0,05610	160,93	0,05850	74,87
0,04656	136,89	0,04896	98,40	0,05136	38,65	0,05376	28,22	0,05616	164,79	0,05856	73,78
0,04662	141,08	0,04902	96,98	0,05142	38,25	0,05382	28,25	0,05622	168,64	0,05862	72,69
0,04668	145,27	0,04908	95,56	0,05148	37,85	0,05388	28,29	0,05628	172,50	0,05868	71,61
0,04674	149,47	0,04914	94,13	0,05154	37,44	0,05394	28,32	0,05634	176,36	0,05874	70,51
0,04680	153,67	0,04920	92,71	0,05160	37,03	0,05400	28,35	0,05640	180,22	0,05880	69,42
0,04686	157,87	0,04926	91,28	0,05166	36,61	0,05406	30,99	0,05646	184,08	0,05886	68,33
0,04692	162,08	0,04932	89,86	0,05172	36,19	0,05412	34,80	0,05652	187,94	0,05892	67,24
0,04698	166,30	0,04938	88,43	0,05178	35,76	0,05418	38,61	0,05658	191,80	0,05898	66,14
0,04704	165,83	0,04944	87,00	0,05184	35,32	0,05424	42,42	0,05664	195,66	0,05904	65,04
0,04710	163,02	0,04950	85,57	0,05190	34,89	0,05430	46,22	0,05670	199,52	0,05910	63,95
0,04716	160,21	0,04956	84,14	0,05196	34,45	0,05436	50,03	0,05676	203,38	0,05916	62,85
0,04722	157,40	0,04962	82,70	0,05202	34,02	0,05442	53,84	0,05682	207,24	0,05922	61,74
0,04728	154,60	0,04968	81,27	0,05208	33,62	0,05448	57,65	0,05688	211,10	0,05928	60,64
0,04734	151,80	0,04974	79,83	0,05214	33,22	0,05454	61,46	0,05694	214,96	0,05934	59,54
0,04740	149,00	0,04980	78,39	0,05220	32,83	0,05460	65,26	0,05700	218,82	0,05940	58,43
0,04746	146,21	0,04986	76,95	0,05226	32,43	0,05466	69,07	0,05706	222,68	0,05946	57,33
0,04752	143,41	0,04992	75,51	0,05232	32,03	0,05472	72,88	0,05712	226,54	0,05952	56,22
0,04758	140,62	0,04998	74,06	0,05238	31,64	0,05478	76,69	0,05718	230,40	0,05958	55,11
0,04764	137,83	0,05004	72,28	0,05244	31,25	0,05484	80,50	0,05724	234,26	0,05964	54,00
0,04770	135,04	0,05010	70,33	0,05250	30,85	0,05490	84,31	0,05730	238,12	0,05970	52,89
0,04776	132,25	0,05016	68,38	0,05256	30,46	0,05496	88,12	0,05736	241,98	0,05976	51,78
0,04782	129,46	0,05022	66,42	0,05262	30,07	0,05502	91,93	0,05742	245,84	0,05982	50,66
0,04788	126,68	0,05028	64,46	0,05268	29,68	0,05508	95,75	0,05748	249,70	0,05988	49,55
0,04794	123,89	0,05034	62,50	0,05274	29,30	0,05514	99,56	0,05754	253,56	0,05994	48,43
0,04800	121,10	0,05040	60,53	0,05280	28,91	0,05520	103,38	0,05760	257,42	0,06000	47,31

## ANEXO IV: Planos

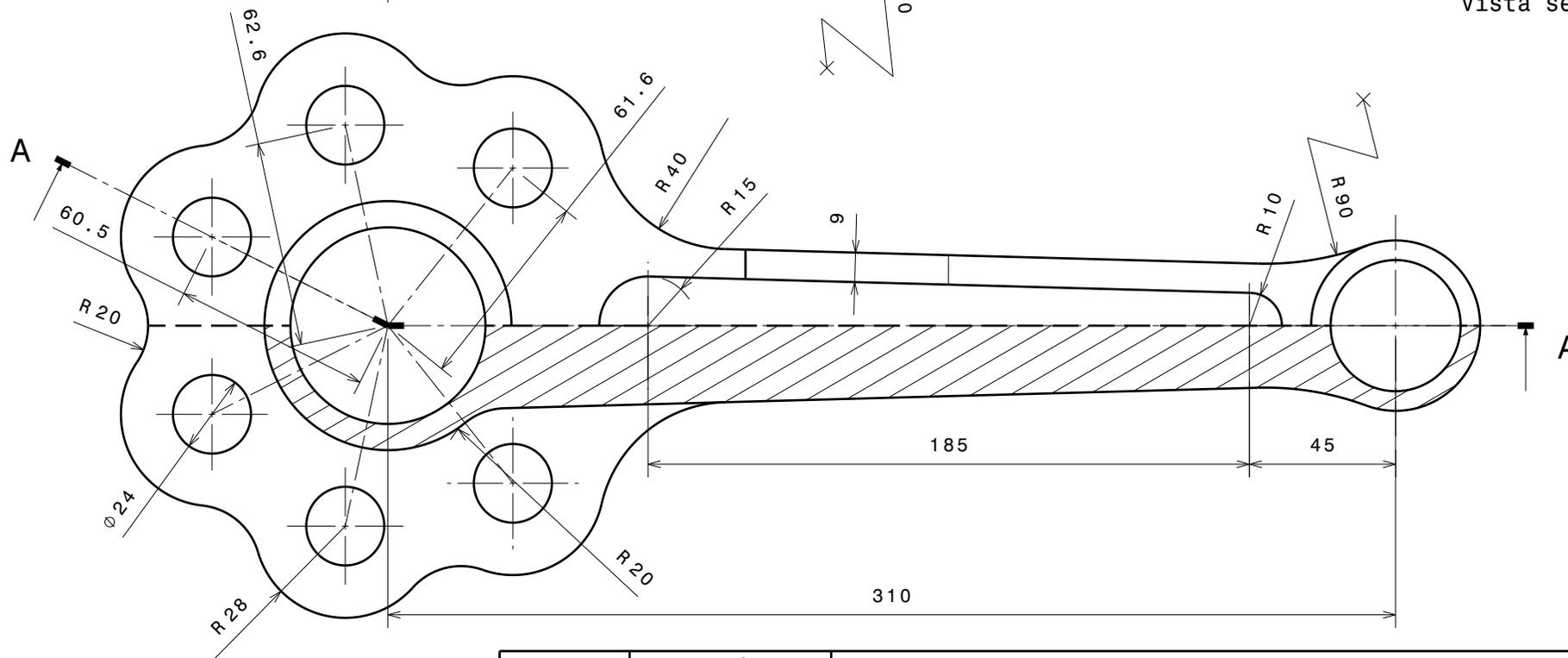


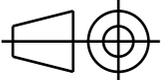
Vista sección A-A

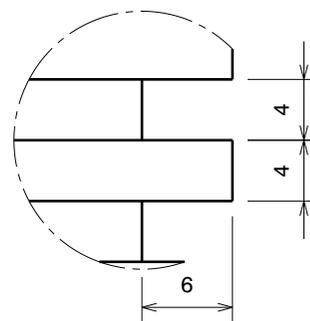
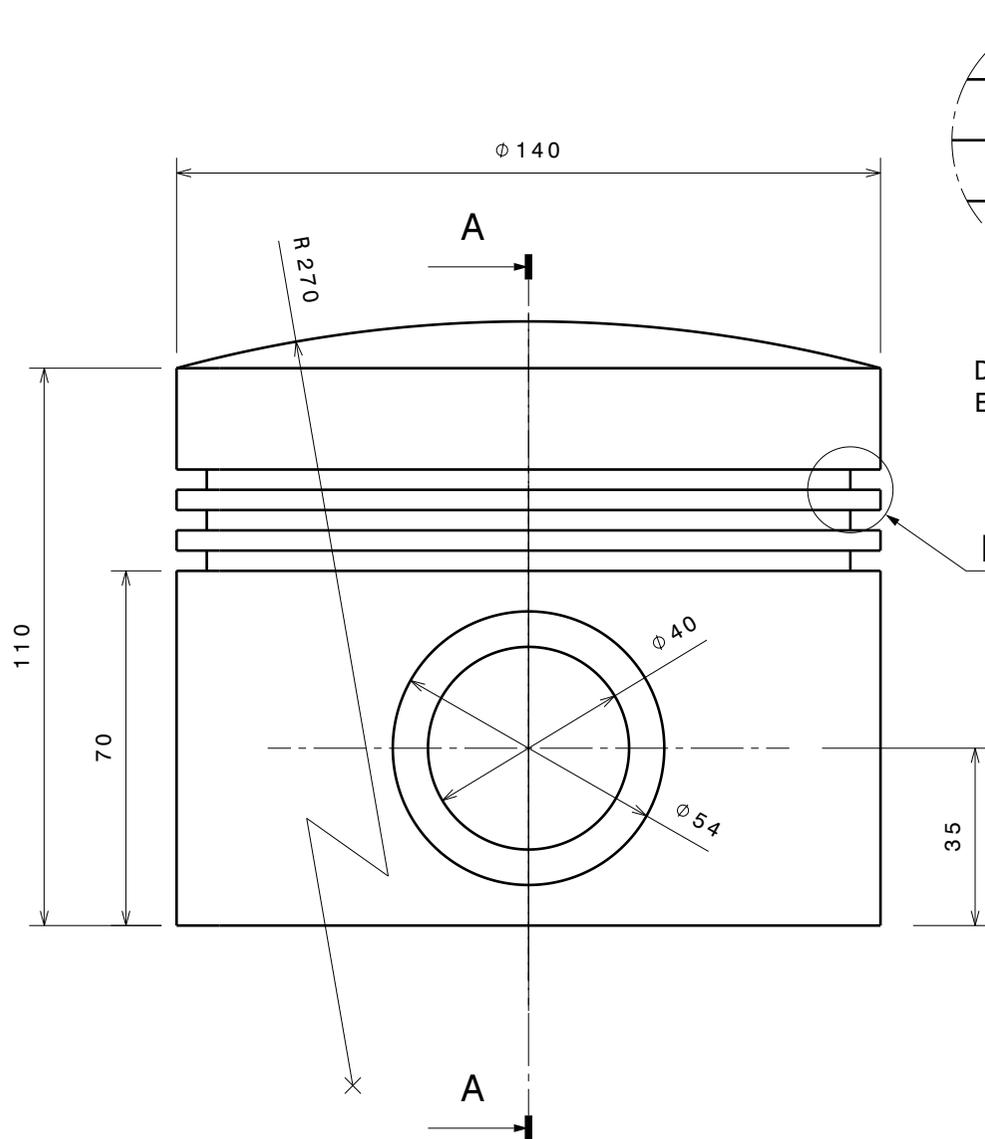
Tamaño <b>A4</b>		Pieza: <b>Biela secundaria</b>
Escala <b>2/3</b>	Fecha de comprobación: 15/05/2019	Diseño de: Ander Villaverde Ruiz de Galarreta



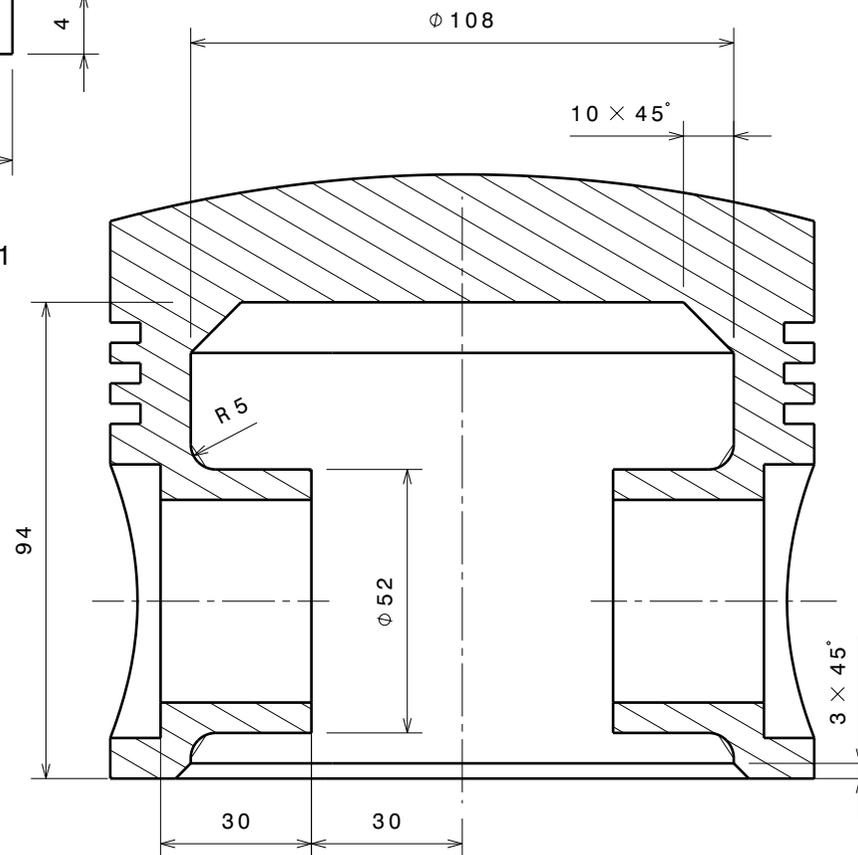
Vista sección A-A



Tamaño <b>A4</b>		Pieza: <b>Biela maestra</b>
Escala <b>1/2</b>	Fecha de comprobación: 15/05/2019	Diseño de: Ander Villaverde Ruiz de Galarreta

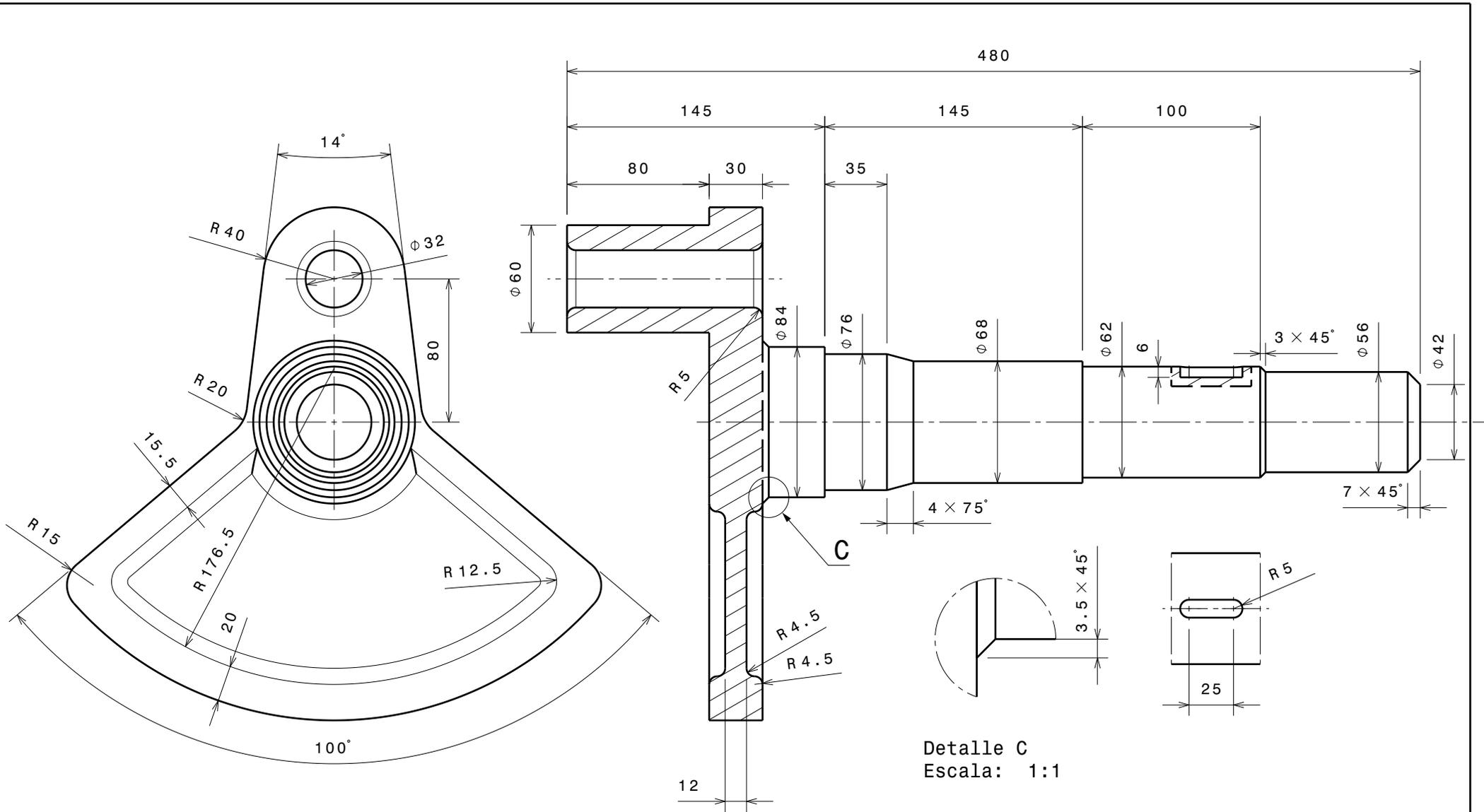


Detalle B  
Escala: 2:1

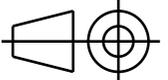


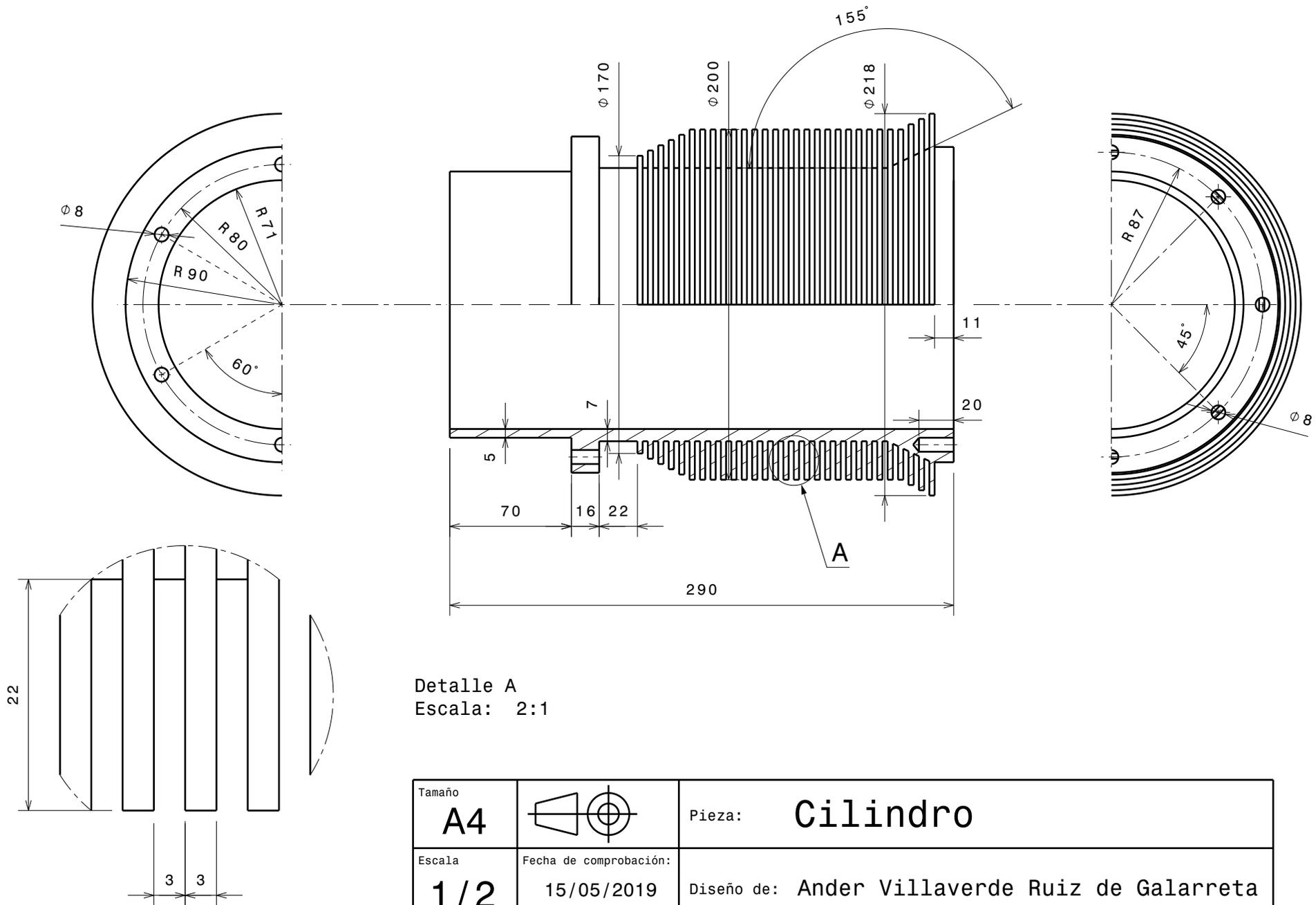
Vista sección A-A

Tamaño <b>A4</b>		Pieza: <b>Pistón</b>
Escala <b>2/3</b>	Fecha de comprobación: 15/05/2019	Diseño de: <b>Ander Villaverde Ruiz de Galarreta</b>

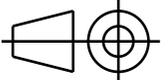


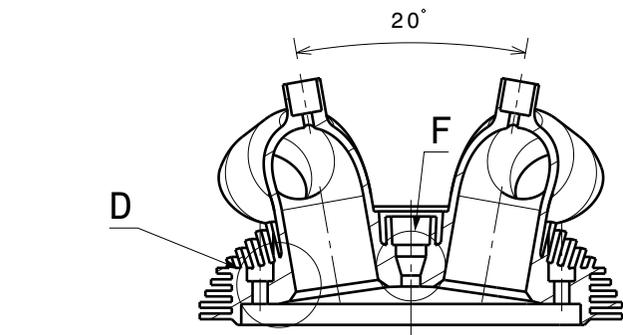
Detalle C  
Escala: 1:1

Tamaño <b>A4</b>		Pieza: <b>Cigüeñal</b>
Escala <b>1/3</b>	Fecha de comprobación: 15/05/2019	Diseño de: Ander Villaverde Ruiz de Galarreta

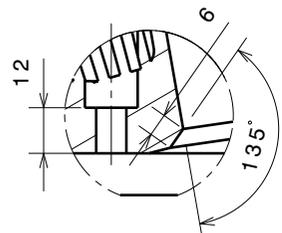


Detalle A  
Escala: 2:1

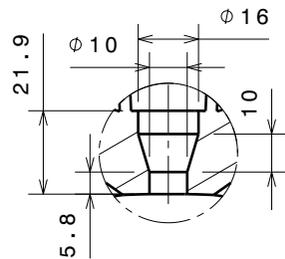
Tamaño <b>A4</b>		Pieza: <b>Cilindro</b>
Escala <b>1/2</b>	Fecha de comprobación: 15/05/2019	Diseño de: Ander Villaverde Ruiz de Galarreta



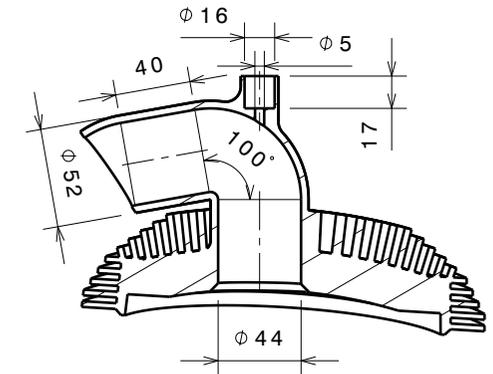
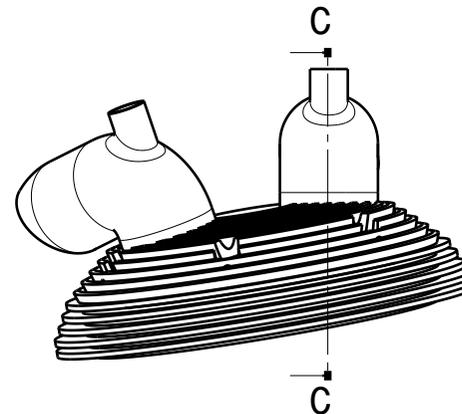
Vista sección A-A



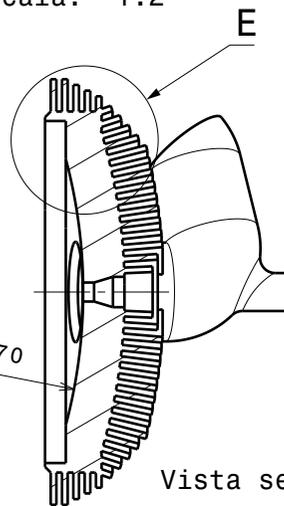
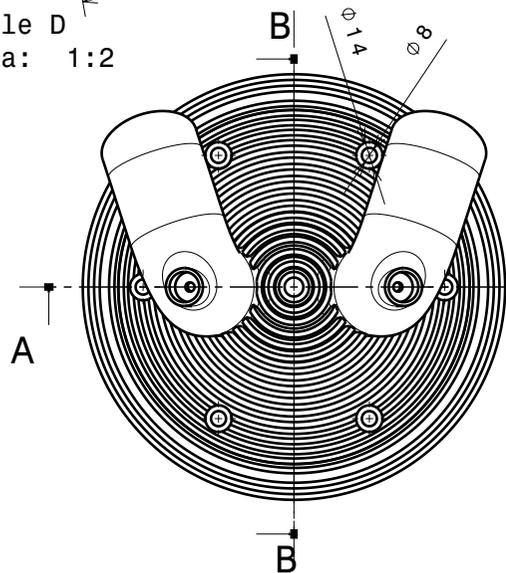
Detalle D  
Escala: 1:2



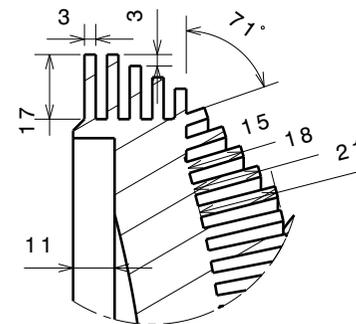
Detalle F  
Escala: 1:2



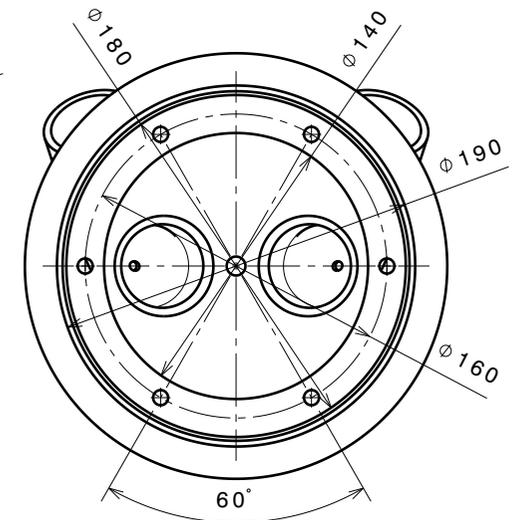
Vista sección C-C



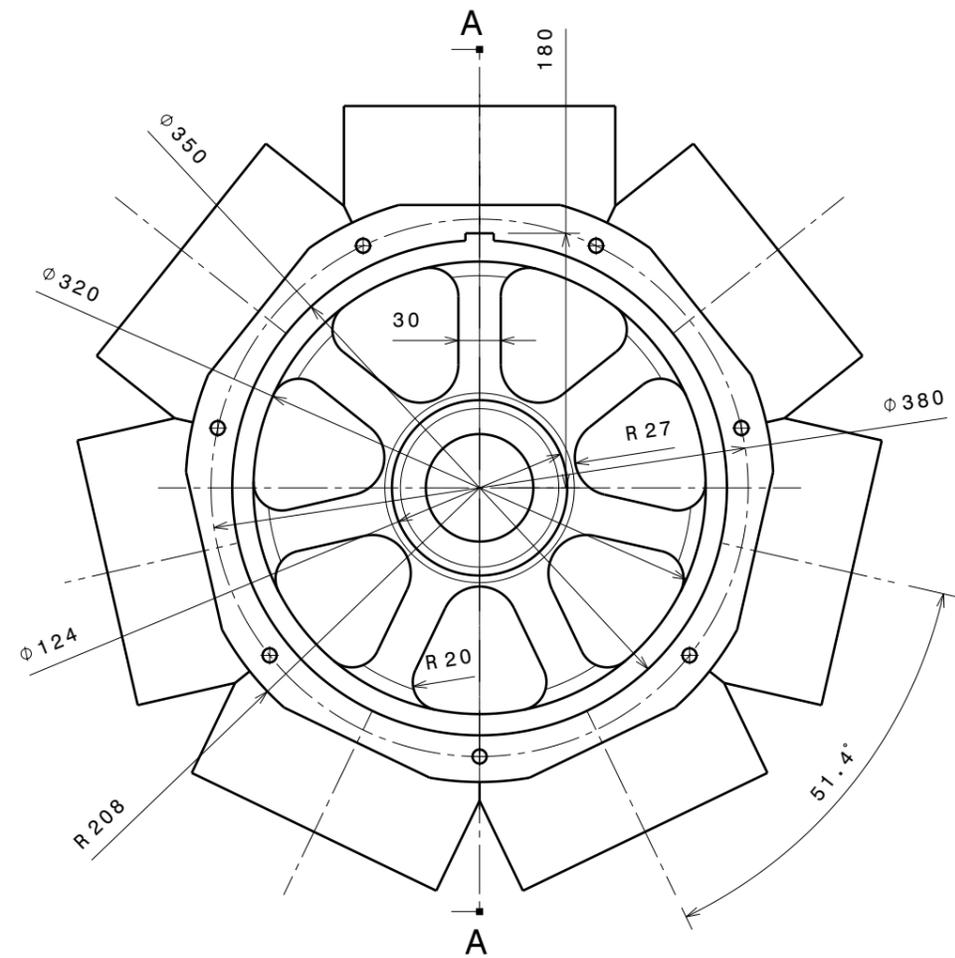
Vista sección B-B



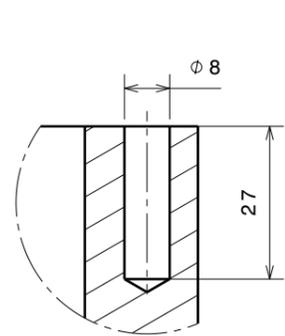
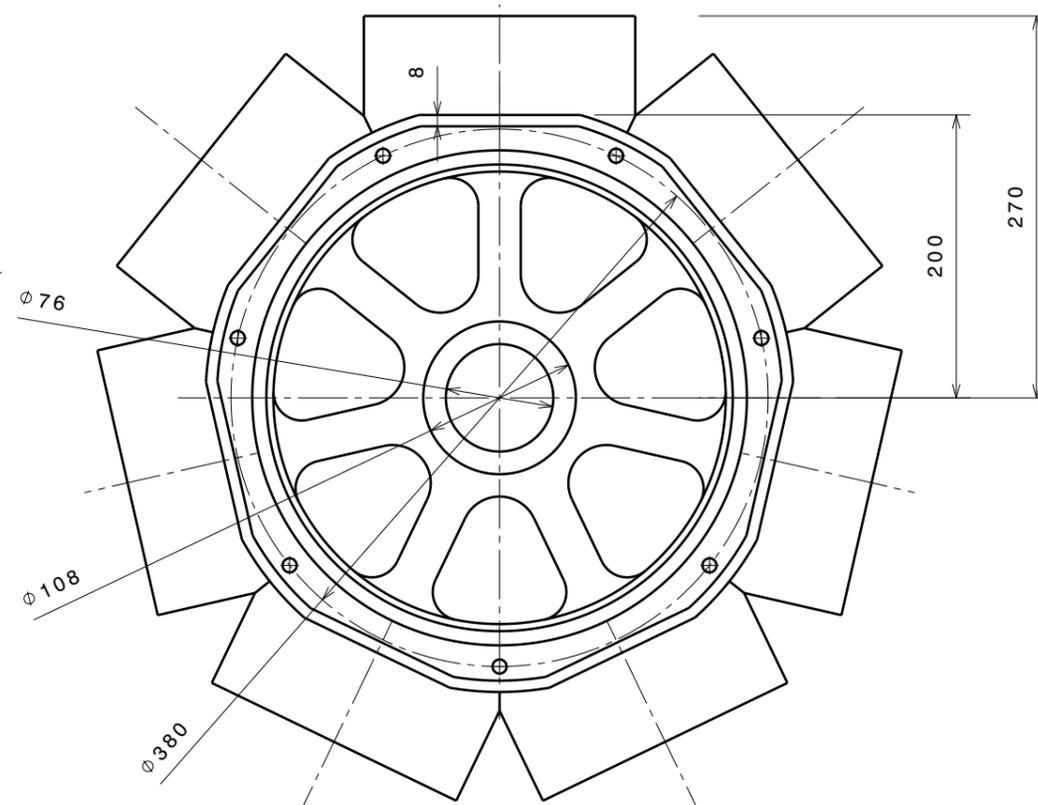
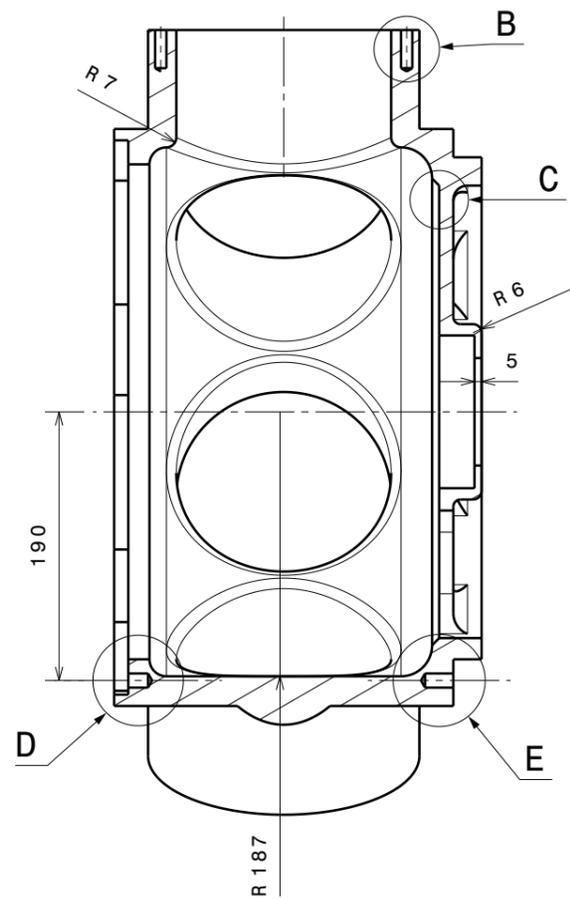
Detalle E  
Escala: 1:2



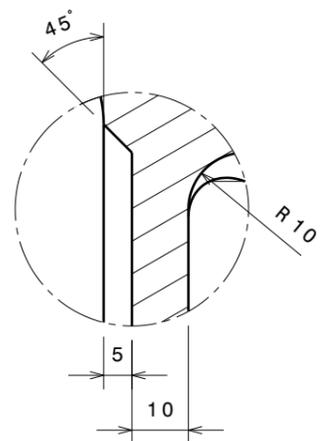
Tamaño <b>A4</b>		Pieza: <b>Culata</b>
Escala <b>1/4</b>	Fecha de comprobación: 10/05/2019	Diseño de: <b>Ander Villaverde Ruiz de Galarreta</b>



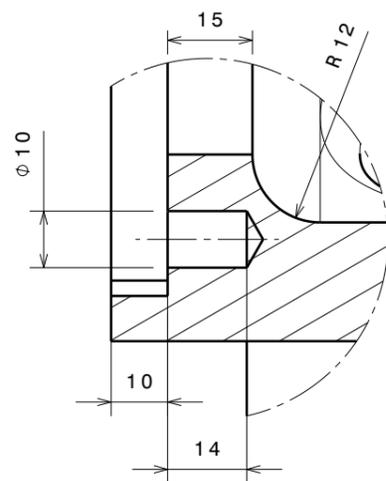
Vista sección A-A



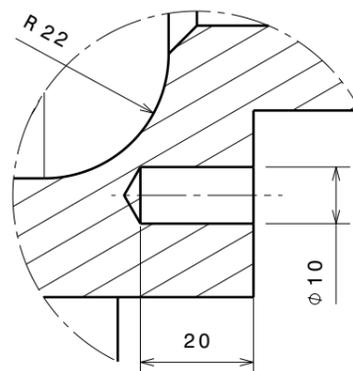
Detalle B  
Escala: 4:5



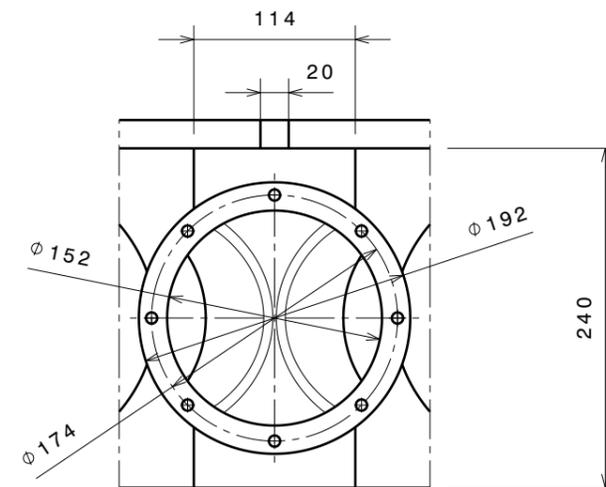
Detalle C  
Escala: 4:5



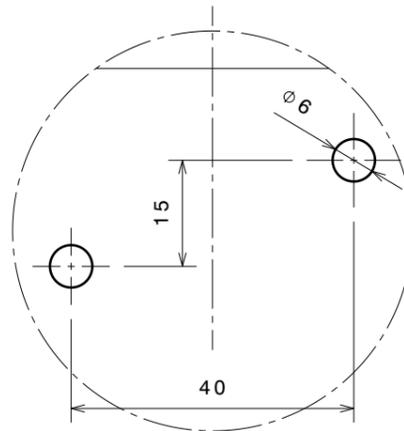
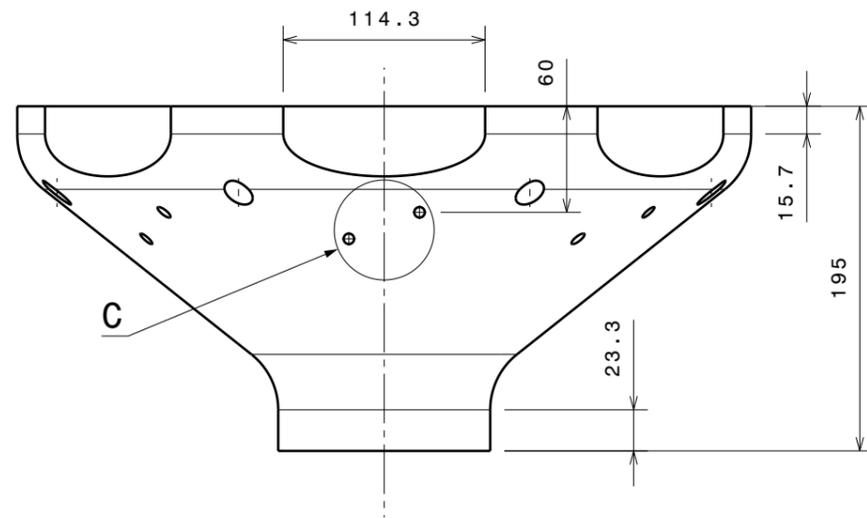
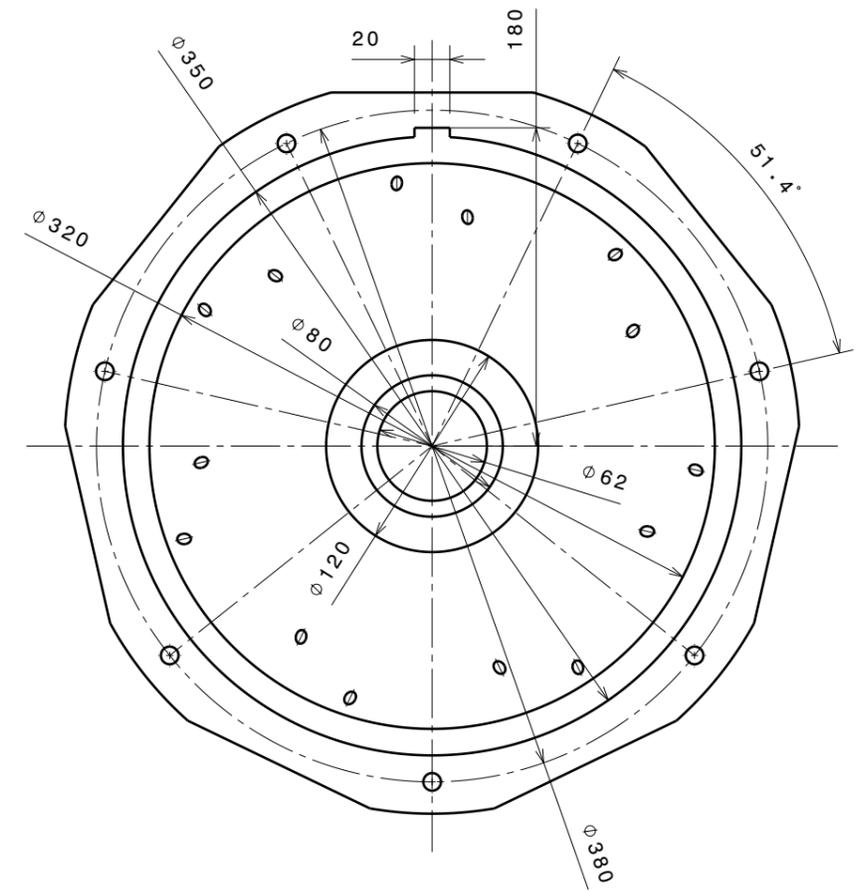
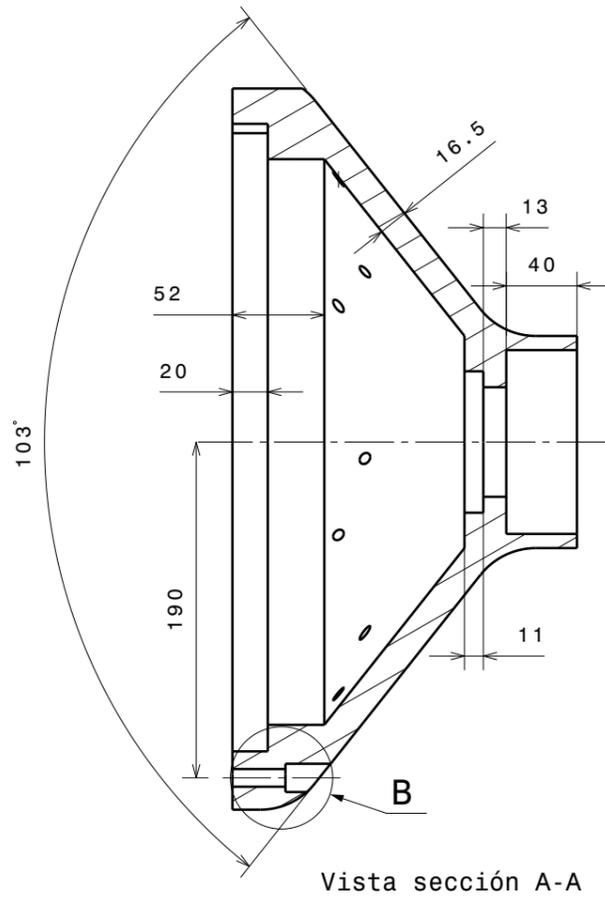
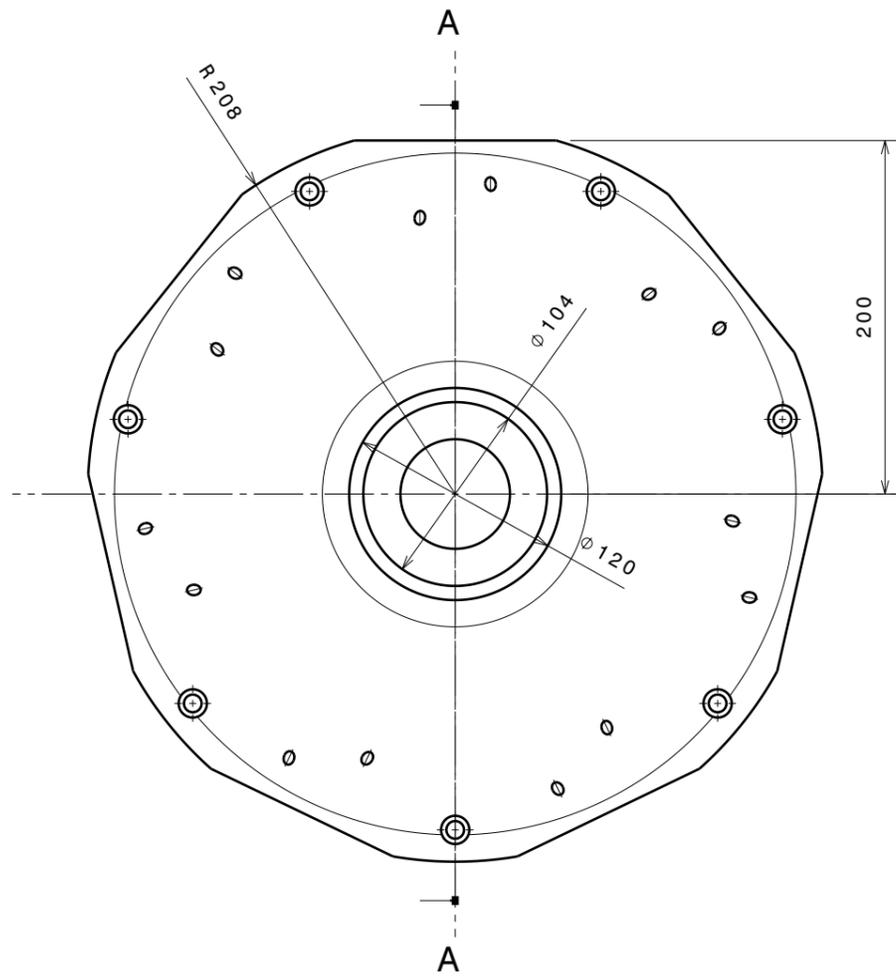
Detalle D  
Escala: 4:5



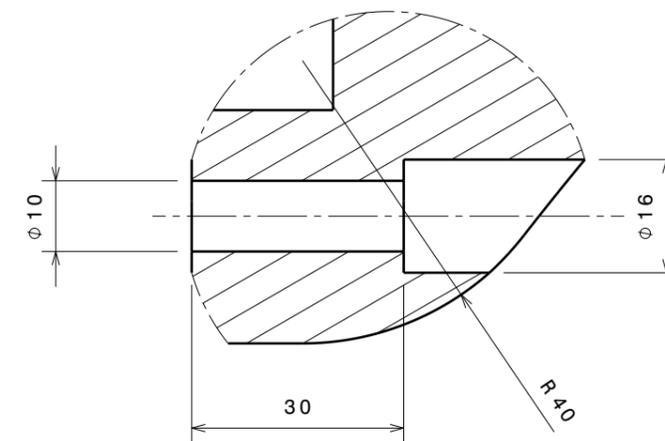
Detalle E  
Escala: 4:5



Tamaño <b>A3</b>		Pieza: <b>Bloque motor</b>
Escala <b>1/5</b>	Fecha de comprobación: 06/06/2019	Diseño de: Ander Villaverde Ruiz de Galarreta



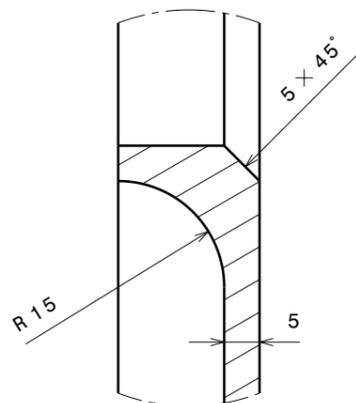
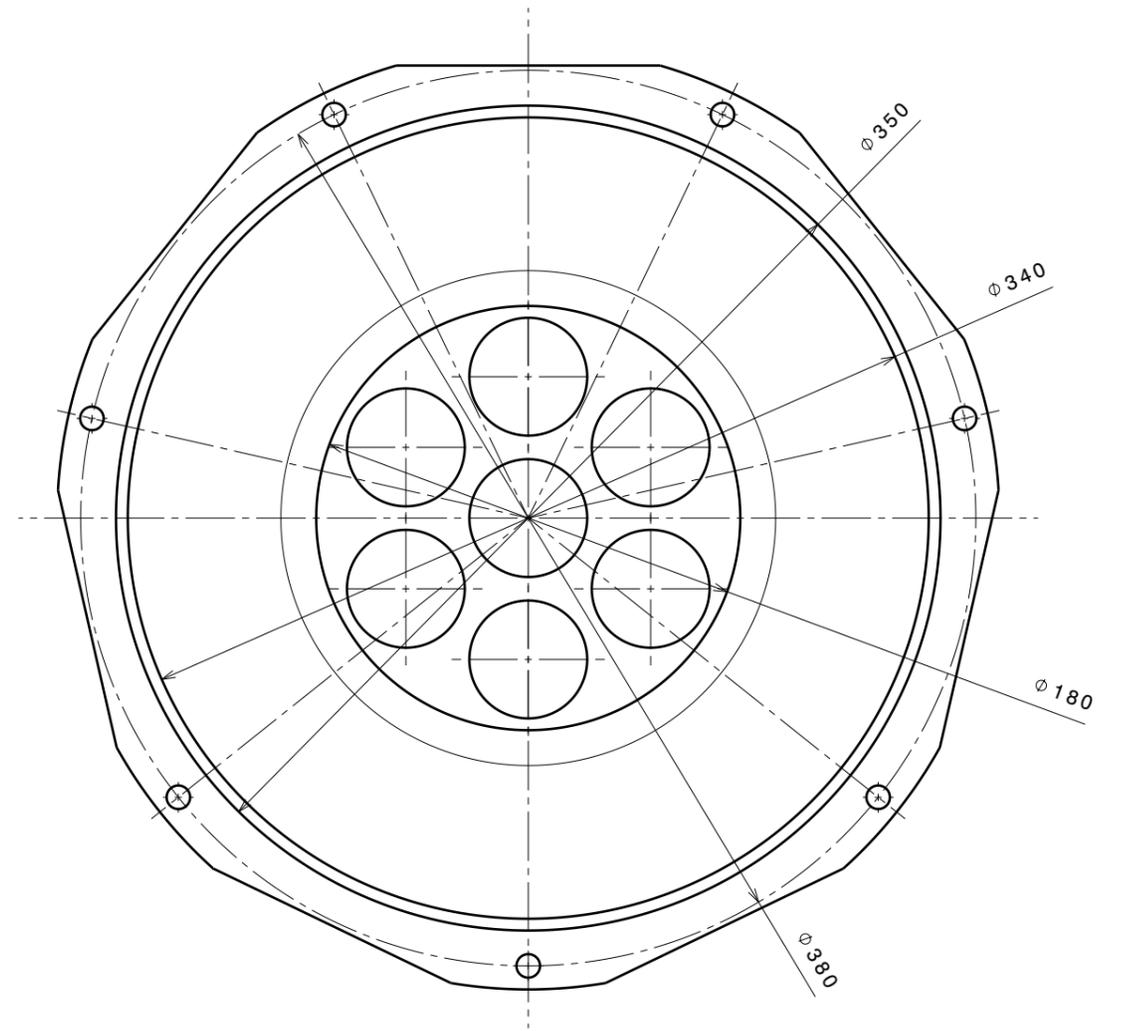
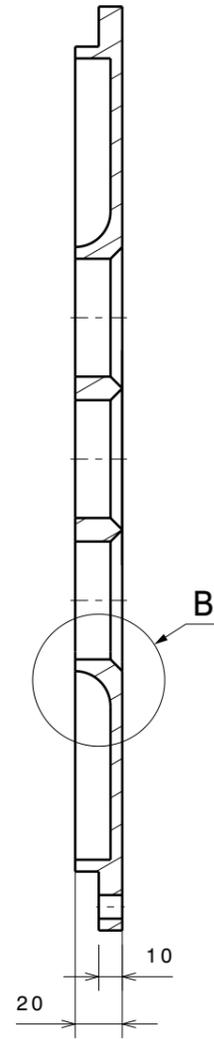
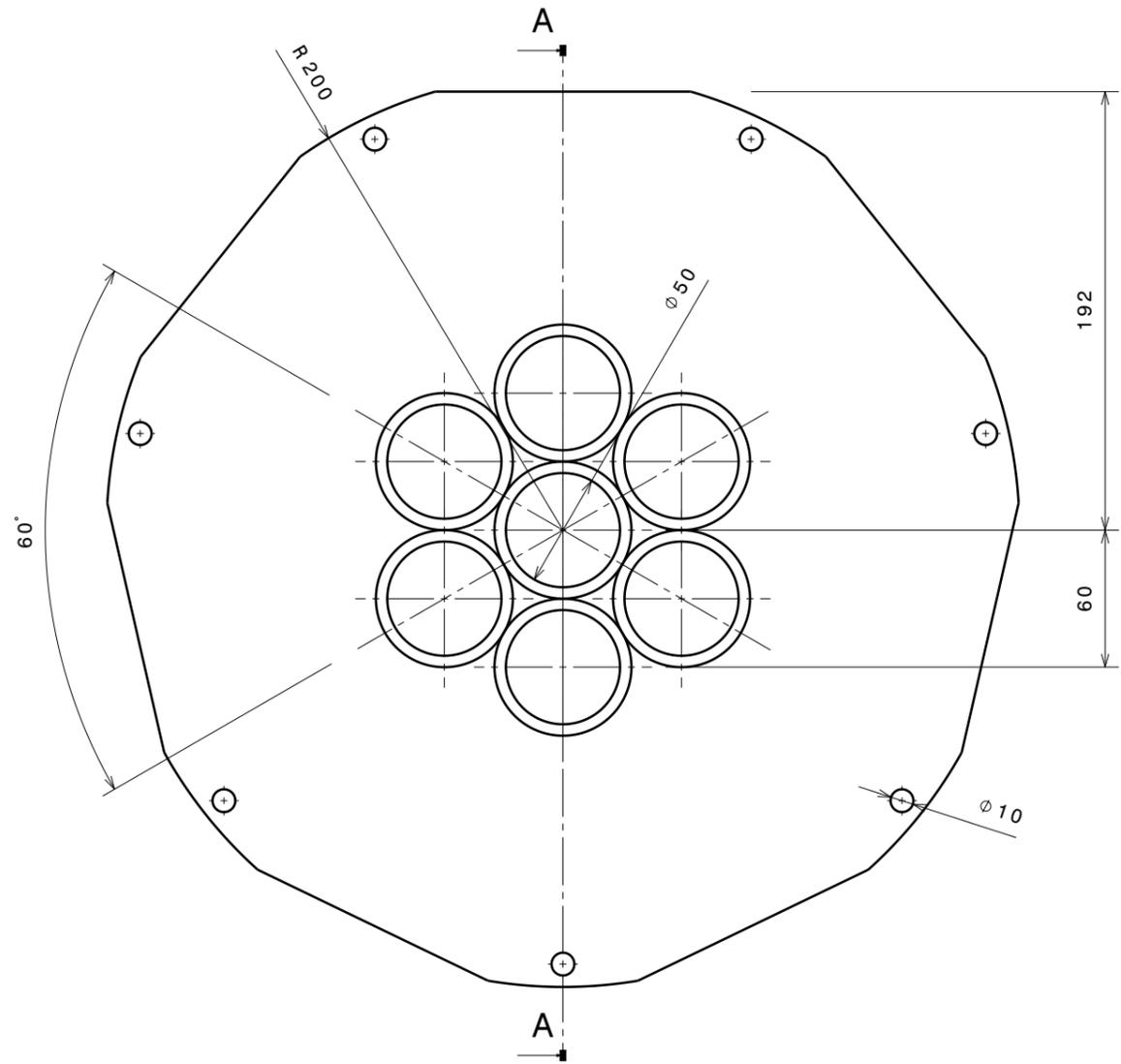
Detalle C  
Scale: 1:1



Detalle B  
Scale: 1:1

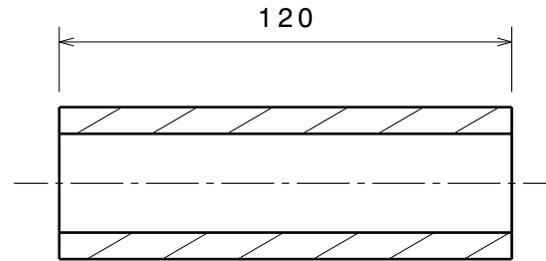
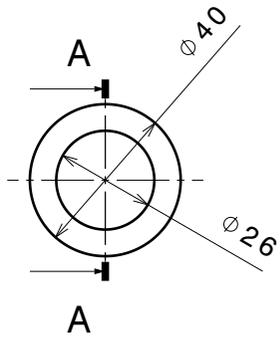
Tamaño <b>A3</b>		Pieza: Tapa delantera del bloque motor
Escala <b>1/4</b>	Fecha de comprobación: 12/06/2019	Diseño de: Ander Villaverde Ruiz de Galarreta

Vista sección A-A

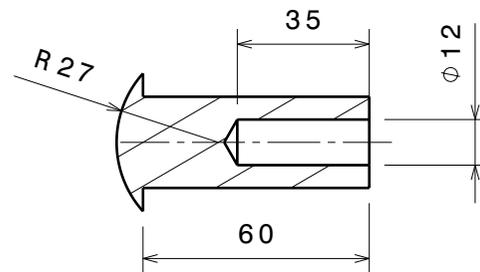
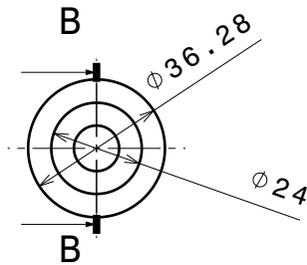


Detalle B  
Escala: 1:1

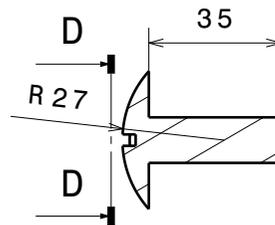
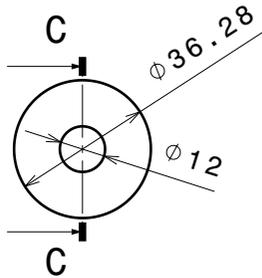
Tamaño <b>A3</b>		Pieza: Tapa trasera del bloque motor
Escala <b>1/3</b>	Fecha de comprobación: 26/05/2019	Diseño de: Ander Villaverde Ruiz de Galarreta



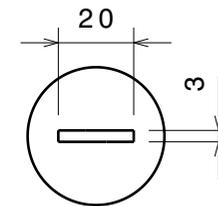
Vista sección A-A



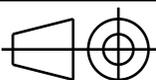
Vista sección B-B

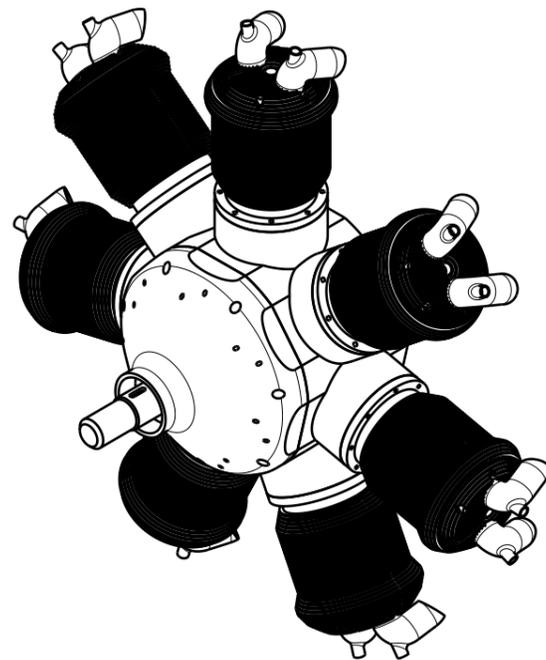
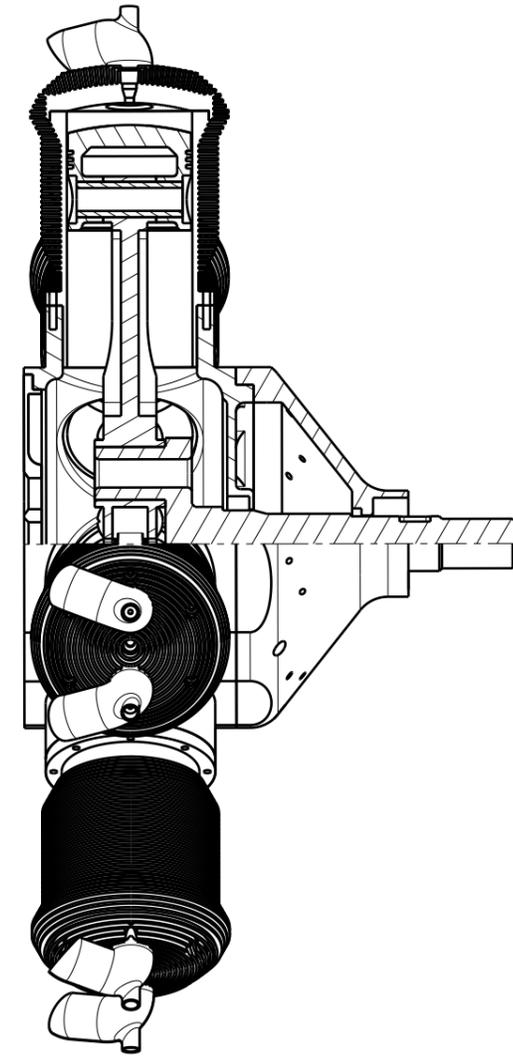
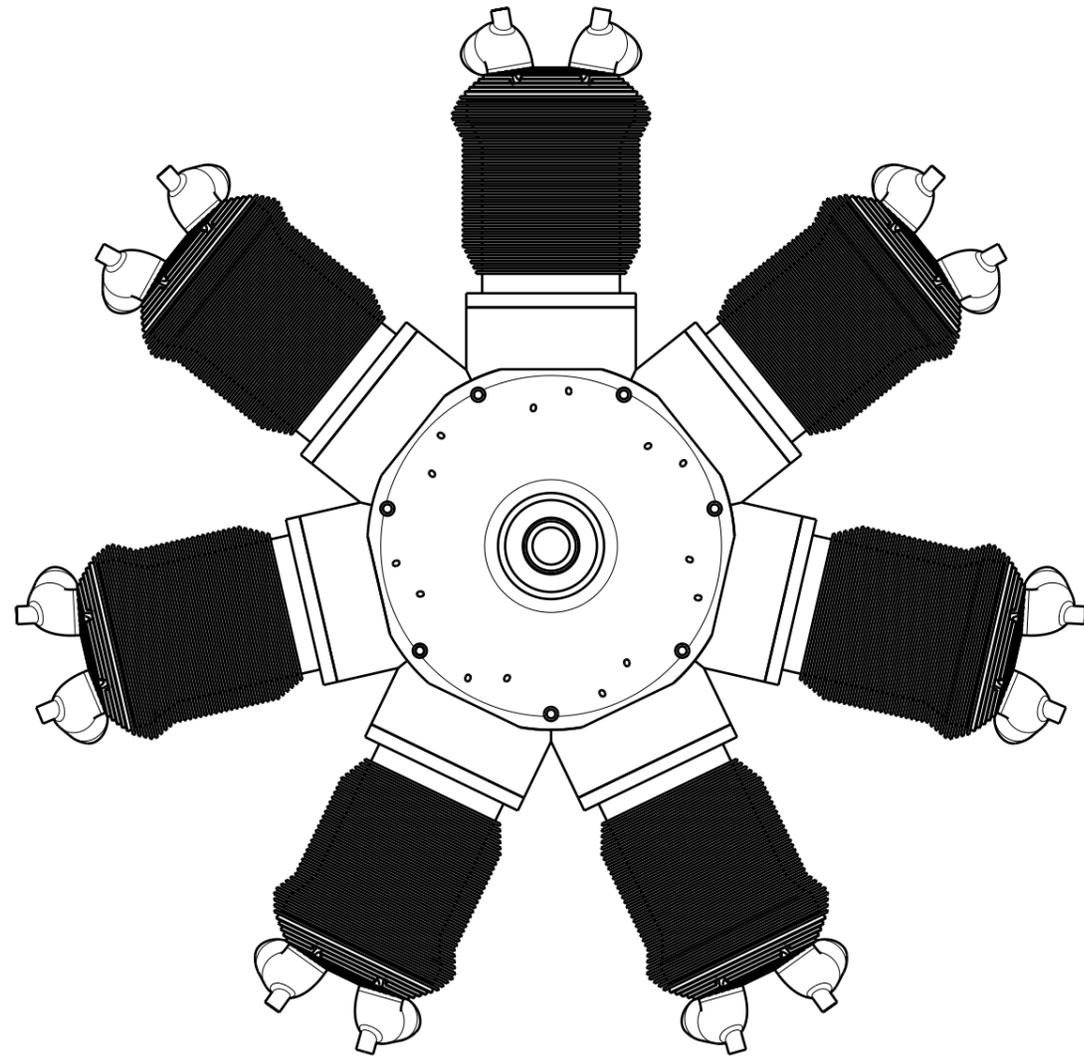


Vista sección C-C

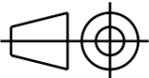


Vista sección D-D

Tamaño <b>A4</b>		Pieza: <b>Pasadores</b>
Escala <b>1/2</b>	Fecha de comprobación: 11/05/2019	Diseño de: <b>Ander Villaverde Ruiz de Galarreta</b>



Vista isométrica

Tamaño <b>A3</b>		Pieza: <b>Montaje completo</b>
Escala <b>1/8</b>	Fecha de comprobación: 16/06/2019	Diseño de: Ander Villaverde Ruiz de Galarreta