

Estudio de la influencia del número de cilindros en las prestaciones de un motor de combustión interna alternativo mediante simulación virtual

Trabajo Final de Grado



Facultat de Nàutica de Barcelona
Universitat Politècnica de Catalunya

Trabajo realizado por:
Jordi Adroer i Gras

Dirigido por:
Manuel Rodríguez Castillo

Grado en Ingeniería en Sistemas y Tecnología Naval

Barcelona, 8 de junio de 2020



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH
Facultat de Nàutica de Barcelona

A ship is always safe at shore, but that is not what it is built for.

- *Albert Einstein*

Agradecimientos

Quiero mostrar mi más sincero agradecimiento a todas las personas que han contribuido a mi formación académica y, que me han dado las herramientas necesarias para poder culminar mis estudios de grado con este proyecto, especialmente a la comunidad estudiantil y profesorado de la Facultad de Náutica de Barcelona (UPC) y de la Escuela de Ciencias de la Ingeniería (KTH).

A los futuros arquitectos navales Lukas Blau, Varun Goel y Jan Urquizu por su paciencia y voluntad de ayudar. Al profesor de motores de combustión interna Andreas Cronhjort, del Real Instituto de Tecnología de Suecia (KTH), por sus consejos y aportaciones teóricas. Al profesor de motores de combustión interna Manuel Rodríguez, de la Facultad de Náutica de Barcelona (UPC), por dirigir y guiar el proyecto.

Y, finalmente, a mi padre, madre, hermana y abuela por su incondicional apoyo.

Resumen

En este trabajo de final de grado, se desarrolla la comparación entre dos motores de misma cilindrada y diferente número de cilindros.

En el inicio del trabajo, se plantean los dos motores y las características que se les imponen. Seguidamente, se procede con los cálculos necesarios para obtener la potencia indicada de cada modelo. A continuación, se obtienen las potencias absorbidas de una forma menos convencional a la habitual: modelando las dos configuraciones con SolidWorks y sometiéndolas a una simulación virtual, en todo momento, se procura que dicha simulación sea tan realista como sea posible. Cuando se han obtenido las dos potencias mencionadas anteriormente para cada modelo, se desarrolla el sencillo cálculo de la potencia efectiva.

Seguidamente, se procede al cálculo de otros parámetros que determinan el carácter, comportamiento y prestaciones que desarrollará cada motor, tales como, el par motor, el rendimiento mecánico y el consumo. Finalmente, se compararán las características y parámetros más destacables de cada configuración para poder concluir con un análisis técnico que evidencia los puntos fuertes que ofrece cada motor.

Abstract

In this end-of-grade project, the comparison between two engines of the same capacity and different number of cylinders is developed.

At the beginning of the project, the two engines and the characteristics imposed on them are discussed and analysed. Then, is proceed with the necessary calculations to obtain the indicated power of each model. Subsequently, the absorbed power is obtained in a less conventional way than usual: Modelling the two configurations with SolidWorks and subjecting them to a virtual simulation, carrying it out as realistic as possible. Once the power mentioned above is obtained for each model, the effective power is calculated.

Following down the project, other parameters are calculated to determinate the character, behaviour and performance of each engine. Such as torque, mechanical performance and fuel consumption.

Finally, the most outstanding characteristics and parameters of each model will be compared in order to conclude with a technical analysis that highlights the strengths of each engine.

Tabla de contenido

AGRADECIMIENTOS	III
RESUMEN	IV
ABSTRACT	V
TABLA DE CONTENIDO	VI
ÍNDICE DE ACRÓNIMOS, SÍMBOLOS Y UNIDADES	VIII
LISTADO DE FIGURAS	XII
LISTADO DE TABLAS	XV
LISTADO DE ECUACIONES	XVI
<u>CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN</u>	<u>1</u>
1.1 MOTIVACIÓN	1
1.2 OBJETIVOS DEL PROYECTO.	2
1.3 ORGANIZACIÓN Y DESARROLLO DEL TFG	3
<u>CAPÍTULO 2. CÁLCULO DE LA POTENCIA</u>	<u>5</u>
2.1 CÁLCULO DE LA POTENCIA INDICADA (6-L)	6
2.1.1 CÁLCULO DEL CALOR APORTADO	7
2.1.2 CÁLCULO DEL RENDIMIENTO TÉRMICO DEL CICLO	10
2.1.3 RECOPIACIÓN DE ECUACIONES Y CÁLCULO DE LA POTENCIA INDICADA	20
2.2 CÁLCULO DE LA POTENCIA INDICADA (3-L)	21
2.3 CÁLCULO DE LA POTENCIA ABSORBIDA (6-L)	22
2.3.1 MODELADO DE LAS PIEZAS DEL MOTOR 6-L	23
2.3.2 ENSAMBLE DEL MOTOR 6-L	63
2.3.3 SIMULACIÓN DEL MOTOR 6-L	73
2.4 CÁLCULO DE LA POTENCIA ABSORBIDA (3-L)	84
2.4.1 MODELADO DE LAS PIEZAS Y ENSAMBLE DEL MOTOR 3-L	84
2.4.2 SIMULACIÓN DEL MODELO 3-L Y OBTENCIÓN DE SU POTENCIA ABSORBIDA	90
2.5 CÁLCULO DE LA POTENCIA EFECTIVA (6-L)	91
2.6 CÁLCULO DE LA POTENCIA EFECTIVA (3-L)	92
<u>CAPÍTULO 3. CÁLCULO DEL RENDIMIENTO MECÁNICO</u>	<u>93</u>
3.1 CÁLCULO DEL RENDIMIENTO MECÁNICO DEL 6-L	94
3.2 CÁLCULO DEL RENDIMIENTO MECÁNICO DEL 3-L	94
<u>CAPÍTULO 4. CÁLCULO DEL PAR MOTOR</u>	<u>95</u>

4.1 CÁLCULO DEL PAR DEL 6-L	96
4.2 CÁLCULO DEL PAR DEL 3-L	97
CAPÍTULO 5. CÁLCULO DEL CONSUMO DE COMBUSTIBLE	99
CAPÍTULO 6. COMPARACIÓN DE AMBOS MODELOS	101
6.1 COMPARACIÓN DE LAS DIMENSIONES, LA GEOMETRÍA Y LAS CARACTERÍSTICAS FÍSICAS	101
6.2 COMPARACIÓN DE LA POTENCIA DESARROLLADA	103
6.3 COMPARACIÓN DEL RENDIMIENTO MECÁNICO	106
6.4 COMPARACIÓN DEL PAR MOTOR	106
6.5 EFECTO DEL NÚMERO DEL RÉGIMEN DE GIRO EN AMBOS MODELOS	107
CAPÍTULO 7. CONCLUSIONES	115
BIBLIOGRAFÍA	117
ANEXO 1. PLANOS DE LOS COMPONENTES	121
A1.1 PLANOS DE LOS PISTONES	121
A1.2 PLANOS DE LOS SEGMENTOS	123
A1.3 PLANOS DE LOS BULONES	125
A1.4 PLANOS DE LAS BIELAS	127
A1.5 PLANOS DE LOS SOMBRERETES	129
A1.6 PLANOS DE LOS PERNOS DE BIELA	131
A1.7 PLANOS DE LOS CIGÜEÑALES	133
A1.8 PLANOS DE LOS VOLANTES DE INERCIA	135
A1.9 PLANOS DE LAS BANCADAS	137
A1.10 PLANOS DE LOS CILINDROS	139
A1.11 PLANOS DE LAS CULATAS CENTRALES	141
A1.12 PLANOS DE LAS CULATAS LATERALES	143
A1.13 PLANOS DE LOS EJES DE LEVAS	145
A1.14 PLANOS DE LOS TAQUÉS Y LOS EMPUJADORES	147
A1.15 PLANOS DE LOS SOPORTES DE BALANCINES	149
A1.16 PLANOS DE LOS PERNOS DE CULATA	151
A1.17 PLANOS DE LOS BALANCINES	153
A1.18 PLANOS DE LAS VÁLVULAS	155
ANEXO 2. PROPIEDADES DE LOS MATERIALES UTILIZADOS EN LOS COMPONENTES	157

Índice de Acrónimos, símbolos y unidades

Unidades	
kg	Kilogramo
s	Segundo
min.	Minuto
h	Hora (en contexto de resultado, dar unidades)
m	Metro
m ²	Metro cuadrado
m ³	Metro cúbico
cm	Centímetro
cm ²	Centímetro cuadrado
cm ³	Centímetro cúbico
mm	milímetros
l	Litro (en contexto de resultado, dar unidades)
N	Newton
kN	Kilo Newton
W	Vatio (en contexto de resultado, dar unidades)
kW	Kilovatio
CV	Caballo
rpm	Revoluciones por minuto
Cal	Caloría
kCal	Kilocaloría
J	Joule
kJ	Kilo joule
MJ	Mega joule
°C	Grados centígrados
K	Grados Kelvin
°	Grados angulares
rad	Radianes

Nº	Unidad, cantidad
%	Porcentaje
Símbolos y acrónimos	
3-L	Motor de tres cilindros
6-L	Motor de seis cilindros
L-700	Motor Hyundai en el que se basa el 6-L
P	Potencia
P_i	Potencia indicada
P_e	Potencia efectiva
W	Trabajo
t	Tiempo
F	Fuerza
d	Distancia/ diámetro (según contexto)
S	Área/ superficie
n	Régimen de giro
V_1	Volumen total del cilindro
V_2	Volumen de la cámara de combustión del cilindro
V_c	Volumen de la cilindrada
V_n	Volumen del cilindro en un punto n del ciclo
PMI	Punto muerto inferior
PMS	Punto muerto superior
\bar{g}_c	Grado de compresión
δ	Densidad
C	Carrera
P_c	Poder calorífico
Q	Calor
Q_t	Calor total aportado
Q_h	Calor aportado
Q_l	Calor cedido
T_n	Temperatura a punto n del ciclo
C_p	Capacidad calorífica a presión constante

C_v	Capacidad calorífica a volumen constante
η_t	Rendimiento térmico ideal
η_m	Rendimiento mecánico
K	Exponente adiabático
P_r	Presión
P_n	Presión a punto n del ciclo
τ'	Relación V_2 con V_3
sin	Seno
h	Altura
π	Número Pi
ε	Relación del diámetro con la carrera
λ	Factor de escala
CAD	Computer-aided design
T	Par motor
ω	Velocidad angular
v	Velocidad lineal
v_f	Velocidad final
v_i	Velocidad inicial
V_{cic}	Volumen de combustible consumido por ciclo
m	Masa
g	Constante gravitatoria
E_c	Energía cinética
E_p	Energía potencial
E_m	Energía mecánica
Δ	Incremento
$\overrightarrow{r_{N/M}}$	Vector que va del punto N a M
f	Grados de libertad de una molécula
X	Variable utilizada para cálculos
Y	Variable utilizada para cálculos
α	Variable angular utilizada para cálculos
β	Variable angular utilizada para cálculos
γ	Variable angular utilizada para cálculos

$[\hat{i}]$	Dirección vectorial en eje X
$[\hat{j}]$	Dirección vectorial en eje Y
$[\hat{k}]$	Dirección vectorial en eje Z

Listado de Figuras

Figura 1. Organización y desarrollo del TFG	3
Figura 2. Gráfico de distribución temporal.....	4
Figura 3. Gráficos P-V y T-S - Imagen de Google	11
Figura 4. Esquema para el cálculo de tau'	18
Figura 5. Diagrama de pérdidas - Imagen de Google ^[8]	22
Figura 6. Menú de croquis.....	23
Figura 7. Menú de operaciones	23
Figura 8. Selección de materiales	24
Figura 9. Menú de cálculo	24
Figura 10. Menú de renderizado	25
Figura 11. Generación de las cajas.....	29
Figura 12. Pistón renderizado.....	29
Figura 13. Tipos de segmento - Imagen de Google	31
Figura 14. Segmento renderizado	32
Figura 15. Bulón renderizado	33
Figura 16. Extrusión del croquis de la biela	35
Figura 17. Biela renderizada	36
Figura 18. Sombrerete renderizado	38
Figura 19. Generación de la rosca	38
Figura 20. Perno de biela renderizado	39
Figura 21. Disposición de las muñequillas - Imagen de Google ^[24]	41
Figura 22. Medidor de franjas de cebra	42
Figura 23. Cigüeñal renderizado	43
Figura 24. Volante de inercia renderizado	45
Figura 25. Curvatura de la bancada.....	46
Figura 26. Bancada renderizada vista exterior	47
Figura 27. Espacio del carter renderizado	47
Figura 28. Generación de las aletas.....	49

Figura 29. Bloque de cilindros renderizado.....	49
Figura 30. Culata lateral y central renderizadas.....	51
Figura 31. Perno de culata renderizado	52
Figura 32. Secciones de una leva - Imagen de Google ^[33]	53
Figura 33. Eje de levas renderizado.....	56
Figura 34. Rueda dentada del eje de levas.....	56
Figura 35. Taqué - Empujador renderizado.....	57
Figura 36. Croquis del balancín	58
Figura 37. Balancín renderizado	59
Figura 38. Soporte de balancines renderizado.....	59
Figura 39. Válvula renderizada.....	62
Figura 40. Ensamblaje	63
Figura 41. Relaciones de posición estándar	63
Figura 42. Relaciones de posición avanzadas.....	64
Figura 43. Relaciones de posición mecánicas	64
Figura 44. Ensamblaje pistón-bulón-biela.....	65
Figura 45. Ensamblaje de la bancada y el cigüeñal con el subensamble pistón-bulón-biela.....	66
Figura 46. Relación de posición de engranaje.....	67
Figura 47. Relación de posición empujador de leva.....	68
Figura 48. Tren de válvulas.....	68
Figura 49. Ensamblaje terminado	69
Figura 50. Ensamblaje abierto.....	70
Figura 51. Ensamblaje abierto renderizado	70
Figura 52. Renderizado del sistema de distribución	71
Figura 53. Posicionamiento del motor virtual en el cigüeñal.....	74
Figura 54. Incorporación del motor virtual	74
Figura 55. Ejecución de la animación	74
Figura 56. Búsqueda de interferencias entre piezas	75
Figura 57. Contacto entre componentes	76
Figura 58. Motor virtual a 2300rpm.....	78
Figura 59. Posicionamiento del nuevo motor	78

Figura 60. Ajuste de los parámetros del estudio estudio de movimiento	79
Figura 61. Menú de resultados.....	80
Figura 62. Gráfico obtenido tras la simulación.....	80
Figura 63. Gráfico obtenido tras colgar los pistones.....	82
Figura 64. Ensamblaje 3-L abierto	86
Figura 65. Sistema de distribución del 3-L.....	86
Figura 66. Sistema de distribución del 3-L renderizado	87
Figura 67. 3-L abierto renderizado	87
Figura 68. Gráfico obtenido tras simular el 3-L	90
Figura 69. Medición de la Superficie lateral del pistón	104
Figura 70. Esquema para el cálculo de la velocidad máxima que alcanza el pistón.....	110

Listado de Tablas

Tabla 1. Características del L700 de Hyundai	2
Tabla 2. Recopilación de símbolos para el cálculo del rendimiento térmico ideal	12
Tabla 3. Valores clave del pistón	29
Tabla 4. Valores clave del segmento	32
Tabla 5. Valores clave del bulón	33
Tabla 6. Valores clave de la biela	36
Tabla 7. Valores clave del sombrerete	38
Tabla 8. Valores clave del perno de biela	39
Tabla 9. Valores clave del cigüeñal	43
Tabla 10. Valores clave del volante de inercia	45
Tabla 11. Valores claves de la bancada	47
Tabla 12. Valores clave del bloque de cilindros	49
Tabla 13. Valores clave culata central y lateral	51
Tabla 14. Valores clave del perno de culata	52
Tabla 15. Valores clave del eje de levas	56
Tabla 16. Valores clave del taqué-empujador	57
Tabla 17. Valores clave del balancín	59
Tabla 18. Valores clave del soporte de balancines	60
Tabla 19. Valores clave de las válvulas	62
Tabla 20. Resumen del ensamble 6-L	72
Tabla 21. Resumen del modelo 3-L	89
Tabla 22. Comparación de las características físicas	102

Listado de Ecuaciones

(1) Potencia	5
(2) Trabajo	5
(3) Fuerza	5
(4) Potencia efectiva	6
(5) Potencia Indicada	6
(6) Trabajo en base al calor	6
(7) Relación de volúmenes del cilindro	7
(8) Grado de compresión	7
(9) Volumen cilindrada unitaria	8
(10) Expresión para encontrar el combustible inyectado	8
(11) Rendimiento térmico ideal	13
(12) Aportación y liberación de calor	13
(13) Exponente adiabático	13
(14) Proceso adiabático	14
(15) Proceso isobárico	14
(16) Rendimiento térmico ideal desarrollado	16
(17) Exponente adiabático en relación al grado de libertad de las moléculas	17
(18) Teorema del seno	19
(19) Relación carrera - diámetro	28
(20) Relación de engranajes	67
(21) Factor de escala	85
(22) Rendimiento mecánico	93
(23) Rendimiento mecánico simplificado	94
(24) Par motor	95
(25) Relación par motor - potencia	96
(26) Energía mecánica	108
(27) Energía mecánica desarrollada	108
(28) Balance de Energía	108

(29)Energía cinética	109
(30)Energía potencial.....	109
(31)Balance energético desarrollado.....	109
(32)Velocidad en diferentes puntos de un cuerpo solido rígido	110
(33)Relación velocidad lineal - velocidad angular en forma vectorial.....	111
(34)Relación velocidad lineal - velocidad angular	112

Nota*: En este listado, no aparecen las ecuaciones donde se ha operado, únicamente aparecen las expresiones madre.

Capítulo 1. Introducción

1.1 Motivación

La motivación principal por la que se ha llevado a cabo este trabajo ha sido un previo gran interés en el mundo del motor, el deseo de conocer con más detalle los factores que determinan las prestaciones de la máquina y, como se relacionan entre ellos. También ha servido para poner a prueba habilidades trabajadas y no trabajadas durante el grado, como la utilización de un software CAD y de simulación virtual, herramientas matemáticas, investigación, así como otras herramientas pertenecientes a otros ámbitos de la ingeniería y la ciencia.

Este trabajo representa el último paso para la obtención del grado en Ingeniería en Sistemas y Tecnología Naval, factor que, indiscutiblemente ha sido determinante en la motivación para realizar el proyecto.

1.2 Objetivos del proyecto.

En este trabajo de final de grado se pretende hacer un estudio de la influencia del número de cilindros en las prestaciones de los motores de combustión interna alternativos. Para ello, se han supuesto dos motores de la misma cilindrada o desplazamiento con diferente número de cilindros. El objetivo es poder medir y calcular valores como la potencia, el par motor, el rendimiento mecánico y el consumo de combustible cuando ambos motores operan en condiciones idénticas y finalmente comparar que comportamiento y que prestaciones brinda cada configuración.

Para conseguir los objetivos del trabajo, se recurrirán a un gran número de herramientas obtenidas durante los cuatro años de grado.

Para poder iniciar el estudio, se ha partido del motor L700 de Hyundai que posee las siguientes características^[1]:

Potencia	515kW a 2300rpm
Par motor máximo	245kg*m a 1200rpm
Desplazamiento	12736cc
Diámetro del pistón	13cm
Carrera	16cm
Grado de compresión	16
Consumo	143,4 L/h a 2300rpm
Configuración	6 cilindros en línea
Número de tiempos por ciclo	4
Combustible	diésel Oil

Tabla 1. Características del L700 de Hyundai

Nótese que solo se utilizarán los valores sombreados en azul para poder empezar partiendo de unos valores de referencia. Se planteará un motor de 6 cilindros (6-L) y otro de 3 (3-L). Ambas configuraciones dispondrán de las mismas proporciones geométricas. Durante el proyecto, se llevarán a cabo un cierto número de asunciones, procurando que, no afecte al resultado final.

1.3 Organización y desarrollo del TFG

En el siguiente esquema, se muestra como se ha desarrollado el proyecto:

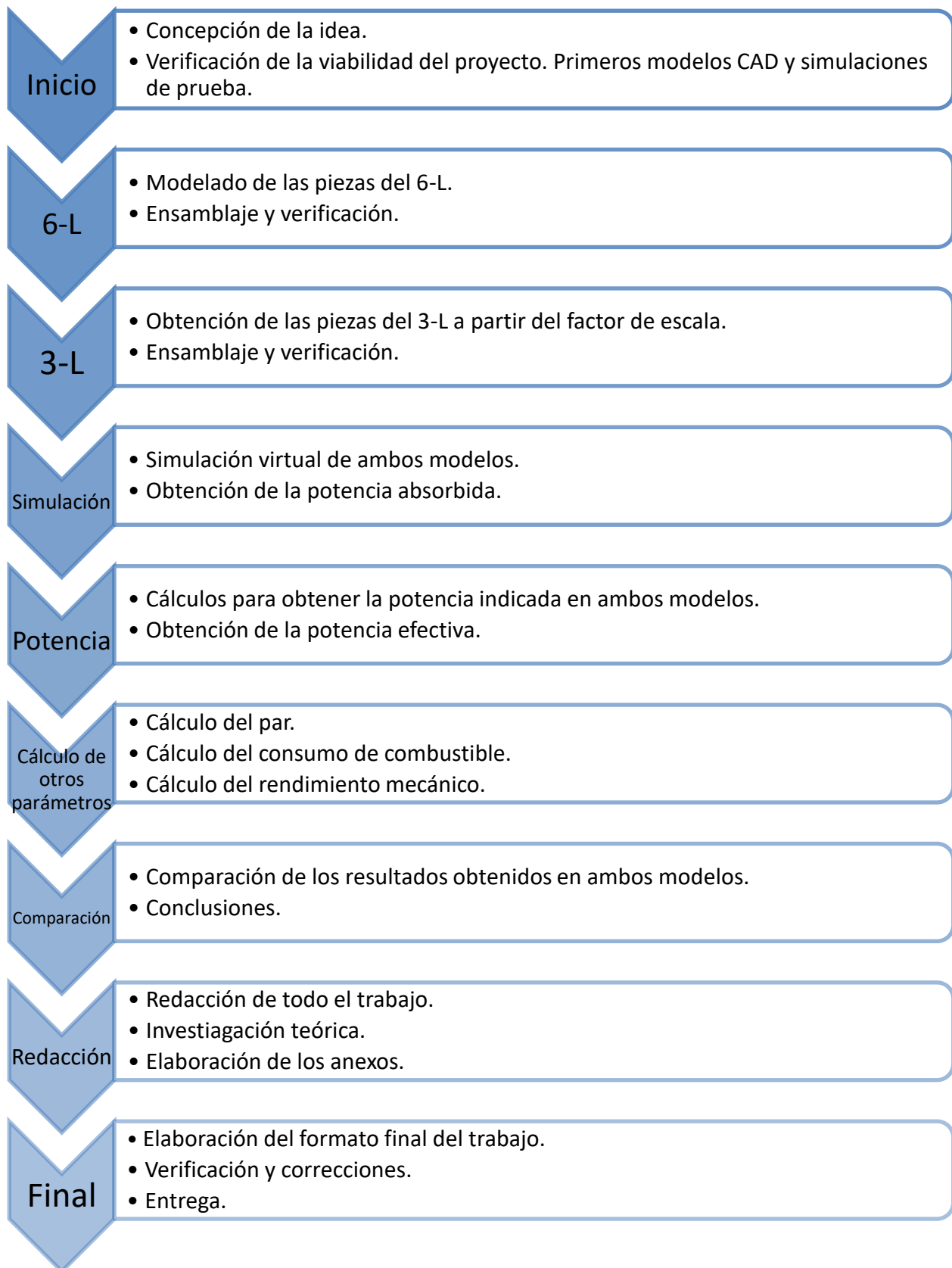


Figura 1. Organización y desarrollo del TFG

A continuación, se puede apreciar el gráfico de distribución temporal vinculado al proyecto:

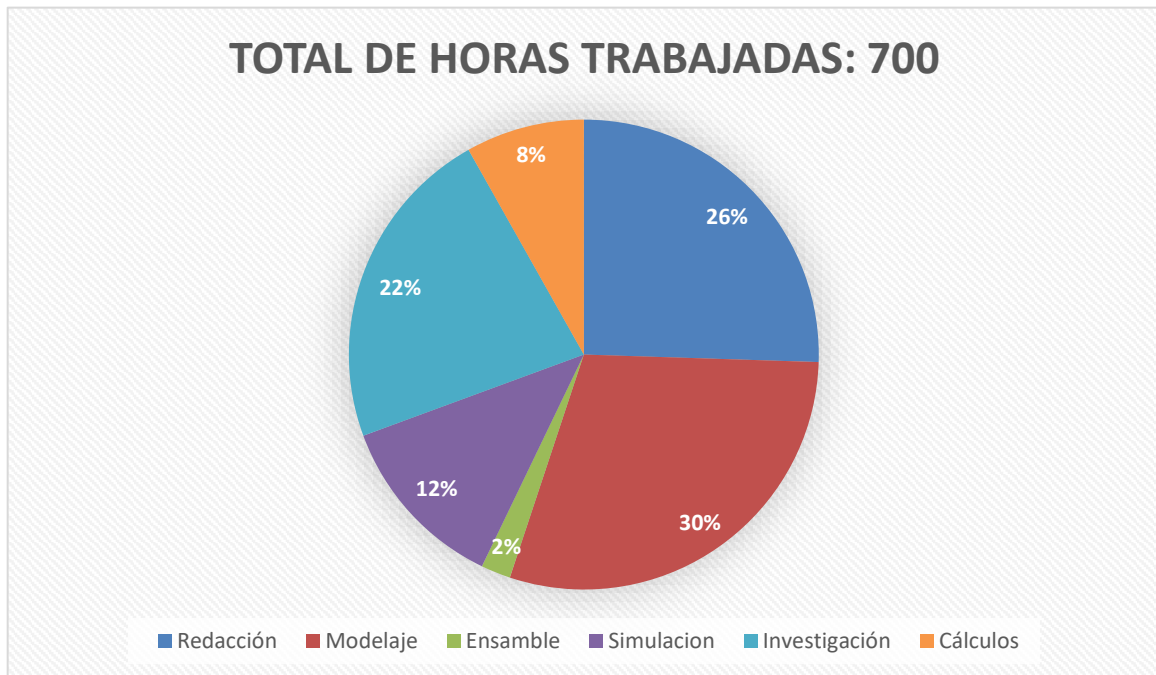


Figura 2. Gráfico de distribución temporal

Capítulo 2. Cálculo de la potencia

La potencia es la cantidad de trabajo o energía transformada durante una cierta cantidad de tiempo:

$$P[W] = \frac{W[J]}{t[s]} \quad (1)$$

En el caso de un motor de combustión interna, se introduce una cantidad de combustible en el interior del cilindro. Este combustible posee energía química que se transforma en calorífica mediante la combustión. De esta energía calorífica, una parte será transformada en trabajo mecánico mediante la máquina.

El trabajo, resulta de multiplicar la fuerza aplicada por la distancia recorrida:

$$W[J] = F[N] \times d[m] \quad (2)$$

En este caso, la fuerza aplicada al pistón por la distancia recorrida por el mismo (carrera).

La fuerza aplicada sobre el pistón se obtiene al multiplicar la presión ejercida sobre la cara activa del pistón (realizada por los gases resultantes de la combustión) por la superficie del mismo:

$$F[N] = Pr\left[\frac{N}{m^2}\right] \times S[m^2] \quad (3)$$

La presión, en este caso, es la conseguida en el interior de la cámara de combustión una vez quemado el combustible.

La potencia que se desarrolla en el interior de los cilindros de los motores no es la potencia que se entrega en el eje del cigüeñal para su posterior utilización, puesto que una parte de ella se pierde y es absorbida por resistencias pasivas. Asimismo, podemos fraccionar la potencia en:

- La potencia indicada: Es la potencia desarrollada en el interior del cilindro, se va a obtener mediante cálculos.
- La potencia absorbida: Es la potencia perdida por rozamientos, calor, ruido, entre otros. Se va a obtener mediante una simulación virtual.

- **Potencia efectiva:** Es la potencia que entrega el motor, se obtiene restando la potencia absorbida a la indicada.

Así pues, obtenemos la siguiente relación^[2]:

$$\text{Potencia efectiva} = \text{Potencia indicada} - \text{Potencia absorbida} \quad (4)$$

2.1 Cálculo de la potencia indicada (6-L)

Como se ha mencionado con anterioridad, la potencia indicada es la desarrollada en el interior del cilindro durante el proceso de la combustión. La forma más habitual de obtener su cálculo es mediante el valor de la presión media indicada del ciclo al que recurre el motor.

La presión media indicada viene determinada por la altura del rectángulo de área equivalente al área encerrada entre la curva de expansión y el eje de abscisas del diagrama presión-volumen del ciclo indicado correspondiente al motor.

Como el motor que se va a suponer es inexistente, es imposible obtener su diagrama de ciclo indicado y, por consiguiente, no es posible obtener la presión media indicada. Para solventar este problema, se ha recurrido al cálculo mediante el calor aportado por ciclo:

$$P_i = \frac{W}{75} \times \frac{n}{60}, \text{ donde } \begin{cases} W, \text{ representa el trabajo.} \\ n, \text{ revoluciones por minuto.} \end{cases}; 1CV = 75kgm/s \quad (5)$$

Las revoluciones por minuto óptimas se van a obtener del motor de Hyundai L-700 del que se ha partido, $n=2300$. Por el contrario, el trabajo se va a calcular:

$$W = 427 \times Q \times \eta_t, \text{ donde } \begin{cases} Q, \text{ representa el calor aportado al ciclo} \\ \eta_t, \text{ representa el rendimiento térmico ideal del ciclo} \end{cases}; 427kgm/kcal \text{ relaciona unidades de trabajo y calor} \quad (6)$$

2.1.1 Cálculo del calor aportado

Antes de poder empezar con el cálculo del calor aportado, es preciso aclarar los siguientes conceptos:

- En el interior de un cilindro de un motor se pueden distinguir tres tipos de volúmenes diferentes:
 1. Se entiende por V_1 como el volumen total del cilindro que queda encerrado entre la cara activa del pistón y la culata cuando el émbolo se encuentra en punto muerto inferior o PMI (punto en que la manivela del cigüeñal y la biela están alineadas, el pistón se encuentra en el punto más bajo de la carrera y su velocidad es de 0m/s)
 2. La cámara de combustión o V_2 es el volumen total del cilindro que queda encerrado entre la cara activa del pistón y la culata cuando el émbolo se encuentra en punto muerto superior o PMS (punto en que la manivela del cigüeñal y la biela están alineadas, el pistón se encuentra en el punto más alto de la carrera y su velocidad es de 0m/s).
 3. La cilindrada o V_c , es el volumen desplazado por el émbolo cuando éste efectúa una carrea ascendente.

En definitiva:

$$V_1 = V_c + V_2 \quad (7)$$

- El grado o relación de compresión es la relación que existe entre V_1 y V_2 , es un claro indicativo del tipo de ciclo con el que se está operando. En este caso:

$$\mathcal{G}_c = \frac{V_1}{V_2}; \text{ Valor obtenido del motor L-700 de Hyundai} \quad (8)$$

Generalmente se asume que los valores de grado de compresión que se incluyen dentro de un rango que oscila entre 7-13 corresponden a ciclos Otto, mientras que si la relación está entre 14 y 24 estaremos ante un ciclo Diesel. Como la relación de compresión con la que se va a trabajar es 16, el ciclo será Diesel.

- La reacción química ideal entre el aire y el combustible estipula que para que se dé una combustión completa y eficiente, la relación entre ambos componentes debe ser de 14,7kg de aire por cada kg de combustible. En un caso real se calcularía una reacción con exceso de aire, pero como se van a comparar los dos motores en igualdad de condiciones, se asume que la relación estequiométrica es la mencionada.
- La densidad del aire (δ_a) es de 1,225kg/m³ a presión atmosférica normal y 15°C^[3].

- La densidad del diésel *oil* (δ_d) es de 850kg/m³ a presión atmosférica normal y 15°C^[4].
- El poder calorífico del combustible (Pc) mencionado es de 43,1MJ/kg.
- El diámetro del pistón (d) es de 13cm. (Valor obtenido del L-700 de Hyundai).
- La carrera (C) es de 16cm. (Valor obtenido del L-700 de Hyundai).

Una vez mencionados los anteriores conceptos, se puede proceder al cálculo del calor aportado Q:

Se asume que dentro del cilindro se aspirará a presión atmosférica un volumen de aire e inyectará un volumen de combustible cuya suma equivale a V1. Se procede al cálculo de V1:

$$V1 = Vc + V2;$$

Primero se calcula el volumen desplazado en un cilindro:

$$Vc = \pi \times \left(\frac{d}{2}\right)^2 \times C; Vc = \pi \times \left(\frac{13}{2}\right)^2 \times 16; Vc = 2123,7166cm^3 \quad (9)$$

Seguidamente el volumen de la cámara de combustión:

$$g_c = \frac{V1}{V2}; g_c = \frac{Vc + V2}{V2}; g_c = \frac{Vc}{V2} + 1; 16 = \frac{2123,7166}{V2} + 1; V2 = 141,58cm^3$$

Finalmente se obtiene el volumen total del cilindro:

$$V1 = Vc + V2; V1 = 2123,7166 + 141,58; V1 = 2265,3cm^3$$

Una vez calculado el volumen de mezcla que habrá dentro del cilindro, se prosigue a calcular que parte de dicho volumen pertenece a combustible y que parte a aire. Se propone la siguiente ecuación:

$$2265,3cm^3 = X cm^3 \text{ de aire} + Y cm^3 \text{ de diésel} \quad (10)$$

Para resolver la ecuación anteriormente anunciada, se recurre a la relación estequiométrica aire-combustible y sus densidades para obtener una relación de volúmenes en lugar de una relación de masas:

$$\frac{14,7kg \text{ de aire}}{1kg \text{ de diésel}} \times \frac{1cm^3 \text{ de aire}}{1,225 \times 10^{-6}kg \text{ de aire}} \times \frac{850 \times 10^{-6}kg \text{ de diésel}}{1cm^3 \text{ de diésel}} = \frac{10200cm^3 \text{ de aire}}{1cm^3 \text{ de diésel}}$$

Una vez obtenida la relación de volúmenes, se obtiene lo siguiente:

$$Y \text{ cm}^3 \text{ de diésel} = \frac{X \text{ cm}^3 \text{ de aire}}{10200}$$

Se substituye en la ecuación anterior:

$$2265,3cm^3 = X \text{ cm}^3 \text{ de aire} + \frac{X}{10200}cm^3 \text{ de aire}$$

Resolviendo la anterior ecuación obtenemos el volumen de aire que se aspira y el volumen de combustible inyectado:

- 0,222cm³ de diésel.
- 2264,4cm³ de aire.

Una vez obtenido el volumen de diésel que será inyectado en el cilindro, se calcula su masa mediante su propia densidad:

$$0,222cm^3 \text{ de diésel} \times \frac{850 \times 10^{-6}kg \text{ de diésel}}{1cm^3 \text{ de diésel}} = 0,0001887kg \text{ de diésel}$$

Multiplicando el poder calorífico del combustible por su masa se obtiene el calor aportado al ciclo por un solo cilindro:

$$Q = 0,0001887kg \text{ de diésel} \times \frac{43,1MJ}{1kg} = 0,00813297MJ; Q = 8,13297kJ/Cilindro$$

Para conocer el calor total aportado por ciclo, se precisa del valor anterior seis veces:

$$Q_t = \frac{8,13297kJ}{cilindro} \times 6cilindros = 48,7978Kj; Q_t = 48,7978kJ \times \frac{1kcal}{4,18kj} = 11,663kcal$$

2.1.2 Cálculo del rendimiento térmico del ciclo

Para calcular el rendimiento térmico del ciclo sería preciso disponer de los gráficos presión-volumen y temperatura-entropía del ciclo indicado. Como los dos motores con los que se trabaja son hipotéticos, no es posible conseguir dichos gráficos. Por consiguiente, se va a trabajar con el caso ideal como aproximación. El rendimiento térmico indica que porcentaje del calor aportado es transformado en trabajo.

En ciclo diésel ideal de cuatro tiempos:

- Se omiten las pérdidas por calor.
- Se supone que la inyección y el inicio de la combustión ocurren al mismo tiempo y cuando el pistón se encuentra en punto muerto superior.
- Se asume que no hay pérdidas triangulares debidas al tiempo e instante de apertura de las válvulas de escape.
- Se considera que no hay pérdidas de carga durante la admisión y el escape.
- Se asume que el fluido termodinámico actúa como un gas perfecto.
- Se supone que todos los procesos son reversibles e ideales.

Antes de proseguir con el cálculo, es preciso hacer una breve descripción teórica del ciclo. A continuación, se procede a dicha explicación utilizando como soporte los gráficos teóricos presión-volumen y temperatura entropía.

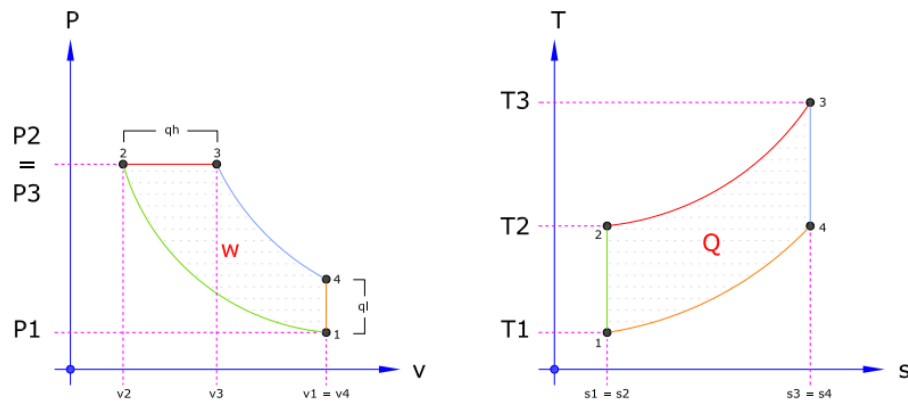


Figura 3. Gráficos P-V y T-S - Imagen de Google

Admisión, primer tiempo (punto 0 - punto1)

En la fase de admisión, el pistón recorre una carrera descendente desde el punto muerto superior al punto muerto inferior con la válvula de admisión abierta y la válvula de escape cerrada. Este proceso, genera una depresión en el interior del cilindro, que a su vez genera el efecto de succión que llevará una cantidad de aire equivalente a V_1 al interior del cilindro.

Compresión, segundo tiempo (punto1 – punto2)

La fase de compresión en el ciclo teórico es un proceso adiabático reversible, es decir sin intercambio de calor. El pistón, inicia su carrera ascendente desde el punto muerto inferior con las válvulas de admisión y escape cerradas, comprimiendo así el aire contenido en el interior del cilindro. Dicho proceso, hace aumentar la presión y la temperatura del fluido mientras se reduce su volumen específico. La fase termina cuando el pistón llega al punto muerto superior de su carrera.

Combustión, tercer tiempo (punto2 – punto3)

En esta fase, se produce la aportación de calor Q_h , que es simplificada por un proceso isobárico, es decir, a presión constante. El inyector pulveriza y atomiza el combustible en el interior de la cámara de combustión cuando el pistón se encuentra en punto muerto superior. La atmosfera generada en el interior del cilindro, es ideal para que el combustible empiece a evaporarse. Debido al gran poder detonante (índice de Cetano alto) del combustible diésel, mucho antes de que haya acabado la inyección de todo el combustible, las primeras gotas del mismo se autoinflan, comenzando así con una combustión

progresiva que tendrá lugar mientras el pistón empieza su carrera descendente, variando el volumen de la cámara de combustión y manteniendo la presión constante dentro del cilindro.

Expansión, tercer tiempo (punto3 – punto4)

Esta fase se reduce a una expansión adiabática del fluido. Se produce a consecuencia del elevado estado termodinámico de los gases residuales tras la combustión, dichos gases empujan al émbolo hasta el punto muerto inferior, produciendo así un trabajo.

Escape, cuarto tiempo (punto4 – punto1)

La etapa de escape o de liberación de calor Q_l , se produce de forma isocórica (en rigor, carece de cualquier sentido físico), es decir, a volumen constante. Dicha fase empieza cuando el émbolo se encuentra en punto muerto inferior, se abre entonces la válvula de escape y seguidamente empieza la carrea ascendente barriendo así todos los gases residuales. La fase de escape termina cuando el pistón llega a punto muerto superior y se cierra la válvula de escape al mismo tiempo que se abre la válvula de admisión. Se produce el cruce de válvulas^{[5][6]}.

Obtención de la fórmula

Antes de empezar con el cálculo, es preciso describir los símbolos y variables que se van a utilizar durante el mismo:

Q_h	Calor aportado.
Q_l	Calor cedido.
T_n	Temperatura a un punto n.
V_n	Volumen a un punto n
C_p	Capacidad calorífica a presión constante.
C_v	Capacidad calorífica a volumen constante.

Tabla 2. Recopilación de símbolos para el cálculo del rendimiento térmico ideal

Así pues, se define al rendimiento como:

$$\eta_t = \frac{Qh - Ql}{Qh} \quad (11)$$

Se presentan las ecuaciones de aportación (a presión constante) y liberación (a volumen constante) de calor respectivamente:

$$Qh = Cp \times (T_3 - T_2) // Ql = Cv \times (T_4 - T_1) \quad (12)$$

Se reemplazan en la ecuación inicial y se obtiene:

$$\eta_t = \frac{Cp \times (T_3 - T_2) - Cv \times (T_4 - T_1)}{Cp \times (T_3 - T_2)}; \eta_t = 1 - \frac{Cv \times (T_4 - T_1)}{Cp \times (T_3 - T_2)}$$

Una vez llegados a este punto, se introduce la constante k o exponente adiabático, relaciona la capacidad calorífica a presión constante y la capacidad calorífica a volumen constante de un gas, en este caso el aire:

$$k = \frac{Cp}{Cv} \quad (13)$$

Por consiguiente, se obtiene:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{k} \times \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}; \eta_t = 1 - \frac{1}{k} \times \frac{T_1 \times \left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{T_2 \times \left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)}$$

A continuación, se presenta la ecuación adiabática durante la fase de compresión (Punto 1 – punto 2):

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{k-1} \quad (14)$$

Se sustituye la anterior ecuación en la principal:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{k} \times \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{k-1} \times \frac{\left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{\left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)}$$

En relación a la fase de combustión (Punto 2 – punto 3), se expone la ecuación del proceso isobárico:

$$\frac{P_2 \times V_2}{T_2} = \frac{P_3 \times V_3}{T_3} \quad (15)$$

Al ser un proceso isobárico, y como se puede comprobar en los gráficos del ciclo: $P_2=P_3$ y, por consiguiente:

$$\frac{P_2 \times V_2}{T_2} = \frac{P_2 \times V_3}{T_3}; \quad \frac{V_2}{T_2} = \frac{V_3}{T_3}; \quad \frac{T_3}{T_2} = \frac{V_3}{V_2}$$

Se sustituye en la ecuación del rendimiento:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{k} \times \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{k-1} \times \frac{\left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{\left(\frac{V_3}{V_2} - 1\right)}$$

Regresando a los procesos adiabáticos de compresión y expansión:

$$\begin{cases} \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{k-1} ; T_1 = T_2 \times \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{k-1} \\ \frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1} ; T_4 = T_3 \times \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1} \end{cases}$$

Dividiendo las dos ecuaciones adiabáticas entre sí:

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3 \times \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1}}{T_2 \times \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{k-1}}$$

Se sustituye la relación de las ecuaciones adiabáticas a la ecuación del rendimiento:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{k} \times \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{k-1} \times \frac{\left(\frac{T_3 \times \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1}}{T_2 \times \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{k-1}} - 1\right)}{\left(\frac{V_3}{V_2} - 1\right)}$$

Como se ha descrito antes, $\frac{T_3}{T_2} = \frac{V_3}{V_2}$ y, por lo tanto:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{k} \times \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{k-1} \times \frac{\left(\frac{V_3 \times \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1}}{V_2 \times \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{k-1}} - 1\right)}{\left(\frac{V_3}{V_2} - 1\right)}$$

El proceso de escape, se lleva a cabo de forma isocórica, por lo tanto: $V_1=V_4$ y, por consiguiente:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{k} \times \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{k-1} \times \frac{\left(\frac{V_3 \times \left(\frac{V_3}{V_1}\right)^{k-1}}{V_2 \times \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{k-1}} - 1\right)}{\left(\frac{V_3}{V_2} - 1\right)}; \eta_t = 1 - \frac{1}{k} \times \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{k-1} \times \frac{\left(\frac{V_3}{V_2} \times \left(\frac{V_3}{V_2}\right)^{k-1} - 1\right)}{\left(\frac{V_3}{V_2} - 1\right)}$$

Se opera la ecuación anterior y se obtiene:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{k} \times \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{k-1} \times \frac{\left(\left(\frac{V_3}{V_2}\right)^k - 1\right)}{\left(\frac{V_3}{V_2} - 1\right)}$$

Se entiende por $\frac{V_3}{V_2}$ como la relación entre el volumen al inicio de la fase de combustión y el volumen al final de la fase de combustión, representada por τ' :

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{k} \times \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{k-1} \times \frac{((\tau')^k - 1)}{(\tau' - 1)}$$

En la ecuación también aparece la inversa de la relación entre el volumen al inicio de la fase de compresión y el volumen al final de fase de compresión o, en otras palabras, la inversa del grado de compresión $\mathcal{G}c = \frac{V_1}{V_2}$. De esta forma, se obtiene el rendimiento del ciclo teórico diésel:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{k} \times \frac{1}{\mathcal{G}c^{k-1}} \times \frac{\tau'^k - 1}{\tau' - 1} \quad (16)$$

Recopilación de datos y cálculo del rendimiento térmico ideal

Una vez obtenida la formula necesaria para el cálculo del rendimiento, se procede a la recopilación de los valores de las variables para obtener un valor numérico de rendimiento.

- El valor del grado de compresión $\mathcal{G}c = 16$, como se había determinado con anterioridad.
- La constante k o, coeficiente de dilatación adiabática, indica como se relacionan la temperatura y la presión de un gas durante procesos de compresión y expansión. En este caso, interesa dicho coeficiente del aire, puesto que, al considerar el ciclo como ideal, se asume que es el único gas que se va a comprimir y expansionar. Dicho coeficiente se puede calcular mediante la razón entre la capacidad calorífica a presión constante y la capacidad calorífica a volumen constante como se ha mencionado con anterioridad.

También se puede obtener mediante la relación de los grados de libertad f de una molécula como se expresa a continuación^[7]:

$$k = \frac{f + 2}{f} \quad (17)$$

La atmósfera terrestre, está compuesta principalmente de gases diatómicos tales como el nitrógeno, contenido en un 78% y el oxígeno, contenido en un 21%. Las moléculas de los gases diatómicos, poseen cinco grados de libertad: tres traslaciones (X, Y, Z) y dos rotaciones (sentido horario y antihorario), existe un sexto grado llamado grado de libertad vibracional, pero solo se tiene en cuenta a muy altas temperaturas. Por lo tanto, podemos determinar el coeficiente adiabático:

$$k = \frac{5 + 2}{5}; \quad k = 1,4$$

- Por último, el valor de la relación entre el volumen al inicio y fin de la inyección de combustible τ' que, nos indica la cantidad de combustible que será inyectado al interior del cilindro. Como se asume que se trabaja en un ciclo ideal, el valor del volumen al inicio de la inyección, será V_2 (volumen de la cámara de combustión). En un ciclo real, la inyección empezaría entre 7º y 26º de giro del eje del cigüeñal antes de que el pistón llegue a punto muerto superior.

Según el profesor Andreas Cronhjort del Real Instituto de Tecnología (KTH) de Suecia, se prefiere una inyección más bien corta y completada antes de 40º de giro del eje del cigüeñal a partir del punto muerto superior. De esta forma se consigue maximizar la eficiencia del motor y, en

concreto, reducir las emisiones de gases a la atmósfera. Para el estudio de los motores 6-L y 3-L, se va a considerar que la inyección de combustible finaliza 25º de giro del eje del cigüeñal después de que el pistón haya pasado por el punto muerto superior. A continuación, se procede al cálculo del volumen existente en el interior del cilindro al final de la fase de inyección V3 para poder obtener la relación τ' . Se considera:

- Un ángulo de giro del eje del cigüeñal de 25º respecto el punto muerto superior.
- Radio de giro del cigüeñal de 8cm o su equivalencia, 16cm de carrera.
- Longitud del centro de la cabeza de biela a centro del pie de biela de 27cm. Dicho valor, se obtiene en capítulos posteriores al modelar la biela del motor en SolidWorks.

Un volumen cilíndrico depende del diámetro y la altura del mismo, puesto que el diámetro en el interior del cilindro permanece constantemente restringido por el diámetro del pistón, el único valor que se va a modificar será la altura. Se representa en el siguiente esquema:

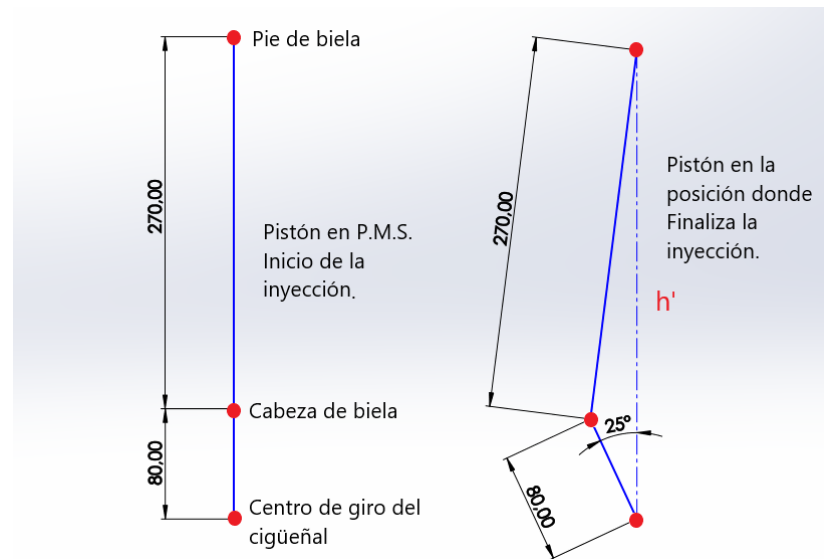


Figura 4. Esquema para el cálculo de τ'

Primero se procede a determinar la altura del volumen cilíndrico V2, h_2 :

$$V_2 = \pi \times \left(\frac{d}{2}\right)^2 \times h_2; \quad 141,58 = \pi \times \left(\frac{13}{2}\right)^2 \times h_2; \quad h_2 = 1,066\text{cm}$$

A continuación, se calcula el incremento de altura que se da a V2 para que se convierta en V3, de acuerdo con el esquema expuesto anteriormente y recurriendo a la trigonometría básica, se expone el teorema del seno:

$$\frac{\sin(\alpha)}{A} = \frac{\sin(\beta)}{B} = \frac{\sin(\gamma)}{C} \begin{cases} (\alpha, \text{el giro del cigüeñal} | A, \text{la longitud biela}) \\ (\text{Ángulo } \beta | B, \text{el radio del cigüeñal}) \\ (\text{Ángulo } \gamma | C, \text{la nueva longitud } h') \end{cases} \quad (18)$$

Por consiguiente, se obtienen los dos ángulos restantes:

$$\frac{\sin(25)}{27} = \frac{\sin(\beta)}{8}; \beta = 7,1935^\circ; \gamma = 180^\circ - 25^\circ - 7,1935^\circ; \gamma = 147,8^\circ$$

Aplicando una segunda vez el teorema del seno, se consigue h':

$$\frac{\sin(25)}{27} = \frac{\sin(147,8)}{h'}; h' = 34,04 \text{ cm}$$

Puesto que la altura inicial era de $8 + 27 = 35 \text{ cm}$, la altura de V2 ha aumentado en:

$35 - 34,04 = 0,96 \text{ cm}$ y, por lo tanto:

$$h_3 = h_2 + 0,96; h_3 = 1,066 + 0,96; h_3 = 2,026 \text{ cm}$$

Una vez se dispone de h_3 , se calcula el volumen V3:

$$V_3 = \pi \times \left(\frac{d}{2}\right)^2 \times h_3; V_3 = \pi \times \left(\frac{13}{2}\right)^2 \times 2,026; V_3 = 268,915 \text{ cm}^3$$

Una vez encontrado el valor del volumen V_3 y disponiendo del volumen V_2 , se puede proceder al cálculo de la relación entre el volumen al inicio y fin de la inyección de combustible τ' :

$$\tau' = \frac{V_3}{V_2}; \tau' = \frac{268,915}{141,58}; \tau' = 1,9$$

Una vez se han obtenido todos los valores, se calcula el rendimiento térmico ideal del ciclo mencionado:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{k} \times \frac{1}{g c^{k-1}} \times \frac{\tau'^k - 1}{\tau' - 1}; \eta_t = 1 - \frac{1}{1,4} \times \frac{1}{16^{1,4-1}} \times \frac{1,9^{1,4} - 1}{1,9 - 1}; \eta_t = 0,6187$$

Así pues, el rendimiento térmico del ciclo, toma un valor en porcentaje del 61,87%.

2.1.3 Recopilación de ecuaciones y cálculo de la potencia indicada

Una vez calculados el rendimiento y el calor aportado, se puede calcular el trabajo:

$$W = 427 \times Q \times \eta_t \begin{cases} Q = 11,663kcal \\ \eta_t = 0,6187 \end{cases}; W = 427 \times 11,663 \times 0,6187; W = 3081,18kgm;$$

$$W = 3081,18kgm \times \frac{9,8J}{1kgm}; W = 30195,647J$$

Cuando se ha obtenido el trabajo, se puede proceder finalmente al cálculo de la potencia indicada del motor:

$$Pi = \frac{W}{75} \times \frac{n}{60} \begin{cases} W = 3081,18kgm \\ n = 2300rpm \end{cases}; Pi = \frac{3081,18}{75} \times \frac{2300}{60}; Pi = 1574,82cv;$$

$$Pi = 1574,82cv \times \frac{0,7457kW}{1cv}; Pi = 1174,347kW$$

2.2 Cálculo de la potencia indicada (3-L)

Como se ha descrito con anterioridad, la potencia indicada que desarrolla un motor depende del número de revoluciones n al que gire la máquina y del trabajo W desarrollado por la misma.

En el 3-L, se respetan todas las proporciones geométricas y la cilindrada que posee el 6-L, únicamente varía el número de cilindros, como se ha expuesto en la introducción del trabajo. Dicha afirmación, influye en los siguientes parámetros y asunciones para el cálculo de la potencia indicada en este segundo motor:

- Se mantiene el número de revoluciones, para trabajar en igualdad de condiciones. Dicha asunción, conllevará ciertas consecuencias que serán analizadas con posterioridad.
- El trabajo W depende de:
 - El calor aportado Q : Permanece idéntico que en el 6-L puesto que:
 - Las proporciones geométricas y la cilindrada permanecen intactas, dicho requisito obliga a aspirar la misma cantidad de aire y, por consiguiente, inyectar la misma cantidad de combustible que en el caso anterior.
 - La relación estequiométrica usada es la misma que para el 6-L.
 - Se utiliza el mismo combustible, por consiguiente, mismo poder calorífico.
 - El rendimiento térmico ideal también permanece idéntico que en el 6-L puesto que, dicho parámetro, depende únicamente de los siguientes valores:
 - El coeficiente de dilatación adiabática k permanece constante. Se utiliza el mismo aire que en el caso anterior como comburente.
 - El grado de compresión g_c , también resulta ser el mismo en ambos motores debido a que se utilizan las mismas proporciones geométricas.
 - La relación entre los volúmenes existentes al inicio y al final de la inyección τ' , también es idéntico al primer motor, puesto que ambos son operados de la misma forma.

Una vez indicados los anteriores puntos, se puede concluir que el trabajo desarrollado por ambos motores será el mismo.

En otras palabras, se quema la misma cantidad de combustible durante el mismo tiempo en las dos configuraciones, por lo tanto, la potencia indicada también resulta ser idéntica:

$$P_i = 1174,347kW$$

2.3 Cálculo de la potencia absorbida (6-L)

Una gran parte de la potencia desarrollada en el interior de los cilindros (potencia indicada), se invierte en vencer los rozamientos entre las partes mecánicas que se encuentran en movimiento, las pérdidas se reparten en los siguientes elementos:

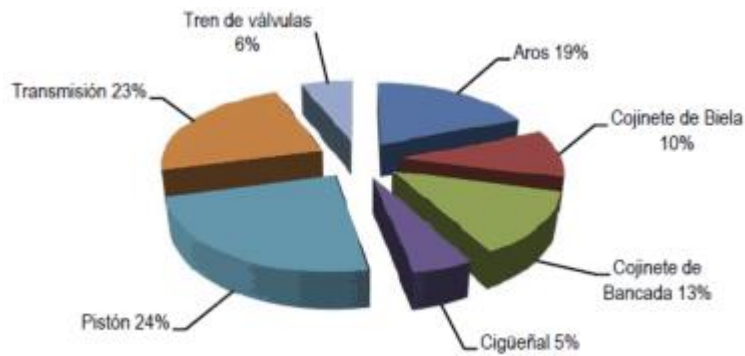


Figura 5. Diagrama de pérdidas - Imagen de Google^[8]

La potencia absorbida es, por lo tanto, la potencia necesaria para vencer estos rozamientos que existen en el interior de la máquina. Dicha potencia, es realmente difícil de calcular dada la diversidad de las causas de pérdidas por rozamientos y las alteraciones de su valor al variar las condiciones de operación del motor.

La determinación de la potencia absorbida, suele hacerse obligando a girar el motor sin que éste funcione, es decir, un segundo motor hace girar el cigüeñal del motor del cual queremos medir la potencia absorbida y se mide la potencia necesaria a emplear por el motor que se encuentra en funcionamiento.

Para ejecutar el ejercicio anunciado, sería preciso disponer del motor estudiado, de un segundo motor capaz de hacer girar el 6-L a 2300rpm y de una cierta cantidad de herramientas, acoples e instrumentos de medida. Como para disponer de este material, se requiere de una gran cantidad de recursos, se ha optado por realizar el experimento de otra forma.

Para calcular la potencia absorbida, se va a recurrir a un ensayo virtual utilizando el software de Dassault Systèmes SolidWorks en su versión 2020. Se pretende, a grandes rasgos:

- Modelar las piezas de los hipotéticos motores 6-L y 3-L, cumpliendo con sus propiedades geométricas y asociarlas a un material en el que, en el mundo real sería coherente.
- Realizar el ensamble de todas las piezas introduciendo relaciones de posición entre ellas para que solo tengan una libertad de movimiento realista.

- Introducir en el ejercicio relaciones de fricción entre las piezas y sentido de la gravedad para añadir realismo.
- Ejecutar la simulación virtual, colocando un supuesto motor eléctrico en el eje del cigüeñal y hacerlo rotar a 2300rpm. Consiguientemente se podrá obtener el gráfico que relaciona el tiempo con la potencia consumida por dicho motor virtual. Este valor, corresponderá a la potencia absorbida por los modelos 3-L y 6-L.

2.3.1 Modelado de las piezas del motor 6-L

Como se ha mencionado con anterioridad, se van a modelar las piezas del motor 6-L utilizando el programa CAD SolidWorks 2020, con él se van a realizar diferentes croquis en las diferentes vistas de las piezas (alzado, planta y vista lateral) con las herramientas que se muestran a continuación:

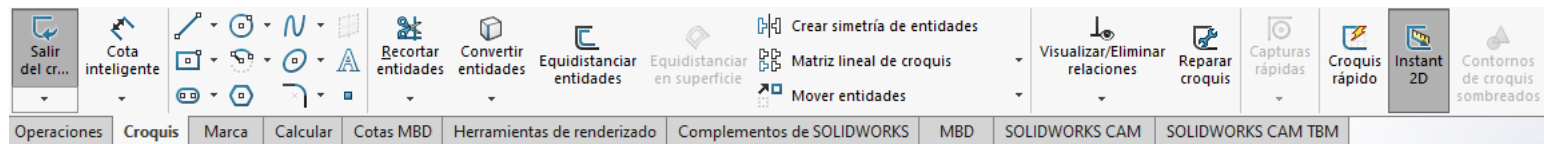


Figura 6. Menú de croquis

Nótese que, en el menú principal de croquis mostrado, solo aparecen las herramientas más básicas, para acceder a herramientas más avanzadas, hay que recurrir a un desplegable de herramientas.

Una vez realizado los croquis en el plano deseado, se utilizarán para llevar a cabo operaciones CAD y así poder ir obteniendo la geometría de las distintas piezas que conforman el motor. En la siguiente imagen se puede apreciar el menú simplificado de las operaciones CAD, como ocurre con el menú de croquis, también se puede acceder a operaciones más complejas:

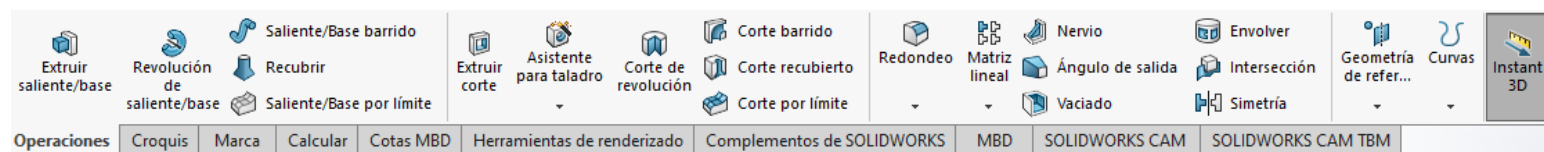


Figura 7. Menú de operaciones

Una vez se ha obtenido la forma deseada, se procede a la selección de un material de la base de datos del programa. Dicha elección se llevará a cabo mediante la búsqueda a través de la red y posteriormente comprobando que el material encontrado existe en la base de datos de SolidWorks, en caso negativo, existe una opción para crear un material introduciendo sus principales propiedades físicas:

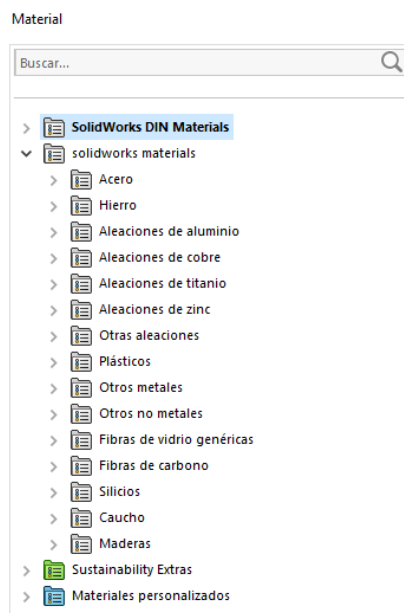


Figura 8. Selección de materiales

Cuando se ha realizado la elección del material, la pieza está lista para ser introducida en el ensamble, aunque antes es preciso comprobar que la pieza está bien acabada con el menú de calcular. En él, se puede medir la pieza, comprobar su simetría, hacer un análisis geométrico, comprobar su volumen, masa o incluso sus momentos de inercia, entre otros:

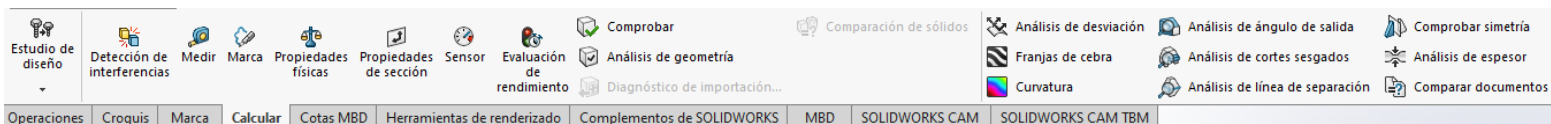


Figura 9. Menú de cálculo

Cuando se han hecho las pruebas necesarias y han salido satisfactoriamente. Solo queda renderizar la pieza para que esta pueda ser expuesta, con el menú herramientas de renderizado se termina el proceso:

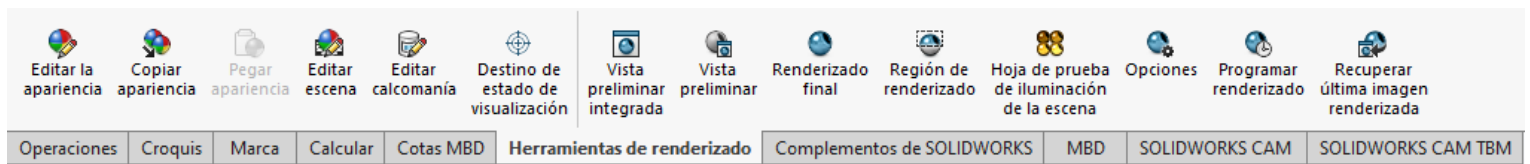


Figura 10. Menú de renderizado

Absolutamente todos los componentes que van a ser creados, van a pasar por el proceso brevemente descrito con anterioridad, aunque pueda parecer sencillo y muy dinámico, algunas piezas requieren de operaciones y croquis de una dificultad considerable y se pueden tardar varios días en tenerlas acabadas, puesto que, en todo momento se han de tener en cuenta las dimensiones requeridas por el problema inicial y comprobar que exista compatibilidad entre los componentes.

Dichas piezas, serán modeladas siempre tomando como rigurosa referencia los valores que se han anunciado y obtenido en apartados anteriores para que el motor cumpla con las condiciones impuestas y haya concordancia y coherencia.

Aun así, existen un gran número de cotas y medidas que, se han sugerido para que el modelo tenga una geometría coherente, no se han obtenido de ningún fabricante puesto que, los planos detallados se tratan de material confidencial. Los valores de las cotas y medidas del modelo se podrán encontrar para cada pieza en dibujos de carácter técnico en el anexo I del mismo trabajo.

Debido al gran número de piezas modeladas, esta sección es probablemente donde se ha invertido más tiempo, se han creado los siguientes componentes:

1. Pistón.
2. Segmento.
3. Bulón.
4. Biela.
5. Sombrerete.
6. Pernos de biela.
7. Cigüeñal y engranaje de distribución al eje de levas.
8. Volante de inercia.
9. Bancada y espacio del cárter.
10. Bloque de cilindros.
11. Culata lateral, culata lateral opuesta, culata central.

12. Pernos de culata.
13. Eje de levas, levas y engranaje de contacto con el cigüeñal.
14. Taqué, empujador.
15. Balancines.
16. Soporte de balancines.
17. Válvulas.

Se han modelado únicamente los componentes necesarios para que exista una simulación realista en cuanto a movimiento mecánico de las piezas y sus componentes de soporte.

A continuación, se explicará brevemente como se han creado los componentes del 6-L. Es importante mencionar que, la mayoría de estas piezas han tenido que ser modificadas un gran número de veces para que encajaran todas a la perfección en el posterior ensamblaje y así, no generar problemas de interferencias entre elementos en la simulación.

Modelado del pistón

Un pistón o émbolo es una pieza metálica tronco cónica, la función del cual es formar una pared móvil en el interior de la cámara de combustión para recibir y transmitir la presión ejercida por la expansión de los gases al combustionar al pie de la biela, mediante un movimiento alternativo. También ejerce las funciones de crear un vacío en el interior de la cámara de combustión para provocar la admisión, comprimir el aire admitido en el interior del cilindro y forzar los gases residuales a abandonar el interior del mismo. Por lo tanto, se puede afirmar que la función de un pistón es la de cambiar el volumen del interior del cilindro ejerciendo o recibiendo una presión en relación a un fluido mientras guía el movimiento rectilíneo del pie de biela.

El pistón, está contenido en el interior del cilindro y delimita la cámara de combustión de forma hermética con ayuda de los segmentos por su cara inferior. Se puede afirmar que la función del émbolo es la de formar una estanqueidad casi perfecta con las paredes del cilindro y, juntamente con la culata para evitar la fuga de gases.

Existen diferencias notables entre los pistones que operan en ciclo Diesel y Otto, de hecho, la diferencia no solo reside en el pistón, también en toda la estructura del motor. Dicho suceso ocurre debido a que la estructura correspondiente a un motor que opera con un ciclo diésel debe poder soportar mayores temperaturas y presiones a causa del elevado grado de compresión. En un ciclo Otto, el combustible no se auto enciende, se provoca una explosión mediante una chispa producida por una bujía. Por lo tanto,

no se requiere de temperaturas y presiones tan altas. Por consiguiente, la estructura y por ende el pistón, no requieren de tanto refuerzo como sí ocurre en un ciclo Diesel.

Para que un pistón cumpla con su objetivo de forma satisfactoria, debe estar compuesto de un material que pueda disponer de las siguientes características^[10]:

- El material debe poder soportar grandes esfuerzos a compresión (presiones de hasta 150bar).
- Debe ser lo menor denso dentro de lo posible, para poder evitar grandes inercias. Si el motor es poli cilíndrico, todos los pistones deberán pesar exactamente lo mismo para evitar desequilibrios.
- El material ha de ser capaz de soportar elevadas temperaturas (de hasta 900°C).
- Alta resistencia a la corrosión química.
- El material también ha de disponer de una dureza notable y tener resistencia al desgaste.

Las partes principales del mencionado elemento mecánico son^[11]:

- Cabeza: Parte superior del pistón.
- Cielo: Es la superficie de la cabeza del pistón, delimita la cámara de combustión. También es conocida como cara activa del émbolo.
- Ranuras o cajeras: Son los alojamientos de los anillos o segmentos.
- Falda: Es la zona inferior del pistón.
- Orificio del bulón: Es un orificio que atraviesa el pistón radialmente, en él, se alberga el bulón, para su encaje con el pie de la biela.

Si el lector aún no se ha dado cuenta, como se ha determinado con anterioridad, el motor L-6 dispone de una cilindrada unitaria de $2123,7166\text{cm}^3$, si dicha cilindrada unitaria se multiplica por seis, se obtiene la cilindrada total, que es de $12742,3\text{cm}^3$. El motor L-700 de *Hyundai*, por el contrario, tiene una cilindrada total de 12736cm^3 según el fabricante. Ambos motores disponen de la misma carrera y del mismo diámetro de pistón.

La razón por la cual la cilindrada total del L-6 es $6,3\text{cm}^3$ mayor que la del L-700 es porque la cara activa del pistón del primer motor se ha considerado completamente plana. Es evidente entonces que, la cara activa del L-700 tiene una forma abultada que se adentra en la cámara de combustión reduciendo ligeramente su cilindrada, dicha afirmación es una suposición, puesto que no se tiene acceso a los planos de dicho pistón. La variedad de mercado, brinda al consumidor un infinito abanico de formas de pistón, en este caso, como se ha mencionado, se considera una cara plana.

Otro factor importante que mencionar es la relación que existe entre el diámetro del pistón y la carrera. Es una condición propia de la geometría de los pistones.

Los motores que disponen de una carrera más larga que el diámetro del pistón pueden conseguir más fácilmente relaciones de compresión mayores (por lo que son apropiados para un ciclo diésel), por el contrario, sacrifican poder obtener un mayor número de revoluciones. En los motores en los que el diámetro es mayor que la carrera, se sufren menos tensiones, por lo que son apropiados para alcanzar altos rangos de revoluciones. Según lo dicho, los pistones se pueden clasificar en^[12]:

- Carrera corta: cuando $d/C > 1$.
- Cuadrado: cuando $d/C = 1$.
- Carrera larga: cuando $d/C < 1$.

Por lo tanto, en el motor L-6:

$$\varepsilon = \frac{d}{C}; \quad \varepsilon = \frac{13}{16}; \quad \varepsilon = 0,8125 \quad (19)$$

Como el motor tiene una relación diámetro/carrera $\varepsilon = 0,8125$, se clasifica como carrera larga.

Todas las características anteriores, se han tenido en cuenta para modelar dicha pieza:

Para empezar, se ha dibujado un croquis en la planta determinando el radio y la altura de la pieza, seguidamente, se ha sometido el croquis a la operación *revolución*. Una vez obtenido el cuerpo cilíndrico, se ha realizado la forma de la falda utilizando un círculo como croquis en un plano medio y ejecutando la operación *cortar-extruir*. A continuación, se ha operado con *simetría* para poder copiar la operación anterior en el lado opuesto del pistón.

Para dar ligereza a la pieza, se ha vaciado el cilindro y descubierto la cara inferior con la operación *vaciado*. Nuevamente con *cortar-extruir*, se ha generado el orificio para el bulón y sus soportes cilíndricos con *saliente-extruir* y nuevamente con *simetría*.

Para generar las ranuras o cajas para poder albergar a los aros, se ha realizado un croquis con distintos rectángulos y se ha sometido dicho croquis a la operación *cortar-revolución* como se puede apreciar en la siguiente imagen de la pieza inacabada:

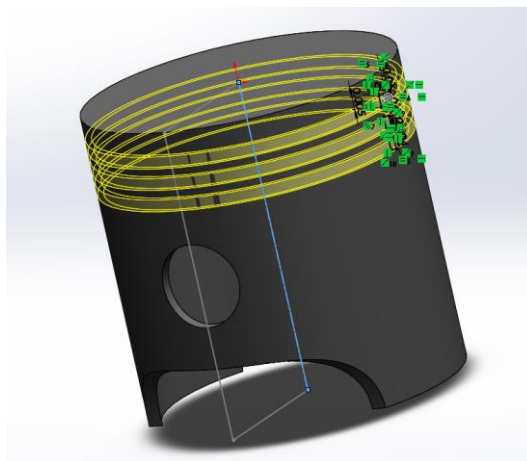


Figura 11. Generación de las cajeras

Una vez finalizada la geometría principal, se han aplicado las operaciones de *redondeo* y *chafilán* para darle el acabado al componente y reducir las tensiones en sus bordes. Finalmente, se ha aplicado el material escogido, se han comprobado las propiedades físicas y se ha renderizado^[9] la pieza para poder dar el aspecto más realista posible, utilizando el máximo rango de calidad que ofrece el complemento de renderizado de SolidWorks.

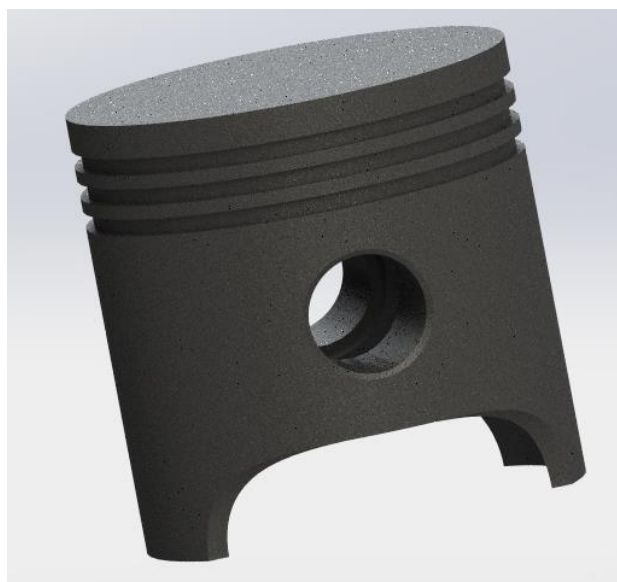


Figura 12. Pistón renderizado

Valores clave del Pistón	
Material:	Hierro fundido
Massa:	2,2kg
Área de superficie:	0,14m ²
Nº de croquis:	6
Nº de operaciones:	14
Nº de copias en el modelo:	6
Nº de cajeras	3
Diámetro:	0,13m
Tiempo de renderizado:	15 min.

Tabla 3. Valores clave del pistón

Modelado de los segmentos

Los aros o segmentos, son un componente de muy alta importancia para un motor de combustión interna. Se ubican en unas ranuras mecanizadas en el perímetro del pistón llamadas cajeras. Los segmentos tienen distintas funciones y propiedades explicadas a continuación:

Funciones de los segmentos^[13]:

- Impedir el paso de gas desde la cámara de combustión al cárter, de esta forma, se evita perder presión y la consiguiente pérdida de potencia.
- Estanqueidad, impiden el paso del aceite lubricante desde el cárter a la cámara de combustión.
- Aseguran una película de lubricante sobre la pared del cilindro o de la camisa.
- Distribuyen dicho aceite lubricante sobre la pared del cilindro o de la camisa.
- Estabilizan el movimiento del pistón.
- Disipan el calor del pistón al cilindro.

Propiedades de los segmentos^[14]:

- Resistencia reducida a la fricción, de esta forma se reduce la potencia absorbida.
- Resistencia al desgaste frente a la fatiga termomecánica, la corrosión térmica y las agresiones químicas.
- Los aros no pueden originar un desgaste excesivo al cilindro o a la camisa, puesto que reducirían la durabilidad del motor. La dureza de los segmentos siempre ha de ser menor a la dureza de la camisa puesto que los aros son mucho más baratos.

Los aros, tienen una abertura para facilitar su colocación, dicho espacio se cierra debido a las altas temperaturas de operación del motor y la dilatación que comporta en el material. Aun así, dichos espacios se intercalan formando un laberinto y así dificultar aún más la pérdida de gases y asegurar la estanqueidad.

Generalmente se opta por utilizar el mínimo número de segmentos posible y así reducir la fricción al máximo, lo más habitual es encontrar tres aros por pistón:

- Segmento de fuego: Es el primer aro que encuentran los gases de la combustión y también el que sufre más a nivel térmico y mecánico. Se utilizan tratamientos superficiales como cromados y tratamientos con disulfuro de molibdeno para reducir el desgaste.
- Segmento de compresión: Se usa para reducir la presión tras el segmento de fuego. Su función principal, reside en compensar la deflexión torsional bajo la carga.

- Segmento de rascado o engrase: Distribuye una película de aceite lubricante sobre el cilindro o la camisa y en carreras descendentes lo devuelve al cárter. Debido a su geometría y a su mayor tensión radial, contribuye aproximadamente a generar el doble de fricción que los otros dos tipos de aro.

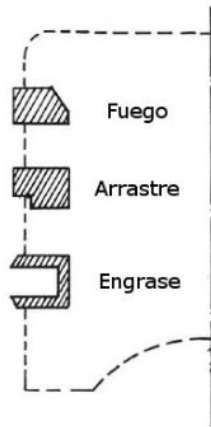


Figura 13. Tipos de segmento - Imagen de Google

Entre los segmentos y las cajas, debe haber una cierta holgura que permita el paso del aceite lubricante. Durante la admisión y expansión, el pistón recorre una carrera descendente que, por fricción con la camisa, obliga a los segmentos a situarse en la parte superior de la caja, de esta forma accede el aceite lubricante por la parte inferior del habitáculo y se recoge el fluido. Durante la compresión y debido al mismo efecto mencionado por la fricción, el segmento se posiciona en la parte inferior de la caja y a medida que el pistón asciende, se aplica una película de aceite por toda la pared del cilindro o camisa. Es decir, durante las fases donde existe una carrera descendente, se recoge el aceite lubricante, mientras que, durante las fases donde existe una carrera ascendente, se aplica el fluido.

Todos los segmentos poseen una pequeña abertura para que, cuando el motor se caliente y los aros se dilaten, utilicen el espacio formado por la muesca para expandirse.

Modelar y conseguir las especificaciones mencionadas con anterioridad en los segmentos, ha sido de relativa sencillez, de hecho, ha sido el componente más simple que se ha modelado. Puesto que, solo ha requerido dibujar un croquis con la forma de sección deseada y aplicar la operación *revolución*, acto seguido se ha aplicado el material, comprobado sus propiedades físicas y, finalmente se ha renderizado con el complemento *PhotoView 360*, *herramientas de renderizado* y la operación *vista preliminar integrada*.



Figura 14. Segmento renderizado

Valores clave del segmento o aro	
Material:	Hierro fundido (fundición gris)
Masa:	0,07kg
Área de superficie:	0,01m ²
Nº de croquis:	1
Nº de operaciones:	1
Nº de copias en el modelo:	18
Tiempo de renderizado:	4 min.

Tabla 4. Valores clave del segmento

Modelado del bulón

El bulón o pasador, es un cilindro metálico hueco por dentro que sirve para articular el pistón a la biela. Es el eje con respecto al cual oscila esta última. Es probablemente, el elemento que más esfuerzo cortante ha de soportar dentro del motor. También experimenta carga térmica debido a la transmisión de calor desde la cabeza del pistón y al calor producido por la fricción entre el propio bulón, el pie de biela y el émbolo.

Un bulón ha de poseer las siguientes características^[15]:

- La masa más minimizada al máximo.
- Presentar una mínima deformación durante el trabajo.
- Tener una buena resistencia a las cargas de choque.
- Gran resistencia al desgaste y a las cargas variables.
- Resistencia térmica.

Existen principalmente tres tipos de bulón^[16]:

- Fijo al émbolo.
- Fijo a la biela.
- Flotante, que queda sin fijar a ninguno de los dos elementos. Es el sistema más utilizado en la actualidad y tiene la ventaja de repartir las cargas por rozamiento entre el pistón y la biela. Para

mantener el pasador en su posición, se colocan unos anillos elásticos en unas ranuras que previamente han sido mecanizadas en el interior del orificio del bulón, en el pistón.

Para realizar el modelaje del pasador, se ha generado un cilindro a partir de un círculo en un croquis con la operación *saliente-extruir*, a continuación, se ha vaciado su interior para conseguir más ligereza utilizando otro círculo de menor diámetro que el primero y sometiéndolo a la operación *cortar-extruir*. Para darle una apariencia de acabado y minimizar la tensión en los bordes, se han redondeado.

Finalmente, se han comprobado sus propiedades físicas, posibles imperfecciones y se ha renderizado.

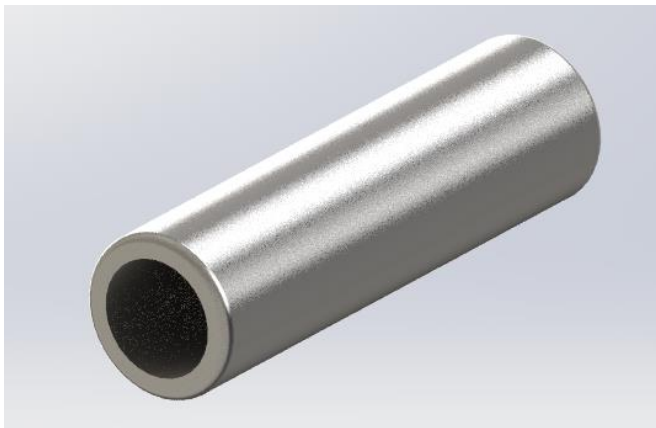


Figura 15. Bulón renderizado

Valores clave del bulón o pasador	
Material:	Acero aleado
Masa:	0,45kg
Área de superficie:	0,02m ²
Nº de croquis:	2
Nº de operaciones:	3
Nº de copias en el modelo:	6
Tiempo de renderizado:	6 min.

Tabla 5. Valores clave del bulón

Modelado de la biela

Se puede denominar a una biela como una especie de brazo mecánico con articulaciones en ambos extremos que, sometido a esfuerzos de compresión, tracción y flexión, transmite y transforma el movimiento alternativo rectilíneo del pistón en movimiento rotativo uniforme al cigüeñal. Con dicha acción, se consigue generar el par motor.

Debido a los grandes esfuerzos que este componente soporta, se considera un elemento crítico en el motor y, por consiguiente, su diseño y calidad de confección son de elevada importancia. Las bielas se construyen generalmente a base de acero al carbono aleado con níquel y cromo, generalmente son forjadas. Es común encontrar bielas fabricadas en titanio o aluminio en motores de altas prestaciones, aunque, dichos materiales no son de necesaria utilización en este proyecto.

Características principales^[17]:

- Poder soportar los esfuerzos mecánicos que reciben.
- Operar a altas temperaturas.
- Resistir al desgaste.
- Suportar agresiones químicas.
- Paralelismo entre los ejes de simetría.
- Todas las bielas de un mismo motor deben tener una masa idéntica.

La biela, se puede dividir en tres secciones:

- El pie de biela, que irónicamente se encuentra en la parte superior, aloja el orificio de menor tamaño, que va a ser atravesado por el bulón. Es el punto de unión entre la biela y el pistón.
- La cabeza de biela es el agujero de mayor tamaño, normalmente se puede dividir entre dos mitades. La primera unida a la misma biela y, la segunda desmontable mediante pernos, llamada sombrerete. Entre ambas uniones se colocan las dos mitades del cojinete antifricción que, a su vez, abraza la muñequilla del cigüeñal.
- El cuerpo de la biela, une las dos anteriores. Es la parte que más sufre los esfuerzos de tracción y compresión que se generan al realizarse las carreras.

Uno de los parámetros más importantes de una biela es su longitud (entiéndase por longitud, la distancia entre el centro del pie al centro de la cabeza). Dicha longitud, es de vital importancia para que exista una relación longitud de biela/ radio de manivela mínima. Dicho parámetro, resulta ser una de las más importantes características geométricas de un motor puesto que si la biela tuviera una longitud demasiado pequeña, la falda del pistón interferiría con el contrapeso del cigüeñal cuando el sistema se posicione en punto muerto inferior^[18]. Por dicho motivo:

$$\text{Longitud biel} > 2 \times \text{radio manivela} + \text{distancia entre centro del pie al inicio de faldia}$$

Para el diseño de la biela, se ha tomado muy en consideración dicho parámetro (las dimensiones se pueden consultar en el Anexo I del mismo trabajo). Para el modelado del componente, se ha empezado dibujando un croquis en el plano del alzado con la forma básica de la biela y acotando sus medidas, como se puede ver a continuación:

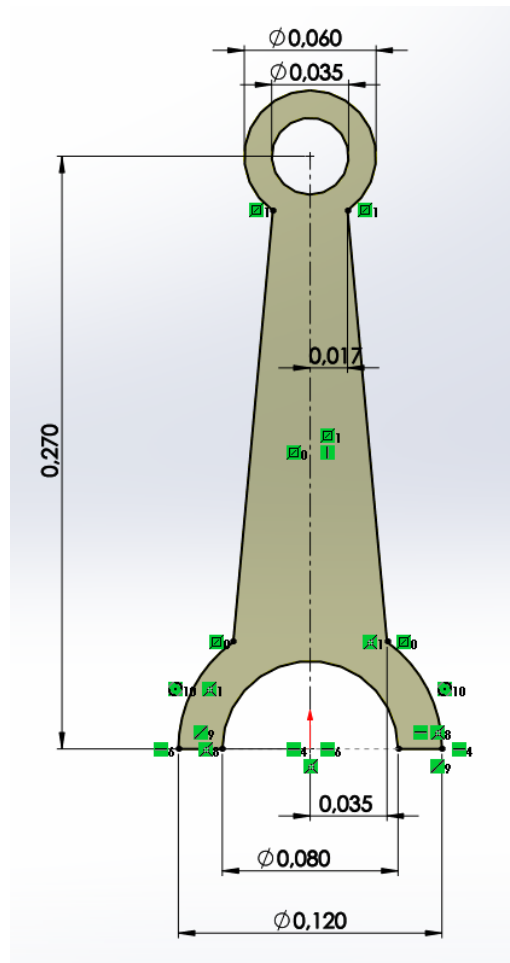


Figura 16. Extrusión del croquis de la biela

Como se puede ver, se ha hecho coincidir el diámetro del pie de biela con el diámetro del bulón y el diámetro de la cabeza con el diámetro del codo del cigüeñal. Una vez el croquis principal ha sido realizado, se ha procedido a su solidificación con la operación *saliente-extruir* desde el plano medio. A continuación, se ha dibujado otro croquis en el cuerpo de la pieza para poder operar con *cortar-extruir* para restar peso al componente. Seguidamente, se ha utilizado la operación *simetría* respecto al plano medio para copiar la operación en la cara opuesta del cuerpo.

Para poder generar las cavidades donde irán alojados los pernos de conexión entre la biela y el sombrerete, se han formado unos *planos de referencia* desde donde mediante la operación *saliente-extruir*, se ha creado un cilindro unido a la cabeza de la biela. Mediante la operación *simetría*, se ha copiado dicho elemento a su lado opuesto. Una vez se ha dispuesto de la geometría deseada, se han realizado operaciones de *chafilán* y *redondeo múltiple* para dar un mejor aspecto de acabado y reducir las tensiones en los bordes de la pieza. Se ha aplicado el material.

Finalmente, se ha comprobado la simetría de la pieza, sus propiedades físicas y, que no hubiera imperfecciones. Para su exposición, se ha renderizado la biela:

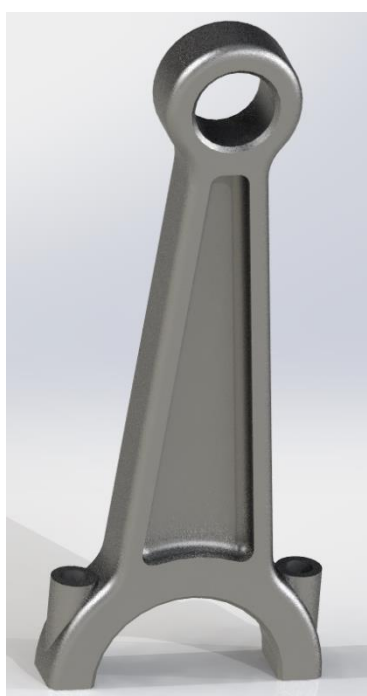


Figura 17. Biela renderizada

Valores clave de la biela	
Material:	Acero inoxidable forjado
Massa:	2,51kg
Área de superficie:	0,06m ²
Nº de croquis:	4
Nº de operaciones:	13
Nº de copias en el modelo:	6
Longitud de biela	0,27m
Tiempo de renderizado:	18 min.

Tabla 6. Valores clave de la biela

Modelado del sombrerete

El sombrerete, es la parte desmontable de la cabeza de biela que se une a ella mediante pernos sometidos a tracción. En el sombrerete, se aloja una de las mitades del cojinete antifricción.

El hecho de que exista o no este componente en la biela, determina el tipo de la misma:

- La biela enteriza es aquella cuya cabeza no es desmontable y, por consiguiente, no existe sombrerete. Si éste es el caso, puede ocurrir que^[19]:
 - El conjunto biela-cigüeñal no sea desmontable.
 - El conjunto biela-cigüeñal es desmontable porque el segundo se puede desmontar en los codos.

Ambas configuraciones anteriores son muy poco comunes y solo se encuentran en motores de muy baja calidad.

- La biela desmontable es aquella cuya cabeza se puede dividir en dos mitades idénticas. En este caso, la biela es desmontable, pues se ha diseñado con sombrerete. Existe una variante de biela desmontable en la que el ángulo que forma el plano que divide las dos mitades de la cabeza, no forma un ángulo recto con el plano medio de la biela que pasa por los ejes de pie y cabeza, en este caso, la biela se llama aligerada^[20].

El sombrerete, se ha modelado para que encaje perfectamente con la otra mitad de la cabeza de biela. Primero se ha dibujado un croquis en el plano del alzado con la forma del mismo. Seguidamente, se le ha dado cuerpo al dibujo ejecutando la operación *saliente-extruir*. A continuación, se ha creado un plano como referencia geométrica para poder formar un cilindro a un extremo del sombrerete, a dicho cilindro, se le ha hecho un agujero para el perno con la operación *cortar-extruir*. Una vez realizado el alojamiento del perno, se ha hecho uso de la operación simetría para conseguir un segundo alojamiento.

Una vez conseguida la forma deseada, se han utilizado las operaciones *redondeo* y *chaflán* para dar un mejor aspecto de acabado y reducir una vez más las tensiones en los bordes de la pieza. En este caso, es muy importante que los radios de redondeo y la geometría del chaflán, sean exactas a la otra mitad de la cabeza de biela y así poder encajar a la perfección. También es sumamente importante hacer un diseño en que los orificios para los pernos coincidan cuando se haga el ensamble biela-sombrerete. Se ha aplicado el mismo material que a la biela.

Para finalizar, se han realizado las pruebas de imperfecciones, comprobado sus propiedades físicas y renderizado la pieza.

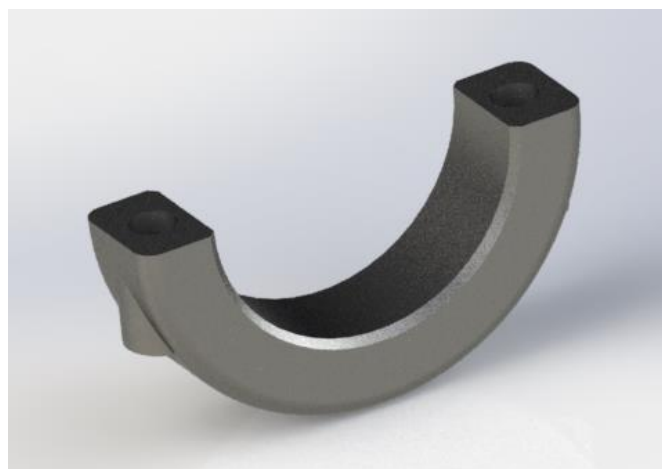


Figura 18. Sombrerete renderizado

Valores clave del sombrerete	
Material:	Acero inoxidable forjado
Masa:	0,68kg
Área de superficie:	0,02m ²
Nº de croquis:	3
Nº de operaciones:	7
Nº de copias en el modelo:	6
Tiempo de renderizado:	8 min.

Tabla 7. Valores clave del sombrerete

Modelado del perno de biela

Los pernos de biela, son los elementos que mantienen unido el sombrerete al resto de la cabeza de la biela trabajando a tracción. Deben ser capaces de aguantar, sobre todo, los esfuerzos a tracción que se generan en ellos durante las carreras ascendentes de compresión y escape. Manteniendo así, al conjunto de la biela acoplada a la muñequilla del cigüeñal.

Para modelar esta pequeña pieza, se ha iniciado formando un cilindro para constituir el cuerpo principal del perno. Seguidamente, se ha formado la cabeza creando un croquis en la parte más alta del cilindro y se ha extruido dicho dibujo. Para el encaje hexagonal, se ha utilizado la operación *cortar-extruir* de un croquis en forma de hexágono. Para generar la rosca, se ha utilizado la operación *rosca* marcando la arista inferior como inicio de la misma y se le ha dado una altura de 0,061m. El tipo rosca empleado ha sido Metric Die y su tamaño es de M12x1,25. En la siguiente imagen se puede apreciar la operación:

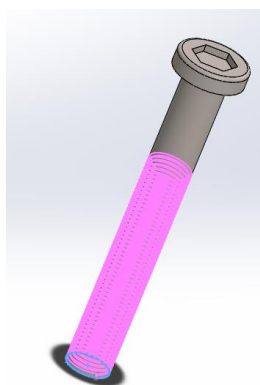


Figura 19. Generación de la rosca

Posteriormente, se han añadido operaciones de redondeo y, se ha llevado a cabo el renderizado del componente.



Figura 20. Perno de biela renderizado

Valores clave del perno de biela	
Material:	Acero aleado
Masa:	0,08kg
Área de superficie:	0,01m ²
Nº de croquis:	5
Nº de operaciones:	6
Nº de copias en el modelo:	12
Tiempo de renderizado:	9 min.

Tabla 8. Valores clave del perno de biela

Modelado del cigüeñal

El cigüeñal, es un eje acodado, con codos y contrapesos, presente en los motores de combustión interna alternativos. El cigüeñal sirve para (aplicando el principio del mecanismo biela-manivela) transformar el movimiento rectilíneo alternativo del pistón en circular uniforme. Es muy importante mencionar que esta transformación requiere tanto de la biela como del cigüeñal para llevarse a cabo. El cigüeñal recoge y transmite el par y la potencia desarrollada por cada uno de los cilindros del motor.

Para que este componente funcione a la perfección, ha de presentar un equilibrio estático distribuyendo su masa alrededor del eje. También debe tener equilibrio dinámico, para evitar en todo momento las posibles vibraciones generadas durante el giro, causadas por la fuerza transmitida por las bielas. Para contrarrestar dicho efecto, llevan contrapesos, consiguiendo que la fuerza centrífuga sea uniforme al girar. El buen funcionamiento de cualquier motor depende directamente del buen estado del cigüeñal, todas las uniones del componente deben estar perfectamente lubricadas y con casquillos antifricción^{[20][21]}.

A un extremo del cigüeñal se encuentra el volante de inercia y en el otro, los elementos necesarios para la distribución, en este caso un engranaje. Un cigüeñal se puede dividir en las siguientes partes^[22]:

- Muñón de biela o muñequilla: donde se asientan las cabezas de biela, hacen la función de manivela. Este elemento, siempre recibe tratamientos superficiales de endurecimiento tales como cementación, temple superficial o nitruración.
- Muñón de bancada: partes cilíndricas centradas en el eje de giro, donde se apoya el cigüeñal a la bancada, siempre están recubiertos por los cojinetes de bancada.
- Brazo del cigüeñal: Extensión perpendicular al eje de giro que une los muñones de bancada a las muñequillas.
- Volante de inercia (se estudiará en el siguiente apartado)
- Engranaje de distribución: engranaje que transmite el movimiento rotativo del cigüeñal al árbol de levas. Dicho engranaje podría ser sustituido por una cadena o correa de distribución.

Los cigüeñales, se suelen fabricar en acero al carbono y, en casos de mayores cargas, se recurre a aceros especiales al cromo-níquel o al cromo-molibdeno-vanadio, tratados térmicamente. Generalmente, los cigüeñales de media y alta calidad, son fabricados mediante el proceso de mecanizado a partir de un solo bloque del metal a emplear, por dicho motivo, es necesario utilizar bielas en las que se pueda desmontar un sombrerete. Estos componentes, son sometidos a estrictos procesos de equilibrado para conseguir una impecable rotación. Cualquier pequeño desequilibrio que pueda haber, generaría un enorme problema al rotar a varios miles de revoluciones por minuto^[23].

La forma de un cigüeñal y la disposición de sus muñequillas, depende exclusivamente del número de cilindros que tenga el motor y de su posición. En el caso que ocupa esta parte del proyecto, un motor de seis cilindros en línea. Para garantizar un buen equilibrio y un movimiento que sea lo más uniforme posible, se dispondrán las muñequillas de manera que los pistones estén realizando exactamente la misma fase a pares. Las parejas formadas son las siguientes: Los dos pistones más exteriores, el segundo y quinto pistón y, los dos émbolos que se encuentran más centrados. Cada pareja de pistones se encontrará desfasada 120° de giro del eje del cigüeñal respecto a las otras dos parejas. El esquema de la disposición mencionada se puede observar a continuación:

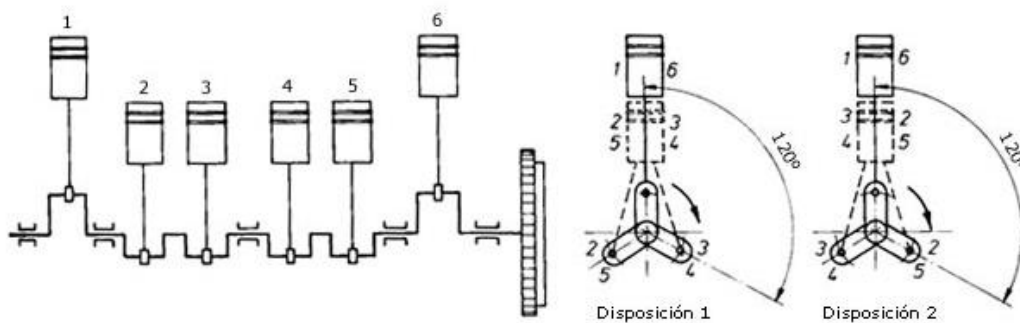


Figura 21. Disposición de las muñequillas - Imagen de Google^[24]

El cigüeñal, ha resultado ser una de las piezas más difíciles de modelar, no solo por su complejidad geométrica, sino porque requiere en todo momento de un gran número de especificaciones técnicas que afectan directamente al éxito o fracaso de la simulación. Sin lugar a duda, ha sido el componente que más veces ha sido modificado y que más problemas de interferencias de piezas y de equilibrio radial ha dado.

El proceso sin errores y, a grandes rasgos, se ha llevado a cabo de la siguiente manera:

Se ha iniciado creando un croquis de la forma del contrapeso y brazo del componente que, con la operación *saliente-extruir* se le ha dado consistencia de sólido. En el extremo del brazo, se ha extruido un círculo para dar forma a la muñequilla. A continuación, se ha realizado una simetría respecto al plano medio de la muñequilla para obtener el otro brazo y contrapeso. Seguidamente, se ha extruido otro círculo en la cara del contrapeso que actuará como muñón de bancada.

Una vez realizada esta pieza, se han utilizado las operaciones *sólido-mover* y *sólido-copiar* nueve veces: cinco para copiar y trasladar el sólido a la posición deseada y, cuatro para girar las muñequillas dos, tres, cuatro y cinco $120^\circ/-120^\circ$ según proceda. La última muñequilla no se ha tenido que rotar, puesto que ya disponía de la orientación de la copia original.

Una vez se ha generado toda la geometría principal, se ha usado la operación *combinar* para juntar todos los sólidos anteriormente creados en uno solo. A continuación, se ha extruido el eje por la otra cara de la copia inicial. En un lado del eje, se ha utilizado la operación *cortar-extruir* para hacer un encaje de forma cuadrada para el volante de inercia. Al otro lado del eje, se ha modelado el engranaje de distribución.

Dicho engranaje, se ha modelado extruyendo un disco. Seguidamente, se ha utilizado la operación *matriz circular* para generar una serie de orificios circulares en el disco y, así generar una pieza menos pesada. Para realizar los dientes del engranaje, se ha vuelto a recurrir a la operación mencionada anteriormente, pero en este caso, se ha ejecutado sobre un croquis con forma triangular y, en el perímetro del disco.

Cuando la geometría básica de la pieza ha estado finalizada, se ha realizado el ensayo de *franjas de cebra*, que permite la visualización de pequeños cambios que pueden ser difíciles de reconocer con una visualización estándar y así poder reconocer imperfecciones y curvaturas no deseadas.

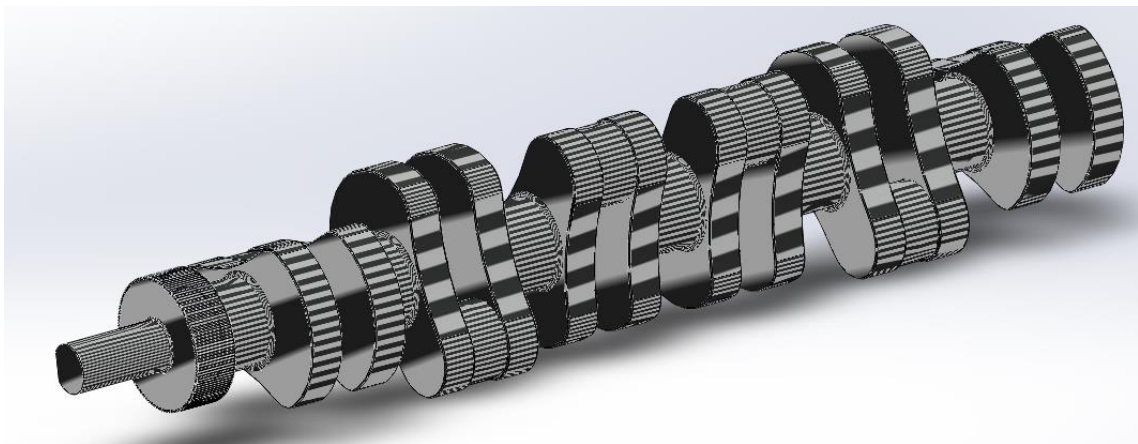


Figura 22. Medidor de franjas de cebra

Cuando se ha comprobado que la curvatura era perfecta, se ha procedido a operar con *chafilán múltiple* *redondeo múltiple* para conseguir un mejor aspecto de acabado y reducir una vez más, las tensiones internas en los bordes de la pieza que generados por los grandes esfuerzos mecánicos.

Al finalizar toda la geometría, se ha aplicado el material requerido al componente y se ha procedido con la comprobación de las propiedades físicas del mismo. Finalmente, se ha recurrido al renderizado para conseguir un aspecto más realista del que ofrece un dibujo CAD.

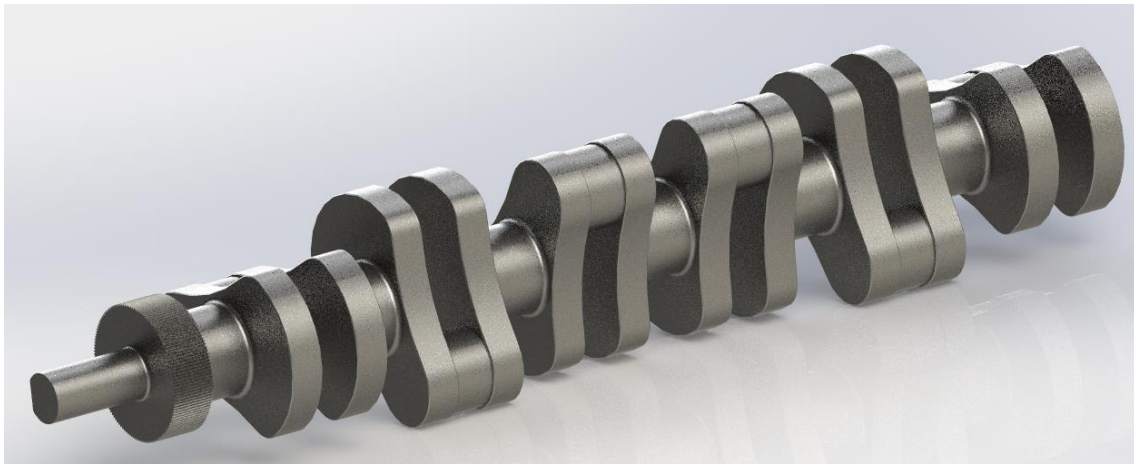


Figura 23. Cigüeñal renderizado

Valores clave del cigüeñal	
Material:	Acero al carbono fundido
Massa:	116,66kg
Área de superficie:	0,97m ²
Nº de croquis:	10
Nº de operaciones:	27
Nº de copias en el modelo:	1
Nº de muñequillas:	6
Radio:	0,08m
Ruedas de engranaje:	1
Nº de dientes del engranaje:	135
Tiempo de renderizado:	22 min.

Tabla 9. Valores clave del cigüeñal

Modelado del volante de inercia

El volante de inercia, es un componente totalmente pasivo que solamente aporta inercia adicional al sistema. Almacena energía cinética. Esta pieza, continúa rotando por inercia cuando cesa el par motor que lo propulsa. De esta forma, se consigue eliminar la brusquedad que presentan las combustiones ocurridas dentro del cilindro, tiene la misma función que los contrapesos del cigüeñal, es decir, el volante de inercia se utiliza para suavizar el flujo de energía entre una fuente de potencia y su carga^[25].

El volante de inercia, está conformado con un disco que ha de resultar resistente y duro. Como su función es la de conseguir un giro más uniforme en el cigüeñal, se ubica en un extremo del mismo. En su contorno, posee una corona de dientes para poder engranar el motor eléctrico de arranque o un arrancador rotativo neumático, al mismo tiempo que se controlan las revoluciones mediante un sensor.

Se pueden encontrar dos tipos de volante de inercia^[26]:

- Volantes de inercia monomasa: Consta de una única pieza circular, está prácticamente en desuso.
- Volante de inercia bimasa: Son los volantes de inercia más efectivos, en su interior, cuentan con un muelle helicoidal y un rodamiento de bolas. Dicho sistema, absorbe mejor las vibraciones y se consigue un funcionamiento más suave.

Es importante mencionar que, un volante de inercia con una mayor masa provocará más suavidad en el movimiento rotativo del sistema puesto que dicho componente podrá almacenar más energía. Por el contrario, una menor masa significara poder optar a más aceleración. Por todo lo anunciado anteriormente, es indispensable hacer un buen diseño del volante de inercia.

Para el modelado del volante de inercia, se han extruido distintos cilindros de radios diferentes. Se ha formado también, su encaje al cigüeñal extruyendo un croquis de forma cuadrada. Seguidamente se ha ejecutado la operación *matriz circular* de un croquis de un semicírculo para realizar los dientes del engranaje. Para finalizar su geometría, se ha insertado un perno en una cara y se han realizado operaciones de redondeo para dar un aspecto de acabado.

Finalmente, se ha añadido el material, comprobado las propiedades físicas y renderizado.



Figura 24. Volante de inercia renderizado

Valores clave del volante de inercia	
Material:	Acero aleado
Masa:	17,47kg
Área de superficie:	0,22m ²
Nº de croquis:	9
Nº de operaciones:	10
Nº de copias en el modelo:	1
Tiempo de renderizado:	19 min.

Tabla 10. Valores clave del volante de inercia

Modelado de la bancada y el espacio del cárter

La bancada, es el órgano que forma la parte inferior del motor, su principal función es la de soportar los elementos rotantes y actuar como recipiente contenedor del aceite lubricante en el caso de que el cárter sea de carácter húmedo. Es puramente un elemento estructural.

La bancada tiene atornillada en su cara superior el bloque motor, en su interior contiene el cigüeñal por lo que tiene superficies cilíndricas para poder permitir la rotación, entre el cigüeñal y la bancada, encontramos los cojinetes antifricción de bancada que protegen al mismo tiempo los dos componentes de un desgaste acelerado^[27].

Dicho componente, soporta unas enormes fuerzas debidas al giro del cigüeñal y a los empujes que transmiten las bielas. Por este motivo, dispone de vigas longitudinales y transversales que resisten las deformaciones que pueden causar las fuerzas mencionadas anteriormente.

El modelaje de la bancada ha sido seguramente el más complejo de todas las piezas que conforman el motor, puesto que, en ella, van acoplados los dos ejes móviles y, por lo tanto, todas las medidas han de resultar perfectamente estudiadas para que todos los componentes del motor encajen a la perfección. La bancada, ha sido diseñada en dos mitades y ha tenido que ser modificada en un gran número de ocasiones para evitar interferencia de piezas y el correcto encaje entre ellas^[28].

Primeramente, se ha modelado una mitad de cilindro con una forma rectangular en la parte superior, dando así la longitud adecuada para que quepa el cigüeñal íntegramente dentro de la pieza. Seguidamente, se ha ejecutado la operación de *vaciado* dejando un espesor adecuado y eliminando la superficie de contacto con el bloque de cilindros y la cara perteneciente al plano medio de la bancada. A continuación, se ha formado la geometría de los compartimentos y se ha copiado y trasladado cuatro veces, en dichos compartimentos, se ha formado la cavidad dónde rotará el cigüeñal. Una vez se ha obtenido esta geometría, se ha realizado una simetría para obtener la otra mitad de la bancada.

Posteriormente, solo en la pieza original, se han diseñado los soportes para el eje de levas y las guías para los empujadores. Para realizarlo, se han utilizado un gran número de planos como geometría de referencia y operaciones. Dichos soportes y guías, se han añadido con mucho cuidado, puesto que, el plano medio del plano medio de un compartimento debe coincidir con el plano medio de una guía de empujador y con el plano medio del plano medio de la distancia entre dos soportes del eje de levas. Dicho de otra forma, el centro de cualquier leva, debe coincidir con el centro de la guía de su respectivo empujador y con el centro de la apertura para la válvula que acciona. Al haber realizado tantas operaciones con matriz, se ha comprobado que la curvatura de las copias es idéntica en todas ellas con el cálculo *curvatura*, que muestra del mismo color las curvas que poseen el mismo radio.

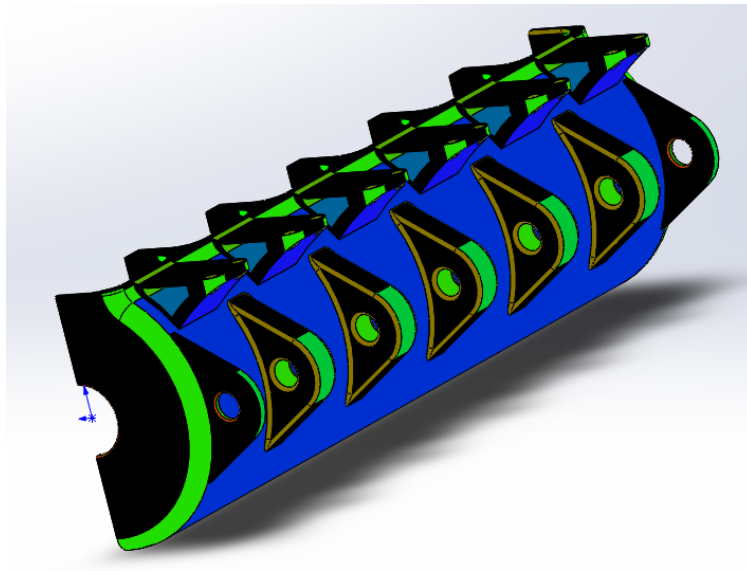


Figura 25. Curvatura de la bancada

También ha sido de muy relevante la distancia entre el centro de giro del cigüeñal y el centro de giro del eje de levas puesto que dicha distancia determina el diámetro de los engranajes de distribución debido a que un engranaje, tiene que ser el doble de grande que el otro, como se verá cuando se analice la relación de posición de engranajes en capítulos posteriores.

Finalmente, se ha procedido a las operaciones habituales de *redondeo*, a la comprobación de imperfecciones, propiedades físicas y al renderizado.

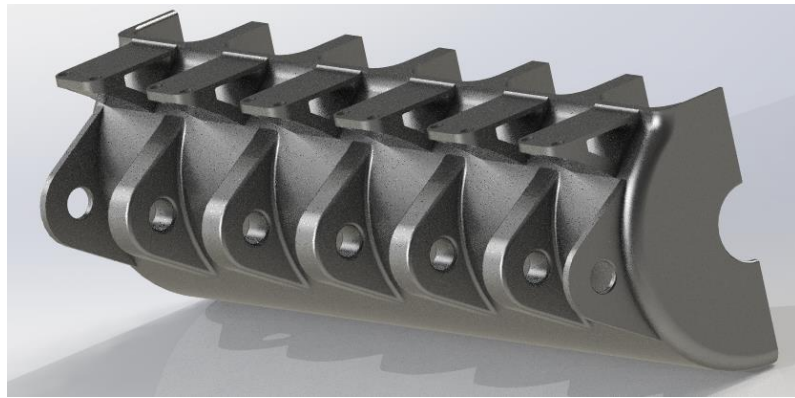


Figura 26. Bancada renderizada vista exterior

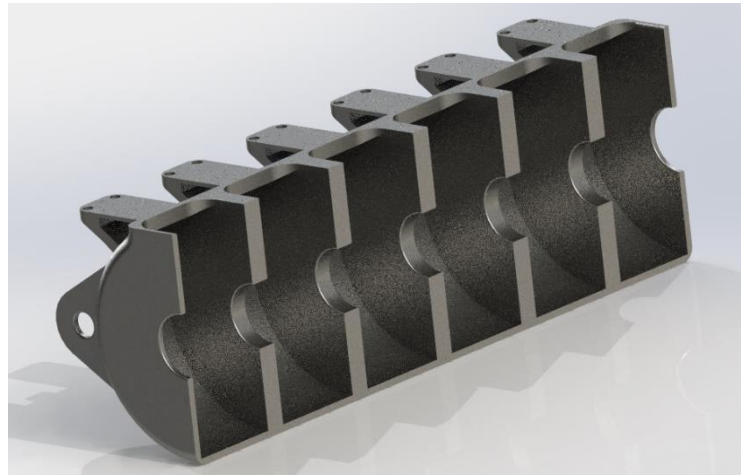


Figura 27. Espacio del carter renderizado

Valores clave de la bancada	
Material:	Acero al carbono fundido
Massa:	107,45kg
Área de superficie:	1.77m ²
Nº de croquis:	14
Nº de operaciones:	43
Nº de copias en el modelo:	2 (excepto soporte eje de levas y guías de empujador)
Nº de compartimentos:	6
Nº de guías de empujador:	12
Nº de soportes del eje de levas	7
Tiempo de renderizado:	26 min.

Tabla 11. Valores claves de la bancada

Modelado del bloque de cilindros

El bloque del motor o bloque de cilindros, es una pieza normalmente fundida en hierro que incorpora los cilindros del motor por donde se van a mover de forma alternativa los pistones. La función del bloque es alojar el subsistema formado por el pistón y la biela y permitir su movimiento. La cara inferior del bloque va atornillada a la bancada y en la cara superior se alojan las culatas que cerrarán la cavidad de los cilindros.

Debe tener una gran resistencia térmica, puesto que la combustión se produce en su interior y también debe ser altamente resistente al desgaste si el bloque no dispone de camisa^[29].

Las principales partes del bloque del motor son:

- Cilindros: cavidad por donde discurren los pistones.
- Camisa: Es una pieza independiente al bloque del motor pero que queda totalmente incorporada en él. Se trata de un cilindro hueco por dentro, se coloca al interior de los cilindros para proteger las superficies de los mismos al rozamiento de los segmentos. Es más económico cambiar camisas cuando estas se desgastan que cambiar el bloque entero. Las camisas pueden ser húmedas o secas en función de si están en contacto directo con el líquido refrigerante.
- Galerías de aceite: Son conductos que dosifican el aceite lubricante al bloque del motor y a las culatas.
- Galerías de agua de refrigeración: Son los conductos que acarrearán el agua para refrigerar los puntos más calientes del motor.
- Aletas: Los motores que están refrigerados solamente por aire, llevan aletas en su bloque motor para maximizar la superficie de contacto con el aire y, así poder disipar más calor. En este proyecto se supondrá que el motor es refrigerado por aire y, por consiguiente, llevará aletas en el bloque de cilindros.

De la misma forma que la bancada, el bloque de cilindros ha sido modelado en dos mitades distintas y completamente simétricas a excepción de algún detalle. Para empezar, se ha dado cuerpo a un rectángulo al que se le ha ido dando forma de la siguiente manera: Se ha realizado un cilindro con la operación *cortar-extruir* que, con la operación *matriz lineal* se ha multiplicado seis veces.

Una vez conseguidos los cilindros, se han redondeado los bordes exteriores y se han hecho las aletas. Para hacerlas se ha utilizado la opción de croquis *equidistancia entidades* para obtener la forma de la arista inferior del bloque y poderla escalar, cuando se ha obtenido la nueva curva,

se ha extruido formando la primera aleta que, a su vez, se ha multiplicado con la operación de *matriz lineal*.

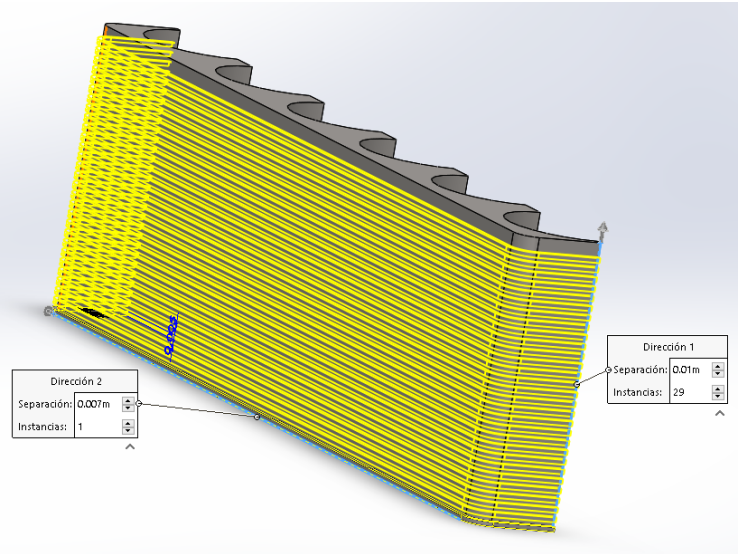


Figura 28. Generación de las aletas

A continuación, se han realizado las perforaciones que albergarán los pernos de la culata y se han formado los soportes del eje de balancines, una vez más creando una sola forma y repitiéndola matricialmente. Es extremadamente importante hacer que pueda coincidir el centro radial del cilindro con el plano medio de cada muñequilla del cigüeñal.

Finalmente se han realizado los detalles de acabado y se ha renderizado la pieza.

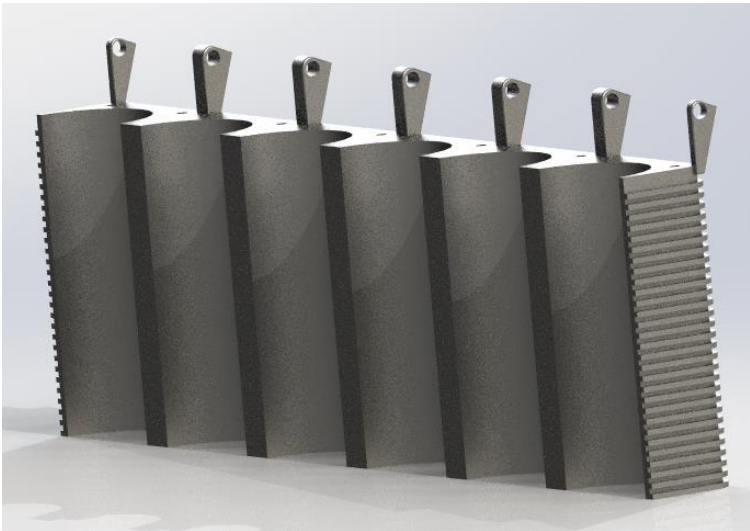


Figura 29. Bloque de cilindros renderizado

Valores clave del bloque de cilindros	
Material:	Acero al carbono fundido
Masa:	116,8kg
Área de superficie:	1,3m ²
Nº de croquis:	10
Nº de operaciones:	28
Nº de copias en el modelo:	2
Nº de cilindros	6
Tiempo de renderizado:	17 min.

Tabla 12. Valores clave del bloque de cilindros

Modelado de la culata lateral, culata lateral opuesta y culatas centrales

La culata, es la pieza que delimita la cámara de combustión por su parte superior, actúa como la “tapa” de los cilindros. Dicho componente, se atornilla con una llave dinamométrica sobre el bloque motor con cuatro pernos. Entre la culata y el bloque de cilindros, se coloca un anillo metálico llamado junta de culata, esta pieza sella totalmente los diminutos espacios que puedan existir entre la culata y el bloque del motor debido a los procesos de fabricación, de esta forma, los gases sometidos a altas temperaturas y presiones que se encuentran en el interior del cilindro, se verán obligados a expandirse hacia el pistón en lugar de escaparse por las diminutas aberturas mencionadas y, evitando así, la descompresión.

La culata es un elemento que sufre mucho a nivel térmico, puesto que por debajo de ella es justamente dónde ocurre la combustión. Precisamente por este motivo, es muy importante que las culatas estén fabricadas con materiales dotados de una alta resistencia a temperaturas elevadas y también que presenten conductividad térmica, de esta forma, se contribuye a liberar al exterior el calor producido en la cámara de combustión^[30].

Aunque las culatas son comúnmente visualizadas como una simple tapa, es uno de las piezas de un motor que más responsabilidad conlleva diseñar puesto que comúnmente aloja la siguiente lista de elementos funcionales entre otros^[31]:

- **Bujías de encendido:** generan la chispa que produce la explosión en los motores que trabajan en ciclo otto. Se deben colocar en el punto más álgido de la cámara de combustión. Dicho elemento no incumbe al motor planteado.
- **Válvulas:** En un motor que funcione con cuatro tiempos, debe existir al menos una válvula de admisión y una válvula de escape. (se analizarán y modelarán más adelante).
- **Resorte de válvula:** El resorte hace recuperar la posición inicial a las válvulas después de que estas hayan sido pisadas. Efectúa el efecto de retorno de un muelle.
- **Balancín:** Transmite el movimiento de la leva a la válvula. (se analizará y modelará más adelante).
- **Colector de admisión:** Es un conducto a través del cual el aire entra al sistema. Es donde se producen las pérdidas de carga, juntamente con el siguiente elemento.
- **Colector de escape:** Trabaja de una forma muy similar al elemento anterior, aunque en el sentido inverso, evacúa los gases de escape. En él, también se producen pérdidas de carga.
- **Inyectores:** Son los componentes encargados de suministrar el combustible al interior de la cámara de combustión.

En la mayoría de motores de combustión interna se fabrica una sola culata que cubre toda una línea de cilindros, es decir, si el motor es “en línea” habrá una sola culata y, si el motor es “en V” habrá dos culatas, una para cada línea de cilindros. En los motores marinos, la afirmación anterior no es aplicable, en dichos

motores existe una culata para cada cilindro, de esta forma se ha modelado el motor 6-L. Se han realizado tres tipos de culata, un tipo de culata para cada extremo adaptándose a la geometría del bloque de cilindros y un tipo de culata para los cilindros que se encuentren en posiciones centrales.

Para las culatas que se encuentran en el centro, se ha empezado dibujando una forma rectangular que ha sido extruida para dar cuerpo al componente, en la cara superior de la pieza se ha extruido un cilindro de bajo perfil donde se han ejecutado los agujeros para las válvulas de admisión y escape y, el agujero para el inyector. Seguidamente, se ha perforado la culata en cada esquina para hacer los agujeros para alojar a los pernos de culata y se ha prestado especial atención a que coincidieran perfectamente con los orificios realizados en el bloque del motor. A continuación, se han realizado unas muescas en las esquinas para encajar con los soportes del eje de balancines.

Para realizar las culatas alojadas en los extremos, se ha adaptado la geometría anterior al bloque motor a base de redondeos y se ha ejecutado la operación *simetría* para obtener la pieza opuesta.

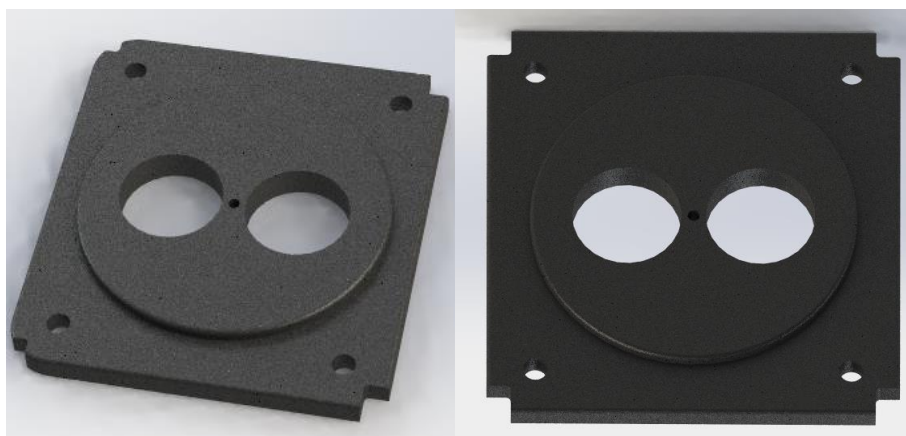


Figura 30. Culata lateral y central renderizadas

Valores clave de la culata central	
Material:	Fundición gris
Masa:	2,31kg
Área de superficie:	0,07m ²
Nº de croquis:	4
Nº de operaciones:	7
Nº de copias en el modelo:	4
Tiempo de renderizado:	6 min.

Valores clave de la culata de extremo	
Material:	Fundición gris
Masa:	2,18kg
Área de superficie:	0,06m ²
Nº de croquis:	4
Nº de operaciones:	11
Nº de copias en el modelo:	2 (simétricas opuestas)
Tiempo de renderizado:	6 min.

Tabla 13. Valores clave culata central y lateral

Modelado del perno de culata

Los pernos de culata, son los elementos que la fijan al bloque motor a tracción. Se aprietan con una llave dinamométrica. El modelado de esta pieza ha sido realizado prácticamente de forma idéntica a los pernos de unión entre la biela y el sombrerete. La única diferencia ha sido la cabeza del perno con forma hexagonal y la distancia que recorre la rosca de 0,08m.



Figura 31. Perno de culata renderizado

Valores clave del perno de culata	
Material:	Titanio Ti-8Mn, recocido
Masa:	0,04kg
Área de superficie:	0,01m ²
Nº de croquis:	4
Nº de operaciones:	4
Nº de copias en el modelo:	24
Tiempo de renderizado:	9 min.

Tabla 14. Valores clave del perno de culata

Modelado del eje de levas

Un eje o árbol de levas, es un mecanismo formado por un eje en el que se incorporan una serie de levas o camones que pueden tener distintas formas y tamaños en función del objetivo que se persiga. En él, también podemos encontrar una excéntrica para el accionamiento de la bomba que suministra combustible y, el engranaje que lo conecta al cigüeñal y del que recibe el movimiento circular.

Una leva, es un órgano mecánico normalmente de forma ovoide que transforma el movimiento circular del eje en el que se encuentra sujeta (nunca por su centro geométrico) a un movimiento rectilíneo mediante el contacto de un seguidor, en este caso el taqué.

El árbol de levas gira sobre unos cojinetes de fricción para reducir el desgaste en los muñones de apoyo, zona que también está altamente lubricada mediante el circuito de lubricación. Dicho eje, se suele mecanizar en una sola pieza de acero forjado o hierro fundido debido a que debe tener una enorme resistencia a la torsión y al desgaste, por este motivo, se le aplica un tratamiento de templado. Es importante mencionar que el desgaste de las levas provoca una modificación de los tiempos y forma de abertura de las válvulas y, por consiguiente, se modifica el ciclo de operación del motor disminuyendo su rendimiento^[32].

En un motor de combustión interna de cuatro tiempos, las levas accionan las válvulas. Dichas levas están orientadas de una manera específica para accionar el mecanismo que activa y desactiva las válvulas de admisión y escape a intervalos cíclicos. Siempre habrá tantas levas como válvulas haya, es común modificar el ángulo de desfase de las levas para adelantar o retrasar la abertura o cierre de las mismas, según requiera el sistema.

Para poder entender el movimiento que una leva proporciona a su seguidor, es necesario definir las características geométricas de su perfil:

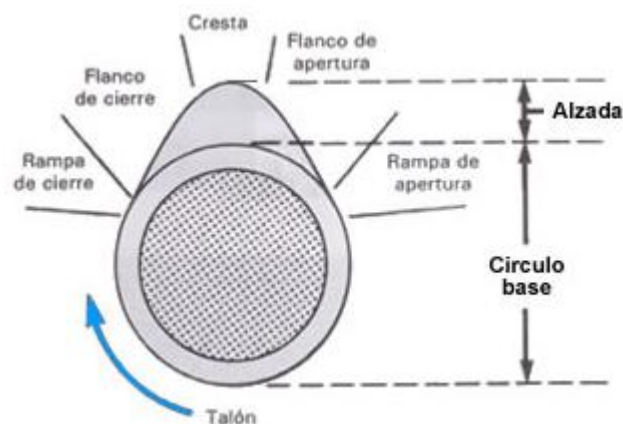


Figura 32. Secciones de una leva - Imagen de Google^[33]

En el perfil mostrado, se puede distinguir claramente una zona en la que la distancia entre el elemento transmisor y el eje de rotación es variable, cuando el seguidor recorre esta parte de la leva se conoce

como fase activa del movimiento. Existe otra zona en que dicha distancia permanece en reposo, cuando el seguidor recorre dicha parte, se lleva a cabo la fase de reposo.

- La fase activa del movimiento, se obtiene con dos trazos curvilíneos tangentes al círculo base i son llamados flanco de apertura y flanco de cierre. El trazo curvo que une los dos flancos se llama cresta y corresponde al punto de máxima apertura de la válvula.
- La fase de reposo, corresponde al período en que la válvula se encuentra cerrada, el trazo de dicha fase permanece constante, se trata del círculo base.

La distancia rectilínea que recorra la válvula corresponderá a la distancia existente entre el perímetro del círculo base y la cresta de la leva.

Existen distintas disposiciones del árbol de levas con respecto al motor, en el 6-L se va a recurrir al sistema OHV. Dicho sistema se distingue por albergar el eje de levas en la superficie exterior del bloque del motor o de la bancada y las válvulas asentadas encima de la culata. En el OHV, la transmisión del movimiento rotativo del cigüeñal se transmite al eje de camones por medio de dos piñones, como se ha mencionado con anterioridad. Dicho sistema de transmisión provee la ventaja de prácticamente no tener que recurrir al mantenimiento.

En el sistema OHV, las levas accionan a los taqués (seguidor) que, van unidos al empujador. El empujador acciona los balancines y estos últimos pisan las válvulas. Todas estas piezas mencionadas del sistema OHV se analizarán y modelarán posteriormente^[34].

El dimensionado y modelado del eje de levas se ha tenido que llevar a cabo de forma muy delicada puesto que es el “cerebro” del motor. En él, van unidas muchos otros componentes que tiene que estar perfectamente posicionados respecto al eje para que la simulación funcione.

Se han modelado dos levas para cada cilindro, correspondiendo a la válvula de admisión y a la válvula de escape de cada cilindro. Cada pareja de levas, está en fase con su pareja de levas simétrica respecto al plano central del eje, correspondiendo a la disposición angular de los muñones del cigüeñal que se explicó en capítulos anteriores: Los cilindros 1 y 6 se encuentran siempre en la misma etapa, de la misma manera que los cilindros 2 y 5 y, los cilindros 3 y 4. Por lo tanto, las levas pertenecientes a los cilindros 1 y 6 se encuentran siempre en el mismo ángulo de giro del eje de levas, así ocurre con las otras dos parejas, desfasadas $120^\circ/-120^\circ$ respecto a la primera pareja mencionada.

Al ser un motor de cuatro tiempos, el árbol de levas da una vuelta entera cada vez que el cigüeñal da dos vueltas (esto se ha conseguido con la relación de engranajes que se explicará posteriormente). Un ciclo entero, son dos vueltas de cigüeñal o, lo que es lo mismo, cuatro carreras, en cada ciclo es preciso que la válvula de admisión y la válvula de escape se abran solamente una vez cada una. La válvula de admisión y

la válvula de escape se abren una vez por vuelta del eje de levas, por consiguiente y como se ha mencionado, es preciso que el eje de levas realice una vuelta por cada dos vueltas que da el cigüeñal.

Las levas que accionan las válvulas de admisión y de escape, están desfasadas 90º entre ellas. Si se recurre a la relación descrita en el párrafo anterior: la carrera descendente de admisión es consecutiva a la carrera ascendente de escape, es decir, el cigüeñal habrá realizado un giro de 180º desde que empieza la fase de escape hasta que empieza la fase de admisión, por lo tanto, 90º de giro del eje de camones. Debido al perfil dibujado para las levas (perfil de curvatura ancha para que el seguidor no realice movimientos bruscos), cuando la válvula de escape aún no se haya cerrado, se empezará a abrir la válvula de admisión, momento en que las dos válvulas se encuentran parcialmente abiertas. Este fenómeno se conoce como cruce de válvulas.

Para el modelado, se ha comenzado formando un eje a partir de un círculo. En él, se ha creado un plano de referencia a una distancia cuidadosamente medida para poder dibujar el perfil de la leva y extruirlo sin añadir el cuerpo resultante al eje. A continuación, se han realizado operaciones de *sólido-copiar*, *sólido-mover-trasladar* y *sólido-mover-girar* para reproducir la leva inicial 11 veces, ponerlas en su posición longitudinal previamente estudiada y rotarlas hasta la posición definida en el párrafo anterior. Para rotar las levas, se ha tenido que reestablecer el sistema de coordenadas de referencia, puesto que no deben rotar sobre su centro geométrico.

Seguidamente, se ha realizado un croquis circular en un extremo del árbol para formar un sólido que actúe como tope. En el otro extremo del eje se ha formado la rueda dentada que copiará el movimiento del cigüeñal a la mitad de revoluciones. Para hacerlo, se ha creado un sólido cilíndrico en el que se han ejecutado operaciones de *matriz circular* para poder realizar agujeros y reducir el peso. Se ha utilizado la misma operación para realizar los dientes de la rueda a partir de un croquis triangular idéntico al utilizado en la rueda dentada del cigüeñal, de esta forma, los dientes encajaran perfectamente (se darán más detalles cuando se estudie la relación de posición de engranajes). A continuación, se ha ejecutado la operación *combinar* para asociar los quince diferentes sólidos que existían en el modelo y convertirlo en una sola pieza.

Finalmente, se ha añadido el material de la pieza basándose en las búsquedas realizadas en la red, se han comprobado sus propiedades físicas y también las posibles imperfecciones. Las formas de las levas, su posición y la rueda dentada, han sido modificadas en numerosas ocasiones, hasta que su funcionamiento y encaje con el resto de componentes del motor ha sido perfecto. Para acabar, se ha renderizado el modelo.

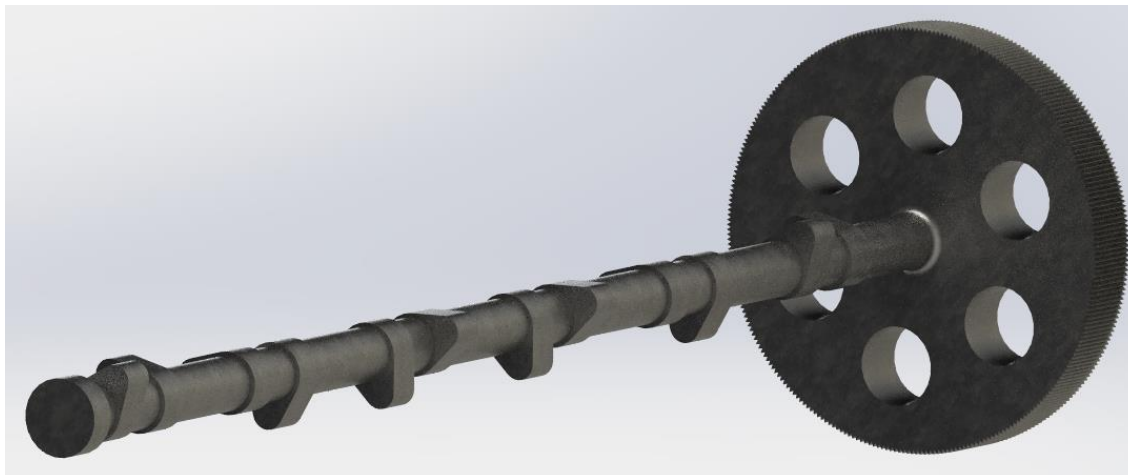


Figura 33. Eje de levas renderizado

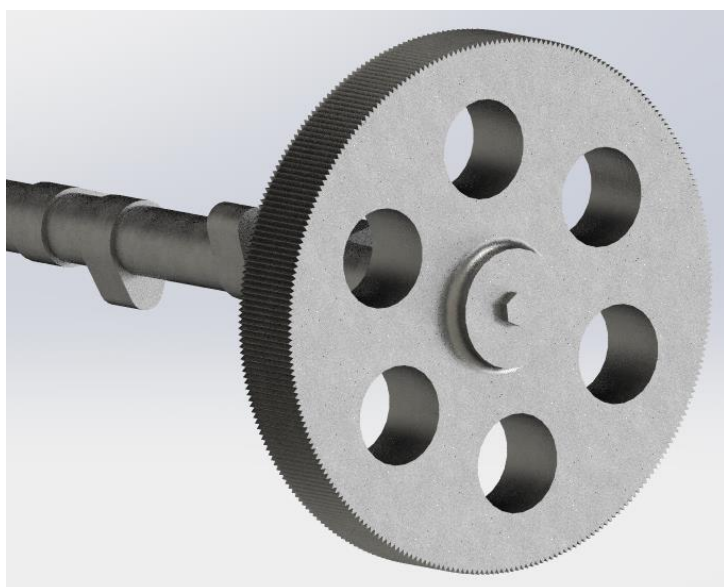


Figura 34. Rueda dentada del eje de levas

Valores clave del eje de levas

Material:	Acero inoxidable forjado
Masa:	23,83kg
Área de superficie:	0,34m ²
Nº de croquis:	9
Nº de operaciones:	25
Nº de copias en el modelo:	1
Nº de levas:	12
Nº de dientes de la rueda:	270
Tiempo de renderizado:	24 min.

Tabla 15. Valores clave del eje de levas

Modelado del taqué y del empujador

El taqué, es una pequeña pieza metálica que actúa como seguidor de la leva estando siempre en contacto con ella y recorriendo todo su perfil. En este contacto, es donde se produce la transformación de movimiento rotativo en alternativo. Cuando el taqué está en contacto con los flancos y cresta de la leva, realiza un movimiento alternativo, mientras que, cuando está en contacto con el círculo base, permanece inmóvil. El taqué, transmite el movimiento que recibe de la leva al empujador. El taqué siempre debe ser más blando que la leva, puesto que es más económico reemplazar el taqué que el árbol de levas entero. El empujador es una varilla metálica que transmite el movimiento que recibe del taqué al balancín. Estos dos elementos son una característica principal del sistema de distribución OHV mencionado anteriormente.

El modelado del taqué y del empujador se ha realizado en una sola pieza, puesto que no hay movimiento relativo entre ellos, así se consigue simplificar el modelo. Se ha dado cuerpo a una varilla con distintos diámetros utilizando la operación *revolución* para conseguir la geometría del empujador. La forma de copa que se ha conseguido en el extremo superior se ha realizado ejecutando *cortar-revolución*.

Para hacer el taqué, se ha extruido un croquis en forma de cuadrado y, a la superficie inferior de este se ha extruido la mitad de un cilindro para contribuir al movimiento que realiza el seguidor.

A continuación, se han redondeado las aristas y se ha aplicado el material. Posteriormente a la comprobación de la ausencia de imperfecciones, se ha renderizado el componente con la opción de *vista preliminar integrada*.



Valores clave del taqué y del empujador	
Material:	Acero, aleación nitrurada
Masa:	0,66kg
Área de superficie:	0,02m ²
Nº de croquis:	6
Nº de operaciones:	7
Nº de copias en el modelo:	12
Tiempo de renderizado:	8 min.

Tabla 16. Valores clave del taqué-empujador

Figura 35. Taqué - Empujador renderizado

Modelado de los balancines

Un balancín es un componente del sistema de distribución que, utilizando el principio de la palanca, utiliza el movimiento que recibe del empujador para pisar la válvula^[35]. En el caso del motor L-6, los balancines están sujetos al soporte de balancines en un punto intermedio entre el punto de contacto con el empujador y el punto de contacto con la válvula, actuando como una palanca de primer grado.

Para el modelado del balancín, se ha dibujado el croquis que se muestra a continuación:

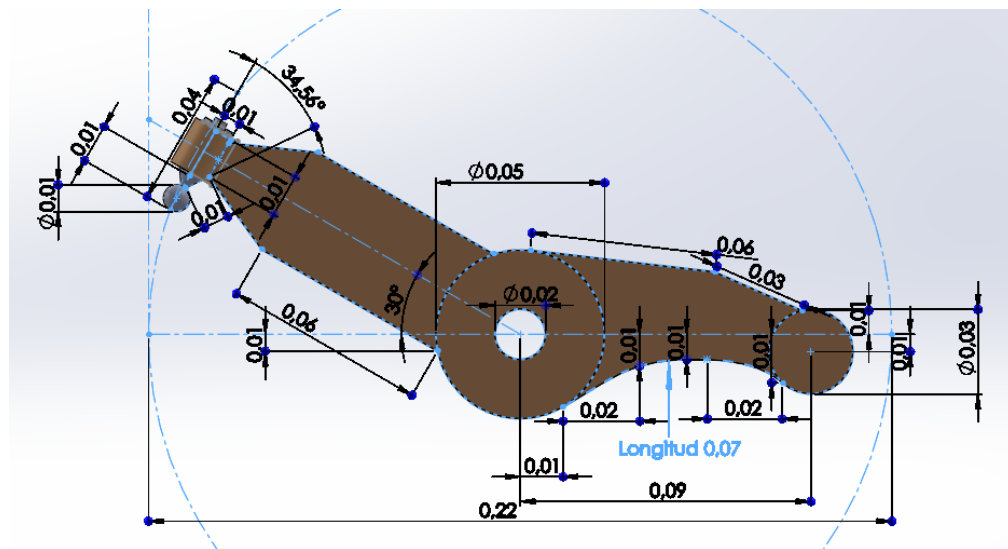


Figura 36. Croquis del balancín

Dicho croquis, se ha extruido por partes para poder obtener distintas profundidades. La pieza esférica que recibe el impacto del empujador se ha modelado como un sólido a parte utilizando la operación *revolución*. Seguidamente se a unido al cuerpo principal ejecutando *combinar*. Finalmente se han realizado los detalles de acabado, comprobado su geometría y renderizado.

Nota: se ha coloreado el cuerpo del balancín para que se aprecie mejor la pieza de contacto con el empujador.

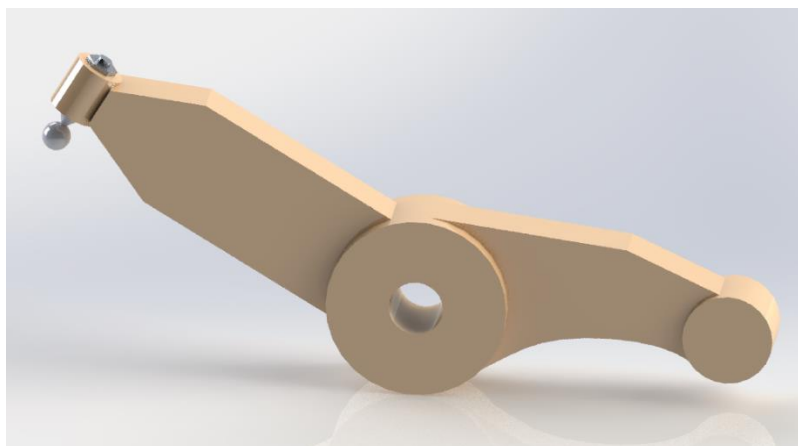


Figura 37. Balancín renderizado

Valores clave del balancín	
Material:	Aleación de aluminio
Masa:	0,31kg
Área de superficie:	0,02m ²
Nº de croquis:	7
Nº de operaciones:	8
Nº de copias en el modelo:	12
Tiempo de renderizado:	14 min.

Tabla 17. Valores clave del balancín

Modelado del soporte de balancines

El soporte de los balancines, es un eje que se asienta sobre unos soportes que lo sitúan encima de la culata. Dicho eje, actúa como centro de giro para todos los balancines y también como su punto de apoyo. A lo largo del soporte, se pueden distinguir una serie de topes cilíndricos que fijan la posición y restringen el movimiento longitudinal de los balancines.

El modelado de dicha pieza ha sido relativamente sencillo, puesto que se ha formado a base de extruir cilindros. El único punto en el que se ha tenido que prestar una mayor atención ha sido en medir bien los espacios entre los topes para que los balancines queden perfectamente posicionados encima de las válvulas. Para finalizar, se ha comprobado su simetría, se han consultado sus propiedades físicas y se ha renderizado después de haber aplicado el material.

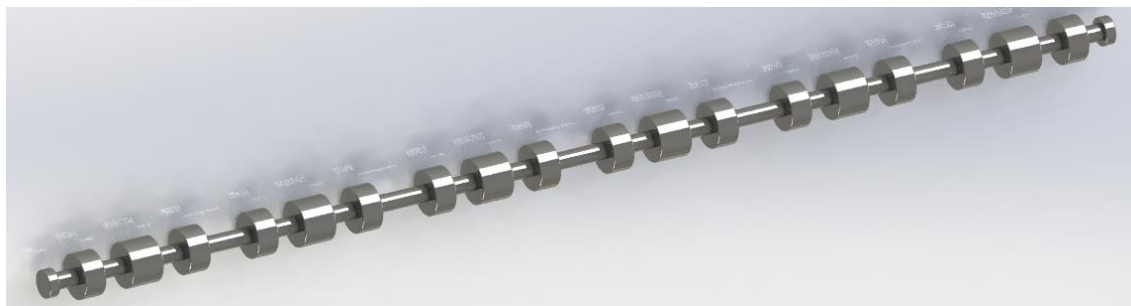


Figura 38. Soporte de balancines renderizado

Valores clave del soporte de balancines	
Material:	Acero
Masa:	5,11kg
Área de superficie:	0,12m ²
Nº de croquis:	9
Nº de operaciones:	14
Nº de copias en el modelo:	1
Tiempo de renderizado:	11 min.

Tabla 18. Valores clave del soporte de balancines

Modelado de las válvulas

Una válvula es un instrumento que sirve para regular y controlar un fluido. Con ellas, se puede iniciar, detener o regular la circulación del fluido con el que se esté trabajando mediante piezas mecánicas que cierran, abren u obstruyen el conducto. Existen un gran número de tipos de válvulas, las que mayormente se utilizan en motores de combustión y, por lo tanto, incumben a este proyecto son las llamadas válvulas de asiento.

Las válvulas de asiento consisten en un orificio normalmente de geometría redonda u oval y, de un tapón de forma cónica llamado plato con un vástago llamado cola de válvula. Dicho componente, está asentado en la culata del motor, su vástago está en contacto intermitente con el balancín mientras que la superficie inferior de la geometría redonda reside siempre en la zona superior de la cámara de combustión. Sufriendo así, un gran estrés térmico^[36].

El vástago, es usado para empujar el tapón cónico y poder abrir la válvula. También poseen un resorte que sirve para que la válvula se cierre cuando no haya ninguna fuerza aplicada en el vástago. En los motores de cuatro tiempos más simples, existe únicamente una válvula de admisión y una válvula de escape para cada cilindro, aunque, en motores de mayores prestaciones puede haber más e incluso una segunda línea de válvulas accionadas por un segundo árbol de levas.

Las válvulas, son operadas a través del sistema de distribución. El eje de levas recibe el movimiento rotativo del cigüeñal y lo transforma en movimiento alternativo mediante el sistema leva-seguidor. El taqué, que en este caso actúa como seguidor, transmite dicho movimiento al empujador que, a su vez, es

transmitido al balancín. Éste último componente es el encargado de pisar la válvula. Como se ha mencionado con anterioridad, el perfil de la leva y la relación de engranajes entre el cigüeñal y el árbol de levas, determina en que punto del ciclo, con que rapidez y durante cuánto tiempo se abre la válvula^[37].

Todos los órganos de la distribución están sometidos a grandes desgastes por fricción, el caso de las válvulas es el más crítico de todos debido a que aparte de sufrir una gran fricción, están sometidas a muy altas temperaturas. Dichas condiciones de trabajo requieren una elección de material cuidadosamente estudiada.

Las válvulas deben poder resistir repetidos golpes contra los asientos sin sucumbir a la deformación. Las válvulas de escape deben cumplir dicho requerimiento a temperaturas que pueden llegar a 750°C (frente a los 200°C que tiene que soportar la válvula de admisión), puesto que, los gases resultantes de la combustión la atraviesan. Es común que las válvulas de escape además de estar lubricadas, estén refrigeradas por agua. Como deben soportar mayor resistencia termomecánica, es común que se utilicen aleaciones especiales para su fabricación, encareciéndolas notablemente.

Las válvulas deben poder transmitir el calor al aire o al agua de refrigeración. La disipación de calor ocurre a través de la geometría cónica de la válvula y el asiento y, a través del vástago con su guía. Cuando menor es el diámetro de las válvulas, mejor están refrigeradas debido a que hay menor superficie expuesta a los gases de escape en relación a la superficie de contacto existente entre la válvula y el asiento. Debido a este efecto, es común que las válvulas de escape sean de menor tamaño que las válvulas de admisión y, en algunos casos, se dispone de dos o incluso más válvulas de escape de menor tamaño en lugar de una sola de mayor diámetro. El mencionado inconveniente, provoca la disyuntiva de tener que encontrar una solución óptima para el diámetro de la válvula puesto que, aumentar el diámetro disminuye las pérdidas de carga, pero, incrementa la dificultad de refrigeración del componente y viceversa.

Las válvulas de los motores de combustión interna suelen tener las siguientes partes^[38]:

- Asiento: Tiene la función de cerrar la cámara de combustión de forma hermética. En el asiento, debe poder acoplarse de forma exacta la cabeza de la válvula.
- Cabeza: Es el elemento móvil que abre o cierra la válvula.
- Guías: Son una especie de casquillos cilíndricos que se acoplan a la culata de tal forma que, la prolongación de su eje central coincida con el del asiento.
- Vástago: Es el cuerpo de la válvula, transmite el empuje del balancín a la cabeza.
- Chaveta: Une el resorte con la válvula.
- Muelle: Cierra la válvula una vez el balancín ha dejado de actuar sobre ella. Estos resortes deben proveer suficiente tensión para cerrar las válvulas aun cuando el motor está muy revolucionado. Al mismo tiempo, la tensión debe ser mínima para no provocar esfuerzos excesivos.

El modelado de la válvula se ha realizado conjuntamente con su resorte. Mediante un croquis dibujado en el alzado, se ha podido obtener el cuerpo ejecutando la operación *revolución*, el muelle se ha realizado utilizando la operación *hélice/espiral*.

Debido a que el encaje ha de ser perfecto en el asiento de la válvula y también ha de tener un buen contacto con el balancín, se ha modificado varias veces el tamaño del componente utilizando la operación *escala*. También se han realizado dos pequeñas muescas para poder optar a relaciones de posición adecuadas al realizar el ensamble.

Para terminar, se ha añadido el material a la pieza, comprobado sus características físicas y renderizado como se muestra en la figura.



Figura 39. Válvula renderizada

Valores clave de las válvulas	
Material:	Acero inoxidable al cromo
Masa:	0,05kg
Área de superficie:	0,01m ²
Nº de croquis:	4
Nº de operaciones:	7
Nº de copias en el modelo:	12
Tiempo de renderizado:	21 min.

Tabla 19. Valores clave de las válvulas

2.3.2 Ensamble del motor 6-L

Una vez modelados todos los componentes requeridos, hay que llevar a cabo el ensamblaje de todas las piezas para conformar el motor utilizando el mismo software que se ha utilizado durante todo proyecto. Existe una gran diferencia, ahora no se van a crear archivos de piezas *.SLDPRT*, se va formar un único archivo de ensamble *.SLDASM*.



Figura 40. Ensamblaje

Una vez abierto el archivo de ensamblaje, se van añadiendo las piezas y se relacionan entre ellas para que adopten el comportamiento deseado. La primera pieza que se introduce, reside como fija en el origen de coordenadas y a los demás componentes se les hará adoptar una serie de relaciones de posición respecto a la pieza fija o respecto a otras piezas que ya estén definidas en cierto grado. Con dichas operaciones, se conseguirá que las piezas del motor L-6 estén restringidas únicamente al movimiento que llevaría a cabo un motor real.

Fundamentalmente, existen tres tipos de relaciones de posición en un ensamblaje de SolidWorks.

- **Relaciones de posición estándar:** Son las operaciones de ensamblaje más simples que existen, pero imprescindibles. Permiten obligar a dos caras a ser coincidentes, estar separadas por una distancia determinada o formar un ángulo, entre otras.

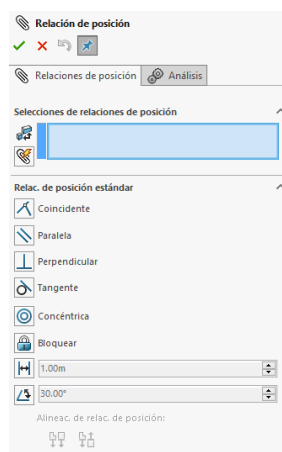


Figura 41. Relaciones de posición estándar

- Relaciones de posición avanzadas: requieren de un cierto grado de experiencia previa con ensambles de estas características, su uso es mucho menos habitual que en las relaciones de posición anteriores, aunque muy útiles en ensamblajes con geometrías más complejas.

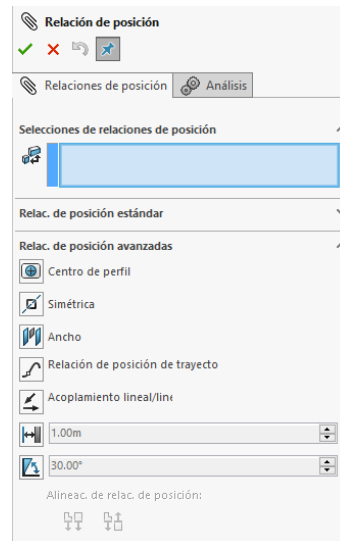


Figura 42. Relaciones de posición avanzadas

- Relaciones de posición mecánicas: Son las relaciones de posición menos utilizadas, responden únicamente al típico comportamiento de ciertos elementos mecánicos en maquinaria. Son las más complicadas de utilizar y las que más problemas han supuesto en este proyecto.

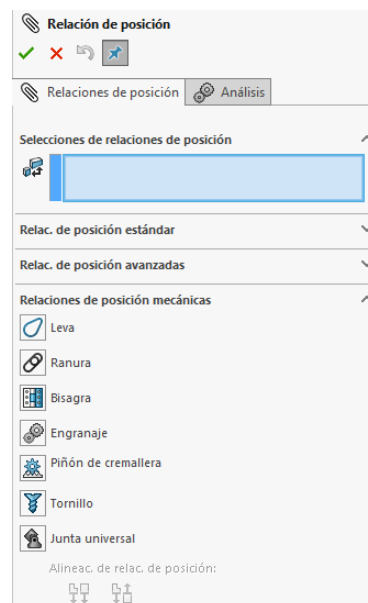


Figura 43. Relaciones de posición mecánicas

Todos los componentes del ensamblaje están sometidas a un gran número de estas operaciones para formar el resultado final. Se va a explicar el proceso de una forma muy resumida.

Para empezar con el ensamblaje, se ha importado en el archivo un pistón, una biela, un bulón y tres segmentos. Se ha hecho coincidir el orificio del pistón con el pie de biela utilizando la relación de posición *concéntrica* y se ha centrado utilizando *ancho*. A continuación, se ha introducido el bulón uniendo las dos piezas anteriores, se ha logrado ejecutando las dos mismas relaciones de posición mencionadas. Seguidamente, se han introducido los segmentos en las cajas, mediante la operación *coincidente* entre dos caras de cada aro y dos caras de cada caja. El resultado obtenido, es el siguiente:

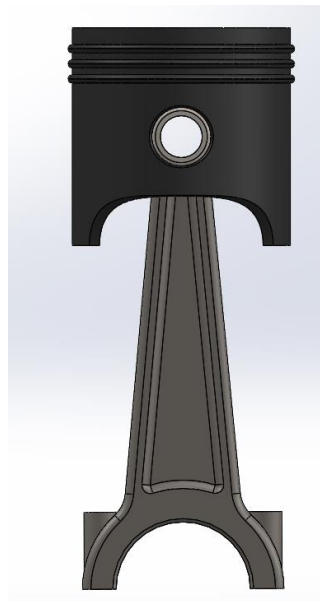


Figura 44. Ensamblaje pistón-bulón-biela

Para seguir con el ensamblaje, se ha repetido el seguido de operaciones anteriores seis veces, se han introducido también seis sombreretes, doce pernos, el cigüeñal, una mitad de la bancada y el volante de inercia. Primero, se ha colocado el cigüeñal en la bancada restringiendo su movimiento únicamente en rotativo sobre su propio eje de giro. Seguidamente, se ha hecho coincidir las cabezas de biela con las muñequillas con las relaciones de coincidencia y *concéntrica*, también se ha utilizado la relación de *ancho* para restringir el movimiento longitudinal de la biela respecto a la muñequilla del cigüeñal.

Una vez colocadas todas las bielas en su sitio, se han incorporado los sombreretes e introducido los pernos para que la biela quede bien sujeta a la muñequilla, se ha utilizado varias veces la relación de coincidencia y de *concéntrica* para conseguir el objetivo.

A continuación, se ha anclado el volante de inercia en el cigüeñal mediante el acople que previamente se diseñó.

Como consecuencia del resumido proceso, se ha obtenido una figura que empieza a tener forma de motor:

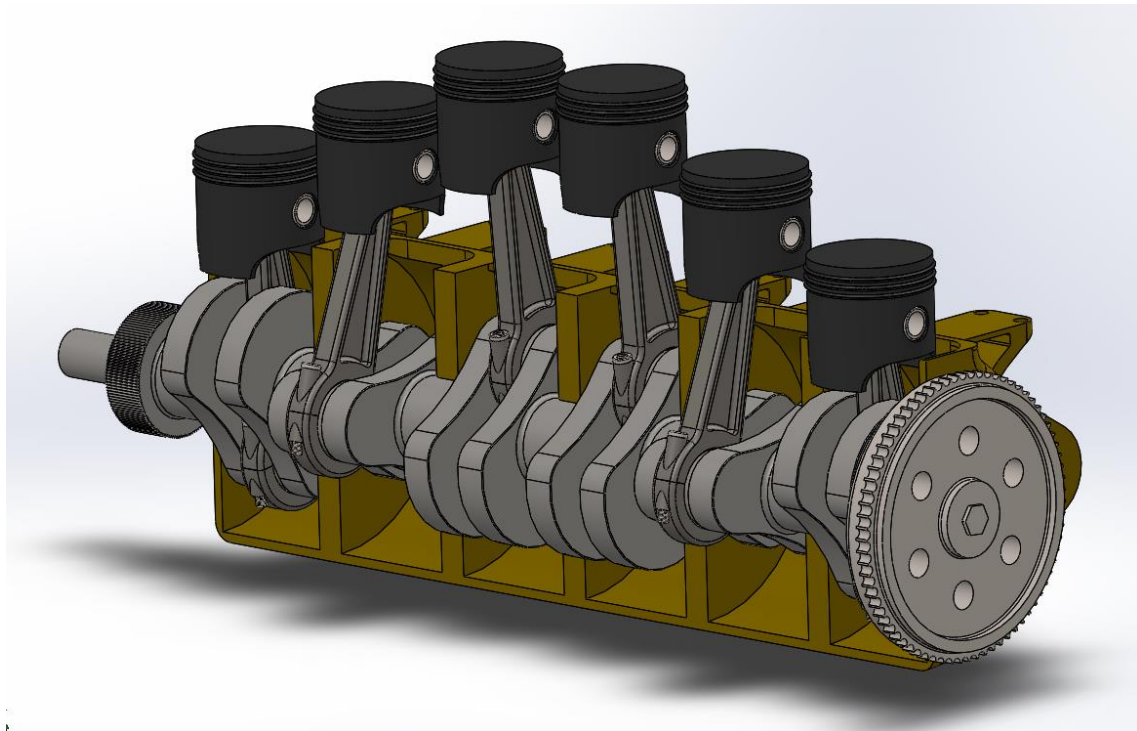


Figura 45. Ensamblaje de la bancada y el cigüeñal con el subensamble pistón-bulón-biela

Siguiendo con el proceso, se ha montado la mitad de los cilindros haciéndolos coincidir con la bancada. Se ha añadido una relación de posición de concentricidad entre los pistones y los cilindros para que los primeros estén restringidos a un movimiento alternativo a través de la altura de los segundos. También se ha añadido una relación de tangencia entre los aros y los cilindros.

Una vez tenemos montado lo anterior, se procede a ensamblar los tres tipos de culata que se han modelado, se unen al resto del ensamble utilizando varias relaciones de posición de coincidencia entre ellas y los cilindros. Una vez colocadas, se introducen los pernos que fijan las culatas al bloque del motor.

Cuando se han acabado de montar las culatas, se procede a montar todo el sistema de distribución. Para empezar, se ensambla el eje de levas en los soportes que se habían modelado en la bancada, utilizando las relaciones de concentricidad y de coincidencia.

Una de las relaciones de posición más complejas que hay en el ensamble es la que mantiene en contacto el cigüeñal con el eje de levas, puesto que, como se ha mencionado con anterioridad, el árbol de levas debe realizar una vuelta cada vez que el cigüeñal lo haga por duplicado. Para conseguirlo, previamente se habían modelado las dos ruedas dentadas a conciencia.

Y, siguiendo la ley de la relación de transmisión de engranajes^[39]:

$$Z_1 \times n_1 = Z_2 \times n_2 \quad \left\{ \begin{array}{l} Z \text{ representa el número de dientes de la rueda.} \\ n \text{ representa las revoluciones.} \end{array} \right. \quad (20)$$

Se sabe que:

- El piñón del cigüeñal posee 135 dientes.
- El cigüeñal gira a 2300rpm.
- El árbol de levas debe rotar a la mitad de revoluciones que el cigüeñal, 1150rpm.

Por lo tanto:

$$2300 \times 135 = Z_2 \times 1150; \quad Z_2 = 270$$

Se obtiene que, el piñón del árbol de levas debe poseer 270 dientes, con estos datos ya se puede implementar la relación de posición *Engranaje*. Una vez impuesta, el árbol de levas quedará restringido a girar a la mitad de las revoluciones a las que gire el cigüeñal.

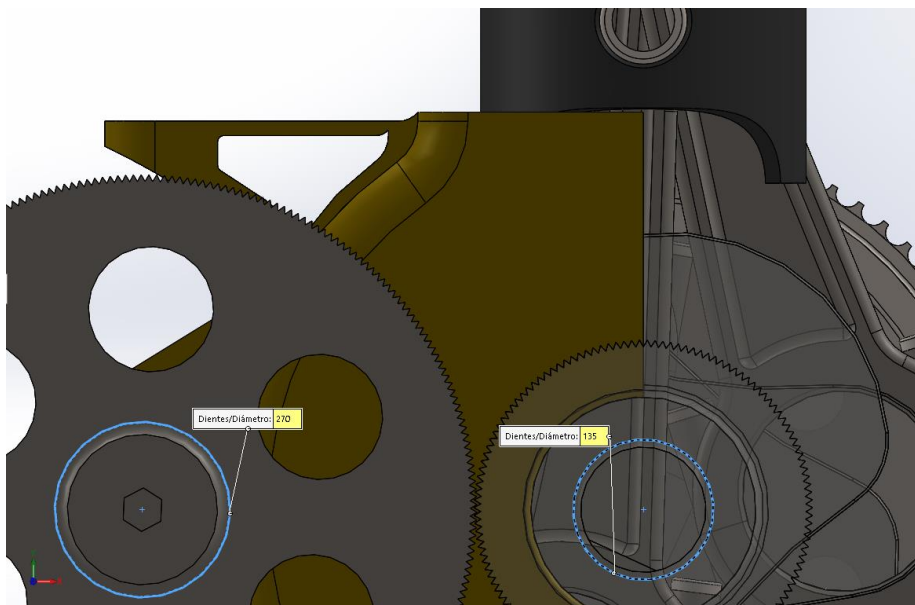


Figura 46. Relación de posición de engranaje

Continuando con el ensamble del sistema de distribución, se introducen en el archivo los taqués y empujadores, acompañados de relaciones de concentricidad para restringir dichos componentes a un

movimiento alternativo fijado por las guías modeladas en la bancada. Seguidamente, se introduce la relación de posición *leva* que obligará al taqué a mantener una relación de tangencia con el perfil del camón y, a describir un movimiento alternativo cuando la leva realice un movimiento circular.

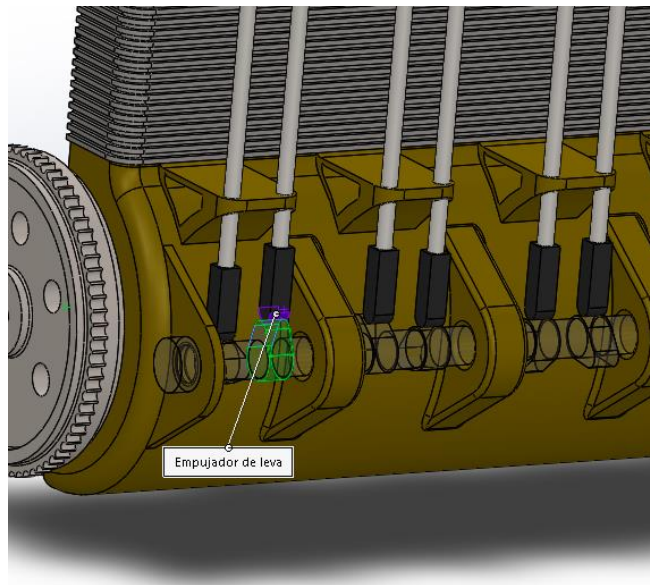


Figura 47. Relación de posición empujador de leva

Para finalizar con el sistema de distribución, se ha fijado el soporte de balancines en sus propios soportes modelados en la parte superior de los cilindros. Seguidamente, se han añadido los balancines y se han ido colocando de forma concéntrica al eje del soporte y se ha ejecutado la relación de posición *ancho* para fijarlos entre los topes del soporte y que no se puedan desplazar de forma longitudinal, también se ha utilizado una relación de tangencia entre un extremo del balancín y la parte superior del empujador.

Finalmente, se han introducido las válvulas de forma que fueran tangentes a los balancines y al asiento de válvula, de esta forma se consigue restringir el movimiento de las válvulas a través de las culatas.

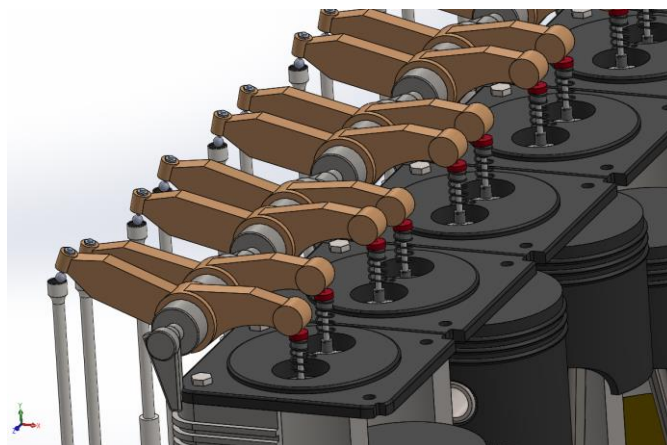


Figura 48. Tren de válvulas

Todos y cada uno de los componentes que forman el motor han de estar perfectamente relacionados con las demás piezas, de tal manera, se evitarán futuros problemas con la simulación como movimientos no deseados, obstrucciones de movimiento, interferencias de piezas, entre otros.

Para finalizar el proceso de ensamblaje, se han introducido la otra mitad del bloque de cilindros, la otra mitad de la bancada y los pernos restantes para fijar la culata, obteniendo el resultado final:

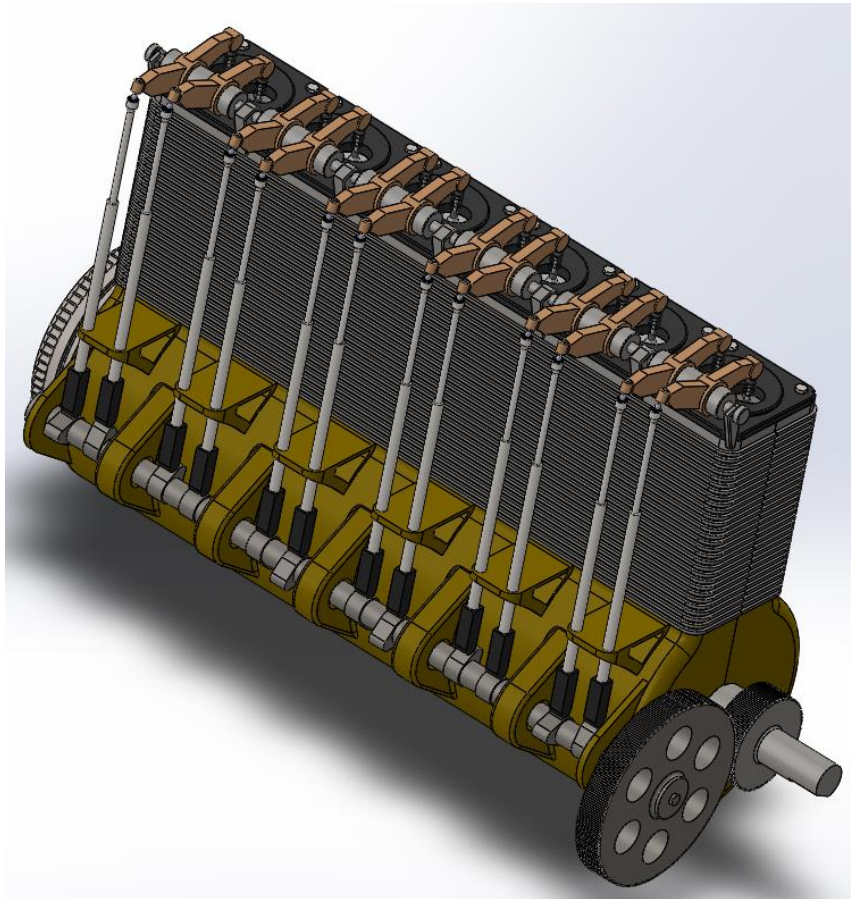


Figura 49. Ensamblaje terminado

Para que se puedan apreciar bien los componentes y su movimiento, se han tomado imágenes y realizado animaciones ocultando una mitad del bloque de cilindros y una mitad de la bancada del motor. Aunque no se puedan apreciar en las siguientes imágenes, por lo que respecta al programa, “están ahí”. Si únicamente se eliminaran, se estaría obviando el contacto entre la mitad del eje del cigüeñal con la bancada y, la mitad del bloque de cilindros con los segmentos.

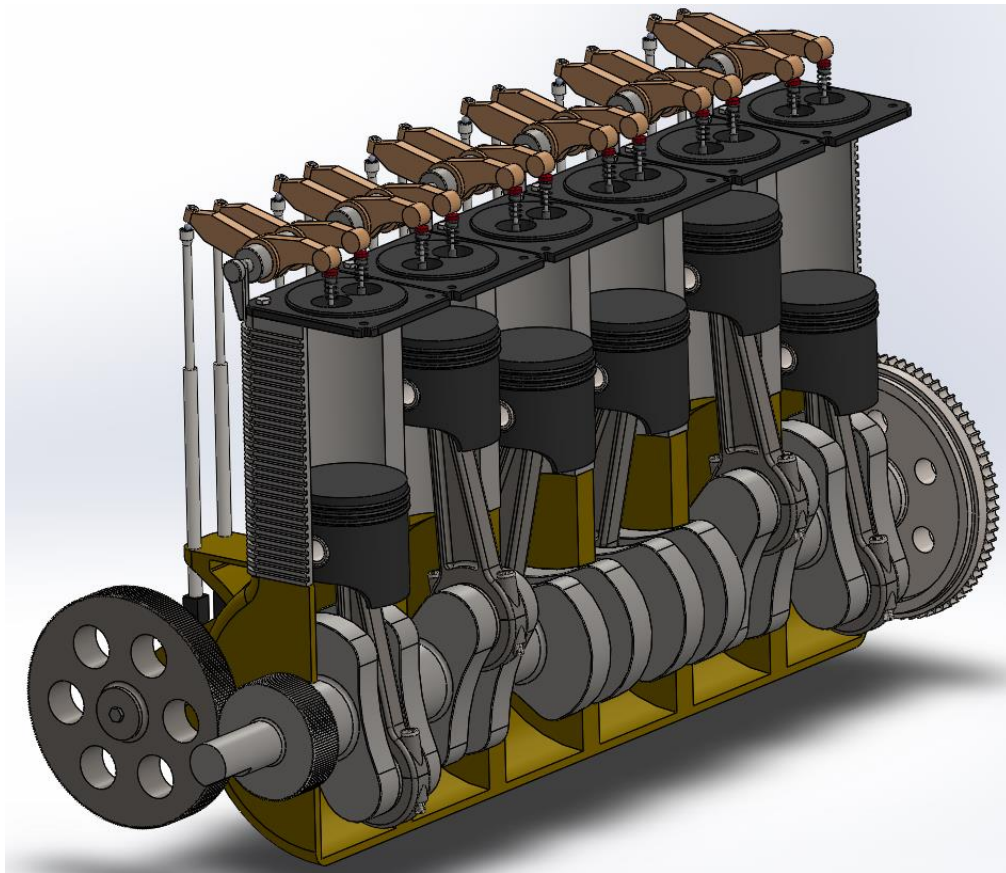


Figura 50. Ensamblaje abierto

Finalmente, se muestran imágenes del renderizado.

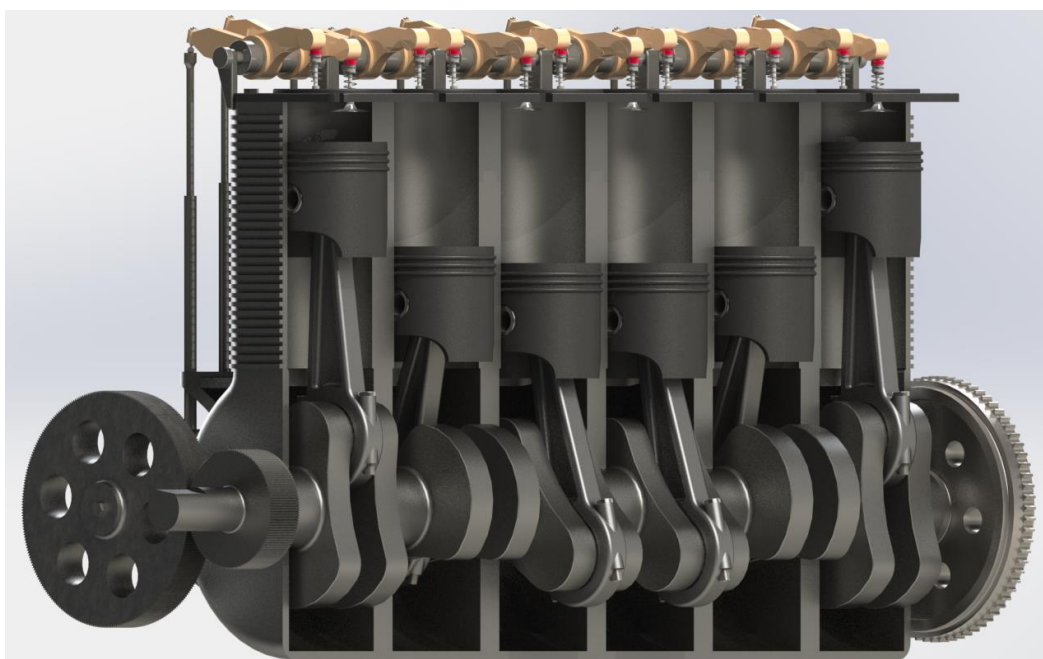


Figura 51. Ensamblaje abierto renderizado

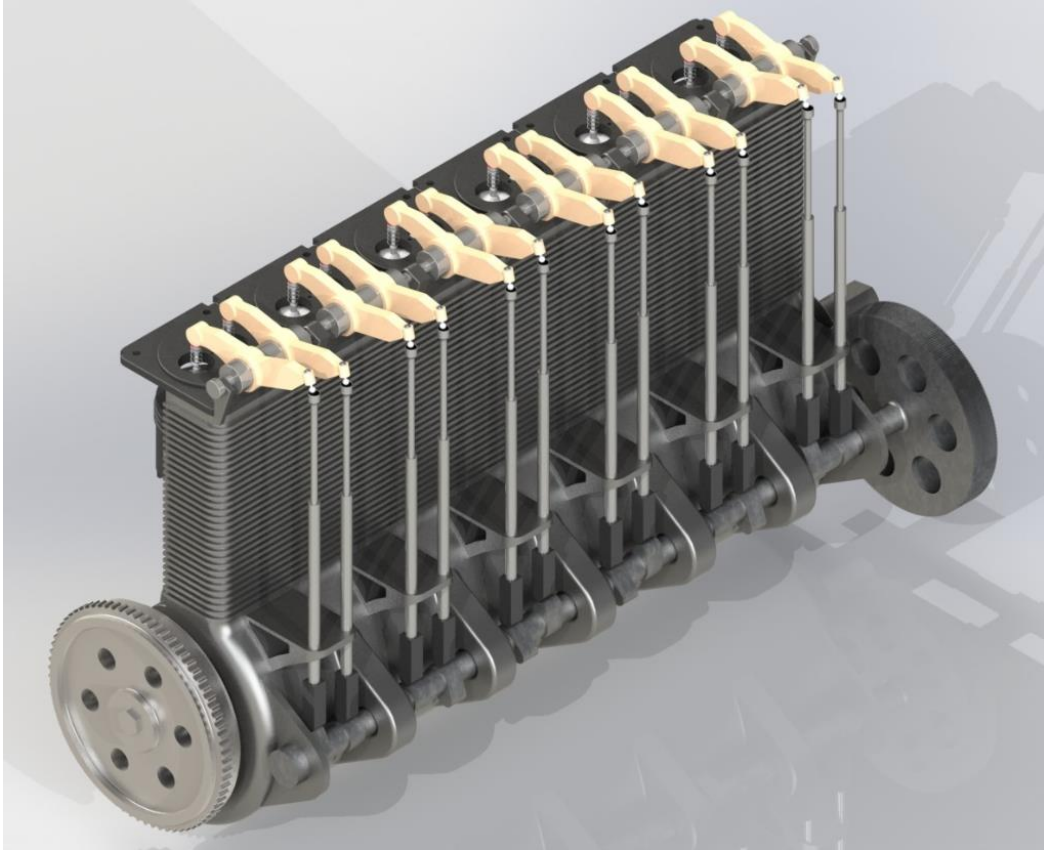


Figura 52. Renderizado del sistema de distribución

Se puede resumir el ensamble con la siguiente tabla:

Ensamble 6-L	
Nº de piezas:	128
Massa:	651,29kg
Área de superficie:	10,22m ²
Nº de croquis:	111
Nº de operaciones:	235
Relaciones de posición (Cantidad)	
Relaciones de posición estándar:	470
<i>paralelo:</i>	18
<i>Tangente:</i>	113
<i>Coincidente:</i>	153
<i>Concéntrica:</i>	186
Relaciones de posición avanzadas:	37
<i>Ancho:</i>	37
Relaciones de posición mecánicas:	13
<i>Leva tangente:</i>	12
<i>Engranaje:</i>	1
TOTAL:	520

Tabla 20. Resumen del ensamble 6-L

2.3.3 Simulación del motor 6-L

Una vez el modelo ha sido ensamblado, está casi listo para poder soportar simulaciones. Primero, hay que crear un nuevo *estudio de movimiento*, dicho estudio permitirá analizar cómo se comporta el modelo cuando se le aplica un par motor o una fuerza a uno o varios componentes del mismo.

El software estándar de SolidWorks solo permite realizar animaciones o estudios básicos de movimiento. Para poder obtener gráficos y valores más avanzados, es necesario incorporar el complemento de SolidWorks *motion*. Con dicho componente, hay la posibilidad de ejecutar un *análisis de movimiento* que, permitirá obtener los valores de potencia que se buscan.

La simulación se basa principalmente en cuatro pasos:

- Animación del modelo.
- Incorporación de los parámetros de fricción entre piezas.
- Ejecución de la simulación.
- Obtención de resultados.

Animación

Una primera animación del modelo es primordial cuando se trata de un modelo de cierta complejidad. La opción de *animación* es la más simple de los tres tipos de estudio de movimiento, los cálculos que debe realizar el programa son de menor importancia y por lo tanto es difícil que el software colapse, también importa la rapidez con la que se ejecuta.

El objetivo de la animación es poder determinar si el modelo responde al movimiento de la manera esperada, es decir, si las piezas recorren el recorrido que deberían unas respecto a otras, como se pretendía restringir con las relaciones de posición. Puede ocurrir entonces que las piezas se queden fuera del ensamble, que el modelo no se mueva, que las piezas se muevan de sitio sin deber hacerlo, entre otros problemas. Es en este punto cuando se deben corregir los errores que se hayan cometido durante el proceso de ensamble: modificando, añadiendo o eliminando relaciones de posición. Dicho proceso se ha realizado un gran número de veces durante este proyecto.

El otro objetivo fundamental de la animación es comprobar que no hay interferencia de piezas debidas a un mal modelado de los componentes o a un mal movimiento del sistema en su conjunto. Se ejecuta la operación interferencia de piezas y el software comprueba fotograma a fotograma que las piezas no se interfieren durante el movimiento. Si se diera este posible error, SolidWorks indicaría que dos piezas interfieren y habría que solucionar el problema. O bien modificando los croquis de las piezas para que adopten una geometría compatible o, modificando las relaciones de posición si las piezas se superponen por un mal movimiento.

Para realizar la animación, primero se coloca un motor virtual en el eje del cigüeñal, dicho motor hará girar el componente mencionado y, si el modelo está bien definido, todo el sistema se moverá de forma correcta. Para facilitar el cálculo, se configura el motor virtual para que gire a muy pocas revoluciones, en este caso, 20rpm serán suficientes. También se escoge que la velocidad de giro sea constante y el sentido (que es indiferente, en este caso).

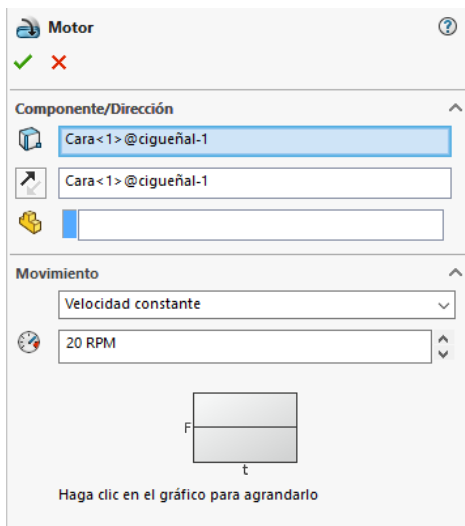


Figura 54. Incorporación del motor virtual

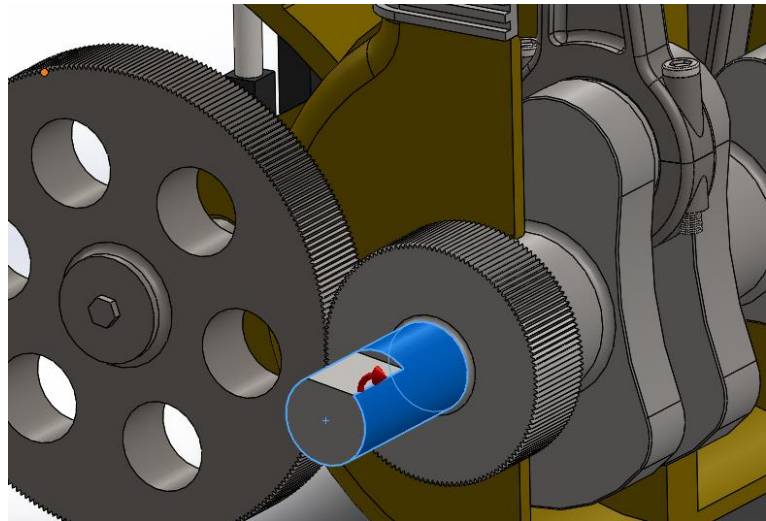


Figura 53. Posicionamiento del motor virtual en el cigüeñal

Para comprobar si hay interferencia de piezas, hace falta que se complete un ciclo entero, de esta forma, todos los componentes habrán completado al menos una vez su movimiento. En otras palabras, el cigüeñal tiene que realizar dos vueltas para que se pueda considerar válido el experimento.

Como el motor girará a 20rpm, se concederán 6 segundos de duración al ejercicio para que se puedan realizar dos vueltas completas. Una vez todos los parámetros han sido ajustados, se presiona el botón de calcular y el software empieza a realizar la operación. Estos cálculos suelen durar unos cuantos minutos.

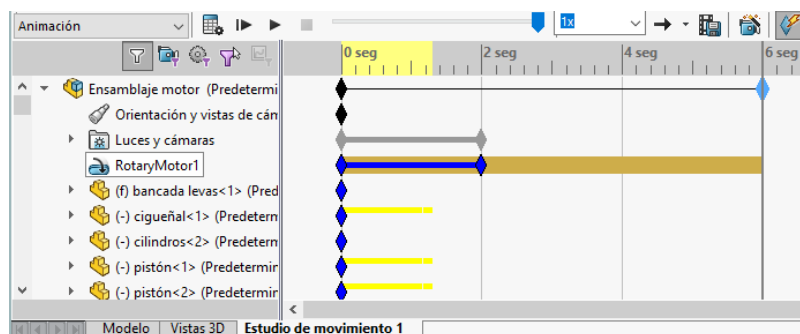


Figura 55. Ejecución de la animación

Cuando SolidWorks ha acabado de calcular, se reproduce la animación y se comprueba que el movimiento que realiza el sistema es el indicado. De no ser así, se tendría que proceder con las reparaciones necesarias hasta que funcionase como debe. Cuando el movimiento es el deseado, se pulsa botón derecho sobre el icono del ensamblaje en el *property manager* (menú de acción de SolidWorks) y se acciona *comprobar interferencia*.

Cuando se abre el menú de comprobaciones de interferencias, se van seleccionando las piezas entre las que se tiene sospecha que puede haber interferencias, por ejemplo: los contrapesos del cigüeñal con la bancada, los segmentos con los cilindros, la cabeza de biela con la bancada, entre otros.

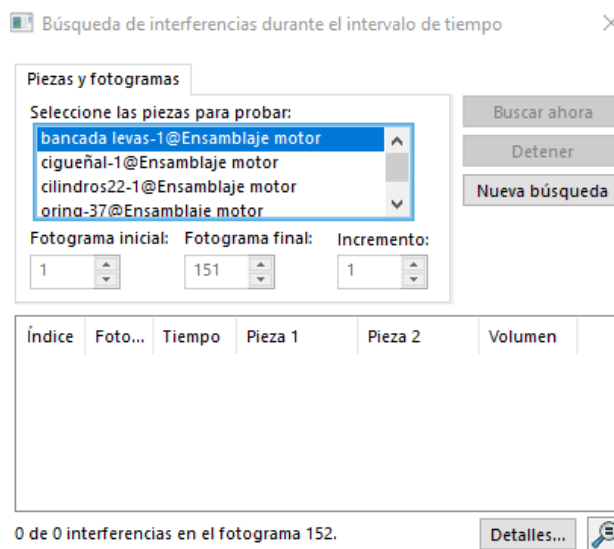


Figura 56. Búsqueda de interferencias entre piezas

Al pulsar *buscar ahora*, SolidWorks empieza a buscar superposiciones de las piezas seleccionadas en los 152 fotogramas que ha formado en los 6 segundos de animación.

En el caso de que hubiera interferencias, indicaría entre que dos piezas se han producido, en qué lugar de los componentes y qué volumen se ve implicado. Como se puede apreciar en la figura anterior, hay cero interferencias en el movimiento descrito por el modelo. Para que el resultado sea el anterior, se ha tenido que modificar la geometría de las piezas hasta alcanzar un nivel apto de compatibilidad.

Incorporación de los parámetros de fricción entre piezas

Si se hubiera ejecutado la simulación únicamente con lo establecido anteriormente, se hubieran obviado las pérdidas por fricción que ocurren cuando se opera un motor. En este apartado, se pretende añadir el parámetro de la fricción entre las piezas que resultan estar en contacto y tienen un movimiento relativo entre ellas.

Los puntos de contacto que se han considerado han sido:

- Contacto entre el cigüeñal y las dos mitades de la bancada.
- Los dieciocho segmentos con las dos mitades de los cilindros.
- Contacto entre el bulón y la biela (El bulón permanece fijo respecto al pistón).
- Rozamiento entre las cabezas de biela y las muñequillas del cigüeñal.
- Contacto entre engranajes.
- Todas las levas con su respectivo taqué.
- Cada empujador con su guía.
- Contacto entre el empujador y el balancín.
- Rozamiento entre los balancines y su soporte.
- Contacto entre los balancines y las válvulas.
- Superficie de contacto entre cada válvula y su asiento.

Todos y cada uno de los puntos de contacto mencionados, han sido sometidos a la operación de *contacto* que se muestra a continuación:

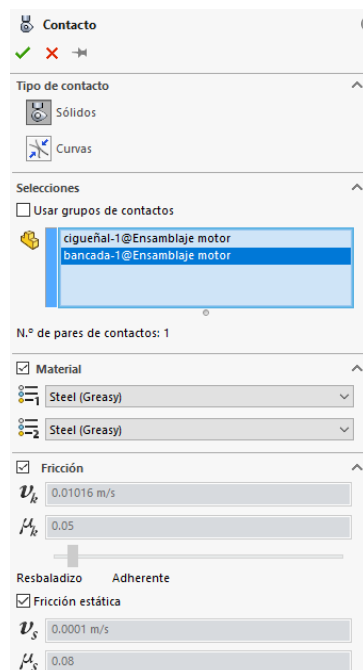


Figura 57. Contacto entre componentes

Con esta operación, se pueden relacionar dos superficies a nivel de fricción, primero se selecciona el tipo de contacto, que en todos los casos ha sido un sólido. Seguidamente se seleccionan las piezas que provocarán fricción y finalmente el material.

Para poder ejecutar esta opción, es imprescindible conocer el coeficiente de fricción dinámico y estático que presentan los contactos en el modelo. A esta dificultad, hay que añadir que, en un motor, todos los contactos anunciados con anterioridad están lubricados. Para facilitar el trabajo, SolidWorks a preestablecido los valores de los coeficientes anunciados provocados por el contacto entre una serie de materiales y la opción de escoger si están lubricados o no. Si se escoge esta opción, los valores de los coeficientes de fricción quedan completamente definidos. De esta forma, se consigue simular el funcionamiento de los cojinetes, rodamientos y lubricante, punto imprescindible para que la simulación tenga sentido.

Para todos los contactos en el caso del modelo que ocupa este trabajo y, como se puede apreciar en la figura anterior, se ha escogido como material *Steel (greasy)*, es decir, acero lubricado. Con esta opción se han predeterminado los coeficientes de fricción dinámico y estático a 0,05 y 0,08 respectivamente. De esta forma, se simplifica el cálculo que deberá realizar el programa con la simulación. Es cierto que algunos de los componentes que se han listado para sufrir fricción no están hechos de acero, sino que están compuestos por fundición de hierro. A sabiendas de que el acero es hierro con un leve porcentaje de carbono, se ha supuesto que los coeficientes de fricción estático y dinámico en la fundición de hierro son idénticos que en el acero.

Para añadir aún más realismo, se ha añadido *gravedad* al estudio.

Una vez se han fijado todos los parámetros anteriores, el modelo está listo para ser sometido a la simulación.

Ejecución de la simulación y obtención de la potencia absorbida

Al acabar las fases anteriores, el modelo está listo para ser simulado. Aún con el complemento SolidWorks *motion* activado, se cambia la acción de *animación* por la de *análisis de movimiento*. Dicha opción, permite realizar cálculos más complejos y obtener más resultados del ejercicio, por el contrario, es una operación mucho más exigente a nivel del hardware que *animación o movimiento básico*.

Cuando se ha seleccionado *análisis de movimiento*, se modifica la operación de motor virtual que se había implementado durante la animación. Dicho motor, actuará en la misma posición en la que anteriormente lo hacía, la única diferencia radicará en el número de revoluciones a la que gire puesto que, las 20rpm que

se habían programado con anterioridad no reflejarían unos resultados realistas, un motor nunca operará a tan bajo régimen.

Existe también una segunda diferencia, cuando se realizó la animación, se mencionó que el sentido de giro del motor no era de mayor importancia. En este caso si lo es, puesto que, el sentido de giro del cigüeñal está directamente vinculado al sentido de giro del árbol de levas y, por consiguiente, al orden de apertura de las válvulas de admisión y escape.

De esta forma, se reajusta la operación *motor rotatorio* para que gire a 2300rpm, el número de revoluciones con las que se ha trabajado para obtener la potencia indicada y, por consiguiente, ha de ser el número de revoluciones con el que se obtenga la potencia absorbida. También se invierte el sentido de giro del motor a antihorario, para que el orden de apertura de las válvulas sea el correcto.

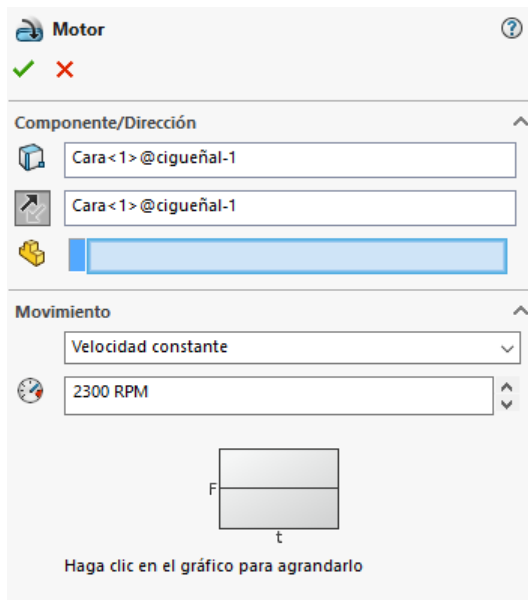


Figura 58. Motor virtual a 2300rpm

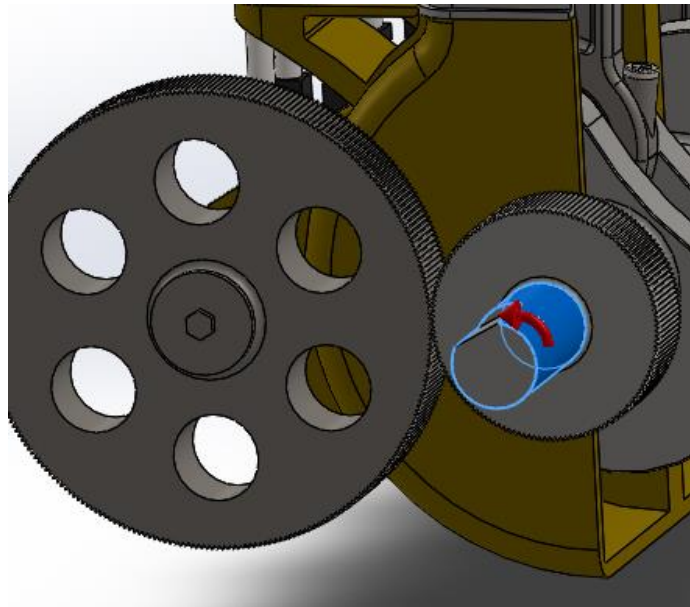


Figura 59. Posicionamiento del nuevo motor

El motor virtual, desempeñará la potencia necesaria para que el 6-L gire a 2300rpm, venciendo todos los impedimentos que existan. En el caso hipotético de que el 6-L fuera a ser operado en la realidad, debería desarrollar la potencia que desempeña el motor virtual y, a partir de este punto, toda la potencia desarrollada de más, se convertiría en potencia útil entregable.

Acto seguido de colocar el motor virtual en su sitio y, se acciona el botón de cálculo (integrador numérico), al hacerlo, el software empezará a ejecutar la simulación. Es muy común que las primeras ejecuciones reporten uno o varios errores antes de que finalice el cálculo. El suceso mencionado es consecuencia de

la complejidad del ensamblaje: al existir un gran número de piezas, croquis, operaciones, relaciones de posición, relaciones de movimiento y, al estar sometido a un gran número de revoluciones, el *solver* (algoritmo de Dassault Systèmes que calcula y resuelve el sistema sometido a la simulación) de SolidWorks *motion* no puede resolver el problema y da error como resultado.

Para conseguir un resultado, es preciso retocar los parámetros de cálculo, bajando los niveles de precisión y calidad o, incluso cambiando el modo de integración del *solver* y el número de iteraciones realizadas. En este caso, únicamente ha sido necesario bajar el nivel de precisión y la resolución de contacto 3D, también se ha aumentado el número de iteraciones a 50 en lugar de 25, de esta forma se consigue que el integrador numérico se repita en búsqueda de una solución para un paso de tiempo determinado. Si el programa excede este límite, re registra un error. Todos los demás parámetros han restado de forma predeterminada por el software.

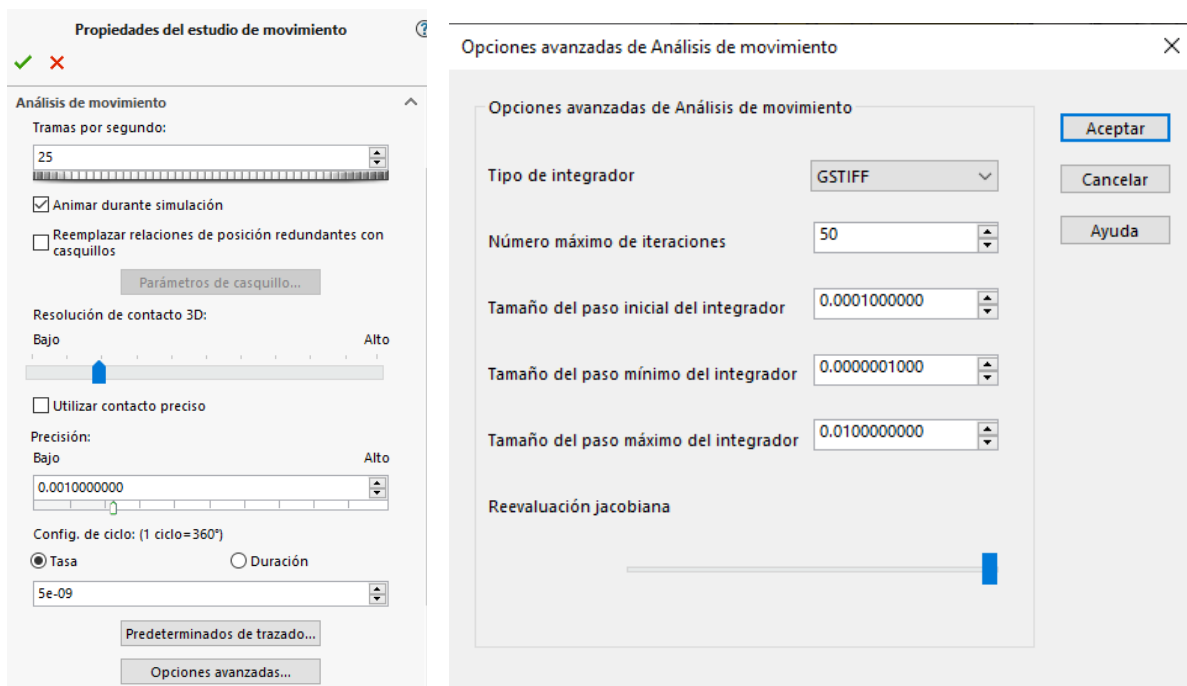


Figura 60. Ajuste de los parámetros del estudio estudio de movimiento

Cuando se han ajustado los valores anteriores, se procede al cálculo de la simulación. Dicho proceso puede tardar bastantes minutos en comparación con los pocos segundos de simulación obtenidos. En este caso, se ha ejecutado el cálculo para una simulación de dos segundos, es decir, el *solver* realizará las operaciones necesarias para que el L-6 esté operando a 2300rpm durante 2 segundos. Se ha intentado previamente conseguir simulaciones de más larga duración, pero se han reportado errores, probablemente debidos a la gran carga de trabajo que ha de asumir el integrador numérico. De todas formas, la duración de la simulación es relativamente indiferente, puesto que, la velocidad a la que gira

el motor virtual es constante. El proceso ha de ser suficientemente longevo como para que el 6-L pueda realizar un ciclo entero, es decir, dos vueltas. Si el motor gira a 2300rpm:

$$2300 \text{ revoluciones} \times \frac{1 \text{ minuto}}{60 \text{ segundos}} \times 2 \text{ segundos} = 76,66 \text{ rpm}$$

Durante estos dos segundos, el 6-L habrá realizado 76,66 vueltas, es decir 38,33 ciclos.

Una vez finalizado el proceso, se procede a la obtención de resultados y gráficos. Se selecciona el apartado *momento/energía/electricidad* y seguidamente *consumo de energía*^[40]. El elemento del que interesa obtener los datos es el motor virtual, se selecciona durante el proceso.

Finalmente, se obtiene el gráfico de la potencia respecto al tiempo. En unidades del sistema internacional, vatios y segundos.

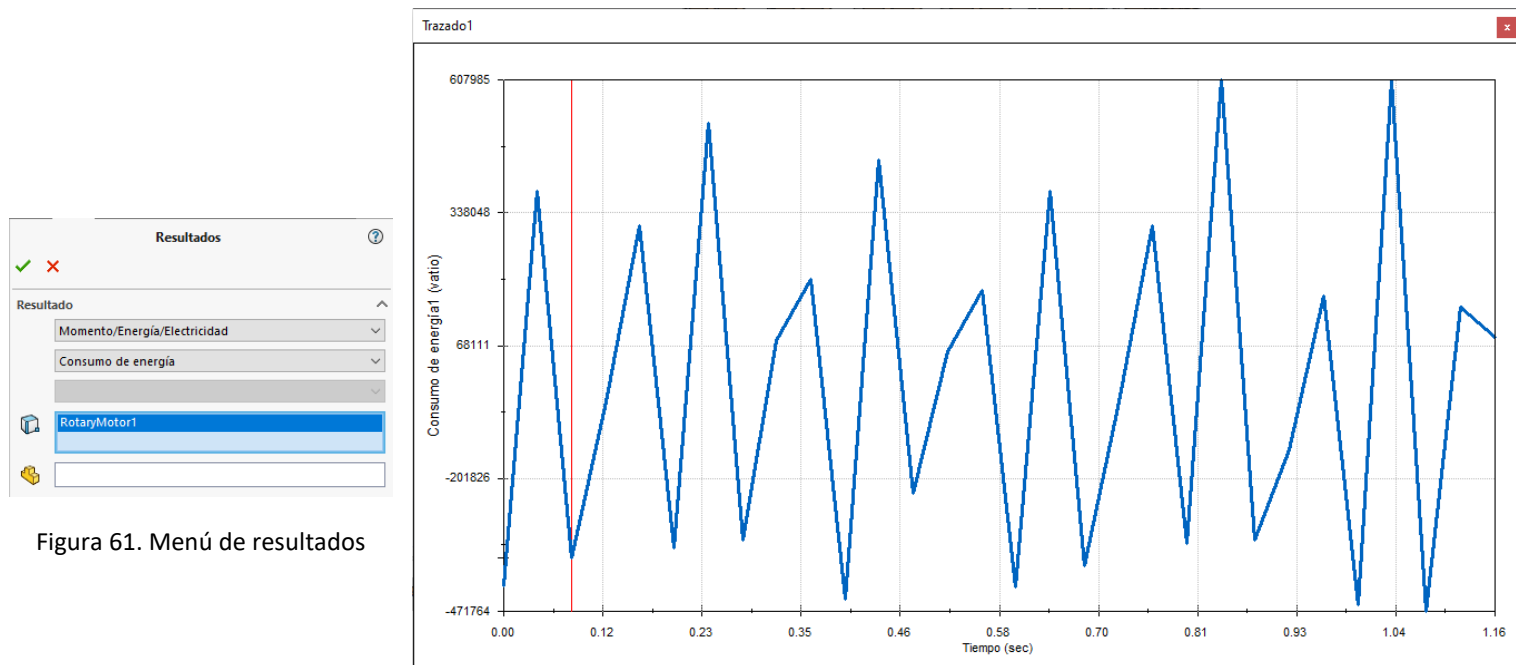


Figura 62. Gráfico obtenido tras la simulación

Como se puede apreciar en el gráfico, la simulación a 2300rpm solo dura 1.16 segundos en lugar de los dos segundos anunciados. Se ha detenido el cálculo una vez se han obtenido los valores necesarios para llevar a cabo el estudio. El software ha tardado 43 minutos en realizar estos cálculos y, al comprobar que se disponían de los datos necesarios, se ha detenido la operación para no ponerla en peligro frente a posibles errores de compilación.

En el gráfico también se pueden ver oscilaciones en los valores de la potencia e incluso valores negativos, consecuencia de la aparición de pares ajenos al que provoca el motor virtual en el cigüeñal. Dicho efecto

es debido al movimiento alternativo de los pistones (y del sistema de distribución) y del par que dichos elementos generan sobre el cigüeñal.

Se pone el siguiente ejemplo para entender la causa de las oscilaciones y la potencia negativa:

Se supone una masa m , en escenario de ascensión donde existe gravedad en dirección negativa y, un motor lineal que actúa con una fuerza que mueve la masa a velocidad constante en dirección positiva.

Se consideran los siguientes casos^[41]:

- El sistema resta como ha sido descrito en el enunciado. La potencia consumida por el motor permanece constante.
- Se añade una fuerza externa en la misma dirección, pero sentido contrario a la actuación del motor (favorable a la gravedad). Naturalmente, el motor necesitará desempeñar más potencia para mantener la velocidad constante.
- Se añade una fuerza externa en la misma dirección y sentido a la actuación del motor. La fuerza externa está empujando en la misma dirección que el motor. De este caso, surgen tres casos más:
 - La fuerza externa es inferior a la que realiza el motor (pero existente), el consumo de energía del motor se reduce para mantener la velocidad constante.
 - La fuerza externa es idéntica a la fuerza necesaria para mover la masa a la velocidad constante definida en el motor. En este caso, el consumo de potencia del motor cae a 0 puesto que, el motor no necesita realizar ninguna fuerza para mantener la masa moviéndose a la velocidad requerida.
 - Finalmente, la fuerza externa es de mayor magnitud que la fuerza requerida para mantener la masa a la velocidad constante definida en el motor. En dicho caso, el motor debe contrarrestar la fuerza externa puesto que, de no hacerlo, aparecería una aceleración que haría aumentar la velocidad, rompiendo el requerimiento de velocidad constante impuesta por el motor.

Téngase en cuenta que, los motores están en la cúspide de la jerarquía en los sistemas mecánico-móviles, en consecuencia y, por definición, sus requerimientos deben estar siempre satisfechos.

El caso expuesto con anterioridad se puede extrapolar al ejercicio que ocupa a este proyecto, la diferencia es que se tiene que intercambiar la palabra fuerza por par motor.

El motor virtual aplica un par motor al cigüeñal del 6-L, si todos los pistones estuvieran colgados (no unidos al cigüeñal) y el engranaje del sistema de distribución del árbol de levas no estuviera en contacto con el engranaje del cigüeñal, la potencia utilizada por el motor virtual debería permanecer prácticamente

constante y positiva. Se utiliza el impreciso término “prácticamente” debido a la geometría del propio cigüeñal puesto que, los contrapesos del mismo provocan ciertos pares motor.

Para comprobar lo anunciado, se han eliminado los pistones, las bielas, los sombreretes, los bulones y los segmentos del modelo. También se ha anulado la relación de posición de engranaje (haciendo desaparecer el sistema de distribución del sistema). Se ha colocado un segundo motor virtual y se ha configurado para que gire a 2300rpm moviendo únicamente el cigüeñal y el volante de inercia, el resultado obtenido es el siguiente:

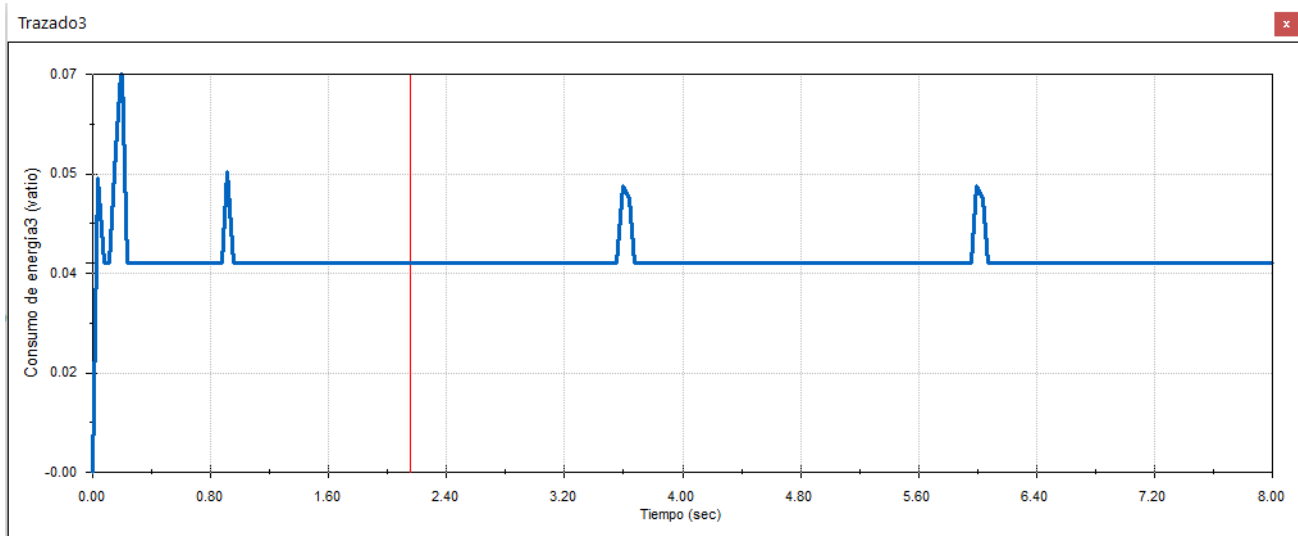


Figura 63. Gráfico obtenido tras colgar los pistones

Como se puede apreciar en el gráfico, la potencia permanece prácticamente constante. Se observan pequeños picos que se pueden deber al par motor generado por los contrapesos del cigüeñal o, a la baja precisión a la que se ha tenido que recurrir durante los ensayos, como se mencionó con anterioridad.

Cuando se unen las bielas al cigüeñal y, también se unen los engranajes de distribución, el movimiento alternativo de los pistones, los bulones, los segmentos, los empujadores, entre otras piezas, así como el movimiento de las bielas, generan inercias que se transmiten como pares motor resistivos y favorables al par desarrollado por el motor virtual. Las carreras ascendentes provocan pares resistivos que se traducen en una potencia positiva que debe desarrollar el motor virtual mientras que, las carreras descendentes provocan un par favorable al movimiento que debe ser contrarrestado por el motor virtual, provocando los valores negativos de potencia. Si el motor virtual no actuara de esta forma, las revoluciones no permanecerían constantes a 2300rpm.

El cigüeñal tiene una configuración en la que las muñequillas están desfasadas 120º, a pares, para que las inercias de los pistones se cancelen o, como mínimo, se apacigüen. Es decir, cuando una pareja de pistones

sube, cancela o reduce los efectos de la inercia que genera otra pareja de pistones que está realizando la carrera descendente en el motor. Si todos los pistones estuvieran en sintonía de fase, el motor en su conjunto sufriría muchas más vibraciones. Aun así existen momentos en los que hay 4 pistones en carrera ascendente frente a dos en la carrera descendente y viceversa. Es en este punto de descompensación donde se producen los pares motor mencionados.

El sistema de distribución también causa un par, en este caso resistivo, pero también puede hacer oscilar el gráfico en cuestión puesto que, el sistema leva-taqué genera más resistencia en la fase de apertura de la válvula, resulta ligeramente favorable mientras se cierra la válvula y permanece constante cuando la válvula está cerrada. Dicho efecto resulta ser negligible en comparación al que provocan los pistones.

Una vez justificada la forma del gráfico de la potencia desarrollada por el motor virtual al mover el 6-L, se puede volver a prestar atención al mismo gráfico para determinar dicha potencia.

El motor virtual, ha desempeñado una potencia máxima de 607985W para hacer rotar el 6-L a 2300rpm. Dicho valor corresponde a la potencia absorbida, es decir, la potencia que debe desarrollar el 6-L para vencer las resistencias internas del propio motor.

$$Potencia\ absorbida = 607,985kW$$

2.4 Cálculo de la potencia absorbida (3-L)

Para calcular la potencia absorbida por el 3-L, se recurre al mismo proceso de modelaje y simulación que se ha utilizado para el primer modelo. La única diferencia existente reside en que se puede partir del 6-L como unidad base, dicho factor reduce enormemente la complejidad de este segundo ejercicio.

2.4.1 Modelado de las piezas y ensamble del motor 3-L

Como el objetivo de este trabajo es primordialmente estudiar la influencia del número de cilindros en las prestaciones de los motores de combustión interna, únicamente se ha cambiado dicho parámetro en el motor 3-L. La cilindrada y las relaciones geométricas de los componentes del motor permanecen intactas con respecto al 6-L.

Para lograr configurar este segundo motor, se ha partido del 6-L como motor base. Únicamente ha sido necesario realizar la operación *escala* en todos los componentes para adaptar su geometría al nuevo número de cilindros mientras se mantiene la cilindrada. Para poder ejecutar esta operación, se ha introducido un factor de escala que determina cuantas veces debe crecer o reducirse la pieza en cuestión. Dicho valor, se obtiene a continuación.

Obtención del factor de escala

Como se va a reducir el número de cilindros a la mitad, pero se quiere mantener la cilindrada, es preciso doblar la cilindrada unitaria que tendrá cada cilindro del 3-L. En capítulos anteriores, se ha calculado una cilindrada unitaria para cada cilindro del modelo 6-L de $2123,7166\text{cm}^3$. Por consiguiente, en la nueva configuración obtendremos:

$$V_c = 2123,7166 \times 2; V_c = 4247,4\text{cm}^3$$

Una vez obtenido el valor volumétrico que debe tener cada cilindro del 3-L, se repite la fórmula que determina dicho valor:

$$V_c = \pi \times \left(\frac{d}{2}\right)^2 \times C$$

En dicha ecuación, aparecen como incógnitas el diámetro y la carrera que tendrán los cilindros de la nueva configuración. Como se quieren obtener las mismas relaciones geométricas que posee el 6-L, se recurre a su relación diámetro/carrera ε , ya calculada anteriormente. Ambos motores deben tener dicha misma relación.

$$\varepsilon = 0,8125; \quad \varepsilon = \frac{d}{C}; \quad d = \varepsilon \times C; \quad d = 0,8125 \times C$$

Una vez establecida esta equivalencia, se sustituye en la ecuación de la cilindrada:

$$V_c = \pi \times \left(\frac{0,8125 \times C}{2} \right)^2 \times C; \quad V_c = 4247,4 \text{ cm}^3; \quad 4247,4 = \pi \times \left(\frac{0,8125 \times C}{2} \right)^2 \times C$$

Resolviendo la ecuación anterior, se obtiene la carrera que recorrerán los nuevos pistones y, posteriormente su diámetro:

$$C = 20,158 \text{ cm}; \quad d = 0,8125 \times 20,158; \quad d = 16,379 \text{ cm}$$

Si se sustituyen estos valores en la fórmula de la cilindrada unitaria, se comprueba que el resultado es el valor volumétrico impuesto al principio.

Finalmente, para obtener el factor de escala se relacionan el valor de los diámetros o de las carreras de ambas configuraciones:

$$\lambda = \frac{d_{3-L}}{d_{6-L}}; \quad \lambda = \frac{16,379}{13}; \quad \lambda = 1,26 \text{ (adimensional)} \quad (21)$$

Para comprobar que los cálculos son los adecuados, se ha aplicado la operación al pistón y se ha comprobado que su diámetro es el deseado.

Como se ha mencionado, se ha aplicado este proceso a todos los componentes que conforman el nuevo modelo. Aun así, existen un seguido de piezas a las que hay que hacer ciertas modificaciones extra. La

bancada, el cigüeñal, los cilindros, el eje de levas y el eje soporte de los balancines han sido modificados para adaptarse a la nueva configuración. De no ser así, existirían tres cilindros huecos, seis levas sin contacto con su respectivo taqué y seis cavidades en el eje de soporte de los balancines sin ocupar. La configuración ha sido prácticamente idéntica, un apunte notable ha sido la disposición de las muñequillas del nuevo cigüeñal que han sido desfasadas 120° entre ellas, de la misma forma se ha actuado con las levas. En otras palabras, la nueva configuración del nuevo eje de levas y del nuevo cigüeñal resulta ser idéntica a la mitad longitudinal de sus respectivos antecesores.

Una vez se han obtenido todos los componentes necesarios para componer el 3-L, se ha procedido de la misma manera que con el modelo anterior para realizar el ensamble. El proceso ha sido prácticamente idéntico, se han utilizado las mismas relaciones de posición, se ha establecido la misma relación de rotación entre los engranajes y se han permitido los mismos grados de movimiento a las piezas. La única diferencia notable ha sido el número de piezas utilizadas, en este segundo caso mucho menor.

El resultado obtenido ha sido una copia del 6-L con la mitad de cilindros y con la misma cilindrada, exactamente el modelo requerido para realizar el ejercicio de forma óptima.

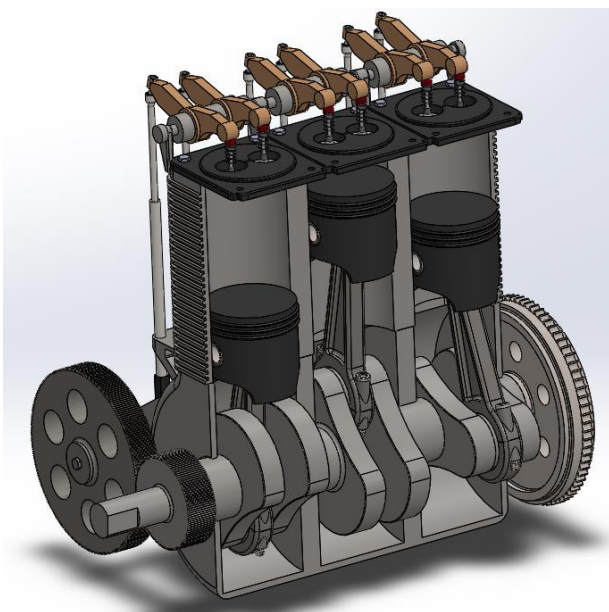


Figura 64. Ensamblaje 3-L abierto

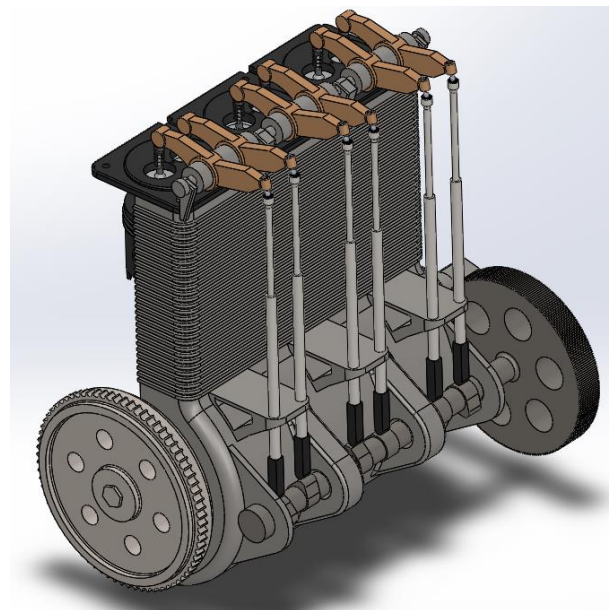


Figura 65. Sistema de distribución del 3-L

Una vez se ha finalizado el ensamblaje, se ha procedido a la renderización del modelo para exponerlo en las siguientes imágenes:

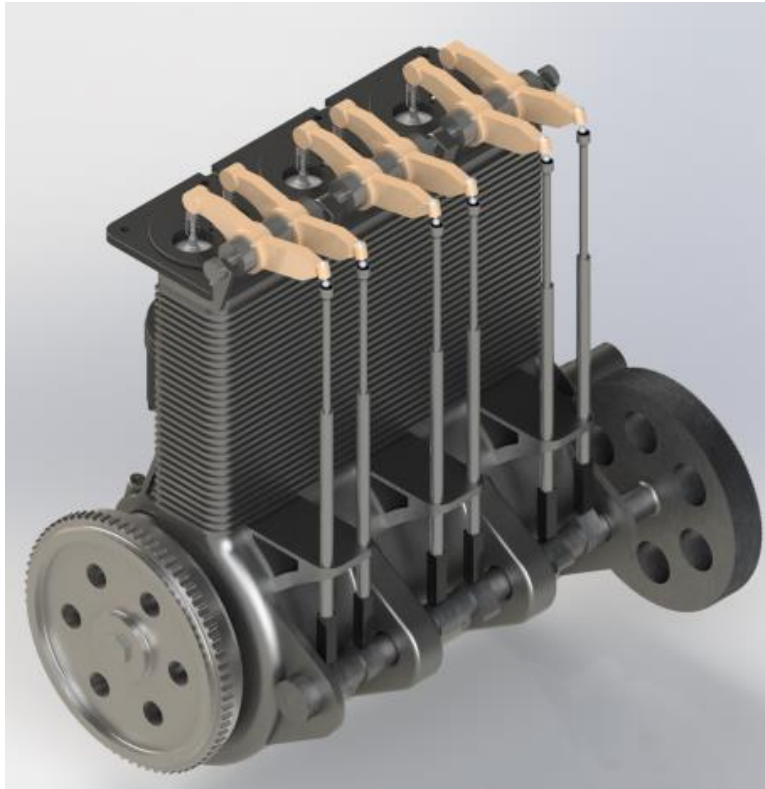


Figura 66. Sistema de distribución del 3-L renderizado

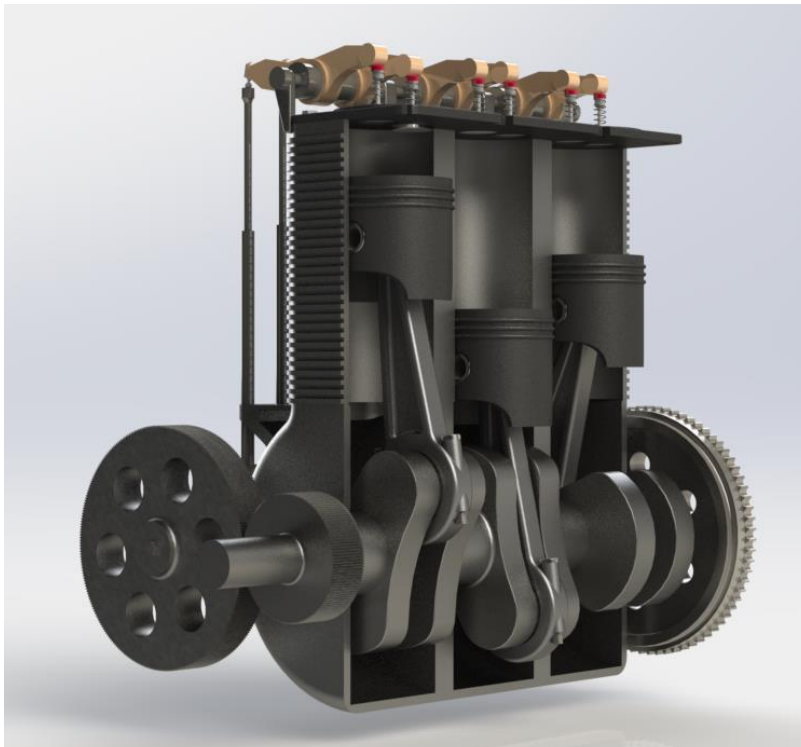


Figura 67. 3-L abierto renderizado

El modelo 3-L, se puede resumir en la siguiente tabla (entiéndase que el material utilizado es el mismo que en el modelo 6-L, de la misma forma que el número de croquis y las operaciones [con alguna excepción negligible]):

Ensamble 3-L			
Componente	Massa(kg)	Área de superficie(m ²)	Número de copias en el modelo
Pistón	4,4	0,22	3
Segmento	0,13	0,01	9
Bulón	0,9	0,04	3
Biela	5,02	0,1	3
Sombrerete	1,36	0,03	3
Cigüeñal	123,99	0,85	1
Bancada	101,91	1,47	2
Cilindros	113,02	1,1	2
Volante de inercia	34,94	0,35	1
Eje de levas	37,79	0,42	1
Taqué-empujador	1,14	0,03	6
Balancín	0,23	0,04	6
Eje soporte de balancines	5,17	0,1	1
Válvulas	0,1	0,01	6
Culata central	4,62	0,11	1
Culata de extremo	4,36	0,1	2
Perno de culata	0,02	0,01	12
Perno de biela	0,16	0,02	6
TOTAL:	668,55	8,73	68
Relaciones de posición (cantidad)			
Relaciones de posición estándar:			195
Paralelo:			20

<i>Coincidente:</i>	94
<i>Tangente:</i>	15
<i>Concéntrica:</i>	66
Relaciones de posición avanzadas:	9
<i>Ancho:</i>	9
Relaciones de posición mecánicas:	7
<i>Leva tangente:</i>	6
Engranaje:	1
TOTAL:	211

Tabla 21. Resumen del modelo 3-L

2.4.2 Simulación del modelo 3-L y obtención de su potencia absorbida

Para ejecutar la simulación de este segundo modelo, se han seguido exactamente los mismos pasos que en el primer caso. Es importante destacar que el 3-L también ha sido simulado a 2300rpm, se han realizado animaciones previas para detectar interferencias, se han aplicado los coeficientes de fricción y se ha ejecutado el ejercicio de la misma forma que en el modelo de más cilindros para evitar diferencias de preparado y poder apreciar con claridad las diferencias de comportamiento. Una vez se ha concluido el ejercicio, se ha obtenido el siguiente gráfico:

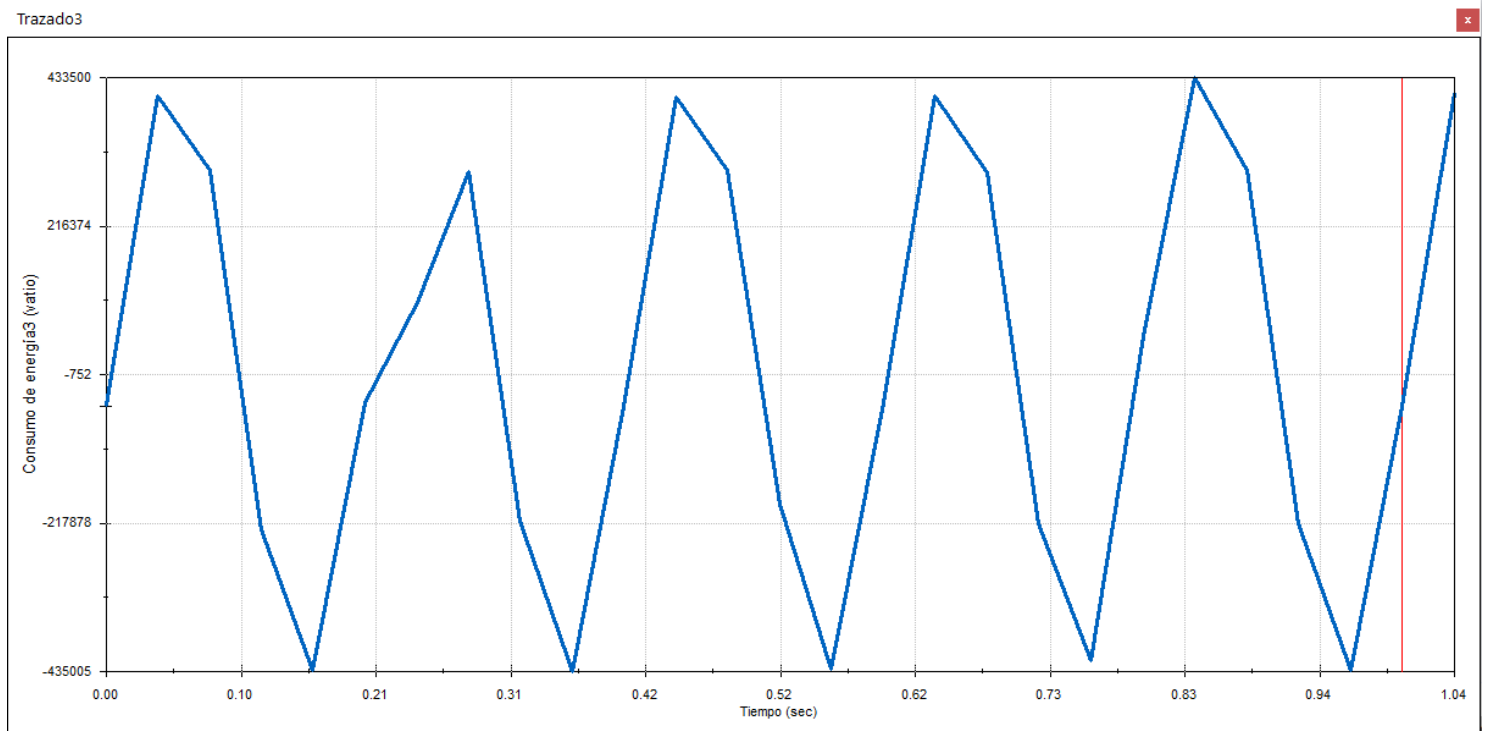


Figura 68. Gráfico obtenido tras simular el 3-L

Como en el caso anterior, aparecen las oscilaciones ya analizadas. En el pico positivo más alto obtenemos una potencia absorbida de:

$$Potencia\ absorbida = 433,5kW$$

2.5 Cálculo de la potencia efectiva (6-L)

La potencia efectiva resulta ser la potencia utilizable, es decir, es la potencia que se entrega en el extremo del eje del cigüeñal una vez se han producido todas las pérdidas. A diferencia de la potencia indicada y la potencia absorbida, la potencia efectiva se entiende como una prestación del motor en cuestión.

Para obtener el valor de dicha potencia a 2300rpm, solo es necesario restar la potencia absorbida a la potencia indicada obtenidas anteriormente, de esta forma, resultará la potencia neta. Se puede recuperar la expresión anunciada al principio del capítulo de la potencia:

$$Potencia\ efectiva = Potencia\ indicada - Potencia\ absorbida$$

$$Potencia\ efectiva = 1174,347 - 607,985$$

$$Potencia\ efectiva = 566,362kW$$

Y, en caballos:

$$Potencia\ efectiva = 566,362kW \times \frac{1cv}{0,7457kW};\ Pe = 759,5cv$$

Nótese que, el motor L-700 de Hyundai, desarrolla una potencia de 515kW, 51,362kW menos que el modelo 6-L. Evidentemente, no es comparable puesto que, no se han tenido en cuenta las pérdidas de carga, se han asumido ciclos ideales y la precisión del programa se ha limitado para poder ser ejecutado.

2.6 Cálculo de la potencia efectiva (3-L)

Se procede al cálculo de la potencia efectiva de la misma forma en que se ha hecho anteriormente:

$$Potencia\ efectiva = Potencia\ indicada - Potencia\ absorbida$$

$$Potencia\ efectiva = 1174,347 - 433,5$$

$$Potencia\ efectiva = 740,847kW$$

Y, en caballos:

$$Potencia\ efectiva = 740,847kW \times \frac{1cv}{0,7457kW};\ Pe = 993,5cv$$

Capítulo 3. Cálculo del rendimiento mecánico

La misión de cualquier motor de combustión interna es la de transformar la energía química que posee el combustible en energía mecánica. Como en cualquier transformación energética práctica, existen pérdidas. En ambos modelos, dichas pérdidas se han calculado en el apartado de la potencia absorbida, obteniendo un valor de 607,985kW para el 6-L y un valor de 433,5kW para el 3-L. Si se analiza la definición de potencia, anunciada al inicio del capítulo de la misma, se comprende que, el 6-L y el 3-L tendrán unas pérdidas energéticas de 607,985kJ y 433,5kJ respectivamente cada segundo, cuando ambos motores estén operando a 2300rpm.

Dichas pérdidas suceden al transformar los 1174,347kJ que se generan cada segundo al quemar el combustible en los 566,3625kJ (para el 6-L) y 740,847KJ (para el 3-L) que se entregan cada segundo al eje del cigüeñal. La energía perdida se manifiesta en forma de calor y ruido.

El rendimiento mecánico, también llamado orgánico-mecánico, es un parámetro adimensional, expresado en tanto por uno o, en tanto por ciento si el valor es multiplicado por cien. Dicho valor será siempre inferior a la unidad en los casos prácticos puesto que, es imposible obtener más energía de la que se parte, como indica el primer principio de la termodinámica: La energía no se crea ni se destruye, solo se transforma. Solo en casos teóricos es posible conseguir un rendimiento del 100%^[42].

El rendimiento mecánico pretende medir que porcentaje de la energía generada en el interior de la cámara de combustión es realmente transformada en energía útil o utilizable. De esta forma se determina la eficiencia de la máquina. Se presenta la siguiente ecuación:

$$\eta_m = \frac{\text{Energía suministrada} - \text{Pérdidas energéticas}}{\text{Energía suministrada}} \quad (22)$$

De la misma forma que ocurre con la potencia:

$$\text{Energía útil} = \text{Energía suministrada} - \text{Pérdidas energéticas}$$

Así pues:

$$\eta_m = \frac{\text{Energía útil}}{\text{Energía suministrada}} \quad (23)$$

A continuación, se procede al cálculo del rendimiento mecánico en ambos motores.

3.1 Cálculo del rendimiento mecánico del 6-L

Teniendo en cuenta que la potencia se traduce en energía transformada por segundo:

$$\eta_m = \frac{566,362 \frac{kJ}{s}}{1174,347 \frac{kJ}{s}}; \eta_m = 0,4822; \eta_m = 48,22\%$$

3.2 Cálculo del rendimiento mecánico del 3-L

Y, para la segunda configuración:

$$\eta_m = \frac{740,847 \frac{kJ}{s}}{1174,347 \frac{kJ}{s}}; \eta_m = 0,6308; \eta_m = 63,08\%$$

Capítulo 4. Cálculo del par motor

La presión producida por los gases resultantes de la combustión del combustible, se traduce en una fuerza que es transmitida por la biela a la muñequilla del cigüeñal. Debida a la ligera inclinación de la biela, dicha fuerza se puede descomponer en dos. La componente de menor magnitud será absorbida por la bancada del motor mientras que, la fuerza mayor actuará de forma tangencial a la circunferencia descrita por el movimiento rotatorio de la muñequilla del cigüeñal.

La fuerza tangencial, provocará un esfuerzo de rotación que se conoce como par motor o par de torsión. Es decir, el par T es el resultado de aplicar una fuerza f a una distancia d del punto de apoyo del cuerpo al que se aplica la fuerza. Se puede concluir con la siguiente expresión^[43]:

$$T[Nm] = F[N] \times d[m] \quad (24)$$

La fuerza que la biela ejerce sobre el cigüeñal es variable durante toda la fase de expansión. En términos de una única vuelta del cigüeñal, el valor de par es mínimo en los primeros grados de giro y alcanza su valor máximo cuando se completan 90º de giro. Durante el siguiente cuarto de vuelta, el valor del par vuelve a caer hasta llegar prácticamente a cero finalizando así el proceso de expansión.

El máximo valor de par se obtiene en aquel rango de revoluciones en el cual la presión del cilindro es máxima, es decir, la fuerza transmitida a la muñequilla es la más elevada posible. Debido a un gran número de causas, no se obtiene la mayor presión dentro del cilindro al máximo régimen de revoluciones, sino a una velocidad muy inferior. Se obtiene la máxima presión cuando el llenado del cilindro es óptimo y por consiguiente se producen combustiones que desarrollan más fuerza. Una vez se ha sobrepasado el rango óptimo de revoluciones que garantizan el máximo par^[44]:

- Se produce una inadecuada evacuación de los gases residuales de la combustión.
- El llenado de aire empieza a disminuir en cada ciclo.
- La combustión empieza a no ser óptima.
- La fracción de tiempo para cada combustión se reduce.
- La mezcla aire-combustible no se acaba de completar.

Dichos factores, provocan que las combustiones desarrollen menos fuerza.

En consecuencia, aunque se quema más combustible acelerando el motor, consiguiendo más revoluciones y, por ende, más potencia, el par descende debido a la disminución de la calidad de la

combustión. De esta afirmación, se puede extrapolar que, el consumo óptimo de combustible se producirá a un rango de revoluciones en el que el par sea próximo al máximo.

Mientras que el par motor máximo se obtiene a un régimen de giro muy inferior a los más altos, el factor velocidad se traducirá en potencia, que será máxima prácticamente al límite de revoluciones a las que puede girar el motor. De esta forma, el par motor y la potencia están relacionadas a través de la velocidad angular ω . La potencia se puede traducir como la capacidad de generar par a una velocidad concreta:

$$P[W] = T[Nm] \times \omega[rad/s] \quad (25)$$

4.1 Cálculo del par del 6-L

A continuación, se calculará el par motor generado por el 6-L a un rango de revoluciones de 2300rpm, siendo el valor de par obtenido cuando la potencia es máxima.

Primero se calcula la velocidad angular a partir de las revoluciones:

$$\omega[rad/s] = n[rpm] \times \frac{2\pi[rad]}{60[s]}; \quad \omega = 2300 \times \frac{2\pi}{60}; \quad \omega = 240,85rad/s$$

Sabiendo que la potencia efectiva es de 566,362kW a 2300rpm, es decir 566362W. Se recupera la ecuación que relaciona la potencia y el par:

$$566362 = T \times 240,85; \quad T = 2351,51Nm$$

4.2 Cálculo del par del 3-L

Como la configuración 3-L también ha sido simulada a 2300rpm, se puede extraer la velocidad angular calculada para el 6-L, así pues:

$$\omega = 240,85rad/s$$

Conociendo que la potencia efectiva en este caso es de 740,847W a 2300rpm, es decir 740847W. Se puede proceder al cálculo de la misma forma que se obtuvo en el caso anterior:

$$740847 = T \times 240,85; \quad T = 3075,97Nm$$

Capítulo 5. Cálculo del consumo de combustible

El consumo de combustible resulta ser un parámetro de máxima importancia en los motores de combustión interna puesto que, de ello depende la viabilidad económica de operar dicha máquina y del impacto medioambiental que supone dicho valor. Cualquier operador de un motor de combustión interna querrá mantener el consumo a los mínimos valores posibles. A continuación, se procede al cálculo del hipotético consumo de combustible del 6-L cuando dicho motor opera a 2300rpm.

Para calcular el calor aportado en el ciclo diésel, se calculó el volumen de combustible inyectado en un cilindro por ciclo, dicho valor era de 0,222cc. Teniendo en cuenta que el 6-L posee seis cilindros:

$$\text{Volumen de combustible inyectado por ciclo} = 0,222 \times 6; V_{\text{cic}} = 1,332 \text{ cm}^3/\text{ciclo}$$

Se sabe que el motor gira a 2300 rpm, pero los cilindros solo se llenan con masa fresca cada 2 vueltas, por tanto, cuando el motor gire a 2300rpm, los cilindros se llenaran 1150 veces por minuto:

$$\text{Volumen de combustible inyectado por minuto} = 1,332 \times 1150;$$

$$V_{\text{cim}} = 1531,8 \text{ cm}^3/\text{min.}$$

Por consiguiente, el volumen de combustible consumido en litros por hora:

$$\text{Consumo} = \frac{1531,8 \text{ cm}^3}{1 \text{ min.}} \times \frac{60 \text{ min.}}{1 \text{ h}} \times \frac{1 \text{ l}}{1000 \text{ cm}^3}; \text{ Consumo} = 91,908 \text{ l/h}$$

El consumo de combustible de la configuración 3-L, será idéntica a la del 6-L. Ambos motores están aspirando el mismo volumen de aire puesto que ambos modelos tienen el mismo volumen total. Para que la relación estequiométrica sea la adecuada, también se inyecta la misma cantidad de combustible y, como ambos motores giran a la misma velocidad, esta inyección de combustible ocurre con la misma frecuencia en ambos modelos.

Capítulo 6. Comparación de ambos modelos

Una vez se han obtenido los parámetros calculados anteriormente, se puede proceder a la comparación de ambos modelos. Tanto el 3-L como el 6-L se han simulado y analizado exactamente bajo las mismas condiciones, variando únicamente el número de cilindros de ambas configuraciones. Se ha diseñado el experimento de tal forma que se pueda examinar de la forma más precisa posible la influencia del número de cilindros en las prestaciones de los motores de combustión interna, manteniendo constantes cualquier otro parámetro.

Se observan, analizan y comparan las siguientes características:

6.1 Comparación de las dimensiones, la geometría y las características físicas

La única propiedad física que aún no se ha encontrado de los motores es el volumen. Para obtenerlo, se ha realizado una estimación muy sencilla, se ha supuesto que los motores tienen forma completamente rectangular: Su longitud se ha medido entre las caras opuestas de la bancada, la altura se ha medido desde la base de la bancada hasta la superficie exterior de las culatas, como anchura se ha utilizado el diámetro de la bancada.

Así pues, el volumen que ocupa el 6-L (Largo: 1m; Anchura: 0,34m; Altura: 0,63m) es:

$$V_{OC6-L} = 1 \times 0,34 \times 0,63; V_{OC6-L} = 0,2142m^3$$

Y, para el 3-L (Largo: 0,62m; Anchura: 0,43m; Altura: 0,79m)

$$V_{OC3-L} = 0,62 \times 0,43 \times 0,79; V_{OC3-L} = 0,2106m^3$$

Se dispone de la siguiente tabla comparativa:

Característica	3-L	6-L	Incremento (%)
Massa (kg)	668,55	651,29	-2,58
Volumen (m ³)	0,2106	0,2142	1,68
Superficie (m ²)	8,73	10,22	14,58
Nº de piezas	68	128	46,86

Tabla 22. Comparación de las características físicas

Al haber realizado una operación de escala doblando el valor volumétrico mientras se restaba la mitad del número de cilindros, se debería obtener el mismo valor de volumen y masa para ambos modelos, no se da el caso a causa de la ligera diferencia geométrica entre los cilindros y cárteres que se encuentran en los extremos del modelo con respecto a los cilindros y cárteres centrales. Cuando se reduce o aumenta el número de cilindros, se altera la proporción de elementos posicionados en los extremos frente a elementos centrados, esta diferencia provoca esta leve diferencia de masa y volumen. El 6-L tiene 7 separadores transversales entre cada cárter y cilindro mientras que el 3-L posee 4 separadores, es decir, se reduce a la mitad el número de cilindros, pero no el número de separadores, este hecho incrementa ligeramente la masa en el 3-L. Por el contrario, las paredes transversales exteriores de los cárteres y cilindros situados en los extremos son ligeramente más delgadas, por lo tanto, cuando hay una proporción mayor de cilindros situados en los extremos frente a cilindros centrales (como ocurre en el 3-L), el volumen es ligeramente menor. Dicho suceso se puede comprobar en el anexo I.

Una vez aclarado este negligible detalle, se puede proceder a analizar las siguientes características:

- **Masa:** La masa resulta ser prácticamente idéntica debido a la escala volumétrica, es decir, se ha reducido el número de componentes prácticamente a la mitad, pero se ha doblado la cantidad de material que contiene cada pieza. De esta forma, se puede intuir que los grosores y refuerzos del 3-L son excesivos en según qué componentes, probablemente se podrían reducir y consiguientemente se reduciría la masa del modelo.
- **Volumen:** Aunque ambos volúmenes son prácticamente idénticos, es relevante mencionar que el 6-L tiene una forma mucho parecida a un prisma rectangular mientras el 3-L es más parecido a un cubo, por consiguiente, este último tiene una mejor relación peso-empacho. Dicho dato, nos proporciona una idea muy clara de cómo se adaptaría cada modelo al espacio diseñado para albergar el motor. Otro punto importante a destacar del volumen reside en su componente

longitudinal, puesto que, un motor más largo habrá de poseer un eje de levas y un cigüeñal más largos girando a altas rpm, este inconveniente se puede solucionar añadiendo puntos de apoyo, aunque no es tan ideal como contar con ejes de menor longitud.

- Superficie: Una operación de escala de tres dimensiones, no afecta proporcionalmente a dos dimensiones. Por consiguiente, el incremento de superficie no ha sido proporcional y en este caso sí que es notable. La configuración 6-L ofrece un 14,58% más de superficie que su gemelo, este punto conlleva las siguientes consecuencias:
 - Más superficie implica más contacto con el aire exterior, dicho factor contribuye muy positivamente a la refrigeración del motor puesto que, hay una mayor transmisión de calor, por lo tanto, el 6-L estará mejor refrigerado.
 - Más superficie, también implica más superficie de contacto entre componentes del motor, dicho punto se analizará más en detalles cuando se comparen las potencias, puesto que, es ahí donde realmente tiene impacto.
- Número de piezas: Contar con un menor número de piezas es altamente ventajoso en cuanto refiere a la simplicidad del modelo. La simplicidad atañe directamente al coste, tanto en construcción como en el mantenimiento del modelo. Por otro lado, contar con un mayor número de pistones y de bielas, mejora el reparto de cargas térmicas y mecánicas respectivamente. Es decir, en el 3-L hay tres pistones que sufren la carga térmica generada por la combustión de X cantidad de combustible mientras que en el 6-L dicha misma carga térmica se reparte entre seis pistones. Las bielas sufren el mismo principio.

6.2 Comparación de la potencia desarrollada

Como se ha visto con anterioridad, se puede desglosar la potencia en indicada, absorbida y efectiva. La potencia es una característica primordial a la hora de desarrollar un motor puesto que es un factor clave de las prestaciones que va a brindar la máquina.

- Potencia indicada: Dicho valor ha resultado ser el mismo para ambas configuraciones, consiguiendo un alcanzar los 1174,347kW. Como se ha descrito con anterioridad, se quema la misma cantidad de combustible en el mismo periodo de tiempo debido al volumen de aire total que aspira de forma natural cada modelo y al número de rpm que gira el motor. Lógicamente, si se quema la misma cantidad de combustible en ambos motores, la cantidad de energía química transformada en energía térmica también será la misma y como tanto el 3-L como el 6-L giran al mismo régimen, dicha transformación de energía ocurre durante el mismo periodo de tiempo. Como se ha mencionado en capítulos anteriores, la potencia equivale a la cantidad de energía

transformada respecto al tiempo en el que ha ocurrido el proceso. Consiguientemente, el consumo en ambos modelos también es idéntico.

- **Potencia absorbida:** Como se ha mencionado en su capítulo, la potencia absorbida va estrechamente ligada a las pérdidas que se producen en el motor, resulta ser la cantidad de energía potencialmente útil transformada en energía no útil durante un cierto periodo de tiempo. Dichas pérdidas son producto de la fricción generada a causa del rozamiento entre los componentes del motor que se encuentran en movimiento. Es en este punto donde aparece una gran diferencia.

En el apartado anterior, se ha visto como el 6-L ofrece un 14,58% más de superficie en su conjunto de piezas, la existencia de una mayor superficie resulta ser un mayor contacto entre piezas. Aun así, no sería adecuado juzgar la diferencia de potencia absorbida existente entre ambos modelos a través de este valor, puesto que, durante la transformación a escala $\lambda = 1,26$, también se han readaptado ciertos componentes para conseguir la geometría del 3-L, como se ha mencionado con anterioridad.

Según el diagrama circular mostrado en el capítulo de la potencia absorbida, es en el pistón donde se producen más pérdidas, concretamente un 24% del total. Para averiguar la diferencia de superficie de contacto que ofrece el sistema de pistones del 3-L con el sistema de pistones del 6-L, se ha recurrido a la herramienta *medir* de SolidWorks para determinar el área lateral del cilindro, excluyendo las superficies que constituyen las cajas.

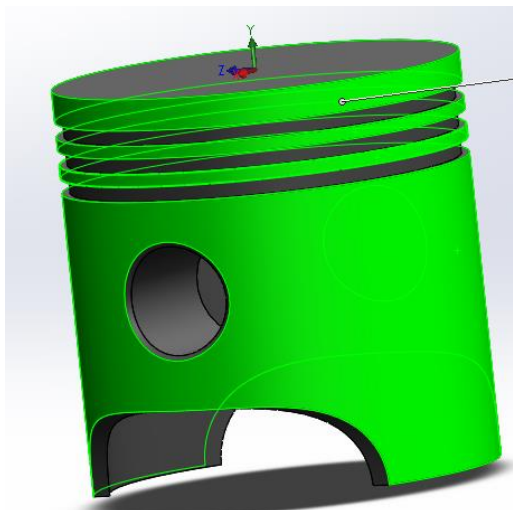


Figura 69. Medición de la Superficie lateral del pistón

Se ha determinado que, cada pistón del 3-L posee una superficie lateral de $601,56\text{cm}^2$ mientras que cada pistón del modelo 6-L cuenta con una superficie lateral de $378,91\text{cm}^2$.

El 3-L cuenta con tres pistones:

$$\text{Superficie lateral total de los pistones del 3} - L = 601,56 \times 3 = 1804,68\text{cm}^2$$

Por otro lado, el 6-L:

$$\text{Superficie lateral total de los pistones del 6} - L = 378,91 \times 6 = 2273,46\text{cm}^2$$

Como se puede observar, la superficie ofrecida por los pistones es notablemente más grande en el 6-L, exactamente un 20,61% más.

Nótese que, el contacto con el cilindro no se da con la superficie medida, sino con los segmentos. Aunque la relación de contacto será la misma o prácticamente idéntica.

Se ha medido dicha superficie en lugar de la superficie de contacto con los aros porque es mucho más difícil de cuantificar la cantidad de área de los aros que estará en contacto con el cilindro, debido a su movilidad en el interior de las cajas, dilatación y demás factores.

Dicha diferencia de áreas, será idéntica entre todas las piezas de ambos modelos puesto que, los puntos de contacto entre piezas (donde se producen las pérdidas por fricción) no han sufrido alteraciones geométricas más allá de la *escala*.

Que existan estas diferencias de superficies de contacto provoca que ahí donde exista más contacto, también exista más fricción y, por lo tanto, más pérdidas. Por consiguiente, en el modelo 6-L (potencia absorbida de 607,985kW) existen más pérdidas que en el modelo 3-L (potencia absorbida de 433,5kW), siendo un 28,7% menor en este segundo caso.

- Potencia efectiva: Como la potencia absorbida varía entre ambos modelos, también lo hace la potencia efectiva, puesto que, esta última resulta de restar la potencia absorbida a la potencia indicada.

La potencia efectiva desarrollada en el 6-L es de 566,362kW mientras que en el 3-L es de 740,847kW. Existiendo un aumento del 23,55% en este segundo caso. Así pues, la configuración con menor número de cilindros brindará 174,485kW más cuando ambos motores sean operados a 2300rpm.

6.3 Comparación del rendimiento mecánico

Como se ha visto con anterioridad, el rendimiento mecánico determina con que eficiencia se transforma la energía desarrollada por la combustión del combustible en energía mecánica utilizable.

El rendimiento mecánico depende de la potencia indicada que, en ambos modelos resulta ser la misma y, de la potencia útil que, a su vez depende de la potencia indicada y de la potencia absorbida. Se puede concluir que, la diferencia de potencia absorbida producida por ambos modelos determinará la diferencia en el rendimiento mecánico existente entre los modelos.

La configuración 6-L obtiene un rendimiento mecánico del 48,22% mientras que su hermano de menor número de cilindros cuenta con un rendimiento mecánico del 63,08%. Obteniendo el segundo modelo 14,86 puntos más de eficiencia.

Acorde con todos los parámetros que se han estudiado hasta el momento; una menor superficie de contacto entre piezas móviles resulta en una menor potencia absorbida, maximizando la eficiencia en transformar energía

6.4 Comparación del par motor

Como se ha visto con anterioridad, el par motor depende de la potencia desarrollada y de la velocidad angular. Este último parámetro permanece constante e idéntico cuando se realizan ambos experimentos. De esta forma, la diferencia de par desarrollado entre ambos motores es causada por la potencia.

El modelo 6-L desarrolla un par de 2351,51Nm mientras que el 3-L proporciona un par de 3075,97Nm. Estas cifras dejan una ventaja en un 23,55% más de par en la segunda configuración. Aunque los números reflejen un mejor desempeño en la configuración con menor número de cilindros, hay que tener en cuenta otro factor:

En el capítulo en que se calculaba el par motor, se ha mencionado que dicho parámetro también puede ser definido multiplicando la fuerza por la distancia. Dicha fuerza, aplicada de forma tangencial a la circunferencia que describen las muñequillas del cigüeñal al girar, es transmitida a través de las bielas.

Como se ha mencionado, cuando dicha fuerza genera un ángulo de 90º con la muñequilla del cigüeñal en la fase de expansión, se genera el par motor máximo, un pulso. Es decir, en un motor de cuatro tiempos, cada dos vueltas de cigüeñal, cada pistón genera el par máximo.

En concordancia con el párrafo anterior, generalmente se acepta que, cuantos más cilindros haya en el bloque motor, más uniforme será el par. Dicha afirmación debe ser matizada puesto que, no es el número

de cilindros el que determina la uniformidad del par, sino el desfase angular existente entre las muñequillas del cigüeñal.

En el motor 3-L, las muñequillas están desfasadas 120° grados. Habiendo una muñequilla en los 0° , otra en 120° y la última en los 240° . Cada dos vueltas de cigüeñal cada muñequilla recibe la fuerza tangencial máxima generando el pulso mencionado. Es decir, cada dos vueltas, el cigüeñal recibe 3 pulsos.

En el caso del 6-L, las muñequillas también están desfasadas 120° , a pares. Hay dos muñequillas en los 0° , dos más en 120° y las dos últimas en 240° . Si se observa el cigüeñal desde su sección transversal, se puede comprobar que dicha configuración también recibirá únicamente tres pulsos para cada dos vueltas de giro del eje. Cada pulsación, en este caso, está causada por dos fuerzas en distinta posición longitudinal, pero mismo desfase angular a nivel transversal.

Si se considera un hipotético 4-L, lógicamente sus muñequillas se encontrarían en los 0° , 90° , 180° y 270° . En una configuración así, el cigüeñal recibiría 4 pulsos para cada dos vueltas. Un pulso más que en el 6-L y, por lo tanto, un par más uniforme.

Si las muñequillas del 6-L estuvieran posicionadas en los 0° , 60° , 120° , 180° , 240° y 300° , el par si que sería más uniforme que en el supuesto 4-L.

Esta reflexión, desmiente la vinculación entre el número de cilindros y la uniformidad del par. La uniformidad del par va de la mano del desfase angular entre las muñequillas (siempre ha de ser el mismo entre todas ellas en una misma configuración), cuanto más pequeño, más uniforme será el par. La ventaja que brinda un mayor número de cilindros es en mejorar el reparto de cargas puesto que, una misma fuerza tangencial es dividida y absorbida a través de un mayor número de sistemas biela-manivela.

6.5 Efecto del número del régimen de giro en ambos modelos

Para facilitar el trabajo, los cálculos y la comparación, se ha asumido e impuesto que ambos modelos trabajen a 2300rpm. Se recuerda que este trabajo se basa en conceptos teóricos y que, hay algunos parámetros no aplicables a la práctica. En ella, los motores 3-L y 6-L nunca trabajarían a mismo régimen. Dicha imposición implica ciertas consecuencias que se van a analizar a continuación.

Generalmente, en los motores, el factor limitante del máximo régimen de revoluciones alcanzable son los muelles de las válvulas. Dichos componentes son los encargados de hacer que las válvulas se cierren completamente cuando es necesario e impedir que se abran cuando se crea una depresión en el interior del cilindro. Consecuentemente los muelles tienen que ser suficientemente rígidos, pero, no demasiado

o, en este caso aumentaría la potencia absorbida. Hay que encontrar un equilibrio y, es en este punto donde se ha de tener en cuenta el número de revoluciones máximo que se quiere alcanzar puesto que, la rigidez del muelle determina la velocidad con la que se cierra la válvula.

Dicho problema, no es preocupante en el caso de los motores con los que se está trabajando en este proyecto, pues trabajan a regímenes relativamente bajos en comparación con, por ejemplo, motores de motocicletas superdeportivas que superan las 16000rpm.

Una vez matizado este punto, se puede proceder a revisar los pistones, las bielas y los bulones. Uno de los principales factores a tener en cuenta es la velocidad lineal del pistón que, será máxima en el punto medio de la carrera. Dicho punto es muy importante porque, el conjunto pistón, bulón y biela, anclados al cigüeñal, deberán parar completamente en seco para cambiar el sentido de movimiento en PMS y PMI. Debido a este hecho, se promueve la utilización de pistones ligeros, para que, las inercias generadas sean mínimas. Un exceso de inercia, provoca más vibraciones y, en casos extremos averías muy delicadas^[45].

Es en este punto donde aparece una diferencia notable, los pistones del 6-L tienen una masa de 2,2kg mientras que, los pistones del 3-L presentan una masa de 4,4kg. Dicho factor, requiere que, la fuerza necesaria para frenar el 3-L sea mucho mayor. A continuación, se procede con el cálculo de la fuerza necesaria para frenar ambos pistones.

Como se ha mencionado en los inicios del proyecto:

$$W = F \times d; \quad W = \Delta E_M \quad (26)$$

A continuación, se procede con la aplicación del teorema de conservación de la energía como aproximación^[46]. Se elimina el rozamiento de la ecuación puesto que, para conocerlo, se debería saber con qué fuerza los segmentos empujan las paredes de los cilindros.

$$F \times d = E_{Mf} - E_{Mi}, \text{ donde } \begin{cases} E_{Mi} \text{ es la energía mecánica inicial} \\ E_{Mf} \text{ representa la energía mecánica final} \end{cases} \quad (27)$$

La energía mecánica, E_M :

$$E_M = E_C + E_P, \text{ donde } \begin{cases} E_C \text{ representa la energía cinética} \\ E_P \text{ hace referencia a la energía potencial} \end{cases} \quad (28)$$

La energía cinética E_C responde a:

$$E_C = \frac{1}{2} \times m \times v^2, \text{ donde } \begin{cases} m \text{ hace referencia a la massa del pistón (kg)} \\ v \text{ refiere a la velocidad del mismo (m/s)} \end{cases} \quad (29)$$

La energía potencial E_P se expresa:

$$E_P = m \times g \times h, \text{ donde } \begin{cases} g = 9,81 \text{ m/s}^2 \\ h = \text{posición del piston (m)} \end{cases} \quad (30)$$

Concluyendo:

$$F \times d = \left[\left(\frac{1}{2} \times m \times v_f^2 \right) + (m \times g \times h_f) \right] - \left[\left(\frac{1}{2} \times m \times v_i^2 \right) + (m \times g \times h_i) \right] \quad (31)$$

Se considera que, $V_f = 0 \text{ m/s}$ puesto que, es la velocidad que tendrá el pistón en punto muerto inferior.

Por el contrario, V_i será máxima, pues será la velocidad que tendrá el pistón en la mitad de la carrea.

También se considerará $h_f = 0$ puesto que es la altura de referencia de la base. h_i , representarla la altura a media carrera. La anterior afirmación, simplifica la ecuación de la siguiente manera:

$$F \times d = - \left[\left(\frac{1}{2} \times m \times v_i^2 \right) + (m \times g \times h_i) \right]; \quad F = \frac{- \left[\left(\frac{1}{2} \times m \times v_i^2 \right) + (m \times g \times h_i) \right]}{d}$$

Se entiende que, la distancia recorrida por el pistón y la altura que este tendrá en su posición inicial son el mismo valor, media carrera (equivalente al radio del cigüeñal):

$$F = \frac{- \left[\left(\frac{1}{2} \times m \times v_i^2 \right) + (m \times g \times d) \right]}{d}$$

Como se puede deducir de la fórmula, la fuerza requerida para frenar ambos pistones depende únicamente de su velocidad máxima, su masa y la distancia recorrida.

Midiendo en el modelo, se puede conocer la distancia o altura que supone media carrera. También se dispone de la constante gravitatoria g y de la masa de ambos pistones.

El único valor faltante es la velocidad que los pistones tendrán en la mitad de su carrera, es decir, su velocidad lineal máxima. Se calcula a continuación, considerando una carrera descendente^[47]:

Como se ha anunciado con anterioridad, la velocidad máxima ocurre a media carrera. En dicho punto, el brazo del cigüeñal forma un ángulo de 90° con la vertical. Consideremos el punto A como el centro de giro del eje, el punto B como la cabeza de biela y el punto C el pie de biela, que tendrá la misma velocidad lineal que el pistón. L_B Responde por la longitud de la biela y d por la longitud del brazo del cigüeñal o media carrera. La velocidad angular W , permanece constante en ambos modelos:

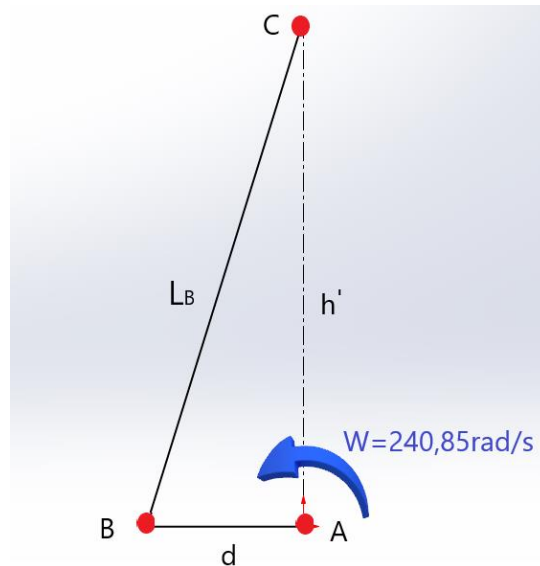


Figura 70. Esquema para el cálculo de la velocidad máxima que alcanza el pistón

Para conocer la velocidad en el punto C, primero hay que calcular la velocidad en el punto B. Dicha velocidad, será igual a la velocidad en el punto A (que actúa como centro de referencia fijo y, por lo tanto, se mantiene en 0 m/s) y la velocidad relativa del punto B respecto al punto A:

$$v_B = v_A + v_{B/A}; \quad v_A = 0 \text{ m/s}; \quad v_B = v_{B/A} \quad (32)$$

Se sabe que, la velocidad relativa del punto B respecto al punto A es equivalente a la velocidad angular del brazo AB (que rota respecto al eje Z en sentido antihorario [+]) multiplicado por un vector que va de A al punto B:

$$\overrightarrow{v_{B/A}} = \overrightarrow{\omega_{AB}} \times \overrightarrow{r_{B/A}}; \quad \overrightarrow{v_{B/A}} = \omega[\hat{k}] \times (-d[\hat{i}]) \quad (33)$$

Entonces:

$$\overrightarrow{v_B} = \omega[\hat{k}] \times (-d[\hat{i}])$$

Operando:

$$\overrightarrow{v_B} = (-d \times \omega)[\hat{j}]$$

Una vez se ha identificado la velocidad en el punto B, se procede al estudio de la velocidad en el punto C. Sabemos que:

$$v_C = v_B + v_{C/B}, \text{ conociendo } v_B$$

Seguidamente:

$$\overrightarrow{v_{C/B}} = \overrightarrow{\omega_{BC}} \times \overrightarrow{r_{C/B}}; \quad \overrightarrow{v_{C/B}} = \omega_{BC}[\hat{k}] \times (d[\hat{i}] + h[\hat{j}])$$

Por consiguiente:

$$\overrightarrow{v_{C/B}} = (d \times \omega_{BC})[\hat{j}] - (h \times \omega_{BC})[\hat{i}]$$

Se sustituye:

$$\vec{v}_C = (-d \times \omega)[\hat{j}] + (d \times \omega_{BC})[\hat{j}] - (h \times \omega_{BC})[\hat{i}]$$

Sabiendo que, el pistón se encuentra en una carrera descendiente:

$$-v_C[\hat{j}] = (-d \times \omega)[\hat{j}] + (d \times \omega_{BC})[\hat{j}] - (h \times \omega_{BC})[\hat{i}]$$

De la anterior ecuación, se obtienen en la componente $[\hat{i}]$ que:

$$0 = -(h \times \omega_{BC}); \quad \omega_{BC} = 0$$

Es decir, cuando el brazo del cigüeñal y la vertical forman un ángulo de 90º, la velocidad angular de la biela es cero respecto al eje X puesto que, en este punto cambia de sentido respecto al eje mencionado.

Para la componente $[\hat{j}]$, se obtiene:

$$-v_C = (-d \times \omega) + (d \times \omega_{BC}); \quad -v_C = (-d \times \omega); \quad v_C = d \times \omega \quad (34)$$

De esta forma, se concluye que, la velocidad máxima del pistón se determina multiplicando la velocidad angular del cigüeñal por su propio radio de giro. El brazo del cigüeñal del modelo 3-L es notablemente mayor al brazo del cigüeñal del 6-L, operando los dos al mismo régimen de revoluciones y, por lo tanto, a la misma velocidad angular, la velocidad máxima de los pistones del 3-L será mayor.

Siendo la distancia $d = 0,08m$ en el 6-L, la velocidad lineal máxima que alcanzarán los pistones es de:

$$v_{C6-L} = 0,08 \times 240,85; \quad v_{C6-L} = 19,27m/s$$

Y, para el 3-L, con una $d = 0,1m$:

$$v_{C3-L} = 0,1 \times 240,85; \quad v_{C3-L} = 24,08m/s$$

Los pistones del 3-L, no solamente se moverán más rápido al operar a 2300rpm, sino que, también son más pesados. A continuación, se calcula la fuerza necesaria para frenar los pistones del 3-L y los del modelo de seis cilindros.

Para el 6-L:

$$F = \frac{-\left[\left(\frac{1}{2} \times m \times v_i^2\right) + (m \times g \times d)\right]}{d}; \quad F = \frac{-\left[\left(\frac{1}{2} \times 2,2 \times 19,27^2\right) + (2,2 \times 9,81 \times 0,08)\right]}{0,08}$$

$$F_{6-L} = -5127,4N$$

Para frenar los pistones del 6-L, se requiere una fuerza de 5127,4N. El sistema de anclaje de cada pistón debe soportar 522kg en cada carrera descendente y, un valor similar en las carreras ascendentes.

De igual forma se procede para la configuración de tres cilindros:

$$F = \frac{-\left[\left(\frac{1}{2} \times m \times v_i^2\right) + (m \times g \times d)\right]}{d}; \quad F = \frac{-\left[\left(\frac{1}{2} \times 4,4 \times 24,08^2\right) + (4,4 \times 9,81 \times 0,1)\right]}{0,1}$$

$$F_{3-L} = -12799,8N$$

Frenar en seco los pistones del 3-L en la distancia de media carrera, supone realizar una fuerza de 12799,8N de fuerza para el sistema de anclaje de los pistones, el equivalente a 1304,7kg. Es decir, en la configuración 3-L, se requiere aproximadamente 2,5 veces más de fuerza para frenar los pistones al final de cada carrera descendente, en las carreras ascendentes, sería un poco menos debido a que, la energía potencial contribuiría a la frenada

Este factor, va ligado a la masa de los pistones y, a la longitud del brazo del cigüeñal o, media carrera.

Siendo tan grande esta diferencia entre ambos modelos, es evidente que, en la operación real, un hipotético 3-L giraría a menor número de revoluciones que el 6-L.

Capítulo 7. Conclusiones

Durante este proyecto, se han analizado dos motores con la misma cilindrada y número de cilindros. Se han utilizado herramientas matemáticas, CAD, simulación e investigación para poder hacer una comparación lo más precisa posible.

En líneas generales se puede afirmar que, a mismo régimen de giro, un motor con un menor número de cilindros desarrollará mejores prestaciones. Su potencia absorbida será menor y, por consiguiente, aumentará la potencia efectiva, el par motor y el rendimiento mecánico. Todo ello consumiendo la misma cantidad de combustible.

De acuerdo con lo expuesto anteriormente, la potencia absorbida, generada principalmente por el rozamiento entre componentes, es la gran responsable de que exista esta gran diferencia entre prestaciones. En el caso del par, también influye enormemente la longitud del brazo del cigüeñal. Como se ha demostrado en ambos casos, se consiguen valores más altos en motores con menor número de cilindros.

Aun así, se ha demostrado que, hacer girar a los dos motores al mismo régimen de revoluciones puede conllevar serios problemas para la integridad de la máquina que posea menor número de cilindros. Un motor con menor número de cilindros, pero misma cilindrada, tendrá pistones mucho más pesados. Además, su carrera y, por consiguiente, los brazos del cigüeñal, serán considerablemente más largos que en un motor con menor número de cilindros. Este hecho se traduce en una mayor velocidad máxima y velocidad media de los pistones.

Tener pistones más pesados y moviéndose a mayor velocidad implica mayores inercias y, a su vez, una mayor fuerza de frenado. Este factor implica que, un motor con menor número de cilindros y misma cilindrada, subirá más lentamente de revoluciones. Dicho factor también implica alcanzar un menor régimen máximo de revoluciones, cuando se habla de motores de considerable tamaño puesto que, en el supuesto caso en que ambos motores fueran operados a mismo régimen de revoluciones conllevaría a una menor vida útil del motor que poseyera menos cilindros, también existiría mayor probabilidad de sufrir graves averías debido al exceso de carga aplicada a las piezas.

Por lo tanto, al poder alcanzar regímenes de revoluciones más elevados en motores con un mayor número de cilindros, se pueden desarrollar potencias indicadas mucho más grandes.

Se puede concluir que, la elección del número de cilindros apropiado para cada motor, irá directamente vinculado al tipo de operación a la que se quiera dedicar la máquina.

Bibliografía

- [1] Solé Diesel. Recuperado 18 de octubre de 2019, desde <<http://www.solediesel.com/es-es/motores/hyundai/l700.aspx>>
- [2] José. (2012). *Potencia en motores de combustión interna*. Recuperado 4 de marzo de 2020, desde <<http://pasionporelmotor.blogspot.com/2012/02/potencia-en-motores-de-combustion.html#potencias>>
- [3] Diccionario de la real academia de ingeniería. Recuperado 4 de noviembre de 2019, desde <<http://diccionario.raing.es/es/lema/densidad-del-aire>>
- [4] Wikipedia editors. (2020). *Diésel*. Recuperado 19 de enero de 2020, desde <[https://es.wikipedia.org/wiki/Di%C3%A9sel_\(combustible\)#densidad](https://es.wikipedia.org/wiki/Di%C3%A9sel_(combustible)#densidad)>
- [5] Wikipedia editors. (2020). *Ciclo Diesel*. Recuperado 8 de enero de 2020, desde <https://es.wikipedia.org/wiki/Ciclo_Diesel>
- [6] Navarrof. (2012). *Ciclo Diesel*. Recuperado 8 de enero de 2020, desde <https://navarrof.orgfree.com/Docencia/Termodinamica/CiclosGeneracion/ciclo_diesel.htm>
- [7] Wikipedia editors. (2020). *Coeficiente de dilatación adiabática*. Recuperado 22 de enero de 2020, desde <https://es.wikipedia.org/wiki/Coeficiente_de_dilataci%C3%B3n_adiab%C3%A1tica>
- [8] Lubrilandia. Recuperado 3 de febrero de 2020, desde <http://www.lubrilandia.com.ar/Valvoline/gama_de_productos/automotrices/refrigerantes_anticongelantes_anticorrosivos_zerex_valvoline.htm#Foto>
- [9] CAD CAM TUTORIAL. (2018). *SolidWorks tutorial PhotoView 360*. Recuperado 7 de febrero de 2020, desde <<https://www.youtube.com/watch?v=Z870mqZWsoM>>
- [10] Automoción online. (2020). Recuperado 24 de febrero de 2020 desde <<https://automociononline.com/formacion-online/motores/piston/>>
- [11] Wikipedia editors. (2020). *Pistón*. Recuperado 24 de febrero de 2020 desde <<https://es.wikipedia.org/wiki/Pist%C3%B3n>>
- [12] Wikipedia editors. (2020). *Relación diámetro/ carrera*. Recuperado 2 de marzo de 2020, desde <https://es.wikipedia.org/wiki/Relaci%C3%B3n_di%C3%A1metro/carrera>
- [13] Motor service. (2018). *Segmentos de pistón para motores de combustión*. Recuperado 3 de marzo de 2020, desde <https://cdn2.ms-motorservice.com/fileadmin/media/MAM/PDF_Assets/Segmentos-de-pistones-para-motores-de-combusti%C3%B3n_53074.pdf>
- [14] Roberto García. (2018). *Segmentos del pistón. Motores*. Recuperado 3 de marzo de 2020, desde <<https://ingenieromarinero.com/segmentos-del-piston/>>
- [15] Aficionados a la mecánica. Recuperado 5 de marzo de 2020, desde <<http://www.aficionadosalamecanica.net/motor-elementos-moviles.htm>>
- [16] M.S. Jójav y G.S. Máslov. (1985). *Motores de automóvil*. Recuperado 5 de marzo de 2020, desde <<https://www.ecured.cu/Bul%C3%B3n>>
- [17] Christian Tixce. (2019). *La biela del motor y su importancia*. Recuperado 6 de marzo de 2020, desde <<https://www.motoryracing.com/coches/noticias/la-biela-del-motor-y-su-importancia/>>
- [18] Diego Botta, Martín Brusconi, Sebastián Pokolenko y Alcira Vera de la Cruz. (2011). *Efecto de la relación biela-manivela en el comportamiento del motor de ciclo Otto*. Recuperado 6 de marzo de 2020, desde <<file:///C:/Users/jadro/Downloads/EFEECTO%20RELACION%20BIELA%20MANIVELA.pdf>>
- [19] Diccionario motor. Recuperado 7 de marzo de 2020, desde <<https://diccionario.motorgiga.com/diccionario/sombrero-definicion-significado/gmx-niv15-con195607.htm>>

- [20] Steven Valladares. (2020). *Bielas de motor*. Recuperado 14 de marzo de 2020, desde <[https://www.mundodelmotor.net/bielas-de-motor/#tipos de bielas de motor](https://www.mundodelmotor.net/bielas-de-motor/#tipos_de_bielas_de_motor)>
- [21] Wikipedia editors. (2020). *Cigüeñal*. Recuperado 16 de marzo de 2020, desde <<https://es.wikipedia.org/wiki/Cig%C3%BCe%C3%B1al>>
- [22] Steven Valladares. *Rectificado de motores*. Recuperado 18 de marzo de 2020, desde <<https://www.mundodelmotor.net/rectificado-de-motores/>>
- [23] Cristiam Martin. (2018). *Así se hacen Cigüeñales*. Recuperado 18 de marzo de 2020, desde <<https://www.youtube.com/watch?v=duUwuAxP9dw>>
- [24] Instituto Tecnológico Superior Sucre. *Tipos de motores*. Recuperado 7 de diciembre de 2019, desde <<http://mimuevotipo.blogspot.com/p/blog-page.html>>
- [25] Wikipedia editors. (2020). *Volante de inercia*. Recuperado 20 de marzo de 2020, desde <https://es.wikipedia.org/wiki/Volante_de_inercia>
- [26] Álvaro Prieto Amaya. (2018). *Volante motor: Qué es, qué hace, tipos y funcionamiento*. Recuperado 27 de marzo de 2020, desde <<https://www.autonocion.com/volante-motor-que-es-funcionamiento/>>
- [27] Wikipedia editors. (2020). *Bancada (mecánica)*. Recuperado 31 de marzo de 2020, desde <[https://es.wikipedia.org/wiki/Bancada_\(mec%C3%A1nica\)](https://es.wikipedia.org/wiki/Bancada_(mec%C3%A1nica))>
- [28] Diego López Donaire. *¿Qué es la bancada? Función, partes y averías*. Recuperado 1 de abril de 2020, desde <<https://www.actualidadmotor.com/que-es-la-bancada/>>
- [29] Arias-Paz. (1975). *M. Manual del automóvil*. Recuperado el 2 de abril de 2020, desde <[https://www.ecured.cu/Bloque de cilindros \(Bloc\) \(Autom%C3%B3vil\)](https://www.ecured.cu/Bloque_de_cilindros_(Bloc)_ (Autom%C3%B3vil))>
- [30] *¿Qué es la culata del motor y para qué sirve?* Recuperado el 2 de abril de 2020, desde <<https://www.ro-des.com/mecanica/la-culata-del-motor-para-que-sirve/>>
- [31] Administrador de Mundo Carros. *Tipos de culata de motor*. Recuperado 2 de abril de 2020, desde <<https://mundocarros.info/tipos-de-culata-de-motor/>>
- [32] Diccionario motor. *Definición de leva*. Recuperado 4 de abril de 2020, desde <<https://diccionario.motorgiga.com/diccionario/leva-definicion-significado/gmx-niv15-con194653.htm>>
- [33] Google imágenes. Recuperado 31 de marzo de 2020, desde <https://www.google.com/search?q=perfil+de+leva&safe=active&rlz=1C1CHBF_esES857ES857&sxsrf=ALeKk000IfAiM2GXkqB27MFnbEZsjwrrgw:1587223589936&source=Inms&tbm=isch&sa=X&ved=2ahUKewjShlfSpPLoAhXKxcQBfRRBNYQ_AUoAXoECA4QAw&biw=958&bih=959#imgsrc=oyjB8-laKyCq4M>
- [34] Wikipedia editors. (2020). *Árbol de levas*. Recuperado 4 de abril de 2020, desde <[https://es.wikipedia.org/wiki/%C3%81rbol de levas](https://es.wikipedia.org/wiki/%C3%81rbol_de_levas)>
- [35] Diccionario motor. *Definición de balancín*. Recuperado 7 de abril de 2020, desde <<https://diccionario.motorgiga.com/diccionario/balancin-definicion-significado/gmx-niv15-con193082.htm>>
- [36] Wikipedia editors. (2020). *Válvula de asiento*. Recuperado 8 de abril de 2020, desde <[https://es.wikipedia.org/wiki/V%C3%A1lvula de asiento](https://es.wikipedia.org/wiki/V%C3%A1lvula_de_asiento)>
- [37] José Navarrete. *El rol de las válvulas del motor*. Recuperado el 12 de abril de 2020, desde <<https://www.actualidadmotor.com/el-rol-de-las-valvulas-del-motor/>>
- [38] Steven Valladares. *Válvulas de admisión y de escape, tipos, características y como cambiarlas*. Recuperado 12 de abril de 2020, desde <<https://www.mundodelmotor.net/valvulas-de-admision-y-escape/#material>>
- [39] Wikipedia editors. (2020). *Válvula*. Recuperado 13 de abril de 2020, desde <<https://es.wikipedia.org/wiki/V%C3%A1lvula>>
- [40] GoEngineer. (2012). *SolidWorks Quick Tip – Motor Torque and Power*. Recuperado 10 de enero de 2020, desde <<https://www.youtube.com/watch?v=w0jZE2c92zU>>

- [41] Stephen Abbott. (2015). *What does negative power consumption by a motor in motion analysis mean?*. Recuperado 16 de enero de 2020, desde <<https://forum.solidworks.com/thread/99089>>
- [42] *Rendimiento mecánico*. Recuperado 1 de mayo de 2020, desde <http://educativa.catedu.es/44700165/aula/archivos/repositorio//4750/4930/html/5_rendimiento_mecnico.html>
- [43] Luis Blázquez. (2019). *Par motor: qué es y cómo influye en el rendimiento del coche*. Recuperado 5 de mayo de 2020, desde <<https://noticias.coches.com/consejos/par-motor/328107>>
- [44] Guillermo García. (2015). *Relación entre potencia y par*. Recuperado 7 de mayo de 2020, desde <<https://prezi.com/go58nynebyoe/relacion-entre-potencia-y-par/>>
- [45] Javi Martín. (2014). *Desmontando un mito: qué son las revoluciones y qué las limita*. Recuperado 12 de mayo de 2020, desde <<https://frenomotor.com/curiosidades/revoluciones-y-sus-limites>>
- [46] FiQuiMates. (2016). *Energía Mecánica con rozamiento. Plano inclinado*. Recuperado 15 de mayo de 2020, desde <<https://www.youtube.com/watch?v=2m1PBcGGeCg>>
- [47] PROFE JN el canal del ingeniero. (2014). *Cinemática de cuerpo rígido cálculo de velocidad de un pistón*. Recuperado 17 de mayo de 2020, desde <<https://www.youtube.com/watch?v=v2NkPe3iqVw&t=317s>>
- [48] Apuntes de la asignatura de Máquinas Navales: Motores de Combustión Interna, impartida en la Facultad de Náutica de Barcelona por el profesor Manuel Rodríguez.

Anexo 1. Planos de los componentes

A continuación, se muestran los planos de los componentes en una hoja formato A4. Todas las cotas están en milímetros. La escala de las piezas está en factor 1:2, a menos que se especifique. Nótese que solo se incluyen las cotas necesarias para dar una idea de las dimensiones de los componentes.

A1.1 Planos de los pistones

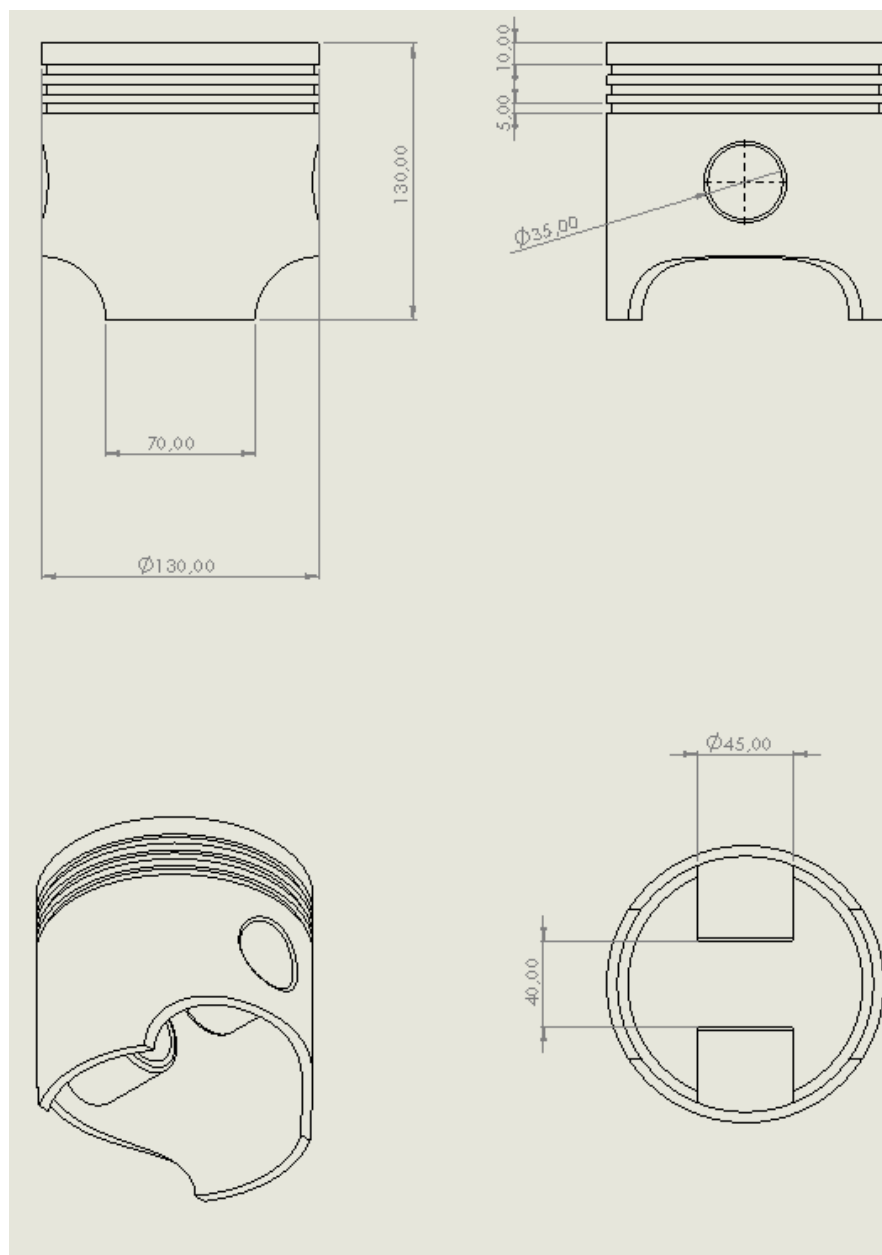


Figura A 1. Plano del pistón del 6-L

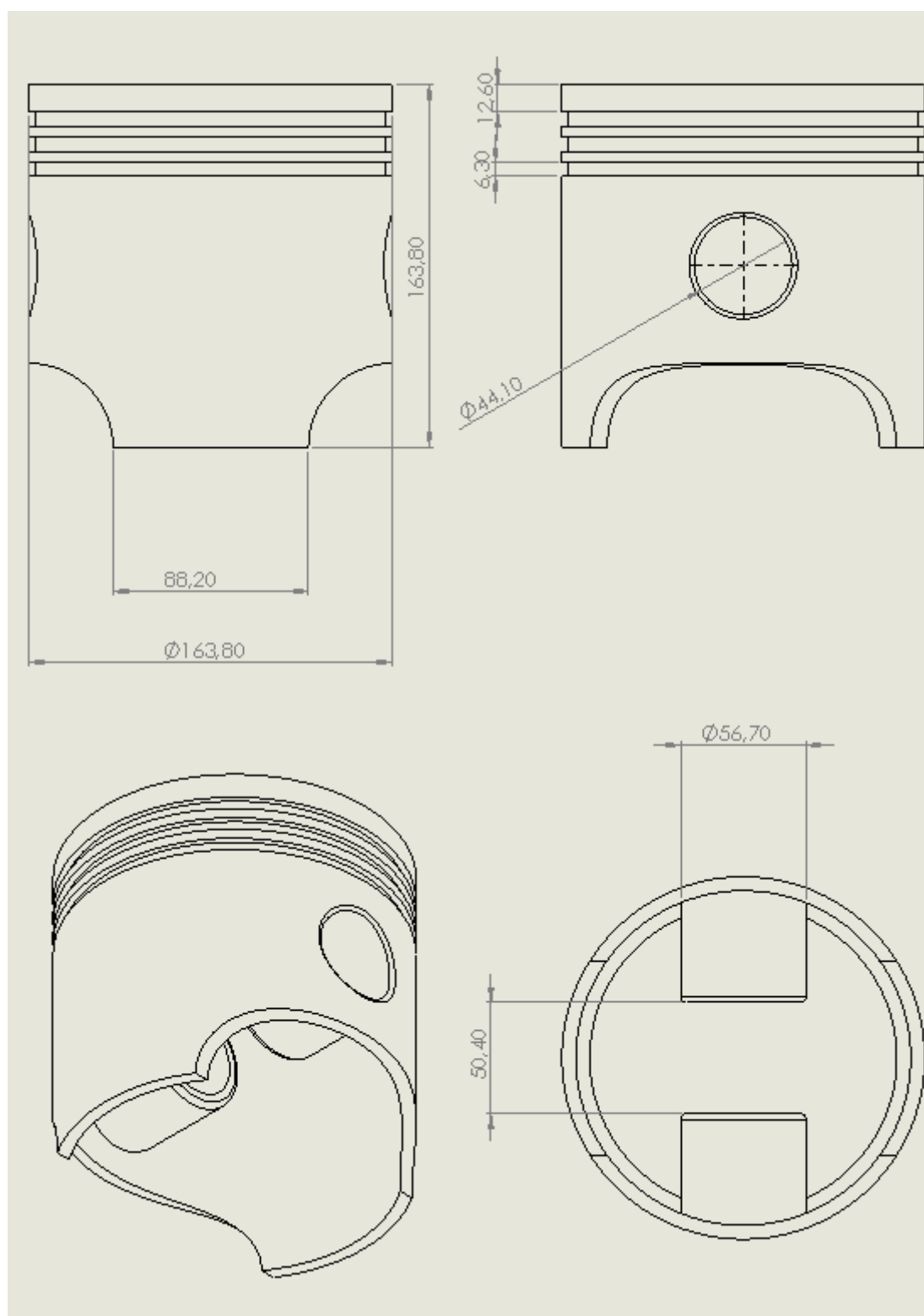


Figura A 2. Plano del pistón del 3-L

A1.2 Planos de los segmentos

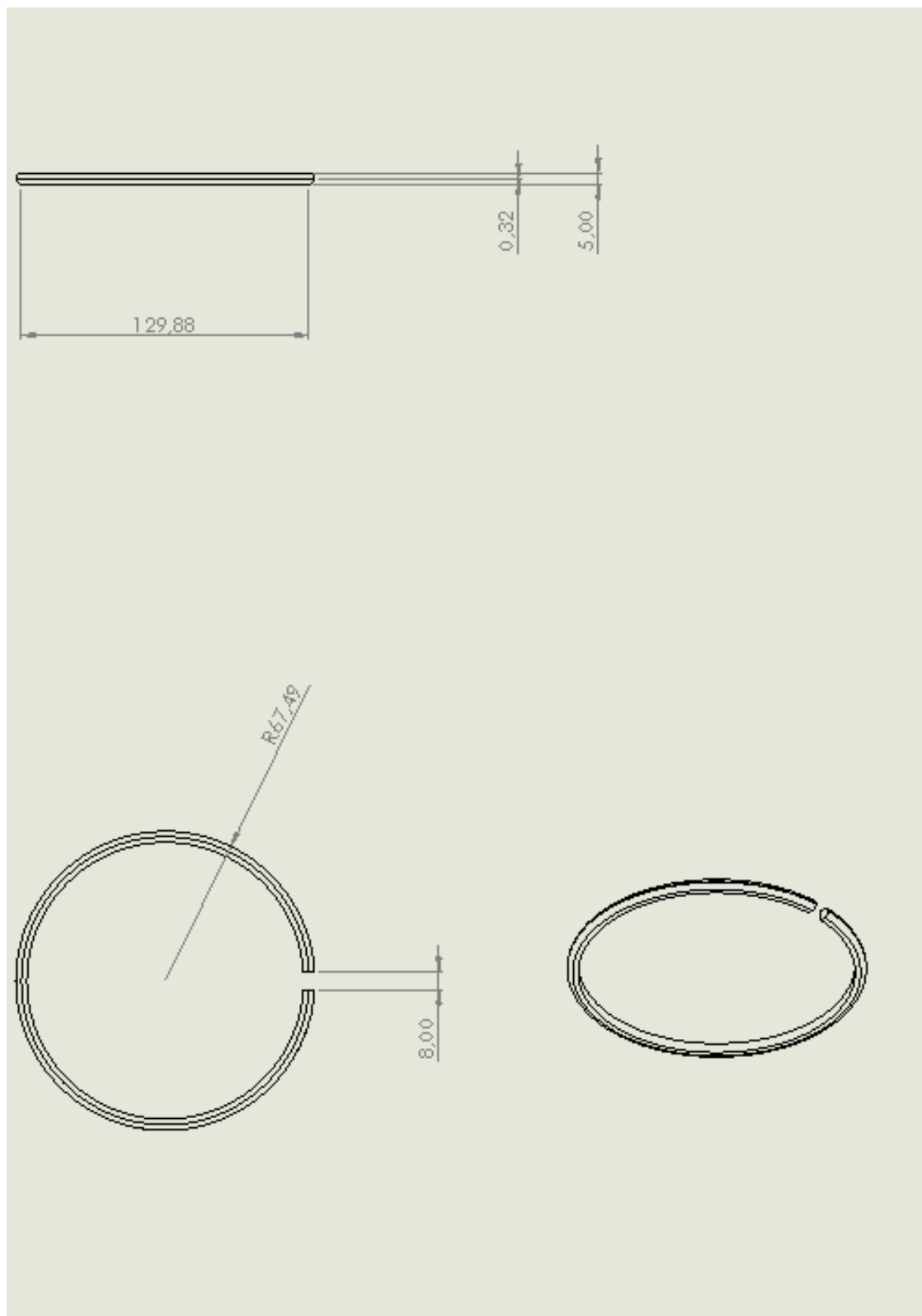


Figura A 3. Plano del segmento del 6-L

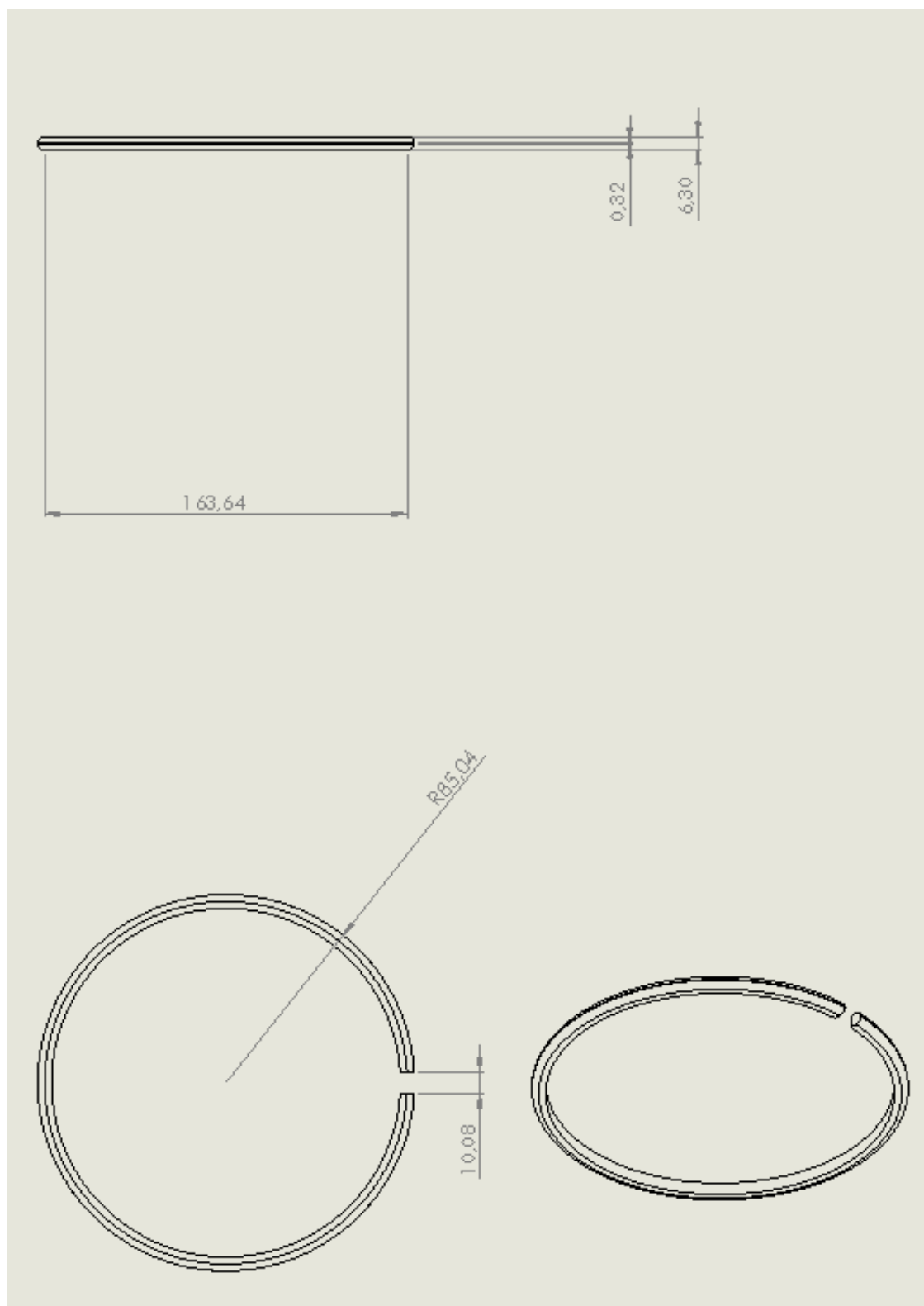


Figura A 4. Plano del segmento del 3-L

A1.3 Planos de los bulones

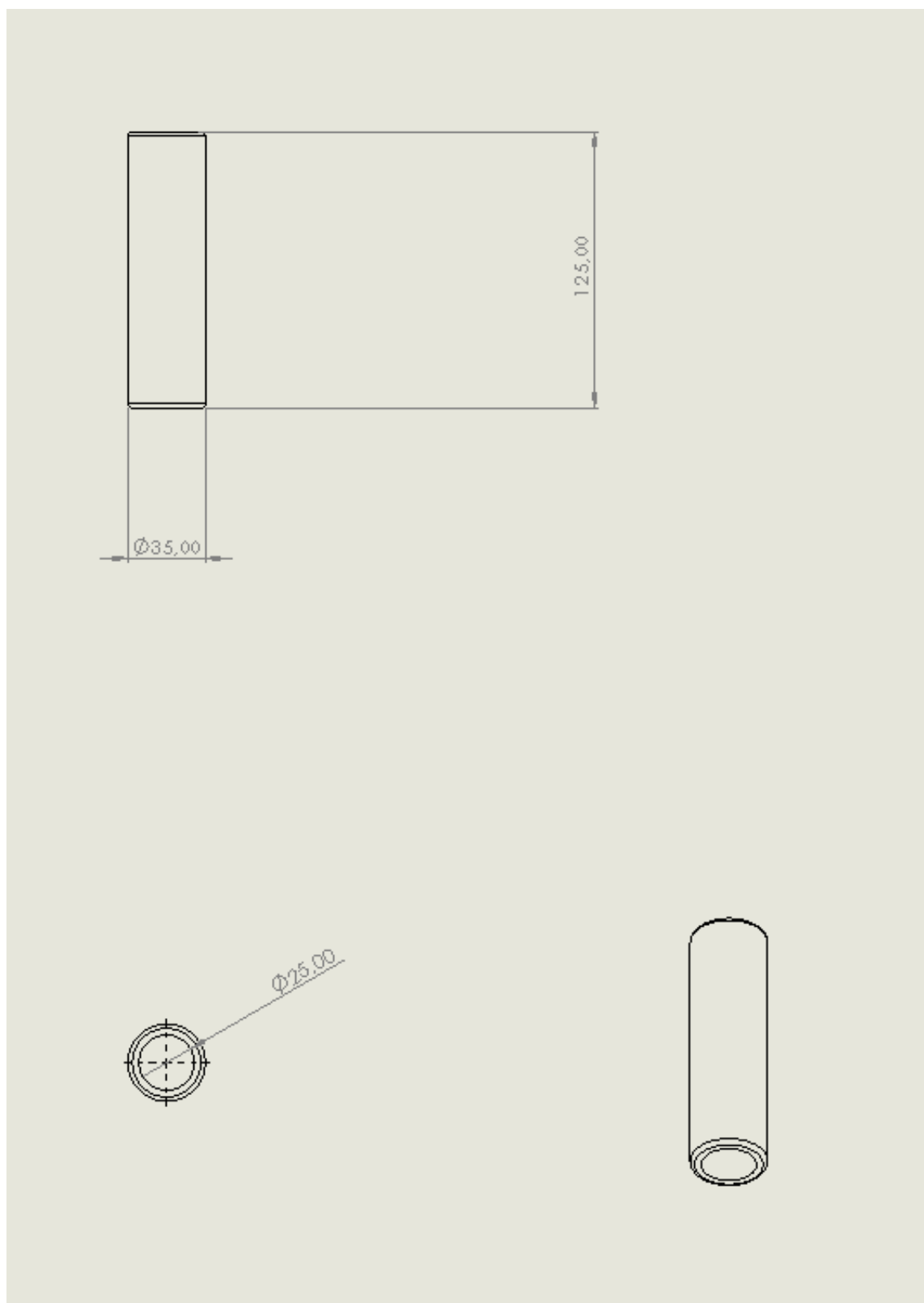


Figura A 5. Plano del bulón del 3-L

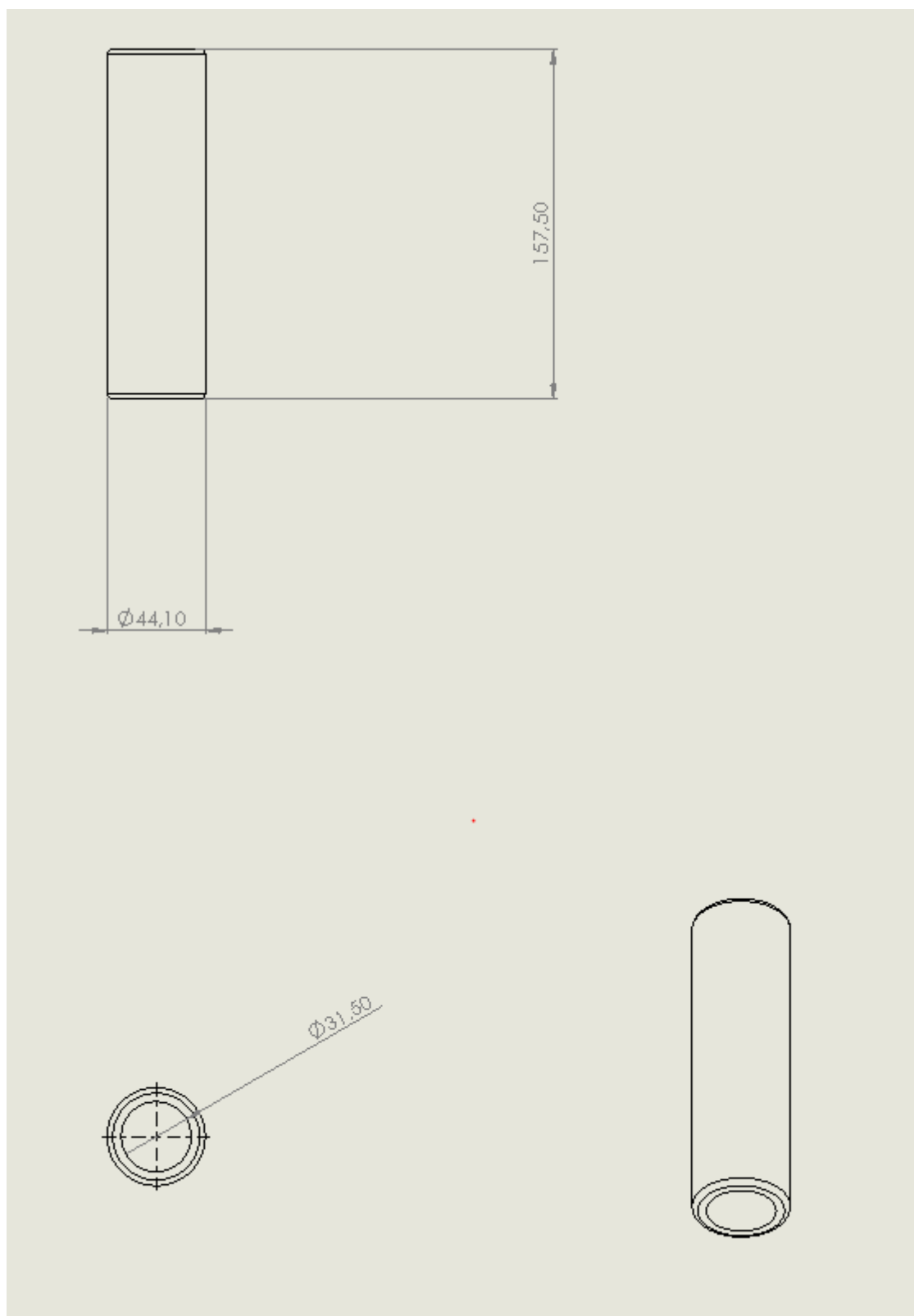


Figura A 6. Plano del bulón del 3-L

A1.4 Planos de las bielas

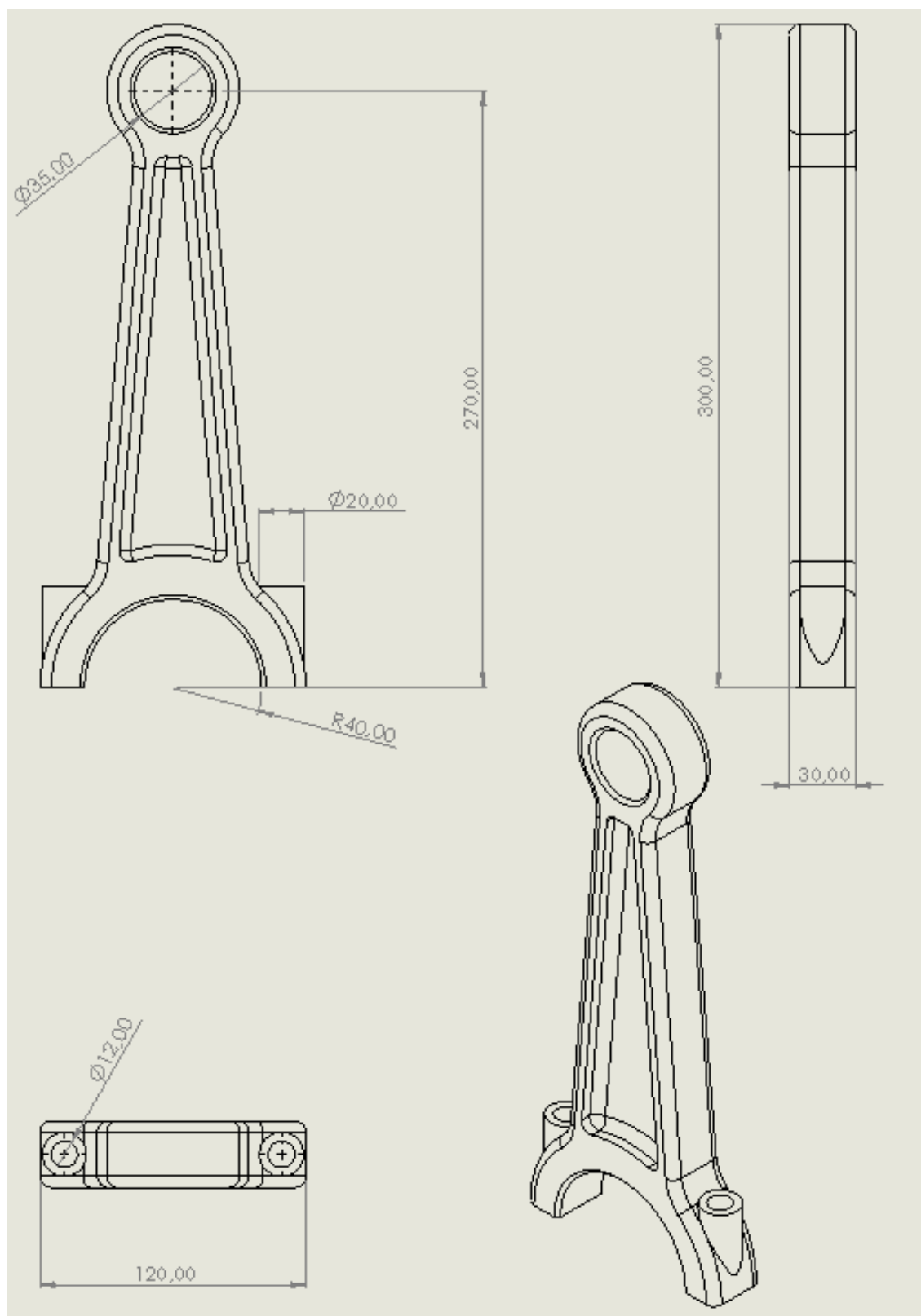


Figura A 7. Plano de la biela del 6-L

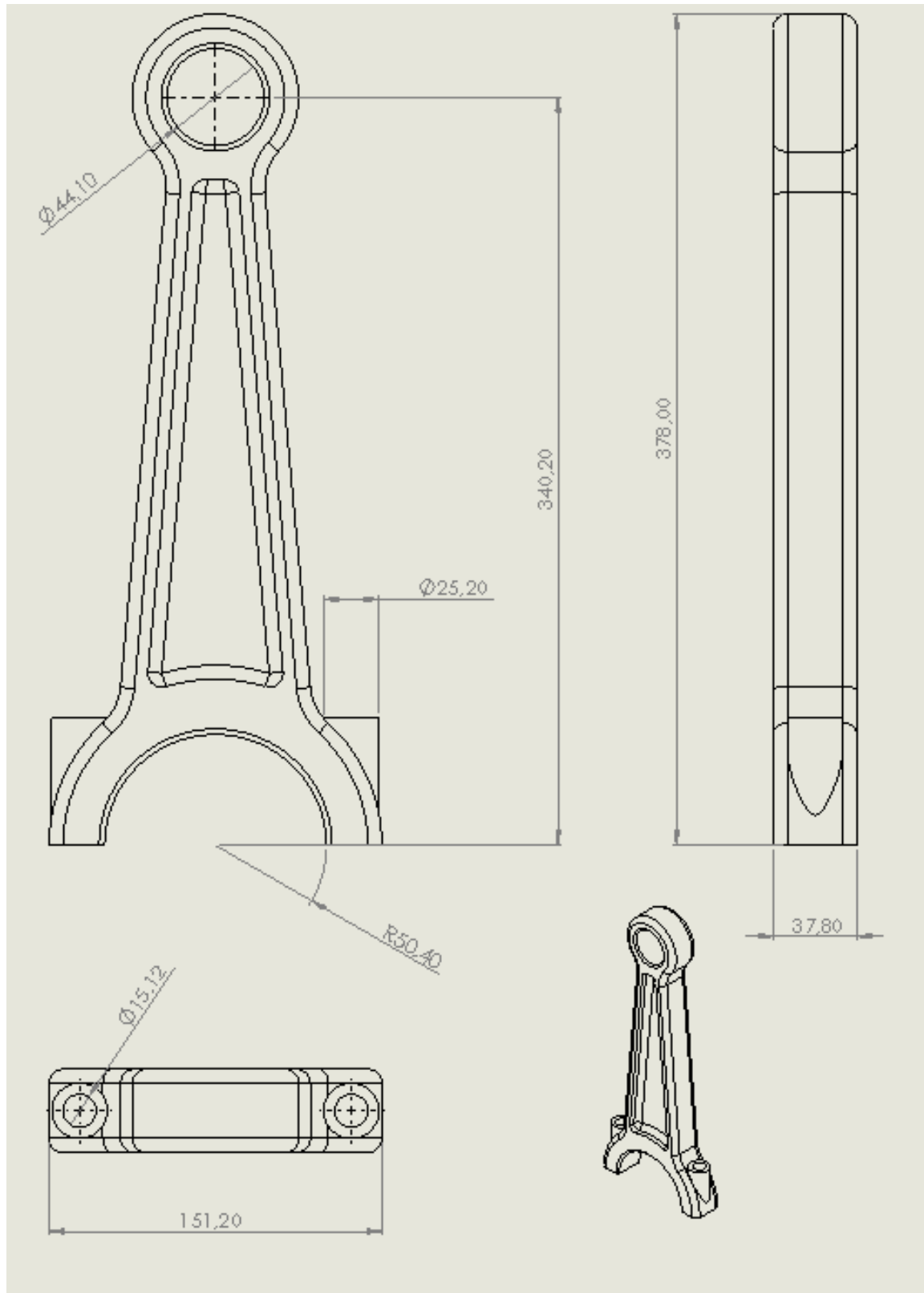


Figura A 8. Plano de la biela del 3-L, la vista isométrica está a escala 1:5

A1.5 Planos de los sombreretes

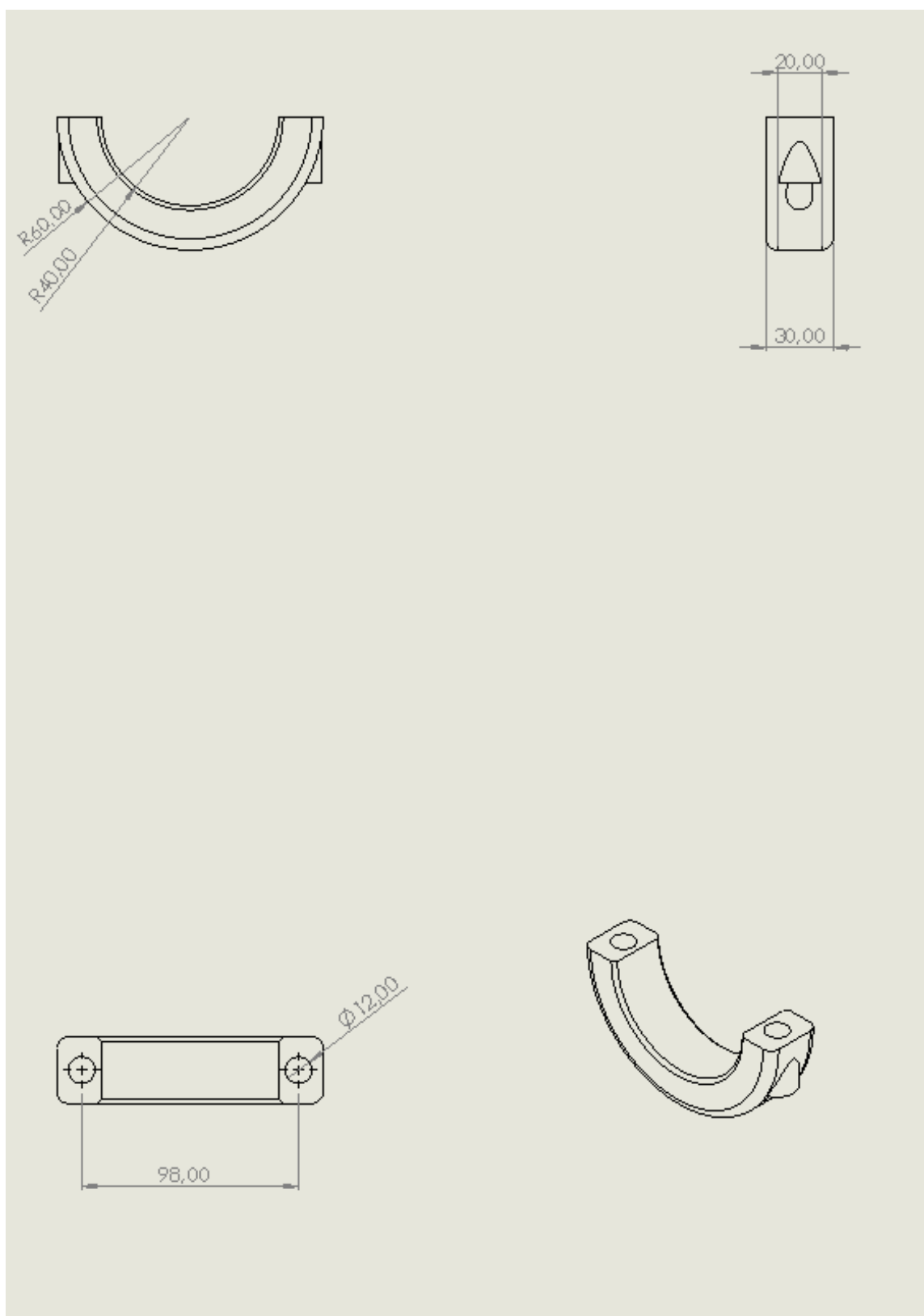


Figura A 9. Plano del sombrerete del 6-L

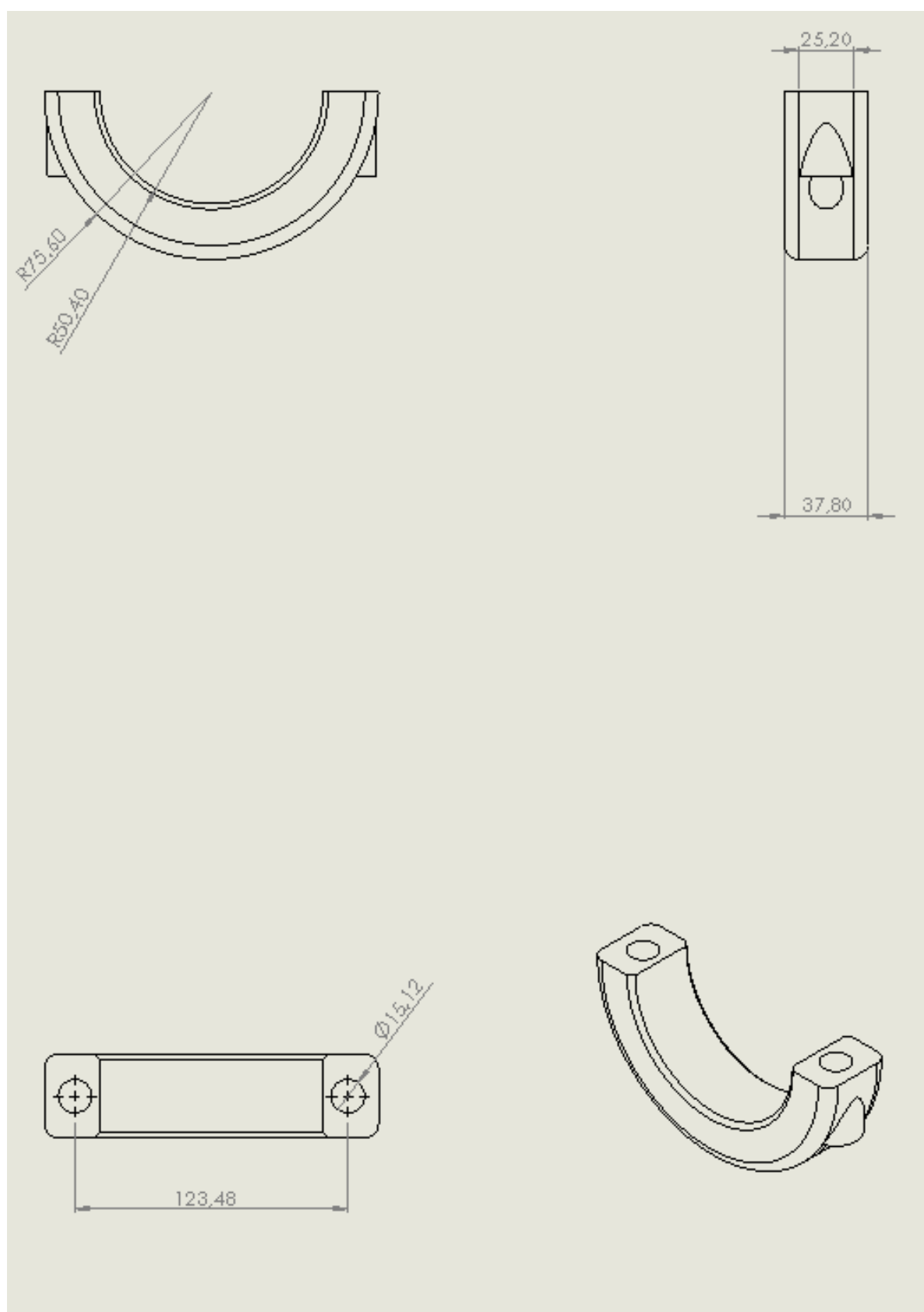


Figura A 10. Plano del sombrero del 3-L

A1.6 Planos de los pernos de biela

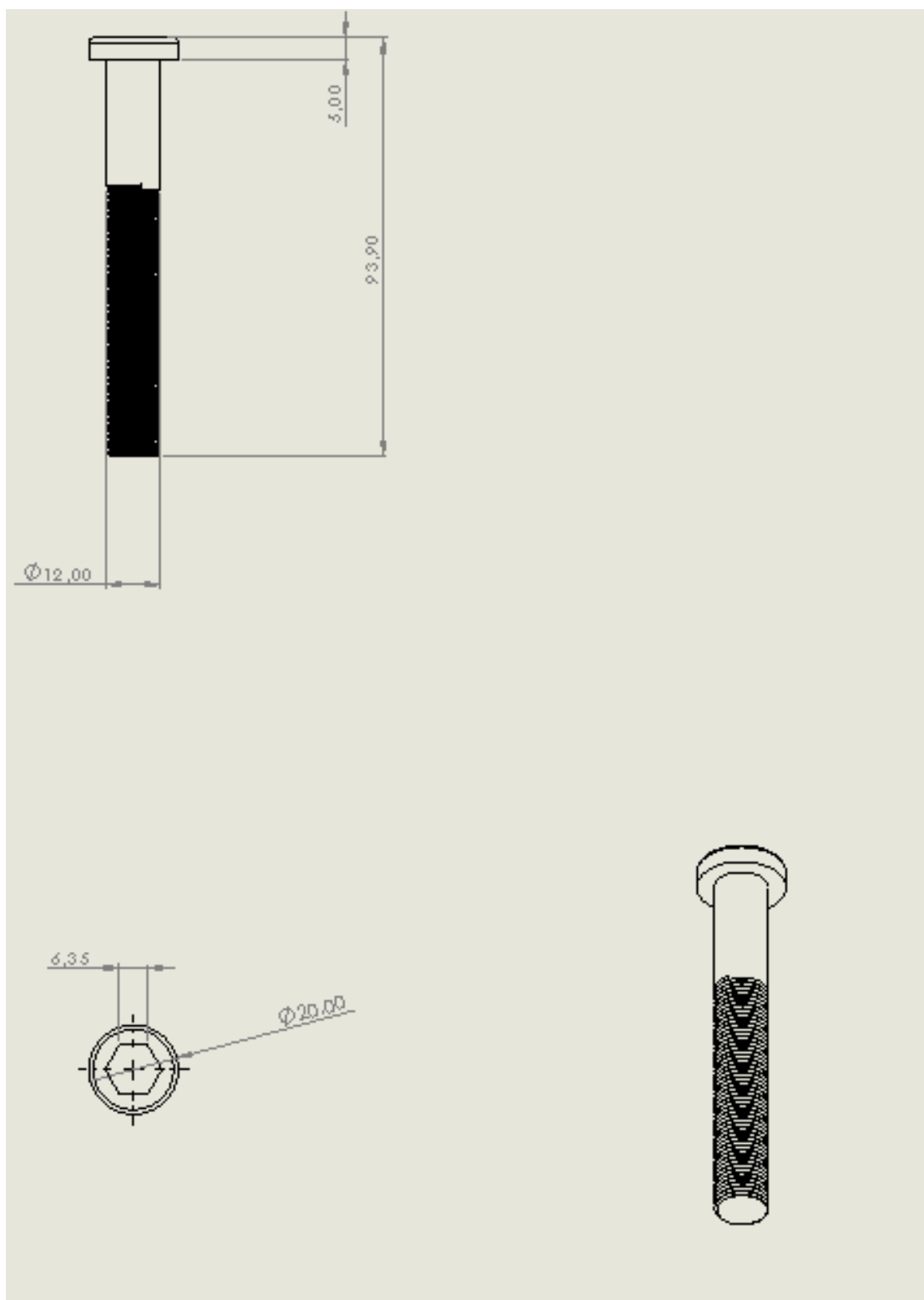


Figura A 11. Plano del perno de biela del 6-I, escala 1:1

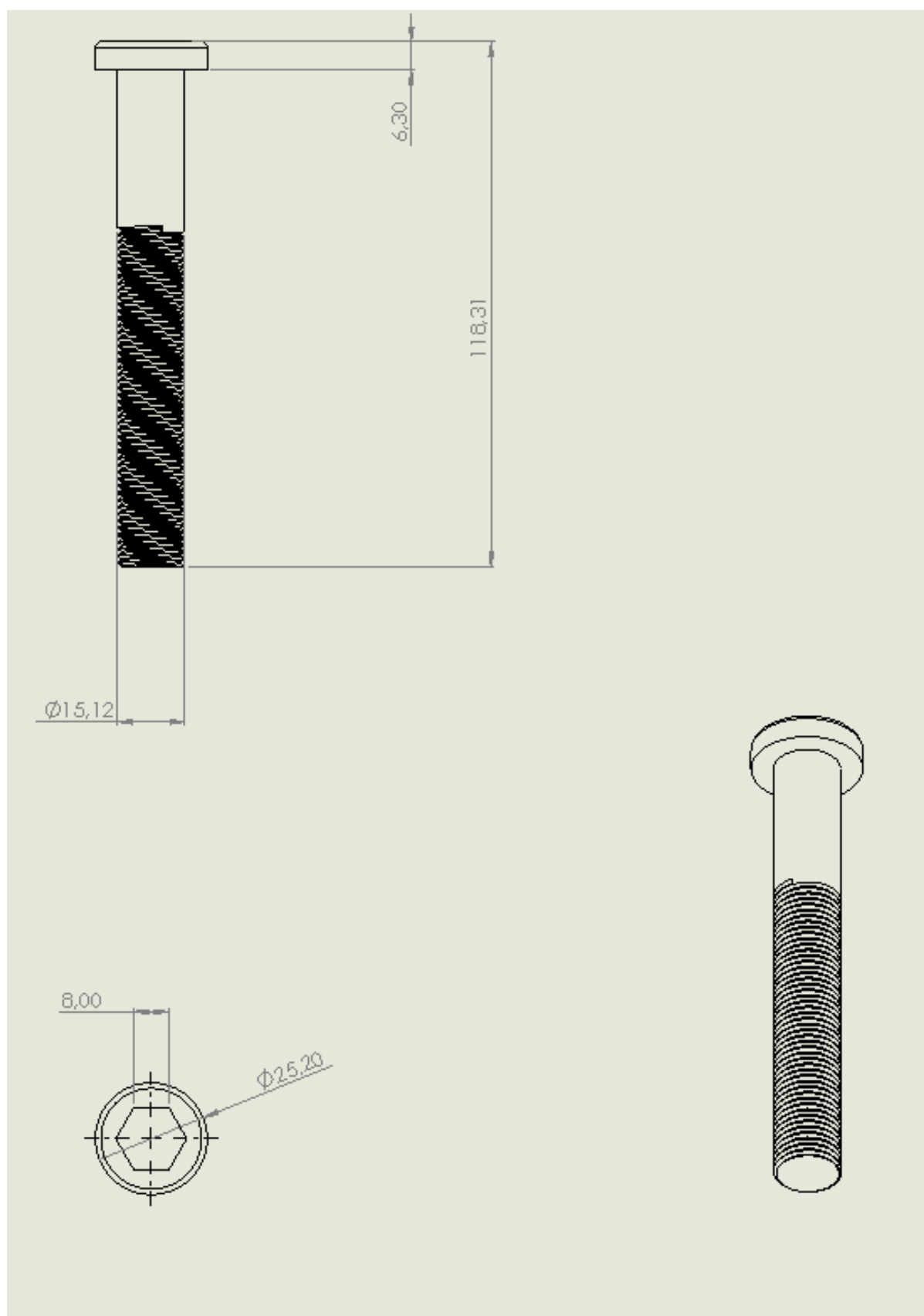


Figura A 12. Plano del perno de biela del 3-L, escala 1:1

A1.7 Planos de los cigüeñales

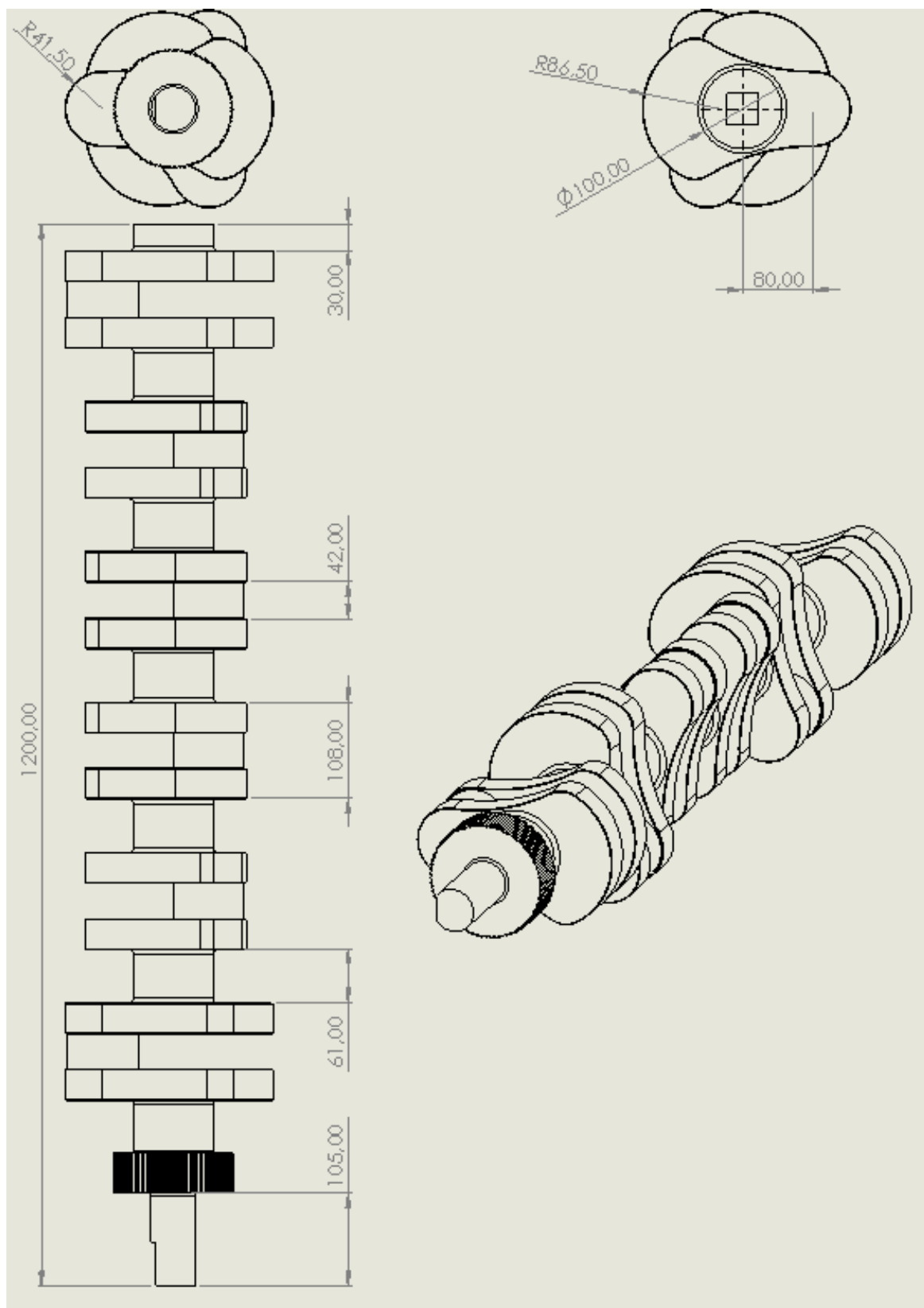


Figura A 13. Plano del cigüeñal del 6-L, escala 1:5

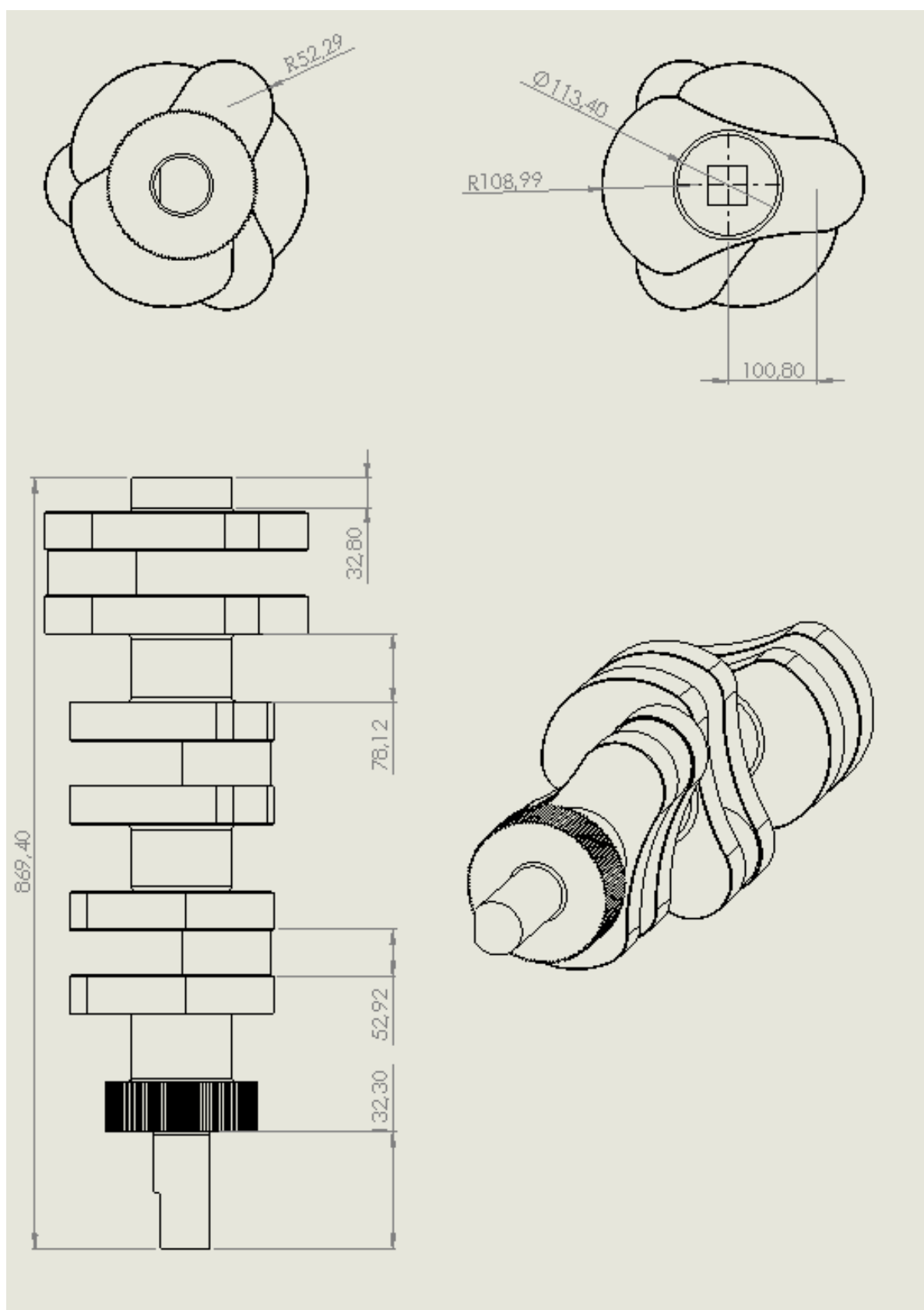


Figura A 14. Plano del cigüeñal del 3-L, escala 1:5

A1.8 Planos de los volantes de inercia

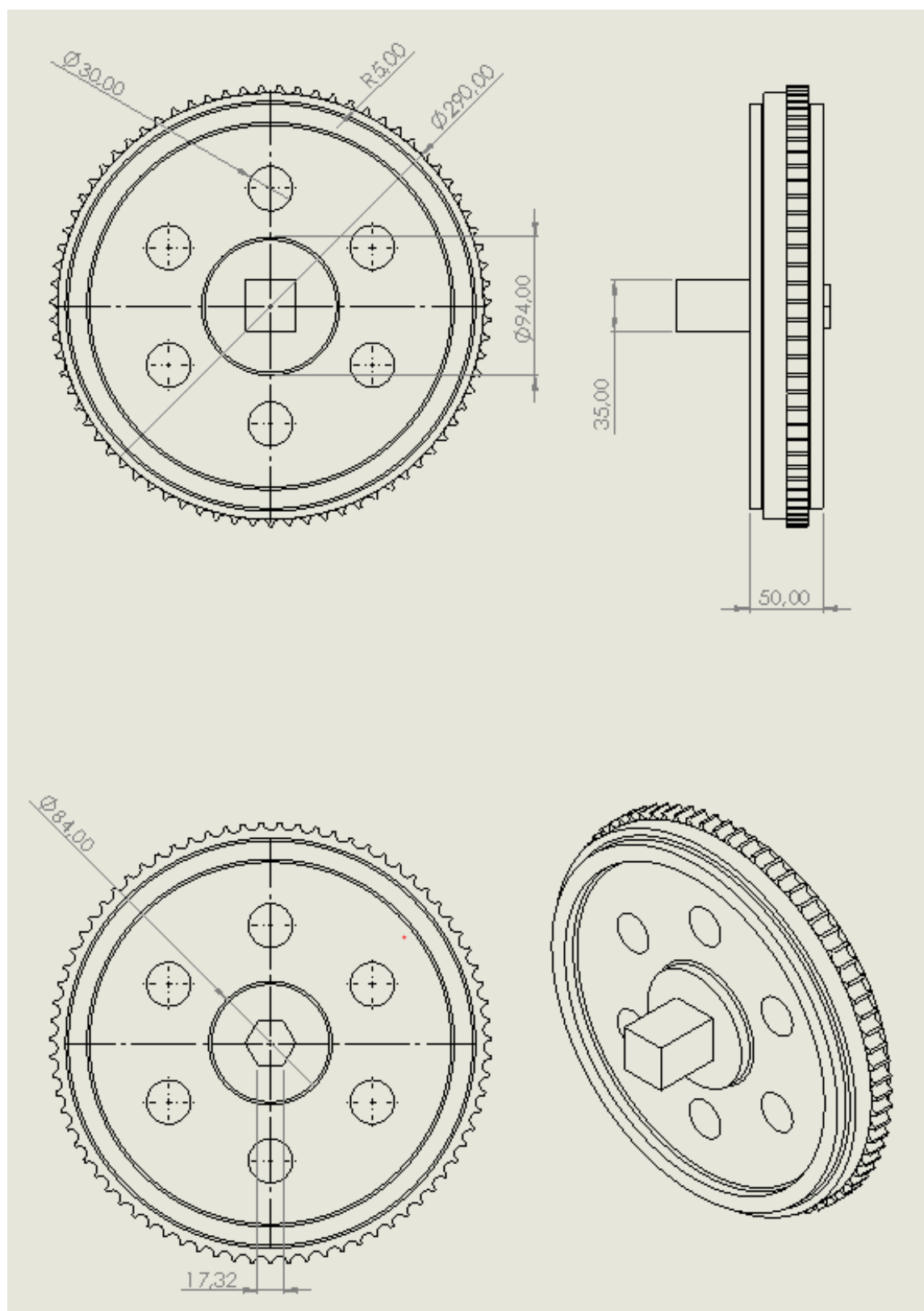


Figura A 15. Plano del volante de inercia del 6-L, escala 1:3

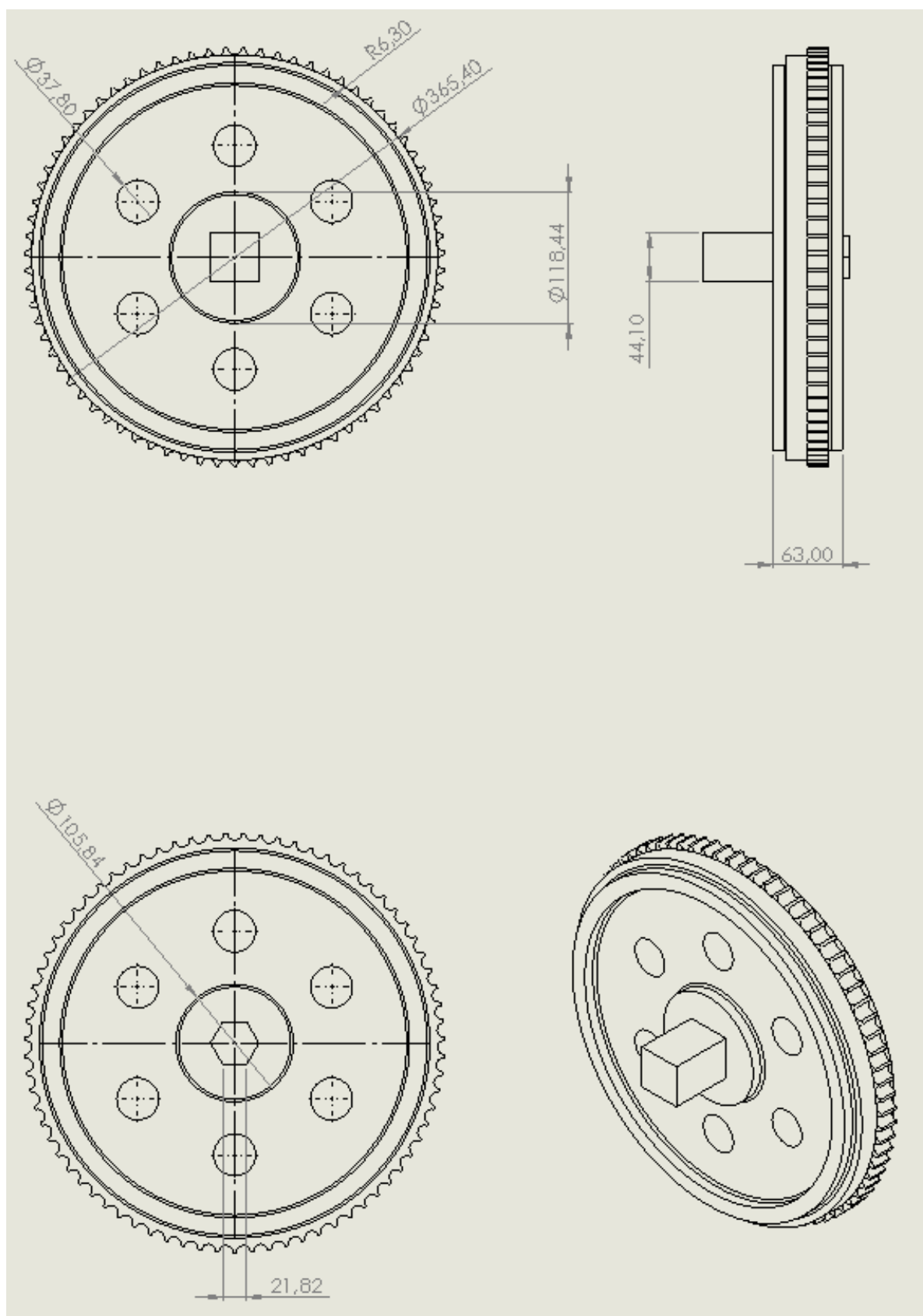


Figura A 16. Plano del volante de inercia del 3-L, escala 1:3

A1.9 Planos de las bancadas

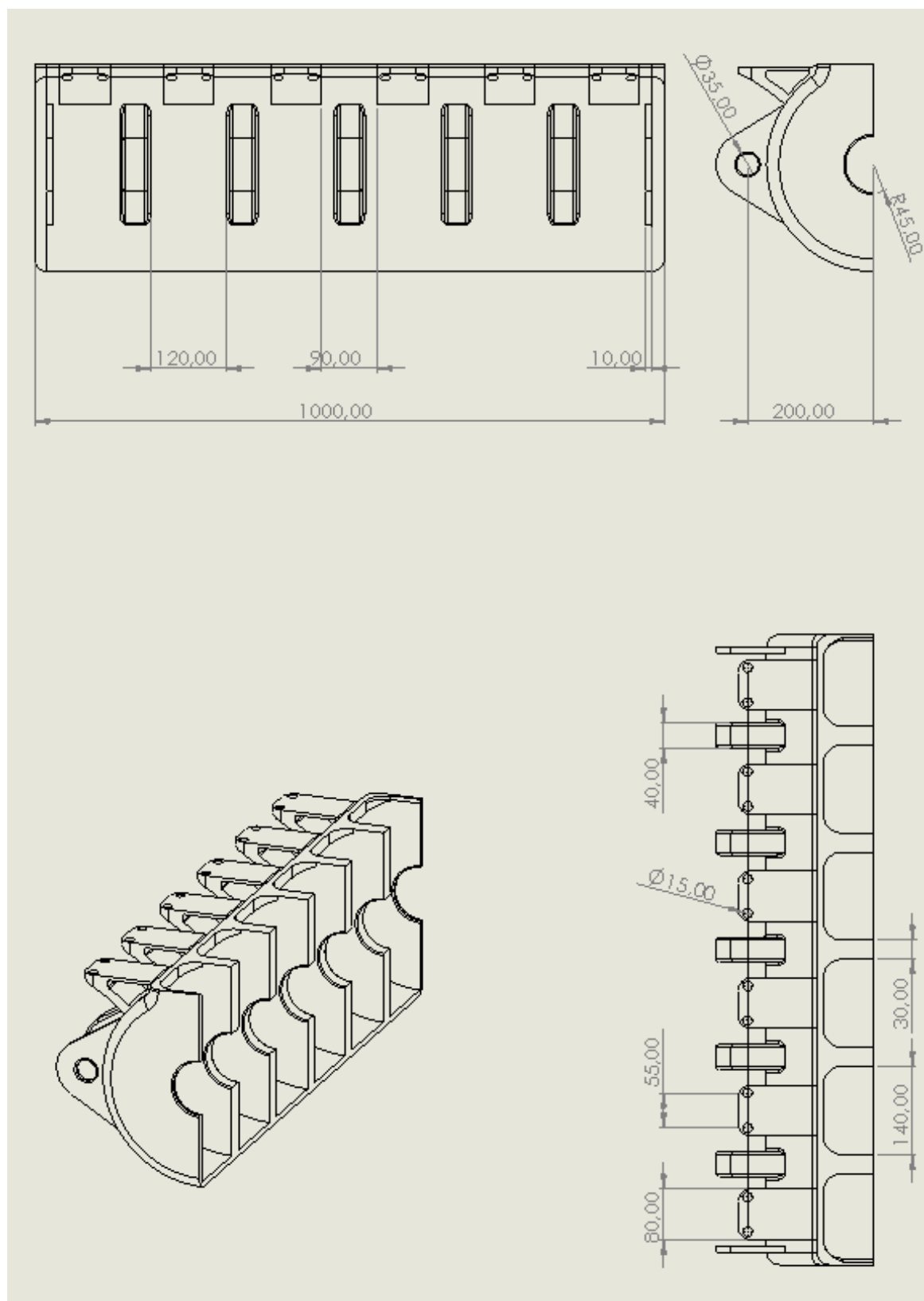


Figura A 17. Plano de la bancada del 6-L, escala 1:7

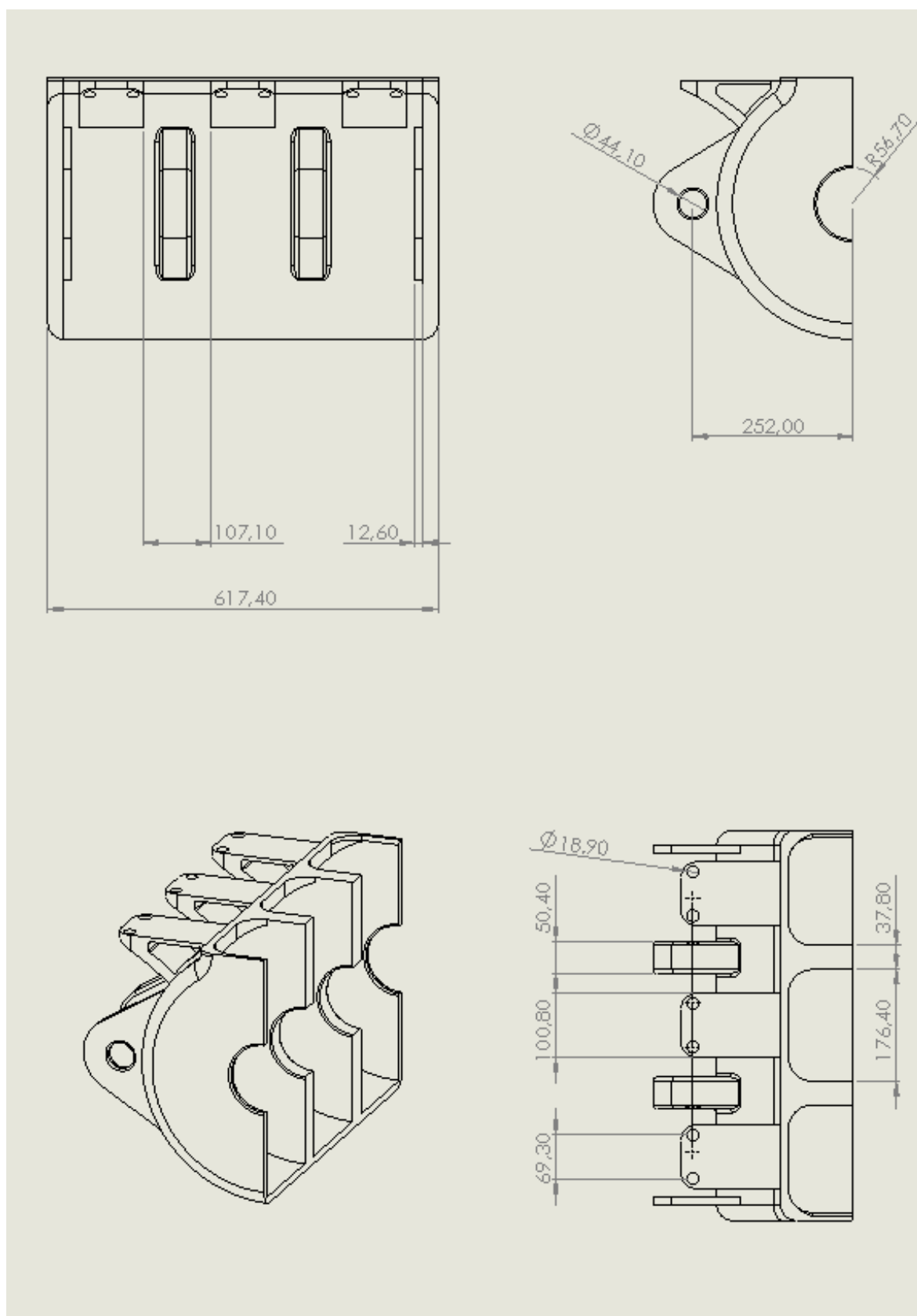


Figura A 18. Plano de la bancada del 3-L, escala 1:7

A1.10 Planos de los cilindros

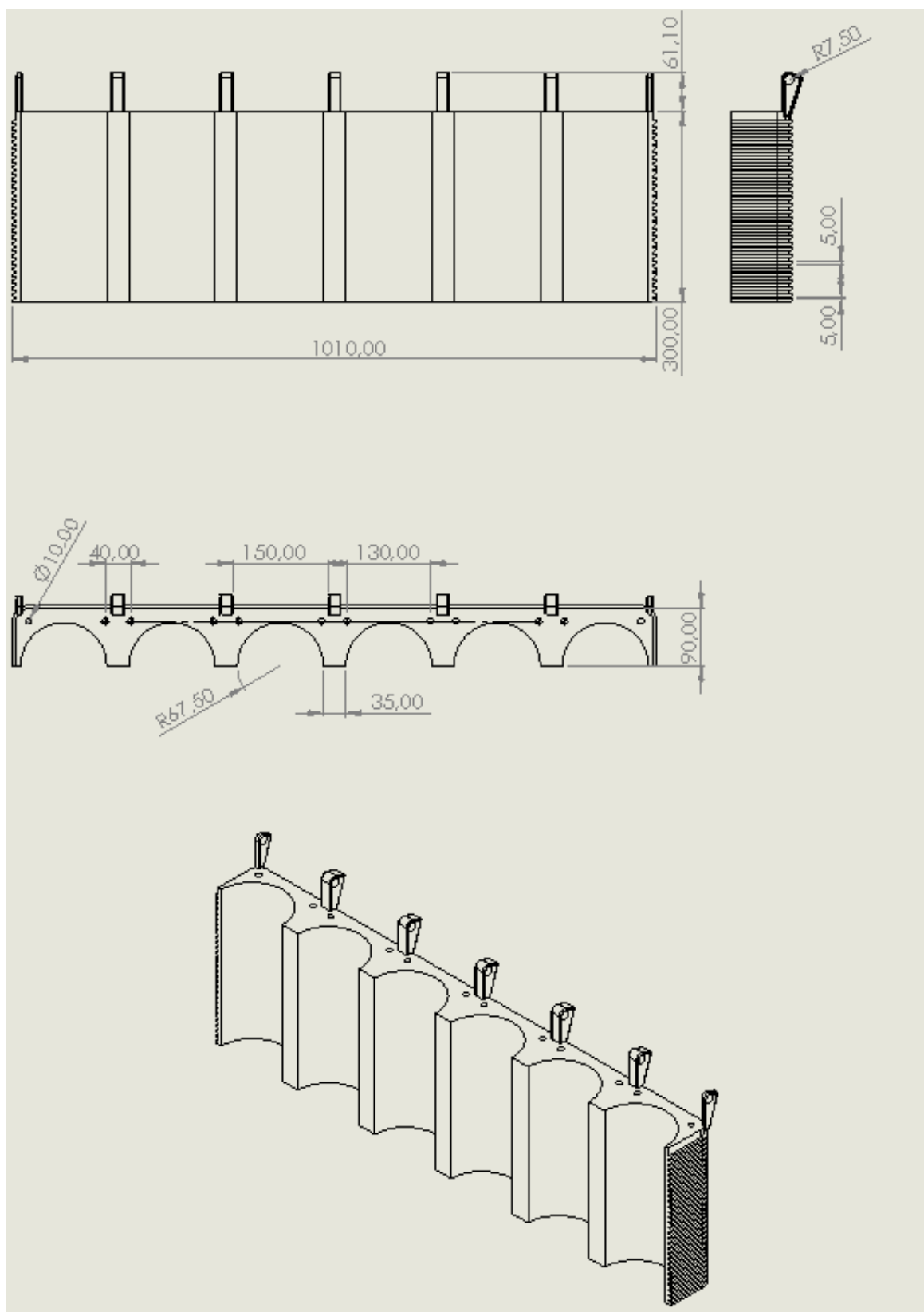


Figura A 19. Plano de los cilindros del 6-L, escala 1:7

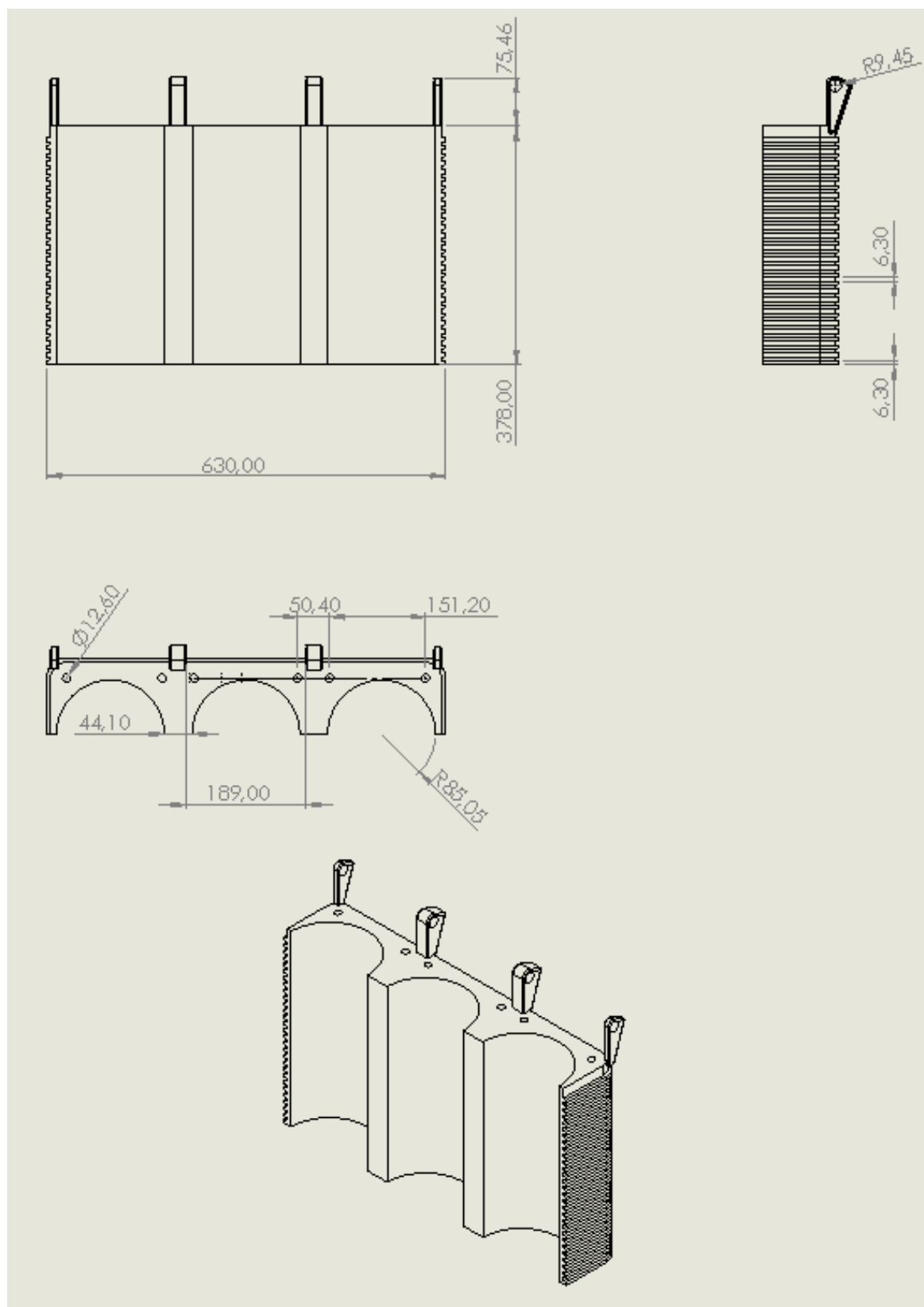


Figura A 20. Plano de los cilindros del 3-L, escala 1:7

A1.11 Planos de las culatas centrales

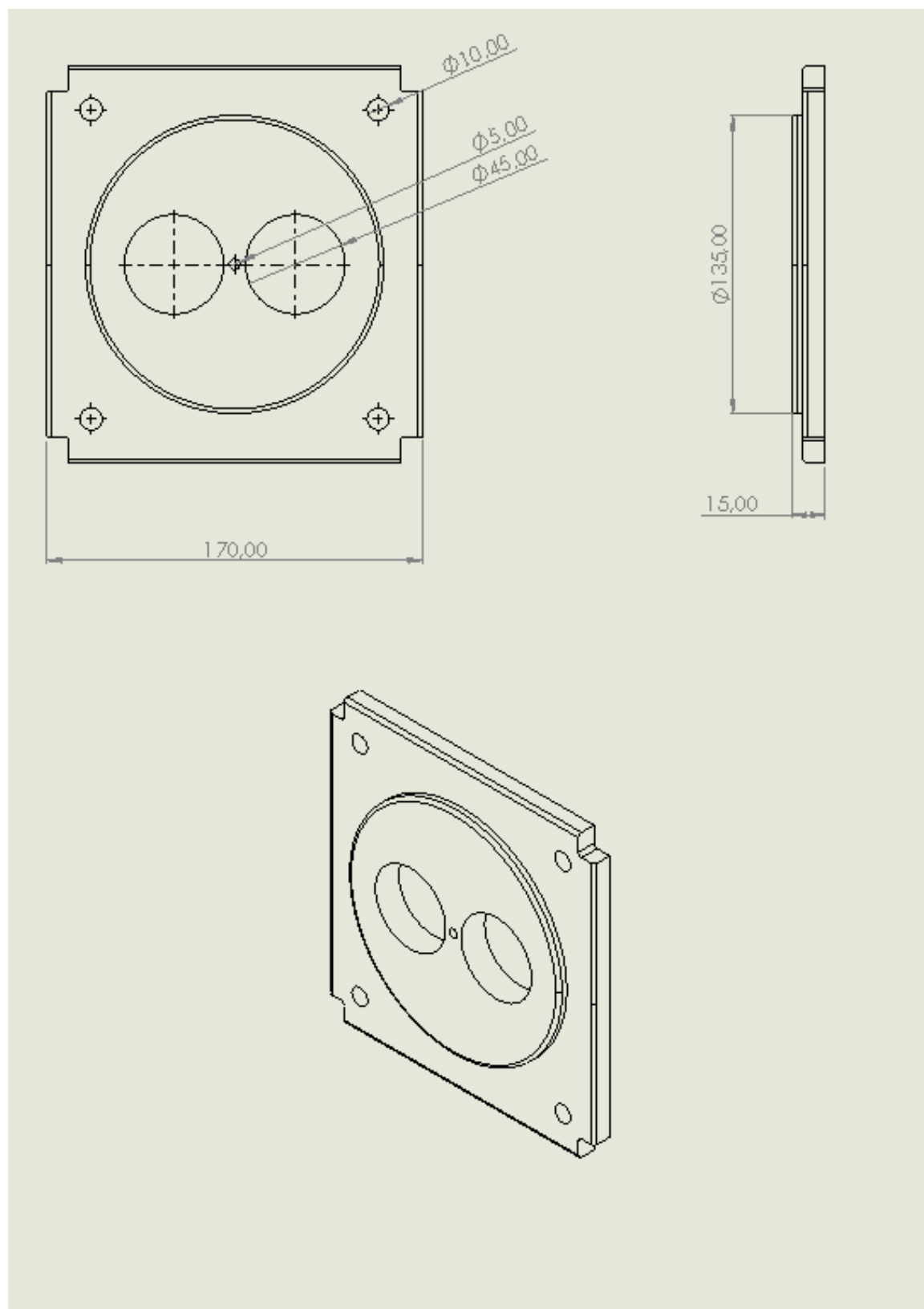


Figura A 21. Plano de la culata central del 6-L

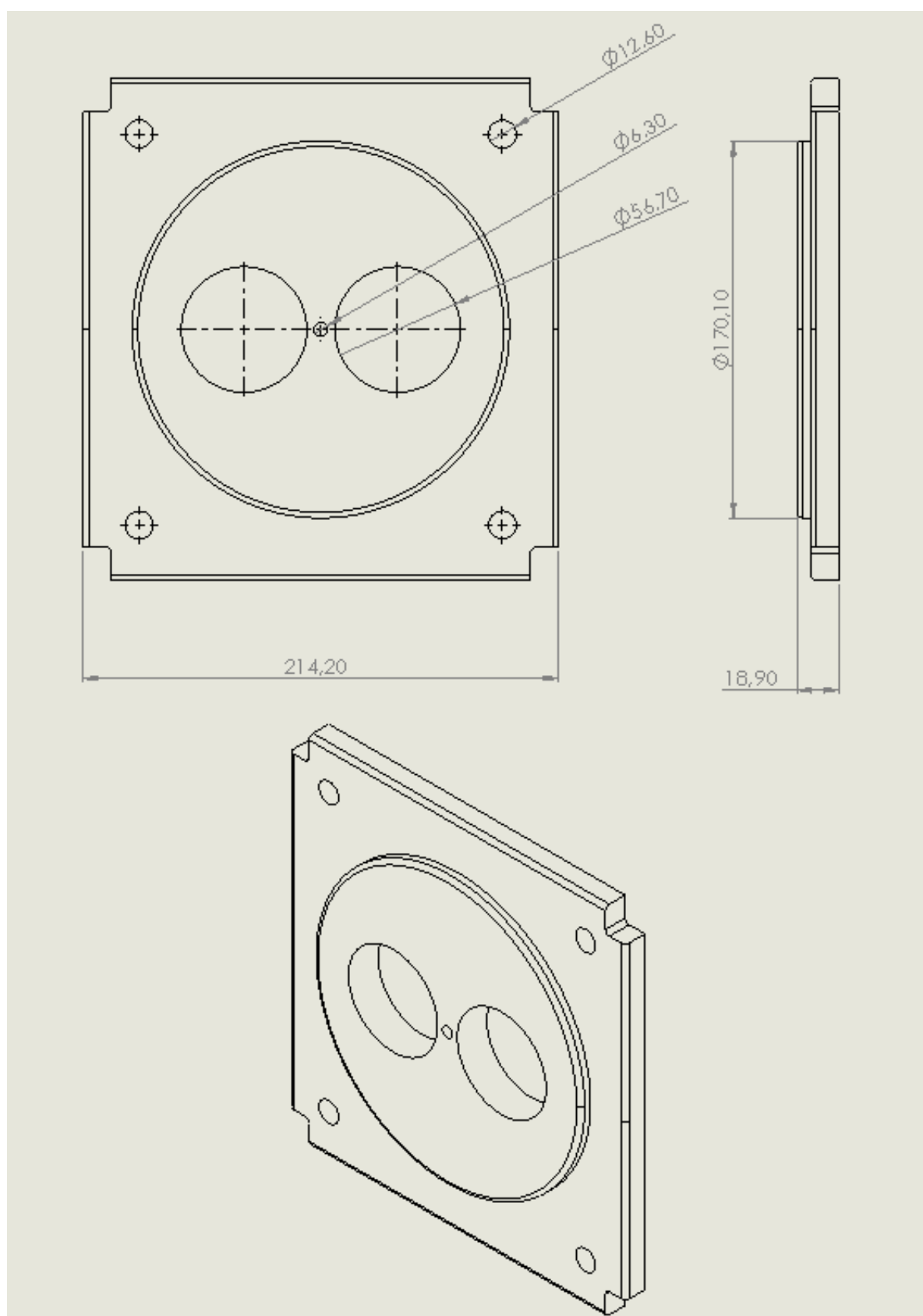


Figura A 22. Plano de la culata central del 3-L

A1.12 Planos de las culatas laterales

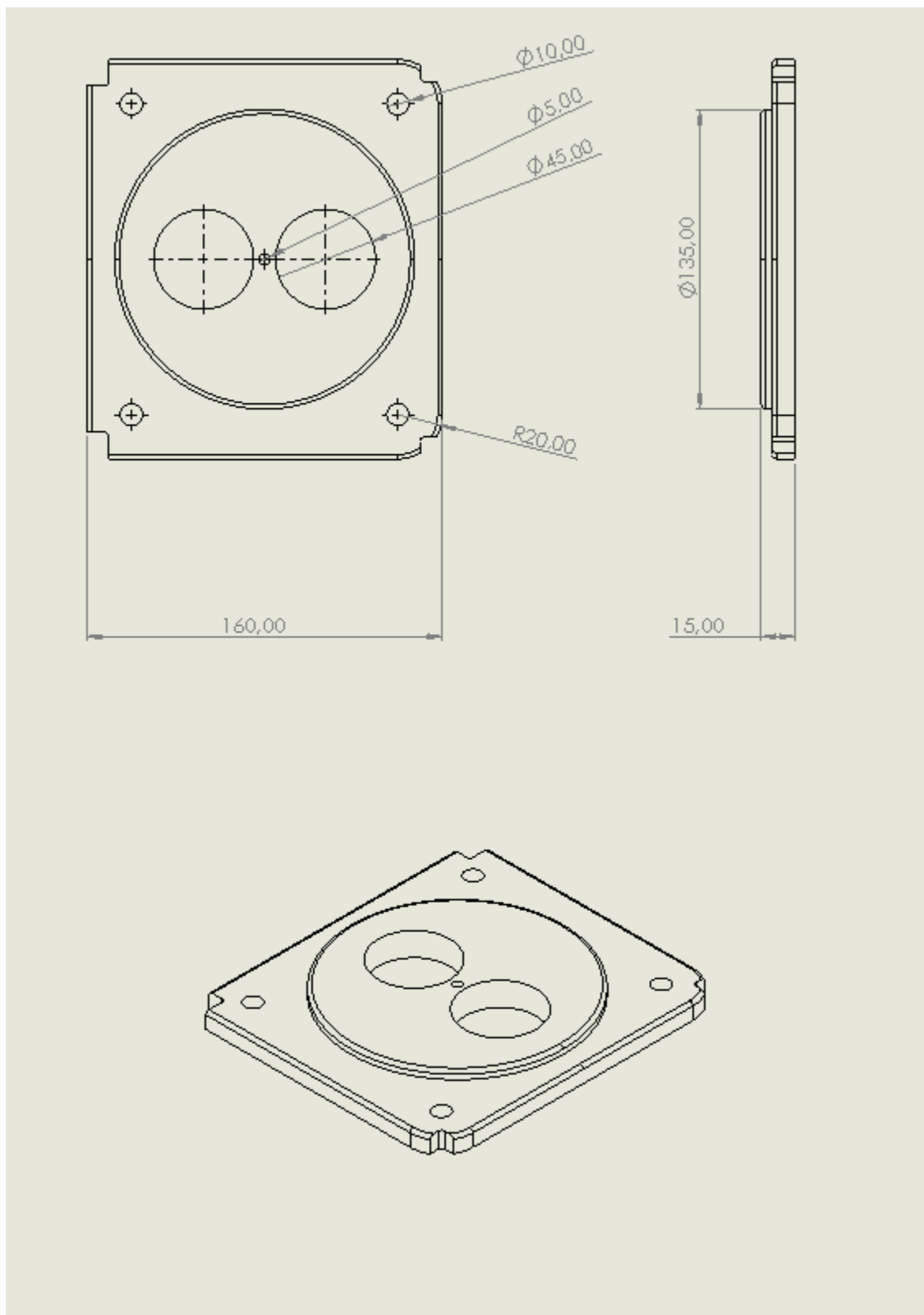


Figura A 23. Plano de la culata lateral del 6-L

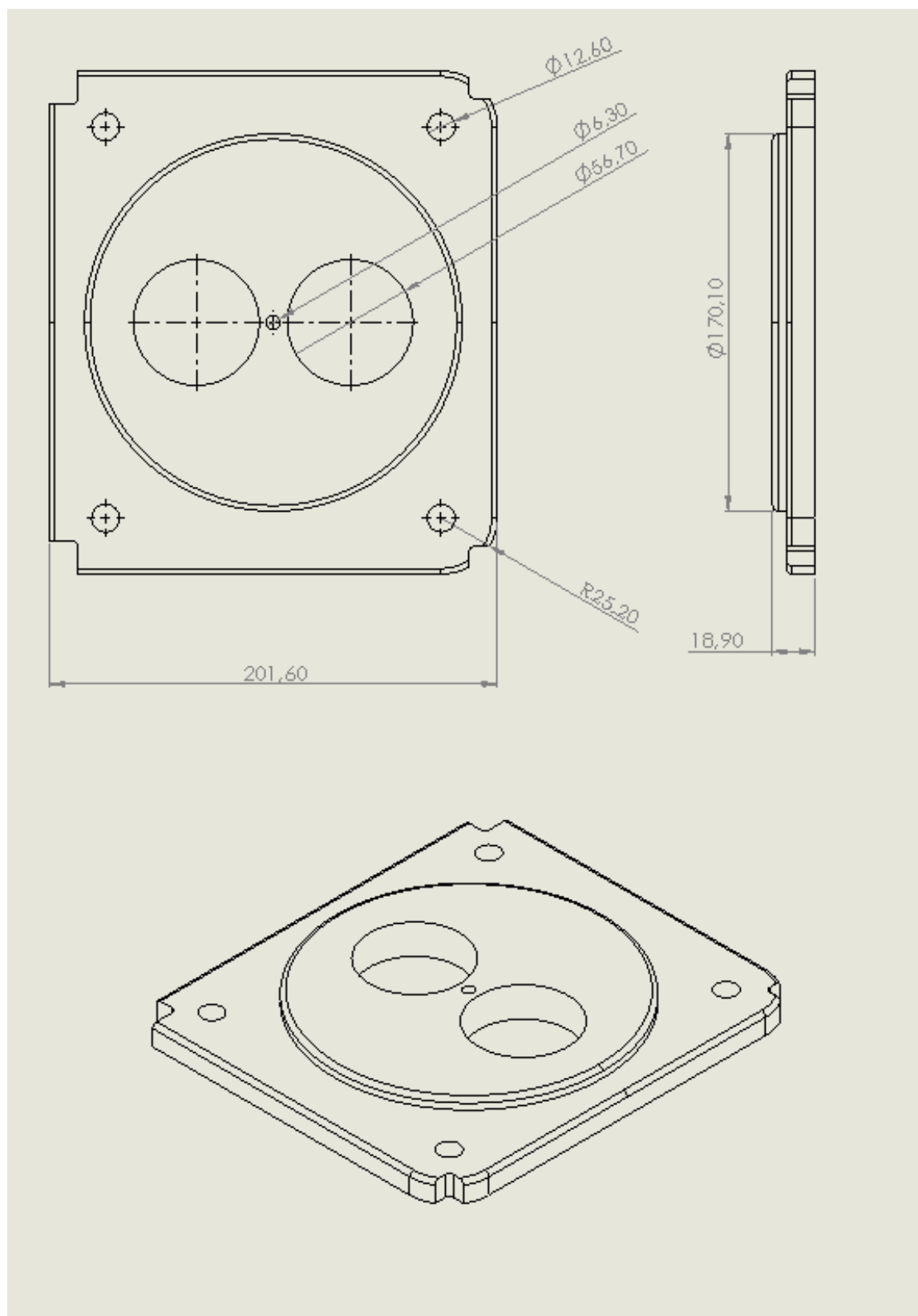


Figura A 24. Plano de la culata lateral del 3-L

A1.13 Planos de los ejes de levas

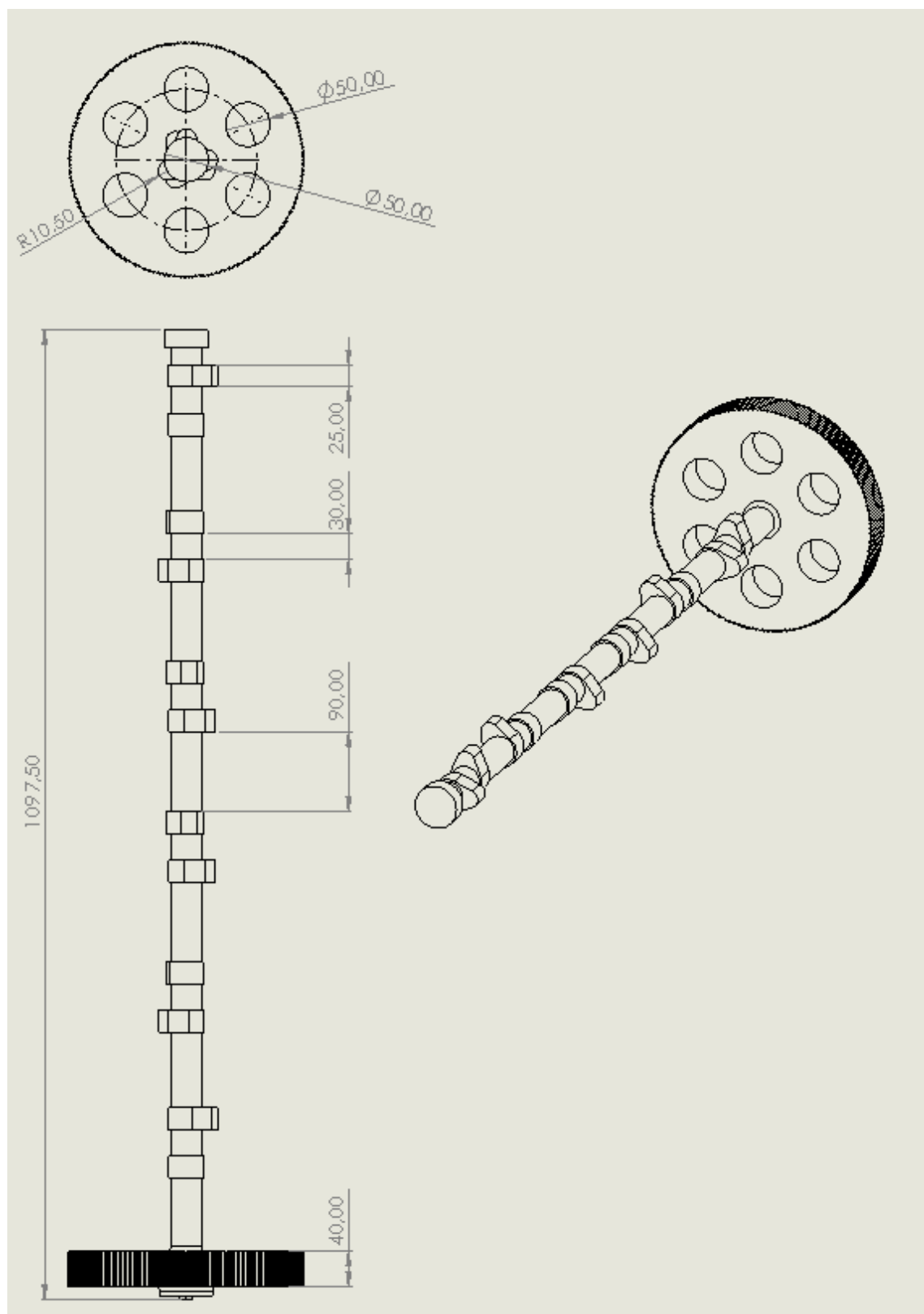


Figura A 25. Plano del eje de levas del 6-L, escala 1:5

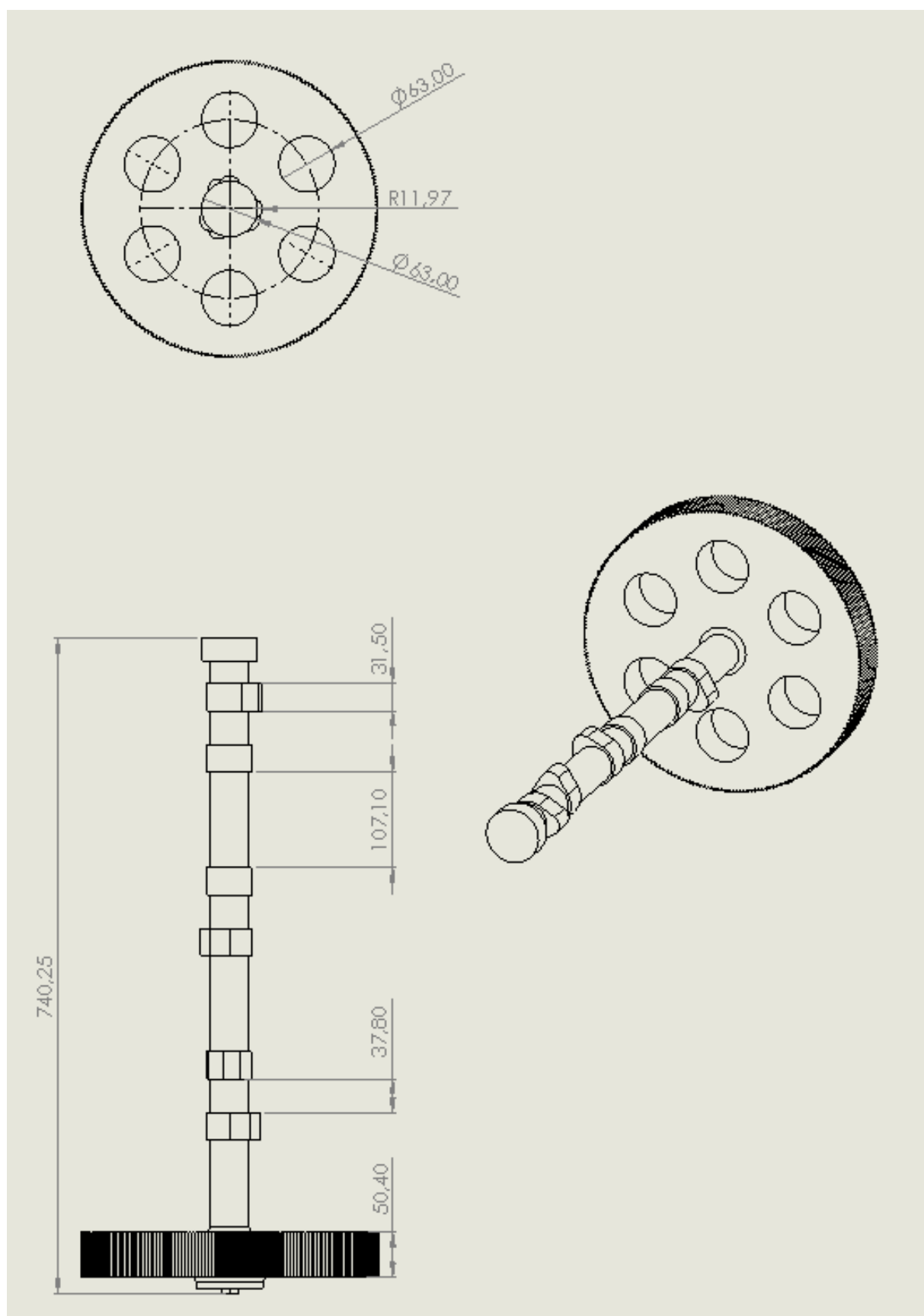


Figura A 26. Plano del eje de levas del 3-L, escala 1:5

A1.14 Planos de los taqués y los empujadores

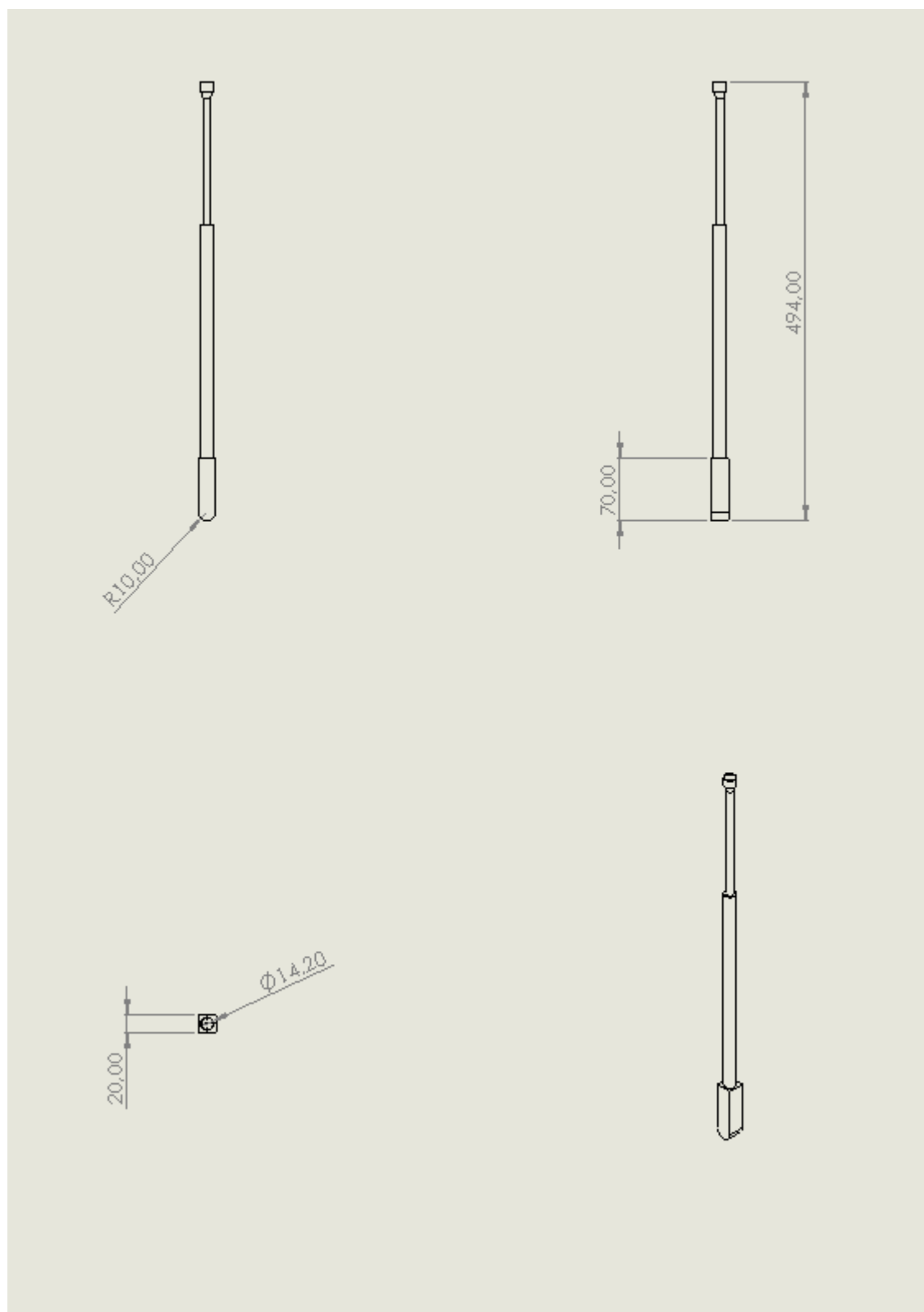


Figura A 27. Plano del taqué y del empujador del 6-L, escala 1:5

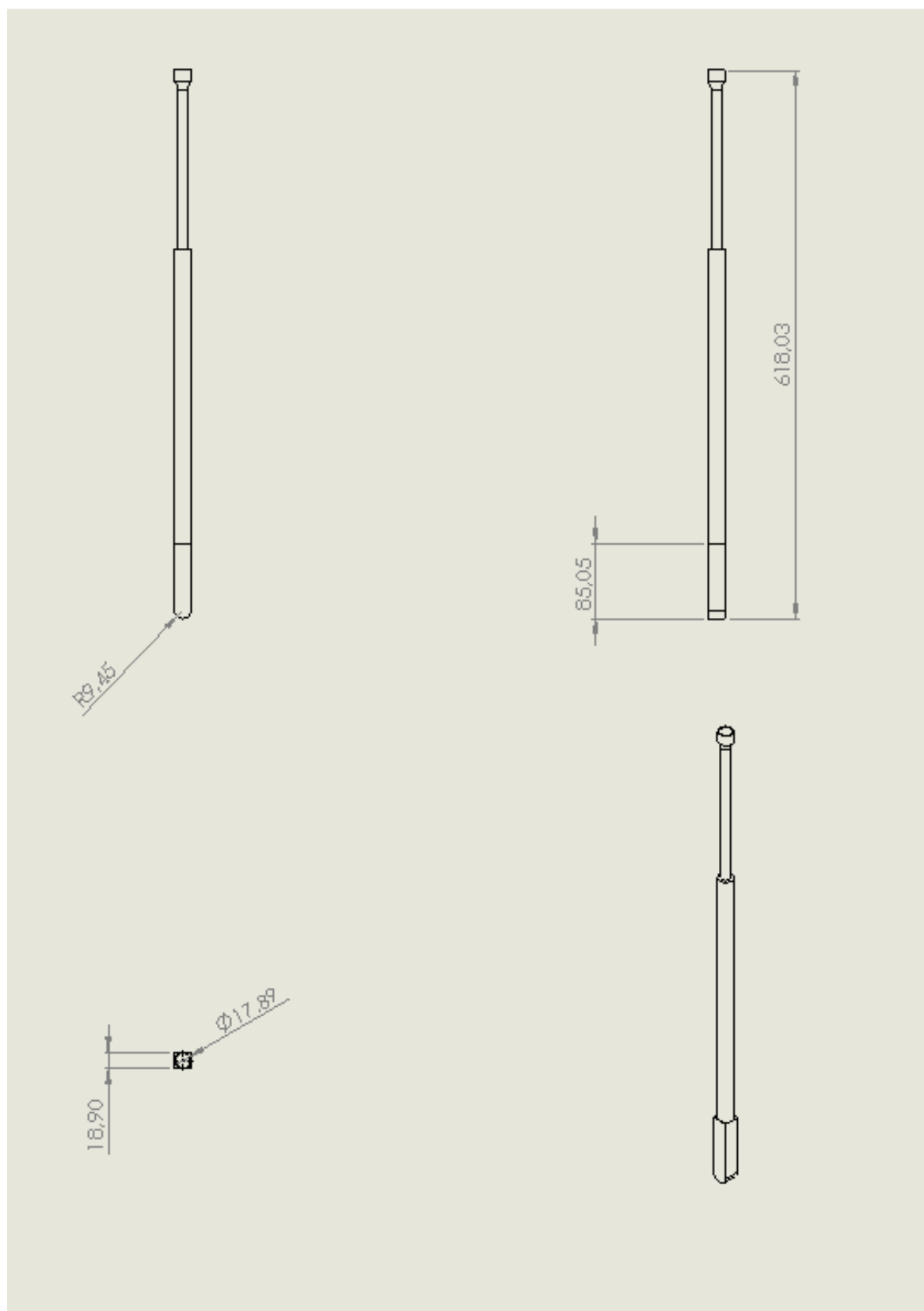


Figura A 28. Plano del taqué y del empujador del 3-L, escala 1:5

A1.15 Planos de los soportes de balancines

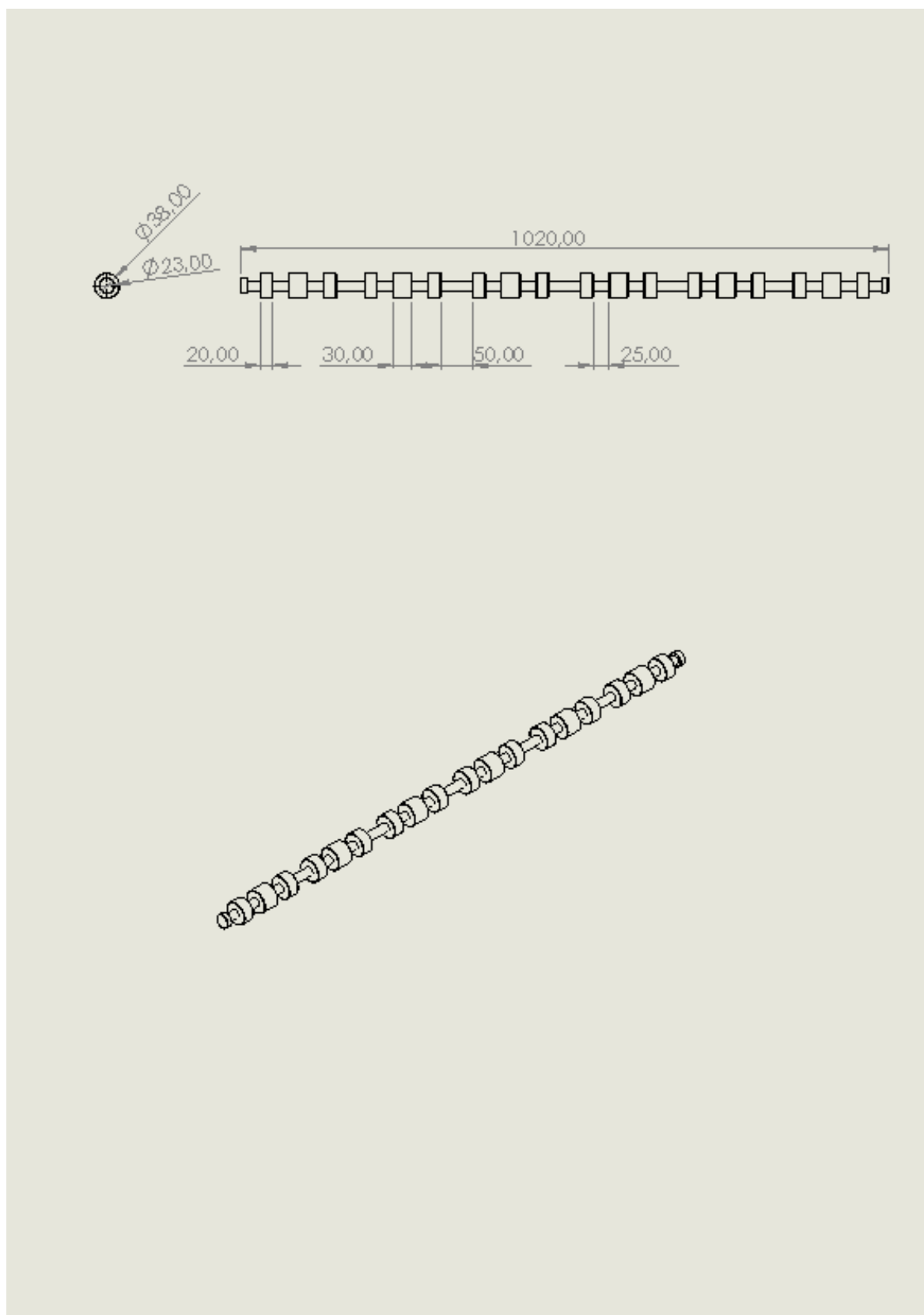


Figura A 29. Plano del soporte de balancines del 6-L, escala 1:7

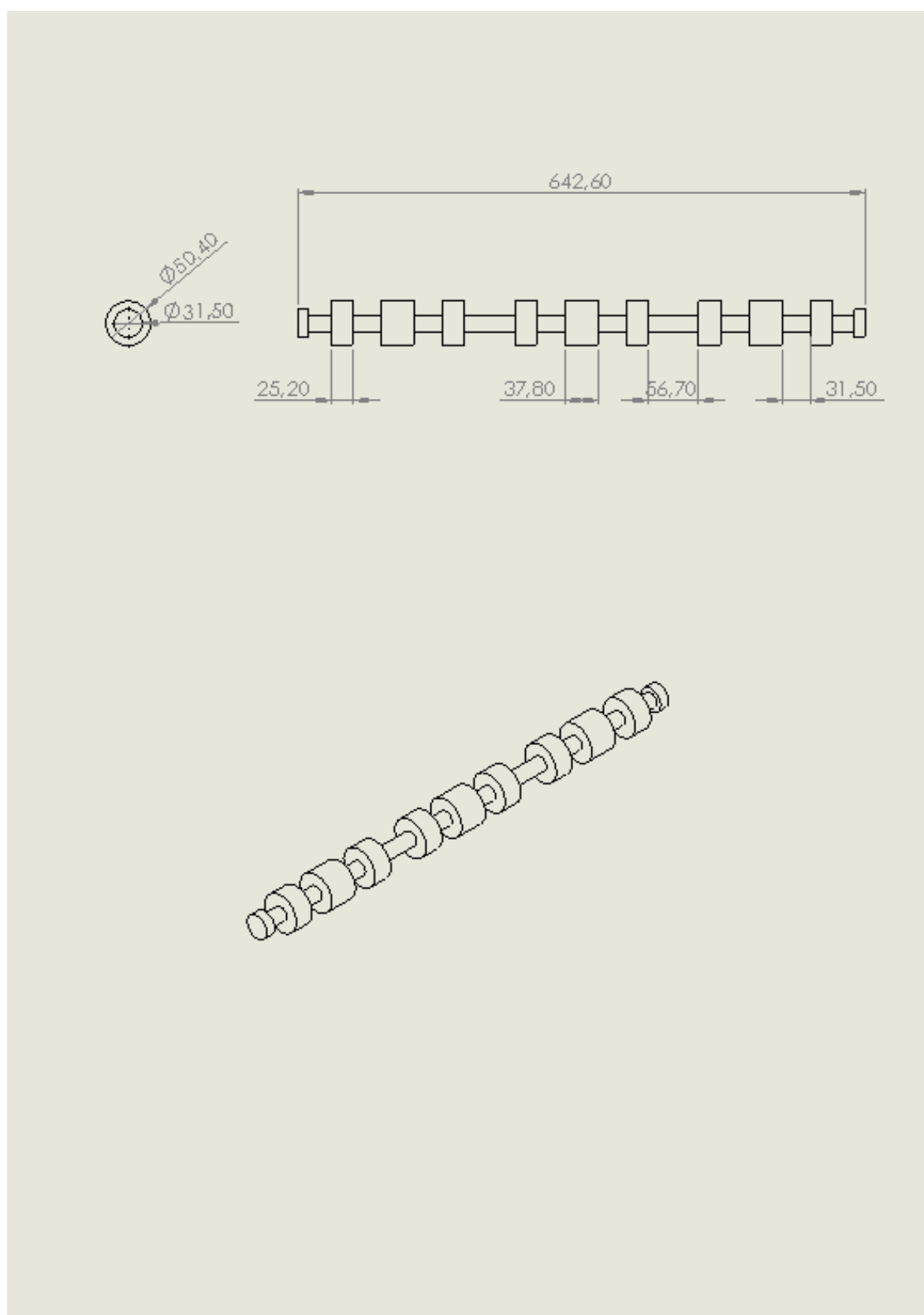


Figura A 30. Plano del soporte de balancines del 3-L, escala 1:5

A1.16 Planos de los pernos de culata

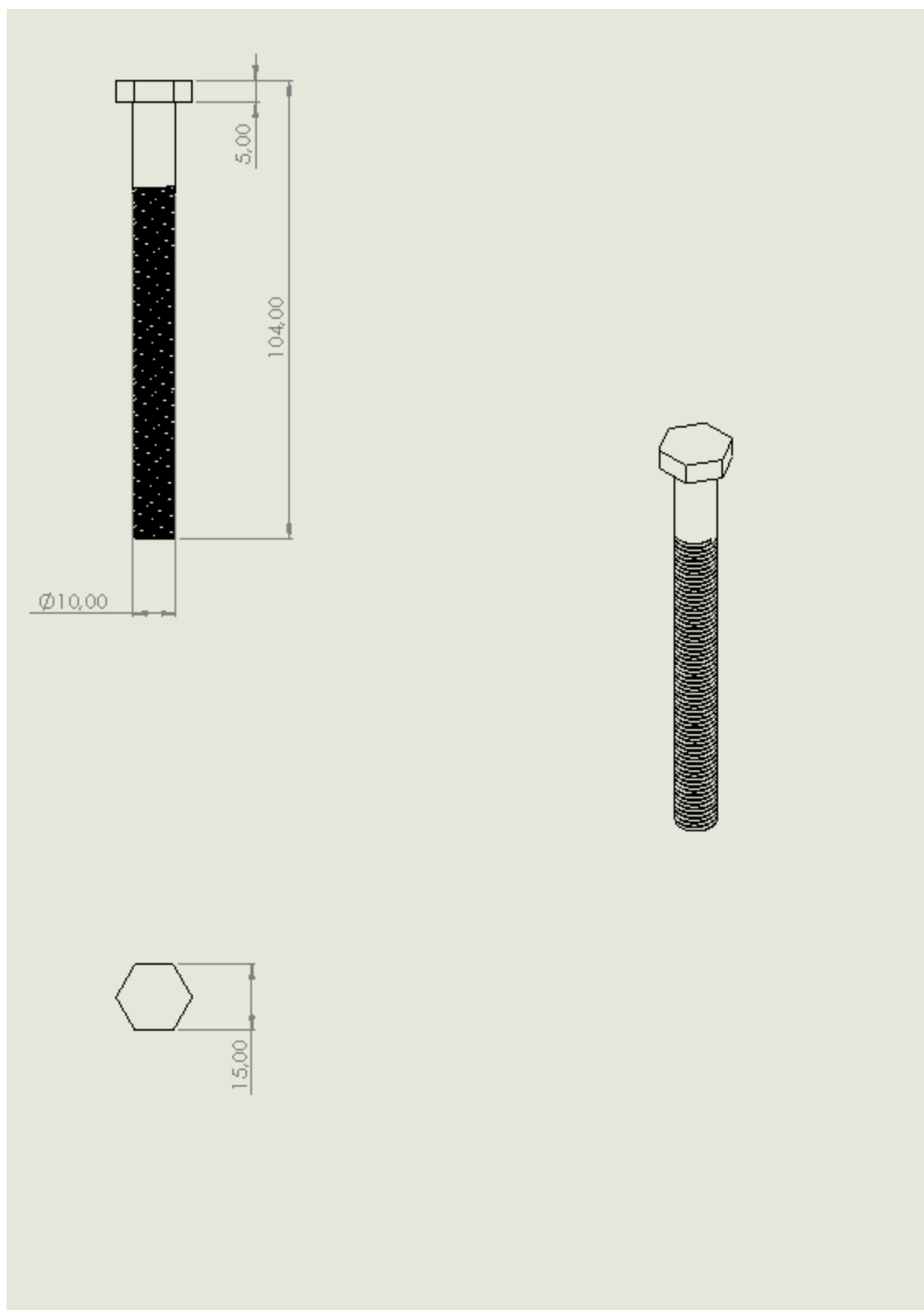


Figura A 31. Plano del perno de culata del 6-L, escala 1:1

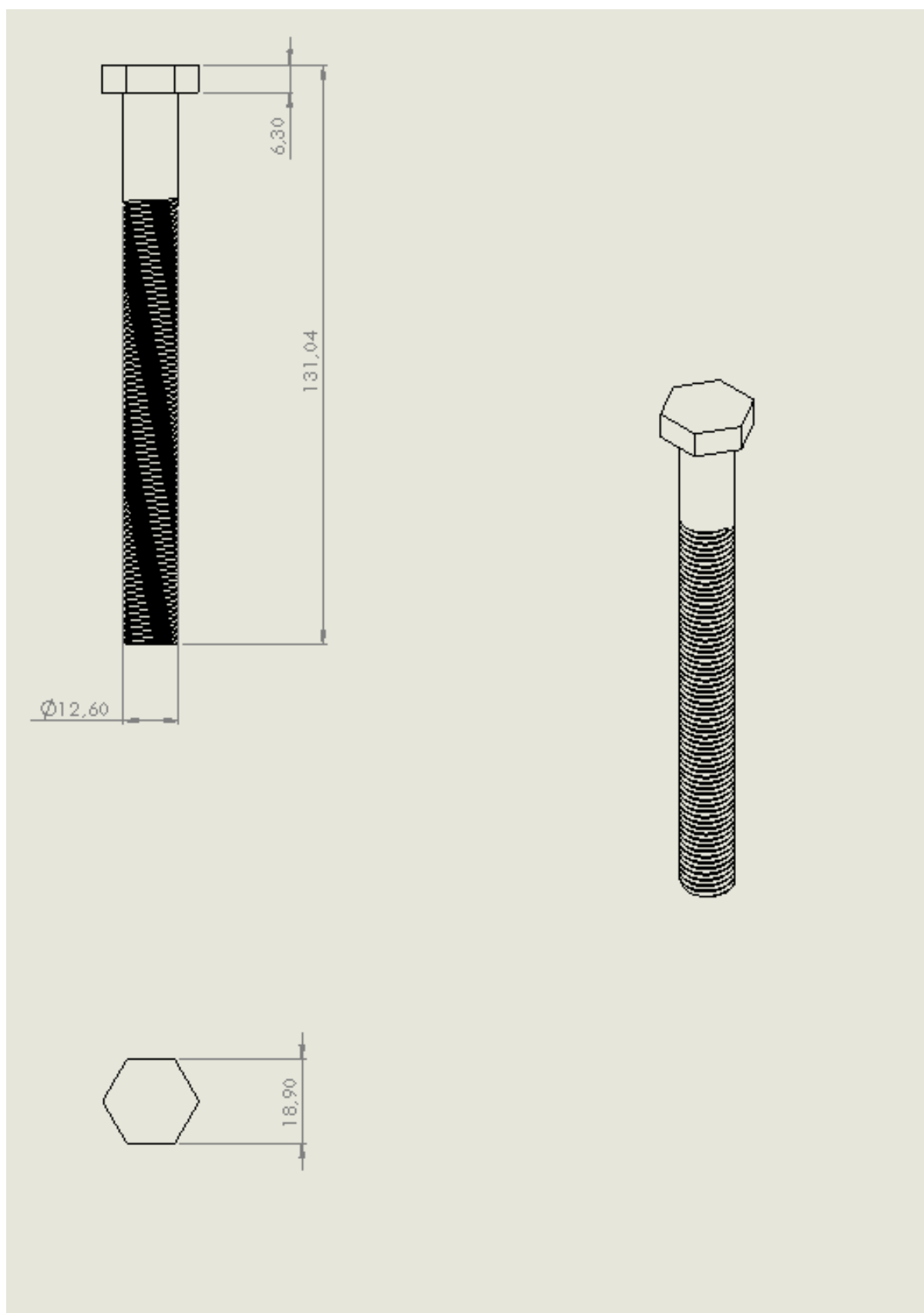


Figura A 32. Plano del perno de culata del 3-L, escala 1:1

A1.17 Planos de los balancines

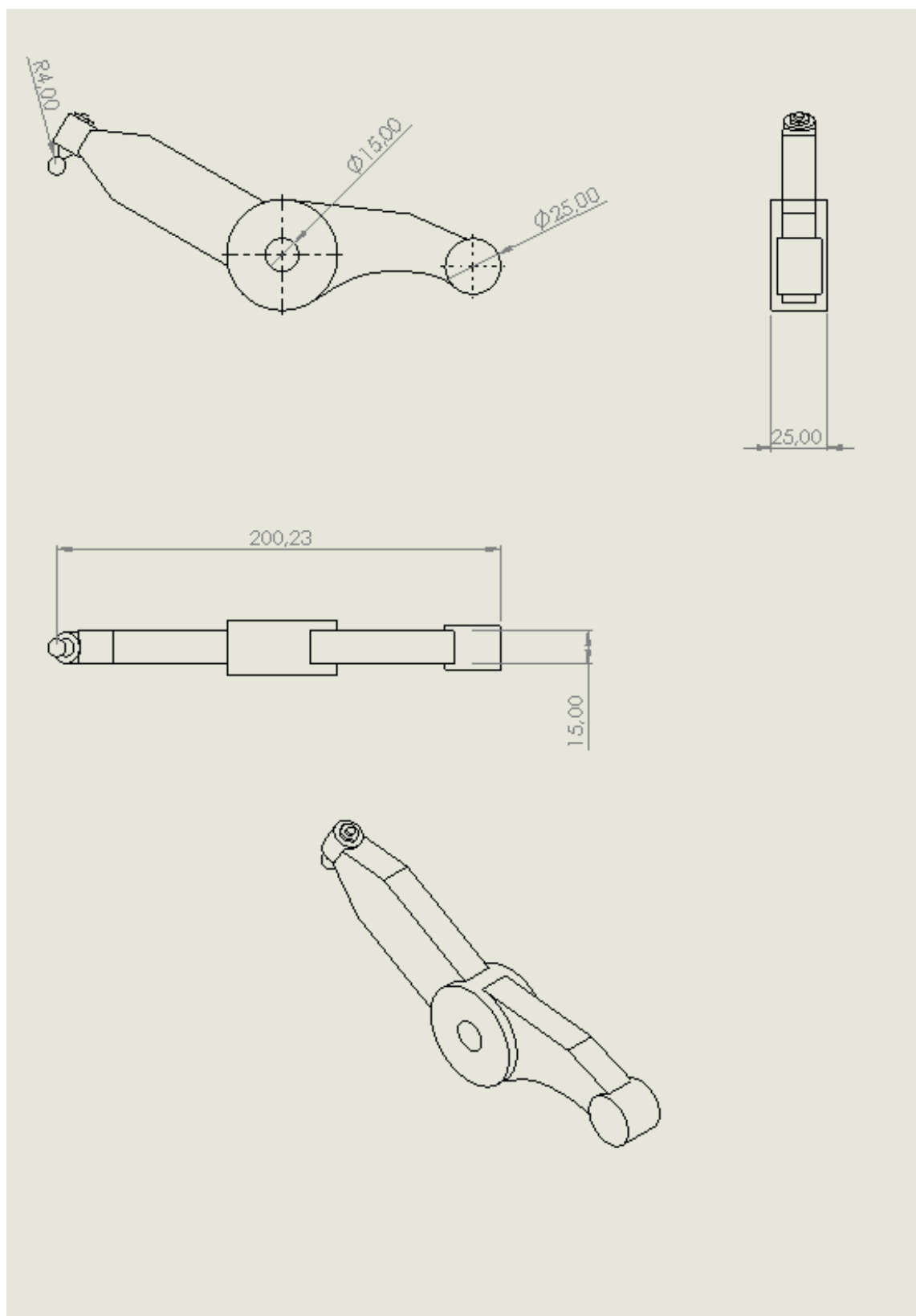


Figura A 33. Plano del balancín del 6-L

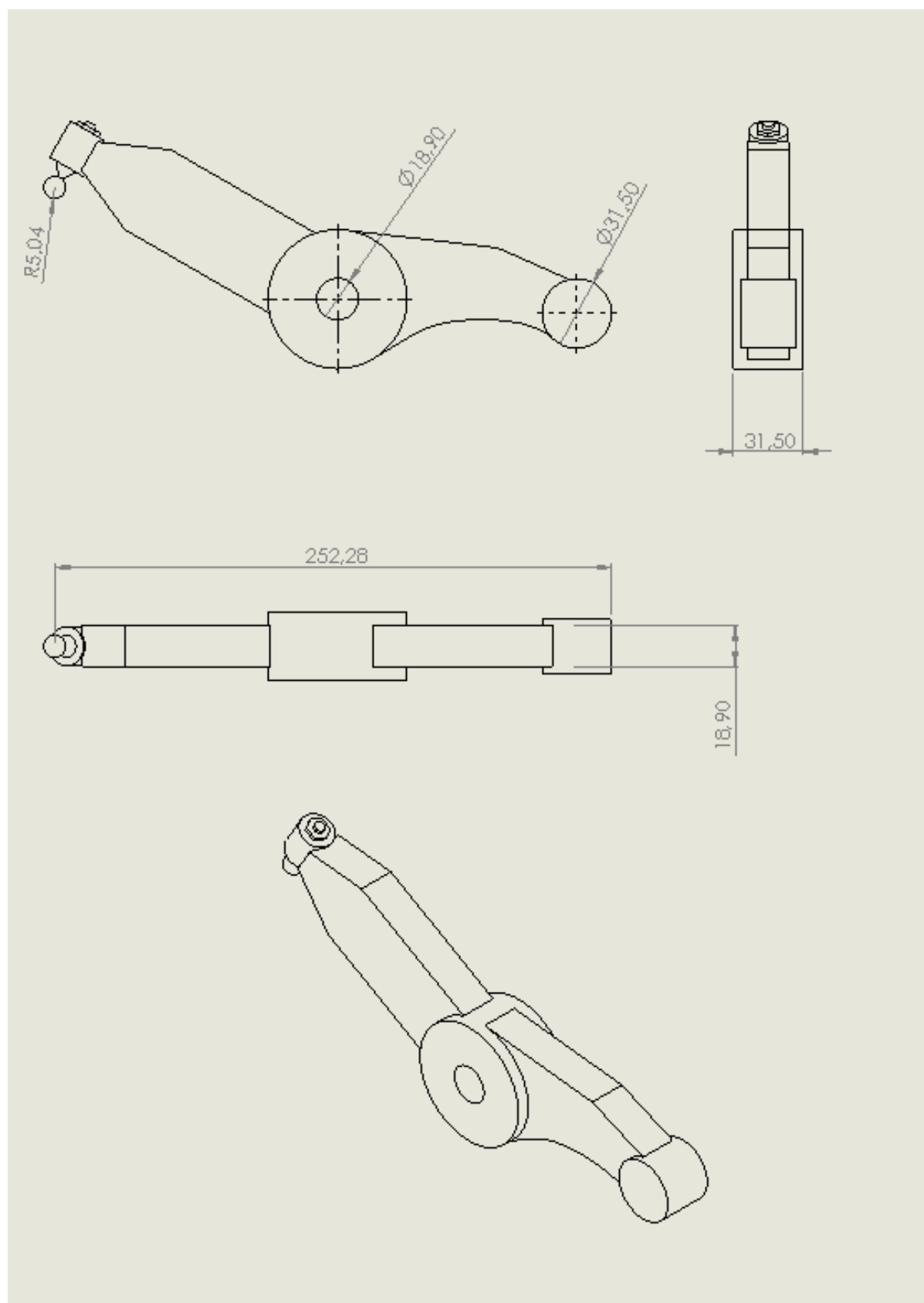


Figura A 34. Plano del balancín del 3-L

A1.18 Planos de las válvulas

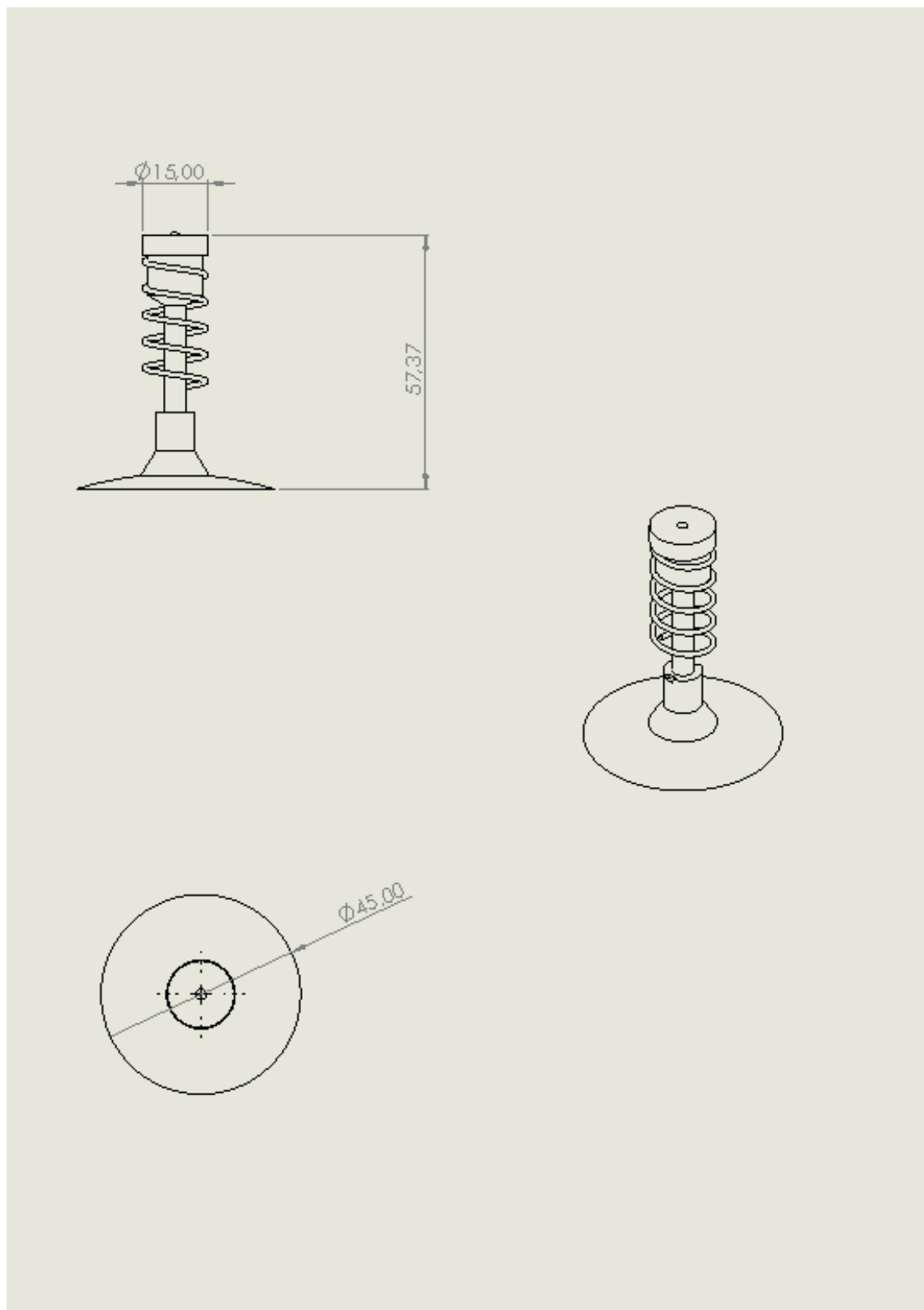


Figura A 35. Plano de la válvula de 6-L, escala 1:1

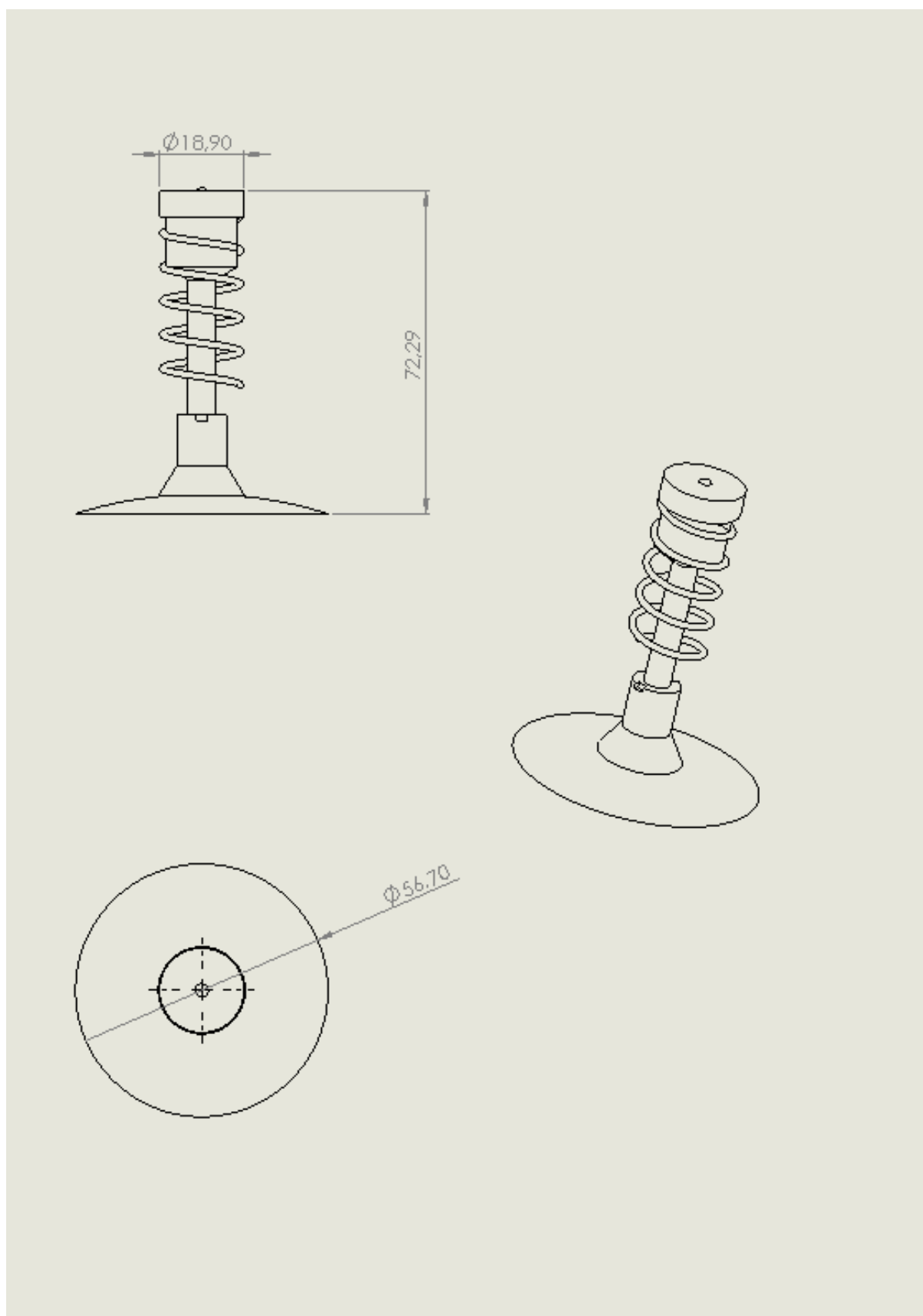


Figura A 36. Plano válvula del 3-L, escala 1:1

Anexo 2. Propiedades de los materiales utilizados en los componentes

Todos los datos de las propiedades de los materiales que se encuentran a continuación, han sido extraídos de la base de datos de SolidWorks.

Tabla A 1. Acero inoxidable forjado		
Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	200000	N/mm ²
Coeficiente de Poisson	0,26	Adimensional
Módulo cortante	79000	N/mm ²
Densidad de masa	8000	Kg/m ³
Límite de tracción	517,017	N/mm ²
Límite de compresión	-	N/mm ²
Límite elástico	206,807	N/mm ²
Coeficiente de expansión térmica	1,1 ⁻⁵	/K

Tabla A 2. Hierro fundido		
Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	66178,1	N/mm ²
Coeficiente de Poisson	0,27	Adimensional
Módulo cortante	50000	N/mm ²
Densidad de masa	7200	Kg/m ³
Límite de tracción	151,658	N/mm ²
Límite de compresión	572,165	N/mm ²
Límite elástico	-	N/mm ²
Coeficiente de expansión térmica	1,2 ⁻⁵	/K

Tabla A 3. Acero fundido al carbono

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	200000	N/mm ²
Coeficiente de Poisson	0,32	Adimensional
Módulo cortante	76000	N/mm ²
Densidad de masa	7800	Kg/m ³
Límite de tracción	482,549	N/mm ²
Límite de compresión	-	N/mm ²
Límite elástico	248,168	N/mm ²
Coeficiente de expansión térmica	1,2 ⁻⁵	/K

Tabla A 5. Acero aleado

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	210000	N/mm ²
Coeficiente de Poisson	0,28	Adimensional
Módulo cortante	79000	N/mm ²
Densidad de masa	7700	Kg/m ³
Límite de tracción	723,8256	N/mm ²
Límite de compresión	-	N/mm ²
Límite elástico	620,422	N/mm ²
Coeficiente de expansión térmica	1,3 ⁻⁵	/K

Tabla A 4. Titanio Ti-8Mn, recocido		
Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	115000	N/mm ²
Coeficiente de Poisson	0,33	Adimensional
Módulo cortante	49000	N/mm ²
Densidad de masa	4730	Kg/m ³
Límite de tracción	900	N/mm ²
Límite de compresión	875	N/mm ²
Límite elástico	810	N/mm ²
Coeficiente de expansión térmica	8,6 ⁻⁶	/K

Tabla A 6. Aleación de aluminio		
Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	69000	N/mm ²
Coeficiente de Poisson	0,33	Adimensional
Módulo cortante	27000	N/mm ²
Densidad de masa	2700	Kg/m ³
Límite de tracción	68,9356	N/mm ²
Límite de compresión	-	N/mm ²
Límite elástico	27,5742	N/mm ²
Coeficiente de expansión térmica	2,4 ⁻⁵	/K

Tabla A 7. Acero		
Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	204999,9984	N/mm ²
Coeficiente de Poisson	0,29	Adimensional
Módulo cortante	-	N/mm ²
Densidad de masa	7849,99	Kg/m ³
Límite de tracción	585	N/mm ²
Límite de compresión	-	N/mm ²
Límite elástico	282,685	N/mm ²
Coeficiente de expansión térmica	1.1 ⁻⁵	/K

Tabla A 8. Acero inoxidable al cromo		
Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	200000	N/mm ²
Coeficiente de Poisson	0,28	Adimensional
Módulo cortante	77000	N/mm ²
Densidad de masa	7800	Kg/m ³
Límite de tracción	413,613	N/mm ²
Límite de compresión	-	N/mm ²
Límite elástico	172,339	N/mm ²
Coeficiente de expansión térmica	1,1 ⁻⁵	/K