

**Trabajo de fin de grado**  
**Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales**

**Estudio y diseño de una “gearbox” de Airsoft**

**MEMÓRIA**

**Autor:** Rafael Poveda Lizán  
**Director:** Javier Ayneto  
**Convocatoria:** Febrer 2023



## Resumen

El objetivo de este proyecto es el de diseñar un sistema de compresión de aire de una réplica eléctrica para la práctica lúdica de Airsoft. Dicho sistema debe ser eficiente, compacto, competitivo y que se aleje de los diseños ortodoxos con el fin de aprovechar el vacío en el mercado que dejan los diseños más tradicionales. El primer paso será estudiar de forma teórica el funcionamiento de un sistema tradicional y como se aprovecha el par de un motor eléctrico para comprimir aire de forma cíclica, a la vez que comprender el aspecto técnico que hace que las marcas de mayor reputación dominen el mercado. Posteriormente se efectuará ingeniería inversa en un modelo de gearbox tradicional para determinar las propiedades mecánicas de los componentes clave que forman la transmisión como el sistema neumático. Se obtendrán las conclusiones necesarias para saber en qué puntos se ha de hacer especial hincapié para ponerse a la altura de las marcas líderes. Finalmente, mediante software especializado y contemplando las limitaciones mecánicas y conclusiones del anterior punto, se diseñará un sistema de gearbox que sea capaz de satisfacer y ser aprobado por los aficionados del deporte.

# 1. Sumario

## Contenido

<b>1. SUMARIO</b>	<b>3</b>
<b>2. GLOSARIO</b>	<b>5</b>
<b>3. INTRODUCCIÓN</b>	<b>6</b>
3.1. Objetivos del proyecto .....	7
3.2. Otras aplicaciones .....	8
3.3. Alcance del proyecto.....	9
3.4. Planificación del proyecto .....	9
<b>4. FASE DE INVESTIGACIÓN TEÓRICA</b>	<b>11</b>
4.1. Funcionamiento básico de una gearbox.....	11
4.2. Tipos de gearbox más populares del mercado.....	29
4.3. Que tienen las marcas más punteras .....	32
<b>5. FASE DE INVESTIGACIÓN PRÁCTICA</b>	<b>35</b>
5.1. Desmontaje y puesta a punto .....	35
5.2. Conjunto muelle - pistón .....	36
5.3. Conjunto de transmisión .....	47
<b>Dimensionado de los elementos de transmisión</b> .....	49
<b>Análisis de dinámica de fuerzas</b> .....	53
<b>Análisis de Resistencia de materiales</b> .....	58
<b>6. FASE DE DISEÑO</b>	<b>60</b>
6.1. Objetivos y limitaciones.....	60
6.2. Diseño general.....	63
<b>Diseño tridimensional</b> .....	64
6.3. Diseño del muelle principal.....	67
<b>Materiales</b> .....	68
<b>Constante elástica K y dimensionamiento</b> .....	70
<b>Estabilidad</b> .....	73
6.4. Diseño del pistón .....	73
<b>Barra de empuje</b> .....	75
<b>Engranaje cremallera</b> .....	76
6.5. Diseño del sistema de transmisión .....	80
<b>Motor</b> 81	
<b>Piñón y bevel gear</b> .....	81

Estudio y diseño de una “gearbox” de Airsoft	4
<b>Sector gear</b> .....	87
6.6. Ensamblaje final.....	94
6.7. Diseño definitivo.....	98
<b>7. CONCLUSIONES FINALES</b> _____	<b>102</b>
<b>8. PRESUPUESTO E IMPACTO AMBIENTAL DEL PROYECTO</b> __	<b>105</b>
8.1. Presupuesto.....	105
8.2. Impacto medioambiental.....	108
<b>9. BIBLIOGRAFÍA</b> _____	<b>109</b>

## 2. Glosario

-*Airsoft Electric Gun*: Abreviada como AEG es un dispositivo ligero parecido en función a un lanzador de pintura del *paintball*, que dispara proyectiles de polímero a baja potencia mediante aire comprimido valiéndose de una batería eléctrica. Utilizadas con fines lúdicos como el tiro deportivo o la práctica del Airsoft

-*Gearbox*: Sistema de una AEG formado por un motor eléctrico, una caja de engranajes y un conjunto cilindro-pistón que permite transformar la energía eléctrica suministrada por una batería a un brusco y breve flujo de aire a presión. Se usará la denominación anglosajona, pues la traducción al español (caja de cambios o engranajes) puede ser confusa ya que este elemento incorpora muchos tipos de mecanismos que difieren mucho de la definición de engranaje

-*Hop-up*: Dispositivo que poseen todas las réplicas de Airsoft que permite darle un movimiento rotacional alrededor del eje horizontal y perpendicular al balín. Este movimiento aprovecha el efecto Magnus para incrementar enormemente el alcance del proyectil.

-*BB*: En la práctica del Airsoft es el sinónimo de proyectil de polímero que se usa en este deporte. Generalmente suelen tener el mismo calibre de 6mm de diámetro y su masa suele rondar entre los 0,2 y 0,45 gramos.

-*Bevel gear*: Su traducción al castellano es “engranaje cónico”, aunque realmente es un engranaje formado por dos coronas: una cónica y una cilíndrica de engranajes rectos. Es el encargado de transmitir fuerza del eje del motor al *spur gear* y cambiar la dirección de giro del eje. Para evitar confusiones con los engranajes cónicos tradicionales se usará la denominación anglosajona a lo largo del proyecto.

-*Spur gear*: Su traducción al castellano es “engranaje recto”, aunque realmente es un engranaje formado por dos coronas: dos cilíndricas de engranajes rectos. Es el encargado de cambiar la relación de transmisión del conjunto de engranajes. Para evitar confusiones con los engranajes rectos tradicionales se usará la denominación anglosajona a lo largo del proyecto.

-*Sector gear*: Engranaje sector en castellano. Engranaje formado por una semicorona y una corona de dientes rectos que comparte el mismo eje. Es el encargado de transmitir fuerza del *spur gear* al pistón. Se usará la denominación anglosajona en concordancia con el *spur gear* y *bevel gear*.

-Engranaje piñón o piñón: Engranaje cónico que conecta el eje del motor con el *bevel gear*.

### 3. Introducción

El Airsoft es un deporte cuya popularidad está aumentando paulatinamente en el mundo entero, incluidas Europa y España. Pretende ser la competencia directa del más popular *paintball*, dando uso a un variado repertorio de dispositivos que pretende hacer de esta práctica un juego más complejo, táctico y competitivo que el más casual *paintball* ya mencionado anteriormente.

Es una actividad lúdica al aire libre idónea para jóvenes y adultos por igual donde la condición aeróbica, reflejos, coordinación y juego en equipo son las claves para el éxito. También hay otro factor, el más interesante y que capta la atención de ingenieros y el público no familiarizado con la ingeniería por igual: el equipamiento. Y de todas estas piezas de equipamiento las más interesantes son las *Airsoft Electric Guns*, abreviadas como AEG y también conocidas en castellano como réplicas.

A diferencia de los lanzadores de pintura del *paintball* las municiones usadas en el Airsoft son pequeños perdigones de polímero mucho más ligeros que las bolas rellenas de pintura, menos dolorosos pero con mejores cualidades aerodinámicas (otorgando más alcance) haciendo que incluso las comunes sudaderas de algodón absorban gran parte de la energía de estos proyectiles. Las lesiones más graves en jugadores, que por ley han de estar pertrechados con gafas protectoras, no van más allá que pequeños moratones menos dolorosos que la picada de un mosquito tigre.

A pesar de lo simple que pueda parecer las partes internas de una AEG son obras de arte de la ingeniería mecánica con complejos mecanismos que van desde árboles de engranajes, sistemas neumáticos o resortes de todo tipo que se coordinan entre sí para hacer que este deporte sea interesante mucho más allá del campo de juego, conquistando aficionados a la mecánica o teoría de máquinas y provocando una carrera tecnológica entre las empresas las cuales todo su propósito es la investigación, el desarrollo, la producción y la venta de estos apasionantes aparatos.

### 3.1. Objetivos del proyecto

El objetivo de este proyecto es, mediante las herramientas que un alumno de la ETSEIB dispone, diseñar una gearbox que rompa con todas las configuraciones preestablecidas y comercializadas añadiendo mejoras únicas y ventajas notables sobre los fabricantes líderes del mercado. Para ello se han establecido una serie de objetivos previos.

#### Estudio teórico de la gearbox:

- Determinar cómo el movimiento rotatorio del eje del motor puede llegar a transformarse en energía cinética mediante los sistemas de transmisión, muelle, cámara de aire y recámara. Estudiar cada componente de la gearbox.
- Mediante la búsqueda de información determinar el porqué del éxito de las marcas más punteras en fabricación de AEGs. Encontrar qué las sitúa por encima de la competición. Estudio de mercado.

#### Estudio práctico de la gearbox:

- Adquirir y desmontar una gearbox comercial. Estudiar las propiedades físicas de los principales componentes por separado. Comportamiento frente a fuerzas externas y situaciones límite.
- Conocer el objeto de estudio a fondo. Verificar que todo lo aprendido en el estudio teórico es cierto. ¿Qué podemos aportar nosotros que nos pueda poner por encima en algún aspecto que la competencia?

#### Objetivo final: Diseño de una gearbox según lo aprendido:

- El diseño ha de ser eficiente, compacto y resistente. Las piezas deben trabajar lejos del riesgo de deformarse plásticamente. Debe ser un diseño que, de ser producido en forma de prototipo, pudiese funcionar perfectamente.
- Se hará un diseño poco ortodoxo, para alejarnos de parecerse a un diseño ya existente en el mercado y de las limitaciones que estos presentan. Se espera que la nueva configuración aproveche al máximo el espacio.
- El diseño ha de, con las mínimas mejoras de parte del usuario, ser totalmente competente y estar al nivel de las gearbox comercializadas.

## 3.2. Otras aplicaciones

Este proyecto está centrado en la maquinaria interna de una réplica para la práctica lúdica del Airsoft, pero varios aparatos usan el mismo principio y una arquitectura interna similar que las gearbox para cumplir cometidos totalmente diferentes a los de propulsar esferas de polímero.

Las pistolas de clavos son una alternativa más costosa pero rápida y eficiente que un mazo tradicional a la hora de insertar clavos en superficies planas. Mediante el uso de corriente eléctrica (ya sea continua o alterna) se puede fijar una superficie con otra mediante clavos o remaches a un ritmo enormemente superior que cualquier método manual. Estos aparatos se emplean principalmente en el sector de obra y construcción como en la industria pesada, permitiendo un ahorro de proporciones magnas en cuanto a tiempo y costes se refiere. Todo esto sin contar de lo trivial que es operar correctamente una máquina de estas.

De la misma forma también puede emplearse este sistema para propulsar grapas, todavía a un ritmo más elevado que en una pistola de clavos, debido a que este sistema requiere menos par en el eje del motor (además de menor potencia en general) y puede permitirse usar motores más pequeños y que ofrezcan más velocidad de giro en su eje.

Los martillos neumáticos manuales para construcción también emplean un diseño ligeramente similar. Consisten en un sistema neumático impulsado por un motor eléctrico que hace uso de ráfagas de aire a presión para impulsar un elemento percutor que realiza un movimiento armónico.

Por último, otro uso a este tipo de mecanismo es el de un fusil de dardos tranquilizantes para amedrentar bestias salvajes. Tiene la potencia suficiente como para propulsar un dardo con una sustancia somnifera a gran distancia a la vez que puede proporcionar varios disparos en un breve período de tiempo. Esto supone una gran ventaja frente a los tradicionales dispensadores tradicionales que muchas organizaciones de conservación de la fauna salvaje emplean. Estos últimos son peligrosos de utilizar debido a su sola capacidad de utilizar un dardo entre recargas y ciertos animales muy territoriales, como el hipopótamo, el búfalo africano o los alces tienden a cargar contra cualquier ser vivo que ellos consideran una amenaza antes que huir. Esto pone en grave peligro al conservador o zoólogo en cuestión, y actualmente no hay ningún dispositivo que permita al usuario el error de fallar un dardo o subministrar más dosis de calmantes en un corto periodo de tiempo. La capacidad de un solo conservador de realizar un disparo en caso de fallo estando a pie o desde un helicóptero permite que se pueda aceptar un margen mucho mayor de error humano en estas tareas del estudio de la fauna más agresiva de mayor tamaño en diferentes regiones del mundo.

A pesar de que el principal foco de atención de este proyecto serán las AEG, estos sistemas que se presentarán, estudiarán y a posteriori diseñarán pueden adaptarse y/o modificarse para cualquiera de estos usos y así tener un diseño que pueda adaptarse a multitud de roles, funciones, condiciones y, por lo tanto, a posibles clientes o sectores diversos.

### 3.3. Alcance del proyecto

El alcance del proyecto se limita al estudio de las fuerzas y tensiones que el sistema de transmisión y neumático ha de soportar. Se obvia el aspecto de la fatiga debido a que en el grado no se ha estudiado. Los elementos a los que se le presentará más atención serán piezas móviles como engranajes y resortes mecánicos.

No se estudiara los aspectos neumáticos relacionados con el aire (solo los mecánicos de medios solidos) debido a que el aire es un fluido compresible y no se dispone de las herramientas para caracterizar parámetros esenciales para un estudio adecuado.

El diseño de la gearbox de la AEG no tendrá en cuenta nada que no sea la gearbox propiamente dicha. No se tendrá en cuenta el armazón ni los elementos de soporte de las piezas ni el motor ni sus características electromagnéticas. Solo el par motor aportado y su velocidad de rotación. Tampoco se tendrá en cuenta el mecanismo de alimentación de la recámara ni los diferentes modos de ciclo de disparo ya que esto último entra demasiado en la categoría de teoría de máquinas y se aleja de la de resistencia de materiales.

Debido a que la fatiga será obviada no se estudiaran mecánicamente los rodamientos, cojinetes o demás elementos que suelen fallar debido al desgaste a lo largo del tiempo. Tampoco se tendrán en cuenta consideraciones estocásticas, es decir, aquello que este sujeto al azar o las leyes de la probabilidad.

### 3.4. Planificación del proyecto

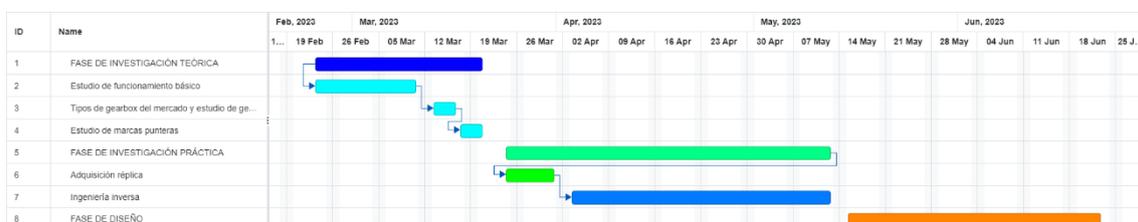


Gráfico 1: Diagrama de Gantt de la planificación del proyecto.

Este proyecto se dividirá en tres fases principales, que ya se han introducido en el Apartado 4.1. Que se ha planeado una línea temporal del proyecto no es garantía de que los plazos vayan a respetarse, pues podría ser que surgieran contratiempos o que la

complejidad del proyecto sea mayor de la esperada.

La primera fase consistirá en una búsqueda y adquisición de conocimiento del funcionamiento básico de una gearbox y qué papel desempeña cada pieza. También se incluirá un muy breve estudio sobre las principales marcas y fabricantes en este campo. Esta fase no debería durar mucho más de un mes desde el inicio del proyecto.

La segunda fase consistirá en la adquisición de una réplica real de una marca de gama media – baja para efectuar ingeniería inversa: Extraer sus componentes más interesantes de cara a un estudio mecánico y estudiar las características que lo hacen apto para realizar cada una de sus funciones. Esta fase puede llegar a durar hasta mes y medio, debido a la necesidad de desplazarse físicamente a laboratorios, ferreterías o tiendas especializadas para poder tener acceso instrumentos necesarios para tomar mediciones o cálculos.

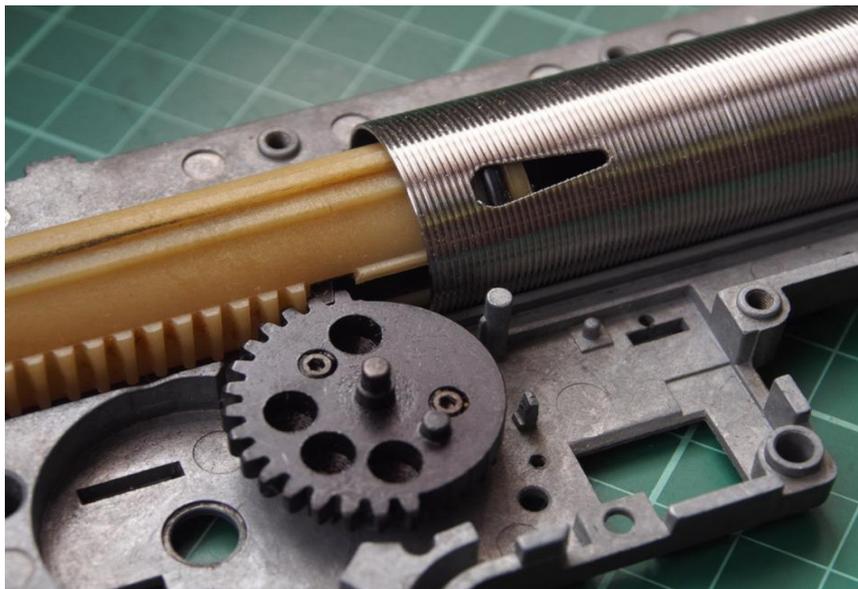
La tercera fase, la de diseño, consistirá en crear desde cero una gearbox (específicamente, sus componentes mecánicos) mediante software especializado y los conocimientos aprendidos en la anterior fase de investigación práctica. Esta fase puede llegar a alargarse también hasta un mes y medio, pues será la fase más compleja debido a la poca experiencia del alumno a la hora de caracterizar piezas o utilizar cierto tipo de software. Gran parte de la duración de esta fase será un aprendizaje a parte del uso de las herramientas que se requieren para la realización de este proyecto.

## 4. Fase de investigación teórica

### 4.1. Funcionamiento básico de una gearbox

Una réplica de AEG tiene como finalidad disparar un proyectil esférico a ciertas velocidades, dependiendo siempre de la legislación vigente en el estado en el que se quiera jugar y de las necesidades del usuario. En el caso de una pistola de clavos o un dispensador de dardos somníferos el objeto a propulsar es mucho más pesado y voluminoso. Para obtener dicho fin mediante la energía contenida en una batería de litio se necesita de una gearbox que comprende una carcasa donde alojar las diferentes piezas, una unidad motriz, un sistema de transmisión mecánico y un conjunto pistón + cilindro neumático que creará un diferencial de presión, moviendo así una masa de aire que empujará al objeto a propulsar contenido en una recámara y lo seguirá impulsando a través del cañón. La gearbox debe ser capaz de efectuar todo este proceso para habilitar un modo automático o semiautomático que permita al usuario realizar múltiples ráfagas con solo la acción del gatillo sin necesidad de cualquier otra acción como la recarga de cargadores o cerrojos manuales.

La velocidad proporcionada a esta masa de aire no depende de la velocidad o el par del motor, sino del conjunto pistón + cilindro y el muelle actuador que ejerce la presión en la cámara de aire entre dicho conjunto. A continuación se ha decidido inspeccionar cada paso del ciclo de disparo de forma temporalmente inversa, desde que el aire presurizado es introducido en la recámara hasta que un usuario acciona el gatillo en el caso de una réplica de Airsoft.



*Fig. 1: Gearbox abierta. Se puede apreciar el pistón y sus dientes, el engranaje sector y el cilindro con su orificio [1].*

## El cilindro

El cilindro es una pieza por la cual, de forma longitudinalmente coaxial, el pistón ajustado a su diámetro recorrerá su interior desde la parte posterior a la interior creando una presión mayor que la atmosférica, siendo la única vía de escape un pequeño canal en la parte anterior que lleva a la recámara, donde está el proyectil esperando a ser disparado. El cilindro comprende de un tubo abierto por la cara plana posterior y con una cabeza de cilindro en el anterior que permite redirigir la masa de aire presurizada por dicho canal.



*Fig. 2: Cabeza de cilindro y conjunto cilindro + cabeza [2].*

El volumen de compresión del cilindro constituye el área interior de este multiplicando por la longitud entre la cabeza del cilindro y el orificio que se sitúe más cerca de la cabeza del cilindro. El momento en el que la cabeza de pistón pasa este orificio y empieza a comprimir el aire del cilindro se le conoce como punto de compresión [1]. Dependiendo de donde se encuentre este orificio en relación a la longitud total del cilindro se puede clasificar esta pieza en varios tipos:

- Cilindros de tipo 0: No poseen ningún orificio en la cara curva del cilindro. La única abertura es la cara plana posterior. Usado para los cañones más largos (>460mm).



*Fig. 3: Cilindro de tipo 0. [3]*

- Cilindros de tipo ½: Contienen un orificio en la mitad de la longitud del cilindro.

Usado para los cañones más cortos (110 – 170mm).



*Fig. 4: Cilindro de tipo 1/2. [3]*

- Cilindros de tipo 3/4: Contienen un orificio en la tercera cuarta parte, medido desde el costado anterior del cilindro. Idóneo para cañones entre 270mm y 430mm.



*Fig. 5: Cilindro de tipo 3/4. [3]*

- Cilindros de tipo 4/5: Contienen un orificio en la cuarta quinta parte, medido desde el costado anterior del cilindro. Idóneo para cañones entre 364mm y 460 mm.



*Fig. 6: Cilindro de tipo 4/5. [3]*

La gran mayoría de cilindros del mercado están estandarizados en las dimensiones de la pionera marca *Tokyo Marui*, quien creó todo el concepto del Airsoft durante la segunda mitad del siglo XX. Su diámetro interior es de 23,6mm, aunque existen cilindros con paredes más delgadas, 1,3mm específicamente, que incrementan el diámetro interior a 24,9mm. Puede parecer insignificante, pero estos cilindros de ánima ampliada poseen un 11,32% más de volumen de aire que los estándares. [4]

Estos orificios hacen posible dicha estandarización ya que retrasan el tiempo en el que el pistón llega al tiempo de compresión permitiendo que el pistón no decelere al no tener que comprimir más aire del necesario. El volumen de aire requerido dependerá de la longitud

del cañón, pues si se le da demasiado volumen para un cañón demasiado corto el proyectil tendrá una velocidad de salida inferior al aire que le ha impulsado. Esto se debe a que los diámetros del balín y cañón estándares son de 6mm y 6,03mm respectivamente. Si el aire que escapa en el juego de balín – cañón viaja a una velocidad muy superior al propio proyectil este último sufrirá fuerzas laterales y turbulencias que alterarán el movimiento rotatorio que la goma hop-up le ha dado previamente a la salida de la recámara, imposibilitando el efecto aerodinámico Magnus que en muchos casos quintuplica el alcance efectivo de la réplica. [1]

### **El pistón**

El pistón es la pieza móvil del conjunto que hace juego con el cilindro. En la parte anterior posee una cabeza con una o varias juntas tóricas para asegurar que toda la presión y masa de aire sea dirigida correctamente hacia el canal que dirige a la recámara. Al igual que el cilindro esta hueco por dentro, ya que por dentro acomoda el muelle principal de la gearbox que provocará que el pistón comprima el aire dentro del cilindro. En la absoluta mayoría de las gearbox el pistón es comprimido hacia atrás por acción de los engranajes de transmisión mediante unos dientes en la parte inferior del pistón, para posteriormente ser liberado y dejar el muelle impulsar el pistón contra la cabeza del cilindro. La fuerza del muelle y el volumen recorrido por la cabeza del pistón dentro del cilindro serán los principales factores que determinarán la energía cinética suministrada al balín en la recámara, que está directamente relacionada con su velocidad de salida.

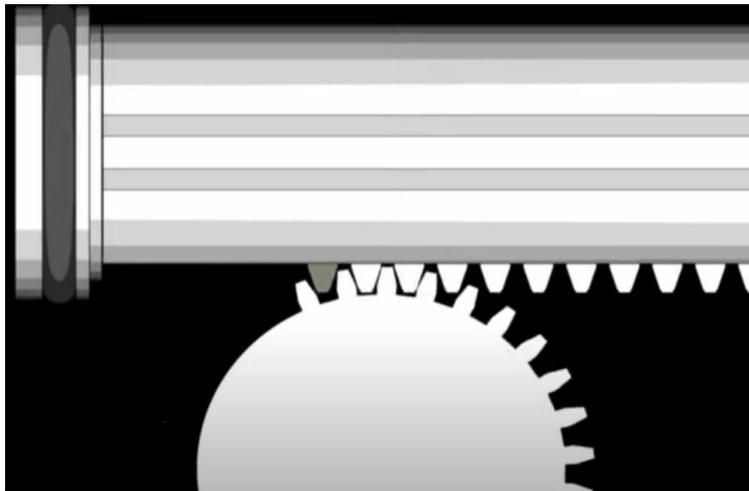


*Fig. 7: Vista frontal / inferior del pistón.*



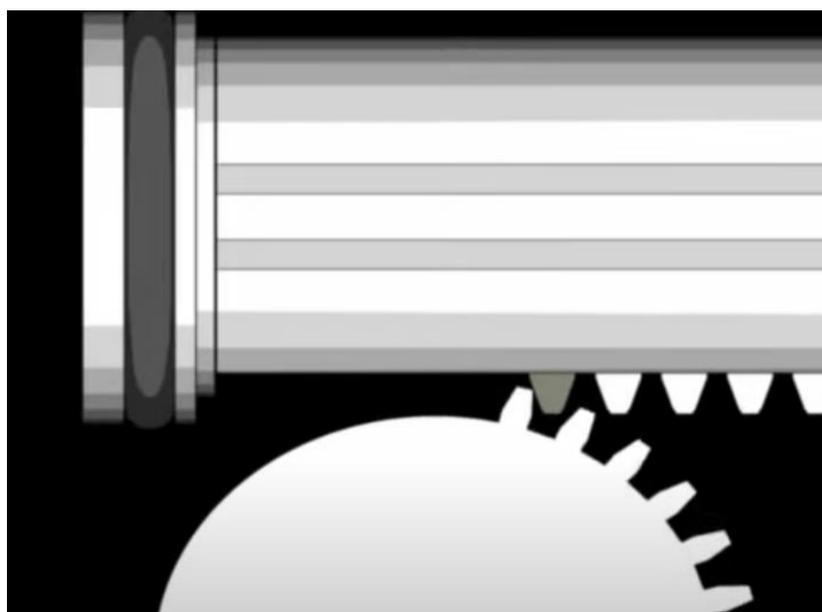
*Fig. 8: Vista posterior del pistón.*

En las anteriores fotografías se puede apreciar la cabeza de tipo SHS blanca con la junta tórica negra, así como la cavidad donde va alojada la parte anterior del muelle principal y las guías del pistón que se transparentan a través de la cara translúcida de este. Cabe destacar que los dientes del pistón son de polímero, más el diente anterior es metálico. Esto se debe a que una vez el muelle esté casi del todo comprimido por acción del engranaje sector, este último diente será el único elemento en tener que soportar las fuerzas del muelle en su punto máximo de compresión como se muestra en la figura 8. Los pistones de alta gama poseen todos los dientes metálicos para disponer de mayor vida útil y poder soportar muelles más fuertes.



*Fig. 7: Engranaje accionando el pistón en el sentido opuesto a la fuerza del muelle. Dicho engranaje gira en sentido horario, el muelle ejerce fuerza en el pistón hacia la izquierda.*

[5]



*Fig. 8: Engranaje accionando el pistón en el punto máximo de compresión. [5]*

**Cámara de gases**

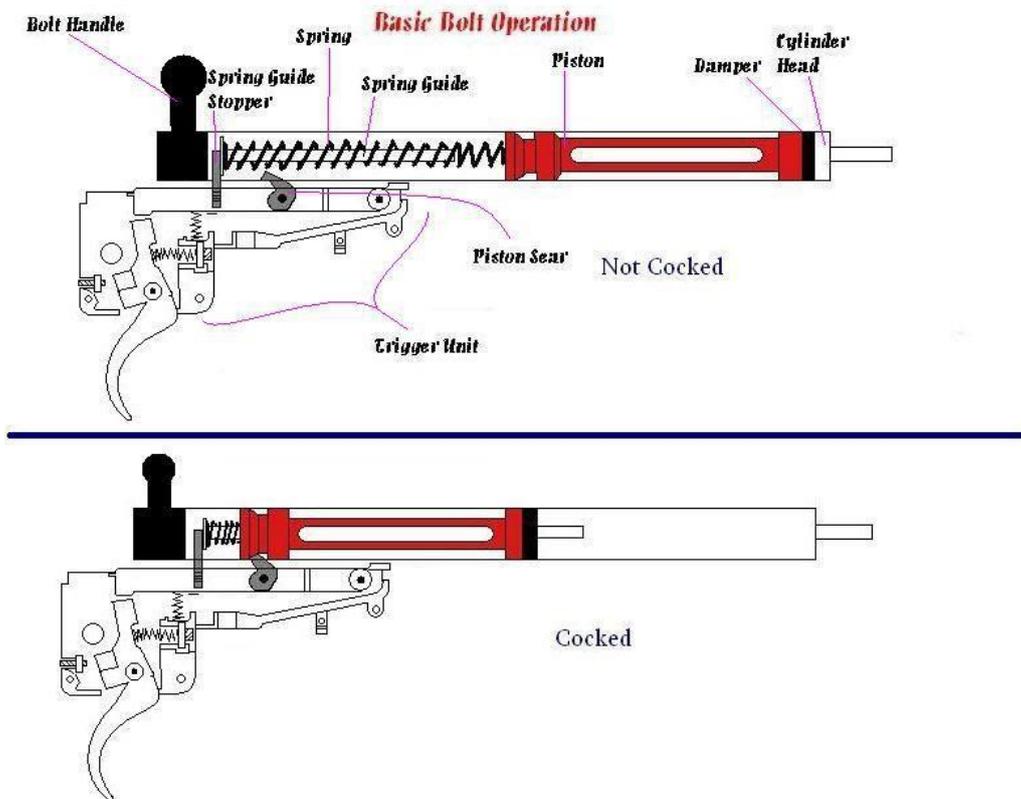


Fig. 9: Diagrama de un cilindro – pistón – muelle. [6]

En la imagen anterior se muestra un diagrama de una réplica de alta precisión accionada manualmente. El sistema cilindro + pistón funciona igual que en una AEG y se puede observar que se tiene la posición de descarga y la posición acerrojada. La velocidad de salida de gases a la recámara se puede calcular simplídicamente mediante la siguiente expresión:

$$Q = v * D^2 / 4 * \pi$$

Ecuación 1: Caudal volumétrico.

Sabiendo que el caudal volumétrico es constante en el interior del cilindro como en el canal de salida a la recámara y considerando que el aire es incompresible y no hay pérdidas de fricción:

$$v_2 = v_1 * \frac{D_1}{D_2}$$

Ecuación 2: Relación de velocidades para fluidos incompresibles.

Siendo  $v_2$  la velocidad de salida de gases hacia la recámara,  $v_1$  la velocidad de retorno del

pistón,  $D_1$  y  $D_2$  los diámetros del canal de salida y del interior del cilindro respectivamente. Cabe destacar que considerar el aire como un fluido incompresible y aplicar la Ecuación 2 solo tiene una utilidad meramente orientativa y que, en ningún caso, se debe tomar esta hipótesis a la hora de realizar cálculos o demostraciones.

## Muelles

El muelle principal se encargará de empujar el pistón que comprimirá el aire dentro del cilindro. Existen dos tipos principales de muelle: paso irregular y paso regular.



*Fig. 10: Muelle de paso irregular M100. [7]*

Los muelles de paso irregular se comprimen y descomprimen de forma no constante a lo largo del muelle. El bobinado de paso más reducido reacciona más rápidamente incrementando su energía. Estos muelles son los más ampliamente usados en el Airsoft en contraste a los de paso regular debido a que suelen hacer que el ciclo de disparo sea más progresivo ya que no todo el muelle se comprime, haciendo que la inercia de este sea menor. A pesar de que esto sea cierto en teoría, en la práctica las diferencias son irrisorias y un usuario tendrá un rendimiento muy parecido con muelles de paso irregular o regular mientras estos carezcan de diferencias en la calidad de manufacturación. [7]

El muelle se apoya en la parte posterior en una guía de muelle, donde se suelen colocar anillos de potencia o cojinetes de impulsión (*power rings* o *thrust bearings* en inglés). El primero es simplemente un aro metálico de cierta anchura que comprime ligeramente el muelle para que este ejerza más fuerza al estar el pistón en el punto más posterior. Los cojinetes de impulsión actúan de forma similar, solo que en vez de un anillo es un cojinete: un par de anillos concéntricos en contacto que deslizan entre ellos. Cuando un muelle se comprime y descomprime aparecen fuerzas de torsión que provocan que este rote alrededor de su eje longitudinal. Estos permiten que al comprimirse y descomprimirse el muelle dicho movimiento de rotación sobre su eje sea más regular y con fuerzas de fricción reducidas en comparación a estar apoyado sobre una superficie plana y fija. [8]

A lo largo de un ciclo de disparo el muelle se comprime parcialmente. Este es un componente el cual es muy rápido de cambiar y no requiere más que un destornillador para las gearbox clasificadas como “de cambio rápido de muelle”. Por este motivo lo ideal es comparar la eficiencia entre los muelles más estandarizados del mercado en el caso de

querer implementar una mejora de rendimiento, en contraste con comparar diferentes tipos de cilindros. Esto se debe a que la mayoría de los muelles son muy similares y compatibles en cuanto a dimensiones se refiere y para variar la potencia de una réplica AEG lo más fácil que puede cambiar un usuario es el muelle.

Instalar muelles más rígidos requerirá de una gearbox más resistente, como pistones de dientes metálicos, engranajes de transmisión que puedan soportar más cargas en sus dientes y asimismo un motor eléctrico capaz de suministrar más par a estos engranajes.

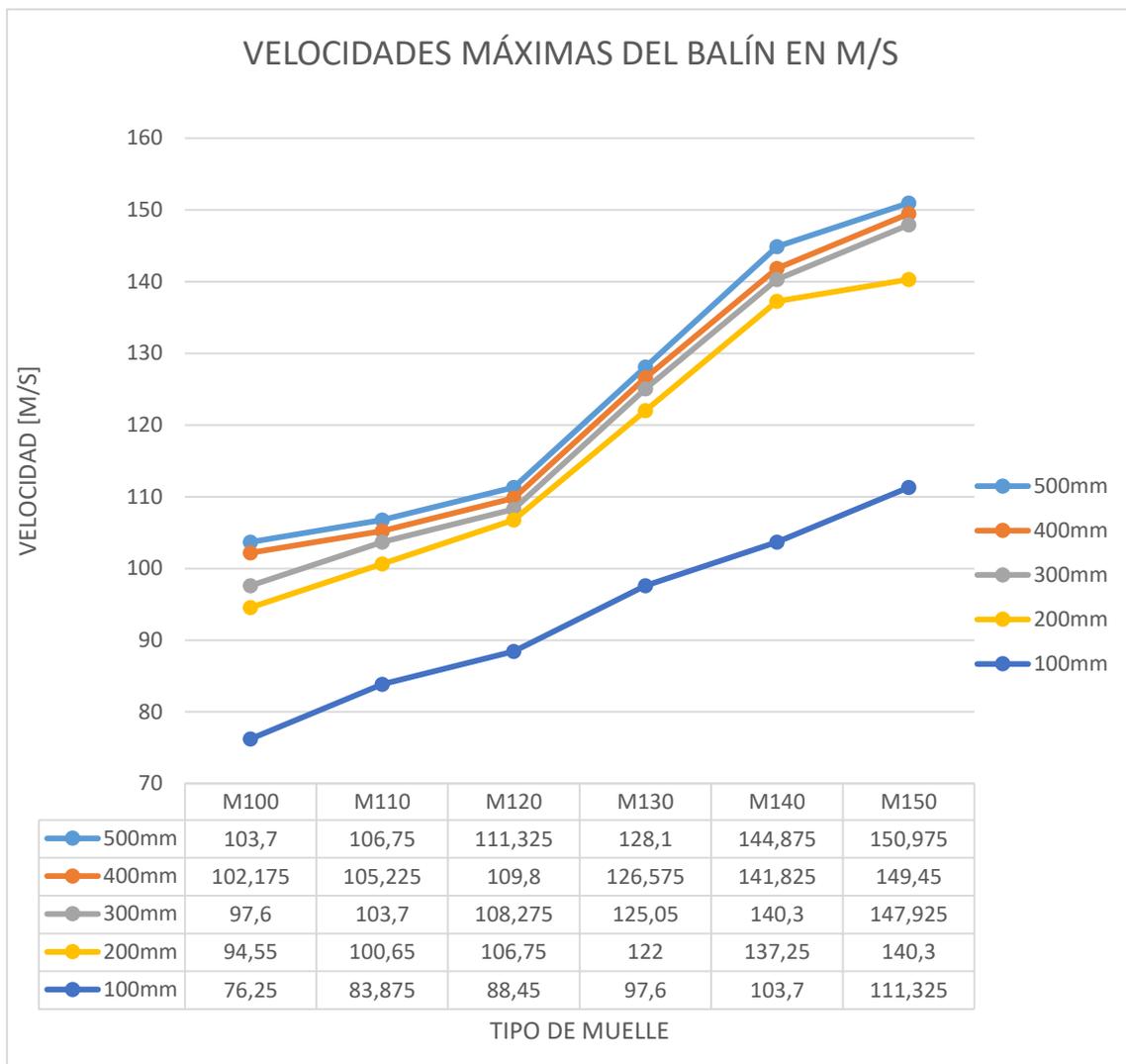
Los muelles más comercializados de diferentes marcas tienen una nomenclatura que comprende una letra M seguida de un número. Contra más alto el número la constante de rigidez  $k$  será más elevada, siendo el M100 el muelle más estándar que llevan la mayoría de réplicas AEG de fábrica. Desgraciadamente los fabricantes no indican el valor de la  $k$  y un M100 de una marca puede tener una constante diferente que de la marca de la competencia, siendo la longitud libre de estos muelles el único parámetro constante.

De forma experimental un usuario ha podido encontrar un rango de valores para varios muelles de diferentes marcas calculando la fuerza necesaria para comprimir totalmente los muelles [8]. Cada fabricante dota a sus muelles de su propia geometría, por lo que la diferencia entre la longitud libre y la longitud cerrada difiere en cada caso particular. Esta diferencia corresponde a la deformación longitudinal del muelle y los fabricantes no dan a conocer dicho dato, por lo que la mejor manera de calcular la constante  $k$  es de forma empírica. Los resultados del experimento se muestran en la Tabla 1.

MARCA	MUELLE	FUERZA EN N
Action Army	M100	63,94 N
Rocket		76,5 N
Action Army	M120	91,79 N
Rocket		101,5 N
Guarder	M130	118,46 N
Rocket		111,99 N

Tabla 1: Comparación de muelles M100, M120 y M130 para diferentes marcas. Las lecturas corresponden al valor de la fuerza propiciada en su longitudes cerradas [8]

Se puede observar que ni siquiera los mismos tipos de muelles tienen un valor constante entre marcas, por lo que la mejor manera de determinar las características de esta pieza es de forma empírica. Para demostrar el efecto que tiene la combinación de diferentes tipos de muelle con diferentes longitudes de cañón se han anotado las velocidades de salida del proyectil. Las piezas usadas son un cañón estrecho (diámetro interior de 6,02mm) inicialmente de 500mm de longitud, al que se le ha ido cortando y puliendo tramos regulares de 100mm y un cilindro de la marca G&G de tipo ¾. Se han anotado los valores de dicho experimento usando balines de PLA de 0,2 gramos. [8]



*Gráfico 2: Velocidades máximas de un proyectil en pies por segundo según el muelle y la longitud del cañón. [8]*

Las conclusiones de estos resultados concluyen que para cañones de entre 200mm y 500mm los muelles M130 y M140 dan unas lecturas de velocidades muy elevadas en comparación a su contraparte de un nivel inferior, dicho que estas progresiones son más o menos lineales a excepción de estos dos muelles. El cañón de 200mm rinde menos que

sus contrapartes más largas al cargar el muelle M150, de mayor constante de rigidez **k**. El cañón de 100mm destaca por sus pobres resultados aunque no hay que dejarse engañar por los números ya que estas longitudes son idóneas para réplicas de AEG diseñadas para espacios cerrados e interiores, donde la naturaleza de jugar en espacios reducidos hace que la velocidad de proyectil y la precisión de este sean factores no relevantes. Por el contrario poseer una réplica más corta, con menos inercia y con ello más responsiva a movimientos del usuario permite al jugador ser un jugador más ágil que sus oponentes con cañones más largos y pesados.

### **Transmisión**

En las gearbox más populares tres engranajes se encargan de transmitir todo el movimiento giratorio del eje del motor al movimiento lineal del pistón para comprimir el muelle. Estos tres engranajes son el bevel gear, spur gear y el sector gear.

Los ejes de todos los engranajes están fijos al armazón de la gearbox mediante rodamientos de bolas. Los rodamientos de bolas requieren de menos lubricación que los cojinetes y su rendimiento no dependen de la velocidad de giro relativa entre las coronas interiores y exteriores.

El bevel gear tiene tres funciones: cambiar el eje de rotación del par motor a uno horizontal y perpendicular al movimiento del pistón, transmitir este nuevo par y evitar que la fuerza del muelle, en caso de que venza al par motor, cambie el sentido de giro de toda la transmisión de la gearbox. Incluso en el idioma español se usa el término anglosajón, pues su traducción (bevel gear se traduce a “engranaje cónico”) puede llegar a resultar confusa debido a que se puede referir tanto a la corona cónica que posee como a la propia pieza en sí. Los demás engranajes también se referirán en su denominación anglosajona



*Fig. 11: Bevel gear y piñón. [9]*

Dicho engranaje posee tres coronas de dientes para cada una de estas funciones. Una de dientes lineales cónicos que irán acoplados con un engranaje cónico en el extremo del eje del motor, llamado piñón. Es importante que estos dos encajen de forma óptima para evitar el desprendimiento de dientes. Otra corona de dientes planos lineales que transmitirá el par del engranaje al spur gear. Por último una corona de dientes en forma de aleta de tiburón. Una palanca se desliza por el lado curvo permitiendo el giro en sentido anti horario. La palanca se bloquea contra el costado plano en caso de que el bevel gear intente girar en sentido horario en el caso de que las fuerzas del muelle principal venzan al par del motor. Esta palanca tiene un pequeño muelle que la presiona contra los dientes que se puede liberar manualmente en caso de que se requiera un mantenimiento.



*Fig. 12: Pestaña anti retorno. Un muelle torsional hace presión contra unos dientes que permiten el deslizamiento de esta palanca por encima de ellos solo en sentido anti horario. [10]*

El spur gear es el segundo y el que solamente se encarga de pasar el movimiento circular del bevel gear al spur gear. Posee dos coronas de dientes planos de diferente diámetro para reducir las elevadas revoluciones por minuto del motor eléctrico y adecuarlas al pistón. Esta relación de transmisión es directamente proporcional al número de dientes de la corona conductora entre la conducida. Su traducción al español significa “engranaje recto”. Como los demás engranajes también tienen coronas rectas se utiliza el término anglosajón para diferenciar la pieza de las otras coronas, al igual que se hace con el bevel gear.



*Fig. 13: Spur gear. [11]*

El sector gear es, desde un punto de vista mecánico, una de las piezas más interesantes de la gearbox. Su función principal es la de, a partir del par rotatorio del motor, proporcionar la fuerza al pistón para comprimir el muelle principal. Es responsable de que el selector de fuego funcione correctamente y es el encargado de accionar la placa alzaválvulas. Esta pieza de polímero mueve un balín por ciclo de disparo desde el cargador de alimentación de la réplica a la recámara justo antes de que el pistón sea liberado y pase por el punto de compresión. Mediante un resorte en el sector gear y un pequeño muelle esta pieza realiza un movimiento armónico simple.



*Fig. 14: Sector gear. Nótese la corona completa en la parte inferior, la semicorona en la parte superior y el pequeño resorte a la izquierda del eje que acciona la placa alzaválvulas. [12]*

La compresión del muelle mediante el pistón se logra mediante una semicorona de dientes planos que han de estar sincronizados con los dientes del pistón. En cuanto el último diente de la corona deja de estar en contacto con el diente anterior del pistón este último es liberado y disparado contra la cabeza del cilindro por acción del muelle. Anteriormente se argumentó como este diente anterior del pistón debe ser metálico para soportar todas las fuerzas del muelle en su estado de máxima compresión durante el ciclo de disparo. Dichos engranajes son siempre fabricados de un solo material homogéneo para toda la pieza por lo que el último diente de la semicorona tendrá las mismas propiedades que el primero. Un problema común en gearbox de peor calidad es el desprendimiento de dientes a lo largo de toda la transmisión, normalmente ocasionado por un mal diseño de dientes que provoca más compresión del muelle de lo que los engranajes pueden soportar. [8] La pérdida de unos pocos dientes no es un problema grave a corto plazo. Más a largo plazo, con la

perdida sucesiva de dientes, la gearbox quedará inoperativa.

Aquí se plantean varias soluciones:

- Cambiar a un muelle con una constante de rigidez menor. Si se tiene un M130 pasar a usar un M120 o M110.
- Mejorar componentes de la gearbox encargados de soportar grandes fuerzas. Dientes del pistón y engranajes principalmente.
- Extraer dientes de la semicorona, haciendo que el recorrido del pistón sea menor así comprimiendo menos el muelle. Se ha de asegurar que el último diente del pistón en tener contacto con la semicorona y soportar todas las fuerzas del muelle sea metálico para evitar desprendimientos de dientes. [5]

Otro problema que no suele ser usual es que la cantidad de dientes del pistón supere la cantidad de dientes de la semicorona. Esto puede provocar que una vez el pistón avance hacia el cilindro el último diente del pistón entre en contacto con los dientes de la semicorona restantes [5]. Lo óptimo es que la cantidad de dientes del sector gear y del pistón sea la misma.

### **Sistema de accionamiento**

El sistema batería - motor – unidad de gatillo es un simple sistema eléctrico cerrado de corriente continua. Un cableado forma contacto entre los tres componentes siendo la unidad de gatillo la única pieza móvil. Actúa como un pulsador que cierra el circuito cuando se presiona el gatillo, insertando una pieza de metal conductora entre dos láminas que actúan como bornes del cableado, y un muelle vuelve a abrirlo una vez el usuario libera el gatillo. Aunque quede fuera del alcance del proyecto cabe comentar que en modo semiautomático entra en juego el selector de fuego y la palanca selectora, un mecanismo que limita la réplica a un solo disparo por presión de gatillo al abrir el circuito una vez se ha completado un ciclo de disparo [13].

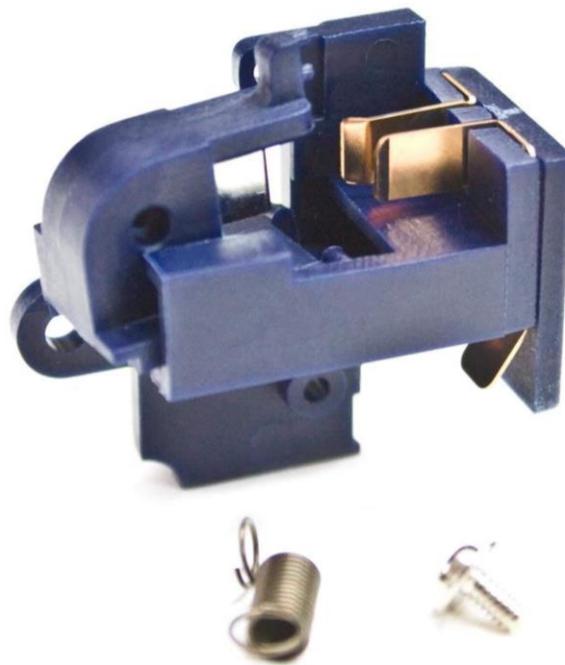


Fig. 14: Unidad de gatillo. Nótese el muelle de retorno separado del conjunto y las dos láminas de material conductor [14].

**En resumen**



Fig. 15: Gearbox abierta y parcialmente desmontada. [15]

Con todos los sistemas y sus respectivas piezas y mecanismos ya explicados es de interés resumir el funcionamiento básico de una réplica de AEG en su totalidad. Cabe destacar que la diferencia entre los tipos en los cuales se clasifican todas las gearbox es solo la ubicación y disposición en la que se encuentran sus componentes. A continuación se explica el proceso temporal de un ciclo de disparo en modo automático de una AEG genérica:

1. Al accionar el gatillo, una placa en el sistema de accionamiento hace de contacto para el circuito batería - accionamiento - motor DC.
2. El motor gira a altas velocidades. El sistema de transmisión compuesto de 3 engranajes reduce las velocidades multiplicando el par y cambiando el movimiento de dirección en cuanto a los ejes se refiere.
3. El movimiento rotatorio del último engranaje pasa a ser un movimiento lineal unidireccional gracias al engranaje entre la semicorona exterior de este y los dientes de la cara inferior del pistón. A su vez y mediante un resorte este engranaje acciona la placa alzaválvulas, una pieza que encajaba un pequeño perdigón de polímero de PLA biodegradable en la recámara.
4. Este movimiento lineal vence la fuerza del muelle principal a medida que lo va comprimiendo. Una vez el último diente de la semicorona libera el último diente del pistón el muelle libera súbitamente toda la energía almacenada en el pistón.
5. Este pistón arremete contra el interior de un cilindro. El juego entre la cabeza del pistón y el cilindro, herméticamente cerrado gracias a las juntas tóricas de la cabeza del pistón, forma una cámara estanca de aire a excepción de un pequeño canal en la parte anterior del cilindro.
6. Las altas velocidades de descompresión del muelle y por ende del pistón crean una gran presión en la masa de aire contenida en el cilindro, que solo puede escapar por el canal de salida a altas velocidades.
7. La masa de aire sale al exterior por el interior del cañón, no sin antes pasar por la recámara y empujar el balín a altas velocidades.

Como se ha comentado anteriormente, todo este proceso global es común en la gran absoluta mayoría de las réplicas de Airsoft eléctricas. Lo que se diferencia entre ellas es la calidad y el material de las piezas móviles anteriormente expuestas y la configuración de estas. En los puntos siguientes se explorarán las configuraciones más comunes.

## 4.2. Tipos de gearbox más populares del mercado

La estandarización de un producto conlleva numerosas ventajas a nivel industrial y logístico. La práctica del deporte conocido como Airsoft no es ninguna excepción. Al igual que la estandarización de los diámetros de los balines de 6mm; el diámetro interno de los cañones; las dimensiones de cilindros, muelles, pistones y demás; la configuración de todos estos componentes también está estandarizada. La mayoría de fabricantes se ciernen a tres configuraciones de gearbox que escogen dependiendo del coste, del cuerpo externo de la réplica y la facilidad de mantenimiento por parte del usuario promedio.

Estas tres poseen características en común, como lo son el posicionamiento del muelle detrás del pistón, los tres engranajes explicados anteriormente o el sistema de alimentación en la recámara mediante la placa alzaválvulas [16].

### Gearbox V1

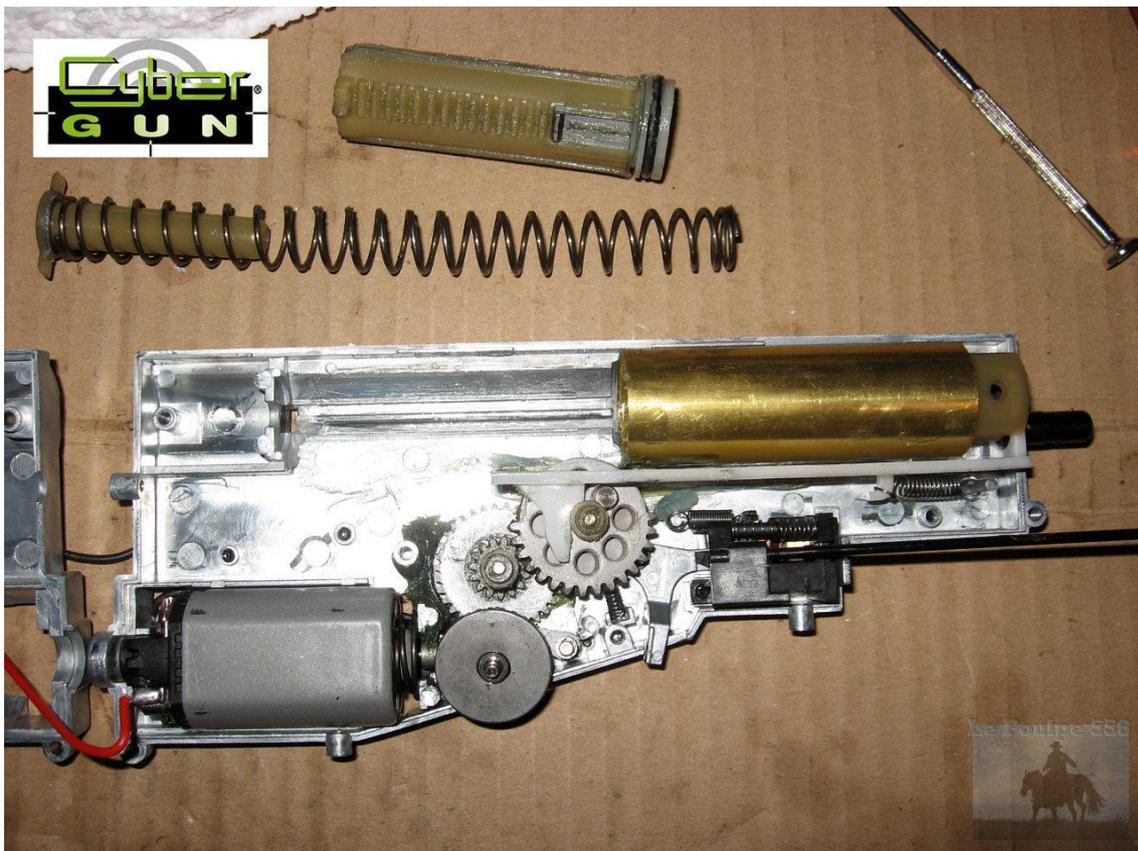


Fig. 16: Gearbox V1. Nótese la guía de muelle, el muelle y el pistón desmontados. [17]

Diseñada por Tokyo Marui esta fue la primera gearbox estandarizada del mercado. Destaca por su sencillo y compacto diseño, que le permite soportar muelles de gran potencia, su facilidad de desmontaje y su motor sujeto por guías [16]. Además la configuración horizontal permite su integración en diseños compactos en lo que las

dimensiones verticales se refieren.

Los principales factores que contribuyeron a que este tipo de gearbox entrara cada vez más en desuso fue la dificultad de encontrar motores compatibles (pues estos son de cuello mediano que ya no se fabrican) y la tendencia a fallos que daban los selectores de fuego, lo que ocasionaba que los jugadores tuvieran que realizar tareas de mantenimiento en mitad de una partida en la peor de las situaciones. Hoy en día solo el modelo FAMAS de Tokyo Marui posee este tipo de gearbox debido a la incapacidad de este modelo de instalar Gearbox más modernas debido a su peculiar forma.

### Gearbox V2

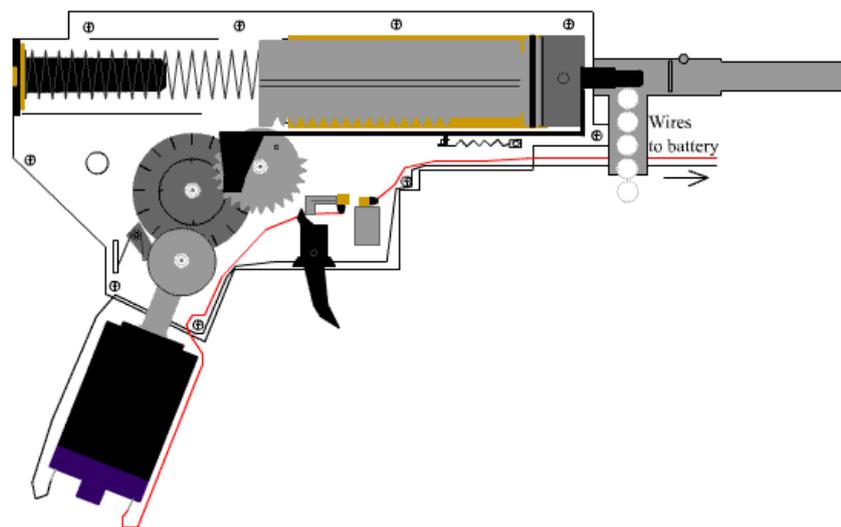


Fig. 17: Esquema de Gearbox V2. [16]

Sin duda alguna el más prolífico del mercado y más querido entre los usuarios por su versatilidad, difusión y facilidad de obtener repuestos y modificaciones. El motor se sitúa en la empuñadura posterior de la réplica haciendo que la forma de esta gearbox recuerde a la de una pistola de agua.

Esta forma la hace idónea para adaptarla a la mayoría de modelos de réplica existentes. Merece la pena enfatizar cuánto de ventajoso es este aspecto, pues permite la estandarización entre todos los fabricantes de réplicas de todo el mundo, abaratando costes, permitiendo el intercambio de piezas entre réplicas de modelos y marcas distintas y facilitando la comprensión del funcionamiento de estos dispositivos para los usuarios a la vez que su montaje y modificaciones.

Otra gran ventaja respecto a la V1 es la posibilidad de alojar la batería lejos de la Gearbox, pudiendo ser alojada en la culata o la empuñadura delantera de la réplica, lo que reduce muchos problemas de espacio que conllevan las voluminosas baterías de 7,4 u 11 voltios.

El eje del motor es de cuello alto. La posición del eje se regula mediante un tornillo en la parte inferior de la empuñadura. El usuario debe procurar que, mediante una óptima regulación, los dientes del bevel gear y el piñón engranen a la perfección.

El gatillo y el selector de fuego no son complejos pero sí efectivos y fiables, aunque estos suelen depender más de cada modelo y fabricante.

Podría decirse que este tipo de gearbox es el idóneo si no fuera por el moderno Gearbox V3 y la tendencia de la pestaña anti retorno de saltar debido a su resorte a la hora de manipularla, lo que conlleva que el usuario tenga que recolocarla en su posición. [16]

### Gearbox V3



*Fig. 18: Gearbox V3. Nótese que el motor va en un compartimiento independiente. [16]*

El segundo más usado después del V2, a pesar de que es una mejora moderna de este último. Siendo muy similares el V3 tiene un perfil más bajo, permitiendo su instalación en modelos más compactos o dejando espacio para otros componentes. [16]

La principal diferencia es que el motor va dentro de una jaula específica. Esto permite, a diferencia de la Gearbox V2, que el motor pueda ser desmontado fácilmente del conjunto de la gearbox y permitir el accionamiento manual del bevel gear sin tener que accionar el motor para ello. Esto se traduce a una enorme mejora en el apartado de mantenimiento y

solución de problemas cuando se pretende encontrar fallos a optimizar en el conjunto de la gearbox, el motor en sí o realizar tareas básicas de mantenimiento como la limpieza de componentes. [16]

Además de esto, el Gearbox V3 posee todas las virtudes de las Gearbox V2. [16]

### **4.3. Que tienen las marcas más punteras**

Las opciones para todo aficionado a este deporte son múltiples. Cada fabricante puede destacar una o varias características que hacen de sus réplicas especiales. Ya sea un cuerpo de sus réplicas de alta robustez y fidelidad, su gran cantidad de stock en cuanto a réplicas o piezas, la gama de accesorios compatibles, su buen balance entre calidad y precio o la calidad de sus internos. Los “internos” es la forma coloquial de llamarle a la gearbox.

Debido al alcance que tiene este proyecto se limita a la gearbox, la cuestión es qué hace que las marcas destaquen por la calidad de sus internos. Las marcas en su conjunto se dividen en gamas bajas, medias y altas, las cuales se adaptan al poder adquisitivo y a la competitividad de los usuarios. Varios factores determinan el prestigio de un fabricante, ya sea la capacidad de incorporar mejoras, la cantidad de piezas estandarizadas que sus réplicas usan, la facilidad de obtener estas piezas y, como no, la calidad de la gearbox de fábrica.

El diseño final de este proyecto contempla que el usuario no requiera de realizar ningún cambio de piezas para obtener un rendimiento competitivo, por lo cual se prestará especial atención a las marcas que deban su fama y reconocimiento a sus prestaciones de fábrica. En las gamas medias y altas se pueden destacar estos fabricantes:

#### **ICS (I Chih Shivan)**

Originaria de Taiwán, esta marca es famosa por su diseño de gearbox divisible. Este tipo de gearbox destaca por su diseño modular pensado para que las partes neumáticas (cilindro, muelle, pistón y guía de muelle) se separen con facilidad del sistema de transmisión. Estas dos partes tienen sus armazones propios que se pueden unir y desmontar con facilidad. Se puede hacer el símil con las Gearbox V3 y su armazón o caja propia para el motor. Esto conlleva en que el desmontaje y mantenimiento del conjunto cilindro – pistón y el cambio de muelle sea sumamente fácil. [18]

Esto en cambio conlleva que ICS posea piezas propias para sus gearbox y estas no tengan compatibilidad con otras marcas, lo que puede dificultar a los usuarios la tarea de encontrar piezas de repuesto.



Fig. 19: Gearbox divisible de ICS. Nótese como el armazón tiene una pieza para el sistema neumático y el muelle y otra para el resto de la gearbox. [19]

Otro aspecto que hace destacar a ICS, menos rompedor que la gearbox divisible pero de mayor interés para este proyecto, es la calidad de su sistema neumático. Mucha potencia se pierde por fugas de aire debido a que la cabeza del pistón no es óptimamente hermética. [18]

## G&G

Ejemplo magno de gama media, G&G es de las marcas más prolíferas entre aficionados y novatos debido al realismo de los cuerpos metálicos de sus réplicas, su largo alcance y, sobretodo, el hecho de poseer las gearbox con más compatibilidad entre piezas. Encontrar componentes o piezas para reparar o mejorar una G&G es nada complicado, más aun teniendo en cuenta los asequibles precios que este fabricante pone.

Cada vez más G&G está dando uso a mejores materiales para la fabricación de su producto, siendo el uso de fibra de nylon su aportación más revolucionaria en contra a la tendencia de fabricar con plástico ABS. La fibra de Nylon, a pesar de ser más costosa, es más ligera y resistente ( $1,13 \text{ g/cm}^3$  de densidad y  $600 \text{ MPa}$  de límite elástico en condiciones ambientales) [20] que el plástico ABS ( $2,2 \text{ g/cm}^3$  de densidad y  $73,1 \text{ MPa}$  de límite elástico en las mejores condiciones) [21].

## **Tokyo Marui**

El fabricante primordial de AEG. Tokyo Marui inventó las gearbox (V1 y V2), las réplicas de gas, las AEG todo lo que se da por sentado en el mundo del Airsoft, deporte el cual no existiría sin esta marca. Tokyo Marui es sinónimo de gama alta, lujo, veteranía y distinción. A pesar de todo el prestigio que esta compañía japonesa tiene en su nombre, la realidad es que ya no destacan por encima de ninguna marca debido a que en pleno siglo XXI toda empresa que se dedique a la manufacturación de réplicas ha alcanzado el nivel tecnológico que permitía a Tokyo Marui destacar por encima de los competidores que han surgido en las décadas póstumas.

A pesar de todo esto las gearbox niponas no solo relucen por su nombre sino por la calidad de sus piezas y la precisión de los ajustes entre piezas, resultando así en engranes óptimos en el caso de la transmisión o mínimas fugas de aire por la cabeza del pistón en el cilindro, aunque las demás marcas de alta gama la igualan o incluso la superan [18].

## **Krytac**

Una de las compañías más nuevas, Krytac es el resultado de varios ingenieros de otras prestigiosas marcas dedicados a hacer AEG que no requieran ningún tipo de modificación y aun así desempeñen como ninguna en el campo de juego. Esta fiabilidad viene dada por la calidad de sus rodamientos y la calidad y resistencia de su tren de transmisión, lo que permite instalar muelles más potentes que no podrían soportar réplicas de gama más baja. A pesar de que los parámetros y el aspecto aerodinámico no entra en el alcance del proyecto cabe destacar la gran precisión de fabricación de sus ánimas de los cañones y de sus gomas hop-up consiguen que las réplicas de Krytac tengan precisión casi comparable a la de un láser con unos primeros 50 metros de trayectoria casi recta en días sin viento y con BBs de calidad y alto gramaje. A pesar de ser novatos en un mundo de gigantes veteranos, la gama 2022 de Krytac la ha elevado al puesto número 1 en el mercado en cuanto a rendimiento se refiere [18].

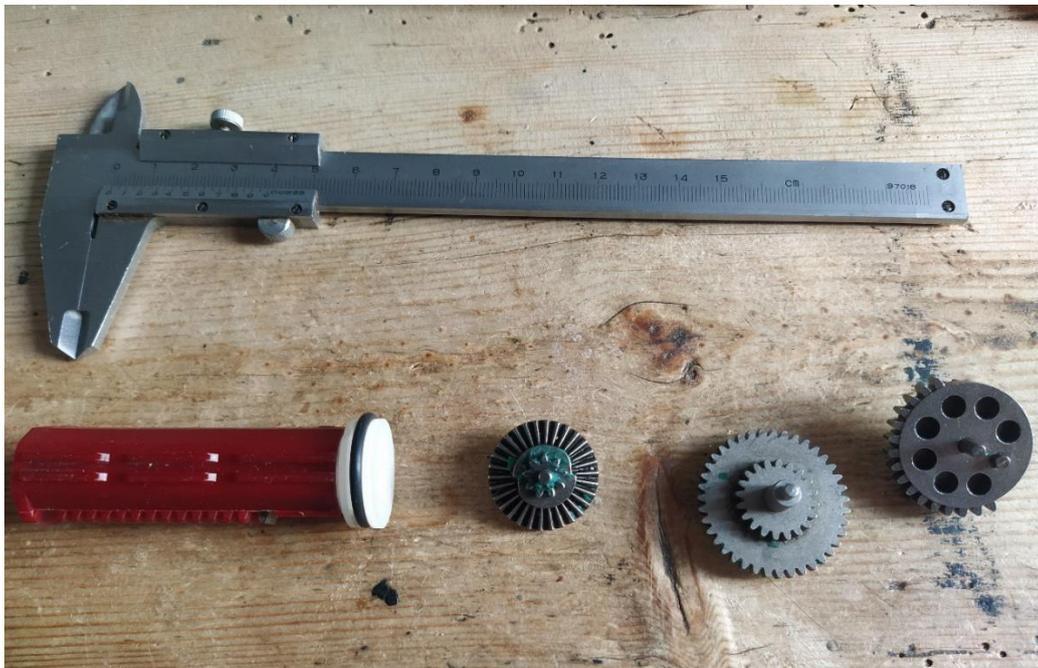
## 5. Fase de investigación práctica

Una vez hecha una extensa introducción al mundo del Airsoft y de cómo funcionan las réplicas se procederá a estudiar físicamente una de ellas. La experimentación práctica difiere de la investigación teórica en que es mucho más inaccesible al requerir de medios físicos e instrumentos de laboratorio que no se poseen en una vivienda, el factor error tanto a la hora de tomar muestras a piezas no perfectas como que estas muestras posean un error humano de medición (o del aparato de medida, aunque esto no ocurre tan frecuentemente).

El principal objetivo de este estudio será el aprendizaje de las características mecánicas necesarias de las piezas que encargan de transmitir mecánicamente el par que ofrece el motor hasta el muelle principal de la gearbox, así como determinar la forma idónea para finalmente, en la tercera fase del proyecto, diseñar una gearbox propia.

### 5.1. Desmontaje y puesta a punto

Se ha adquirido, por medio de una aplicación de compra y venta de segunda mano, una réplica de la marca CYMA casi nueva por valor de 100€. Esta posee una gearbox V3 la cual posee cambio rápido de muelle y el motor se sitúa en un cajetín independiente, por lo cual el desmontaje de esta debe ser ligeramente menos complicado que una que no posea esta característica de cambio rápido.



*Fig. 20: Fotografía de los engranajes, pistón y el pie de rey que proporcionará medidas precisas.*

Una vez se tienen los componentes esenciales, se procederá a estudiarlos de igual orden que durante la investigación teórica. Desde el pistón y el muelle hasta el eje del motor eléctrico, pasando por los tres engranajes que forman el sistema de transmisión.

## 5.2. Conjunto muelle - pistón

El conjunto muelle – pistón, como ya se ha explicado previamente, es el encargado de comprimir súbitamente la masa de aire que quedará atrapada dentro del cilindro entre las cabezas del pistón y cilindro.

### El muelle

El muelle de paso irregular que se ha extraído de la réplica es un M110, uno poco usual debido a que la mayoría de réplicas sin modificar poseen un M100 de fábrica. Se puede asegurar que las mediciones que este dará estarán por encima de la media. Los muelles en las gearbox funcionan a compresión y están dispuestos de forma coaxial con una guía de muelle que es simplemente una varilla de metal o pieza de polímero que transcurre por el interior de las espiras, en la parte posterior de este. Un común problema que los jugadores pueden encontrar a lo largo de la partida es el pandeo flexional de estos muelles durante un ciclo de disparo. Esto se debe a varios factores, siendo la instalación incorrecta de un muelle que no es compatible con la guía de muelle o la poca estabilidad de este. Este pandeo puede provocar que la gearbox se atasque y su correcto funcionamiento se vea interrumpido. Para evitar este pandeo en nuestros ensayos se usará una barra roscada con una arandela en un extremo para sujetar el muelle que hará la función de guía.



*Fig. 21: Guía de muelle. Obsérvese el tope de polímero blanco que actúa como cojinete rudimentario para favorecer el movimiento rotatorio del muelle alrededor de su eje longitudinal.*

Mediante un dinamómetro se puede calcular la fuerza ejercida por el muelle al deformarlo una distancia en particular, obteniendo así el dato de interés: la constante elástica del muelle.

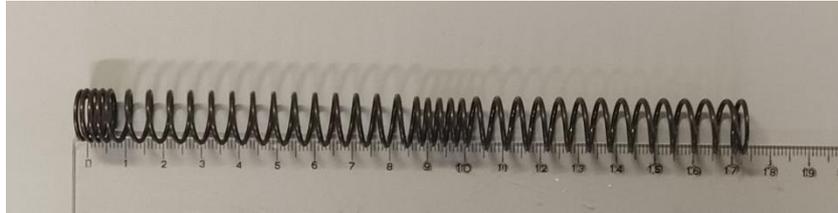


Fig. 22: Muelle M110 extraído de la réplica.

Debido a que el dinamómetro no dispone de ningún tipo de soporte ni guía para el muelle se ha decidido realizar un experimento clandestino pero eficaz.

Se tiene en posesión una barra roscada con una arandela en un extremo. El muelle posee una longitud libre de 172mm, mientras que la barra roscada desde un extremo hasta la arandela es de 115mm. Hay exactamente  $\Delta x = 57\text{mm}$  de distancia entre la barra roscada y la superficie plana de una mesa cuando dicha barra está en el interior del muelle en reposo, siendo sujeta por la arandela que a su vez esta sujeta por el muelle. Apoyando la aguja del dinamómetro en el centro de la arandela se comprime el muelle hasta que la barra roscada entre en contacto con la superficie de la mesa.

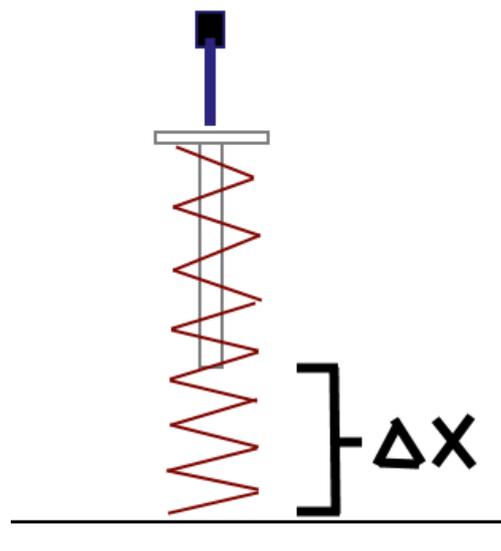


Fig. 23: Esquema del experimento. En azul, la aguja del dinamómetro. En rojo, el muelle. En gris, la arandela y la barra roscada.

El dinamómetro analógico utilizado ha sido cortesía del Departamento de Mecánica de la ETSEIB. Este da muestras de la fuerza instantánea que recibe por compresión en su sensor mecánico o la fuerza máxima que ha recibido a partir de la última tara. Se han realizado 4 lecturas en kilopondios debido a que el dial de Newton no era de tan fácil lectura:

Para  $\Delta x = 0,057\text{m}$ :

- **Lectura 1:** 3,5 kp
- **Lectura 2:** 3,45 kp
- **Lectura 3:** 3,53 kp
- **Lectura 4:** 3,5 kp

Con lo cual podemos afirmar que la fuerza necesaria para obtener dicha deformación longitudinal ha sido de **3,5 kp** o **34,32 N**.

Sabiendo estos datos y mediante la ley de Hooke para resortes lineales:

$$F = k * \Delta x$$

*Ecuación 3: Ley de Hooke lineal para resortes mecánicos.*

Se puede afirmar que la **constante de rigidez del muelle k** es de **602,16 N/m**.

El muelle está dividido en 4 partes que se diferencian principalmente por el paso entre espiras, siendo dos de ellas iguales. A pesar de ser de paso irregular, mediante el conocimiento de la fuerza aplicada y la deformación longitudinal total se puede obtener la constante de rigidez global **k**. Es interesante observar que esfuerzos puede llegar a sufrir este resorte mecánico debido a las fuerzas y deformaciones que la gearbox puede someterle y si el límite elástico del acero será sobrepasado por estas. El siguiente razonamiento determina el esfuerzo cortante que sufre el alambre del muelle:

$$\tau_{max} = \frac{Tr}{J} + \frac{F}{A}$$

*Ecuación 4: Esfuerzo cortante [22].*

Donde el primer término es la fórmula de la torsión y el segundo (F/A) es el esfuerzo cortante directo. Reemplazando  $T = FD/2$ ,  $r = d/2$ ,  $J = \pi d^4/32$  y  $A = \pi d^2/4$  se tiene:

$$\tau = \frac{8FD}{\pi d^3} + \frac{4F}{\pi d^2}$$

*Ecuación 5: Esfuerzo cortante en el alambre del muelle [22].*

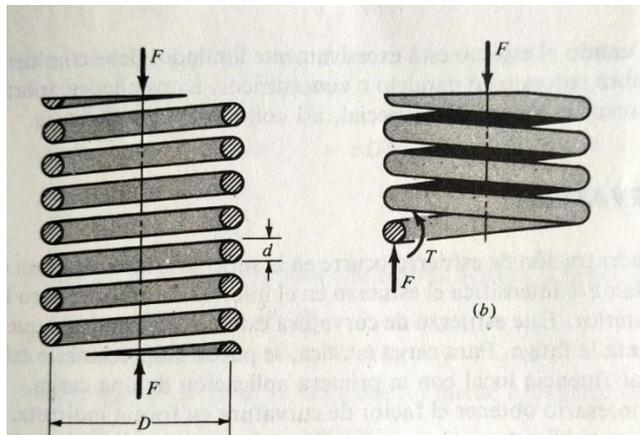
Si se tiene en cuenta que el índice de resorte es  $C = D/d$  y el factor de corrección de esfuerzo cortante es  $K_s = (2C + 1)/2C$ , obtenemos el esfuerzo cortante máximo en la fibra interior del resorte:

$$\tau_{max} = K_s \frac{8FD}{\pi d^3}$$

*Ecuación 6: Esfuerzo cortante en el alambre del muelle con factor de corrección  $K_s$  [22].*

Siendo:

- **D**: Diámetro interior del muelle, siendo este de  $10,6 \cdot 10^{-3}$  m
- **F**: Fuerza o carga aplicada
- **d**: Diámetro del alambre, siendo este de  $1,4 \cdot 10^{-3}$  m
- **C**: índice de resorte, siendo este 7,57



*Fig. 24: Diagrama de esfuerzos en un muelle. [22]*

Esta ecuación es tanto válida como para las cargas estáticas y dinámicas, y permitirá saber si nuestro muelle de acero puede soportar la carga debida a la deformación lineal equivalente a la distancia de recorrido del pistón. Para determinar la fuerza máxima que este ejerce dentro de la réplica y que esfuerzos cortantes sufre el propio alambre se necesitaría calcular el diámetro interior y cuanta distancia se comprime el muelle, que equivale al espacio entre la cara interior de la boca del pistón hasta el tope de la guía de muelle más el recorrido del pistón.



*Fig. 25: Medición del espacio entre la cabeza del pistón y la parte posterior de la gearbox.*

Siendo la distancia del pistón extendido (la posición más posterior, en la que el muelle estará más extendido) 52,8 mm y el recorrido del pistón (que se mide calculando la distancia entre el primer y último diente) 48,3 mm se puede asegurar que 0,1011 m será la deformación máxima ( $\Delta l_{max}$ ) que sufrirá el muelle durante un ciclo de disparo. Usando la ley de Hooke, esto resulta en una fuerza del muelle tal que:

$$F_{max} = k * \Delta l_{max}$$

*Ecuación 7: Fuerza máxima que ejercerá el muelle.*

Siendo:

- $k = 602,16 \text{ N/m}$
- $\Delta l_{max} = 0,1011 \text{ m}$

Así pues  **$F_{max} = 60,88 \text{ N}$** .

Aplicando la ecuación del esfuerzo cortante, mediante la Ecuación 6 y pasando a posteriori las unidades a sistema internacional, se obtiene que  $\tau_{max} = 638,43 \text{ MPa}$ .

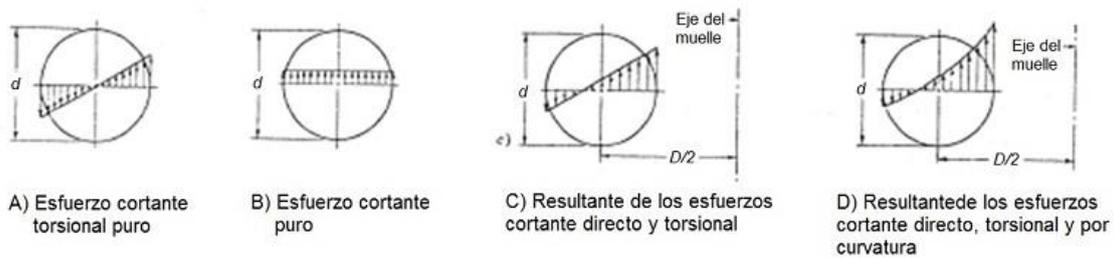


Fig. 26: Diferentes tipos de esfuerzos que soporta el alambre de un muelle [23].

No obstante el factor de corrección  $K_s$  solo tiene en cuenta los esfuerzos cortantes puros y torsionales (C), pero no los que se originan debido a la curvatura de las espiras. El factor de Wahl  $K_w$  sí tiene en cuenta este factor el dará el esfuerzo cortante máximo real (D) en el alambre del muelle si se sustituye al factor  $K_s$  en la ecuación 6 [23].

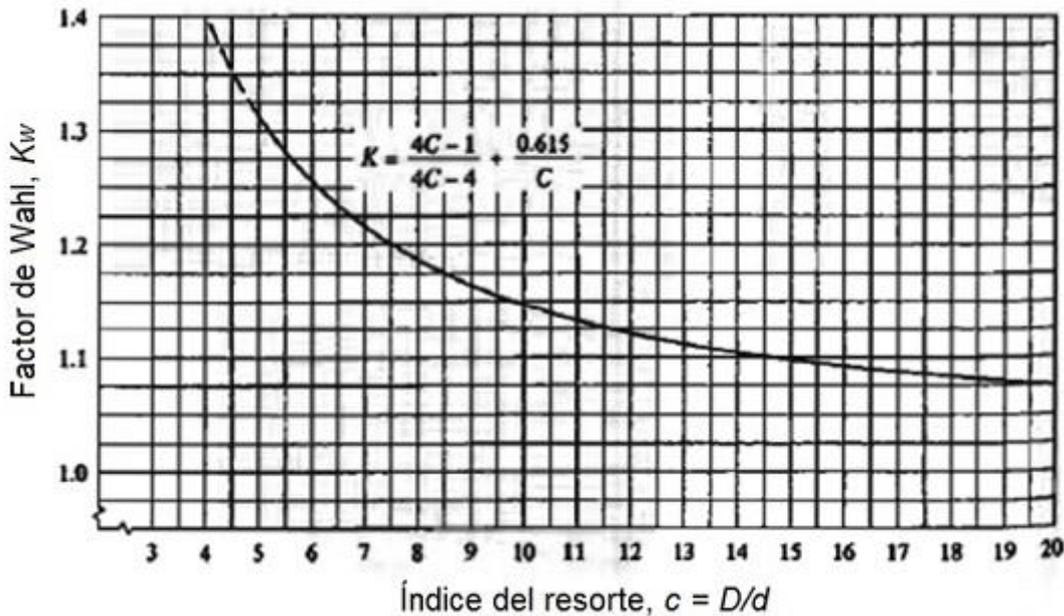


Gráfico 3: Factor de Wahl según el índice de curvatura [23].

$$\tau_{max} = K_w \frac{8FD}{\pi d^3}$$

Ecuación 8: Esfuerzo cortante en el alambre del muelle con factor de Wahl  $K_w$  [23].

Siendo:

- **D:** Diámetro interior del muelle, siendo este de  $10,6 \cdot 10^{-3}$  m
- **F:** Fuerza o carga aplicada, siendo esta 60,88 N
- **d:** Diámetro del alambre, siendo este de  $1,4 \cdot 10^{-3}$  m

- **C**: índice de curvatura o resorte, siendo este 7,57
- **K<sub>w</sub>**: Factor de Wahl, siendo este aproximadamente de 1,2

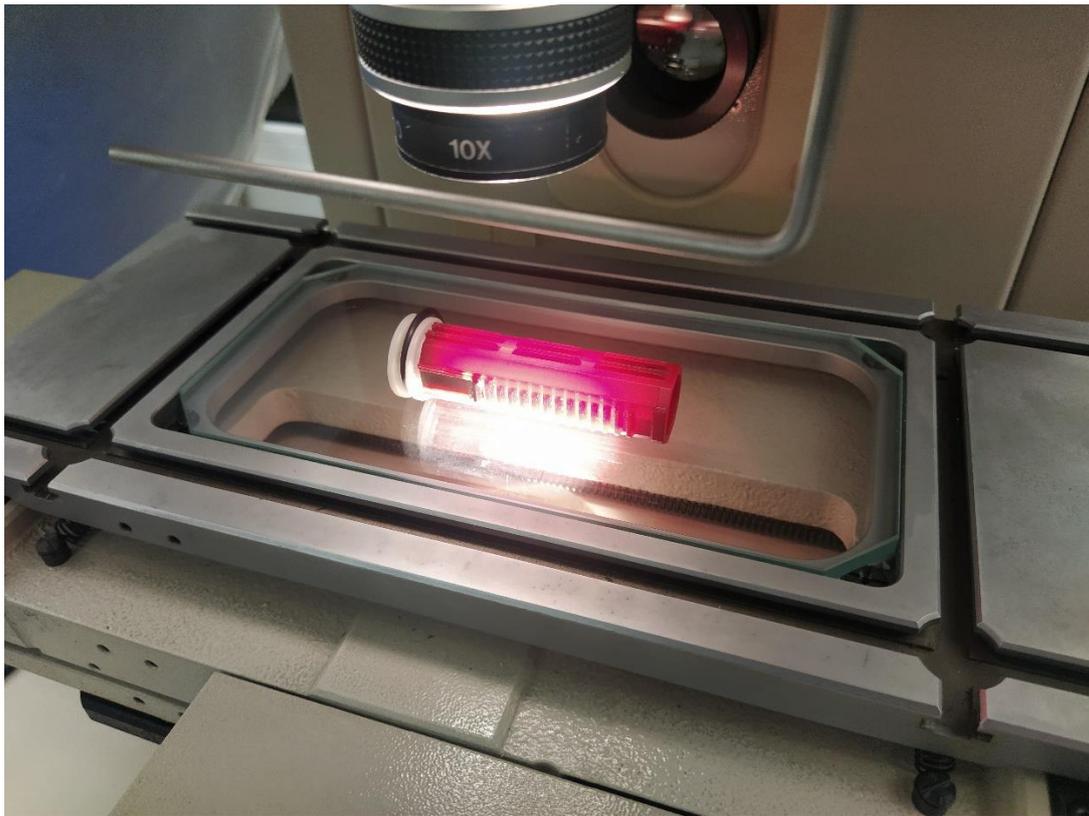
El valor real del esfuerzo cortante máximo es de  $\tau_{max} = 718,651$  Mpa.

Los 3 aceros más usados en muelles son el C 79 F-1410, el 56 Si 7 F-1440 y el 60 SiCr 8 F-1442 así que se puede asumir que el muelle de la réplica está fabricado con conformado en caliente con uno de estos aceros. De ellos el más débil es el primero, C79 F-1410. Su límite elástico es superior a 880 MPa, por lo que se asegura que en ningún caso y en un régimen de operación normal dentro de la réplica el muelle será deformado plásticamente y se mantendrá en su recta elástica en el diagrama de tensión – deformación sin tener en cuenta la fatiga del metal [23].

### **Pistón**

Para los cálculos mecánicos sobre el pistón hay que centrarse sobre sus dos dientes más anteriores, pues estos soportaran las máximas fuerzas. En un pistón de gama alta todos los dientes son de acero, más en los pistones comunes solo el diente anterior es metálico, siendo los demás del mismo material polímero que el cuerpo del pistón. El pistón extraído de la réplica entra dentro del segundo tipo. Los dientes están dispuestos en forma de engranaje cremallera, un tipo de engranaje cilíndrico recto el cual su radio es infinito, por lo que los dientes están dispuestos uno detrás de otro alineados en una línea recta finita. A efectos de cálculo será muy similar a un engranaje cilíndrico recto.

Para caracterizar las dimensiones de tan diminutos dientes se ha utilizado un proyector de perfiles Mitutoyo PJ300, un aparato perteneciente al departamento de Técnicas de Fabricación de la ETSEIB, que somete una pieza a contraluz, mostrando su perfil en un monitor que permite hacer zoom, enfocar y medir distancias pequeñas con cierta precisión que ni los pies de rey pueden alcanzar.

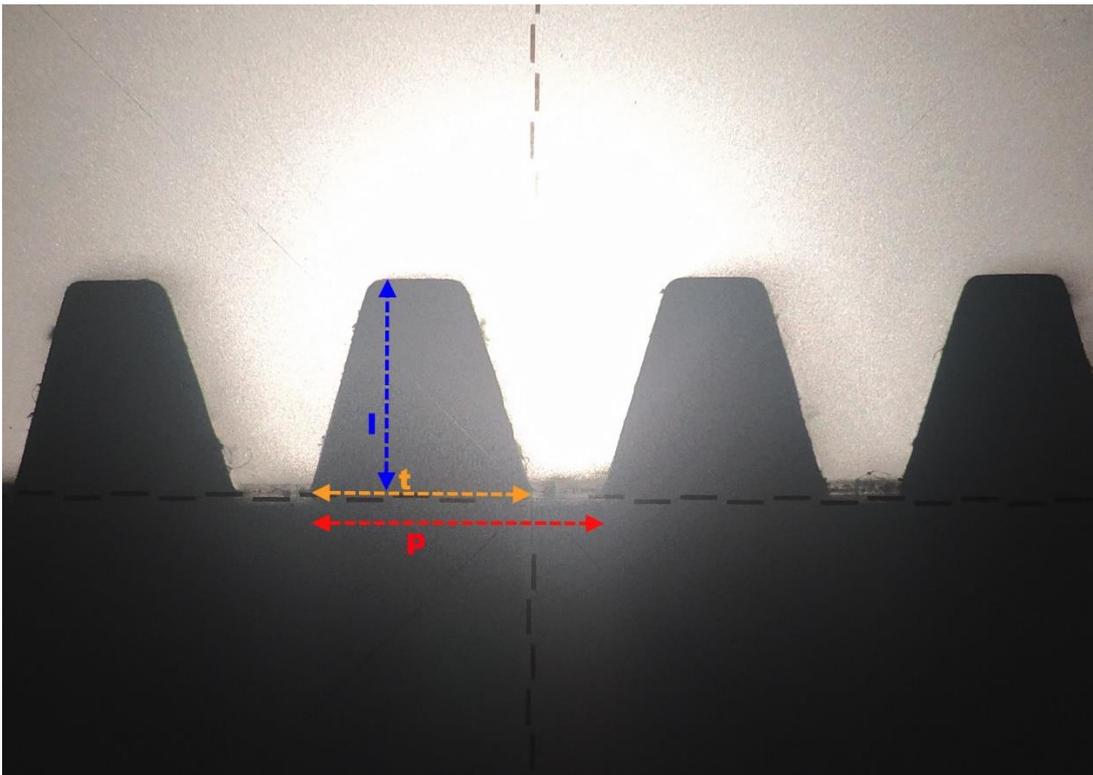


*Fig. 27: Pistón bajo el proyector de perfiles.*

Así pues podemos obtener las medidas de los dientes con cierta pero no completa precisión, ya que debido a que no deja de ser un método óptico por inspección, que la proyección difiere de la realidad al estar la fuente de luz y la pieza a cierta distancia (y que el foco de luz posee cierto ángulo) y que la suciedad y las irregularidades de la pieza interfieren en la proyección.

Las medidas de la pieza han acabado siendo de:

- **p = 3,16mm**: Paso entre dientes.
- **z = 16**: Número de dientes del pistón.
- **t = 2,32mm**: Grosor del diente en la base.
- **l = 2,34mm**: Altura del diente desde la base.
- **F = 5,7mm**: Ancho del diente (medido con pie de rey).



*Fig. 28: Perfil de los dientes del pistón con algunas medidas marcadas.*

Una vez se tienen los datos geométricos de los dientes del pistón es posible calcular cual será la tensión máxima que soportaran dichos dientes y si se puede producir un desprendimiento o deformación permanente de estos. El diente que soportará más carga es el más anterior, pues soportará por si solo toda la fuerza máxima de compresión del muelle justo antes de liberarlo. La tercera ley de Newton de acción y reacción dicta que el diente que soportará una carga igual a la que está ejerciendo sobre el otro cuerpo (en este caso el último diente del sector gear). El diente de un engranaje a efectos simples no es más que una viga en voladizo cuya sección es variable a lo largo de su eje longitudinal, por lo tanto se puede asumir con certeza que la mayoría de tensiones se concentrarán en los cambios de geometría brusca de la pieza, en este caso en la zona del entalle, que es la esquina que diferencia la circunferencia de dedendo del diente en la base del diente [22].

Mientras un diente engrana con otro de su engranaje adyacente, la línea de contacto entre las dos caras de los dientes va desplazándose a lo largo de la cara de los dientes, desde la parte superior hasta la base. De inverso modo, cuando desengranan la línea de contacto (donde se aplica y se transmite la fuerza) se desplaza desde la base hasta la parte superior [22]. Generalmente, en engranajes de radio finito, los dientes siempre compartirán carga con sus adyacentes así que la máxima fuerza a la que un diente puede estar sometido no será cuando esta se aplique sobre el extremo superior del diente, ya que para entonces el siguiente par de dientes (cada uno de diferente engranaje) ya habrán engranado para ese punto por lo que se puede asegurar que esta relación de contacto siempre será mayor que

la unidad, más grande contra mejor sea la geometría del diseño de estos engranajes. Es por eso que el estudio de dientes en movimiento mostrará que las cargas más altas se producirán cuando la línea de contacto se sitúe en la parte media del diente y esté a punto de engranar con el siguiente. A este concepto se le conoce como relación de contacto [22].

Esto es cierto para el típico engranaje recto con radio finito con dientes a lo largo de todo su perímetro. La realidad en este caso en particular es que tanto el sector gear como el pistón tienen dientes finitos, por lo tanto el último diente del pistón sí soportará la máxima carga cuando se esté a punto de desengranar con el último diente del sector gear, es decir, en el extremo del diente. La tercera ley de Newton especifica que la reacción a una fuerza se presenta en el mismo punto de aplicación, en la misma dirección pero en el sentido contrario.

Ya atrás en 1892 Wilfred Lewis, ingeniero mecánico norteamericano, publicó una serie de fórmulas referentes a la flexión de dientes que sentarían las bases del diseño de engranajes incluso hasta el día de hoy para cargas estáticas. Carl Barth, investigador del siglo XIX, mejoró esta fórmula añadiendo el factor dinámico  $K_v$  que permite usar la fórmula de Lewis teniendo en cuenta los efectos dinámicos producidos por los engranes a altas velocidades [22]. La expresión de Lewis – Barth, como se ha decidido llamar a efectos de este proyecto, dicta que para cargas dinámicas la tensión  $\sigma$  en la base de un engranaje en MPa es:

$$\sigma = \frac{W_t}{K_v \cdot F \cdot m \cdot Y}$$

*Ecuación 9: Formula de Lewis – Barth para cargas dinámicas [22].*

Siendo:

- $W_t$ : Fuerza aplicada en el extremo superior del diente y perpendicular a su eje longitudinal, en N.
- $K_v$ : Factor dinámico. Tiene en consideración la velocidad lineal de los dientes en su punto medio, adimensional.
- $F$ : Ancho del diente, en mm.
- $m$ : Módulo del engranaje, en mm.
- $Y$ : Factor de forma de Lewis. Tiene en consideración las dimensiones del diente., adimensional.

Para un engranaje cremallera su módulo es la longitud primitiva (recorrido del pistón) dividida entre el número de dientes, en mm. Ya se tienen estos dos datos los datos anteriores (recordar que el recorrido del pistón es de 48,3 mm) así que este caso el módulo del pistón es **m = 3mm**.

El factor de forma de Lewis es sencillo de calcular con los datos que ya se poseen. Este es:

$$Y = \frac{t^2}{6 \cdot m \cdot l}$$

*Ecuación 10: Factor de forma de Lewis [22].*

Siendo:

- **t = 2,32mm**: Grosor del diente en la base.
- **l = 2,34mm**: Altura del diente desde la base.
- **m = 3mm**: Módulo del engranaje.

Se obtiene **Y = 0,13**. Sabiendo que  $W_t$  será igual a la fuerza del muelle máxima anteriormente calculada ( **$W_t = 60,88 \text{ N}$** ) solo faltaría calcular el factor dinámico para tener el cálculo final de la tensión en base del diente.

El factor dinámico solo depende de la velocidad de rotación de uno de los dos engranajes implicados. CYMA estipula en la caja de la réplica adquirida que esta tiene una cadencia media de 700 ciclos de disparo por minuto para baterías de voltaje convencional de 8 voltios. Con esto podemos decir que el sector gear gira a **700 revoluciones por minuto** aproximadamente para la batería más común del mercado para réplicas de CYMA. Mediante el proyector de perfiles y confirmado con un pie de rey se ha medido el radio de adendo (radio del engranaje hasta el extremo de los dientes) con una medida de 15,67mm. Sabiendo el radio y que la velocidad angular es de  $700 \text{ min}^{-1}$  que equivale a 11,66 revoluciones por segundo podemos aproximar que la velocidad a la que gira el sector gear es de 1,83 m/s.

Aunque no podemos asegurar que esa sea la velocidad de compresión del pistón para el cálculo del factor dinámico, pues el ángulo de presión es de  $20^\circ$  respecto al pistón [24]. Por lo tanto, relacionando esta velocidad de 1,83 m/s no alineada con el movimiento horizontal del pistón con la dirección horizontal mediante el uso del coseno, la velocidad horizontal transmitida es de  **$V = 1,83 \cdot \cos(20^\circ) = 1,72 \text{ m/s}$** . Ya se puede calcular así el factor dinámico  $K_v$ :

$$K_v = \frac{3,05}{3,05 + V}$$

*Ecuación 11: Factor dinámico [22].*

Siendo así  **$K_v = 0,639$** .

Teniendo ya todos los datos, se obtiene mediante la Ecuación 9 que la tensión en la base del último diente del piñón es  $\sigma = 42,07 \text{ MPa}$ .

Todos los fabricantes producen pistones los cuales el último diente es de acero. Todos los aceros poseen un valor de límite elástico muy superior a este valor. Puede ser más interesante comparar el valor obtenido con el polímero usado por las marcas más económicas para producir los cuerpos de los pistones: el ABS. Cabe recalcar que todos los fabricantes, incluso los pertenecientes a gamas más económicas, refuerzan sus pistones con un último diente de acero. Se va a suponer que esta tensión es soportada en la base de un pistón de las mismas dimensiones enteramente hecho de ABS. El rango del límite elástico del plástico ABS va desde los 30 MPa hasta los 77MPa [21] por lo cual es totalmente acertada la decisión de los fabricantes. Cabe decir que la mayoría de pistones se fabrican con polímeros reforzados como la fibra de nylon y que si un diente se desprende será debido, normalmente, a la fatiga del material.

### 5.3. Conjunto de transmisión

Siguiendo el mismo orden, se pasa a estudiar los tres engranajes que componen el sistema de transmisión del par rotacional del eje del motor al movimiento lineal del pistón. Antes de estudiar los dientes de cada corona de los engranajes sería interesante calcular como las fuerzas son transmitidas por estos. Todas las coronas que se van a estudiar tienen una geometría de diente involuta, la más estándar, pues es la que causa un engrane mucho más gradual y menos abrupto que reduce el desgaste por fatiga de las superficies de contacto y el ruido producido por estos [22]. Aquí cabe introducir brevemente el concepto de la envolvente. Imaginemos que alrededor de una circunferencia base se enrolla una cuerda, que a medida que se va desenrollando la trayectoria de su extremo va trazando una forma (la envolvente propiamente dicha). Esta envolvente es de radio variable por lo que contra más se desenrolle esta cuerda, siempre tangente a la circunferencia, tendrá más radio. Esta forma trazada es la misma forma que tienen la mayoría de los dientes de involuta y se utiliza para el diseño de engranajes [22]. El concepto de circunferencia base será útil más adelante para efectos de cálculo.

Para visualizar la dinámica de fuerzas dos engranajes se representan como dos ruedas con un punto de contacto entre ellas sin deslizamiento en la superficie. Se añadirán unos conceptos que ayudarán a comprender cómo se representa un engranaje a efectos simples:

- **Módulo (m):** Es la relación que existe entre el diámetro primitivo del engranaje y el número de dientes (Z) que contiene la rueda. Para que dos engranajes engranen deben tener el mismo módulo [24].
- **Radio de dedendo:** Distancia entre el eje del engranaje hasta la base de los dientes (el radio del engranaje si no tuviera los dientes) [22].

- **Dedendo ( $h_f$ ):** Distancia entre el radio de dedendo y el radio de paso [24]. Se puede calcular como el producto del módulo por 1,25 ( $h_f = 1,25 \cdot m$ ).
- **Radio de paso ( $R_p$ ):** Distancia desde el eje del engranaje hasta la circunferencia de paso, que pasa por todos los puntos de las caras de los dientes que mantienen más contacto con los dientes del engranaje adyacente. Esta circunferencia de paso será la que haga contacto con la circunferencia de paso de otro engranaje de forma tangencial en el **punto de paso (P)** [22].
- **Radio de base ( $R_b$ ):** Radio de la circunferencia de base. Es equivalente a multiplicar el radio de paso por el coseno del ángulo de presión  $\Phi$  [24].
- **Línea de presión y ángulo de presión ( $\Phi$ ):** Línea en la dirección en la que un engranaje aplica fuerza sobre otro engranaje (y recibe la reacción normal de esta). La línea es tangente a las dos circunferencias de base, pasa por el punto de paso P y forma el ángulo de presión respecto a la tangente común de las dos circunferencias de paso. Este depende de la forma de los dientes.

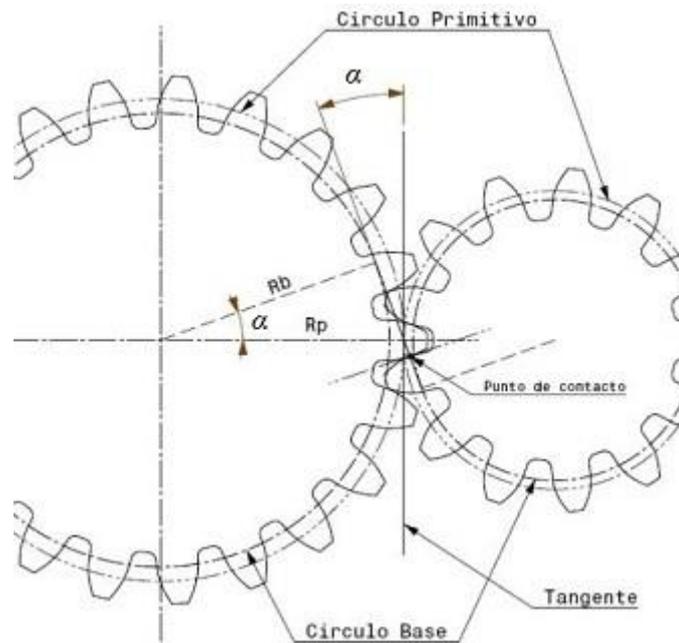


Fig. 29: Esquema de la línea de presión en un engrane [24].

El ángulo de presión, para la gran mayoría de engranajes comerciales de diente con forma de involuta, es  $20^\circ$  [22] [24] [25].

Sabiendo el ángulo de presión solo faltaría encontrar el radio de paso, que es la suma del dedendo y el radio de dedendo (cabe recordar que son conceptos diferentes), para poder estudiar la transmisión de momentos en los ejes de cada engranaje.

Anteriormente para calcular el módulo del engranaje cremallera del pistón se ha recurrido al método de dividir su longitud primitiva, que coincidía con su recorrido, y su número de dientes. Como ahora se tiene el caso de engranajes de radio finito y no poseemos el radio de paso se puede usar la siguiente expresión:

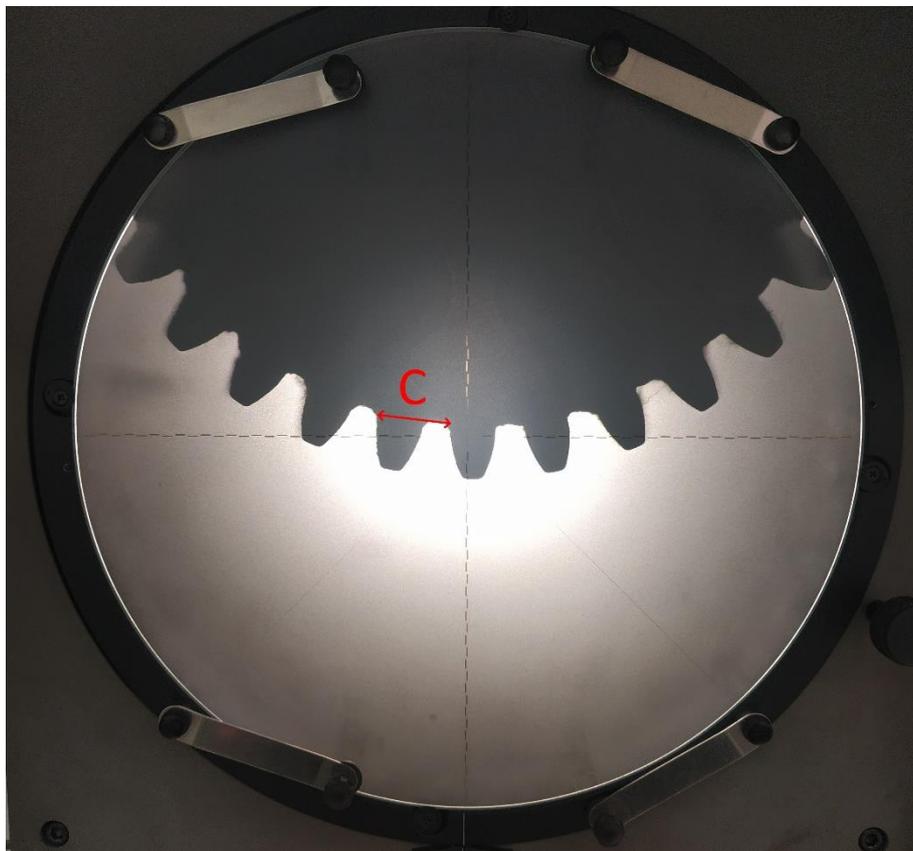
$$m = \frac{p}{\pi} = \frac{D_p}{Z}$$

*Ecuación 12: Módulo de un engranaje de radio finito [24].*

Donde **p** es el paso entre dientes en milímetros **D<sub>p</sub>** es el diámetro de paso en milímetros y **Z** el número de dientes. Como existe la condición de módulos iguales para que dos engranajes engranen correctamente se puede calcular el módulo del sector gear y afirmar con total seguridad que la corona del spur gear con la que engrane tendrá el mismo módulo.

#### Dimensionado de los elementos de transmisión

Para dimensionar los engranajes se ha usado el proyector de perfiles de nuevo. El inconveniente de este aparato es que solo te permite medir con precisión distancias rectas de los contornos de una pieza. Se tendrán que obtener los datos de las coronas interiores (las de menor diámetro) mediante otros métodos.



*Fig. 30: Proyección del perfil de la semicorona (o corona exterior) del sector gear.*

El problema de solo poder medir en línea recta ocasiona el problema de que un paso es una distancia que forma un arco de la circunferencia de paso. Con el proyector de perfiles se ha medido la distancia en línea recta desde el entalle de un diente hasta el entalle del siguiente diente, a la que llamaremos **distancia entre entalles c**. Ambos entalles y el eje se pueden considerar puntos que forman un triángulo isósceles, siendo la **distancia c** el lado del triángulo de diferente medida y el **radio de dedendo  $R_d$**  los costados iguales.

$$\alpha = 2 \cdot \arcsin\left(\frac{c/2}{R_d}\right)$$

*Ecuación 13: Ángulo de una porción circular a partir de la cuerda y el radio.*

Una vez tenemos el ángulo en radianes mediante estos datos podemos a proceder a multiplicar dicho ángulo por el **radio de paso  $R_p$** . El problema es que no se posee de este radio. Para ello vamos a hacer uso de las formulas siguientes:

$$R_p = 1,25 \cdot m + R_d$$

*Ecuación 14: Ecuación del radio de paso a partir del dedendo y el radio de dedendo. Cabe recordar que el dedendo es 1,25 veces el módulo [24]*

$$p = R_p \cdot \alpha$$

*Ecuación 15: Paso a partir del ángulo  $\alpha$  y el radio de paso.*

Si combinamos las anteriores ecuaciones 12,14 y 15 obtenemos la siguiente expresión.

$$m = \frac{(1,25 \cdot m + R_b) \cdot \alpha}{\pi}$$

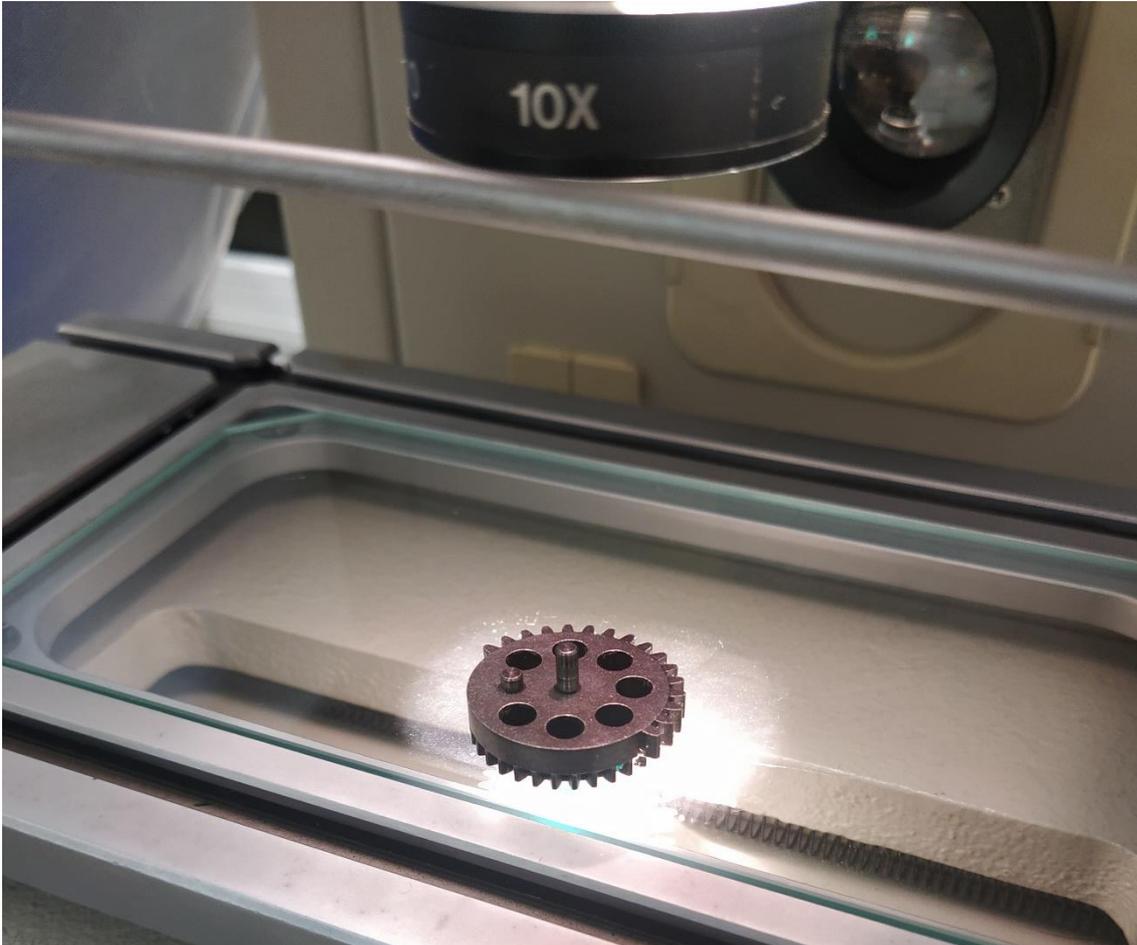
*Ecuación 16: Módulo de la corona.*

Que bien ordenada aislando la incógnita m a un lado de la igualdad queda:

$$m = \frac{R_d}{\left(\frac{\pi[\text{rads}]}{\alpha} - 1,25\right)}$$

*Ecuación 17: Módulo a partir del radio de dedendo y el ángulo en radianes.*

El ángulo en radianes a su vez depende de la **distancia entre entalles c** y el **radio de dedendo  $R_d$** . Todo ello medidas que se pueden tomar con el proyector de perfiles.

**Sector gear (corona exterior)**

*Fig. 31: Sector gear en el proyector de perfiles.*

- **Distancia entre entalles (c):** 2,85mm
- **Radio de dedendo ( $R_d$ ):** 13,62mm
- **Radio de adendo ( $R_a$ ):** 15,67mm

Con estos datos podemos averiguar el módulo mediante las ecuaciones 13 y 15. Cabe recordar que la suma del radio de dedendo y el dedendo resulta en el **radio o diámetro de paso**, que es el dato de más interés para el cálculo de la dinámica de fuerzas.

- **Módulo (m):** 0,9934  $\approx$  1mm
- **Dedendo ( $h_f$ ):** 1,25mm
- **Radio de paso ( $R_p$ ):** 14,87mm

Normalmente el adendo, o la diferencia entre el radio de adendo y el radio de paso, suele ser igual al módulo. En este caso la diferencia es de 1,21. Este resultado se debe a que esta aproximación es la que mejor se aproxima a los casos más comunes y que cada

engranaje tiene muchos factores que los diferencian de otros.

### Spur gear (corona exterior)

- **Distancia entre entalles (c):** 2,5mm
- **Radio de dedendo ( $R_d$ ):** 15mm
- **Radio de adendo ( $R_a$ ):** 16,4mm

Así pues usando las ecuaciones 13 y 15:

- **Módulo (m):** 0,8533  $\approx$  0,85mm
- **Dedendo ( $h_f$ ):** 1,06mm
- **Radio de paso ( $R_p$ ):** 16,06mm

### Sector gear (corona interior)

A pesar de ser una corona interior, su radio de adendo coincide con el radio de dedendo de la corona exterior. Inclinando la pieza en el proyector de perfiles con un poco de plastilina, se ha podido medir, con no tan fiable precisión, la distancia entre entalles.

- **Distancia entre entalles (c):** 2,2mm
- **Radio de dedendo ( $R_d$ ):** 11,87 mm

Usando las ecuaciones 13 y 15:

- **Módulo (m):** 0,76 mm
- **Dedendo ( $h_f$ ):** 0,95  $\approx$  1 mm
- **Radio de paso ( $R_p$ ):** 12,87 mm

Debido a la disposición de las coronas dentadas siguientes, las cuales tienen menos diámetro que las otras coronas de sus engranajes, ha resultado imposible usar el proyector de perfiles y así tomar medidas más allá de su radio de dedendo. Se puede asegurar que tendrán el mismo modulo que las coronas con las que engranan cuyos datos ya conocemos.

### Spur gear (corona interior)

- **Radio de dedendo ( $R_d$ ):** 7,1mm
- **Módulo (m):** 0,76mm, engrana con la corona interior del sector gear.
- **Dedendo ( $h_f$ ):** 0,95  $\approx$  1 mm
- **Radio de paso ( $R_p$ ):** 8,1mm

### Bevel gear (engranaje recto)

- **Radio de dedendo ( $R_d$ ):** 3,1mm
- **Módulo ( $m$ ):** 0,85mm, engrana con la corona exterior del spur gear.
- **Dedendo ( $h_f$ ):** 1,06mm
- **Radio de paso ( $R_p$ ):** 4,16mm

### Análisis de dinámica de fuerzas

Ya con las dimensiones definidas se puede realizar un esquema que permita saber que par proporciona el motor en el momento de máxima compresión del muelle. Por nomenclatura se llamará al pistón, sector gear, spur gear, bevel gear y piñón como engranaje **pst**, **1**, **2**, **3** y **pnn** respectivamente. Se representarán como subíndices y en caso de que se refiera a la corona exterior o interior se acompañará de la letra **e** o **i** respectivamente. Las componentes radial y tangencial se escribirán como **r** y **t** en forma de superíndice

Solo la componente tangencial de la fuerza hará par útil. La componente radial, al pasar por el eje, no es interesante a la hora de realizar cálculos. Aun así se realizarán esquemas de sólido rígido en los engranajes incluyendo las fuerzas radiales y totales que actúan en los dientes. Por supuesto aparecerán fuerzas de reacción en los ejes considerando que la velocidad angular es en todo momento constante (estática de fuerzas, pues la aceleración angular es nula). Para hacer más breves los cálculos y ya que estas fuerzas de reacción no adquieren importancia en el cómputo total del cálculo no es necesario calcularlas, más si mencionar que estas existen.

### Sector gear

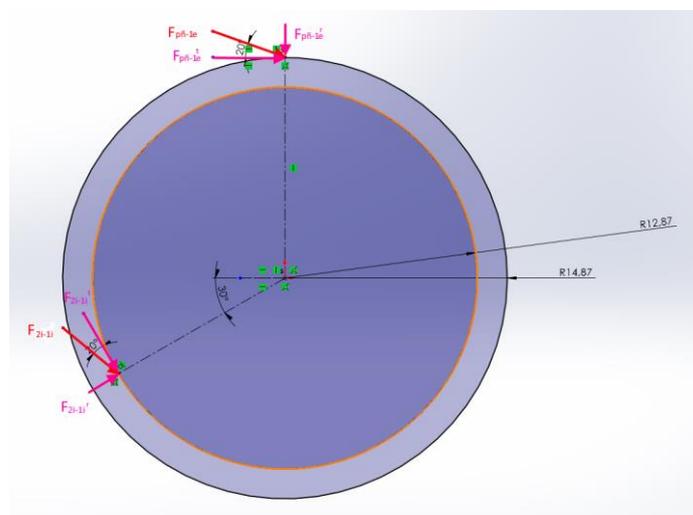


Fig. 32: Diagrama de fuerzas en el sector gear.

Donde  $\Gamma_1 = F_{p\dot{n}-1}^t \cdot R_{p1e} = 60,88 \text{ N} \cdot 14,87 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 0,905 \text{ Nm}$

Siendo  $F_{p\dot{n}-1e}^t$  la fuerza en la componente tangencial que el piñón ejerce sobre la corona exterior del engranaje 1, que equivale a la fuerza que el muelle ejerce en el punto de máxima compresibilidad en Newtons; y siendo  $R_{p1e}$  el radio de paso de la corona exterior del engranaje 1.

Y por lo tanto:

$F_{1i-2i}^t = \Gamma_1 / R_{p1i} = 0,905 \text{ Nm} / 12,87 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 70,34 \text{ N}$

$F_{1i-2i} = F_{1i-2i}^t / \cos(20^\circ) = 74,86 \text{ N}$

$F_{1i-2i}^r = F_{1i-2i} \cdot \sin(20^\circ) = 25,60 \text{ N}$

$F_{p\dot{n}-1} = F_{p\dot{n}-1}^t / \cos(20^\circ) = 64,79 \text{ N}$

**Spur gear**

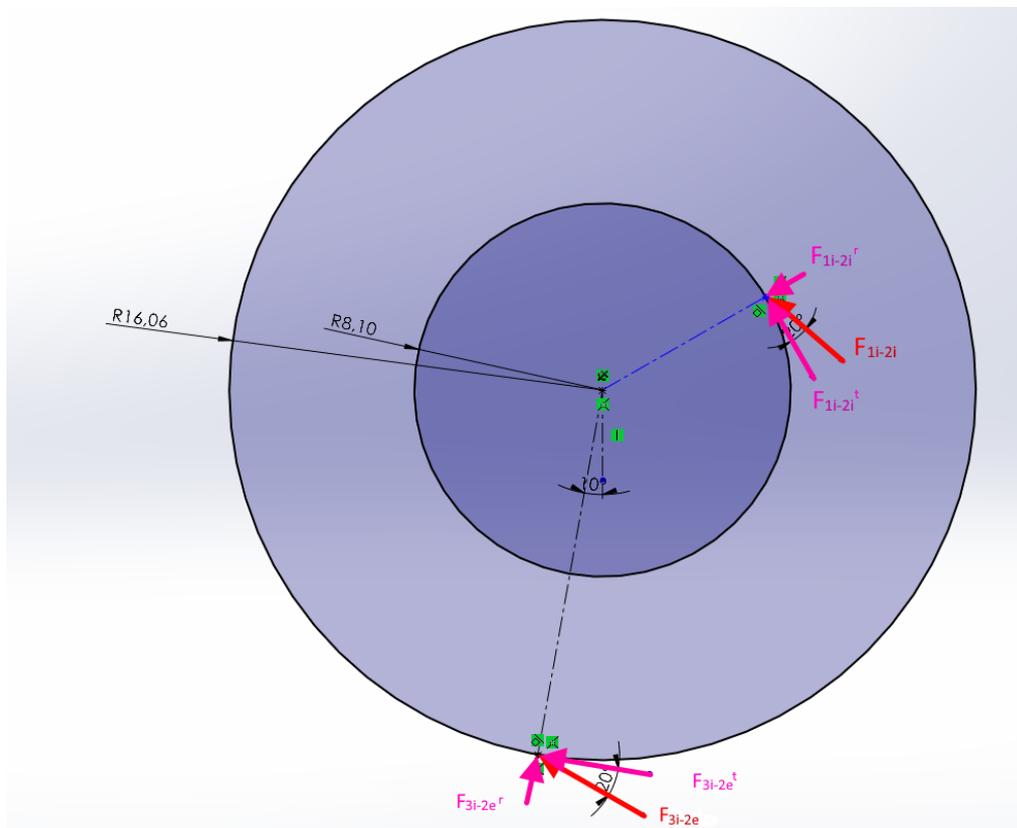


Fig. 33: Diagrama de fuerzas en el spur gear.

Por la tercera ley de Newton se asegura que  $F_{1i-2i} = F_{2i-1i}$ , del mismo modo sus componentes radiales y tangenciales serán las mismas. Se considera la corona de dientes rectos del bevel gear como la interior y la de dientes cónicos como la exterior.

$$\Gamma_2 = F_{2i-1i}^t \cdot R_{p2i} = 0,57 \text{ Nm}$$

$$F_{2e-3i}^t = \Gamma_2 / R_{p2e} = 35,49 \text{ N}$$

$$F_{2e-3i} = F_{2e-3i}^t / \cos(20^\circ) = 37,77 \text{ N}$$

$$F_{2e-3i}^r = F_{2e-3i} \cdot \sin(20^\circ) = 12,92 \text{ N}$$

### Bevel gear y piñón

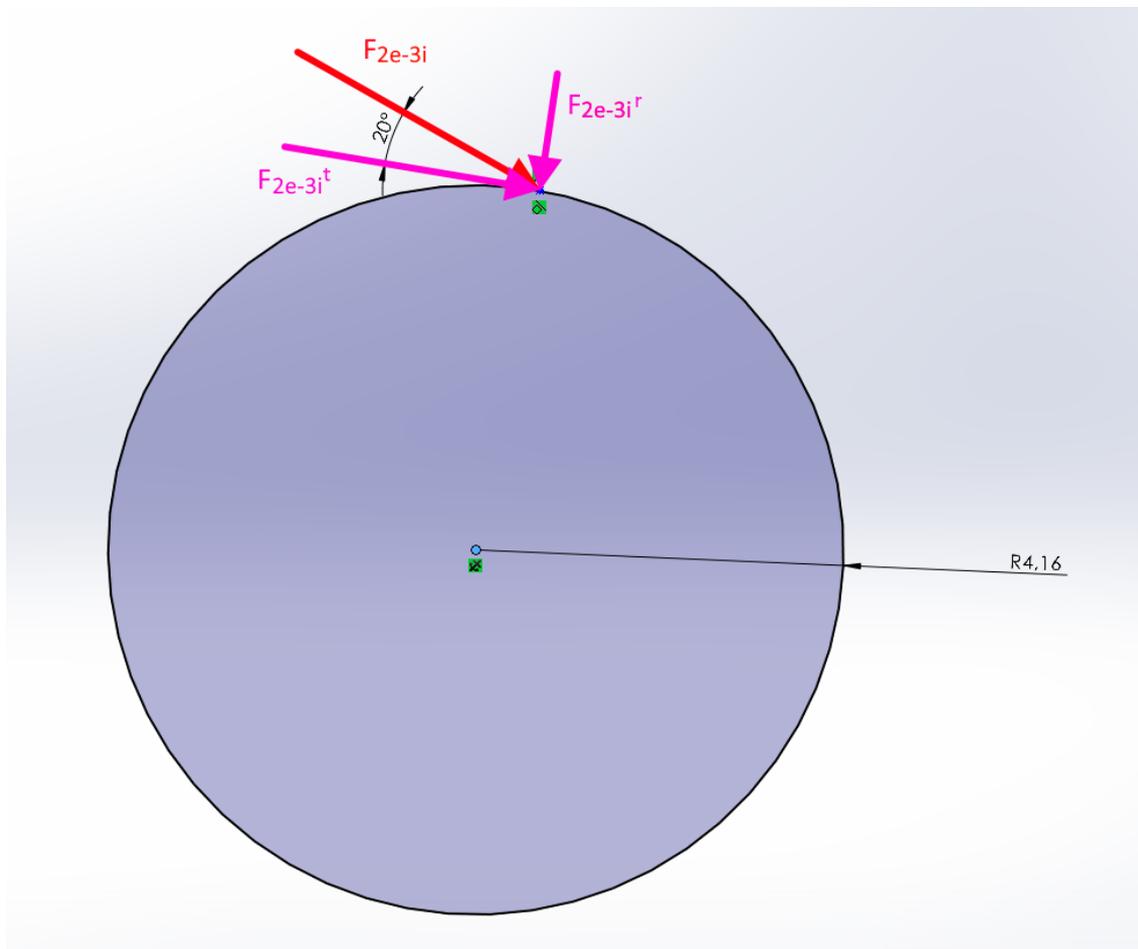


Fig. 34: Diagrama de fuerzas en el bevel gear.

Al igual que con el spur gear debido a la tercera ley de Newton aseguramos que  $F_{1i-2i} = F_{2e-1i}$ , del mismo modo sus componentes radiales y tangenciales serán las mismas. Se toma la corona de dientes rectos del bevel gear como la interior y la de dientes cónicos como la exterior.

$$\Gamma_3 = F_{3i-2e}^t \cdot R_{p3i} = 0,1476 \text{ Nm}$$

$$F_{3i-2e} = F_{3i-2e}^t / \cos(20^\circ) = 37,77 \text{ N}$$

$$F_{3i-2e}^r = F_{3i-2e} \cdot \sin(20^\circ) = 12,92 \text{ N}$$

Una vez tenemos el par que el eje del bevel gear ha de realizar para vencer el esfuerzo de compresión del muelle se procede a calcular cual debería ser el par motor del que se debería disponer. Para ello cabe estudiar cómo funciona un engrane cónico. Los engranajes cónicos de dientes rectos estándares también disponen de un ángulo de presión de  $20^\circ$  con adendos y dedendos desiguales y diente de tamaño completo, pues esto incrementará su relación de contacto e impide el rebaje de los dientes [22]. En el caso de la mayoría de gearbox los ejes del motor y del bevel gear son perpendiculares, por lo que se ajustarán a la configuración más general donde por consecuencia los ángulos de paso de conductor y conducido serán igualmente de  $90^\circ$  como se muestra en la siguiente figura.

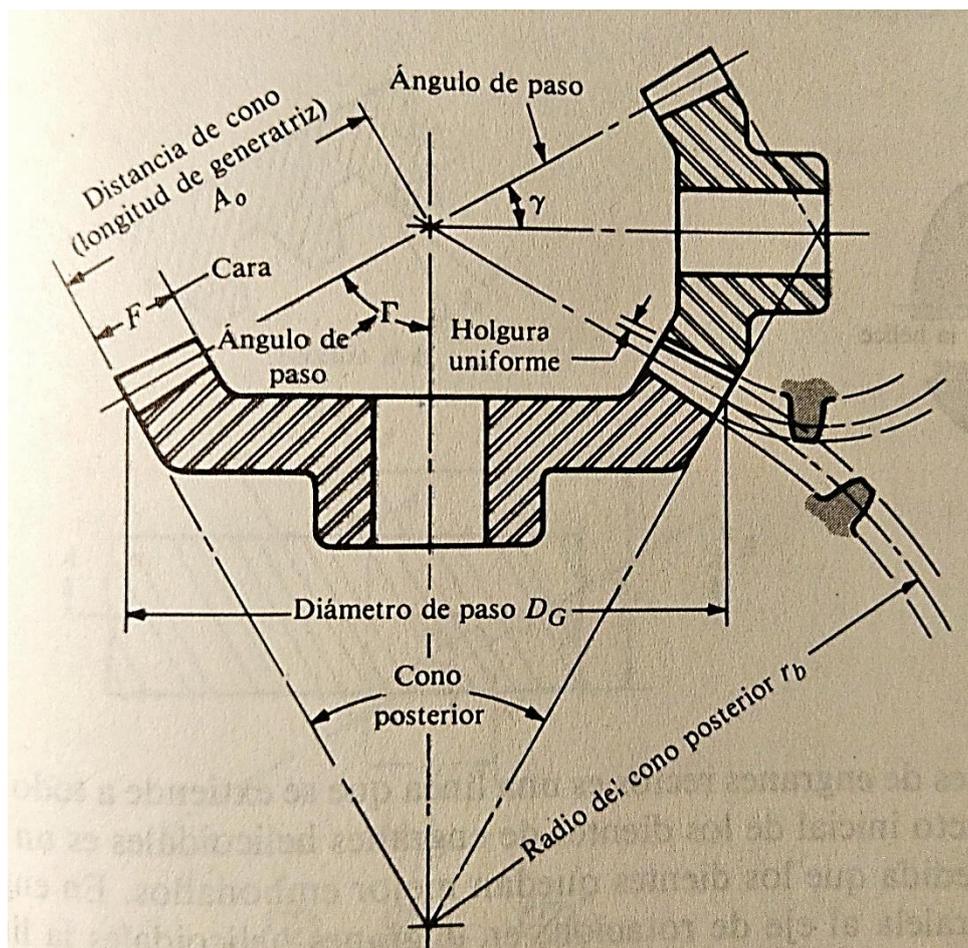


Fig. 35: Nomenclatura de los engranajes cónicos. [22]

El paso de los engranajes cónicos se mide desde el extremo grande del diente [22] por lo

que resultará sencillo medir mediante un pie de rey el paso en el perímetro más grande del cono, siendo este de  $p_{3e} = 2,3 \text{ mm}$  y mediante la Ecuación 12 obtenemos que su módulo será  $m_{3e} = 0,73 \text{ mm}$ . Sabiendo que el adendo (distancia entre el radio de adendo y el radio de paso) es equivalente al módulo podemos determinar que el radio de paso será  $R_{p3e} = R_a - m_{3e}$ . Tomando el radio total de esta corona como radio de adendo  $R_a = 12,2 \text{ mm}$  el radio de paso es igual a  $R_{p3e} = 11,47 \text{ mm}$ . Sabiendo que el piñón posee el mismo módulo y su radio de adendo en la zona más ancha del cono es de  $R_{apnn} = 5,5 \text{ mm}$ . Restando el módulo a este valor resulta en un radio de paso de  $R_{ppnn} = 4,77 \text{ mm}$ .

Esta vez la fuerza que un engranaje ejerce sobre otro estará dividida en 3 componentes: la tangencial, la axial y la radial. Más a efectos de simplificar cálculos tan solo se resolverán los cálculos referentes a las cargas tangenciales para finalmente saber cuál es el par que ha de proporcionar el motor  $\Gamma_m$  a la velocidad normal de funcionamiento. Así pues:

$$\Gamma_3 = 0,1476 \text{ Nm}$$

$$F_{3e-pnn}^t = \Gamma_3 / R_{p3e} = 0,1476 \text{ Nm} / 11,47 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 12,87 \text{ N}$$

$$\Gamma_m = F_{3e-pnn}^t \cdot R_{ppnn} = 12,87 \text{ N} \cdot 4,77 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 0,0614 \text{ Nm}$$

Habiendo calculado ya previamente la velocidad angular del sector gear a partir de las especificaciones de la caja en el *Apartado 5.3: Conjunto muelle – pistón*, que toma el valor de  $n_1 = 700 \text{ min}^{-1}$ , se pueden calcular las relaciones de transmisión a partir de los radios de paso de los diferentes engranajes y así obtener la velocidad del motor eléctrico a  $\Gamma_m = 0,0614 \text{ Nm}$ .

$$r_t = \frac{n_2}{n_1} = \frac{R_1}{R_2} = \frac{\Gamma_1}{\Gamma_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

*Ecuación 18: Relación de transmisión. [26]*

$$\text{Así pues } n_2 = R_{p1i} / R_{p2i} \cdot n_1 = 12,87 / 8,1 \cdot 700 \text{ min}^{-1} = 1112,22 \text{ min}^{-1}$$

$$\text{Y } n_3 = R_{p2e} / R_{p3i} \cdot n_2 = 16,06 / 4,16 \cdot 1112,22 \text{ min}^{-1} = 4293,81 \text{ min}^{-1}$$

$$\text{Finalmente el par motor resulta en } n_m = R_{p3e} / R_{ppnn} \cdot n_3 = 11,47 / 4,77 \cdot 4293,81 \text{ min}^{-1}$$

$$n_m = 10324,95 \text{ min}^{-1} = 1081,23 \text{ rads/s}$$

Como cabría esperar el sistema de transmisión desde el eje del motor hasta el sector gear sacrifica velocidad de giro por par de fuerzas. El par aumenta  $\Gamma_1 / \Gamma_m = 14,74$  veces y la velocidad disminuye a un  $\Gamma_m / \Gamma_1 = 14,75$  veces. Este error absoluto de 0,01 se debe a

aproximaciones de decimales, pero es un indicativo de que los cálculos son correctos.

Así pues, la potencia mecánica útil que proporciona el motor en su eje es el producto de su par motor en Newtons metro por su velocidad angular en radianes por segundo.

$$\text{Potencia motor} = \Gamma_m \cdot n_m = 0,0614 \text{ Nm} \cdot 1081,23 \text{ rads/s} = 66,39 \text{ W}$$

Cabe destacar que esta potencia es con la carga actual y no en vacío.

### Análisis de Resistencia de materiales

Para dar por finalizada la fase de investigación práctica se va a estudiar la resistencia a los momentos flectores de los dientes. Mediante la expresión de Lewis (Ecuación 3) se decide calcular la tensión acumulada en el entalle (recordar que por geometría y distancia del punto de aplicación de la fuerza es donde se concentran las mayores tensiones [22]) de los dientes de las corona exteriores del sector gear y del spur gear. Esta elección se debe al simple hecho de que definen el perfil exterior de la pieza y por lo tanto se han podido tomar medidas precisas mediante el proyector de perfiles.

Se tomarán diversas consideraciones que se alejan de la realidad para estos cálculos. En todo engranaje de una mínima calidad la relación de contacto es superior a la unidad. Esto quiere decir que cuando un diente está a punto de desengranar por lo menos hay otro más que esta engranando y así compartiendo la carga. Por este motivo un diente sufre de más momento flector no cuando la carga está siendo aplicada en su extremo más alejado de la base sino en el punto de presión, que se encuentra a una distancia equivalente al dedendo de la base (el ya introducido radio de paso), ya que es el momento en el que un diente en particular comparte menos carga con sus adyacentes. Para nuestros cálculos, tanto para simplificar cálculos y como para simular un factor de seguridad, se considera que la relación de contacto es unitaria y la carga tangencial es aplicada en el extremo del diente (tal como se ha hecho para el cálculo del diente del pistón). Se aplicará que la velocidad lineal para el cálculo del factor dinámico  $K_v$  será la velocidad en el punto P  $V_p$ .

	C. EXTERIOR SECTOR	C. EXTERIOR SPUR
Carga tangencial, $W_t$	60,88 N	35,49 N
Módulo, $m$	1 mm	0,85 mm
Velocidad angular, $\omega$	73,3 rads/s	116,47 rads/s
Velocidad en P, $V_p$	1,09 m/s	1,87 m/s
Grosor del diente, $t$	1,73 mm	1,43 mm
Ancho del diente, $F$	4 mm	2,5 mm
Altura del diente (dedendo + adendo), $l$	2,26 mm	1,5 mm
Factor dinámico, $K_v$ (Ecuación 11)	0,737	0,62
Factor de Lewis, $Y$ (Ecuación 10)	0,221	0,267

*Tabla 2: Medidas de las coronas exteriores del sector gear y spur gear.*

Con estos datos y mediante la Ecuación 9 se obtiene el valor de la tensión máxima que sufren los dientes de ambos engranajes.

- $\sigma_{1e} = 93 \text{ MPa}$
- $\sigma_{2e} = 173 \text{ MPa}$

Con estos resultados, que distan magnamente de acercarse a los límites elásticos de los aceros más básicos, se puede considerar que la mayoría de aceros estructurales son óptimos para la fabricación de estos elementos. Cabe destacar que las consideraciones que se han tomado son extremas y que en la práctica, con una relación de contacto superior a la unidad, las tensiones soportadas serán mucho menores que estas. Aunque en este proyecto todo lo que tenga que ver con el fallo debido a la fatiga del material, cabe señalar que una superficie de mayor dureza permitirá que la pieza disponga de su integridad a lo largo de más tiempo.

## 6. Fase de diseño

Ya con todos los conceptos básicos de funcionamiento de una gearbox explicados, estudiados y demostrados se procede a la fase final de este proyecto. Mediante software especializado de ingeniería como *SOLIDWORKS* se diseñará una gearbox que cumpla con varios parámetros impuestos.

Debido a que el alcance de este proyecto se limita a la parte de mecánica tradicional y a la gearbox en sí no se diseñarán piezas que no se hayan estudiado en la parte de investigación práctica. Así pues esta fase de diseño consistirá en ingeniar un muelle principal, el engranaje cremallera del pistón y el sistema de transmisión de fuerzas. Así mismo también se diseñará la configuración general de la gearbox y como los diferentes elementos están dispuestos en un reducido espacio.

Objetivamente se puede afirmar que el gearbox de tipo V3 es el mejor del mercado. No solo posee todas las enormes ventajas del tipo V2 sino que añade facilidad de mantenimiento de la máquina y le brinda de más modularidad. Este es el trabajo de las grandes empresas a la vanguardia del mercado y se puede predecir con gran certeza que estos diseños predominaran los años venideros en el mundo del Airsoft.

A efectos de este proyecto se ha decidido alejarse de la norma de las V2 y crear un diseño completamente nuevo que permite optimizar al máximo el espacio horizontal.

### 6.1. Objetivos y limitaciones

- **Alejarse de la configuración típica**

Este proyecto no deja de ser un trabajo de final de carrera y su objetivo es puramente educativo. La ingeniería es una profesión que requiere “romper los moldes” y reinventarse continuamente en aras del progreso tecnológico. En vez de procurar mejorar un diseño existente se creará un diseño con una configuración totalmente distinta.

- **Maximizar el ahorro de espacio vertical**

Las configuraciones de gearbox V2 poseen perfiles muy altos. Esto es debido a que es un diseño de carácter muy vertical. El sistema neumático se sitúa encima de los engranajes. Estos a la vez se sitúan uno casi encima del otro (véase Figura 15) y a la vez estos se sitúan encima del motor, que también está orientado verticalmente. La dimensión vertical de la gearbox extraída de la réplica CYMA es de 180 mm aproximadamente, motor incluido. Estas grandes dimensiones pueden ser compensadas haciendo que el motor ocupe la zona la empuñadura vertical del aparato. Esto hace que este tipo de gearbox, a pesar de ser las más populares, no pueden adaptarse a diseños que carezcan de una empuñadura

vertical sin hacerlos extremadamente voluminosos. Este diseño que se va a presentar pretende optimizar el espacio vertical disponible.

- **Maximizar el ahorro de espacio horizontal**

Lo que las V2 exceden en espacio vertical lo optimizan en espacio horizontal. Son gearbox especialmente cortas con una longitud horizontal no muy superior a la vertical, con 200 mm de largo en el caso de la gearbox que se ha adquirido.

Sin embargo uno de los problemas al diseñar este tipo de aparatos es la imposibilidad de optimizar que tan larga es una réplica o cualquier método de propulsión mediante aire. Esto se debe a que el conducto por donde viaja el aire y el proyectil, el cañón, ocupa mucho espacio. Esto no es problema para una pistola de clavos o grapas, ya que se usan con gran proximidad a las superficies que se pretenden clavar o grapar y no requieren de conductos de aire de gran longitud. En el caso de una réplica para la práctica de Airsoft, una pistola anestésica o un fusil de dardos tranquilizantes las dos características más importantes son el alcance y su precisión. Al fin y al cabo el único medio de propulsión es una pequeña masa de aire comprimido. La falta de estas características puede resultar en una molestia para un jugador competitivo de Airsoft o un contratiempo para un conservador de una reserva natural. Al fin y al cabo, la medida horizontal total de uno de estos aparatos será la suma del cañón y la gearbox. Se procurará realizar un diseño que optimice el espacio que tanto el cañón como la gearbox utilicen.

- **Resistencia mecánica de los componentes internos, fiabilidad**

De forma similar a la fase de investigación práctica, se diseñarán piezas encargadas de transmitir o almacenar energía capaz de resistir las condiciones más extremas dentro de las condiciones de uso del dispositivo. Tendrán que soportar momentos flectores en el caso de los engranajes (al igual que engranar correctamente) y esfuerzos torsionales en el caso del muelle.

- **Materiales de fácil adquisición, económicos**

Se limita al uso del acero para todos los elementos. Es un metal de coste sumamente barato comparado con aleaciones de otros metales como el Titanio o Wolframio que ofrecen características mecánicas sumamente mejores pero que requieren métodos de fabricación especializados que encarecen significativamente el resultado final. Al ser un prototipo resulta imposible de hacer un presupuesto como tal sin saber el precio de producción de piezas no estandarizadas (personalizadas) y los costes de materiales son mínimos en comparación.

- **Gran potencia**

Una réplica de Airsoft no requiere de mucha potencia, más una pistola de clavos o anestésica si la necesita (ya sea para clavar superficies duras o atravesar con una aguja la piel de grandes mamíferos y reptiles salvajes). Debido a que un motor eléctrico o un árbol de engranajes pueden sacrificar velocidad por par de fuerzas se ha decidido optar por un enfoque más versátil que no solo al Airsoft y darle al diseño más potencia, en lo que traducirá en un muelle de mayor constante de rigidez. Cabe destacar que la potencia de un proyectil puede ser drásticamente controlada mediante un mecanismo ajustable como puede ser una goma *hop-up*.

- **Masa**

La masa del dispositivo entero (armazón, motor y gearbox, batería...) no variará significativamente dependiendo del acero que se escoja, pues todos tienen densidades muy parecidas y las piezas a diseñar tienen muy poca masa como para que sea un factor clave. A pesar de ello un diseño con muchas piezas redundantes no será óptimo en cuanto a peso se refiere. Se tendrá que tener en cuenta para favorecer la ergonomía y la comodidad del usuario.

- **Facilidad de mantenimiento**

Siendo una máquina con piezas móviles las gearbox suelen necesitar de un mantenimiento bimensual o trimestral, dependiendo del uso. Hay que procurar que la gearbox pueda desmontarse con cierta facilidad y se le de herramientas al usuario con tal de conseguir ese fin. Que se puedan extraer piezas con comodidad para su reemplazo o mantenimiento.

Para conseguir estos objetivos se establecen varios parámetros:

- **Materiales:** Aceros de diferentes tipos. Se permiten aleaciones.
- **Altura:** Inferior a los 100 mm.
- **Longitud:** El diseño debe ser lo más corto posible contando con un cañón de 500 mm. No más de 650 mm en total (réplica y cañón)
- **Potencia:** El muelle, comprimido, tiene que ejercer 150N de fuerza mínimo.
- **Resistencia:** Cada diente de cada engranaje debe soportar toda la fuerza tangencial de transmisión en su extremo superior, con una relación de contacto unitaria (las mismas consideraciones que la fase de investigación práctica).
- **Motor:** Máximo de 200W de potencia útil.
- **Masa:** 1 kg de componentes mecánicos

## 6.2. Diseño general

El diseño general contempla todas las piezas del sistema neumático y de transmisión de una gearbox. Esto incluye los engranajes de transmisión, el pistón, el muelle principal con su guía. También es importante tener en cuenta el cilindro, el cañón, la recámara y la goma hop-up, pues a pesar de que no están dentro del alcance de este proyecto sus dimensiones exteriores tienen relevancia en el conjunto global del diseño. Este diseño introduce dos ideas principales.

La primera consiste en la reducción del volumen que este ocupa en plano vertical y horizontal. La configuración de las piezas se centrará en que estas estén alineadas horizontalmente lo máximo posible. Esto resultará en una configuración muy horizontal. En el caso de que el armazón que protegiera la gearbox tuviera una tapa superior, la principal ventaja sería la capacidad de acceder al interior de la gearbox retirando un cerramiento en la zona superior de dicho armazón del dispositivo sin tener que extraer la gearbox del interior y así poder realizar labores de mantenimiento rápidamente.

La segunda, y más innovadora, será que el cañón ocupará todo el espacio de la gearbox. Esto significa que esta pieza, que es la más larga pudiendo ocupar hasta 500 mm, compartirá espacio con otros componentes. Compartirá espacio hasta tal punto que de los 500 mm que componen un cañón de largo alcance solo sobresaldrán de la gearbox un reducido porcentaje de su longitud total. Esto es rompedor, pues se puede fabricar una réplica corta pero con precisión y alcance superiores a contrapartes de similares dimensiones que no usen esta configuración.

Así pues el propio cañón recorrerá el eje longitudinal del cilindro, del pistón y del muelle. Tanto las secciones transversales del cilindro como del pistón tendrán forma de corona circular y el propio cañón actuará como guía de muelle en caso de que este no sea estable y sufra de pandeo flexional. La función de desplazar la masa de aire comprimido del cilindro al cañón la desempeñarán conductos que conectarán la cabeza del cilindro con un colector de aire en la parte posterior del cañón. Aquí puede aparecer el gran inconveniente de no poder extraer o intercambiar piezas averiadas. Para solucionar este inconveniente el cañón se unirá a la recámara mediante una rosca. De este modo se podrá extraer el cañón por fuera de la réplica y quitar el anclaje que este ejercía sobre los elementos del cilindro, pistón, muelle y la superficie de apoyo o soporte del muelle (que puede ser un anillo de fuerza o un cojinete de impulsión).

Cuando se requiera utilizar piezas estandarizadas se recurrirá al sistema ANSI Metric. La razón de esto es la gran cantidad de estadounidenses y canadienses que son aficionados a este deporte. Si en un posible futuro se iniciara la producción en cadena el abanico de posibles clientes sería mucho más amplio en el mercado de América del Norte, y en ese caso la estandarización ANSI sería la mejor opción a tomar frente a la norma ISO.

### Diseño tridimensional

Mediante el software SOLDIWORKS se procede diseñar las partes estáticas del conjunto. Estas incluyen el cañón, la recámara, la goma hop-up y el cilindro. El dimensionado de estos no será estricto pues no forman parte del objeto de estudio al estar fuera del alcance del proyecto aunque se procurará que sean totalmente verosímiles.

Lo primero será el dimensionado del cañón, la recámara y la cámara hop-up. El cañón es un simple cilindro de metal (generalmente de latón) con una cavidad de diámetro constante de 6,02 mm a lo largo de su longitud. Como se ha razonado en el Apartado 4.1 este diámetro corresponde a los llamados cañones de precisión permitiendo menos juego entre balín (diámetro estándar de 6 mm) y ánima. La longitud será de 500 mm en total.

La recámara y la cámara hop-up se sitúan en este orden y en contacto la una de la otra cerca de la admisión de gases provenientes del cilindro. A efectos de este proyecto solo es interesante la dimensión aproximada exterior de este conjunto para tener una idea de cuánto puede llegar a ocupar este dispositivo. Se ha representado como un bloque rectangular de exageradas dimensiones en el dibujo tridimensional. Por la parte posterior de este se ha añadido un canal de 4 mm de diámetro interior, con un grosor de pared de 1 mm. Este conducto solo tendrá la función de dirigir aire del colector a la recámara y se le etiquetará como “conducto de inyección”. La cámara de hop-up se unirá al cañón mediante una rosca, siendo la cámara la parte hembra y el extremo posterior del cañón poseyendo la rosca macho. El usuario podrá desenroscar el cañón y extraerlo por la parte delantera de la propia réplica para liberar a los componentes que este atraviesa (cilindro, pistón, muelle, el cojinete de impulsión...)



Fig. 36: Cámara de hop-up [29].

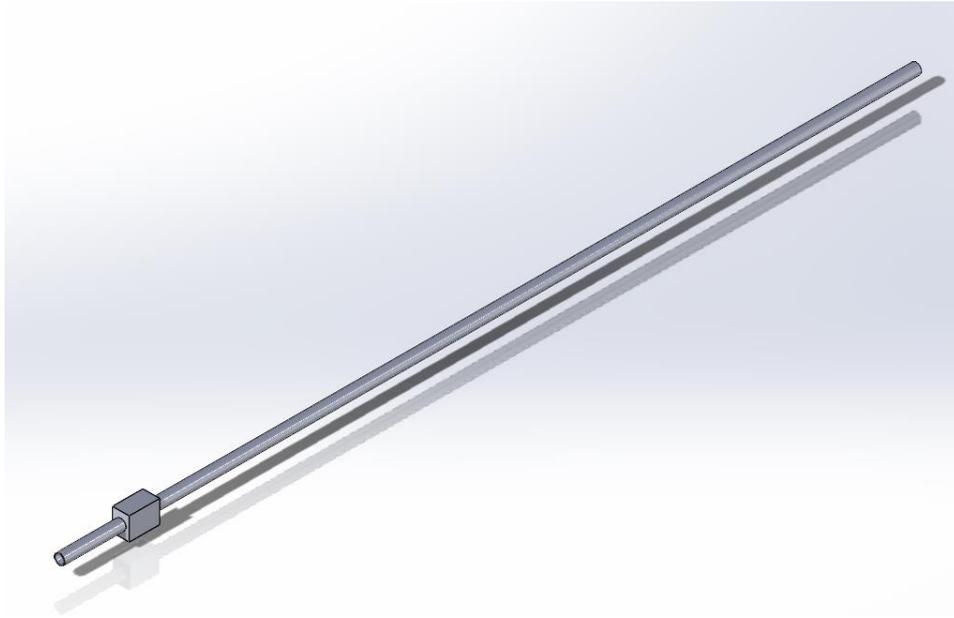


Fig. 37: Cañón de 500 mm, bloque recámara + hop-up y conducto de inyección.

Para el diseño del cilindro se han tenido en cuenta tres factores: la cabeza del cilindro, el volumen interior y que la sección transversal no sea estrictamente circular.

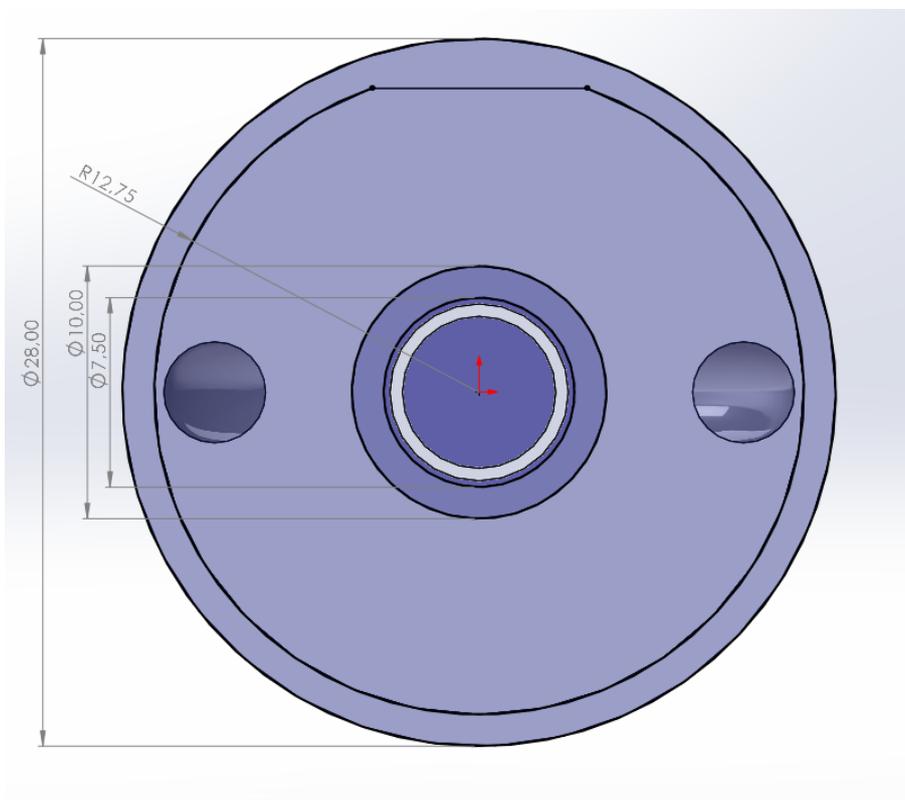


Fig. 38: Sección del cilindro.

El volumen interior está limitado por la cabeza del pistón en la cara posterior y dos caras cilíndricas concéntricas. La exterior de 25,5 mm de diámetro (12,75 mm de radio en la Figura) y la interior de 10 mm de diámetro. Cabe destacar la cara plana que forma una en la parte superior, el cual se explicará su función en el Apartado 6.5. Este diseño de cilindro no deja de ser dos cilindros de diferente diámetro que comparten un mismo eje longitudinal. La cámara de aire es el espacio entre ellos. El grosor de las paredes de estos cilindros es de 1,25 mm y 2,5mm respectivamente. Estas dimensiones, considerando que el material será latón, soportarán el diferencial de presiones que sufrirán durante la compresión [4]. Se puede calcular la sección de la cámara de aire  $S_0$  y compararla con la sección  $S_{CYMA}$  de la cabeza del pistón que se ha extraído de la réplica de CYMA adquirida, la cual su radio tiene una medida de  $R_{pistón} = 11,65$  mm.

- $S_0 = \pi \cdot (R^2 - r^2) = \pi \cdot (12,75 \text{ mm}^2 - 5 \text{ mm}^2) = 432,17 \text{ mm}^2$
- $S_{CYMA} = \pi \cdot R_{pistón}^2 = \pi \cdot 11,65 \text{ mm}^2 = 426,39 \text{ mm}^2$

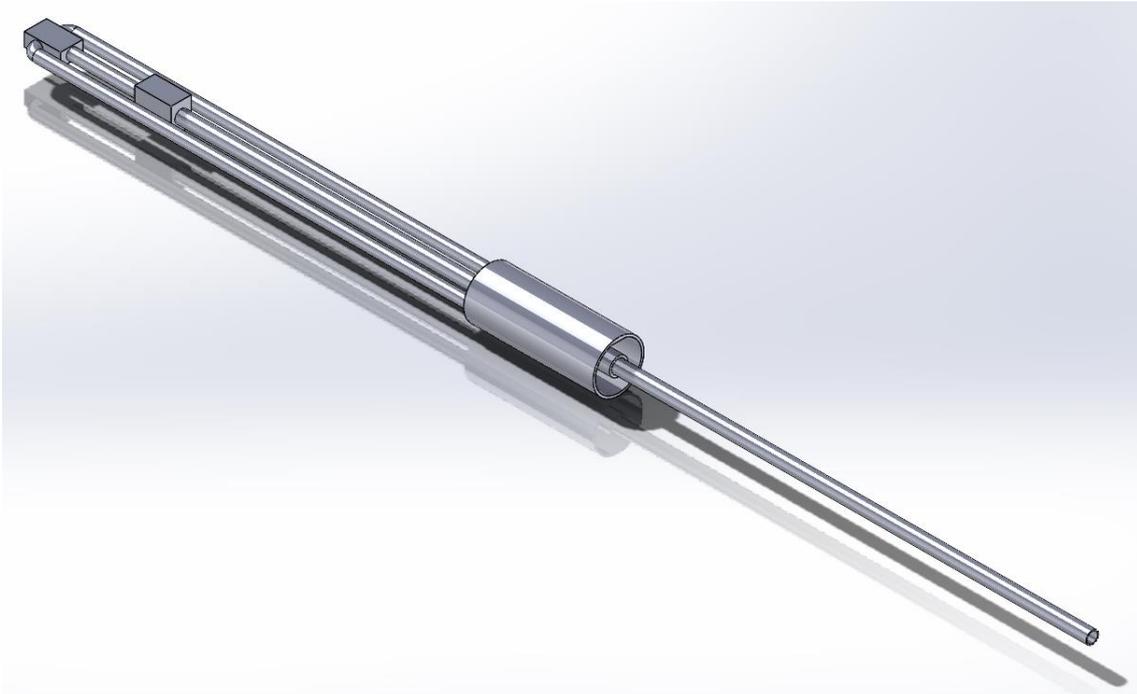
Al tener secciones tan similares se ha decidido dar al cilindro propio una longitud similar al cilindro de la réplica CYMA: 60 mm. Será un cilindro de tipo 0, sin perforaciones a los lados.

La cabeza del cilindro difiere de cualquier diseño tradicional. Esta tiene 3 oberturas. Una para el propio cañón en el centro y otras dos equidistantes para los conductos de aire. La distancia de estas oberturas al centro es de 10,38 mm, pues así los conductos de aire no serán entorpecidos por el bloque de la recámara mencionado anteriormente. Dichos conductos parten en línea recta hasta la parte posterior hasta unirse en un colector mediante un arco de  $90^\circ$  y 4,21 mm de radio, donde los dos flujos de aire se unirán antes de entrar en el canal de inyección. El material de estos puede ser cualquier polímero.



Fig. 39: Recorrido de los conductos de aire.

El hecho de que el flujo de aire cambie de dirección  $180^\circ$  conllevará unas pérdidas de carga sustanciales. Es por eso que el muelle tendrá que proporcionar una fuerza mucho mayor que los 60,88 N para generar un caudal de aire mucho mayor aumentando la velocidad de este.



*Fig. 40: Diseño de las partes estáticas de la gearbox. Se espera que el sistema de engranajes se acomode entre el cilindro y el bloque recámara + hop-up, encima.*

Los engranajes y el motor se situarán entre el cilindro y la recámara. Esto se debe a que los conductos neumáticos son piezas que no requerirán tanto mantenimiento y no será un gran inconveniente que las partes que si lo requieran más bloqueen el acceso a dichos conductos. El armazón que protege la gearbox, el cual no se diseñará, poseerá una tapa retirable en la parte superior para acceder a los componentes internos.

### **6.3. Diseño del muelle principal**

El muelle, totalmente comprimido, debe proporcionar 150 N de fuerza. Ocupará un espacio de 150 mm en reposo y 7 mm totalmente comprimido. Encajará dentro del pistón en la parte posterior y se apoyará en una superficie plana en la parte anterior. Esta se modelará durante el ensamblaje final. Se diseñará con extremos aplanados. Esto consiste en cortar por el plano transversal las espiras de los extremos creando un perfil plano. Este perfil tendrá más área de contacto con las superficies de apoyo transversales y proporcionará al muelle de un comportamiento más regular así como una distribución de cargas en sus extremos más equilibrada. El área de contacto muelle – soporte será mayor al ser una superficie plana, por el contrario un muelle con extremos sin tratar solo contactará con la superficie de apoyo por la tangente de su alambre.

## Materiales

Para resortes mecánicos existe una pretora de aceros especializados para producir muelles de alambre. Los principales atributos que deben tener estos componentes es una gran elasticidad, que se traduce en la capacidad de almacenar energía de forma reversible, y una gran resistencia a la fatiga. A efectos de alcance en este proyecto se limitará a encontrar un material con un gran límite elástico al mínimo precio dentro de las características dimensionales de nuestra pieza, pues el diámetro de la sección del alambre cobra una significativa importancia a la hora de escoger el material adecuado.

En la tabla siguiente se muestran algunos de los tipos de aceros más utilizados en muelles de alambre.

Tipos de Aceros para Muelles											
Designación		Norma Vigente	Normas Nacionales				Campo de Aplicación	Propiedades Mecánicas			
Simbólica	Númerica		UNE	AFNOR	DIN	AISI/SAE		Dureza	R <sub>e</sub> (N/mm <sup>2</sup> )	R <sub>m</sub> (N/mm <sup>2</sup> )	Tenacidad (J)
38Si7	1.5023	EN 10089	F 1451	41 S 7	38Si7	-	Arandela de muelles, tensores para el sector de la construcción	máx. 217 HB	≥ 1030	1180 – 1370	-
61SiCr7	1.7108	EN 10089	F 1442	61 SC 7	60SiCr7	9262	Muelles para el sector marítimo, la construcción y la maquinaria	máx. 248 HB	≥ 1150	1350 – 1600	≥ 5
55Cr3	1.7176	EN 10089	F 1431	55 C 3	55Cr3	5155 / 5160	Muelles aptos para piezas de mayores dimensiones	máx. 248 HB	≥ 1200	1400 – 1650	≥ 9
51CrV4	1.8159	EN 10089	F 1430 / F 143	51 CV 4	50CrV4	6145 / 6150	Acero estándar de muelles, para cargas elevadas (1370 – 1720 N/mm <sup>2</sup> )	máx. 248 HB	≥ 1200	1400 – 1700	≥ 9
52CrMoV4	1.7701	EN 10089	-	51 CDV 4	51CrMoV4	-	Acero para muelles para cargas elevadas y de mayores secciones	máx. 248 HB	≥ 1200	1400 – 1700	≥ 6

Tabla 3: Tipos de aceros para muelles. [23]

Como se puede observar en la columna Campo de aplicación la totalidad de los aceros que figuran en esta tabla se emplean para resortes de gran tamaño que soportarán asimismo grandes cargas. En el libro *Diseño en Ingeniería Mecánica* por Joseph Shigley y Charles Mischke, el cual ha sido extensamente consultado para la realización de este

proyecto, los autores aconsejan el uso de estos tipos de acero:

- **Alambre para cuerda musical:** El mejor material de esta lista. Tenaz y el más utilizado para resortes pequeños. Es el que tiene mayor resistencia a la fatiga y a la tensión. Tiene el inconveniente de ser el más costoso de todos. Se fabrica en diámetro de 0,12 a 3mm. Rango de temperaturas: 0°C – 120°C [22].
- **Alambre revenido en aceite:** Material de uso general más económico que el alambre para cuerda musical. Tiene la limitación de no poder trabajar con cargas de choque o impacto, lo cual puede ser un problema debido a la descompresión brusca y posterior impacto de la cabeza del pistón contra la cabeza del cilindro. Se fabrica en diámetro de 3 a 12mm. Rango de temperaturas: 0°C – 180°C [22].
- **Alambre estirado duro:** El acero para resortes de uso general más económico. Debe usarse cuando la vida útil, la y la exactitud de deformación no sean un factor de suma importancia. Se fabrica en diámetro de 0,8 a 12mm.
- **Acero al cromo-vanadio:** Este es el acero 52CrV4 que figura en la Tabla 3. Este acero se utiliza cuando los demás aceros de alto carbono no son suficientes para soportar las cargas requeridas. Resisten bien las cargas de choque o impacto y su resistencia a la fatiga y durabilidad están muy por encima de otros aceros. Ampliamente utilizados para las válvulas de motores de aviación. Se fabrica en diámetro de 0,8 a 12mm. Rango de temperaturas: Hasta 220°C [22].
- **Acero al cromo-silicio:** Es el acero 61SiCr7 que figura en la Tabla 3. Aleación excelente para soportar cargas de choque a lo largo de una extensa vida útil. Se fabrica en diámetro de 0,8 a 12mm. Rango de temperaturas: Hasta 250°C [22].

Ya teniendo tantas opciones disponibles se descartan aquellas de prestaciones superiores que no se requieren, como todos los aceros de la Tabla 3 las aleaciones de cromo incluidas; y también aquellas no aptas para soportar cargas de choque o impacto, como el alambre revenido en aceite.

Dicho esto, solo queda el alambre para cuerda musical y el alambre estirado en duro. Este último solo ofrece la ventaja de su reducido coste en comparación con la cuerda musical. Sus desventajas principales son su menor valor del límite elástico y su menor vida útil. Debido a que el muelle principal dentro de la gearbox es fácilmente accesible e intercambiable el factor de la vida útil no será un aspecto limitante. En cuanto al límite elástico se comprobará si el dimensionamiento no será excesivamente voluminoso para compensar la menor elasticidad.

Así pues el material escogido es el **alambre estirado duro**. Este material posee, a temperatura ambiente de 25°C estas características [27]:

- **Límite elástico  $\sigma_e$  = 1034 Mpa**
- **Módulo elástico  $E$  = 210 Gpa**

- **Coefficiente de Poisson  $\nu = 0,3$**

Mediante la siguiente ecuación se obtiene otro dato de interés: el módulo de cizalladura.

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)}$$

*Ecuación 19: Módulo de cizalladura para materiales elásticos isótropos lineales (aceros incluidos) [28].*

El módulo de cizalladura es **G = 80,77 Gpa.**

### Constante elástica K y dimensionamiento

Se requiere que el muelle en el punto máximo de compresión ofrezca 150 N de fuerza. Sabiendo que el espacio entre el cojinete impulsor y la cabeza del pistón es de 150 mm (la longitud del muelle en reposo dentro de la gearbox) se debe determinar cuál serán las características dimensionales de este resorte helicoidal. Se fabricará con alambre estirado duro de sección circular y se tendrán que fijar unas variables:

- **Longitud libre,  $L_0$ :** Longitud del muelle cuando está libre de cualquier esfuerzo.
- **Diámetro de la espira,  $D$ .**
- **Diámetro del alambre,  $d$ .**
- **Constante elástica,  $k$ .**
- **Punto de máxima compresibilidad o recorrido del pistón.**

Otras características como el paso entre espiras  $p$ , la tensión máxima  $\sigma$ , la longitud cerrada  $L_s$ , la estabilidad y el número de espiras libres  $N_a$  (una espira libre es aquella que tiene la capacidad de almacenar energía [23]) se obtendrán a partir de las variables anteriores. Se va a empezar fijando varios parámetros. Estos serán la longitud libre, el punto de máxima compresibilidad del muelle, el diámetro de la espira.

La longitud libre será  **$L_0 = 200 \text{ mm}$** , 50 mm más larga que la longitud del muelle en reposo. El punto de máxima compresibilidad será de 70 mm. La diferencia de la longitud del muelle en reposo y este punto de máxima compresibilidad será 80 mm, el valor de la longitud del muelle cuando esté más comprimido y ejerza 150 N.

El diámetro de la espira interesa que sea elevado, pues a medida que este valor crece el factor de Wahl decrece (véase Gráfico 2) y es directamente proporcional a la estabilidad. A pesar de estas ventajas un diámetro de espira elevado es directamente proporcional a la tensión máxima  $\sigma$  sufrida por el material. El diámetro de espira será  **$D = 18 \text{ mm}$** , así encajará dentro del pistón ya que cabe recordar que el espacio interior tiene un diámetro

de 20mm y el radio del alambre también ocupa un volumen (en este caso deberá ser  $d < 4\text{mm}$  si se quiere evitar un ajuste entre el muelle y las paredes interiores del pistón).

Ya con estos parámetros fijados ya se puede obtener la constante  $k$  del muelle. Para obtener una fuerza  $F = 150\text{ N}$  comprimiendo al muelle de 200 a 80 mm ( $\Delta x = 0,012\text{ m}$ ) se requiere que el muelle posea una constante  $k = 1250\text{ N/m}$  (véase la Ecuación 3 para la justificación de este resultado).

Para el dimensionamiento se tendrán en cuenta tres expresiones y tres principales limitaciones. Las limitaciones son:

- El valor de la tensión máxima no debe de superar el valor del límite elástico del material dividido por su coeficiente de seguridad  $\lambda=1,3$ . Así pues  $\sigma < \sigma_{\lambda e} = \sigma_e / \lambda$ .  $\Sigma < \sigma_{\lambda e} = 795\text{ Mpa}$ .
- El diámetro del alambre debe ser menor que 4mm para que exista juego entre el muelle y el interior del pistón.  $D < 4\text{mm}$ .
- La longitud cerrada  $L_s$ , longitud del muelle cuando todas las espiras están en contacto y cerradas, debe ser menor que la longitud del muelle en el punto de máxima compresibilidad.  $L_s < 80\text{ mm}$ .

Las expresiones serán la Ecuación 8 (esfuerzo cortante en el alambre del muelle con factor de Wahl), la Ecuación 20 y la Ecuación 21.

$$k = \frac{d^4 \cdot G}{8 \cdot D^3 \cdot N_a}$$

*Ecuación 20: Constante de rigidez  $k$  [22].*

$$L_s = d \cdot N_t$$

*Ecuación 21: Longitud cerrada a partir del diámetro del alambre y el número total de espiras [22].*

Se realizarán varias interacciones con diferentes valores para el diámetro del alambre.

### Iteración 1: $d = 3\text{mm}$

Con este primer valor se puede calcular el número de espiras activas que requiere el muelle. Reordenando la Ecuación 20 aislando el factor  $N_a$  y usando los demás datos que han sido fijados a lo largo de este apartado resulta que el número de espiras activas es de

113. Es un número sumamente elevado. Sabiendo que el número de espiras totales es  $N_t = N_a + 2 = 115$  se comprueba mediante la Ecuación 21 que la longitud cerrada es  $L_s = 345$  mm. Esto no tiene ningún sentido pues ya se ha estipulado que la longitud libre es  $L_0 = 200$  mm.

### Iteración 2: $d = 2$ mm

Del mismo modo obtenemos que  $N_a = 23$  espiras. El índice del resorte es  $C = D/d = 9$ , que mediante el Gráfico 2 se obtiene un coeficiente de Wahl de  $K_w = 1,15$ . Teniendo en cuenta este coeficiente, los datos ya estipulados y que la fuerza máxima será de  $F = 150$  Newtons la Ecuación 8 devuelve un valor de  $\sigma = 988,35$  Mpa. A pesar de que esta tensión no alcanza el límite elástico del material no cumple con el factor de seguridad aplicado de 1,3 ( $\sigma > \sigma_{\lambda e} = 795$  Mpa). Se puede seleccionar un material más elástico como el alambre para cuerda musical pero se va a proceder con más iteraciones.

### Iteración 3: $d = 2,5$ mm

Se vuelve a calcular el número de espiras libres (y por ende las totales) mediante la Ecuación 20. Se obtiene un valor de  $N_t = 56$  espiras. De nuevo la Ecuación 21 devuelve un valor tal que  $L_s = 112$  mm, superior a los 80 mm.

### Iteración 3: $d = 2,2$ mm

Esta vez se obtiene un valor de  $N_a = 33$  espiras libres y por ende  $N_t = 35$  espiras totales. La longitud cerrada con este valor es de  $L_s = 77$  mm por lo tanto se cumple dos de las limitaciones:  $L_s < 80$  mm y  $d < 4$  mm.

Sabiendo que el índice del resorte es  $C = 8,18$ , mediante el Grafico 2 se vuelve a obtener el factor de Wahl  $K_w = 1,19$ . Ya recalculando el valor de la tensión máxima en la sección del muelle se obtiene que  **$\sigma = 768,4$  Mpa.**

Ya habiéndose quedado por debajo de los valores de las tres limitaciones se pueden determinar las características del resorte helicoidal por compresión que operara la gearbox.

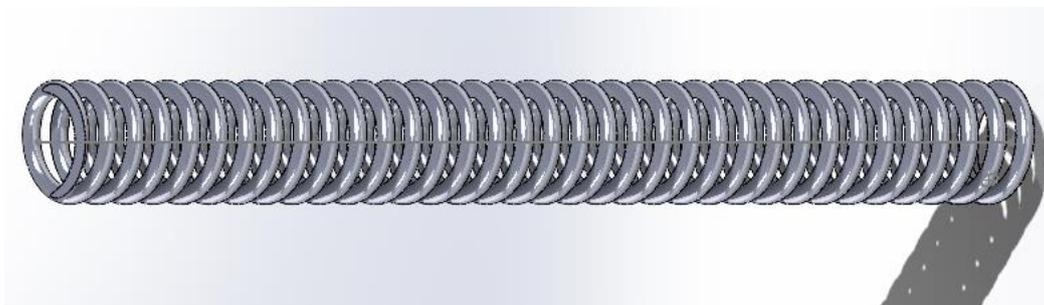


Fig. 41: Diseño final del muelle. 35 espiras totales y 33 activas. Nótese el extremo aplanado en la izquierda.

## Estabilidad

Por último, como añadido extra, se procede a calcular si el muelle es estable o no. En un resorte helicoidal por compresión puede aparecer un pandeo flexional cuando se le aplica una carga. Este suceso de pandeo puede ser evitado si se dispone de una guía de muelle o si el muelle es estable y esto dependerá solamente de la geometría del mismo. El muelle será estable siempre que se cumpla la siguiente inecuación en el caso de que el material sea un acero.

$$L_0 < 2,63 \cdot \frac{D}{\alpha}$$

*Ecuación 22: Condición de estabilidad para resortes helicoidales a compresión [22].*

Donde  $\alpha$  es la constante de forma de extremo. En casos donde el resorte este soportado entre superficies paralelas planas, como es el caso de este diseño (la cara interior de la cabeza del pistón y el cojinete impulsor), este valor es  $\alpha = 0,5$ . Así pues el término derecho de la inecuación resulta en 94,68 mm, que es ampliamente inferior a la longitud libre  $L_0 = 200$  mm. Se ha tenido en cuenta que este suceso podía ocurrir en el Apartado 6.3 y se ha diseñado que el cañón haga a la vez de guía de muelle a lo largo de toda su longitud anticipando que, como es el caso, **el muelle no es estable**.

## 6.4. Diseño del pistón

Al no tener en cuenta las consideraciones relacionadas con la mecánica de fluidos el pistón se modelará sin su cabeza ni las juntas tóricas correspondientes. El encaje ha de tener el suficiente juego para permitir que pistón deslice dentro del cilindro (juego de 0,5 mm) El modelado exterior simplemente será un cilindro de sección constante cuyo perfil transversal encajará en el cilindro y poseerá un soporte metálico en la parte superior plana. Cabe recordar la parte plana en la zona superior del perfil interior del cilindro. Debido a que el sector gear está situado en el lado opuesto de la gearbox la única forma de engranar con él será mediante una barra de empuje que se atornillará al pistón mediante el soporte. Dos tornillos estarán dispuestos verticalmente para permitir al usuario retirarlo abriendo la tapa vertical del armazón, sin tener que retirar ninguna pieza previamente.

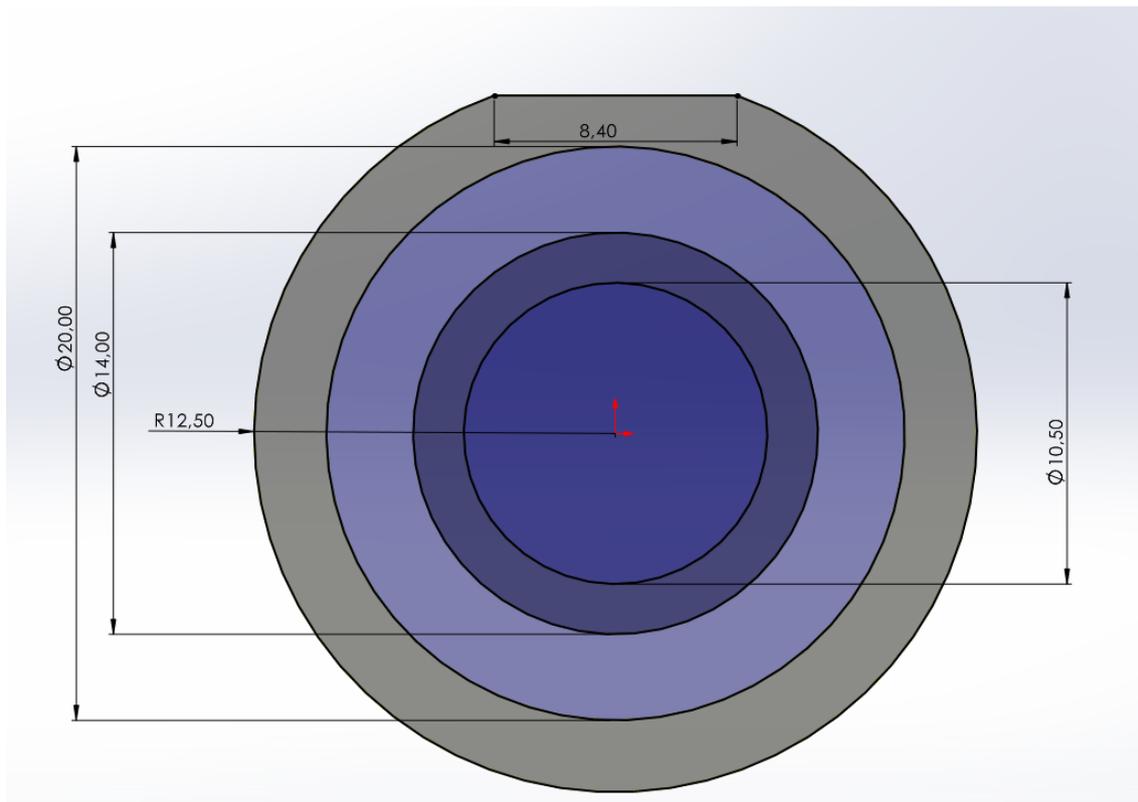


Fig. 42: Sección del pistón.

El pistón tendrá una longitud de 80 mm, siendo 75 mm pertenecientes al cuerpo y 5 mm a la cabeza del pistón. El soporte se situará en la superficie plana exterior, midiendo 15 mm de largo, 8,4 mm de ancho y 7,5 mm de alto.

Se colocarán dos perforaciones ANSI M3 de 7 mm de profundidad separadas por también 7 mm para atornillar un elemento: la barra de empuje. También se han extruido dos rieles en cada lateral para que la pieza entera se deslice por guías del armazón.

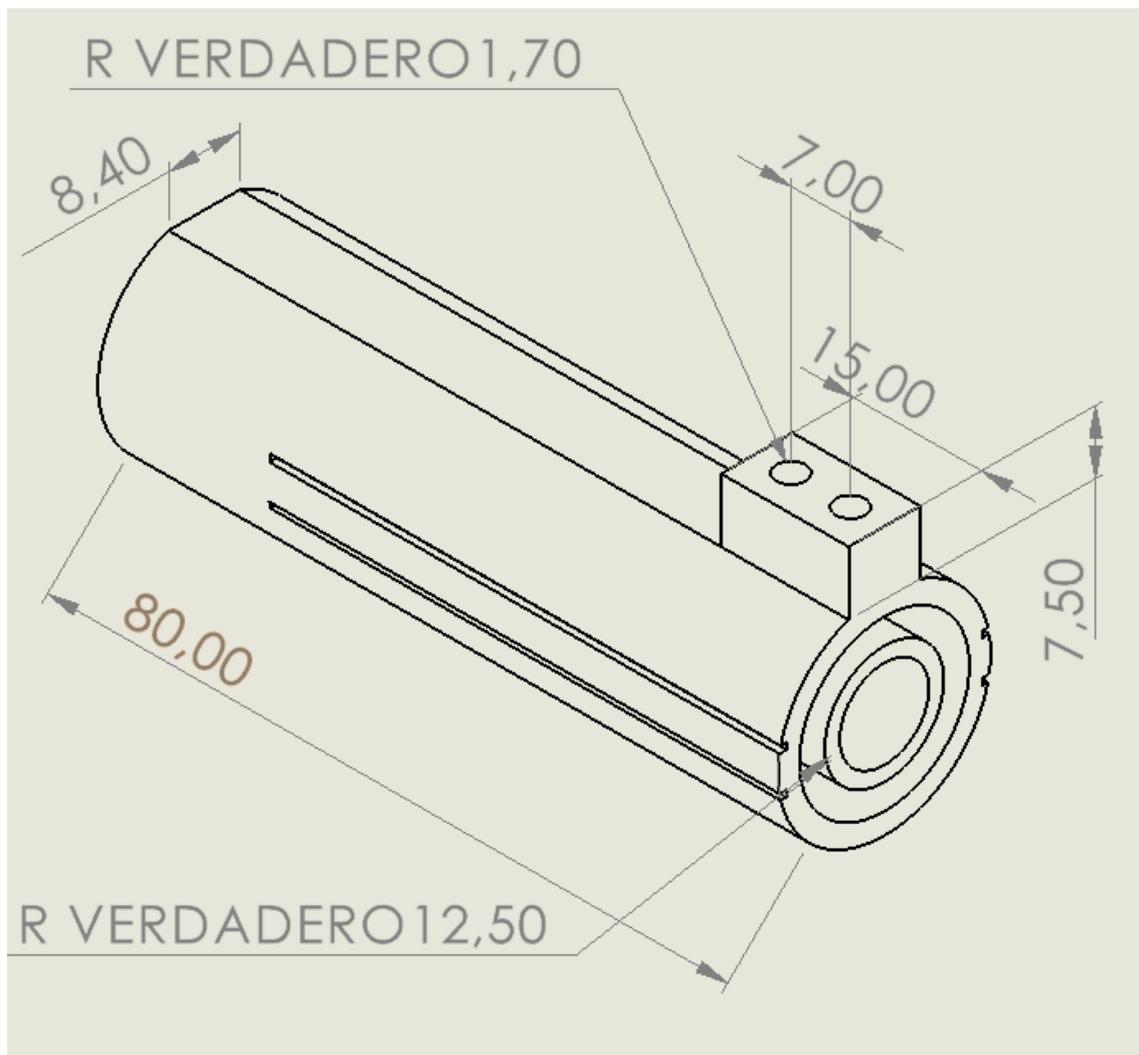
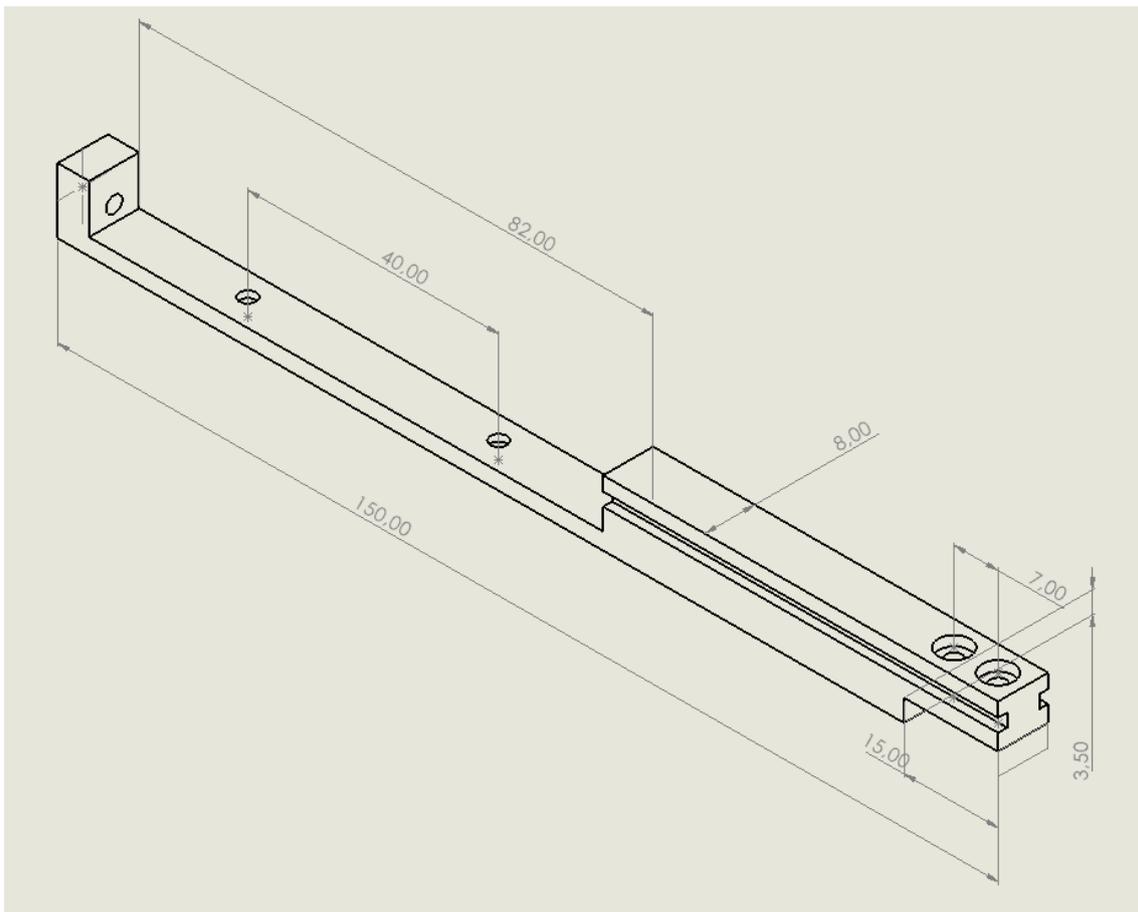


Fig. 43: Vista isométrica del pistón.

### Barra de empuje

La barra de empuje no es más que un elemento físico con un engranaje cremallera en el extremo posterior y una ranura para encajar mediante tornillos en el soporte del pistón cuya función es aplicar una fuerza unidireccional. Su dimensión longitudinal es de 150 mm para cubrir el espacio entre el soporte del pistón y el sector gear. Esta posee 2 hendiduras para tornillos ANSI M3 con avellanado de 90° y 14 mm de profundidad, punta incluida. Al igual que el pistón este elemento posee unos rieles para su colocación en guías.

Este elemento tendrá que proporcionar una fuerza de 150 N en la dirección de su eje longitudinal al pistón. Su sección transversal, teniendo en cuenta la existencia de las guías, es de  $S_{\text{barra}} = 67,2 \text{ mm}^2$ . Sufriendo una tensión de  $\sigma = F / S_{\text{barra}} = 2,23 \text{ MPa}$  se debe elegir materiales económicos y ligeros. Siendo el más indicado el polímero ABS como material de construcción de esta pieza, aunque el latón o el aluminio también son buenas alternativas pero más costosas.



*Fig. 44: Vista isométrica de la zona inferior de la barra de empuje.*

En la zona posterior se puede observar un corte de 82x7,81 mm. Aquí se situará el engranaje cremallera que engranará con la semicorona del sector gear. Este engranaje será una pieza a parte y se podrá extraer de la barra de empuje mediante 3 tornillos ANSI M3.

### Engranaje cremallera

El software SOLIDWORKS, mediante la herramienta Toolbox, permite diseñar engranajes al instante con un perfil de diente de voladizo ajustando varios parámetros como el módulo, número de dientes, ángulo de presión y demás. Se diseñarán los engranajes según el sistema ANSI, usando el sistema métrico. No solo ajusta automáticamente las dimensiones de la corona de dientes sino que también permite añadir ejes de características deseadas.

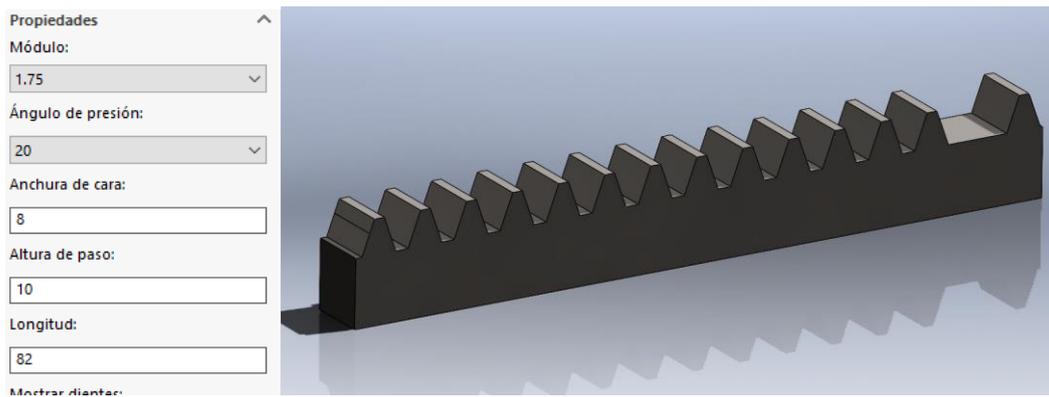


Fig. 45: Propiedades y geometría del engranaje cremallera.

Se ha retirado el segundo diente para hacer posible el engrane con el primer diente del sector gear, al igual que los engranajes cremallera de las gearbox tradicionales V1, V2 y V3.

El material escogido para este engranaje (y todos los engranajes que se diseñarán a posteriori) es el acero AISI 1045. El acero AISI 1045 es un acero al carbono de alta resistencia es ampliamente utilizado en aplicaciones de engranajes debido a su buena combinación de resistencia y tenacidad. Ofrece una buena resistencia al desgaste y una alta resistencia a la tracción, lo que lo hace adecuado para aplicaciones que requieren una mayor resistencia mecánica. Además, es relativamente fácil de maquinar y puede ser tratado térmicamente para aumentar su dureza y resistencia [30]. Otra gran ventaja que ofrece la elección de este material es que figura en la biblioteca de materiales oficial de SOLIDWORKS y se puede aplicar a cualquier sólido para realizar simulaciones.

Para realizar una simulación se requiere diseñar una geometría de pieza, realizar un mallado de esta, asignar un material y aplicar condiciones de contorno. El mallado consiste en dividir una geometría tridimensional en elementos más pequeños y simples (triangulares por norma general) para su análisis numérico en simulaciones de elementos finitos. Una mallado más exhaustivo incorporará mucha más densidad de elementos finitos por unidad de volumen, garantizando un análisis más preciso consumiendo a cambio más potencia computacional. El mallado en SOLIDWORKS es automático y el propio software adapta la malla a la geometría de la pieza.

La asignación de material, en caso de que la biblioteca de SOLIDWORKS posea el material deseado, es sumamente sencilla. En el caso de este proyecto solo se requiere escribir ANSI 1045 en el campo de búsqueda en el menú “Asignar Material” y pulsar el botón “Aplicar”. Solo se puede aplicar un material a toda la pieza, lo que limita las posibilidades para estudios más avanzados.

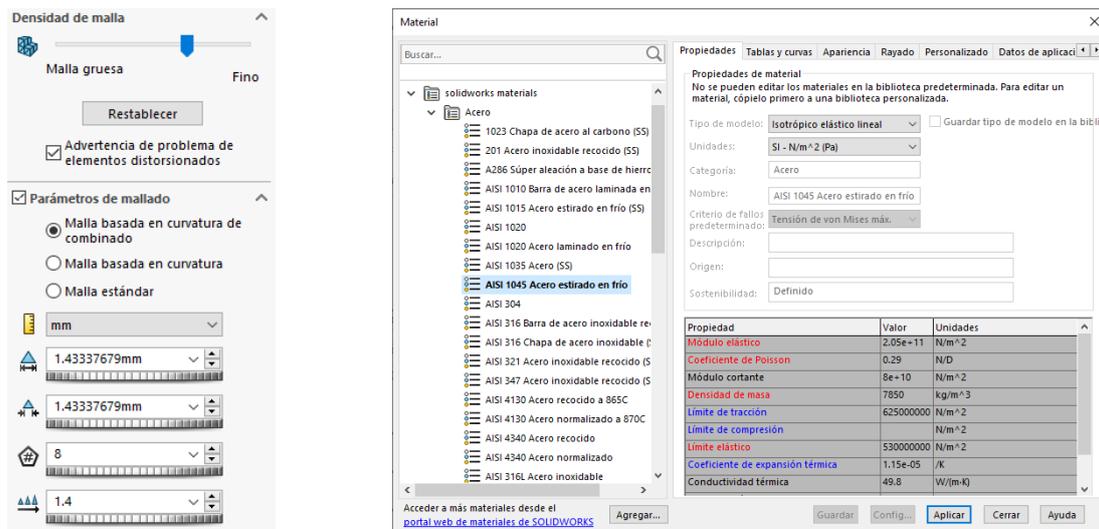


Fig. 46 y 47: Menú de mado y menú de material.

La aplicación de las condiciones de contorno se divide en dos procesos. El primero consiste en las sujeciones. Esta función permite establecer sobre qué tipo de soporte físico se apoya una arista o cara de la geometría. Dependiendo de qué tipo el usuario escoja el programa limitará desde un hasta todos los grados de libertad posible en el espacio tridimensional. La opción de “Geometría fija” es la más indicada para el estudio de estática al que someteremos las piezas críticas de este proyecto. En el caso del engranaje cremallera se fijan las tres caras (la opuesta a los dientes y las que forman la sección transversal) privando a la pieza de cualquier grado de libertad.

La segunda condición de contorno es la aplicación de cargas. El programa permite la aplicación de cargas en áreas, puntos o líneas; y con una dirección, sentido y magnitud. Debido a que los dientes mantienen contacto a lo largo de una línea de presión (paralela a su eje en caso de los engranajes rectos) se define esta línea a lo largo de la cara a la altura del diámetro de paso. La dirección fuerza es normal al plano de la cara del diente (20° respecto al plano horizontal, cabe recordar el concepto del ángulo de presión) y su magnitud es el resultado de dividir la fuerza de 150 N máxima ejercida por el muelle entre el coseno de 20°: es decir 159,63 N. Esta fuerza estará aplicada a lo largo de la línea de presión definida en la dirección normal al plano del diente y en sentido contrario a este (entrando en el plano).

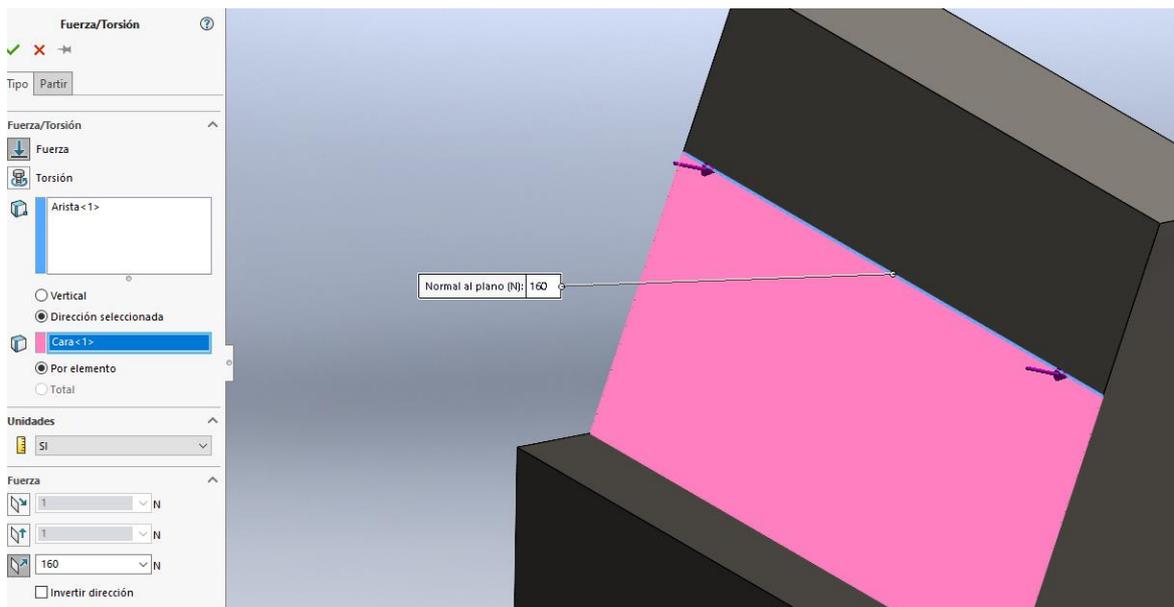


Fig. 48: Condiciones de contorno. La fuerza es aplicada a lo largo de la línea de presión en dirección normal al plano.

Con el mallado realizado sobre la geometría a estudiar, el material correspondiente aplicado y las condiciones de contorno establecidas se puede pasar a la computación de resultados y análisis de esto. Previamente se debe configurar el programa para que muestre los resultados con las unidades deseadas.

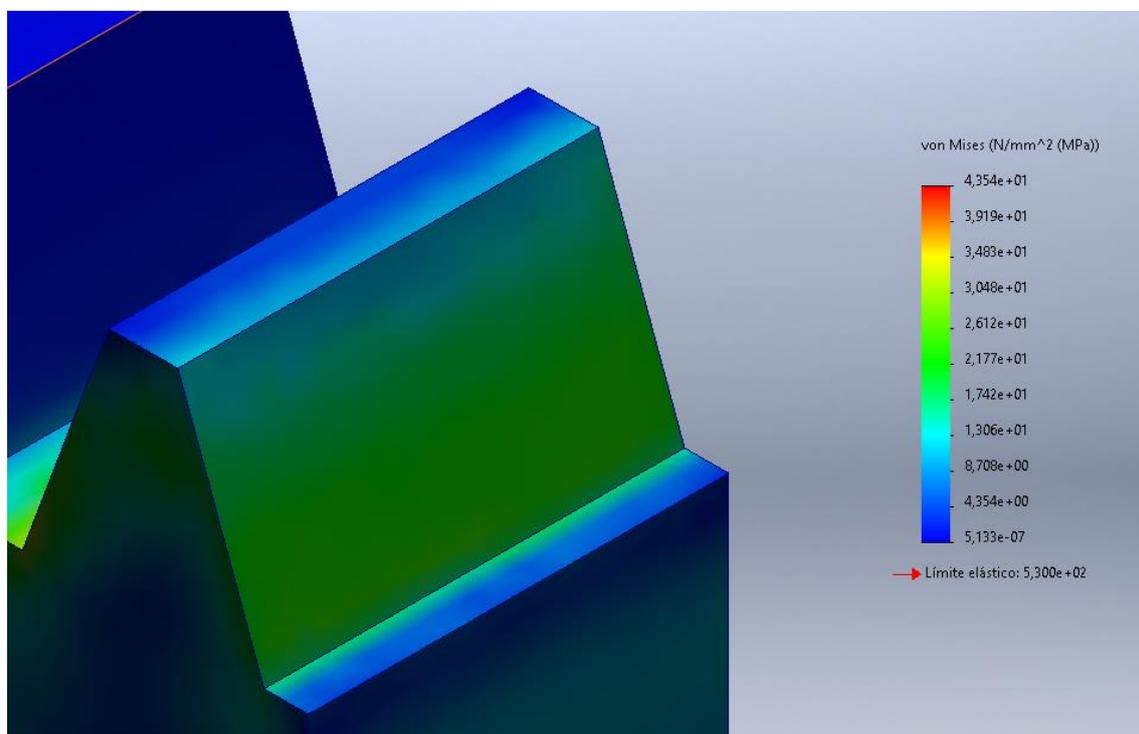


Fig. 49: Tensiones de von Mises en el engranaje cremallera.

Observando este gráfico de tensiones de von Mises se puede llegar a la conclusión que la tensión máxima que soportará esta pieza (30 MPa, marcadas como las zonas verdes) dista enormemente del límite elástico del material (530 Mpa). La deformación también será despreciable a efectos mecánicos.

## 6.5. Diseño del sistema de transmisión

El sistema de transmisión se situará en la zona superior de la gearbox, entre el cilindro y el bloque recámara + hop-up. Se dimensionará el sector gear, el bevel gear y el piñón. A diferencia de las gearbox tradicionales, se omitirá el uso de un spur gear cuya función principal es cambiar la relación de transmisión del conjunto. Esto se debe a que se puede ajustar la relación de transmisión mediante el sector gear y el bevel gear gracias al uso de la barra de empuje en este diseño.

En las gearbox tradicionales de tipo V2 y V3 el sector gear está en contacto directo con el pistón, mucho más ancho que el engranaje. Esto provoca que, de las dos coronas que forman el sector gear, la conducida (la semicorona que contacta con el engranaje cremallera del pistón) tenga que ser mayor que la conductora (la corona completa que engrana con el spur gear) para evitar que esta última entre en contacto con el cuerpo del pistón.



*Fig. 50: Engrande de sector gear con el pistón. Aquí se observa claramente que la semicorona debe ser más grande que la corona completa para evitar el contacto.*

La barra de transmisión, si es de la misma anchura que los dientes de la semicorona, no tiene esta restricción ya que la corona completa del sector gear en ningún punto será coincidente con esta pieza. Esto permite que la corona conductora del sector gear pueda

ser de mayor diámetro y así tener una relación de transmisión menor que la unidad. Como se ha demostrado en el Apartado 5.4 una relación de transmisión menor que la unidad aumentará la fuerza conducida entre dos engranes.

### Motor

Para poder dimensionar todo el sistema de transmisión se han de tener datos sobre la planta motriz. Específicamente cuanto par motor posee y a qué velocidad angular lo proporciona. Un motor de imanes permanentes de corriente continua es más que suficiente. Se ha escogido un motor *Chihai Motor CHF-480WA-28TPA*, un motor especialmente diseñado para AEGs. Los motores eléctricos poseen varios regímenes de funcionamiento, siendo el que optimiza la potencia de salida un riesgo para la vida útil del aparato si se utiliza constantemente. Solo se recomienda el uso del régimen de máxima potencia enfrente del régimen de máxima eficiencia cuando se requiera la energía suficiente en pequeños períodos de tiempo. El Airsoft no deja de ser un juego donde la estrategia y coordinación son las prácticas habituales y la acción está muy dosificada a lo largo de la partida, así pues se considera que el uso del régimen de alta potencia es el idóneo para el juego.

Con una batería de 12 V el motor en buenas condiciones proporciona en su eje  $\Gamma_m = 0,1978$  Nm a  $n_m = 10026$  rpm con una potencia de  $P_{motor} = 175,723$  W [31]. Con estos datos se puede proceder al diseño de los engranajes. El objetivo de estos no solo será transmitir el movimiento, sino reducir las altas velocidades de giro y aumentar el par con tal de comprimir el muelle principal.

### Piñón y bevel gear

Tanto el piñón como el bevel gear tienen la función de cambiar la dirección del eje de rotación mediante sus engranajes cónicos. Es recomendable diseñarlos sin tener en cuenta su relación de transmisión ya que son más complejos de diseñar debido a su geometría. Para poder ir reduciendo la relación de transmisión total del sistema de engranajes, el diámetro (y por lo tanto del número de dientes según dicta la Ecuación 18) del engranaje conducido debe de ser mayor que el del conductor.

SOLIDWORKS solo permite modelar una corona dentada a la vez, así que se procede a formar tantas piezas como coronas se requieran y posteriormente unir las mediante la opción de ensamblaje.



*Fig. 51: Propiedades del piñón y su geometría.*

Para el diseño del piñón y de la corona cónica del bevel gear se ha procurado imitar lo máximo posible los ejemplares obtenidos del desmontado de la réplica de CYMA. El módulo de ambos es 0,7 mm. Se ha procurado que la anchura de la cara sea lo suficientemente generosa para evitar desprendimientos de diente. Una anchura de cara mayor aumenta la superficie y alivia la acumulación de tensiones (véase Ecuación 9). El valor del cuadro “Número de dientes del engranaje” debe coincidir con el número de dientes de la corona cónica del bevel gear. Del mismo modo en el momento de establecer los parámetros de la corona cónica se tendrá que dar el valor del número de dientes del piñón.

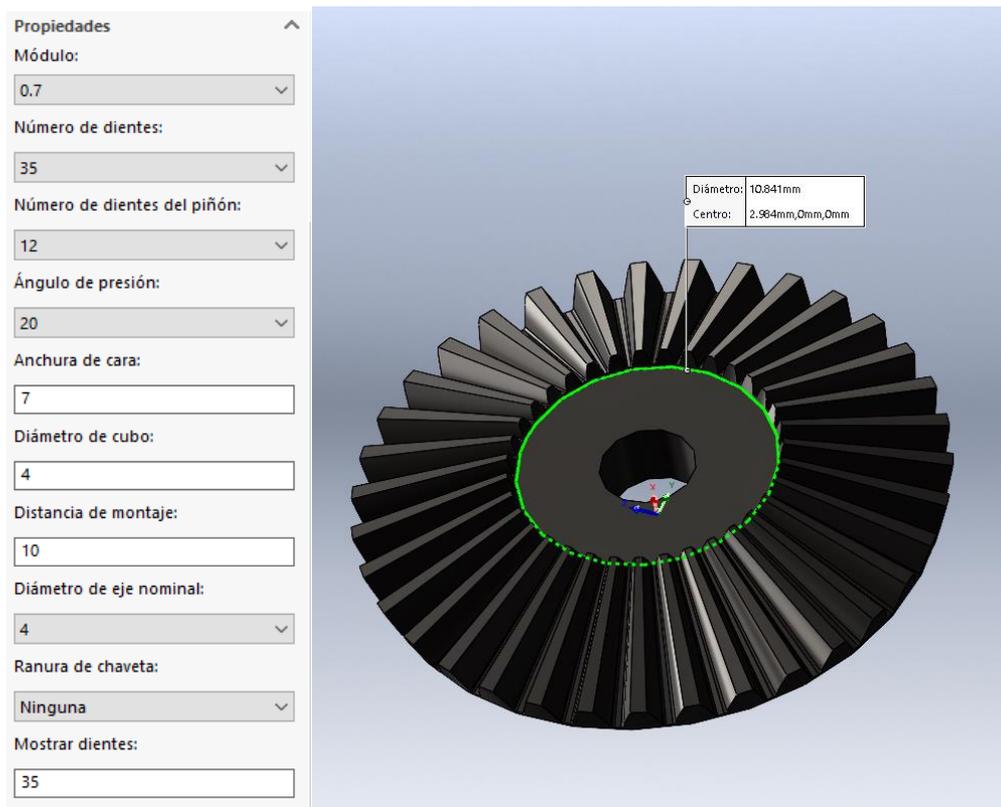


Fig. 52: Propiedades de la corona cónica del bevel gear y su geometría.

Para la corona recta del bevel gear es de interés que su diámetro de paso sea lo más reducido posible para transmitir la fuerza a la corona mayor del sector gear. Se busca reducir la relación de transmisión del conjunto. También se tendrá que ensamblar con la corona cónica, cuyo diámetro interior es de 10,84 mm

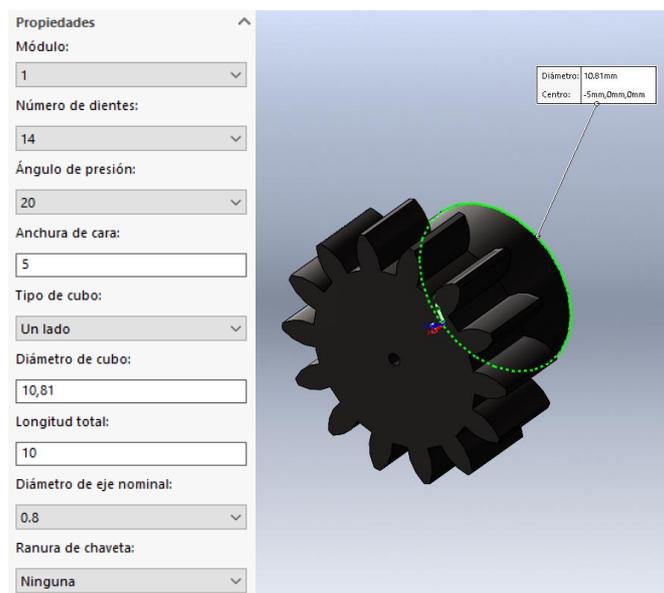
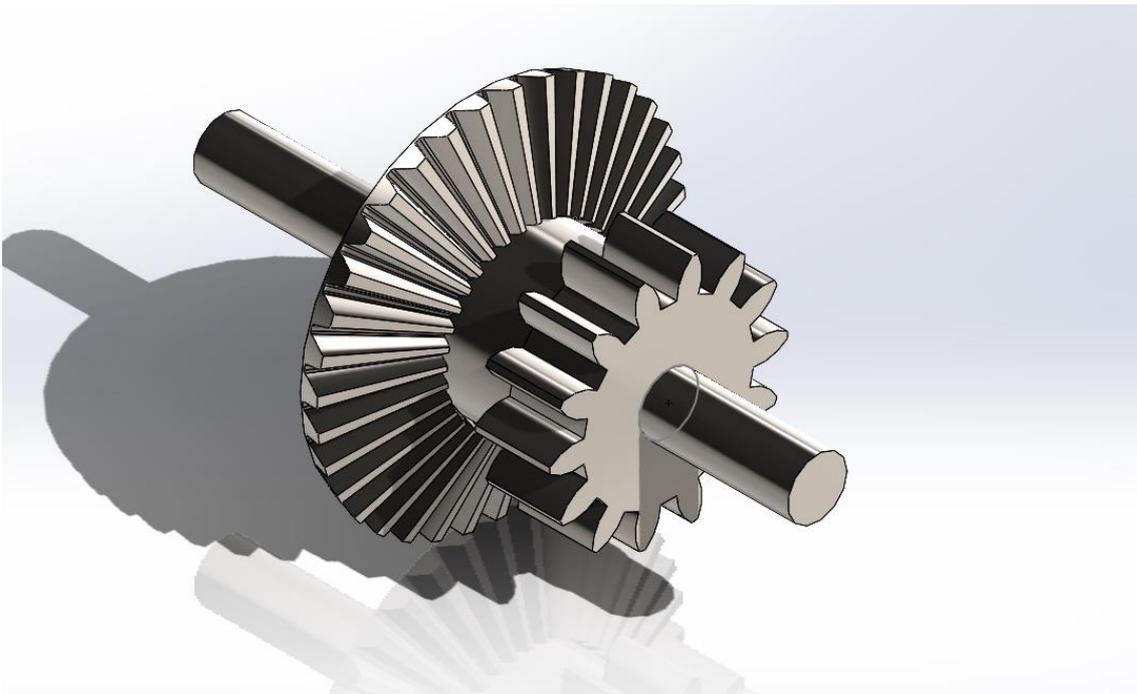


Fig. 53: Propiedades de la corona de dientes rectos del bevel gear y su geometría.

El ensamblaje resultante, con ejes incluidos a posteriori, es el bevel gear en su conjunto. Ambas coronas están separadas 5 mm para acomodar el piñón. Faltaría una tercera corona de dientes que, junto con la pestaña anti retorno ya introducida en el Apartado 4.1 (véase Figura 10), evitaría el sentido contrario de giro en caso de que la fuerza del muelle venciese a la del conjunto motor – engranajes. Este mecanismo queda fuera del alcance de este proyecto.



*Fig. 54: Ensamblaje final del bevel gear.*

Una vez llegado a este punto es de interés conocer el par motor y la velocidad de rotación de este eje. Se volverá a utilizar la notación del Apartado 5.4, esta vez sin spur gear así que no se asignará el número 2.

ELEMENTO	Radio de paso (Rt) [mm]	$\Gamma$ [Nm]	$\Omega$ [rad/s]	Relación de transmisión con el siguiente elemento ( $r_i$ )	Fuerza tangencial que aplicará en el siguiente elemento [N]
pnn (Piñón gear)	3,38	0,1978	1049,92	0,2864	58,52
3e (Bevel gear corona cónica)	11,8	0,69	300,73	1	N/A
3i Bevel gear (corona recta)	7	0,69	300,37	Por determinar	98,57

Tabla 4: Características cinéticas y dinámicas del piñón y bevel gear.

Mediante los pares en ejes y los radios de paso se puede calcular la fuerza que cada elemento transmitirá con su engrane correspondiente. Haciendo uso de la herramienta *Simulation* se puede hacer una simulación de cargas con el mismo procedimiento que en el apartado 6.5. Se decide simular el elemento **3i**. Se tomarán la consideración de que la relación de contacto es unitaria y por tanto solo un diente soportará toda la carga en su línea de presión. Además esta línea de presión se situará en el radio de adendo del engranaje. Todas estas consideraciones contribuyen al caso más extremo que jamás se dará, por lo tanto si la pieza supera esta prueba se podrá dar por hecho que habrá cumplido un valor de tensión admisible con un coeficiente de seguridad muy elevado.

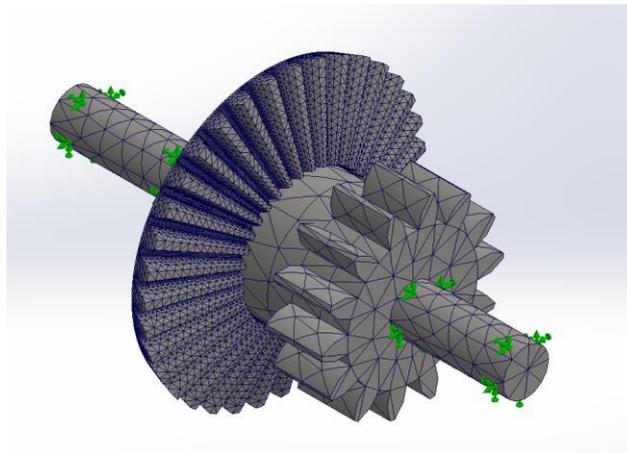


Fig. 55: Mallado del bevel gear.

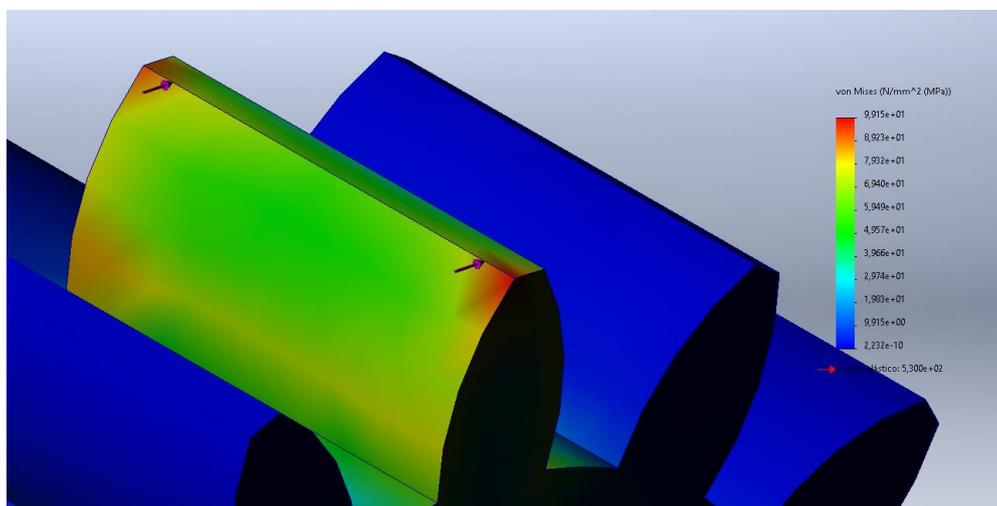


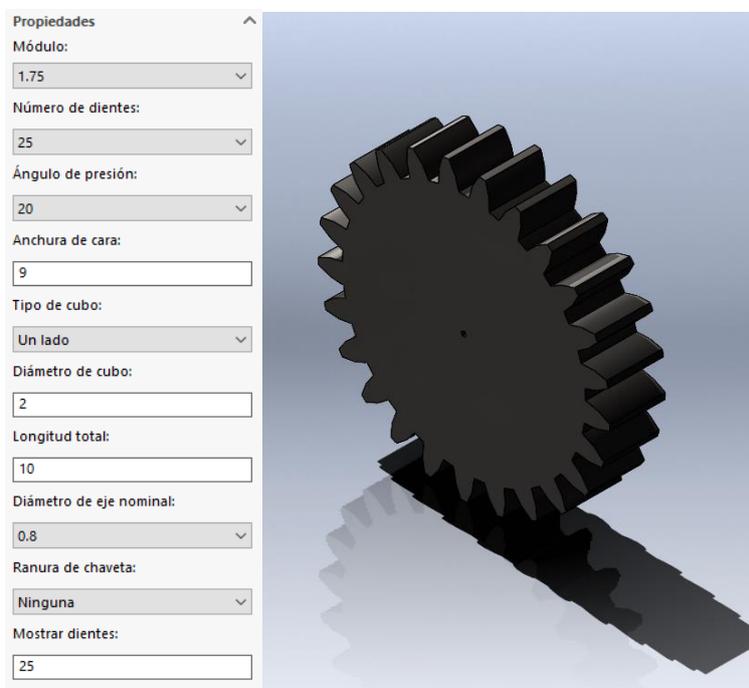
Fig. 56: Tensiones de von Mises en la corona recta del bevel gear.

Las tensiones de von Mises máximas alcanzadas son de aproximadamente 100 Mpa si se aplica una carga tangencial de 98,57 N en el radio de adendo del diente. Incluso en estas condiciones extremas la tensión de límite elástico está 5,3 veces por encima de las tensiones sufridas. Las zonas donde se sufrirán las tensiones más elevadas serán en las aristas que formen esquinas, cerca de la base debido al momento flector, y en la línea de presión. Las deformaciones también serán de magnitudes micrométricas, siendo la deformación máxima de 0,004 mm. Con estos resultados se puede asegurar que es redundante simular la corona cónica, pues esta posee dientes menos esbeltos que tan solo soportan 58,52 N de cargas tangenciales y no se alcanzará ningún punto crítico de notable interés mecánico.

## Sector gear

En este diseño este engranaje no solo se encargará de la compresión del conjunto muelle – pistón. Este a la vez hará la función de ajustar la relación de transmisión para proporcionar al engranaje cremallera los 150 N que este necesita. Para el dimensionado de esta pieza se tendrán que tener en cuenta 5 factores:

- Que la relación de transmisión sea la idónea para proporcionar 150 N de carga tangencial al engranaje cremallera a partir de los datos de la tabla X.
- Se puede tomar la libertad de que la semicorona sea de menor diámetro que la corona completa (la que engrana con la corona recta del bevel gear).
- Que el arco de la semicorona sin dientes sea lo suficientemente espacioso como para permitir al muelle descomprimirse antes de que la zona dentada engrane de nuevo.
- Que el módulo de la corona completa coincida con el módulo de la corona recta del bevel gear. Asimismo que el módulo de la semicorona coincida con el modulo del engranaje cremallera.
- Que el número de dientes de la semicorona coincida con el número de dientes del engranaje cremallera, incluido el diente que se ha extraído de este último (véase Apartado 6.5)



*Fig. 57: Modelado del sector gear, corona exterior.*

Una vez creada la pieza se pueden editar las operaciones automáticas que el programa mismo realiza para quitar dientes y formar la semicorona.

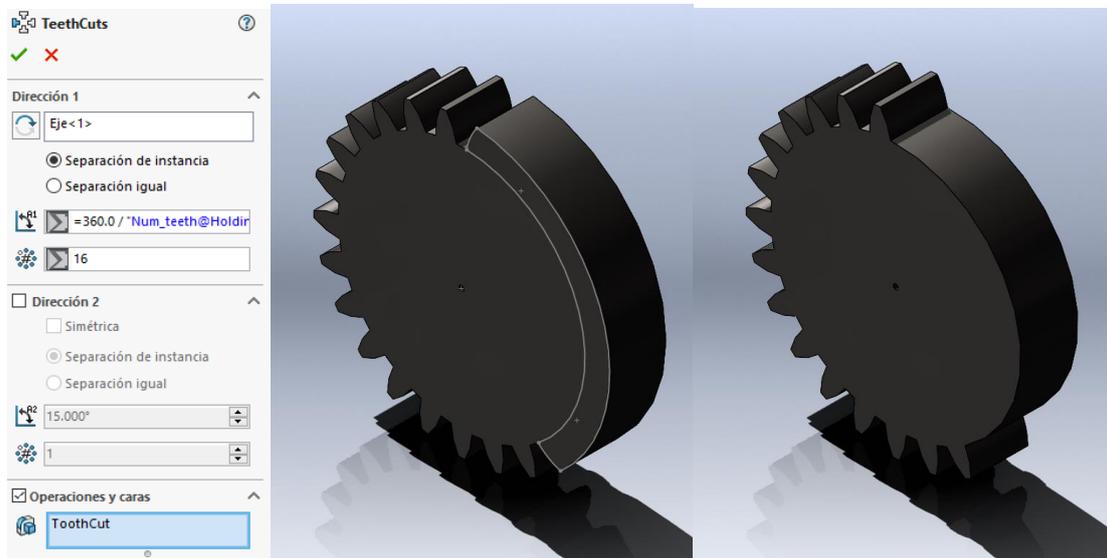


Fig. 58: Creación de la semicorona del sector gear.

El diámetro de paso de esta corona es de 43,75 mm. Con este valor y la carga tangencial requerida de 150 N ya se puede calcular el par que debe tener el eje del sector gear.

$$\Gamma_{\text{deseado}} = 150 \text{ N} \cdot 21,875 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 3,28 \text{ Nm}$$

Con este dato y sabiendo el par en el eje del Bevel gear (véase Tabla 4) se puede obtener la relación de transmisión entre la corona completa (elemento 1i) y la corona de dientes rectos del bevel gear (elemento 3i) necesaria para obtener el par deseado en el sector gear.

$$R_{t(3i-1i)} = \Gamma_3 / \Gamma_{\text{deseado}} = 0,21. \text{ (Ecuación 18)}$$

Aplicando la Ecuación 18 se obtiene el número de dientes que debe tener el elemento 1i a partir del número de dientes del elemento 3i.

$$Z_{1i} = Z_e / r_{t(3i-1i)} = 14 / 0,21 = 66,57 \approx 67$$

67 dientes es un número elevado que elevaría el diámetro de paso del engranaje a los  $D_{p1i} = 66,58 \text{ mm}$  (véase Ecuación 12), una medida poco óptima si se pretende hacer un diseño compacto. Se tendrá que redimensionar la semicorona, reduciendo su radio de paso para así no requerir de una relación de transmisión tan baja. Se procede pues a definir una nueva semicorona, esta vez fijando como 20 el número de dientes totales que ocuparían

todo el perímetro de ser una corona completa.

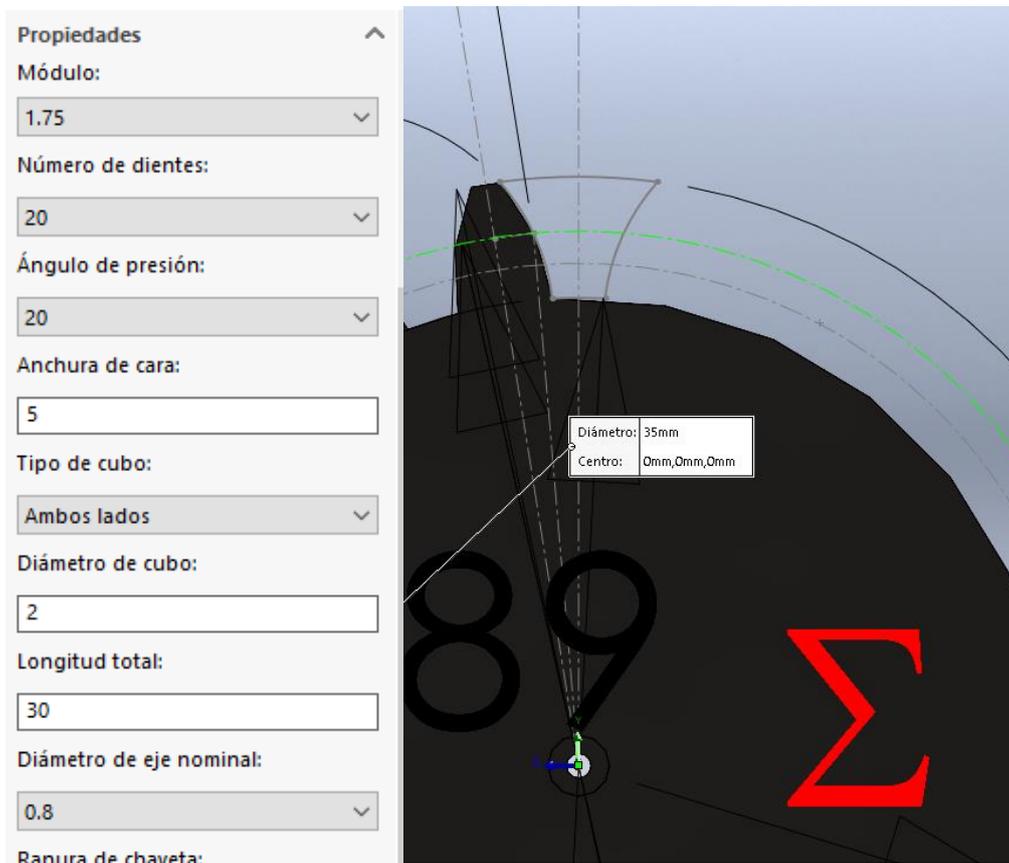


Fig. 59: Propiedades de la nueva corona del sector gear y su diámetro de paso.

Con esta nueva corona exterior se vuelven a realizar los mismos cálculos.

$$\Gamma_{\text{deseado}}' = 150 \text{ N} \cdot 17,5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 3,28 \text{ Nm}$$

$$r_{t(3i-1)}' = \Gamma_3 / \Gamma_{\text{deseado}}' = 0,263$$

$$Z_{1i}' = Z_e / r_{t(3i-1)}' = 14 / 0,263 = 53,23 \approx 53$$

Aplicando la Ecuación 12 se obtiene que el diámetro de paso de la corona completa del sector gear debe ser  $D_{p1i} = 53,23 \text{ mm}$ . Sigue siendo un resultado voluminoso, aunque se ha podido reducir el diámetro en un 20%. En el Apartado 6.7 se ensamblará con el resto de la gearbox y se comprobará si estas dimensiones no sobredimensionan el modelo global teniendo en cuenta las limitaciones establecidas en el Apartado 6.2.

También se ha de tener en cuenta una de las limitaciones para la semicorona establecidas al inicio de este subapartado: La semicorona ha de permitir que el muelle se descomprima

totalmente antes de engranar de nuevo el engranaje cremallera.

Se ha de tener en cuenta la velocidad de giro del eje del sector gear y el tiempo que tarda el muelle en descomprimirse. La velocidad de giro del eje se obtiene mediante la relación de transmisión  $r_{t(3i-1i)'}^1$  y la velocidad angular del bevel gear, que se muestra en la Tabla 3.

$$\Omega_1 = r_{t(3i-1i)'}^1 \cdot \omega_3 = 0,263 \cdot 300,37 \text{ rads/s} = \mathbf{79 \text{ rads/s}}$$

Para el caso del muelle hay que tener varias consideraciones. Se considerará que su factor de amortiguamiento es nulo. Esto se debe a que la energía potencial elástica almacenada en el muelle se convierte en energía cinética a medida que el muelle se descomprime. Al entrar en contacto la cabeza del pistón con la cabeza del cilindro, la energía cinética se disipa y el muelle se detiene. En esta situación, no hay un proceso de amortiguamiento continuo como ocurre en los sistemas que incluyen un coeficiente de amortiguamiento. A efectos de este cálculo se supondrá que no hay una disipación gradual de la energía debido a la resistencia interna del sistema, la fricción o cualquier otro mecanismo de amortiguamiento. El pistón parte de una situación en reposo y se detiene en seco en cuanto termina el final de su recorrido. También se despreciará la masa del muelle, su inercia y la fricción con el aire. Así pues se tomará como que el muelle se descomprime en todo momento en vacío, estando 130 mm comprimido en su punto de máxima compresibilidad (recordar que la su longitud libre es  $L_0 = 200 \text{ mm}$ ) y estando 50 mm comprimido cuando está en reposo dentro de la gearbox, es decir, cuando la cabeza del pistón está en contacto con la cabeza del cilindro. Mediante las expresiones siguientes podemos calcular cuánto tiempo tarda el muelle a descomprimirse del todo (aproximadamente, debido a todas las consideraciones tomadas).

$$F = m \cdot a$$

*Ecuación 23: Segunda ley del movimiento de Newton.*

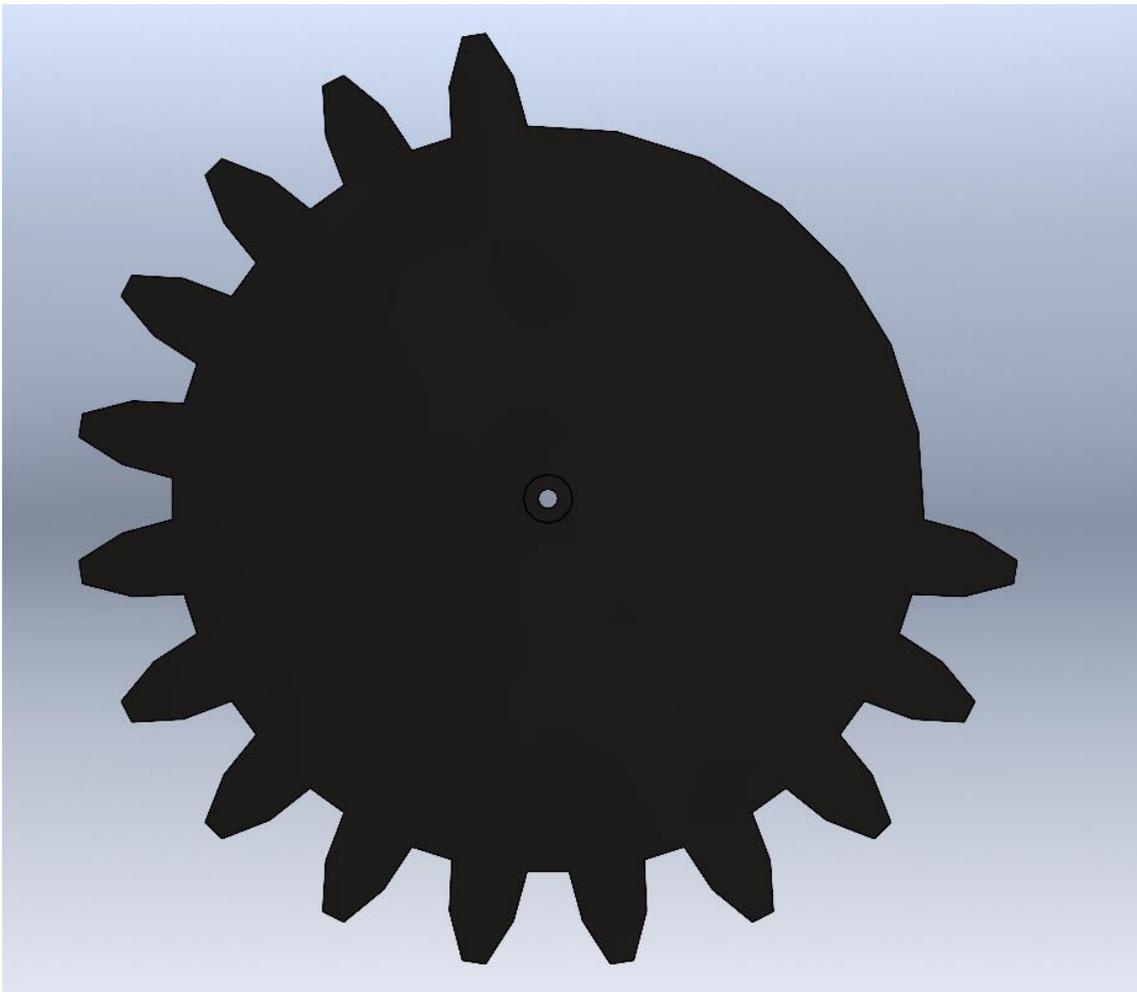
$$\Delta x = \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2$$

*Ecuación 24: Ecuación del MRUA.*

El valor de la aceleración en la Ecuación 24 será el resultado de realizar la media aritmética entre dos estados. El primero en el que el muelle empuja con 150 N en su punto de máxima compresibilidad y el segundo en el punto de reposo ( $\Delta x_{\text{muelle}} = 50 \text{ mm}$ ).

Mediante la Ecuación 3 (Ley de Hooke) y tomando  $\Delta x_{\text{muelle}} = 50 \text{ mm}$  y la constante de rigidez  $k$  introducida en el Apartado 6.4,  $k = \mathbf{1250 \text{ N/m}}$ , se obtiene el valor de la fuerza que el muelle realiza en reposo:  $F_{\text{reposo}} = 62,5 \text{ N}$ . EL promedio entre este valor y los 150 N de fuerza máxima es de 106,25 N

Despreciando la masa del muelle habrá que tener en cuenta la masa del pistón, la de la barra de empuje y la del engranaje cremallera. SOLIDWORKS posee una herramienta para calcular masas de sólidos según su geometría y una densidad previamente asignada. Teniendo en cuenta que el pistón y la barra de empuje están hechos con ABS (densidad  $1,07 \text{ g/cm}^3$  [20]) y el engranaje cremallera con acero AISI 1054 se obtienen las masas de estas piezas y se realiza la suma total. Así pues  **$m = 0,081 \text{ kg}$** . Mediante la ecuación 23,  $a_{\text{media}} = 1302,72 \text{ m/s}^2$ . Sabiendo que el recorrido del pistón es de 80 mm y mediante la Ecuación 24, el tiempo que toma en hacer este recorrido durante la descompresión es de  **$t = 0,011 \text{ segundos}$** .



*Fig. 60: Vista lateral de la semicorona.*

Los dientes de la semicorona del sector gear ocupan tres cuartas partes de su perímetro, es decir,  **$\pi/2$  radianes**. Sabiendo que este rota a  $\omega_1 = 79 \text{ rads/s}$ , el espacio angular cubierto en  **$t = 0,011 \text{ s}$**  es  **$\alpha = 0,87 \text{ rads}$** . Por lo tanto este diseño de semicorona para el sector gear es válido, habiendo suficiente parte del perímetro sin dientes como para permitir al pistón un libre movimiento de descompresión antes de que el engranaje cremallera vuelva a engranar.

Se vuelve a hacer un estudio de tensiones, tomando las mismas consideraciones que en la corona recta del bevel gear. Se fija el eje físico del engranaje y una de las caras laterales como geometría fija, se asigna el acero AISI 1045 como material de toda la pieza, se malla la geometría y se establece una carga de 150 N en dirección tangencial a lo largo de la arista superior de un único diente.

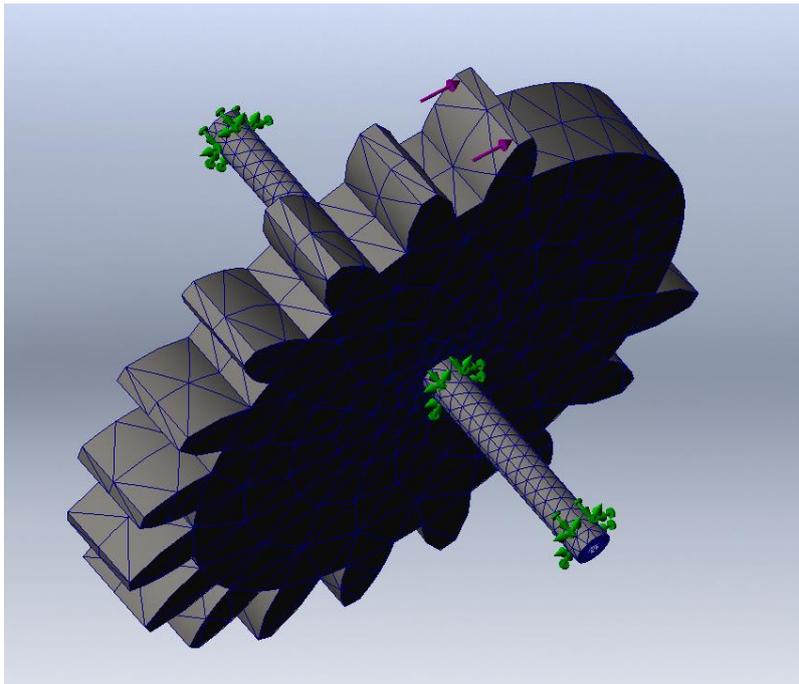


Fig. 61: Mallado y condiciones de contorno de la semicorona.

Se ha realizado una extrusión del radio de dedendo de una de sus caras (extrusión de la circunferencia sin dientes) para establecer dicha cara como geometría fija. Esto se debe a que ambas coronas del sector gear están unidas, sin haber una separación ni un eje de por medio. Realizando las simulaciones, la lectura de las tensiones de von Mises máxima es de 42,57 Mpa

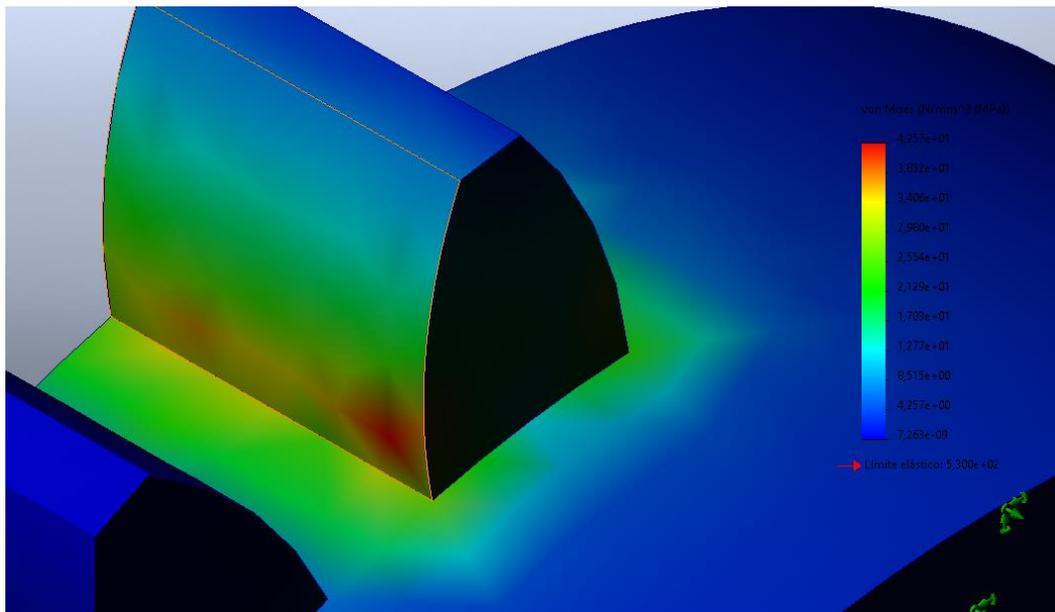


Fig. 62: Simulación de la semicorona.

Se procede a crear la corona exterior y unirla a la geometría de la semicorona. La semicorona realmente pasará a ser la corona interior, la de menor diámetro, pero para igualar su nomenclatura a la del Apartado 5.4 se le seguirá llamando elemento 1i. Para que cumpla los requisitos que se han establecido debe compartir el módulo con el elemento 3i ( $m = 1 \text{ mm}$ ), 53 dientes y 5 mm de ancho de diente.

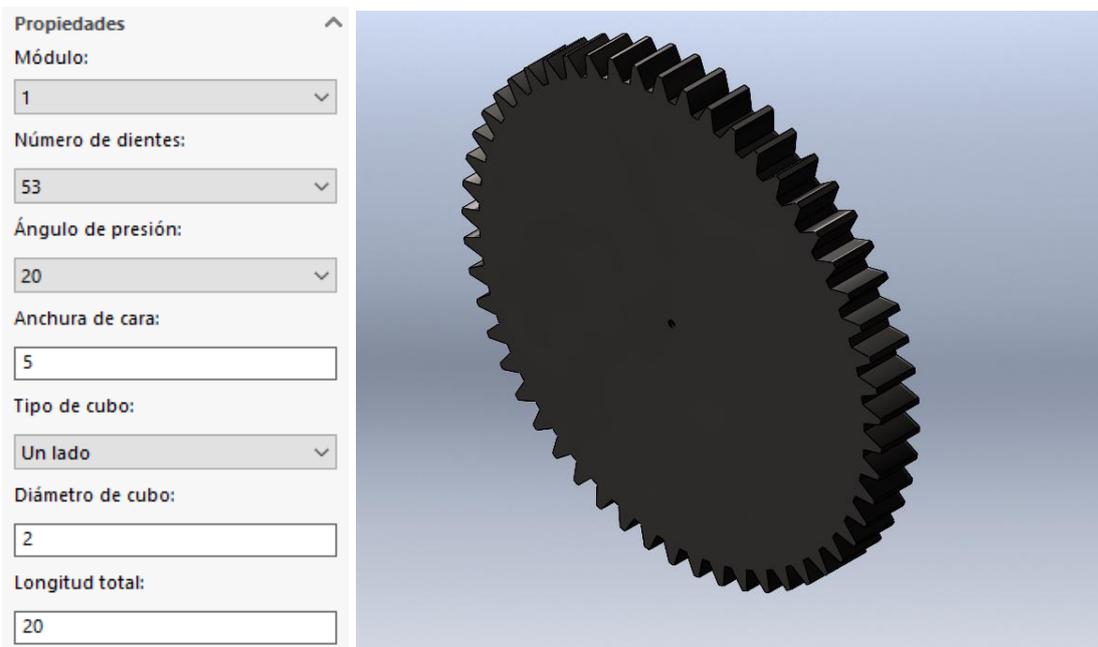


Fig. 63: Parámetros y geometría de la corona completa del sector gear.

Finalmente se ha ensamblado el sector gear. Se ha modificado la anchura de la

semicorona a 10 mm para que encaje a lo ancho con el engranaje cremallera y tenga 2 mm más de holgura para evitar rozamiento entre la barra de empuje y la corona **3i**. También se han realizado vaciados de material para aligerar la masa de la pieza.

## 6.6. Ensamblaje final

Ya con todas las piezas y las partes estáticas ya modeladas se puede proceder a ensamblar todos los componentes. Los ensamblajes en SOLIDWORKS consisten en formar piezas complejas a partir de piezas más simples, que se unen entre sí mediante relaciones de posición. Una pieza es fijada al punto de origen y actuará como la base. Se fijará también en el espacio, restringiendo cualquier grado de libertad y se queda estática en el espacio. Se añaden las demás piezas al ensamblaje y se crean relaciones de posición. Estas relaciones situarán las piezas las unas respecto a las otras según la elección del usuario.

Para empezar se ensamblará la barra de empuje con el engranaje cremallera en la ranura de 82mm y con el pistón. Las perforaciones para tornillos hacen muy fácil este ensamblaje, pues solo es necesario asignar las ranuras circulares y hacerlas concéntricas. Si hay dos perforaciones para tornillos cualquier grado de libertad quedará fijado, a exceptuando de la dirección de la normal de las circunferencias. Esto se soluciona estableciendo otra relación entre dos caras planas de la pieza (generalmente establecer planos de cada pieza como coincidentes entre sí. El engranaje cremallera estará fijo a la barra de empuje mediante un tornillo en la parte posterior y otros dos en la inferior. La barra de empuje estará fija al pistón mediante dos tornillos en su soporte. Los tornillos son de tamaño ANSI M2,5.

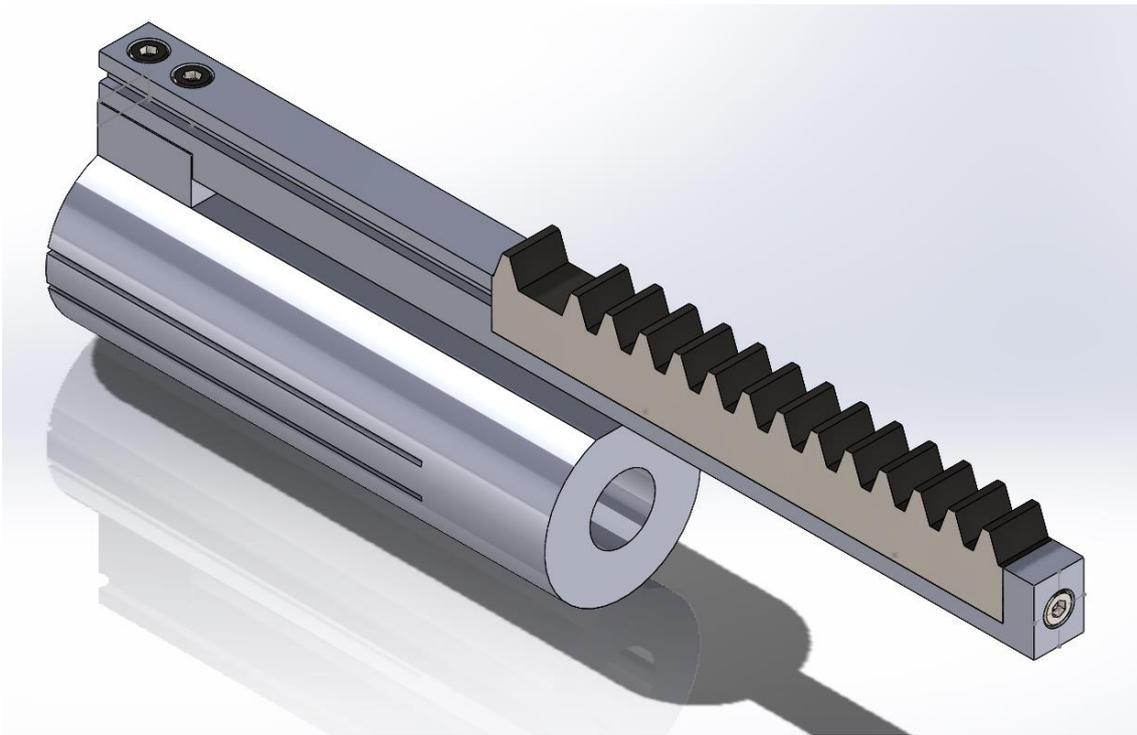
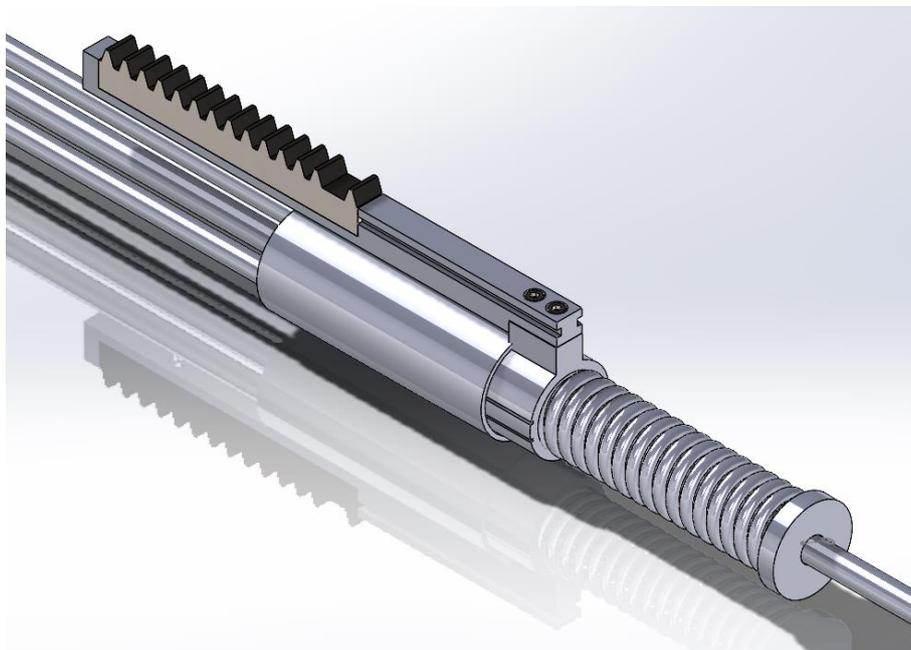


Fig. 64: Cilindro, barra de empuje y engranaje cremallera ensamblados.

El ensamblaje del muelle será ligeramente más complejo. Exceptuando en animaciones, SOLIDWORKS no reconoce un sólido helicoidal como si de un resorte mecánico se tratara. Esto se debe a que a excepción de herramientas específicas como *Simulation* este software toma las geometrías como sólidos rígidos. El modelo que se dispone es de su superficie libre. Por lo tanto para modelar el muelle en su posición de reposo, cuando está comprimido 50 mm, se tendrá que modelar otro muelle con las mismas características (espiras, diámetro del alambre, etc.) pero con una longitud de 150 mm. Además se tendrá que modelar la superficie de apoyo en el lado anterior. Un cojinete de impulsión, como ya ha sido explicado anteriormente en el Apartado 4.1, es la óptima superficie de apoyo pues permite al muelle rotar sobre su eje longitudinal libremente evitando altas torsiones alrededor de este. A efectos del modelo simplemente se representará como una corona circular extruida que distará a 150 mm de distancia de la cabeza del pistón. Su diámetro interno será de 7,5 mm y 25 mm el externo.



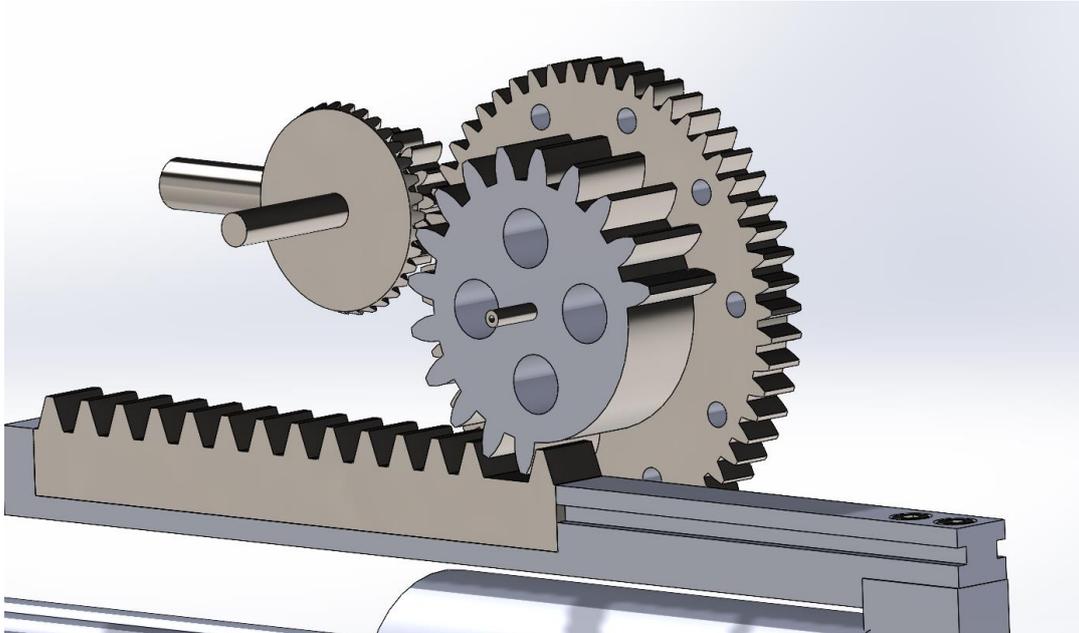
*Fig. 65: Muelle comprimido 50 mm con su punto de apoyo.*



*Fig. 66: Muelle y pistón ya ensamblados y fijos en el espacio.*

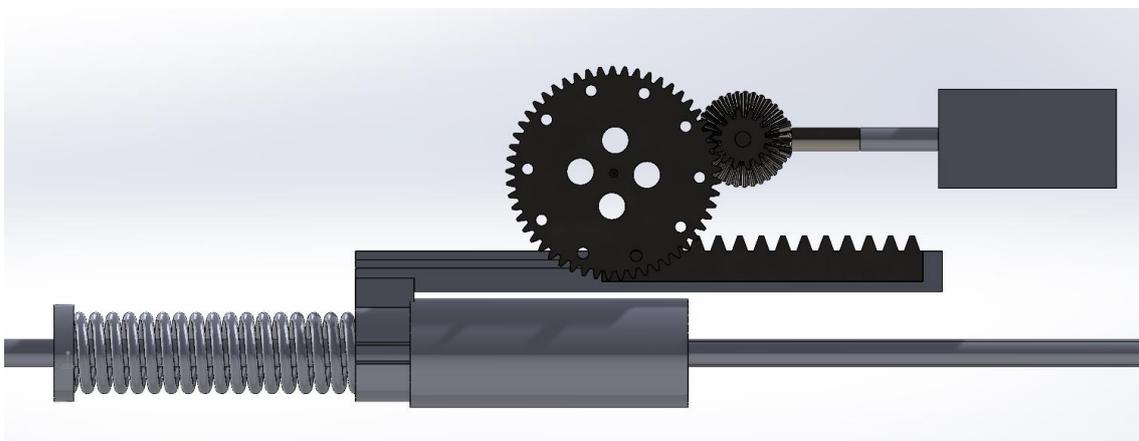
Para finalizar se ensamblarán los engranajes y el motor, que se representará como un bloque sólido sin ningún tipo de detalle (sólo como una representación del volumen que ocupa). Los engranajes se ensamblaran haciendo que sus caras planas laterales sean

coincidentes a otros planos de la figura y así restringiendo un eje de movimiento. Luego con el ratón se han ido colocando engranándolos uno entre sí. Se ha impuesto que la cara de la semicorona sea coincidente a uno de los planos laterales del engranaje cremallera. Posteriormente se ha impuesto que la cara lateral plana de la corona recta del bevel gear coincida con la cara homónima de la corona completa del sector gear.



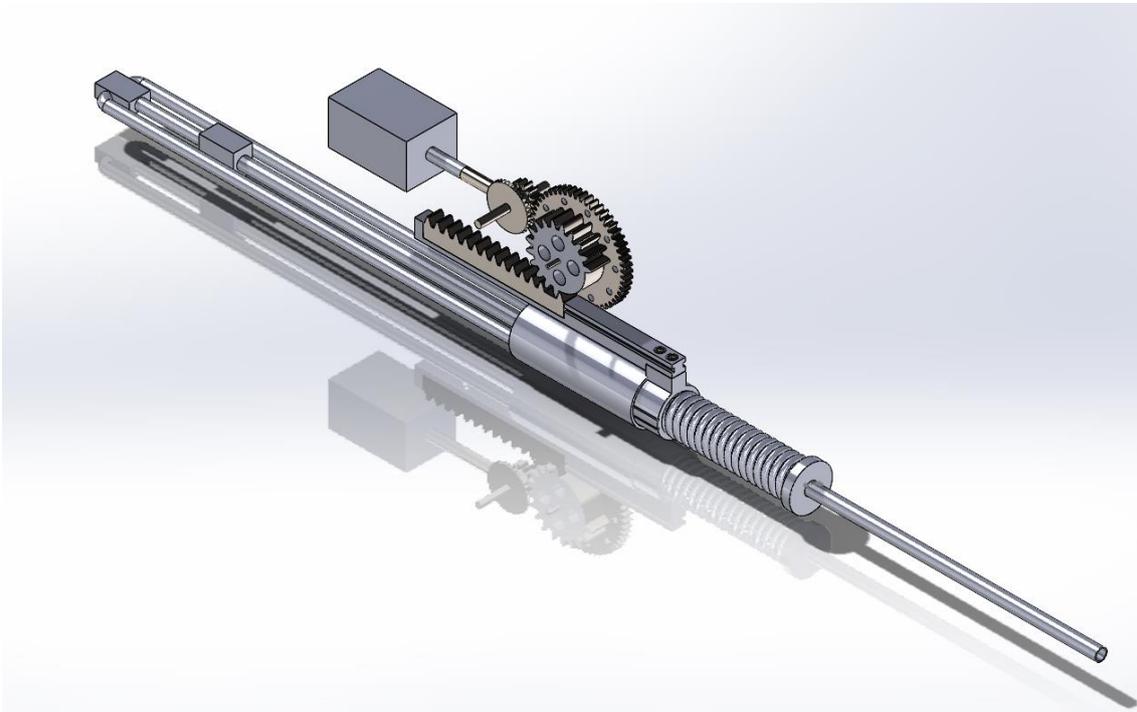
*Fig. 67: Engranaje cremallera, sector gear, bevel gear y piñón engranados.*

El eje del bevel gear se ha dispuesto formando pequeño ángulo sobre a la horizontal para optimizar el espacio vertical. Aun así el diámetro más grande del sector gear provoca que sea el perfil de este el que quede en un punto más alto. Las dimensiones del motor son 45,5 mm de largo, 29,5 mm de ancho y 25,5 mm de alto [31].



*Fig. 68: Vista lateral del ensamblaje completo*

## 6.7. Diseño definitivo



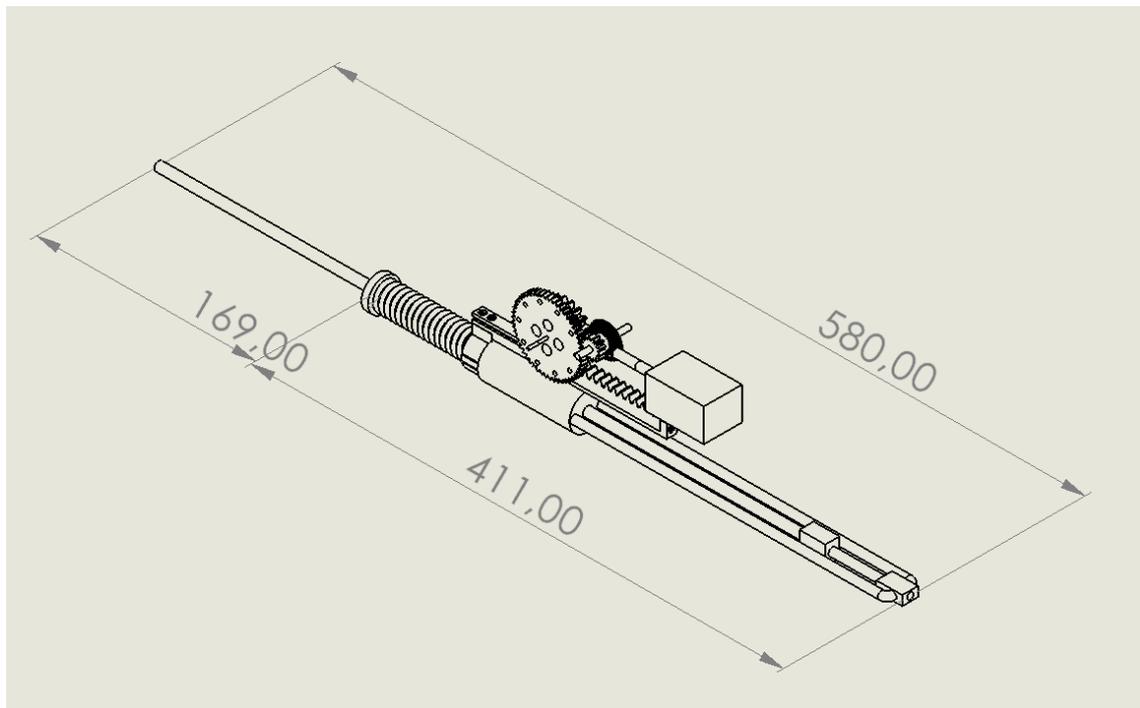
*Fig. 69: Vista isométrica del diseño definitivo.*

Para evaluar el éxito del diseño definitivo se ha de comparar los resultados obtenidos con lo establecido en el Apartado 6.1 en cuanto a objetivos y limitaciones se refiere. Primero se considerarán los puntos más subjetivos y menos empíricos. Estos son aquellos que no se pueden cuantificar con datos y son dos: un diseño fuera de lo común y su facilidad de mantenimiento.

A simple vista se observa que no hay nada en el mundo del Airsoft que se le parezca. La configuración es totalmente atípica, con el sistema neumático delante de la recámara. La disposición del muelle, que suele ocupar el lugar más posterior, ahora está en la zona más anterior. El sector gear no está en contacto con el pistón propiamente dicho y se ha omitido el uso del spur gear. Se explorará las consecuencias de esto en la conclusión final.

En cuanto a la facilidad de mantenimiento, es algo que es difícil de cuantificar. Por un lado este diseño es más complejo que cualquiera que haya en el mercado y podría llegar a ser sumamente complicado de manipular para el público que no está experimentado. Por otro lado, dentro de la complejidad de este diseño, la opción de poder retirar la barra

de empuje del pistón, el engranaje cremallera de dicha barra y que el motor y los engranajes estén al alcance de solo retirar la protección superior de la cubierta o armazón. Otro aspecto a destacar es la capacidad de retirar el cañón por la parte delantera de la réplica. Esto permite liberar a varios elementos como el pistón y, sobretodo, el muelle. Esta capacidad le podría otorgar a esta gearbox la etiqueta de “cambio rápido de muelle”, la cual la hace muy atractiva para el público que le atrae hacerse sus propias modificaciones en mitad del juego o, en caso de ser adaptado para su uso en dispensadores de dardos tranquilizantes, poder ser reparado o modificado sin necesidad de un taller.



*Fig. 70: Dimensiones longitudinales del diseño.*

La optimización del espacio horizontal ha sido un éxito. La gearbox por si sola mide el doble de longitud que la gearbox de la réplica de CYMA (aproximadamente 200 mm). Pero instalándole un cañón de 500 mm la longitud resultante es de 580 mm. Una gearbox tradicional, con tal longitud de cañón, llegaría hasta los 700 mm. Esta medida es realmente común, pues la mayoría de usuarios optan por cañones largos. La reducción del espacio horizontal es magna. Se logra un alcance superior en un diseño más compacto.

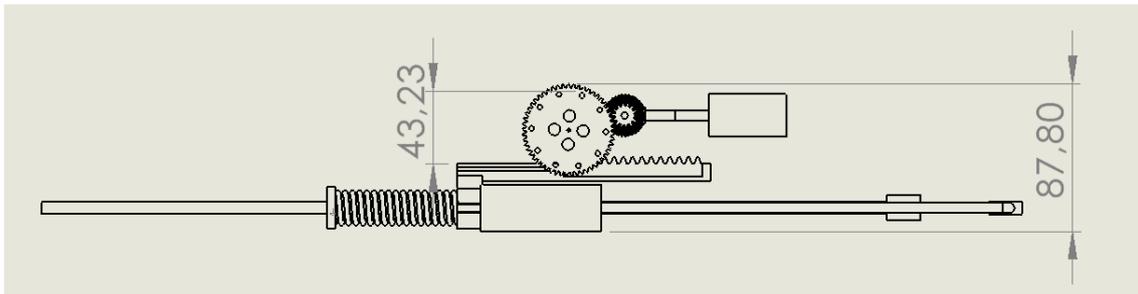


Fig. 71: Dimensiones verticales del diseño.

A pesar de lo voluminoso que es el sector gear, ocupando el 49% del espacio vertical (distancia entre su punto más alto hasta la barra) el diseño no pasa de los 90 mm. Es una enorme mejora frente a los 180 mm de altura de la gearbox V2 de CYMA.

En cuanto a la resistencia de los elementos de potencia y transmisión de movimiento ya se ha comprobado que a lo largo de la fase de diseño todos los dientes, la parte más sensible de un engranaje, soportaban las tensiones aplicadas a pesar de las condiciones desfavorables a las que se le sometía (relación de contacto unitaria, entre otras). No se han simulado la totalidad de las piezas, más se ha considerado que era redundante. El muelle, ya diseñado en el Apartado 6.3, también ha cumplido las exigencias mecánicas. Con un factor de seguridad de 1,3 no ha peligrado que este entrara en la zona plástica y sufriera deformaciones permanentes. Puede propiciar 150 N de fuerza en su punto de máxima compresibilidad sin deformarse ni dañarse. Tampoco sufrirá de pandeo, pues el cañón le hace de guía de muelle a lo largo de toda su longitud.

Los materiales usados han sido principalmente aceros básicos sin aleaciones para los engranajes y muelle, y ABS para las piezas como el pistón o la barra de empuje. También se ha podido lograr la compresión del muelle deseada con un motor de potencia útil inferior a 100 W.

En cuanto a la masa, se puede calcular multiplicando los volúmenes de las piezas por la densidad del material. SOLIDWORKS permite seleccionar varias piezas a la vez del ensamblaje devolviendo la suma de sus volúmenes. Así pues la suma de los volúmenes es (se desprecian tornillos o cojinetes):

- Piezas de acero: Engranajes y muelle = 143,242 cm<sup>3</sup>
- Piezas de ABS: Pistón y viga = 27,09 cm<sup>3</sup>

Sabiendo que la densidad media del acero y del ABS son 7,9 g/ cm<sup>3</sup> y 1,07 g/ cm<sup>3</sup> respectivamente la masa total es de  $m_{total} = 1,160,6$  kg, lo cual el diseño es más pesado de lo que se esperaba en un principio.

<b>CARACTERÍSTICA</b>	<b>OBJETIVO</b>	<b>RESULTADO</b>
<b>Longitud</b>	<650 mm	580 mm
<b>Altura</b>	<100 mm	87,80 mm
<b>Potencia motor</b>	<200 W	175,723 W
<b>Fuerza del muelle</b>	= 150 N	150 N
<b>Masa</b>	=<1 kg	1,1606 kg

*Tabla 5: Cumplimiento de los objetivos de diseño.*

## 7. Conclusiones finales

Finalmente, mediante todos los conocimientos adquiridos durante las fases de investigación, y el uso correcto de las herramientas a la disposición del alumnado del ETSEIB se ha podido cumplir el objetivo y propósito del proyecto. Se ha diseñado un dispositivo eficiente en cuanto a dimensiones se refiere, que cumple la gran mayoría de los requisitos que se han establecido a inicios de la fase de diseño. El gran inconveniente de este diseño es precisamente la falta de estandarización de sus piezas. A pesar de que para los engranajes se ha utilizado la norma ANSI, todas las piezas han sido propiamente diseñadas de principio a fin. En un mundo cada vez más globalizado es vital para la optimización y, en algunos casos, la supervivencia de una compañía de adoptar el sistema de estandarizaciones propio de la región. Más como este proyecto tiene un fin puramente educativo, es necesario que el alumno entienda los fundamentos base del diseño de componentes mecánicos y el porqué de cada uno de sus procesos.

Si se llegará a invertir en el desarrollo de este tipo de diseños no hay duda de que las ventajas que este ofrece harían satisfechas las necesidades de jugadores de Airsoft y conservadores de fauna por igual. Por el contrario su efectividad como pistola de clavos, de grapas o remachadora sería subóptima, pues estos tres aparatos no requieren de poseer el alcance y la precisión que un lago cañón ofrecería. Y cabe recordar que la principal ventaja de este diseño es su capacidad de mantener estas dos cualidades sin sacrificar ergonomía y espacio.

Cabe decir que, debido a la falta de conocimientos y experiencias, se han tomado muchas consideraciones que no se ajustarían a la realidad con la finalidad de simplificar cálculos. Además de que el alcance del proyecto era limitado a solo los componentes puramente mecánicos de la gearbox.

En cuanto a las conclusiones de los resultados se puede observar que los engranes no tenderán a deformarse pues las tensiones que se han ido observando a lo largo del proyecto distan mucho de alcanzar el límite elástico de un material. Los muelles por el contrario tenderán a ser las piezas que más tensiones sufran, y es por ello que suelen ser piezas fácilmente intercambiables. La realidad es que lo más probable es que estos elementos mecánicos acaban en mal estado debido a la fatiga del material por el uso a lo largo del tiempo.

### 7.1. Lo aprendido. Retrospectiva.

Si ahora el lector me lo permite, usaré por primera vez la primera persona del singular como una última conclusión, ya más personal, acerca del proyecto.

Como alumno de ingeniería industrial que quiere dedicarse a la mecánica ha sido un gran

placer sumergirme de lleno dentro de este campo de la ingeniería. Desde muelles, hasta engranajes, pasando por la parte más de taller y de toma de muestras en el laboratorio de Técnicas de Fabricación de la ETSEIB. He podido refrescar los conocimientos de Mecánica de Medios Continuos como de Resistencia de Materiales, que fueron en su día de las asignaturas más interesantes.

A pesar de ello no ha habido pocas dificultades. A pesar de que el alcance del proyecto es limitado, la profundidad y complejidad de la materia me han cogido desprevenido, pues ha habido desafíos que me han costado horas y días solventar. La escuela desde el primer cuatrimestre, obliga a los alumnos a ser perspicaces a la hora de resolver problemas y tenaces a la hora de tener que enfrentar los errores de uno mismo. Es por ello que llegados a este punto del grado el alumno ha sido enseñado a no sucumbir ante la presión y la duda y buscar una solución a los obstáculos de la manera más pragmática y eficiente posible. Muchas páginas han sido eliminadas y rehechas por equivocaciones y malinterpretaciones que he hecho y he tenido que aprender, prácticamente desde cero, a usar el software de SOLIDWORKS, que se imparte en primer año del grado. También me he dado cuenta que debo aprender a gestionar más mi tiempo. No se ha cumplido con la planificación prevista del Apartado 3.4 y es un error que desde luego enmendaré. Con todo esto he acabado estando pertrechado con unas herramientas para el mundo laboral, el mundo real, de las cuales antes no disponía.

Y por ello creo que el Trabajo de fin de Grado es una experiencia obligatoria para el alumno. Enfrenta al futuro ingeniero a problemas reales, que requieren una capacidad de análisis y de gestionar recursos que la docencia de las asignaturas ordinarias no son capaces de transmitir.

## 8. Agradecimientos

Quiero dar especiales agradecimientos a Xavier Ayneto, mi tutor de este proyecto, que ha sido muy paciente explicándome conceptos y guiándome a lo largo del trabajo.

También agradecer a Irene Buj, quien me permitió sin ningún tipo de impedimento, el uso de las máquinas de muestras del laboratorio de Fabricación y me instruyo en su uso.

Por último, un breve agradecimiento a Pere Palacín, compañero de la carrera y amigo, que me ha ayudado a dominar el software de SOLIDWORKS.

## 9. Presupuesto e impacto ambiental del proyecto

### 9.1. Presupuesto

Este proyecto solo se ha limitado a la fase de investigación, experimental y de diseño de la gearbox y no se contempla la fabricación de ningún prototipo físico ni mucho menos la producción en cadena o industrialización. Se ha dividido el coste de las tareas realizadas en tres tipos:

- **Tareas de investigación:** Búsqueda de información online, aprendizaje del software, entrevistas o lectura de literatura especializada. Coste 40€/h.
- **Tareas de experimentación física:** Desmontaje de la réplica en la fase de investigación, experimentación en los laboratorios de la ETSEIB, experimentación en el domicilio. Coste 55€/h.
- **Tareas de diseño:** Uso del SOLIDWORKS u otro software especializado. Escritura de la memoria. Coste 45€/h
- **Transporte:** 20€/h

La siguiente tabla es un resumen de las actividades realizadas a lo largo del proyecto.

ACTIVIDAD	COSTE POR HORA [€/h]	TIEMPO DEDICADO [h]	COSTE TOTAL [€]
Investigación online	40	55	2200
Entrevistas	40	2	80
Lectura	40	15	600
Experimentación en la ETSEIB	55	10	550
Puesta a punto de la réplica y desmontaje	55	5	275
Modelado 3D y simulaciones	45	15	675
Escritura de la memoria	45	60	2700
Transporte	20	17	340
<b>TOTAL</b>	-	179	7420

Tabla 5: Actividades y costes relacionados.

También se han de tener en cuenta todos los costes relacionados con el software.

SOFTWARE	COSTE DE LICENCIA [€/año]	USO [meses]	COSTE [€]
SolidWorks Student	99,00	1	8,25
Microsoft 365 Personal	69,00	6	34,5
Banda ancha de internet	400	6	200
<b>TOTAL</b>			<b>242,75</b>

Tabla 6: Software y coste relacionado.

Hay que sumarle los costes de energía y transporte. Teniendo en cuenta que la placa de características del ventilador indica una potencia de 110 W y la fuente de alimentación del PC de sobremesa que se ha hecho uso es de 800 W. Teniendo en cuenta que el precio medio es 0,15 €/kWh

ENERGIA	CONSUMO POR HORA [kWh]	USO [h]	COSTE [€]
Ordenador de sobremesa	0,275	130	5,36
Luz	0,1	140	2,1
Ventilador	0,9	30	4,05
Transporte (T-Usual)	20 €/mes	5 meses	100
<b>TOTAL</b>			<b>111,51</b>

Tabla 7: Energía, transporte y costes relacionados.

Finalmente se añaden otros costes al proyecto tales como la infraestructura, la adquisición de la réplica o la amortización del ordenador.

CONCEPTO	COSTE [€]
Amortización ordenador	60
Alquiler despacho (6 meses)	1200
Telefonía y otros servicios	90
Réplica de CYMA	100
<b>TOTAL</b>	<b>1315</b>

*Tabla 8: Otros gastos*

El cómputo total, sumándole la amortización del ordenador, es el siguiente:

CONCEPTO	COSTE [€]
Actividades	7420
Software	242,75
Energía y transporte	111,51
Otros	1350
<b>TOTAL</b>	<b>9124,26</b>

*Tabla 8: Presupuesto total del proyecto*

## 9.2. Impacto medioambiental

Debido a la limitación de este proyecto de no pasar de la fase de diseño, el impacto medioambiental solo se limita al consumo de energía referente en la Tabla 7. Si tomamos estos datos como base y el hecho de que en España el consumo de 1 kWh conlleva la emisión de 0,138 kg de dióxido de carbono (a datos de 2021 [32]):

kWh consumidos	kg CO <sub>2</sub> emitidos / kWh	Emisiones totales [kg CO <sub>2</sub> ]
35 + 14 + 27 = 76	0,138	10,488

*Tabla 9: Impacto medioambiental del proyecto, emisiones de dióxido de carbono*

Como se puede observar la cantidad de emisiones a la atmósfera es reducida. Esta cifra palidecería en comparación a las emisiones resultantes de haber llevado a cabo un proceso de industrialización del proyecto, con lo cual se tendrían que tomar medidas medioambientales de acuerdo a la legislación vigente en el Estado Español.

## 10. Bibliografía

- [1] Julius J4. Airsoft Cylinder Assembly: Volume Matching. *Hobby and Tech Warrior* [en línea]. Disponible en < <https://htwarrior.com/g3r-p2-airsoft-cylinder-vm/> > [28/02/2023]
- [2] Hobby Expert. INTERNO CABEZA CILINDRO VER.2 FPS TC02B ALUMINIO. *Hobby Expert* [en línea]. Disponible en < <https://www.hobbyexpert.es/interno-cabeza-cilindro-ver-2-fps-tc02b-aluminio> > [01/03/2023]
- [3] Airsofranch. Optimal cylinder to barrel ratio simplified. [inactiva] Disponible en < <https://airsofranch.com/optimal-cylinder-to-barrel-ratio-simplified-airsoft-guide/> > [01/03/2023]
- [4] Tokyo Marui. <https://www.tokyo-marui.co.jp/>
- [5] Corvid. AEG short-stroking help. YouTube [en línea] Disponible en < <https://youtu.be/4K15hhCx1zw> > [04/03/2023]
- [6] Noah Fisher. Basic Airsoft spring sniper diagram. Pinterest [en línea] Disponible en < <https://ar.pinterest.com/pin/20899585755290758/> > [04/03/2023]
- [7] HighSpeedBBs. How Airsoft Guns Work – Spring, Automatic Electric (AEG), and Green Gas Blowback (GBB). *High Speed BBs* [en línea] Disponible en < <https://highspeedbbs.com/how-airsoft-guns-work-spring-automatic-electric-aeg-green-gas-blowback-gbb/> > [06/03/2023]
- [8] ReplaySportsAirsoft. The definitive Guide to Airsoft AEG Springs. *YouTube* [en línea] Disponible en < [https://youtu.be/cHZY1Uo\\_hWQ](https://youtu.be/cHZY1Uo_hWQ) > [06/03/2023]
- [9] Badlands Paintball & Airsoft Store. LONEX Spiral Bevel Helical Pinion Gear Set. *Badlands Paintball* [en línea] Disponible en < <https://www.badlandspaintball.com/lonex-spiral-bevel-helical-pinion-gear-set> > [06/03/2023]
- [10] Hobby & Tech Warrior. What is Airsoft Anti Reversal Latch?. *Hobby & Tech Warrior* [en línea] Disponible en < <https://htwarrior.com/welcome-to-the-site/resc-aeg-anti-reversal-latch/> > [12/03/2023]
- [11] KWA USA Store. M-101 Hi Torque Spur Gear (101). *KWA Store* [en línea] Disponible en < <https://store.kwausa.com/product/kwa-hi-torque-spur-gear/> > [12/03/2023]
- [12] TradeInn. M-101 Lonex Sector Gear. *XtremeInn* [en línea] Disponible en < <https://www.tradeinn.com/xtremeinn/es/lonex-sector-gear/137307473/p> > [15/03/2023]
- [13] Anvil Airsoft TV. Gearbox Tour | How does an AEG Work? | Airsoft Academy | AATV

EP092. *YouTube* [en línea] Disponible en < <https://youtu.be/0pAzXjc-jW8> > [15/03/2023]

[14] Patrol Base. ASG Ultimate Version 2 Trigger Switch Unit. *Patrol Base* [en línea]. Disponible en < <https://www.patrolbase.co.uk/asg-ultimate-version-2-trigger-unit> > [15/03/2023]

[15] Escue Airsoft LCC. How to Properly Shim your Gearbox. *SQAirsoft* [en línea]. Disponible en < <https://www.sgairsoft.com/how-to-shim-your-aeg.html> > [19/03/2023]

[16] Tizon Airguns. ¿Qué tipos de ‘gearbox’ podemos encontrar en las Réplicas de airsoft?. *Tizon Airguns*[en línea]. Disponible en < <https://tizonnairguns.com/que-tipos-de-gearbox-podemos-encontrar-en-las-replicas-de-airsoft/> > [21/03/2023]

[17] AirsoftRyan778. Help with V1 gearbox. *Airsoft Society* [en línea]. Disponible en < <https://www.airsoftsociety.com/threads/help-with-v1-gearbox.147697/> > [21/03/2023]

[18] Timothy Hackett. What is the Best Airsoft Brand? – What Decades in the Sport Tell Us. *Airsoft Core* [en línea] Disponible en < <https://www.airsoftcore.com/guns/best-airsoft-brands/> > [25/03/2023]

[19] MARU. Airsoft Inside: ICS Split Gear BOX. *YouTube*. [en línea]. Disponible en < <https://www.youtube.com/watch?v=Cwcrx1-PKHQ&t> > [25/03/2023]

[20] MatWeb. Overview of materials for Nylon fiber. *Matweb Material property data* [en línea]. Disponible en < <https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=675b77f996b142f59e4cb60d69d64872&ckck=1> > [07/04/2023]

[21] MatWeb. Overview of materials for Acrylonitrile Butadiene Styrene (ABS), Molded. *Matweb Material property data* [en línea]. Disponible en < <https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=eb7a78f5948d481c9493a67f0d089646>> [07/04/2023]

[22] Joseph Edward Shigley, Charles R. Mischke. Diseño en ingeniería mecánica (Cuarta edición en español). *McGrawHill*

[23] Ingemecanica. Cálculo de Muelles Helicoidales. *Ingemecanica* [en línea]. Disponible en < <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn129.html> > [20/04/2023]

[24] Ingemecanica. Fundamentos de las Transmisiones por Engranajes. *Ingemecanica* [en línea]. Disponible en < <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn150.html> > [27/04/2023]

[25] Shiu Cheng Precision Gear co. ¿Cuál Es El Ángulo De Presión De Los Engranajes?.

SC Gear [en línea]. Disponible en < <https://www.scgear.com.tw/es/faq/sc-gear-faq-05.html> > [27/04/2023]

[26] Wikimedia Project. Relación de transmisión. *Wikipedia* [en línea]. Disponible en < [https://es.wikipedia.org/wiki/Relaci%C3%B3n\\_de\\_transmisi%C3%B3n](https://es.wikipedia.org/wiki/Relaci%C3%B3n_de_transmisi%C3%B3n) > [28/04/2023]

[27] SteelSS. Data Table for: Carbon steel: ASTM A227. *Steel/SS* [en línea]. Disponible en < <https://www.steelss.com/Carbon-steel/astm-a227.html> > [09/05/2023]

[28] Wikimedia Project. Módulo de cizalladura. *Wikipedia* [en línea]. Disponible en < [https://es.wikipedia.org/wiki/M%C3%B3dulo\\_de\\_cizalladura](https://es.wikipedia.org/wiki/M%C3%B3dulo_de_cizalladura) > [09/05/2023]

[29] Paintball Sports. CÁMARA HOP-UP PROMETHEUS PARA RÉPLICAS DE AIRSOFT G&G Y KRYTAC M4. *Paintball Sports* [en línea]. Disponible en < <https://paintballsports.es/prometheus-hop-up-chamber-fuer-gg-und-krytac-m4-airsoft-replikas/> > [17/05/2023]

[30] AZO Materials. AISI 1045 Medium Carbon Steel. *AZOM* [en línea]. Disponible en < [https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=6130\\_](https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=6130_) > [20/05/2023]

[31] AliExpress. ChiHai-Motor CHF-480WA-28TPA CNC Airsoft specna. *AliExpress* [en línea]. Disponible en < <https://es.aliexpress.com/item/4000757781793.html?gatewayAdapt=Msite2Pc> > [20/05/2023]

[32] Diego Gutiérrez. ¿Cuánto CO2 emite (indirectamente) un coche eléctrico en España?. *Híbridos y eléctricos*. [en línea]. Disponible en < [https://www.hibridosyelectricos.com/coches/cuanto-co2-emite-recarga-coche-electrico-espana\\_59686\\_102.html#:~:text=%C2%BFcu%C3%A1nto%20CO2%20emite%20indirectamente%20un,atm%C3%B3sfera%200%2C138%20kg%20de%20CO2](https://www.hibridosyelectricos.com/coches/cuanto-co2-emite-recarga-coche-electrico-espana_59686_102.html#:~:text=%C2%BFcu%C3%A1nto%20CO2%20emite%20indirectamente%20un,atm%C3%B3sfera%200%2C138%20kg%20de%20CO2) > [21/06/2023]