

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL SANTA FE



INFORME PROYECTO FINAL

Tema:

Desarrollo de una Lanzadora de Platos
Semiautomática Mejorada

Profesor: Ing. Esp. Monti, Rubén

JTP: Ing. Benzi, Sebastián

Auxiliar: Ing. Brunas, Cristian

Director de Proyecto final: Ing. Nessier, Fabian

Alumno: Schmidt, Yazimel

Año: 2024

Resumen

En este proyecto se presenta el diseño de una máquina lanzaplatos semiautomática, especialmente desarrollada para la modalidad de tiro al plato en recorrido de caza. Se lleva a cabo un estudio de mercado y un análisis detallado de los requisitos del usuario y las demandas de la disciplina, lo que sirve de guía para el diseño conceptual de la máquina.

Las mejoras específicas incluyen el dimensionamiento con materiales más resistentes, el rediseño de la base de transporte para mayor estabilidad y funcionalidad, y la posibilidad de regular el ángulo de lanzamiento. Además, se incorpora un espacio de almacenamiento para componentes secundarios como la batería de alimentación, mejorando así la practicidad de la máquina.

En términos de seguridad, se redimensiona el sistema de distensión del resorte que almacena la energía de disparo, garantizando un manejo más seguro y fiable.

Como innovación destacada, la máquina permite ajustar el modo de lanzamiento entre simple o doble, lo que añade un desafío adicional para el usuario al tener que disparar a dos platos que se separan en el aire en lugar de uno solo.

El resultado es una máquina que cumple con todos los objetivos establecidos, conservando las características esenciales de las lanzadoras del segmento y agregando nuevas funciones que la hacen más versátil, segura y distintiva. Se espera que estas mejoras proporcionen una experiencia mejorada para los usuarios, destacándose por su innovación y atención en los detalles.

Contenido

Resumen.....	1
Índice de tablas.....	3
Índice de imágenes	4
1 Introducción.....	6
1.1 Descripción del proyecto	6
1.2 Objetivos del proyecto.....	6
1.3 Alcance del proyecto	6
1.4 Justificación del proyecto	6
1.4.1 Impacto económico	6
1.5 Estudio de mercado y antecedentes	6
1.5.1 Tipos de lanzadoras	6
1.5.2 Principales fabricantes.....	7
1.5.3 Sector de mercado potencial	7
1.6 Reglamentación deportiva.....	7
2 Anteproyecto.....	8
2.1 Metodología adoptada para el diseño.....	8
2.2 Requerimientos y criterios para el diseño	8
2.3 Investigación Integral sobre la Lanzadora Designada.....	8
2.3.1 Ingeniería inversa	8
2.3.2 Análisis de la disciplina.....	9
2.3.3 Análisis del funcionamiento	10
2.3.4 Características de los platos.....	13
2.3.5 Análisis técnico	14
2.4 Especificaciones para el diseño.....	15
3 Diseño en detalle	16
3.1 Lanzador.....	17
3.1.1 Brazo	18
3.1.2 Sistema de ajuste de potencia	21
3.1.3 Árbol de transmisión.....	28
3.2 Módulo de rodamientos y estabilizador	32
3.2.1 Selección de rodamientos del árbol	33
3.2.2 Módulo de rodamientos	33
3.2.3 Estabilizador	34
3.3 Transmisión y potencia.....	36

3.3.1	Motorreductor	36
3.3.2	Engranajes.....	37
3.4	Cargador.....	39
3.4.1	Freno.....	40
3.4.2	Torre	45
3.5	Estructura.....	46
3.5.1	Chasis	46
3.5.2	Base oscilatoria.....	48
3.6	Sistema eléctrico	51
3.7	Protección y acabado superficial.....	51
3.8	Etiquetado.....	51
3.9	Cómputo y presupuesto	52
4	Conclusión	53
5	Bibliografía.....	54
5.1	Normativas.....	54
5.2	Catálogos de productos	54
6	Planos	55

Índice de tablas

Tabla 1.	Resumen de datos del apartado 2.3.2	14
Tabla 2.	Resumen de requerimientos para el diseño	15
Tabla 3.	Resumen de datos.	23
Tabla 4.	Tabla de ruedas dentadas seleccionados.....	37
Tabla 5.	Tabla de cadenas de rodillos simples - norma europea.....	38
Tabla 6.	Detalle de presupuesto	52
Tabla 7.	Detalle de planos	55

Índice de imágenes

Ilustración 1. Lanzadora manual, semiautomática y automática	7
Ilustración 2. Lanzadora modelo	8
Ilustración 3. Análisis de la disciplina.....	9
Ilustración 4. Esquema de funcionamiento	10
Ilustración 5. División de sistemas.....	11
Ilustración 6. Componentes. Vista lateral	12
Ilustración 7. Análisis del mecanismo de disparo 1/2.....	12
Ilustración 8. Análisis del mecanismo de disparo 2/2.....	12
Ilustración 9. Detalle pulsador de fin de carrera	13
Ilustración 10. Detalle del mecanismo del sistema de carga	13
Ilustración 11. Disco estándar de tiro.	14
Ilustración 12. Disco estándar de tiro. Medidas.	14
Ilustración 13. Render lanzadora	16
Ilustración 14. Lanzador. Detalle	17
Ilustración 15. Brazo del lanzador	18
Ilustración 16. Respaldo.....	18
Ilustración 17. Puntos de contacto del respaldo	19
Ilustración 18. Base del lanzador	19
Ilustración 19. Diagrama de cuerpo libre. Fuerza perpendicular de los platos.....	19
Ilustración 20. Simulación. Análisis del brazo mediante elementos finitos	20
Ilustración 21. Base de fijación.....	20
Ilustración 22. Leva y seguidor. Vista lateral.....	21
Ilustración 23. Desarrollo del perfil de leva	21
Ilustración 24. Sistema de ajuste de potencia.....	22
Ilustración 25. Diagrama de cuerpo libre 2	22
Ilustración 26. Diagrama de cuerpo libre 3	23
Ilustración 27. Lanzador y centro de masa.....	24
Ilustración 28. Catálogo de resortes estándar Lee Spring.....	25
Ilustración 29. Sistema de ajuste de potencia. Detalle biela y tensor	26
Ilustración 30. Detalle de sistema de tensión	26
Ilustración 31. Detalle de ejes. Biela y tensor.	27
Ilustración 32. Árbol de transmisión del lanzador	28
Ilustración 33. Diagrama de cuerpo libre del subconjunto	29
Ilustración 34. Diagrama de cuerpo libre. Chavetero	30
Ilustración 35. Detalle de pieza en subconjunto	31

Ilustración 36. Detalle de pieza31

Ilustración 37. Detalle de subconjuntos.....32

Ilustración 38. Diagrama de cuerpo libre.....32

Ilustración 39. Selección de rodamientos. Detalle de catálogos SKF y CSK.33

Ilustración 40. Detalle del porta rodamientos y su ajuste34

Ilustración 41. Detalle del estabilizador y su montaje35

Ilustración 42. Transmisión y potencia36

Ilustración 43. Motorreductor37

Ilustración 44. Guías de ajuste en soporte de motor38

Ilustración 45. Cargador39

Ilustración 46. Freno del cargador40

Ilustración 47. Detalle. Vista superior del mecanismo de ajuste40

Ilustración 48. Sistema de frenado. Regulación de altura41

Ilustración 49. Sistema de frenado. Vista lateral.....42

Ilustración 50. Detalle. Vista en corte de corredera42

Ilustración 51. Detalle. Acceso a desmontaje de escobillas.....43

Ilustración 52. Resortes del cargador.43

Ilustración 53. Torre de carga.....45

Ilustración 54. Estructura46

Ilustración 55. Verificación de deformación de la placa posterior47

Ilustración 56. Chasis47

Ilustración 57. Base oscilatoria48

Ilustración 58. Ajuste manual de inclinación.....49

Ilustración 59. Detalle de la base reposada y en movilidad49

Ilustración 60. Detalle de puntos de apoyo50

Ilustración 61. Detalle de ruedas50

1 Introducción

1.1 Descripción del proyecto

En este proyecto se expone el diseño de una máquina lanzaplatos semiautomática, destinada al entrenamiento y el uso en Recorridos de caza, una modalidad particular de tiro en la que los platos se lanzan simulando la trayectoria de presas de caza.

Estas máquinas lanzan objetivos de arcilla al aire, a los cuales los tiradores deben dispararles. Se utilizan comúnmente en campos de tiro y predios de entrenamiento.

1.2 Objetivos del proyecto

Diseñar una lanzadora de platos destinada al tiro al vuelo recreativo y que cumpla los estándares para la modalidad de Recorridos de caza.

La meta es lograr un producto competitivo a nivel funcional y económico, de diseño simple y de fácil mantenimiento, lo suficientemente robusta sin dejar de ser fácilmente transportable. El usuario debe percibir que fue diseñada pensando en cómo este la utiliza, mejorando las características y limitaciones de los modelos actuales del segmento y a la vez siendo competitiva en precio.

Específicamente, los objetivos incluyen identificar los requisitos del usuario junto con las posibles mejoras, para finalmente proceder con el diseño, verificando la correcta selección y dimensionamiento de piezas mediante los cálculos adecuados.

1.3 Alcance del proyecto

El trabajo se concentra exclusivamente en el diseño mecánico del prototipo, dejando para una fase posterior el diseño del sistema eléctrico, seleccionando únicamente los componentes más relevantes para esta etapa.

1.4 Justificación del proyecto

El proyecto nace de la experiencia de un usuario que se encontró con la posibilidad de adoptar mejoras y nuevas funciones al modelo de lanzadora semiautomática que utiliza.

El desarrollo propone mejoras de seguridad y nuevas funciones que las marcas locales al momento no ofrecen. Por otro lado, el número de fabricantes en Argentina es acotado y adquirir máquinas extranjeras implica un alto costo debido a la importación.

1.4.1 Impacto económico

La misma puede representar una oportunidad de negocio ya que la oferta en el mercado local no es muy amplia. Desarrollar una lanzadora que se diferencie funcionalmente y compita a nivel de costos, abriría un punto de ingreso al mercado.

1.5 Estudio de mercado y antecedentes

1.5.1 Tipos de lanzadoras

En el mundo del tiro, hay varias categorías y modalidades, cada una con estándares y configuraciones específicas. Este proyecto se regirá según la modalidad denominada Recorridos de caza. Tanto para esta práctica como para el tiro recreativo, existen diferentes máquinas clasificadas por su funcionamiento, complejidad y nivel de automatización. Las cuales se dividen en tres categorías principales: manuales, semiautomáticas y automáticas.

Las máquinas manuales son operadas directamente por personas, quienes colocan, cargan y lanzan los discos. Estas son comúnmente utilizadas en prácticas amateur. Por otro lado, las máquinas semiautomáticas y automáticas cargan y lanzan los discos de manera automática. Estas máquinas

incorporan un motor alimentado por una batería de 12V CC. La diferencia clave radica en el grado de control automático; en las semiautomáticas, el usuario suele seleccionar la dirección, ángulo y velocidad del lanzamiento, además de activar el lanzamiento.

El modelo de referencia para el diseño en este proyecto es una lanzadora del tipo semiautomática.



Ilustración 1. Lanzadora manual, semiautomática y automática

1.5.2 Principales fabricantes

Los líderes en la fabricación de estas máquinas incluyen a Laporte, Promatic, Winchester, Remington y Rossini. En Brasil, la marca Buschi destaca, mientras que, a nivel local, Deuycom, con sede en Firmat, Santa Fe, se distingue. Estos fabricantes, especialmente las marcas extranjeras, ofrecen una extensa variedad de modelos que se distinguen principalmente por el sistema de acumulación de energía utilizado para lanzar el plato, presentando diferencias específicas entre ellos.

1.5.3 Sector de mercado potencial

Estas lanzadoras semiautomáticas están diseñadas para un mercado amplio, que va desde tiradores principiantes hasta profesionales experimentados que buscan una máquina portátil para mejorar su práctica. Su aplicación se extiende a instalaciones especialmente diseñadas y homologadas para estas competiciones, así como a campos naturales.

1.6 Reglamentación deportiva

En el ámbito del tiro al plato, existen organismos tanto a nivel internacional como nacional que establecen las reglas deportivas para estas disciplinas. A continuación, se describen las principales y su implicancia:

Federación Internacional de Tiro Deportivo (ISSF). Es el organismo rector a nivel internacional para el tiro deportivo, incluyendo el tiro al plato. Esta establece las reglas y regulaciones que se aplican en competiciones a nivel mundial, así como los estándares para las instalaciones y equipos utilizados.

En Argentina, las competiciones de recorridos de caza suelen estar reguladas por la Federación Argentina de Tiro al Vuelo (FATAV). Entidad que supervisa y organiza eventos relacionados con el tiro al vuelo. Dentro del reglamento nacional de recorridos de caza, homologado por dicha entidad, se detallan las incumbencias en la disciplina.

2 Anteproyecto

2.1 Metodología adoptada para el diseño

Como punto de partida para desarrollar esta nueva máquina, se estudió mediante ingeniería inversa el principio de funcionamiento de una lanzadora de similares características. Esta técnica implica descomponerla para entender su funcionamiento y posteriormente reversionar el diseño para incorporar nuevas funciones.

2.2 Requerimientos y criterios para el diseño

Como se mencionó en los objetivos, una entrevista con un usuario arrojó la posibilidad de mejorar las prestaciones de los modelos actuales de lanzadoras. Para ello, luego de un análisis de su experiencia como usuario, se relevaron las siguientes características a incorporar:

1. Diseño compacto y robusto.

Buscar un diseño que permita su fácil manipulación, priorizando el uso de materiales resistentes para garantizar una mayor durabilidad y fiabilidad.

2. Base oscilatoria.

Incluir una base oscilatoria que permita ajustar manualmente la inclinación, lo que aumentará la precisión de lanzamiento.

3. Lanzamiento doble.

Introducir una función que habilite el lanzamiento de dos platos simultáneamente, implicando modificaciones en el sistema lanzador y en el cargador.

Esto requiere especial atención en el despeje que recorren los platos cuando caen, con el fin de reducir esta distancia y reducir la posibilidad de rotura de los mismos.

4. Mayor seguridad.

Replantear el sistema de distensión del resorte de carga para mejorar la seguridad en el transporte, identificando y corrigiendo los puntos mejorables detectados en la práctica.

2.3 Investigación Integral sobre la Lanzadora Designada

2.3.1 Ingeniería inversa

La lanzadora utilizada como punto de partida es de la empresa estadounidense *Champion Range and Target*; específicamente el modelo compacto Serie 40910.



Ilustración 2. Lanzadora modelo

Se llevó a cabo el desmontaje de la máquina para identificar los componentes principales que la conforman, tales como el motor, la transmisión, el sistema de lanzamiento, el sistema de alimentación

de discos y los elementos de control. Posteriormente, se realizó una evaluación exhaustiva de cada uno de estos componentes, tanto cuantitativo como cualitativo. Se analizó su geometría, materiales e interacción entre los diferentes sistemas que la componen, para obtener una comprensión detallada de su funcionamiento y características.

Se evaluaron las posibles reformas teniendo en cuenta las sugerencias del usuario, descritas anteriormente, además de la reducción de costos en la fabricación.

Finalmente se diseñó cada pieza y componente utilizando la herramienta de modelado y simulación "Autodesk Inventor".

2.3.2 Análisis de la disciplina

La máquina lanzadora ha sido diseñada específicamente para la disciplina del Recorrido de Caza, una modalidad altamente versátil en el tiro al plato. Este enfoque imita la caza de aves o animales en movimiento, como perdices, patos, faisanes y conejos, presentando un diseño diferenciado para estos últimos.

En esta práctica, las condiciones se adaptan mediante la manipulación del número de máquinas, los tipos de platos y el entorno, reproduciendo una amplia gama de escenarios de caza en instalaciones de tiro o terrenos naturales que aprovechan obstáculos como árboles y arbustos. Las estaciones de tiro en un recorrido se distribuyen en un patrón que ofrece una diversidad de ángulos y distancias de tiro. Cada recorrido o ronda, según lo estipulado por el Reglamento Nacional de Recorridos de Caza, consta de 25 platos.

La Federación Argentina de Tiro al Vuelo establece parámetros generales, aunque las especificaciones exactas pueden variar según el recorrido específico. En términos generales, el tirador se posiciona a 15 metros de la lanzadora, y el plato no debe superar una altura máxima de aproximadamente 6 metros, cayendo a una distancia que ronda los 60 metros, con un límite de 75 metros. La velocidad del disco se aproxima a los 70 km por hora.

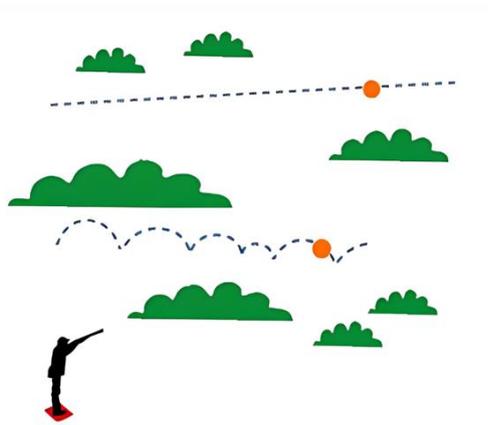
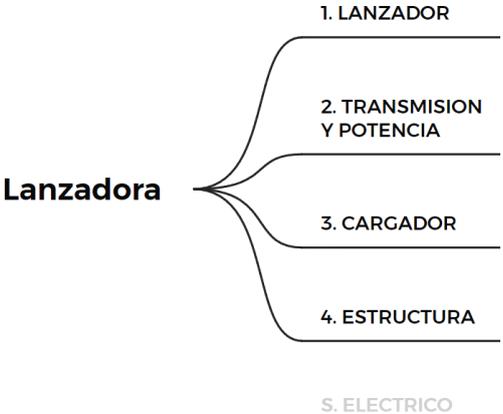


Ilustración 3. Análisis de la disciplina

2.3.3 Análisis del funcionamiento

Para analizar el funcionamiento, podemos descomponer la lanzadora en 5 sistemas principales que la componen. De los cuales solo trataremos los primeros cuatro en este proyecto.



Con el siguiente esquema se representan las principales funciones y subfunciones de la lanzadora.

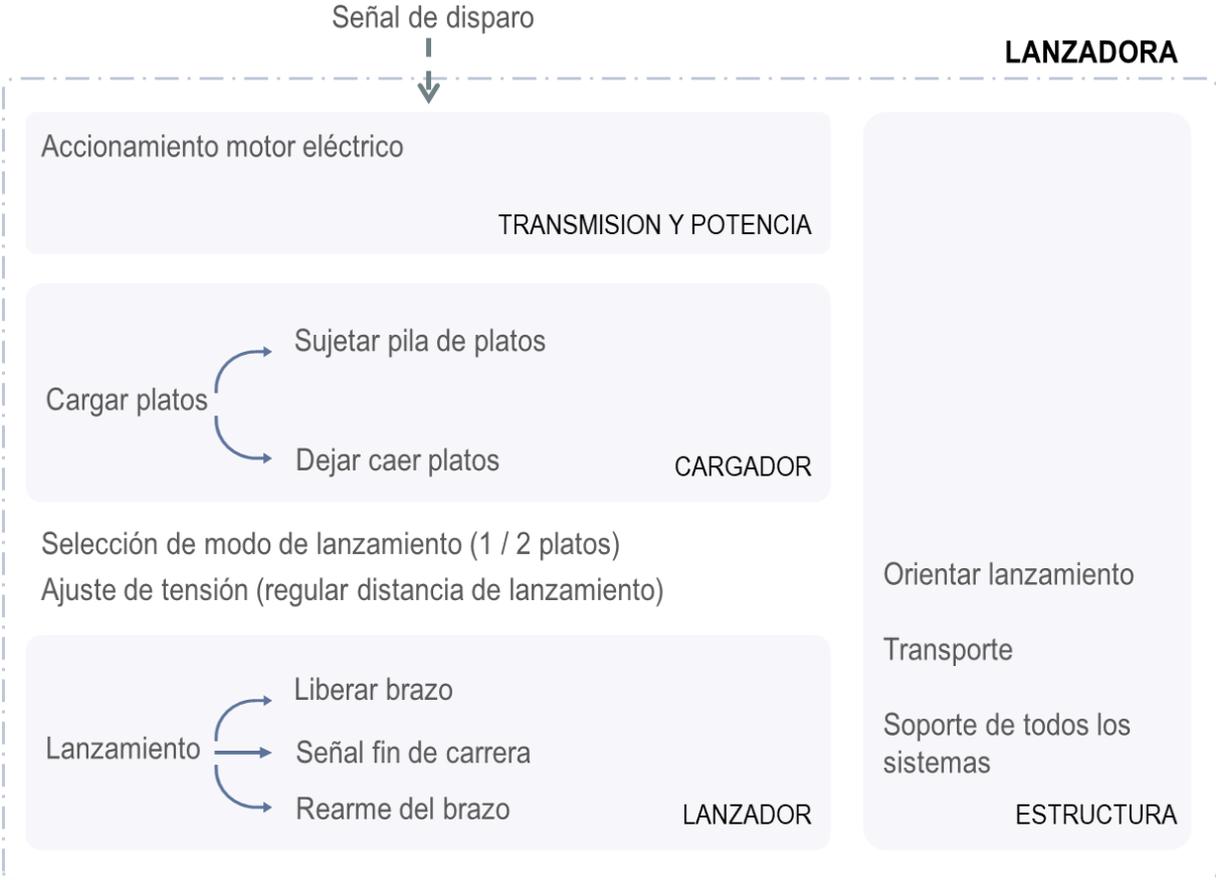


Ilustración 4. Esquema de funcionamiento

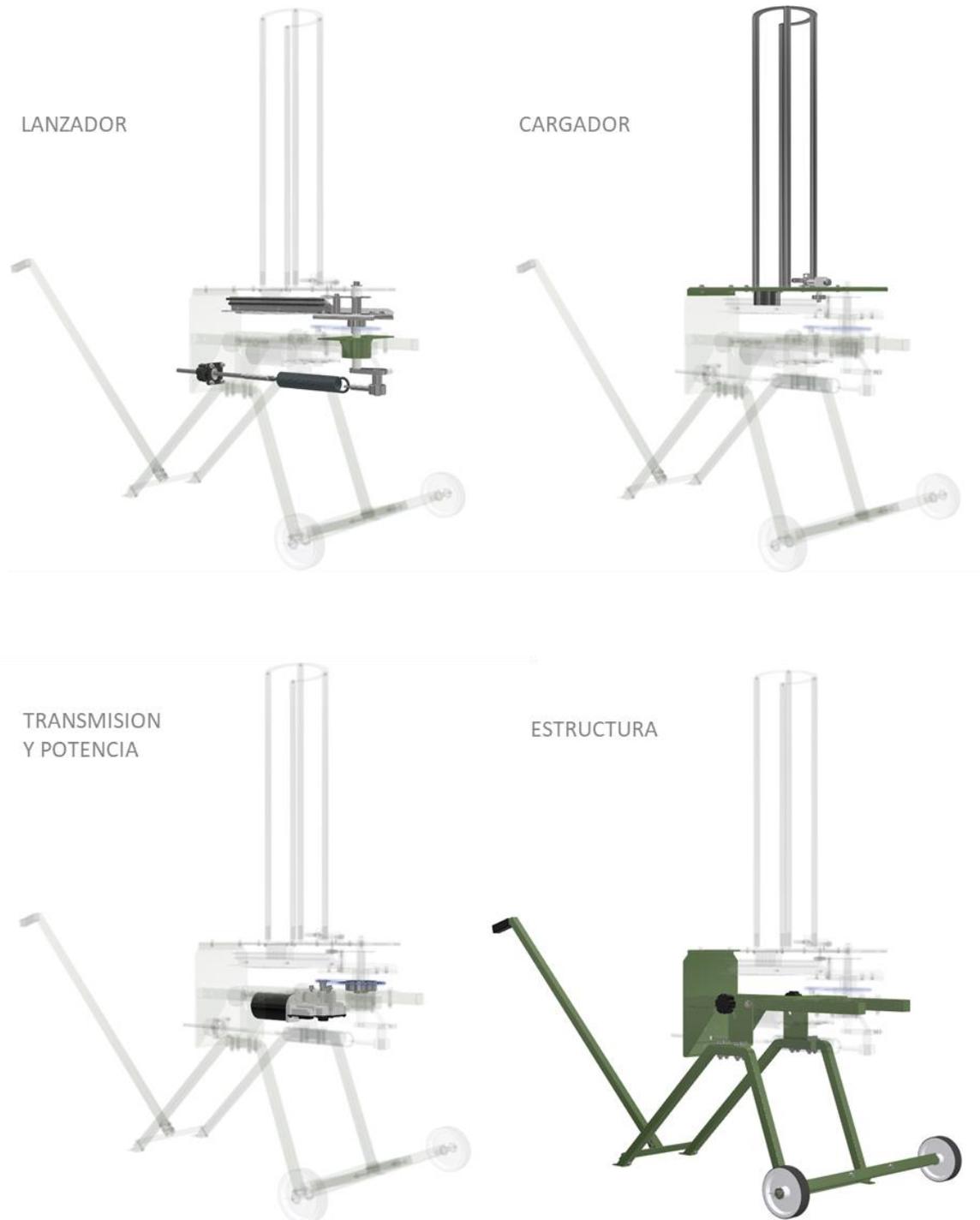


Ilustración 5. División de sistemas

2.3.3.1 Principio de funcionamiento

El sistema es coordinado por una leva vinculada al lanzador. Al dar la señal de disparo, se acciona el motor que le aplica rotación al árbol del lanzador mientras una manivela estira el resorte que almacena la energía de lanzamiento. Luego de producido el disparo, el contrapeso de la manivela acciona un final de carrera que detiene el motor en la posición inicial, y queda preparado para el próximo disparo.

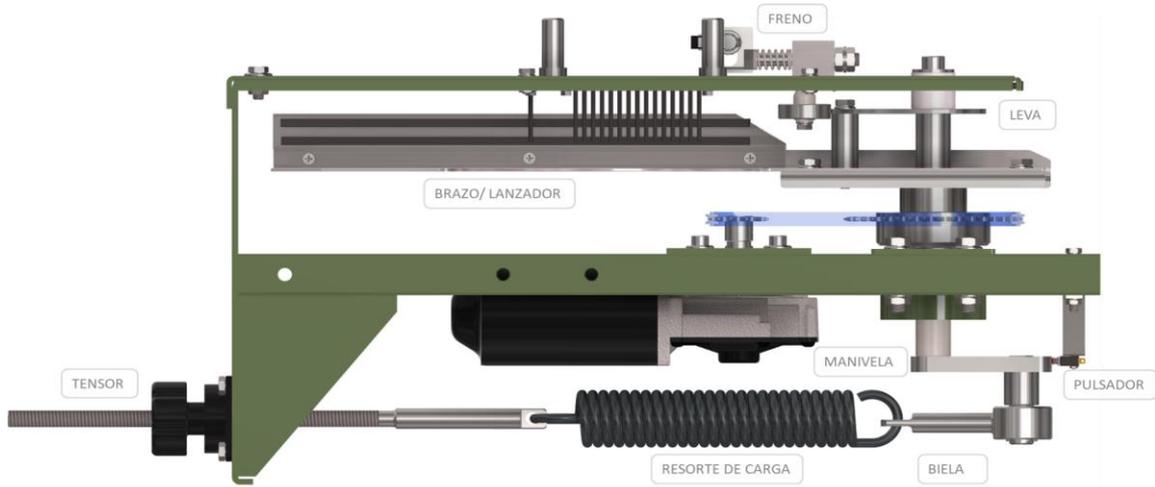


Ilustración 6. Componentes. Vista lateral

El proceso de disparo es el siguiente:

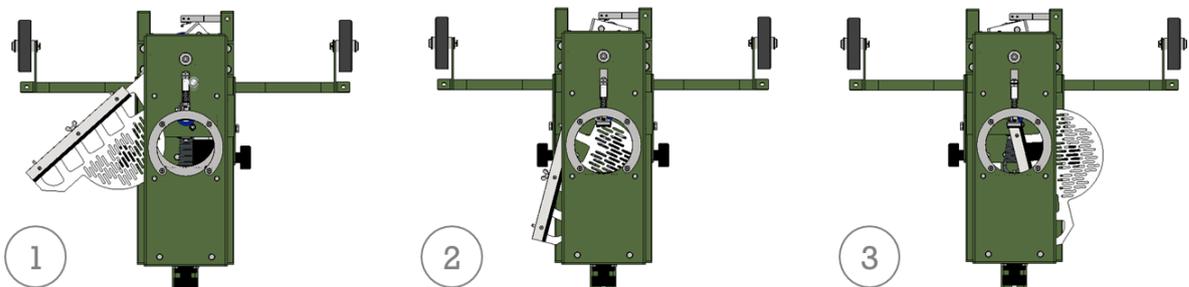


Ilustración 7. Análisis del mecanismo de disparo 1/2

1. Posición de arranque. El freno se encuentra accionado, reteniendo la pila de platos por encima del plato libre que se encuentra sostenido por la bandeja parcialmente cerrada. Al dar la señal de disparo, un motor rota el brazo en sentido antihorario mientras la bandeja continúa abriendo el orificio de carga.
2. En este punto la bandeja se abre a su punto máximo y el plato que estaba simplemente apoyado en esta, cae sobre el brazo. Al avanzar, el resorte de carga se va tensionando.
3. Cuando la manivela invierte el sentido de giro, el resorte se comprime rápidamente, impulsando el brazo del lanzador, disparando el plato.

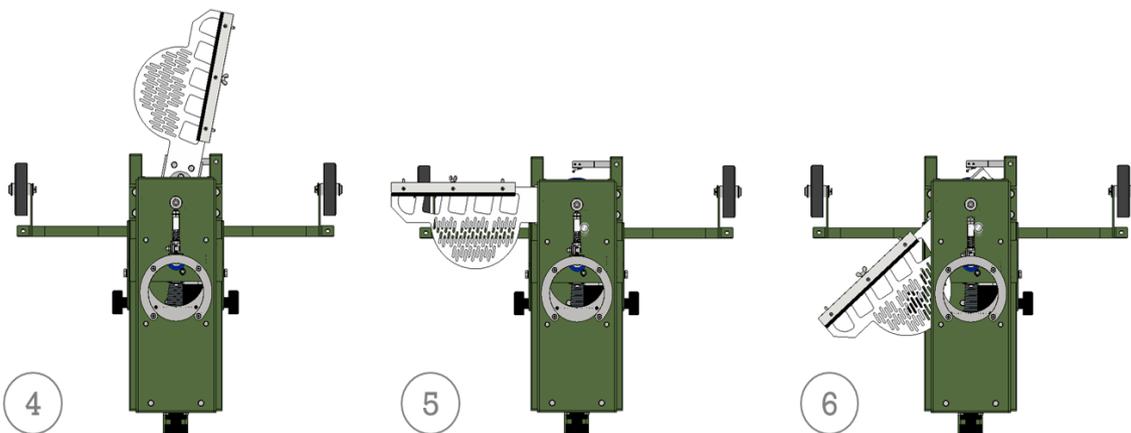


Ilustración 8. Análisis del mecanismo de disparo 2/2

4. Del punto anterior a este, la leva que comanda el seguidor del sistema de carga hizo que la bandeja se cierre a su punto máximo, a la vez que, el freno libera la pila de platos. Ahora, los mismos reposan en la bandeja. La geometría de los platos no solo es funcional al apilamiento de los mismos, sino que este encastre junto con una mínima fracción de la bandeja cerrada, impiden que la pila de platos caiga sobre el brazo lanzador.

El lanzador en este punto acciona un pulsador de fin de carrera que detiene el motor. La inercia del brazo hace que este continúe avanzando hasta que la propia tensión del resorte lo detiene. Un rodamiento anti retroceso impide que este gire en sentido horario, quedando fijo en el punto 6 hasta que se vuelva a ejecutar un disparo.

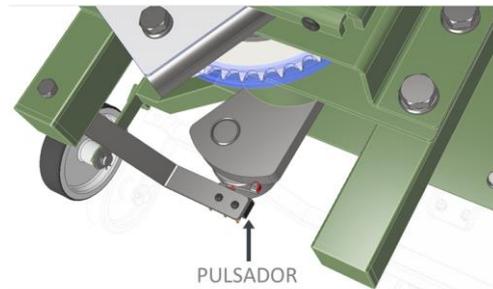


Ilustración 9. Detalle pulsador de fin de carrera

5. A partir de este punto es donde la leva comienza a accionar el cargador deslizando la bandeja y el freno en un mismo movimiento.

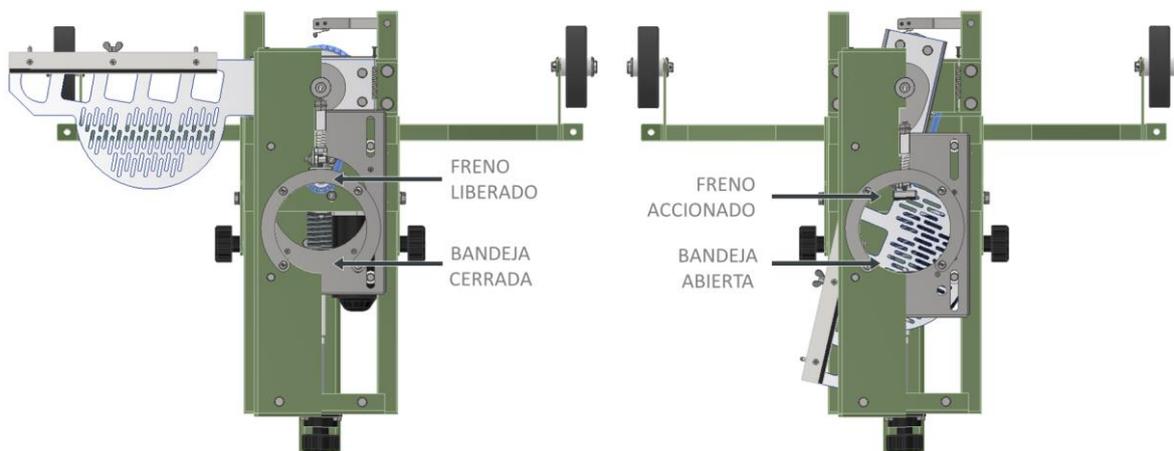


Ilustración 10. Detalle del mecanismo del sistema de carga

6. Finalmente, la lanzadora se encuentra en la posición inicial, lista para el próximo ciclo de disparo.

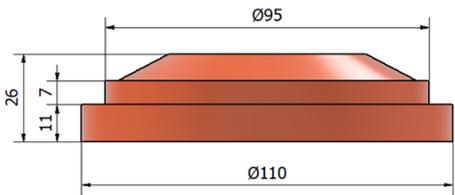
2.3.4 Características de los platos

La mayoría de las máquinas deportivas emplean platos estándar con un diámetro de 110 mm y un peso aproximado de 105g. Estos platos tienen una forma escalonada que simplifica el apilamiento y proporciona propiedades de vuelo óptimas. En el tiro al estilo caza, existe una variedad más amplia de platos que imitan a diversos animales, sin embargo, el caso más general es que se utilice también platos estándar.



Ilustración 11. Disco estándar de tiro.

Para cumplir con los estándares internacionales de tiro, los discos de competición deben ser fabricados de acuerdo con ciertas especificaciones técnicas y estar certificados por organizaciones de tiro reconocidas a nivel mundial, como la Federación Internacional de Tiro Deportivo (ISSF). Los discos de competición están hechos de arcilla prensada y cocida a altas temperaturas



A - Peso	105 g +/- 5 g	E - Alto de Base	11 mm. +/- 1 mm.
B - Diámetro Base	110 mm. +/- 1 mm.	F - Alto del aro	7 mm. +/- 1 mm.
C - Diámetro aro	95 mm. a 98 mm.	G - Alto del domo	8 mm. +/- 1 mm.
D - Altura total	25 mm. a 26 mm.	H - Alto Base y Aro	18 mm. +/- 1 mm.

Ilustración 12. Disco estándar de tiro. Medidas.

2.3.5 Análisis técnico

2.3.5.1 Trayectoria

Previo a determinar la energía de disparo, se verifican los datos de la trayectoria del plato de acuerdo con las especificaciones vistas en los apartados 2.3.2 y 2.3.3, resumidos a continuación.

Velocidad de disparo sugerida	19,4	m/s
Distancia de tiro de la lanzadora	45	m
Distancia máxima de tiro de la lanzadora	60	m
Altura máxima de trayectoria	6	m
Masa del disco	0,105	kg

Tabla 1. Resumen de datos del apartado 2.3.2

Usando la cinemática y el modelo de tiro parabólico, se determina cada parámetro.

Ecuaciones utilizadas:

1. $Vy^2 = Vy_0^2 - 2g(y - y_0)$
2. $Vy = -2g(y - y_0)$
3. $X = V_0 \cdot \cos(\theta)$

Conociendo la altura máxima media del disco, de 6 m, se determina la componente de velocidad vertical.

$$0^2 = Vy_0^2 - 2g(6 - 0)$$

$$Vy_0 = \sqrt{2 \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 6m} = 10,85 \frac{m}{s}$$

Para el tiempo de vuelo se despeja el tiempo de subida de la ecuación 2, siendo que en $Vy=0$ se cumple la mitad de la trayectoria. Luego se multiplica por dos para obtener el tiempo total.

$$0^2 = Vy_0 - 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot t$$

$$t = \frac{Vy_0}{9,81 \frac{m}{s^2}} = \frac{10,85 \frac{m}{s}}{9,81 \frac{m}{s^2}} = 1,1 \frac{m}{s}$$

$$t_T = 2,2 \frac{m}{s}$$

De la ecuación 3, conociendo el alcance medio buscado de 45m, se determina la componente de velocidad horizontal.

$$X = V_0 \cdot \cos(\theta) \cdot t$$

$$V_x = \frac{X}{t} = \frac{45m}{2,2s} = 20,45 \frac{m}{s}$$

El ángulo de lanzamiento para la trayectoria calculada es,

$$\theta = \text{Arctg} \frac{V_y}{V_x} = \text{Arctg} \frac{10,85 \frac{m}{s}}{20,45 \frac{m}{s}} = 28^\circ$$

Por último, se corrobora que la velocidad de lanzamiento esté dentro del rango del apartado 2.3.2.

$$V = \sqrt{V_x^2 + V_y^2} = \sqrt{20,45^2 + 10,85^2} = 23,15 \frac{m}{s}$$

La velocidad de disparo calculada es mayor a los 19,4 m/s sugeridos. Se debe a que se calculó para el alcance máximo de altura. Arbitrariamente se determina utilizar para los cálculos siguientes, una velocidad de lanzamiento de 23,0 [m/s].

2.4 Especificaciones para el diseño

Hasta el momento, se han discutido diversas consideraciones y requerimientos para el diseño, los cuales se resumen de manera concreta en la siguiente tabla.

Modalidad	Recorrido de caza
Tipo	Semiautomática
Platos compatibles	Estándar 110
Capacidad de platos	Min. 25
Velocidad de lanzamiento	23,0 m/s
Trayectoria	Parabólica
Tiempo de rearme	Max. 3s
Alimentacion	Batería 12V, 30 Ah
Estructura	Portátil
Factor diferencial	Lanzamiento doble
Puntos de mejora	Robustez, seguridad y regulación

Tabla 2. Resumen de requerimientos para el diseño

3 Diseño en detalle



Ilustración 13. Render lanzadora

Con lo analizado en el apartado de anteproyecto, se avanza con el desarrollo detallado de la máquina lanzadora.

3.1 Lanzador

El sistema más importante en este proyecto es el lanzador, ya que para permitir el disparo simultáneo de dos platos requiere un mayor grado de desarrollo. Por lo tanto, el diseño general se ha centrado en este, mientras que los demás componentes se han adaptado a él.

A continuación, se detalla cada uno de los 4 subconjuntos del sistema lanzador: Brazo, árbol de transmisión, módulo de rodamientos y estabilizador y sistema de ajuste de potencia.

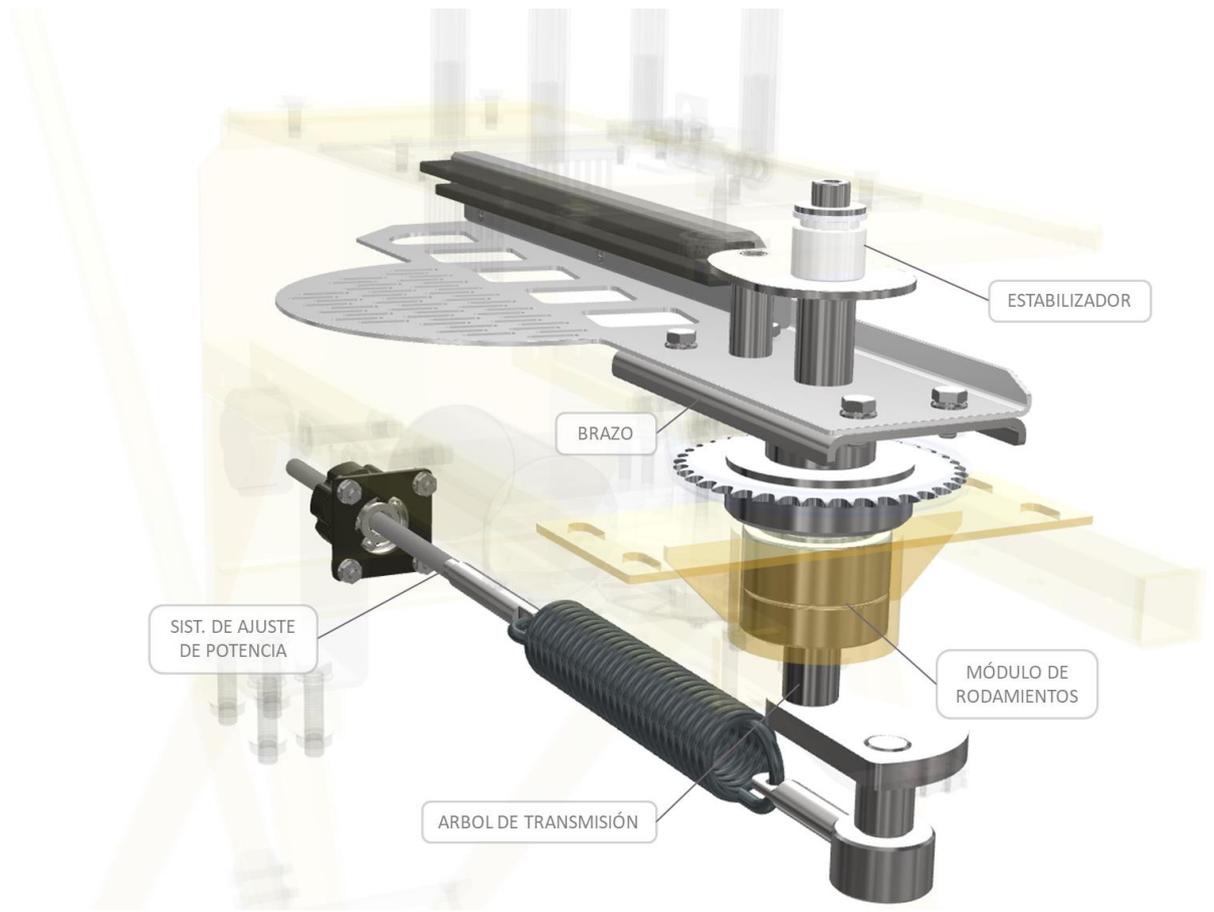


Ilustración 14. Lanzador. Detalle

3.1.1 Brazo

El brazo del lanzador está compuesto por una base y un respaldo por donde se desliza el plato durante el lanzamiento, junto con un soporte que lo vincula al árbol de transmisión y también soporta la leva. Este soporte se compone de una base soldada en el lado inferior a un cubo, que contiene el chavetero. En la parte superior se montan dos separadores que soportan la leva, uno a través del árbol y el otro mediante unión atornillada en el extremo más alejado de la leva.

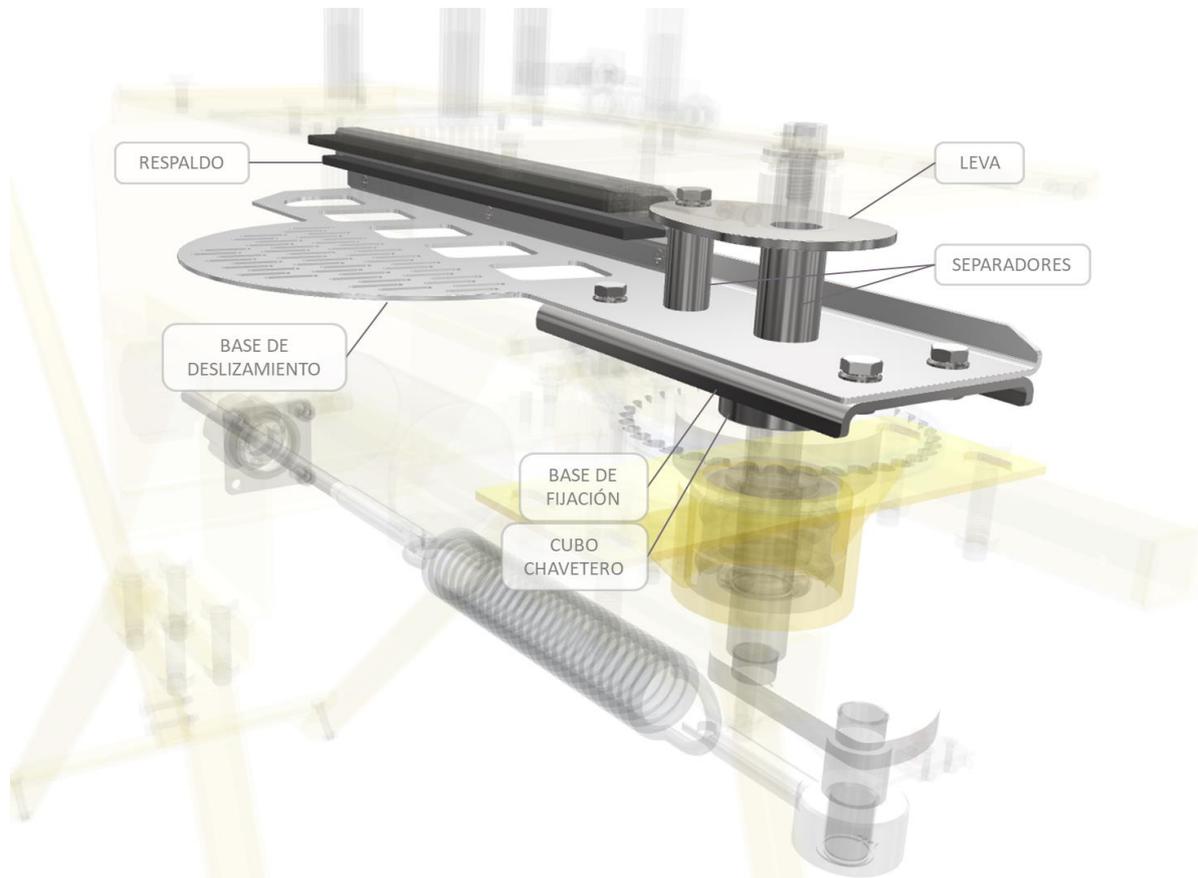


Ilustración 15. Brazo del lanzador

Debido a su longitud, es importante que este subconjunto sea lo más liviano posible, ya que se requiere que el Lanzador tenga un balance equilibrado en el eje de rotación para reducir los esfuerzos generados por la inercia durante el lanzamiento.

3.1.1.1 Respaldo

Esta pieza es la encargada de transferir la energía cinética del brazo al plato. Unida a la base de deslizamiento, también le proporciona rigidez al conjunto. Se compone de materiales livianos; un cuerpo plástico con dos ranuras por donde se insertan desde el lateral abierto dos bandas de goma de 5 mm intercambiables, que proporcionan un contacto suave con los platos para no dañarlos. Estas bandas quedan fijas por fricción. El respaldo plástico y la base se vinculan mediante 3 uniones atornilladas a la pestaña de esta última.



Ilustración 16. Respaldo

Para un lanzamiento doble, es necesario un nuevo punto de contacto que apoye sobre el segundo plato. Dicha distancia de separación (E) se define mediante la altura a la que debe estar el punto de contacto con 1 y 2 platos. Del apartado 2.3.4, medidas del plato, se toma $E = 11$ [mm].

La solución adoptada fue diseñar un respaldo con dos ranuras donde se insertan los apoyos de goma que toman contacto con los platos, tal como se ve en la siguiente imagen. Esta pieza no requiere manipulación.

El diseño escalonado en "F" es para evitar que el apoyo inferior interfiera cuando se encuentran ambos platos en el brazo lanzador.

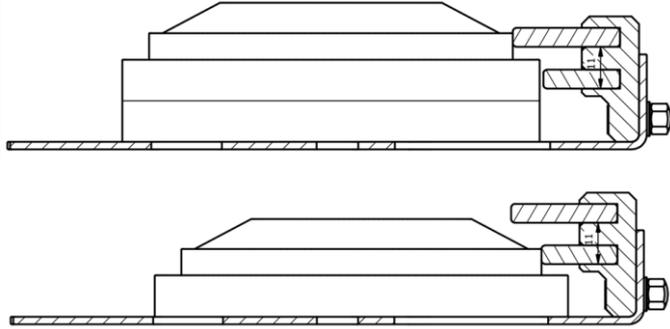


Ilustración 17. Puntos de contacto del respaldo

3.1.1.2 Base



Ilustración 18. Base del lanzador

Brinda la superficie de deslizamiento para el o los platos lanzados. Está sometida a la carga perpendicular de estos absorbida principalmente por el respaldo y a una fuerza centrípeta hacia el eje de rotación. Su amplia superficie y longitud tienen gran influencia en el momento de inercia del conjunto. Por tal motivo se diseñó partiendo de chapa de aleación de aluminio, que proporciona buena relación resistencia/ masa. Con el fin de disminuir aún más su masa, se realiza un alivianado mediante recortes, que reducen cerca de un 30% su peso, siendo este finalmente de 0,23 kg.

Para determinar si la chapa de aluminio resiste el esfuerzo perpendicular de 2 platos durante la aceleración del lanzamiento, se realiza un análisis de tensiones mediante elementos finitos, utilizando la herramienta del modelador 3D, Autodesk Inventor.

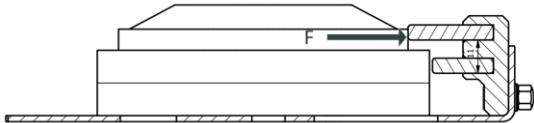


Ilustración 19. Diagrama de cuerpo libre. Fuerza perpendicular de los platos

La verificación se realizó con valores de α y $\overline{C0}$ que se obtienen más adelante en el desarrollo.

Datos: Aceleración angular: $\alpha = 1982,7 [1/s^2]$

$$m_{2\text{ platos}} = 0,210 [kg]$$

$$\text{Radio del punto de contacto al eje de rotación: } \overline{C0} = 0,29 m$$

$$\text{Aceleración: } a = \alpha \cdot \overline{C0} = 1982,7 [1/s^2] \cdot 0,29 m = 575 [m/s^2]$$

$$F_{\text{Respaldo}} = m_{2\text{ platos}} \cdot a = 121 [N]$$

$$\text{Aluminio 6061. } \sigma_{fl} = 2812 \text{ kg/cm}^2. \text{ Factor de seguridad: } 2$$

$$\text{Tensión admisible: } \sigma_{adm} = 2812 [kg/cm^2] / 2 = 1406 [kg/cm^2]$$

En la simulación de tensiones se observa que la pieza verifica, ya que la tensión en el pliegue de la chapa es de 61 kg/cm^2 , muy inferior a la tensión admisible del material, $1406 [kg/cm^2]$.

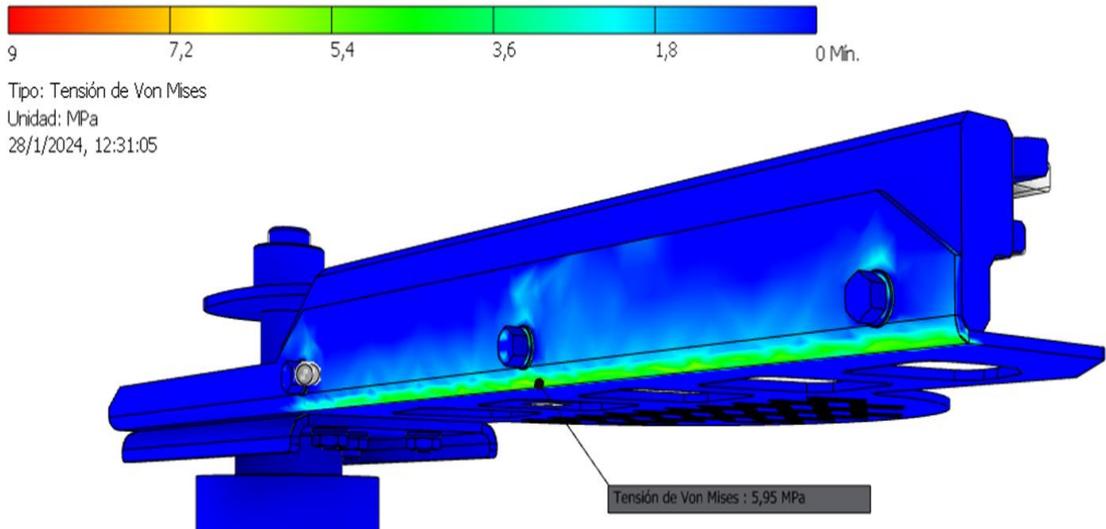


Ilustración 20. Simulación. Análisis del brazo mediante elementos finitos

3.1.1.3 Base de fijación

La pieza se compone de una placa de 3 mm soldada en su lado inferior a un cubo que contiene el chavetero. Esta soporta mediante uniones atornilladas la base de deslizamiento y se asocia al árbol de transmisión mediante una chaveta plana para transmitir el giro del mismo.



Ilustración 21. Base de fijación

La selección de la chaveta y dimensionamiento del chavetero se desarrollan más adelante junto con el árbol de transmisión.

3.1.1.4 Leva

Sincroniza el sistema de carga con el sistema de lanzamiento. Es parte del brazo lanzador y se sujeta a la base de fijación. Unos separadores la colocan a la altura del rodamiento del seguidor el cual se vincula al freno. El esfuerzo al que está sometida corresponde a la compresión del resorte del freno, que como se verá en la selección del mismo más adelante, está en el orden de 51,5 [N] y corresponde a la fuerza requerida para sostener la pila de platos cuando se abre la bandeja de carga.

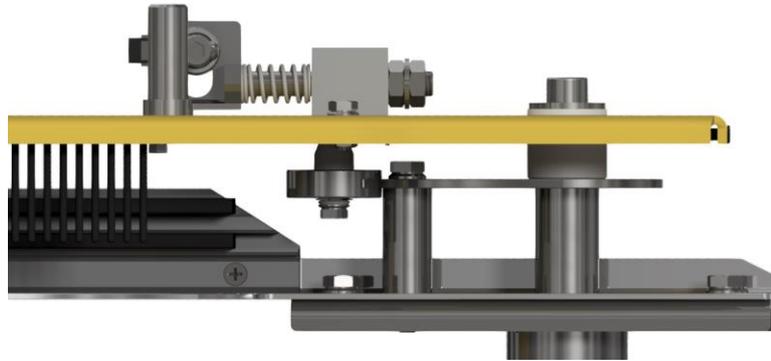


Ilustración 22. Leva y seguidor. Vista lateral.

En el apartado “2.3.4. Análisis de funcionamiento” se plantearon las posiciones para cada accionamiento de la leva. Esta toma contacto con un seguidor de rodadura que consta de un rodamiento del tipo SKF 6200 2Z cuyo diámetro exterior es de 30 mm. La carrera lineal del seguidor es de 30 mm. Con esta información se genera de manera gráfica el perfil de la misma, colocando el centro del seguidor en el recorrido requerido para cada ángulo, determinado por la posición del brazo. Se toma como referencia el eje que coincide con la carrera del seguidor y se establece como cero. Luego, mediante el trazado de curvas tangentes, se configura el perfil final de la leva.

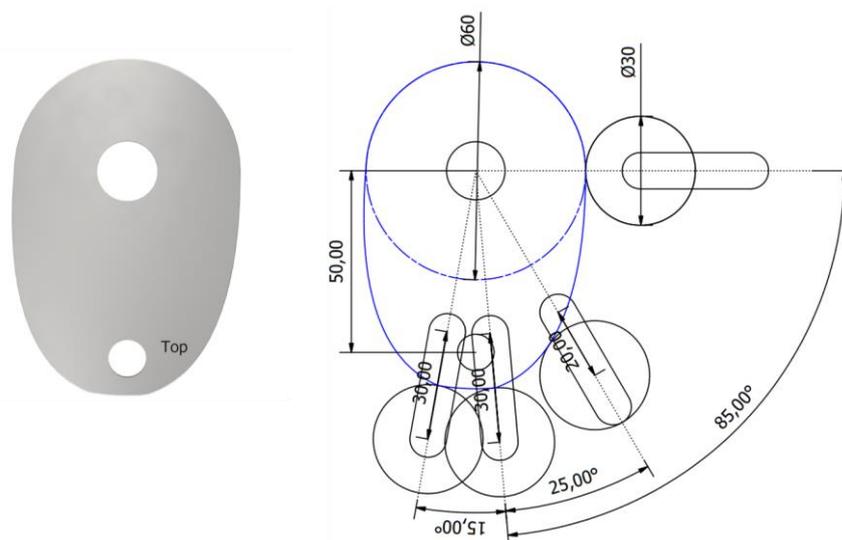


Ilustración 23. Desarrollo del perfil de leva

3.1.2 Sistema de ajuste de potencia

La energía de disparo se almacena por un instante en el resorte de carga en forma de energía potencial elástica. Para lanzar uno o dos platos, es necesario regular esta energía, lo que implica un ajuste en el estiramiento del resorte. Para llevar a cabo este ajuste, se utiliza este subconjunto compuesto por un tensor y una biela en los extremos del resorte, junto con una manivela equipada con una rosca de ajuste.

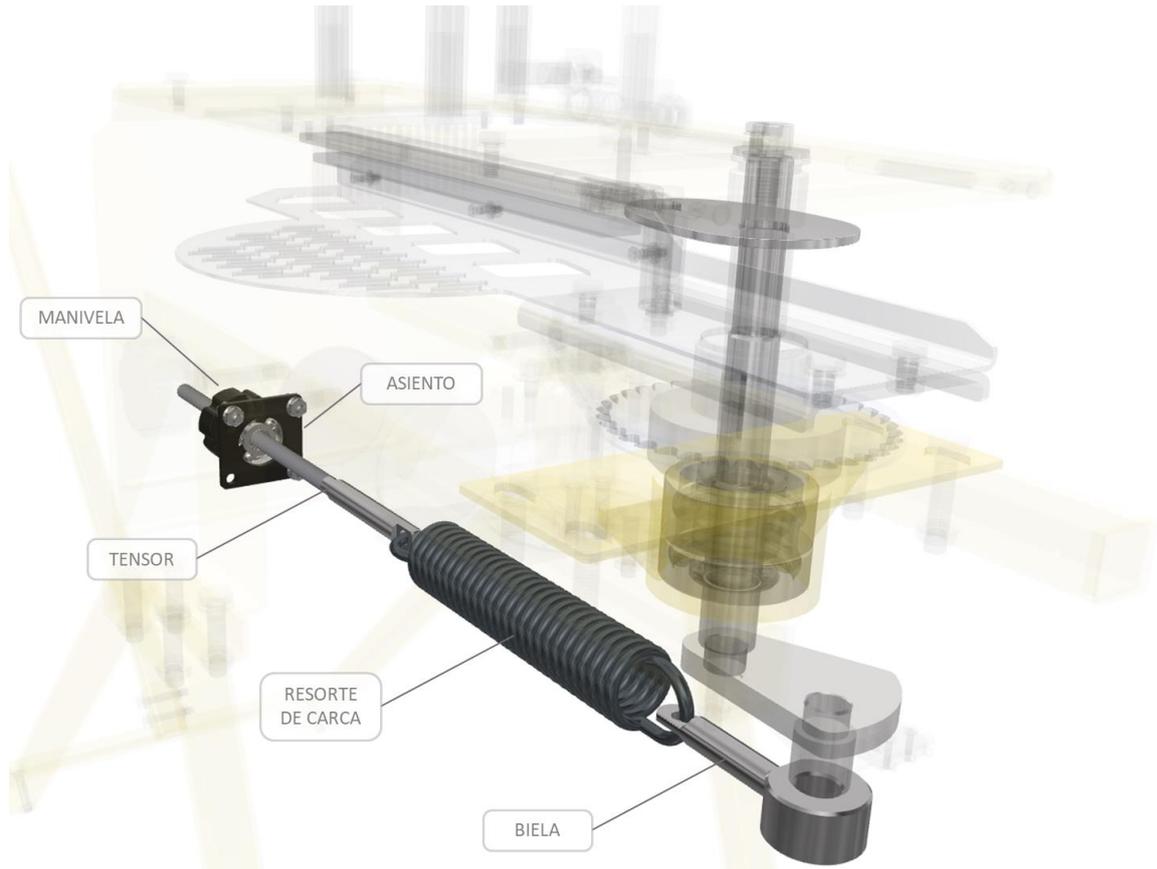


Ilustración 24. Sistema de ajuste de potencia

3.1.2.1 Esfuerzos en el sistema

Como se vio en "2.3.3. Análisis del funcionamiento" y se detalla en las siguientes ilustraciones, al contraerse el resorte, se genera una fuerza de tracción en la manivela. Esta fuerza se convierte en un momento torsor en el árbol del lanzador, el cual finalmente impulsa el movimiento del plato. Para determinar esta fuerza, se lo estudia desde el enfoque de la dinámica rotacional. Conociendo el momento torsor, se puede despejar la fuerza buscada. Para esto, primero es necesario calcular la aceleración angular y el momento de inercia que tiene el brazo junto con el disco, o en otras palabras, la medida de cuánto el brazo se opone a acelerar o desacelerar su giro cuando se aplica el momento torsor.

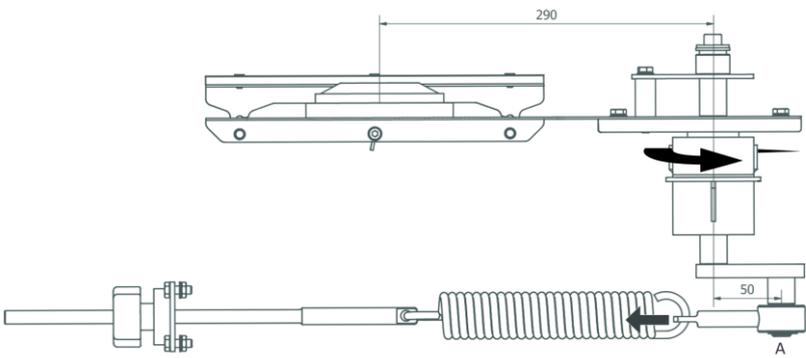


Ilustración 25. Diagrama de cuerpo libre 2

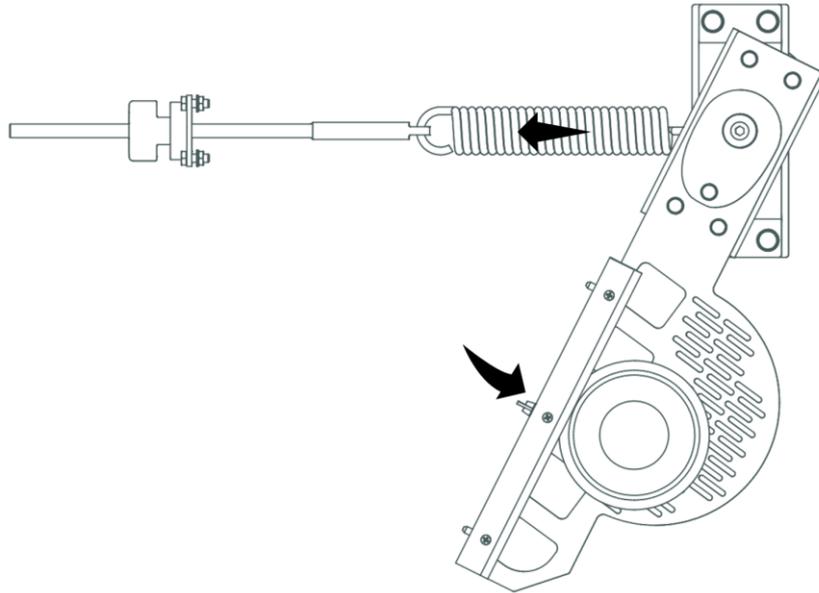


Ilustración 26. Diagrama de cuerpo libre 3

Velocidad de disparo adoptada V_c	23,0	m/s
Cota $\overline{A0}$ (manivela)	0,05	m
Masa del plato	0,105	kg
Cota $\overline{C0}$ (posición del plato)	0,290	m

Tabla 3. Resumen de datos.

Velocidad y aceleración angular en el eje del árbol

$$\omega = \frac{V_c}{\overline{C0}} = \frac{23 \text{ m/s}}{0.29 \text{ m}} = 79,3 \text{ [1/s]}$$

$$\alpha = \frac{a_c}{\overline{C0}} = \frac{575 \text{ m/s}^2}{0.29 \text{ m}} = 1982,7 \text{ [1/s}^2\text{]}$$

De la ecuación cinemática de velocidad, se despeja a_c .

$$V_f^2 = V_i^2 + 2 \cdot a \cdot S \quad \rightarrow \quad a_c = \frac{V_f^2}{2S}$$

$$a_c = \frac{(23 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 0,46 \text{ m}} = 575,0 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

$$S: \text{ arco de circunferencia desde } V_i \text{ a } V_f \quad \rightarrow \quad S = \theta \cdot r = \theta \cdot \overline{C0}$$

$$\theta = (90^\circ - 5^\circ) \frac{\pi}{180^\circ} = \frac{17\pi}{36}$$

$$S = \frac{17\pi}{36} \cdot 0,31 \text{ m} = 0,46 \text{ [m]}$$

Momento torsor

$$\tau = I \cdot \alpha$$

I_{l1} : momento de inercia del lanzador con 1 plato a la distancia $\overline{B0}$, considerando esta como la posición de despegue del disco.

La masa del lanzador más 1 plato es: $m_{l1} = 2,185 [kg]$, mientras que la distancia del centro de gravedad al eje de giro es $r_{l1} = 0,04 [m]$

$$I = \Sigma m_i . r_i^2 = m_{l1} . r_{l1}^2$$

$$I_{l1} = 2,185 \text{ kg} (0,04 \text{ m})^2 = 0,0035 \text{ kg} . \text{m}^2$$



Ilustración 27. Lanzador y centro de masa

La fuerza aplicada en el pie de biela, se asume la misma que en el punto "A" de la manivela. Produce el momento torsor alrededor del eje en "O", dado por $\tau = I . \alpha = F_{A1} . \overline{AO}$. Despejando, queda que la fuerza en A es:

$$F_{A1} = \frac{b . h^3}{12} = \frac{36 . (1,5)^3}{12} = 138,63 [N]$$

Disparo de dos platos. Momento torsor

Dado que se plantea la capacidad de lanzar hasta dos platos en simultáneo, a continuación, se contempla esta situación, donde I_{l2} : momento de inercia del lanzador con 2 platos, siendo su masa $m_{l2} = 2,29 [kg]$ y $r_{l2} = 0,05 [m]$.

$$I = \Sigma m_i . r_i^2 = m_{l2} . r_{l2}^2$$

$$I_{l2} = 2,29 \text{ kg} (0,05 \text{ m})^2 = 0,0057 \text{ kg} . \text{m}^2$$

$$F_{A2} = \frac{I_{l2} . \alpha}{\overline{AO}} = \frac{11,35 [N . m]}{0,05 \text{ m}} = 227,01 [N]$$

La fuerza necesaria en A ahora aumenta en un 64%

3.1.2.2 Resorte de carga

El elemento fundamental del lanzador es su resorte de carga, ya que es donde se almacena la energía potencial que luego se transfiere al plato en forma de energía cinética, mediante un efecto palanca en el brazo.

Para seleccionar el resorte, se utiliza la ecuación general de la ley Hooke, que es $F = -k . \Delta L$, donde F es la fuerza necesaria para cambiar su longitud un ΔL y k es la constante de elasticidad del resorte; que establece que la fuerza necesaria es proporcional a la distancia que, en este caso, se estira.

La longitud de estiramiento ΔL depende, en primer lugar, del perímetro que describe el brazo de la manivela cuya longitud es $L_{manivela} = 50 \text{ mm}$. Y en segundo lugar, de la precarga que se le da al resorte mediante el ajuste manual del tensor. Habrá una precarga cero para el disparo de 1 plato la cual será próxima a 0 [mm], una precarga mínima para el disparo de 2 platos y una máxima dada por el resorte elegido.

Para seleccionar el resorte se utiliza la fuerza que se determinó en el pie de la biela para el lanzamiento de 1 plato, F_{A1} , y luego se verifica para dos platos, F_{A2} .

$$F_{A1} = -k \cdot \Delta L \rightarrow k = -\frac{F_{A1}}{\Delta L}$$

$$\Delta L = 2 * L_{manivela} = 2 * 50\text{mm} = 100 [\text{mm}]$$

$$k = -\frac{138,63 [\text{N}]}{100 [\text{mm}]} = -1,39 [\text{N/mm}]$$

Con la constante k y la carga fuerza mayor F_{A2} se selecciona el resorte, considerando que la longitud de estiramiento verifique la longitud mínima ΔL , más la longitud requerida para alcanzar F_{A2} .

Número de Parte	Diámetro exterior (mm)	Diámetro del alambre (mm)	Carga máxima (n)	Constante (N/mm)	Longitud máxima extendida (mm)	Tensión inicial (N)	Longitud libre (mm)	Material
LE 148N 04 M	44.45	3.76	286.154	1.384	353.31	25.755	165.1	MW

Ilustración 28. Catálogo de resortes estándar Lee Spring

Longitud de estiramiento para 2 platos:

$$L_2 = (F_{A2} + T_i) / k$$

$$L_2 = (F_{A2} + T_i) / k = (227 [\text{N}] + 25,75 [\text{N}]) / 1,38 [\text{N/mm}] = 183,15 [\text{mm}]$$

$$\Delta L_2 = L_2 - L_{libre} = 183,15 \text{ mm} - 165,1 \text{ mm} = 18,05 \text{ mm}$$

La longitud máxima que podrá ajustar el usuario para tensar el resorte, estará limitada a la diferencia entre la longitud máxima admitida por el fabricante y la mínima, generada por la manivela.

$$\Delta L_{LÍMITE} [\text{mm}] = L_{max} - L_{libre} - L_{manivela} = (353,31 - 165,1) - 100 = 88,21 [\text{mm}]$$

Se encuentra dentro del margen de estiramiento del resorte seleccionado, verificando el mismo.

Calculo de carga para el resorte seleccionado:

$$P = k \cdot \Delta L + T_i$$

$$P_{1 \text{ PLATO}} = 1,38 [\text{N/mm}] \cdot 100 [\text{mm}] + 25,75 [\text{N}] = 163,75 [\text{N}]$$

$$P_{2 \text{ PLATOS}} = 1,38 [\text{N/mm}] \cdot 183,15 [\text{mm}] + 25,75 [\text{N}] = 278,50 [\text{N}]$$

$$P_{LÍMITE} (\text{catálogo del resorte}) = 286,15 [\text{N}]$$

3.1.2.3 Biela y tensor

La biela es el vínculo entre el lanzador y el resorte de carga seleccionado previamente. El otro extremo del resorte se vincula al chasis de la máquina mediante un eje tensor. Con este eje se regula la tensión del resorte para alcanzar la fuerza necesaria de lanzamiento.



Ilustración 29. Sistema de ajuste de potencia. Detalle biela y tensor

Su longitud admisible de ajuste está en función del estiramiento límite del resorte que es $\Delta L_{LÍMITE} = 88,21 \text{ mm}$. A la vez, el diseño del tensor requiere que tenga una longitud de rosca tal que permita distender y quitar el resorte de forma segura. Para un desajuste suave y con menor desgaste, se utiliza una perilla con rosca pasante que hace contacto con una pieza de deslizamiento mecanizada en Delrin, un termoplástico de ingeniería conocido por su alta resistencia mecánica, rigidez y estabilidad dimensional.

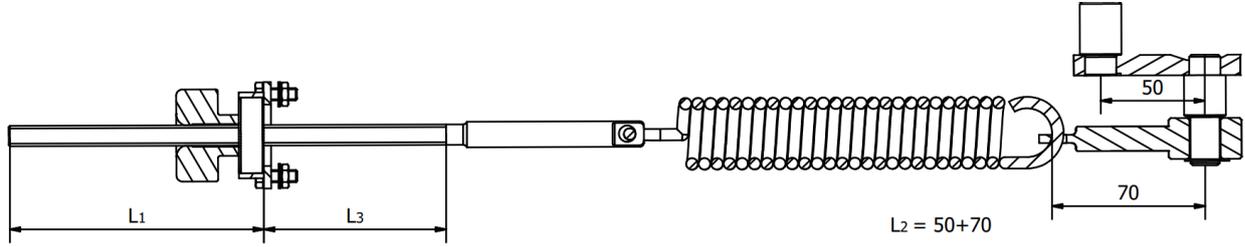


Ilustración 30. Detalle de sistema de tensión

$L_3 \leq \Delta L_{LÍMITE} = 88,21 \text{ mm}$. Se limitará L_3 a $80,0 \text{ mm}$.

La peor condición posible para desarmar el resorte se dará cuando éste se encuentre en su máximo estiramiento admisible. Esto se da con el brazo en la posición de carga de dos platos, en el instante previo al disparo. La longitud roscada deberá ser

$$L_1 + L_3 \geq L_2 = 120 \text{ mm}$$

Tanto la biela como el tensor van a estar sometidos a cargas variables, por lo que se verifica si la sección necesaria para soportar estos esfuerzos es compatible con la sección de eje propuesta.

Para elaborar los ejes de ambas piezas se plantea partir de una barra laminada $\varnothing \frac{1}{2}''$ SAE 1020.

Determinación de sección:

Eje $\varnothing 12,5 \text{ mm}$

$$\sigma_{fl} = 2141,4 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_r = 3874,9 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{fa} = 0,5 \sigma_r \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c = 0,5(3874,9 \text{ kg/cm}^2) \cdot 0,88 \cdot 1 \cdot 0,8 = 1364 \text{ kg/cm}^2$$

Factores: Acabado sup. (Faires AF5) $k_a = 0,88$

Tamaño (Faires) $k_b = 1$

Carga (Faires pág. 143) $k_c = 0,8$

Coefficiente de sensibilidad en entalla:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 1(2,2 - 1) = 2,2$$

k_t (Faires AF8) se adopta 2,2

q (Faires AF7) se toma 1

Cálculo:

El esfuerzo mínimo es 0 ya que no hay tensión aplicada. Para el máximo, se considera la F_{max} tomada en el cálculo previo del árbol.

$$F_{max} = 716,2 [N]$$

$$F_{med} = (F_{max} - F_{min})/2 = (716,2 N - 0)/2 = 358,1 [N] = 36,5 [kg_f]$$

$$F_{var} = (F_{max} + F_{min})/2 = F_{media} = 36,5 [kg_f]$$

Tensión media y variable:

$$\sigma_{med} = \frac{F_{med}}{S} = \frac{36,5 kg_f}{S cm^2}$$

$$\sigma_{var} = \frac{F_{var}}{S} = \sigma_{med}$$

Ecuación de Soderberg: $\frac{1}{N} = \frac{\sigma_{med}}{\sigma_{fl}} + k_f \frac{\sigma_{var}}{\sigma_{fa}}$

Como la fuerza tomada F_{max} tomada contempla un coeficiente de seguridad de $N=2,5$, se toma ahora un N de 1,25.

$$\frac{1}{1,25} = \frac{36,5/S}{2141,4 kg/cm^2} + 2,2 \frac{36,5/S}{1364 kg/cm^2}$$

$$S = 0,095 cm^2$$

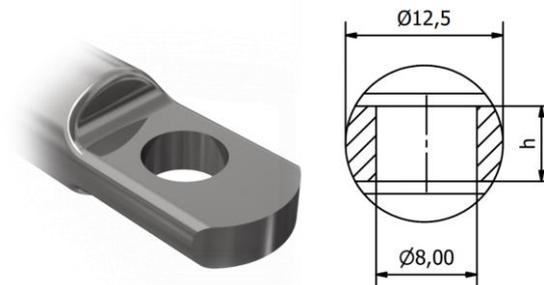


Ilustración 31. Detalle de ejes. Biela y tensor.

$$S = (1,25 cm - 0,8 cm)h = 0,095 cm^2$$

$$h = 0,21 cm$$

se adopta $h = 6 mm$, previniendo el desgaste producido por el roce con el resorte.

3.1.3 Árbol de transmisión

Este conecta el brazo con el sistema de potencia. El acople entre ambos se da mediante una chaveta plana.

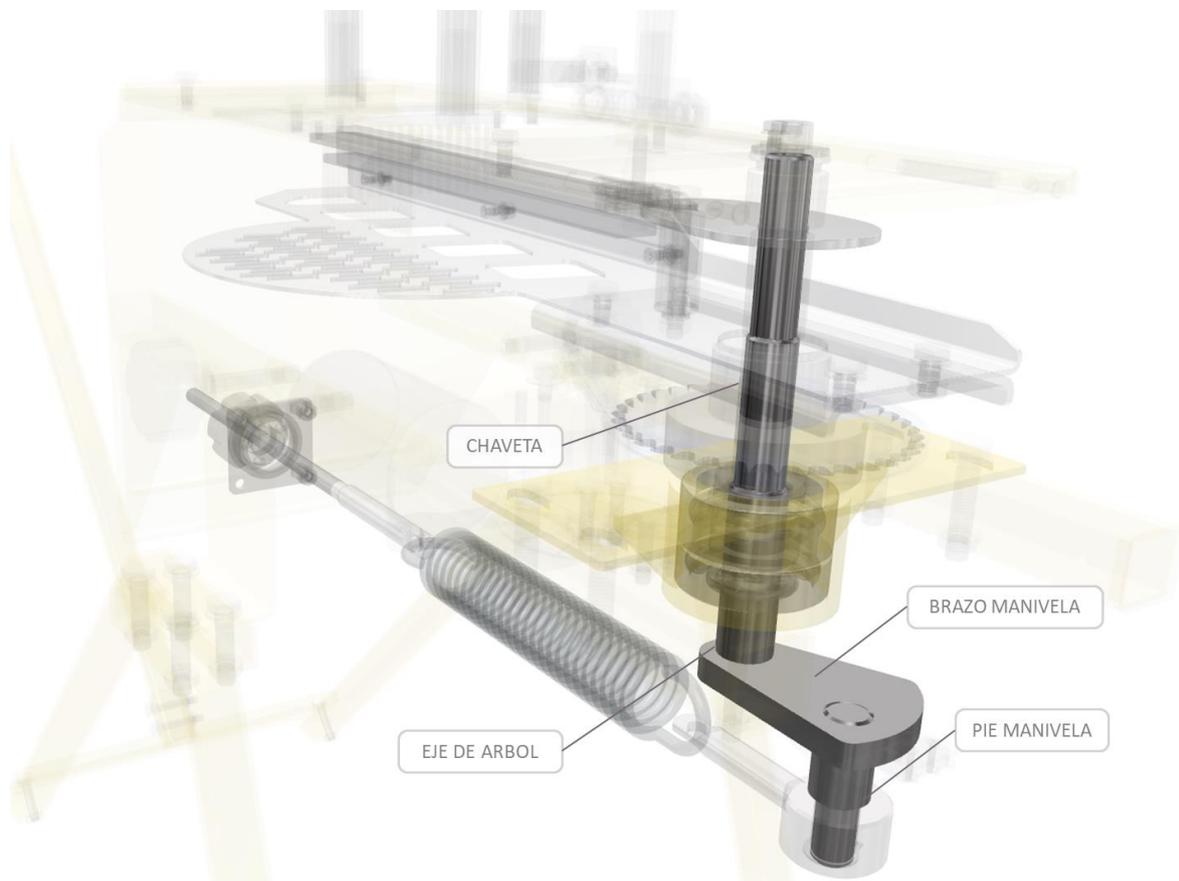


Ilustración 32. Árbol de transmisión del lanzador

3.1.3.1 Eje del árbol de transmisión

El esfuerzo más preponderante que sufre el eje del árbol, es el momento torsor variable cada vez que se tensa el resorte de carga. Y la sección más comprometida es el chavetero, debido a la concentración de tensiones que genera. Por tal motivo, se verifica el diámetro adoptado para dicha sección mediante el cálculo de esfuerzos variables.

Material: SAE 1045
 $\sigma_{fl} = 4148 \text{ kg/cm}^2$

$$\sigma_r = 6749 \text{ kg/cm}^2$$

$$\tau_{fl} = 0,6 \sigma_{fl} = 2488,8 \text{ kg/cm}^2$$

$$\tau_{fa} = 0,5 \sigma_r \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c = 0,5(6749 \text{ kg/cm}^2) \cdot 0,86 \cdot 0,86 \cdot 0,6 = 1497,5 \text{ kg/cm}^2$$

Factores: Acabado sup. (Faires AF5) $k_a = 0,86$

Tamaño (Faires) $k_b = 0,86$

Carga (Faires) $k_c = 0,6$

Coefficiente de reducción de resistencia a la fatiga: $k_{fs} = 1,3$ (T A13 – Faires)

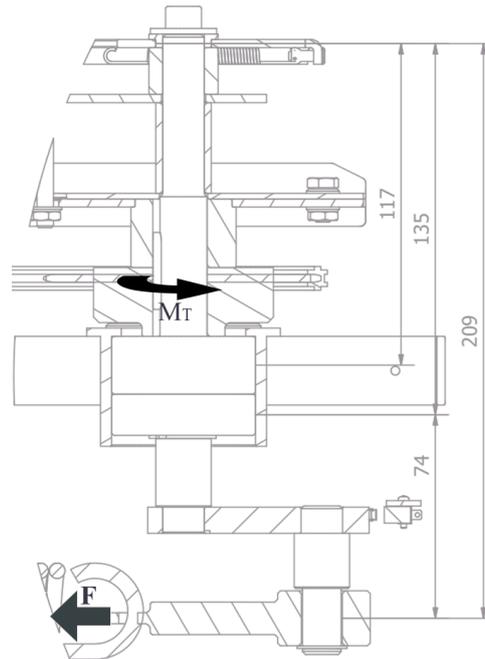


Ilustración 33. Diagrama de cuerpo libre del subconjunto

Cálculo:

El momento mínimo es 0 ya que no hay tensión aplicada. Para el máximo se considera la peor condición del resorte, F_{max} , afectada además por un coeficiente $N=2,5$, previendo la selección de uno similar, con valores mayores de carga, por faltantes de stock.

$$F_{max} = P_{LÍMITE} \cdot N = 286,15 [N] \cdot 2,5 = 716,2 [N]$$

$$M_{T_{max}} = F_{A1} \cdot \overline{AO} = 716,2 [N] \cdot \frac{1 \text{ kg}}{9,81 \text{ N}} \cdot 5 [cm] = 365,1 [kg \cdot cm]$$

$$M_{T_{medio}} = (M_{T_{max}} - M_{T_{min}}) / 2 = (365,1 \text{ kg} \cdot \text{cm} - 0) / 2 = 182,5 [kg \cdot cm]$$

$$M_{T_{variable}} = (M_{T_{max}} + M_{T_{min}}) / 2 = M_{T_{medio}} = 182,5 [kg \cdot cm]$$

Tensión media y variable:

$$\tau_{med} = \frac{M_{T_{medio}}}{\omega p} = \frac{182,5 [kg \cdot cm]}{\frac{\pi}{16} 1,5 \text{ cm}^3} = 275,5 [kg/cm^2]$$

$$\tau_{var} = \frac{M_{T_{variable}}}{\omega p} = \tau_{med}$$

Inercia polar: $\omega p = \frac{\pi}{16} D^3$

Ecuación de Soderberg: $\frac{1}{N} = \frac{\tau_{med}}{\tau_{fl}} + k_{fs} \frac{\tau_{var}}{\tau_{fa}}$

$$\frac{1}{N} = \frac{275,5 \text{ kg/cm}^2}{2488,8 \text{ kg/cm}^2} + 1,3 \frac{275,5 \text{ kg/cm}^2}{1497,5 \text{ kg/cm}^2}$$

$$N = \frac{1}{0,35} = 2,86$$

El valor del coeficiente de seguridad da la pauta de que la sección soportará sin problema las cargas variables.

Cálculo de chaveta:

Eje: SAE 1045

$$\emptyset = 15 \text{ mm}$$

Cubo: SAE 1045

$$\emptyset = 38 \text{ mm}$$

Chaveta: SAE 1045

$$\text{Área de corte} = A_c = b \cdot L = 0,32 \text{ cm} \cdot 3,0 \text{ cm} = 0,9 \text{ cm}^2$$

b : 0,32 cm (tabla AT19 Faires)

L : 2,80 cm (medida propuesta)

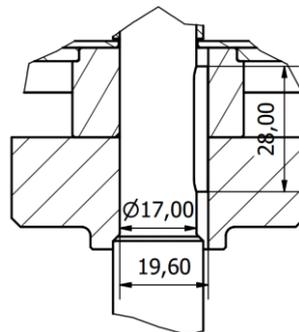


Ilustración 34. Diagrama de cuerpo libre. Chavetero

$$F_{act} = \frac{M_T}{\emptyset/2} = \frac{M_{T_{max}}}{\emptyset/2} = \frac{182,5 \text{ kg} \cdot \text{cm}}{1,5 \text{ cm}/2} = 243,3 \text{ [kg]}$$

$$\tau_{adm} = \frac{\tau_{fl}}{N} = \frac{2320,2 \text{ kg/cm}^2}{1} = 2320,2 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

Coeficiente de seguridad: $N = 1$

Fuerza de corte: $F_C = \tau_{adm} \cdot A_c$

$$F_C = 2320,2 \text{ kg/cm}^2 \cdot 0,9 \text{ cm}^2 = 2589,5 \text{ kg}$$

La fuerza actuante es menor al 10% de la fuerza de corte, verificando la longitud seleccionada de 2,80 cm para la chaveta plana.

3.1.3.2 Manivela

Esta pieza transforma la compresión del resorte de carga en torque sobre el eje del árbol, al cual se encuentra unido mediante soldadura.

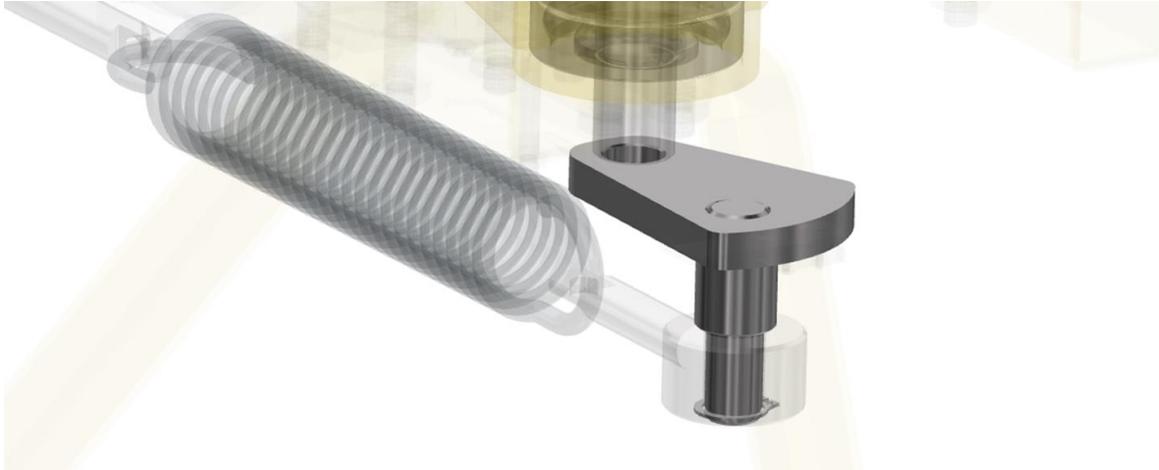


Ilustración 35. Detalle de pieza en subconjunto

Su geometría y distribución de masa está pensada para ayudar a equilibrar todo el conjunto en torno al eje del árbol y así minimizar los esfuerzos. El lado más lejano del brazo de la manivela concentra mayor volumen, generando un contrapeso para el brazo y así disminuir el momento de inercia.

El mecanismo de conexión entre la biela y la manivela presenta cierta holgura de diseño y su cierre es mediante un anillo Seeger. Durante el ensamblaje inicial y los procedimientos de mantenimiento subsiguientes, se aplica grasa de litio como lubricante.

Para la fabricación de la manivela se requiere el mecanizado de planchuela 2" x 3/8" y torneado de barra $\varnothing 20$ mm (7/8")

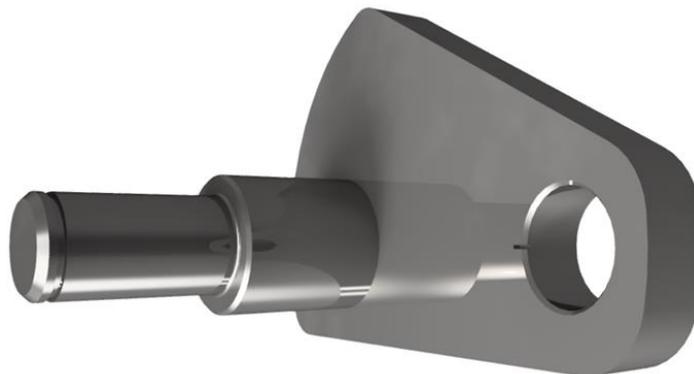


Ilustración 36. Detalle de pieza

3.2 Módulo de rodamientos y estabilizador

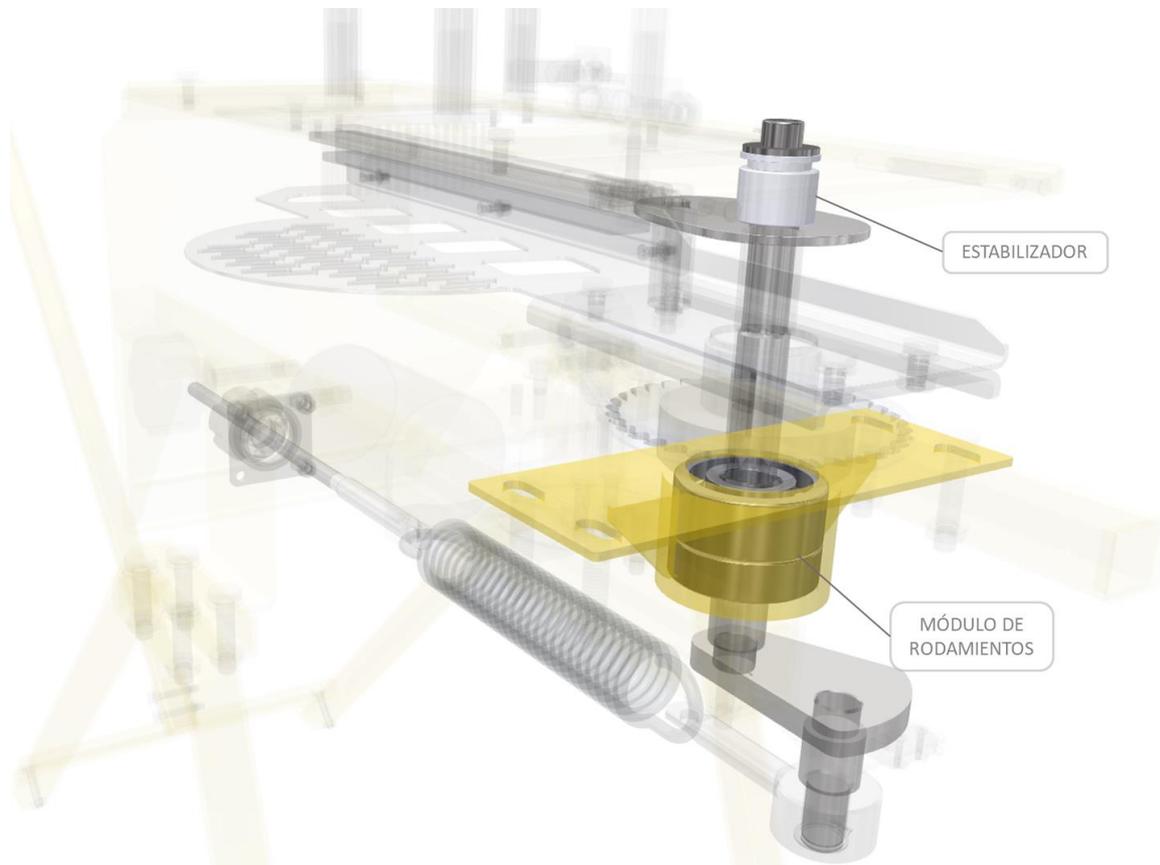


Ilustración 37. Detalle de subconjuntos

El árbol de transmisión requiere de dos puntos de apoyo que permitan su rotación y también de un componente de seguridad que evite que el lanzador quede oscilando luego del lanzamiento a causa del resorte. Antes de continuar con la selección de estos elementos, se estudian los esfuerzos intervinientes en estos apoyos.

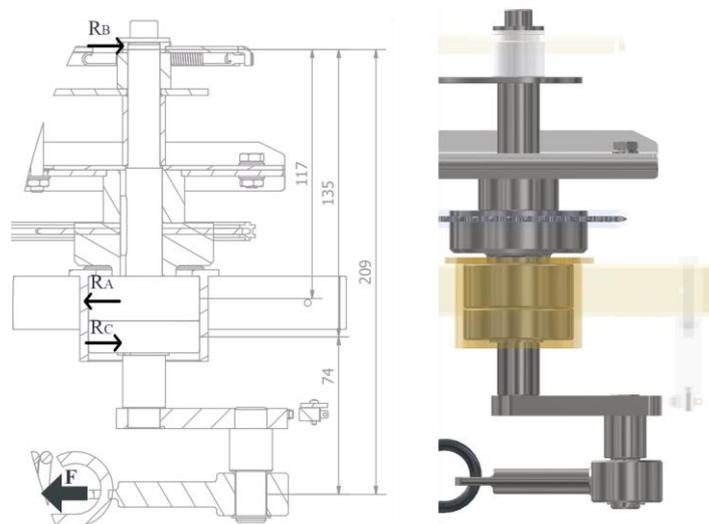


Ilustración 38. Diagrama de cuerpo libre

Determinación de esfuerzos:

Utilizando la fuerza F_{max} calculada en la selección del resorte con un coeficiente de seguridad N de 2,5 y considerándola como una carga estática, se determinan las reacciones en los puntos A, B y C.

Datos; $F_{max} = 716,2 [N]$

Sumando las reacciones y fuerza se tiene: $R_B + R_C - R_A - F = 0$

Tomando momentos en B y C para despejar variables:

$$\sum M_B = 0 = -R_A \cdot 117 + R_C \cdot 35 - F \cdot 209$$

$$\sum M_C = 0 = -R_B \cdot 135 + R_A \cdot 18 - F \cdot 74$$

Despejando las variables se tiene:

$$R_C = 3654 [N]$$

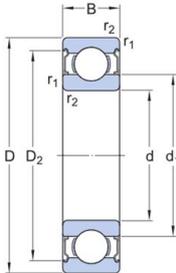
$$R_A = 2939 [N]$$

$$R_B = 0 [N]$$

3.2.1 Selección de rodamientos del árbol

El lanzador posee 2 rodamientos en serie. Uno de bolas cuya función es ser el punto de apoyo principal donde rota el árbol. El otro, es un rodamiento unidireccional, cuya función es añadir seguridad y control al movimiento del brazo, ya que de no poseer un sistema de anti retroceso, el resorte haría.

En el apoyo A, de menor carga se coloca un rodamiento unidireccional de la línea Stieber o Formsprag CSK 6204. Mientras que para el apoyo C, un rodamiento rígido de bolas del tipo SKF 6204-2Z.



Designación	Dimensiones principales			Capacidad de carga básica	
				dinámica	estática
	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	C ₀ [kN]
☆ ■ 6204-2Z	20	47	14	13.5	6.55

Model	Size	D _{h5} in. (mm)	L in. (mm)	Bearing Loads	
				Dynamic lb. (kN)	Static lb. (kN)
CSK	20	1.85 (47)	0.55 (14)	2115 (9.4)	1003.5 (4.46)

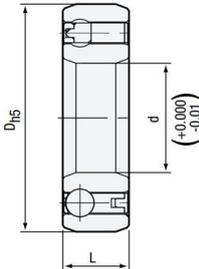


Ilustración 39. Selección de rodamientos. Detalle de catálogos SKF y CSK.

3.2.2 Módulo de rodamientos

Este módulo está compuesto por un porta rodamientos especialmente diseñado para alojar los rodamientos que mantienen el árbol de transmisión, facilitando el ajuste transversal para su correcta

alineación. Aunque no es un requisito de diseño, permite compensar posibles desplazamientos durante el ensamblaje. Para esto, se mecanizan cuatro agujeros oblongos en los puntos de fijación al chasis, con marcaciones en relieve que actúan como guía visual.

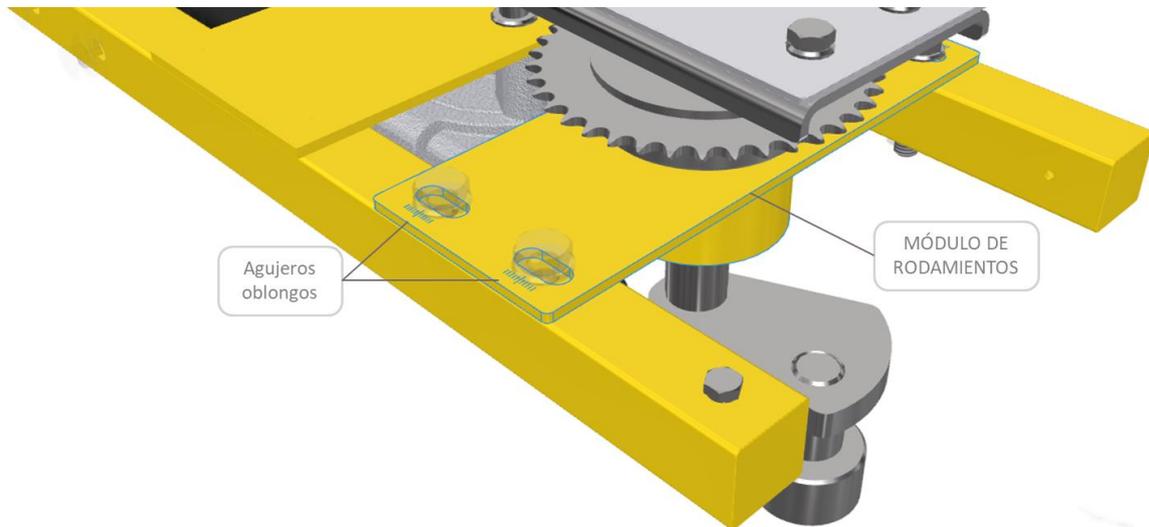


Ilustración 40. Detalle del porta rodamientos y su ajuste

3.2.3 Estabilizador

Este par de piezas denominadas centro superior e inferior, se ocupa de mantener centrado el extremo del árbol de transmisión; que si bien no recibe cargas estáticas, como se verificó al principio del apartado ($R_B = 0 [N]$), el giro del brazo durante el lanzamiento podría moverlo de su eje.

Ambas piezas tienen fricción durante cada giro, por lo que se fabrican de Delrin (resina acetal), un material con muy buenas propiedades mecánicas. Su diseño en dos piezas facilita el montaje de la tapa, la cual se vincula al chasis en la parte posterior con dos tornillos y en la parte delantera con uno que fija el conjunto al eje del árbol.

El centro superior tiene un ajuste de juego libre h6-F7 con el eje y con la parte inferior de la arandela y un ajuste de adherencia h6-K7 con el alojamiento en la tapa. El ajuste del tornillo sobre la arandela y el eje no presionan el centro. Para lograr esto, la longitud del tornillo es ligeramente superior a la del machuelado de la rosca en el eje.

El centro inferior cumple la función de separador entre la leva y la tapa, por lo que el rozamiento se da principalmente en su cara transversal contra la tapa. El ajuste con el eje es de adherencia h6-K7.

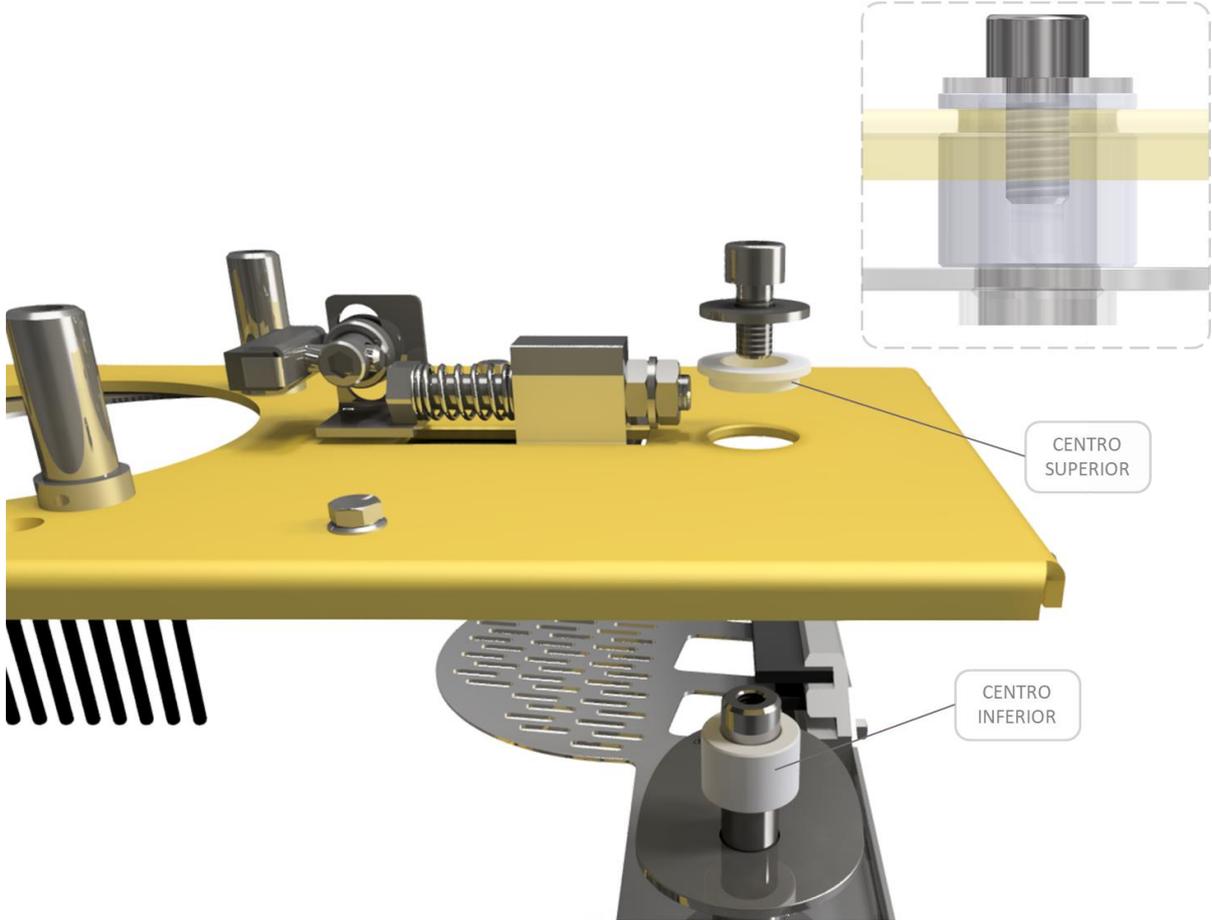


Ilustración 41. Detalle del estabilizador y su montaje

3.3 Transmisión y potencia

Este sistema está compuesto por el motorreductor y la transmisión de cadena y ruedas dentadas. Su función es cargar el resorte principal a una velocidad determinada de diseño.

Al iniciar el ciclo de lanzamiento, el motorreductor comienza a girar el árbol. En el instante posterior a que la manivela invierta su movimiento en el sentido longitudinal al resorte y este se comprima, el brazo de esta acciona un interruptor de final de carrera que detiene la tracción del motorreductor hasta que se activa el próximo lanzamiento.

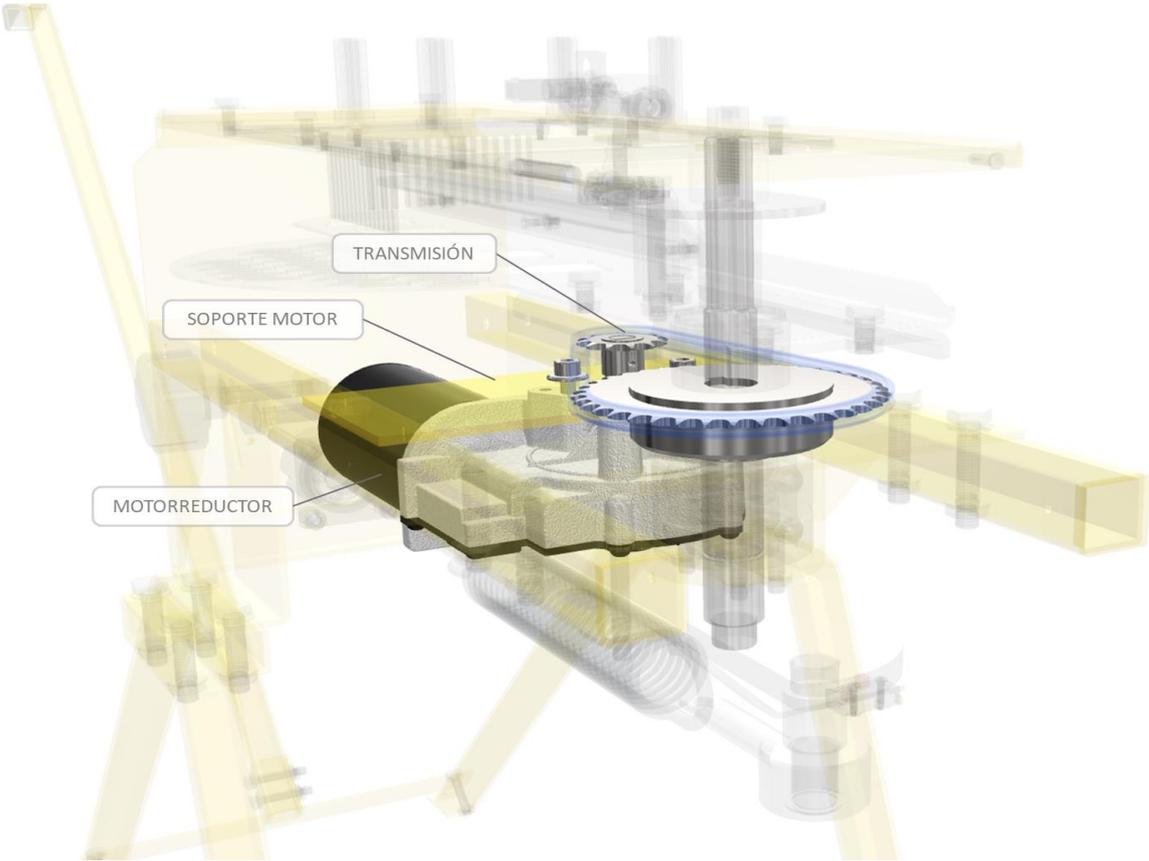


Ilustración 42. Transmisión y potencia

3.3.1 Motorreductor

El motorreductor debe contar con la potencia necesaria para vencer los esfuerzos de la deformación del resorte durante la carga y que a la vez funcione con la alimentación de una batería de 12V de tensión en corriente continua.

Los datos para su selección son los siguientes:

El par torsor requerido en el árbol de transmisión (M_T) previo al lanzamiento de dos platos es el resultado de la carga del resorte ($P_{2\text{ platos}}$), obtenida previamente, por la longitud de la biela.

$$M_{T_{2\text{ PLATOS}}} = P_{2\text{ platos}} \cdot L_{biela} = 278,50 \text{ [N]} \cdot 0,05 \text{ [m]} = 13,9 \text{ [Nm]}$$

$$M_{T_{2\text{ PLATOS}}} \text{ [kg} \cdot \text{cm]} = 13,9 \text{ [Nm]} \cdot \frac{100}{9,81} = 141,9 \text{ [kg}_f \cdot \text{cm]}$$

El tiempo de rearme o frecuencia de disparo que se espera, está dada por el recorrido que debe actuar el motor, el cual se propuso por diseño que sea en un tiempo de 3 segundos, es decir: $\omega = \frac{\pi/2}{3s} = 0,52 \text{ rps}$ o 31 rpm .

Para que los valores de cálculo se aproximen a los valores nominales de la gama de motorreductores disponibles en el mercado, se requiere una relación de transmisión $\eta = 3$. La reducción en el motorreductor debe ser del tipo tornillo a 90° para poder alojar de manera adecuada el motor en el espacio del chasis debajo del lanzador.

$$\eta = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{31}{10} = 3$$

$$M_{T_{EJE}} [kg \cdot cm] = \frac{141,9 [kg_f \cdot cm]}{3} = 47,3 [kg_f \cdot cm]$$

En resumen, para una relación de 3:1 se requiere en el eje del motor un par de $47,3 [kg_f \cdot cm]$ y velocidad de 10 rpm .

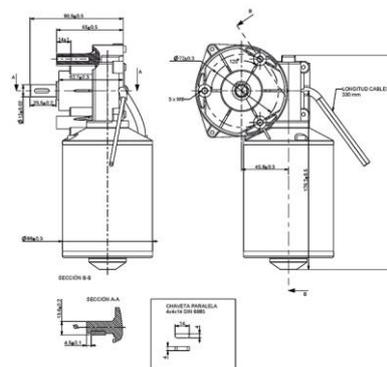
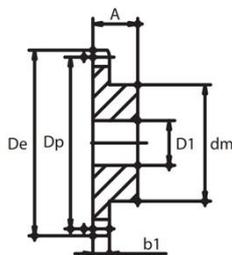


Ilustración 43. Motorreductor

3.3.2 Engranajes

Como se vio en el apartado anterior, se requiere una relación $\eta = 3$. Para transmitir el torque del motor al árbol de transmisión del lanzador, se opta por una transmisión de ruedas dentadas y cadena.

Para la relación requerida se propone un piñón de 12 dientes y un plato de 38.



DIENTES TEETH Z	08B		SIMPLE - SIMPLEX b1=7.2		
	Dp mm.	De mm.	Ødm mm.	A mm.	ØD1 mm.
12	49,07	54,0	33	28	10
38	153,79	159,3	90	35	16

Tabla 4. Tabla de ruedas dentadas seleccionados

Para seleccionar la cadena en este caso donde las cargas no son grandes, se realiza un cálculo simple de la fuerza actuante en el eslabón con los datos de momento torsor $M_{T_{EJE}}$ y velocidad angular ω de la selección del motorreductor.

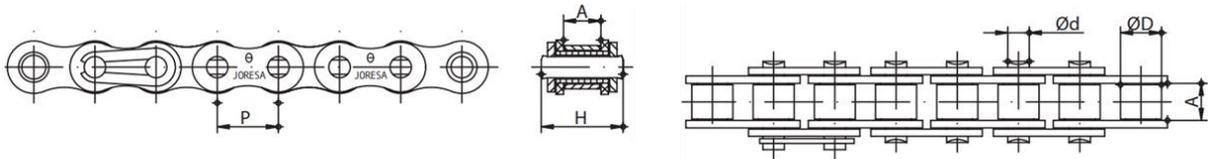
$$M_{T_{EJE}} [N] = 47,3 [kg_f \cdot cm]$$

$$R_{PIÑÓN} = D_p / 2 = 4,9 \text{ cm} / 2 = 2,45 \text{ cm}$$

$$F_{ESLABÓN} = M_{T_{EJE}} / R_{PIÑÓN} = 47,3 \text{ [kgf.cm]} / 2,45 \text{ [m]} = 19,3 \text{ [kg]}$$

Como se puede ver en el catálogo utilizado para la selección, la carga aplicada es baja comparada con la carga de rotura de cualquiera de las cadenas, desde la de menor paso. Por tal motivo la selección se realiza en función de la mayor disponibilidad en el mercado local.

Cadena seleccionada: ISO 08B-1 de paso 1/2".



CÓDIGO CODE		PASO PITCH		ANCHO INTERIOR INNER WIDTH	DIÁMETRO RODILLO ROLLER DIAMETER	DIÁMETRO DEL EJE PIN DIAMETER	LONGITUD DEL EJE PIN LENGTH	LONG. EJE UNIÓN CONN. LINK PIN LENGTH	SUPERFICIE ARTICULACIÓN PROJECTED BEARING AREA	CARGA DE ROTURA AVG. TENSILE STRENGTH	PASOS POR METRO PITCHES PER METER	PESO POR METRO WEIGHT PER METER
JORESA	ISO	P Pulg.-Inch	P mm.	A min. mm.	Ø D max. mm.	Ø d max. mm.	H max. mm.	C max. mm.	S ² cm ²	A.T.S. daN-Kg	P-Mtr. Aprox.	q Kg/m.
26	04B-1	-	6,00	2,80	4,00	1,85	7,40	10,30	0,07	330	167	0,12
28	05B-1	-	8,00	3,00	5,00	2,31	8,60	11,70	0,10	590	125	0,18
32#	06B-1	3/8	9,525	5,72	6,35	3,28	13,50	16,80	0,29	1.070	105	0,40
42	08B-1	1/2	12,70	7,75	8,51	4,45	17,00	20,90	0,50	2.100	79	0,72

Tabla 5. Tabla de cadenas de rodillos simples - norma europea

El soporte del motorreductor cuenta con la posibilidad de regular el conjunto para dar la tensión necesaria a la cadena.

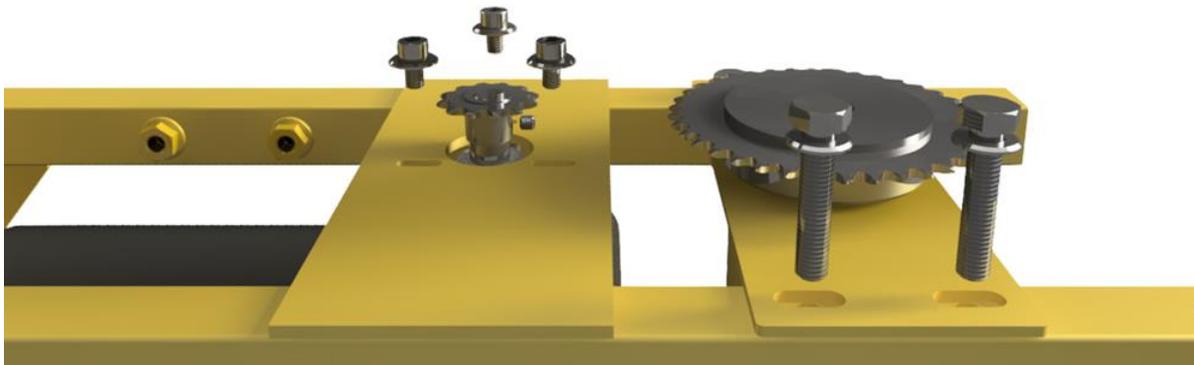


Ilustración 44. Guías de ajuste en soporte de motor

3.4 Cargador

Se encuentra sincronizado con el lanzador para cargar sobre este los platos a lanzar. Lo desglosamos para su análisis en la tapa al cual se vincula todo el sistema, la torre donde se colocan los platos y el freno que controla la carga.

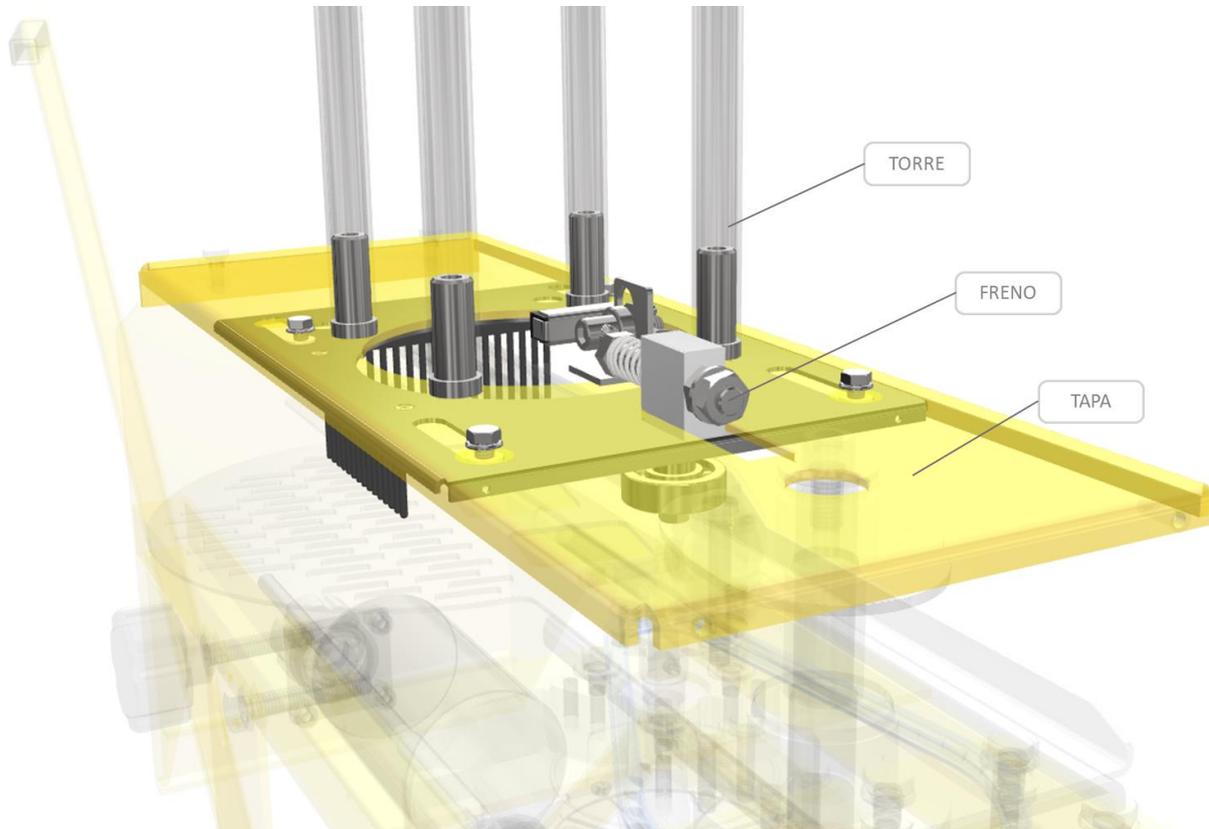


Ilustración 45. Cargador

La propuesta de mejora para este sistema es que permite seleccionar la carga entre 1 o 2 platos. Esto en función de si se prepara un lanzamiento simple o doble.

Recordando lo visto en el apartado 2.3.1.1 "Análisis de funcionamiento", cuando la bandeja de carga está cerrada, sostiene toda la pila de platos y el taco de freno se encuentra en posición abierta. Cuando el taco comienza a cerrarse contra la pila de platos, la bandeja se desliza generando una abertura debajo de la pila. En ese momento caerán al lanzador los platos que estén por debajo de donde presiona el freno a la pila.

Entonces, la solución para elegir cuantos platos cargar, es intervenir el freno para que pueda regularse su altura en un rango establecido.

3.4.1 Freno

La leva y un conjunto de 3 resortes controlan este mecanismo. A continuación, se detallan las piezas principales de este subconjunto.

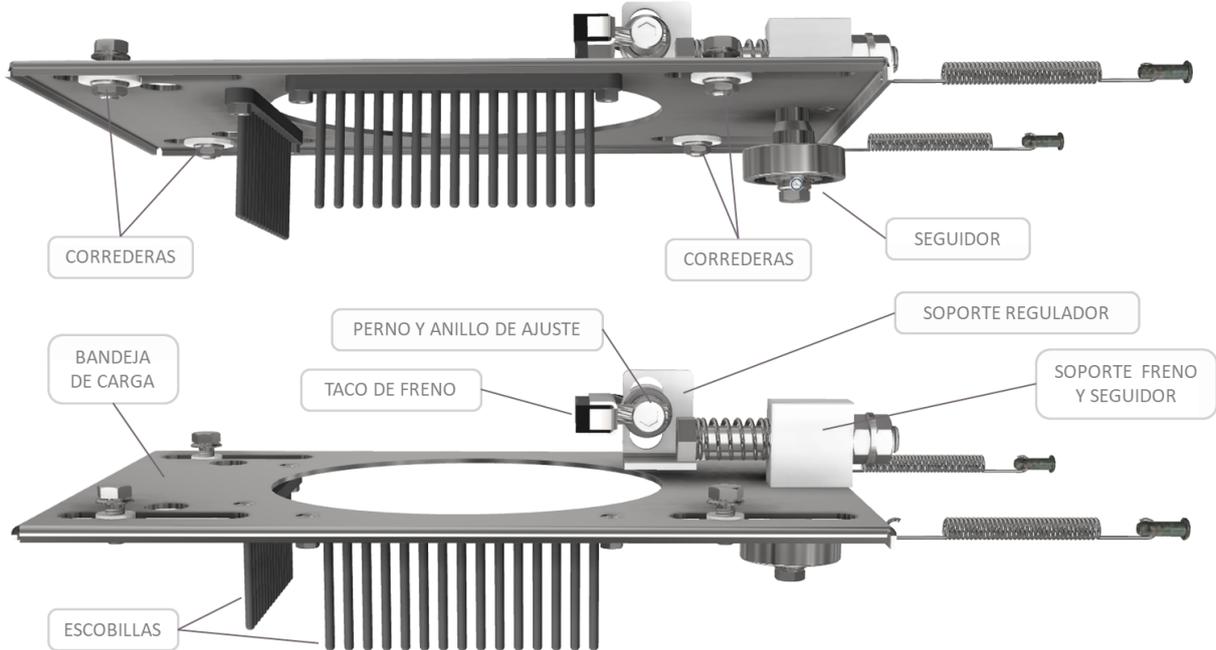


Ilustración 46. Freno del cargador

Regular si se carga uno o dos platos en el lanzador, depende del ajuste de este componente. El mismo consta de un taco de goma el cual se puede variar su altura en dos posiciones preestablecidas en el soporte, ajustando manualmente una tuerca mariposa M6 x 1.

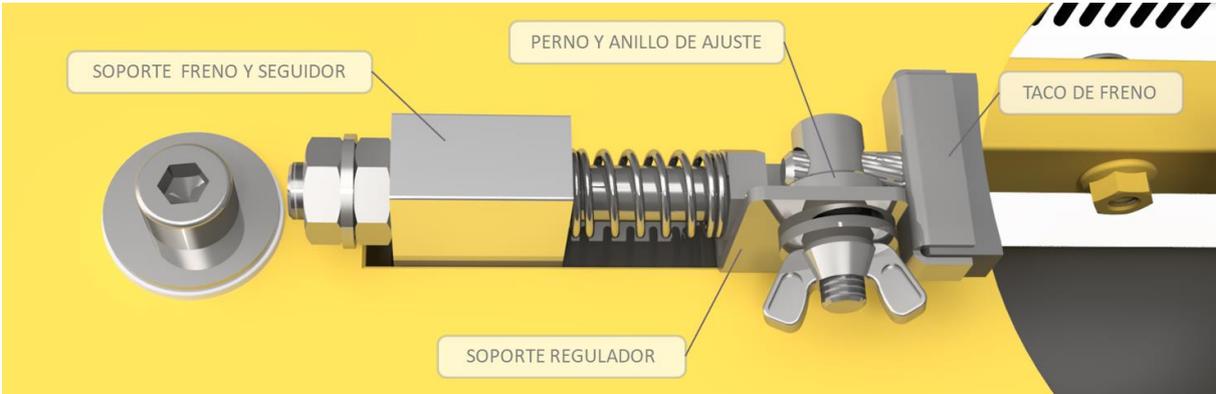


Ilustración 47. Detalle. Vista superior del mecanismo de ajuste

3.4.1.1 Soporte regulador

Esta pieza está fabricada a partir del mecanizado y plegado de chapa de acero de 2 mm, soldada a un tornillo cabeza hexagonal media rosca M8 x 60 x 1,25 previamente decapado. Contiene un agujero oblongo que permite el ajuste de altura del taco de freno en un rango de 11 mm, medida que surge a partir de la altura de los platos.

Va montada sobre una perforación pasante con juego libre del soporte de freno y seguido, con un resorte de compresión entre medio que garantiza el apoyo correcto del taco sobre los platos sin partirlos.

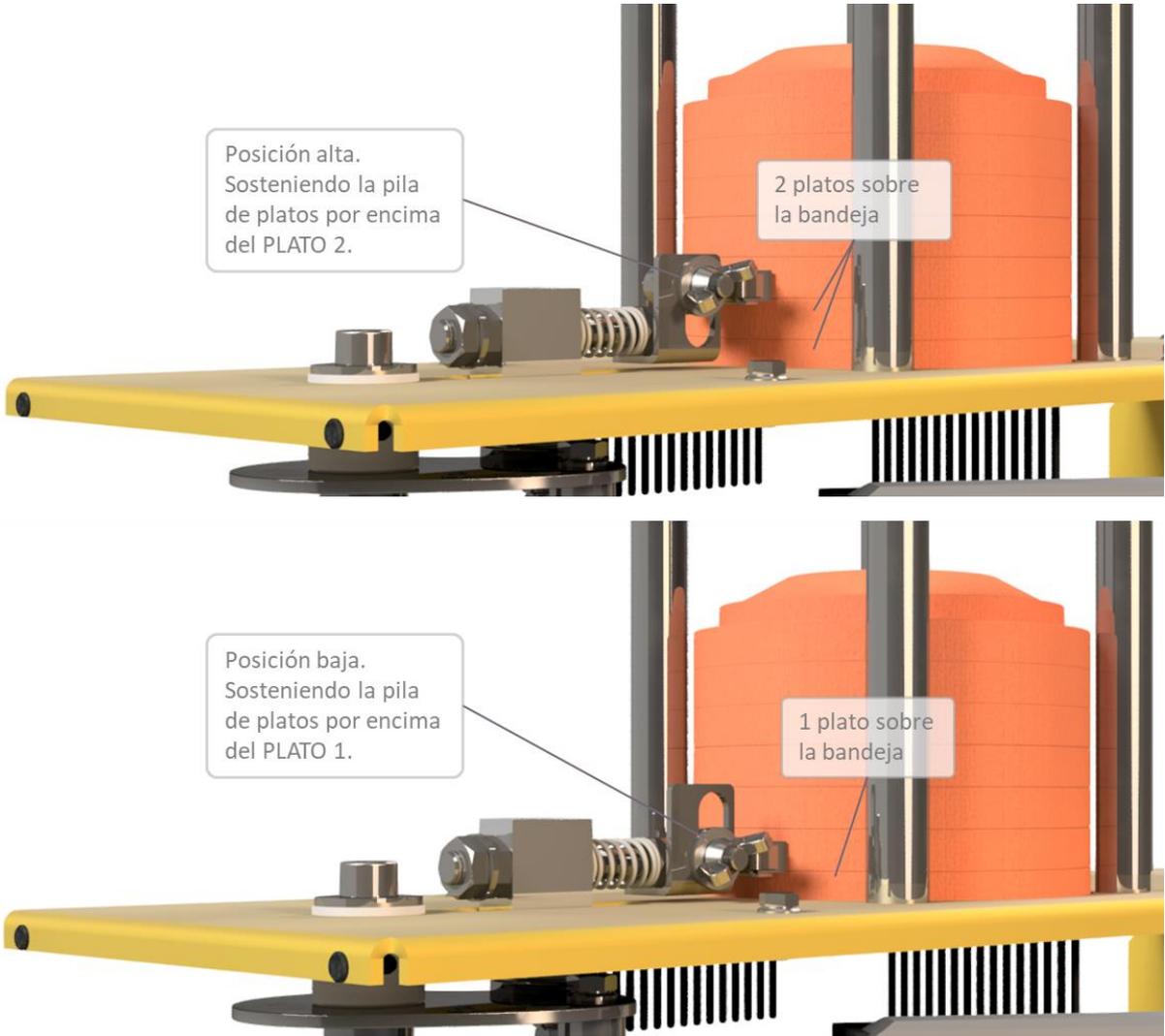


Ilustración 48. Sistema de frenado. Regulación de altura

El sistema permite acercar o alejar el taco de freno a la pila de platos. La distancia más próxima a estos no debe superar los 5 mm, para evitar el contacto con los mismos. Para dicho ajuste se utiliza la tuerca y contratuerca del soporte.

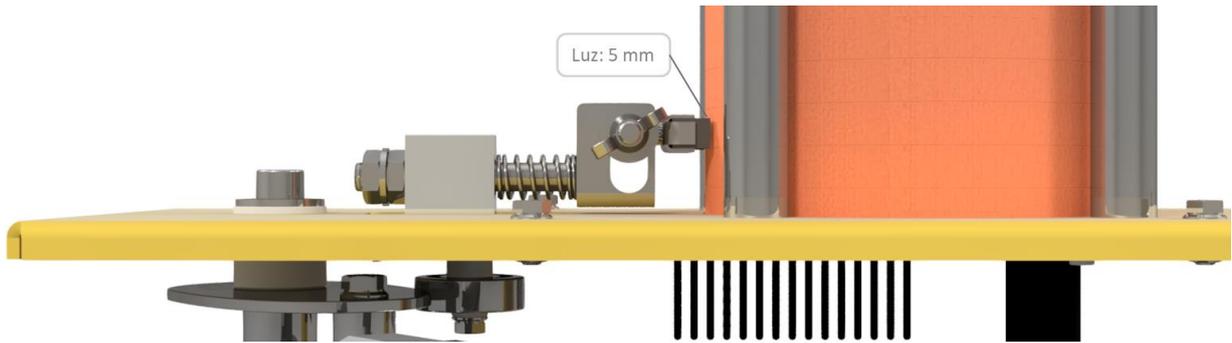


Ilustración 49. Sistema de frenado. Vista lateral

3.4.1.2 Bandeja

La bandeja, conformada mediante el pliego y recorte de chapa de acero suave galvanizada de 1,5 mm, se desplaza sobre 4 correderas que reducen su fricción. Además de regular la caída de los platos, desempeña una función secundaria al alinear suavemente los platos contra el respaldo del lanzador mediante escobillas asociadas, característica esencial para prevenir la posibilidad de que el impacto del cambio de aceleración los fracture.

En cada ciclo, la bandeja soporta durante un instante el peso de la pila de platos sobre una porción de esta, que en su máxima capacidad es de 50 platos iniciales, es decir, $m_{50 \text{ platos}} = 5,25 \text{ kg}$.

3.4.1.3 Correderas

Estas cuatro piezas proporcionan una superficie de apoyo donde la bandeja se desliza con cada ciclo de lanzamiento. Están mecanizadas en Delrin, por su resistencia al desgaste, y su diseño deja un despeje entre la bandeja y la tapa para que entre ambas no haya contacto.

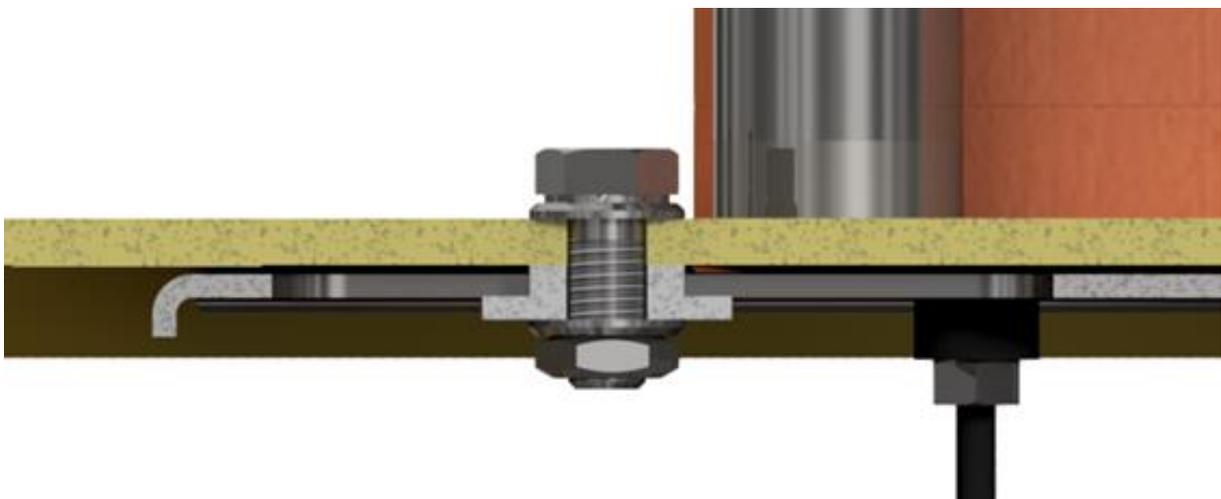


Ilustración 50. Detalle. Vista en corte de corredera

3.4.1.4 Escobillas

Van atornillados a la bandeja y su reemplazo no requiere desmontar el sistema ya que se pensó en su mantenimiento dando accesibilidad a los tornillos desde la parte superior de la tapa. Las escobillas son de un material flexible y su fin es contener los platos en la posición correcta al momento del lanzamiento.

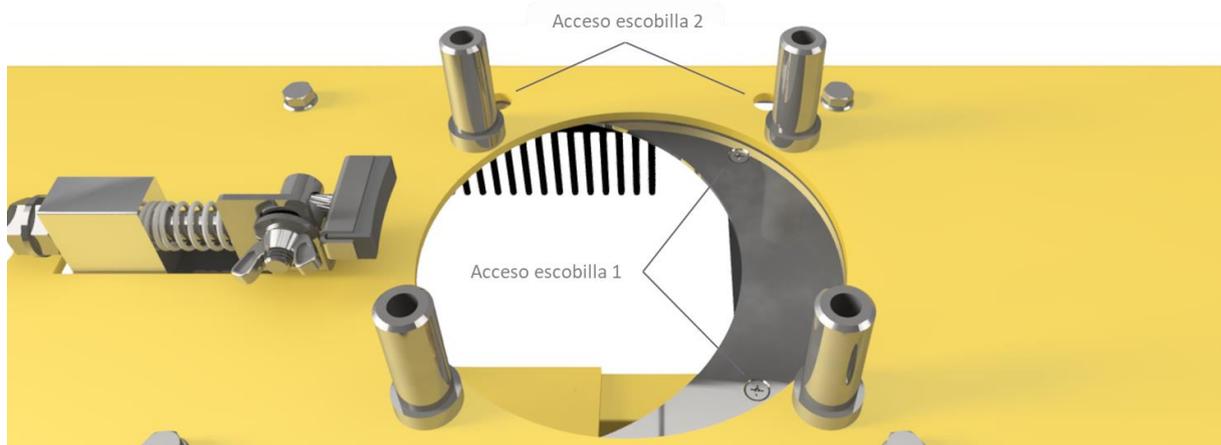


Ilustración 51. Detalle. Acceso a desmontaje de escobillas

3.4.1.5 Resortes del cargador

A fin de garantizar el óptimo funcionamiento del sistema, se determinan los resortes que acompañan el movimiento del subconjunto. Esto incluye dos resortes de tracción, encargados de retraer la bandeja, y un resorte de compresión, diseñado para sostener la pila de 50 platos con la fuerza adecuada para evitar dañarlos. Este último permite que el taco sostenga la pila un instante antes que la bandeja finalice su carrera de apertura.

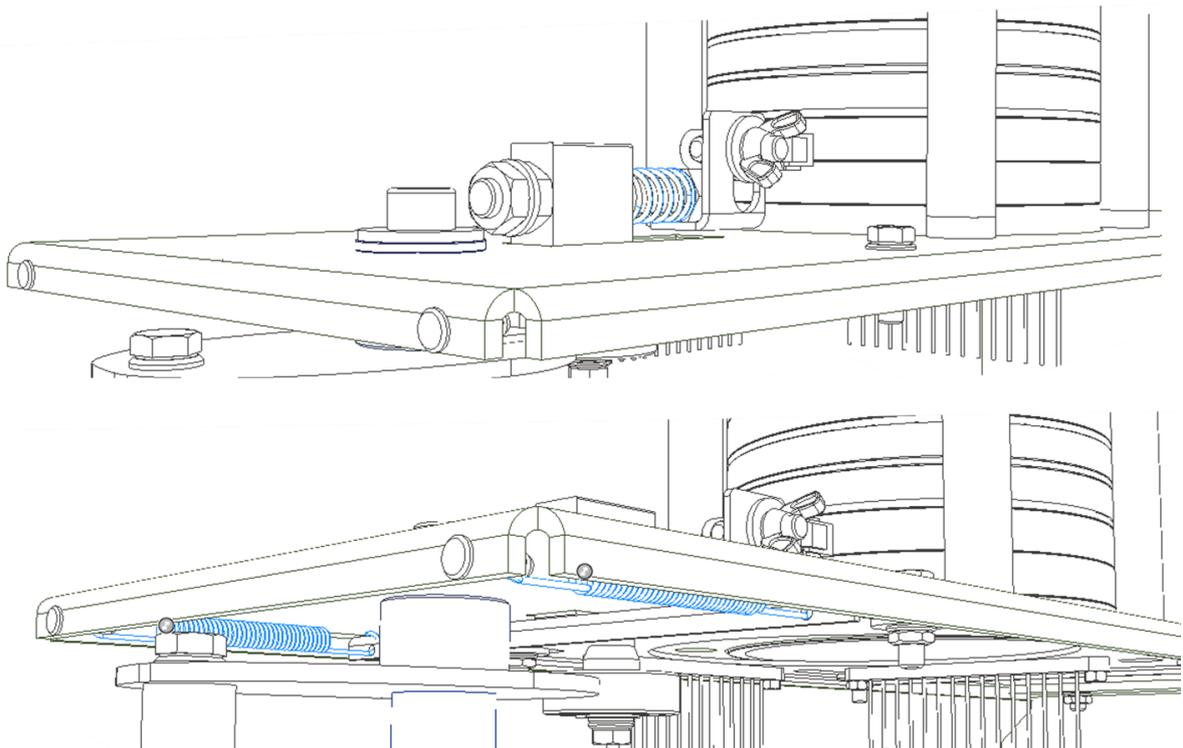


Ilustración 52. Resortes del cargador.

Datos:

$$m_{\text{plato}} = 0,105 \text{ kg}$$

$$\text{Coeficiente de rozamiento caucho – cemento seco: } \mu_{\text{estático}} = 1$$

$$\text{Fuerza de rozamiento: } F_{\text{roz}} = N \cdot \mu_{\text{estático}}$$

Cálculo:

$$\text{Para soportar la pila de platos se requiere que: } F_{\text{roz}} \geq m_{50 \text{ platos}} \cdot g$$

$$N \cdot \mu_{\text{estático}} \geq m_{50 \text{ platos}} \cdot g$$

$$N \geq (m_{50 \text{ platos}} \cdot g) / \mu_{\text{estático}} = [(0,105 \text{ kg} \cdot 50) 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}] / 1 = 51,5 \text{ [N]}$$

Para los 2 resortes de tracción, la fuerza debe ser suficiente para vencer el rozamiento del patín en los cuatro puntos de deslizamiento.

Datos:

$$m_{\text{freno}} = 0,25 \text{ kg}$$

$$\text{Coeficiente de rozamiento Delrin – acero: } \mu_{\text{dinámico}} = 0,42$$

Cálculo:

$$\text{Para soportar la pila de platos se requiere que: } F_{\text{roz}} \geq m_{50 \text{ platos}} \cdot g$$

$$N \cdot \mu_{\text{estático}} \geq m_{\text{conjunto}} \cdot g$$

$$N \geq (m_{\text{conjunto}} \cdot g) / \mu = 0,25 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} / 0,42 = 5,84 \text{ [N]}$$

$$\text{la fuerza de cada resorte será } N/2 = 2,92 \text{ [N]}$$

Selección de resortes

Resorte de compresión

$$\text{longitud sin carga: } L = 38,1 \text{ mm}$$

$$\text{longitud de compresión: } \Delta L = 24 \text{ mm}$$

$$\text{constante: } K = N / \Delta L = 51,5 \text{ [N]} / 24 \text{ mm} = 1,84 \text{ N/mm}$$

$$\emptyset \text{ alambre} = 1,3 \text{ mm}$$

$$\emptyset \text{ exterior} = 12,7 \text{ mm}$$

Resortes de tracción

$$\text{longitud sin carga: } L = 100 \text{ mm}$$

$$\text{longitud de tracción: } \Delta L = 24 \text{ mm}$$

$$\text{constante: } K = N / \Delta L = 2,92 \text{ [N]} / 24 \text{ mm} = 0,12 \text{ N/mm}$$

$$\emptyset \text{ alambre} = 1,0 \text{ mm}$$

3.4.2 Torre

Su función es contener los platos sobre el orificio de carga. Formada por varillas, encastrados y una herradura, se vincula a la tapa colocando las varillas sobre 4 encastrados atornillados a esta. Este sistema permite su fácil remoción para reducir el volumen ocupado por la lanzadora al momento de transportarla. Cada varilla está fabricada a partir de tubo de acero al carbono $\varnothing 5/8''$ y espesor 1,6 mm. En la punta llevan soldado tapones machuelados que permiten atornillar la herradura que le da rigidez a la torre.

Las 4 varillas de la torre van colocadas tangente al orificio de la tapa. Esto para que el juego entre los platos y la torre sea mínimo, ya que ésta resiste la acción del taco de freno cuando éste presiona sobre la pila.

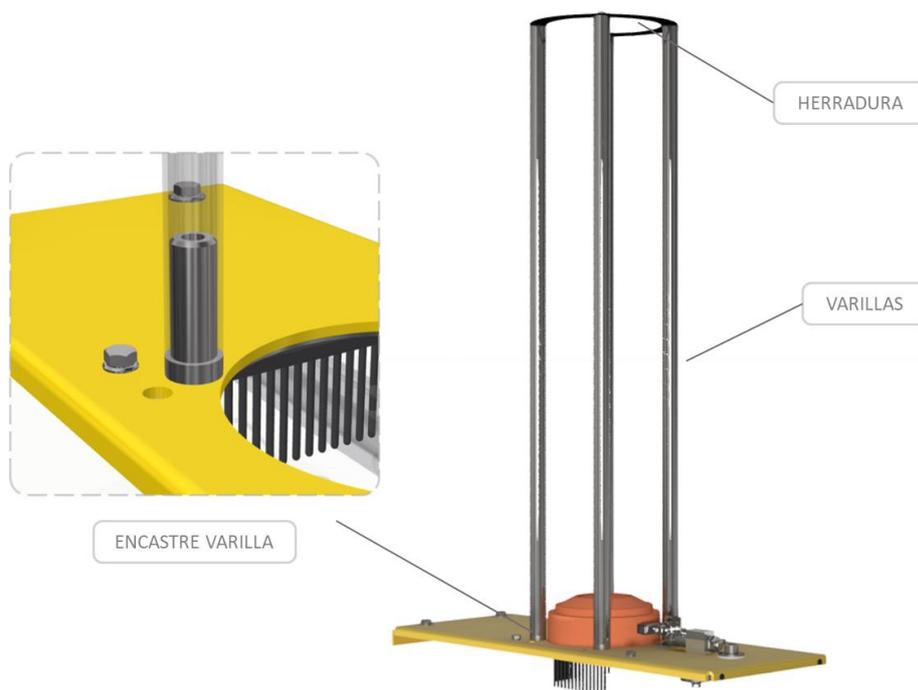


Ilustración 53. Torre de carga

3.5 Estructura

Para conjugar todos los sistemas, se requiere una estructura rígida que absorba las reacciones producidas en cada lanzamiento y cuyo peso no dificulte su traslado. La estructura se compone por la base y el chasis. Este último es una pieza rígida mientras que la base se puede desmontar en 10 piezas de menor tamaño para su embalaje.

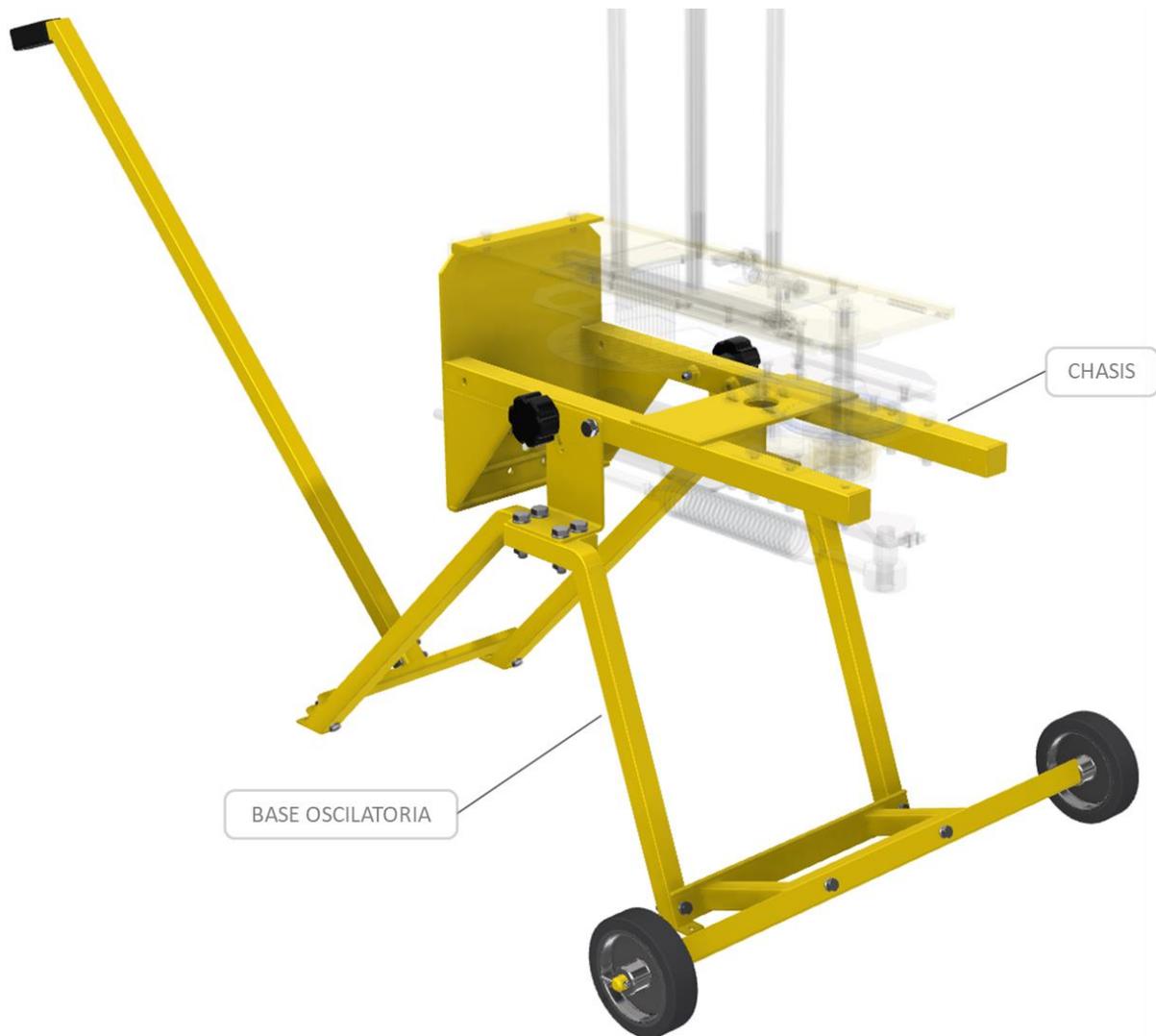


Ilustración 54. Estructura

3.5.1 Chasis

Fabricado a partir de la unión soldada de dos largueros, una placa porta motor y a la placa posterior.

La pieza más solicitada es la placa posterior en la zona inferior ya que soporta la reacción del resorte, por lo que se verifica mediante simulación por elementos finitos. Si bien la carga no superará la tracción máxima del resorte $P_{LÍMITE} = 286,15 [N]$, se verifica con el mismo coeficiente de seguridad tomado en el tensor. $F_{max} = P_{LÍMITE} \cdot 2,5 = 716,2 [N]$

Como se aprecia en la simulación, la máxima deformación es de 0mm. Por lo que no se requiere de refuerzos en esta pieza.

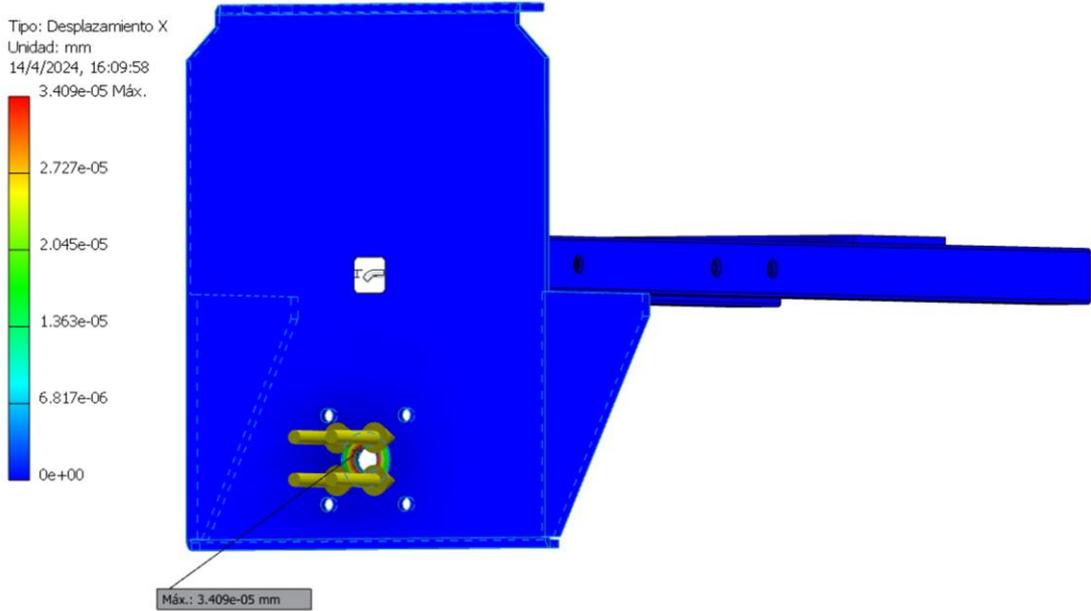


Ilustración 55. Verificación de deformación de la placa posterior

Los largueros se conforman a partir de perfiles cuadrados de acero de 25 mm x 2 mm de espesor. Las placas son de 3 mm de espesor. La unión de estas piezas es mediante soldadura TIG.

En la placa posterior se reserva el espacio necesario para la colocación de los comandos eléctricos del sistema, que como se mencionó en el primer bloque del proyecto, queda para una próxima etapa.

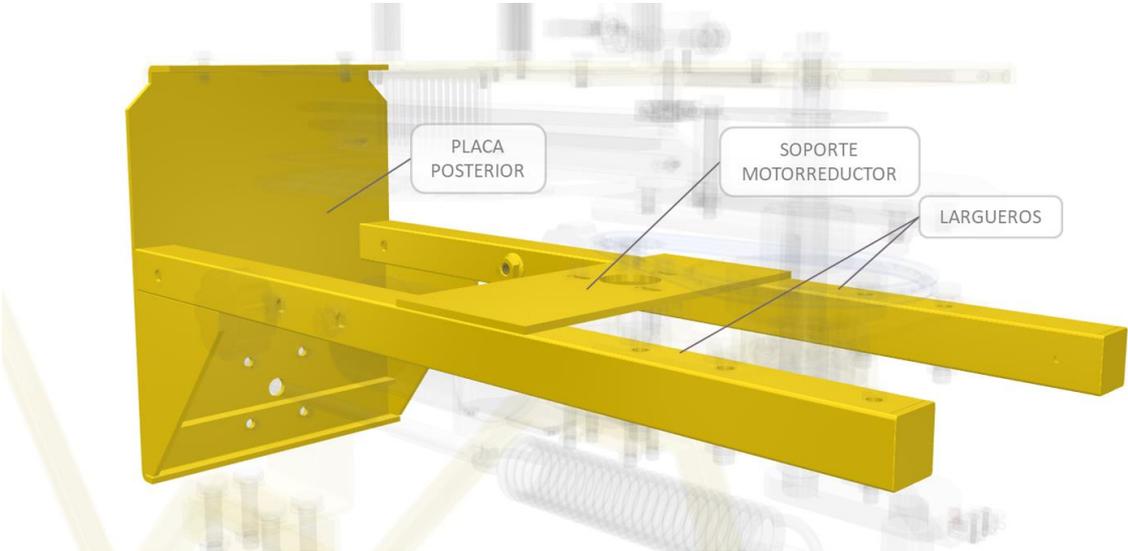


Ilustración 56. Chasis

3.5.2 Base oscilatoria



Ilustración 57. Base oscilatoria

Recordando que en el apartado 2 se determinó un ángulo de lanzamiento óptimo de 28 grados, se incorpora una base que permite regular el ángulo de disparo desde 0 hasta 35 grados lo que le da un amplio margen de ajuste. Para la regulación se desajustan manualmente dos perillas plásticas a ambos lados del chasis. Arandelas de polipropileno en los cuatro puntos de unión entre la base y el chasis dan un mejor agarre al ajustar las perillas.

El peso de la base es de 7 kg y es completamente desmontable para su embalaje.

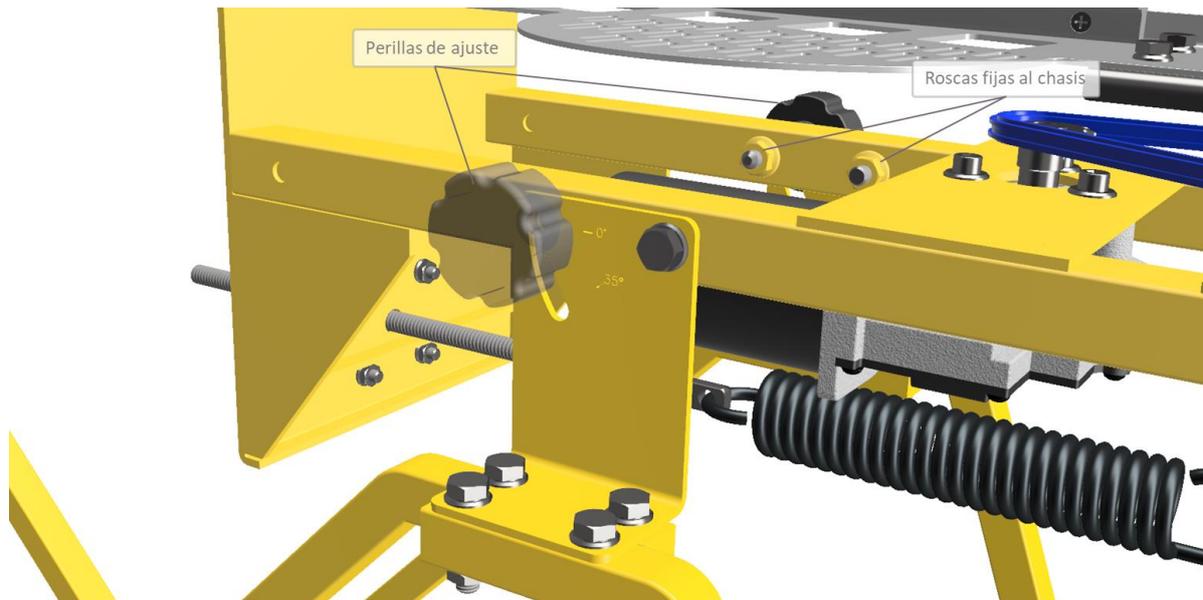


Ilustración 58. Ajuste manual de inclinación.

Un par de ruedas delanteras de $\varnothing 100$ mm junto con una agarradera, colocada a una altura de 60 cm, facilitan su desplazamiento y posicionamiento. En reposo, las ruedas quedan suspendidas, dejando cuatro puntos de contacto sobre el suelo con posibilidad de enclavamiento mediante estacas. Al llevarla de la agarradera, la rueda toma contacto y los cuatro apoyos quedan suspendidos.

Se reserva un espacio para colocar la batería que alimenta al sistema eléctrico. Esto facilita el transporte de la misma y a la vez brinda mayor estabilidad a la máquina al bajar el centro de gravedad.



Ilustración 59. Detalle de la base reposada y en movilidad

Pensando en su embalaje y el gran tamaño de la base, esta se arma mediante uniones atornilladas. La agarradera puede quitarse para que la máquina entre en un espacio más reducido en su transporte, como ser el baúl de un vehículo. Retirando ésta y la torre del cargador, sus dimensiones se reducen a 55 cm de alto por 70 cm de largo y 60 cm de ancho.



Ilustración 60. Detalle de puntos de apoyo

3.5.2.1 Ruedas. Selección

Dado el terreno irregular donde podría ser desplazada la máquina, se seleccionan ruedas blandas que absorben esas asperezas. El peso de la máquina es de 24 kg. Con la batería no superará los 45 kg.

En este caso se montan entre dos arandelas metálicas sobre cada eje y se aseguran con una chaveta de alambre tipo R.

Para la selección, se consultó el catálogo del fabricante Ruedacar.

Rueda de núcleo metálico y banda de goma para carga media A-1023. $\varnothing 100$ mm, eje liso, hasta 30 kg de carga y banda de 25 mm.



Ilustración 61. Detalle de ruedas

3.6 Sistema eléctrico

Como se mencionó en “Alcance del proyecto”, queda pendiente para una próxima etapa la selección del cableado, sensor de final de carrera, interruptores y demás componentes que integren el control eléctrico de la lanzadora. No obstante, en el diseño de la estructura se contemplaron los espacios necesarios para la colocación de estos.

3.7 Protección y acabado superficial

La protección y acabado superficial de la máquina es crucial para garantizar su durabilidad, resistencia a la intemperie y una estética adecuada.

Para proteger las superficies metálicas de la estructura, se opta por la aplicación de un recubrimiento de pintura epoxi o pintura en polvo debido a la durabilidad y resistencia de estas a la corrosión y el desgaste. Además, estas dan un acabado superficial uniforme y atractivo, que refleja la calidad y la atención al detalle del diseño. El color seleccionado es clave para diferenciar a esta de otras lanzadoras del mercado.

Las piezas metálicas móviles se protegen con el mismo tipo de recubrimiento, pero en color gris, dejando cubiertas las áreas que en el montaje tendrán contacto con otras.

Las piezas móviles en su armado irán lubricadas con grasa de teflón o similar, para reducir la fricción y el desgaste.

3.8 Etiquetado

Las características propias de esta máquina requieren señalizaciones de seguridad y un etiquetado claro. Se coloca sobre la tapa una etiqueta duradera con la información más relevante, tanto en inglés como español, sobre el uso adecuado, mantenimiento y precauciones de seguridad.

3.9 Cómputo y presupuesto

El siguiente presupuesto cubre los costos asociados con ingeniería, manufactura y adquisición de materiales y componentes esenciales para el desarrollo de la máquina. Incluye gastos relacionados con diseño, mano de obra, materiales específicos y componentes clave necesarios para la construcción del prototipo.

Descripción	Cant	Costo
Ruedas	2	U\$S 10
Resorte tracción	1	U\$S 30
Resortes varios	1	U\$S 16
Perillas macho	2	U\$S 15
Perilla hembra	1	U\$S 9
Rodamiento 6304	1	U\$S 9
Rodamiento unidireccional	1	U\$S 36
Rozamiento angular 7301	1	U\$S 17
Rozamiento 6200 2Z	1	U\$S 7
Motorreductor	1	U\$S 210
Cadena	1	U\$S 13
Piñón y corona	1	U\$S 30
Tomillería y otros	1	U\$S 20
Componentes		U\$S 422
Barra polipropileno	1	U\$S 15
Chapa aluminio 2 mm	0,3	U\$S 37
Chapa SAE 3,2 mm	0,5	U\$S 61
Chapa SAE 1,5 mm	0,15	U\$S 9
Ø2 1/4"	0,1	U\$S 8
Ø1 1/2"	0,1	U\$S 6
Ø7/8"	1,0	U\$S 38
Ø5/8"	0,2	U\$S 4
Ø1/2"	0,2	U\$S 2
25x25x2	0,3	U\$S 6
20x20x2	1	U\$S 17
Tubo Ø5/8"	0,7	U\$S 7
Grilon Ø15 mm	0,15	U\$S 4
Otros	1	U\$S 20
Materiales		U\$S 233
	SUBTOTAL	U\$S 655
Fabricación de piezas	1	U\$S 327
Protección y recubrimiento de piezas	1	U\$S 131
Armado del prototipo	16 h	U\$S 60
Manufactura		U\$S 518
	SUBTOTAL	U\$S 1.173
Diseño conceptual, dimensionado y selección de componentes	320 h	U\$S 1.984
Diseño CAD	160 h	U\$S 600
Costos de ingeniería		U\$S 2.584
COSTO TOTAL		U\$S 3.757

Tabla 6. Detalle de presupuesto

4 Conclusión

El desarrollo de la máquina fue un proceso con muchos desafíos y aprendizajes. A lo largo de este proyecto, se llevó a cabo un análisis de mercado y de los requisitos del usuario, lo que permitió identificar áreas de mejora en las lanzadoras existentes.

Mediante un enfoque centrado en la innovación y la atención al detalle, se implementó una serie de mejoras significativas en el diseño mecánico de la máquina. Desde el dimensionamiento con materiales más resistentes y utilización de plásticos de ingeniería hasta la incorporación de nuevas funcionalidades como el ajuste del modo de lanzamiento entre simple y doble, cada aspecto fue cuidadosamente considerado para ofrecer una experiencia mejorada al usuario.

Además, se prestó especial atención a la seguridad y fiabilidad de la máquina, redimensionando el sistema de distensión del resorte y garantizando un manejo más seguro durante su uso.

El resultado final es una máquina que cumple con los estándares de calidad y rendimiento, conservando las características esenciales de las lanzadoras del segmento y agregando nuevas funciones que la hacen más versátil, segura y distintiva. Se espera que estas mejoras no sólo brinden una experiencia mejorada para los usuarios, sino que también contribuyan al avance y la evolución de las lanzadoras del segmento.

5 Bibliografía

5.1 Normativas

Reglamento nacional de recorridos de caza (2017). Recuperado de URL [Microsoft Word - REGLAMENTO RC IC 2017.doc \(escuela superior tiro.com.ar\)](#)

Federación Argentina de Tiro. www.federaciontiro.com.ar

Decreto Reglamentario N° 395/75. Recuperado de URL <http://servicios.infoleg.gob.ar/infolegInternet/anexos/35000-39999/35616/texact.htm>

Resolución N° 376/2013 de la ANMAC. Recuperado de URL <https://www.argentina.gob.ar/sites/default/files/resol-376-2013-anmac.pdf>

5.2 Catálogos de productos

Formsprag. Catálogo de rodamientos unidireccionales: www.formsprag.com

SKF. Catálogo de rodamientos. www.skf.com.ar

Red Acindar. Catálogo de materiales siderúrgicos. www.perfiles.com.ar

Alúmina Argentina. Metales y plásticos de ingeniería. [Alumina Argentina \(mitiendanube.com\)](http://Alumina Argentina (mitiendanube.com))

Leespring. Catálogo de resortes. www.leespring.mx

Ruedacar. Catálogo de ruedas industriales. www.ruedacar.com.ar

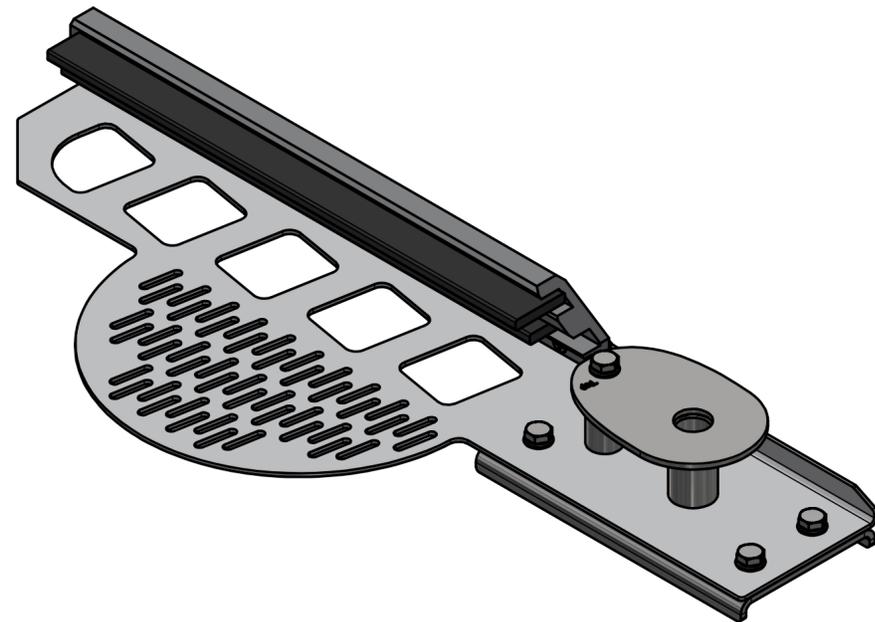
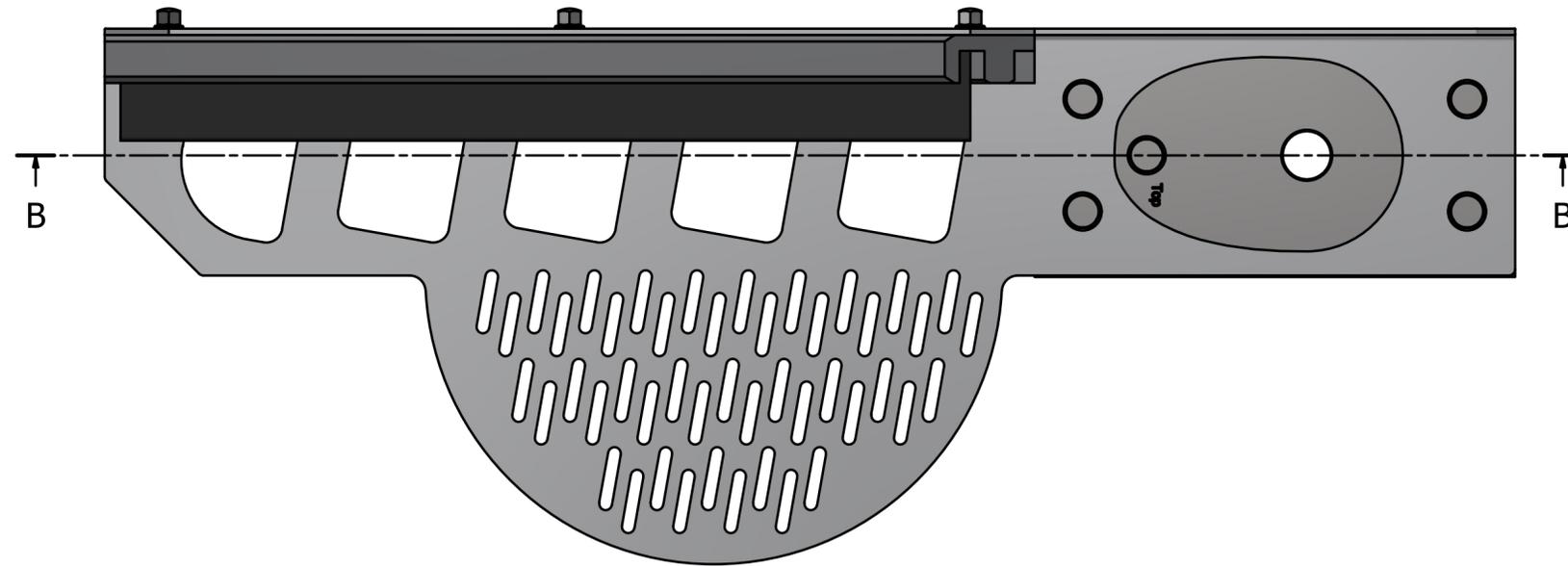
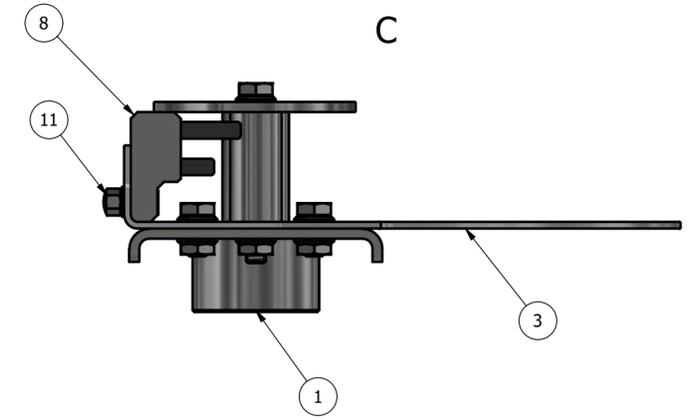
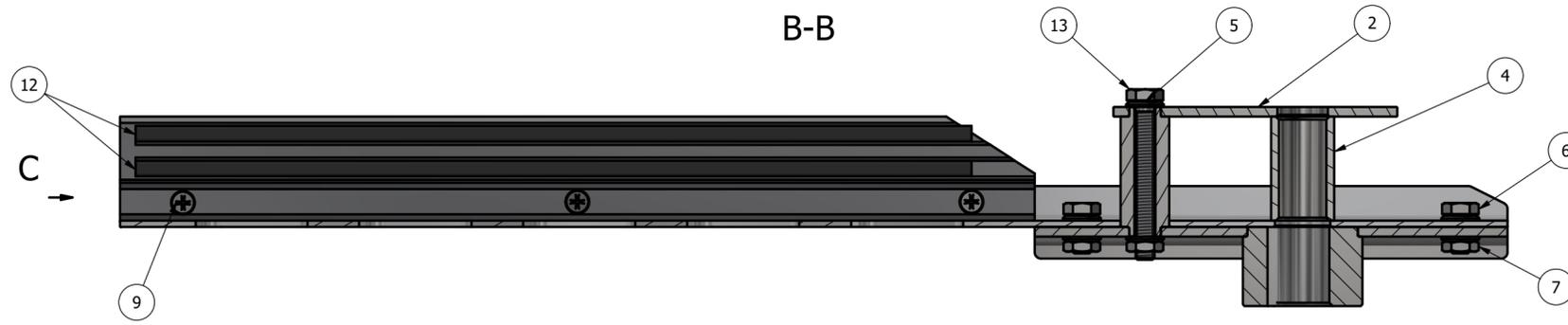
Opac. Catálogo de chavetas. www.opac.net

Fercor. Tornillería. www.fercor.com.ar

6 Planos

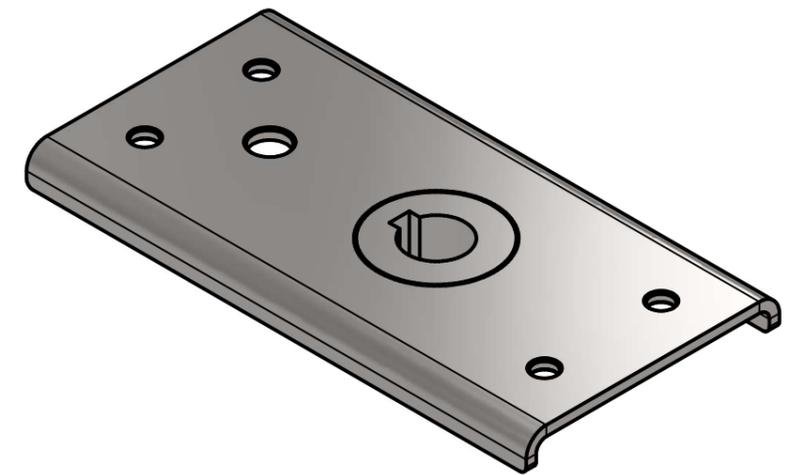
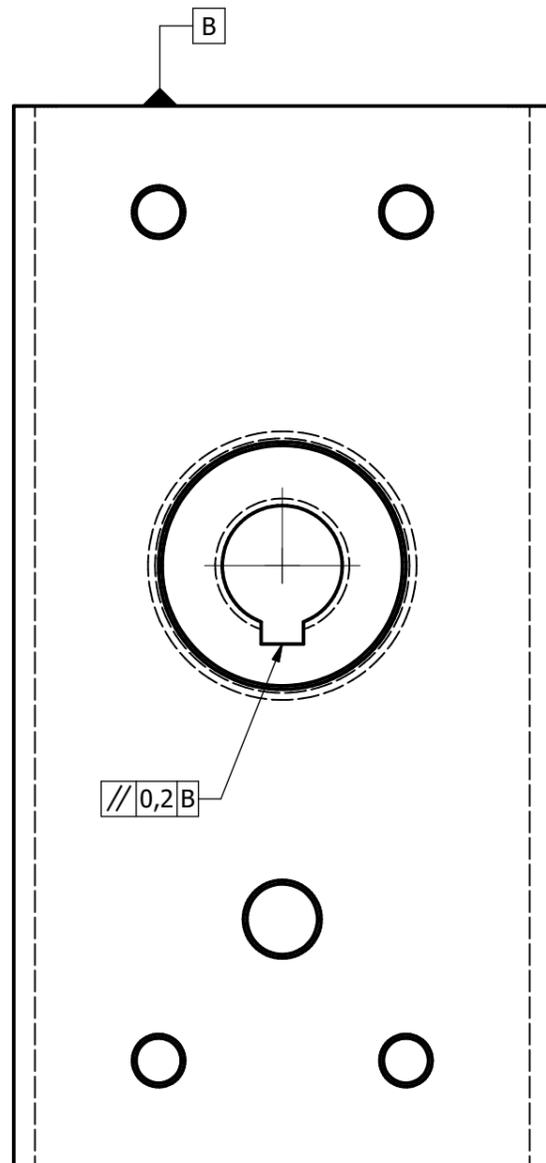
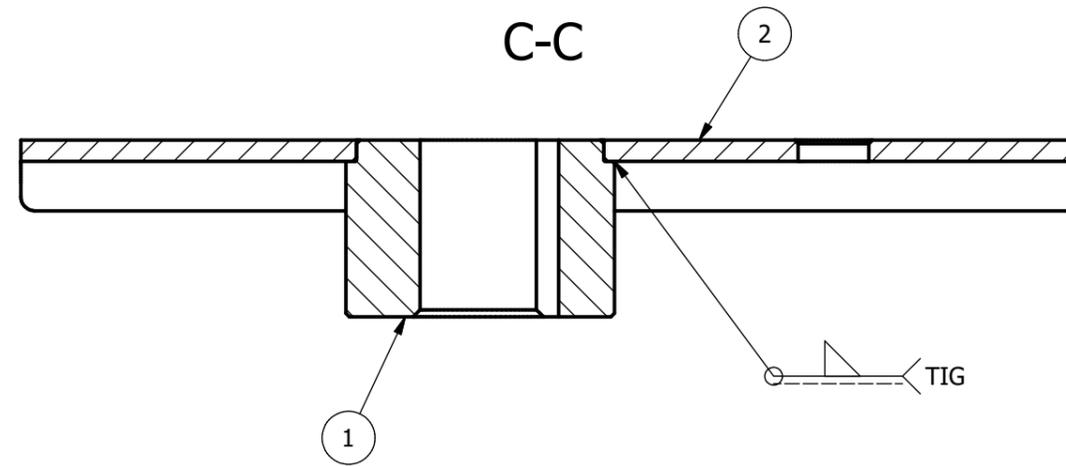
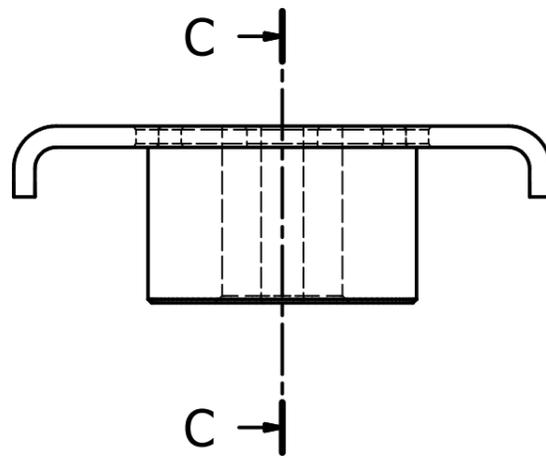
Descripcion	Clasificacion
Lanzador	L-LAN
Brazo	L-LAN-BRA
Respaldo	L-LAN-BRA-01
Base	L-LAN-BRA-02
Base de fijacion	L-LAN-BRA-BAF-03
Base - Base de fijacion	L-LAN-BRA-BAF-03-01
Cubo chavetero - Base de fijacion	L-LAN-BRA-BAF-03-02
Leva	L-LAN-BRA-04
Separador 1	L-LAN-BRA-05
Separador 2	L-LAN-BRA-06
Sistema de ajuste de potencia	L-LAN-SAP
Biela	L-LAN-SAP-01
Tensor	L-LAN-SAP-02
Asiento	L-LAN-SAP-03
Arbol de transmision	L-LAN-ARB
Eje del arbol de transmision	L-LAN-ARB-01
Brazo manivela	L-LAN-ARB-02
Pie de manivela	L-LAN-ARB-03
Estabilizador	L-LAN-EST
Centro superior	L-LAN-EST-01
Centro inferior	L-LAN-EST-02
Modulo de rodamientos	L-LAN-MRO
Porta rodamientos	L-LAN-MRO-01
Transmision y potencia	L-TYP
Cubo piñon	L-TYP-CPI
Cubo corona	L-TYP-CCO
Cargador	L-CAR
Freno	L-CAR-FRE
Soporte regulador	L-CAR-FRE-01
Bandeja de carga	L-CAR-FRE-02
Correderas	L-CAR-FRE-03
Escobillas	L-CAR-FRE-04
Eje - seguidor	L-CAR-FRE-05
Perno de ajuste	L-CAR-FRE-06
Anillo de ajuste	L-CAR-FRE-07
Soporte freno y seguidor	L-CAR-FRE-08
Torre	L-CAR-TOR
Herradura	L-CAR-TOR-01
Varillas	L-CAR-TOR-02
Encastres varillas	L-CAR-TOR-03
Tapa	L-CAR-TAP
Estructura	L-EST
Chasis	L-EST-CHA
Largueros	L-EST-CHA-01
Soporte motorreductor	L-EST-CHA-02
Placa posterior	L-EST-CHA-03
Base oscilatoria	L-EST-BOS
Patas delanteras	L-EST-BOS-01
Patas traseras	L-EST-BOS-02
Soporte bateria	L-EST-BOS-03
Eje ruedas	L-EST-BOS-04
Travesaño	L-EST-BOS-05
Brazo de remolque	L-EST-BOS-06
Angulo de ajuste de inclinacion izquierdo	L-EST-BOS-07
Angulo de ajuste de inclinacion derecho	L-EST-BOS-08

Tabla 7. Detalle de planos



LISTA DE PIEZAS				
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	COMPONENTE	DESCRIPCIÓN
1	1	005		Base de fijación
2	1	008		Leva
3	1	004		Base
4	1	009		Separador 1
5	10		ISO 7090 - 6	Arandelas planas
6	4		M6 x 1 x 12	Pernos de cabeza hexagonal
7	5		ISO 4035 - M6	Tuercas hexagonales estrechas (achaflanadas)
8	1	003		Respaldo plastico
9	3		AS 1427 - M4 x 16	Tornillos métricos para maquinaria ISO
10	3		DIN 125-1 - B 4,3	Arandela
11	3		DIN 917 - M4	Tuerca de final hexagonal
12	1			gomas de caucho
13	1		M6 x 1 x 50	Perno de cabeza hexagonal

Tolerancias generales ± 0,1	Proyectó	YS	LANZADOR DE OBJETIVOS CON CARGA AUTOMÁTICA	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Santa Fe
	Dibujó			
	Revisó			
	Aprobó			
	Escala	Denominación		Estado
1 : 2	BRAZO L-LAN-BRA			
Formato A2			Nº plano 002	Pag. 1/ 6



LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	Nº DE PIEZA	MATERIAL	DESCRIPCIÓN
2	006	Acero SAE 1020	Base
1	007	Acero SAE 1045	Cubo chavetero
Tolerancias generales $\pm 0,1$ Recubrimiento: Pintura en polvo gris plomo mate. Color RGB: 140, 140, 140	Proyectó	YS	LANZADOR DE OBJETIVOS CON CARGA AUTOMÁTICA
	Dibujó		
	Revisó		
	Aprobó		Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Santa Fe
	Escala	Denominacion	Estado
	1 : 1	BASE DE FIJACIÓN L-LAN-BRA-BAF-03	
	Formato A3		Nº plano 005
			Pag. 2/ 6

A-A (1 : 1)

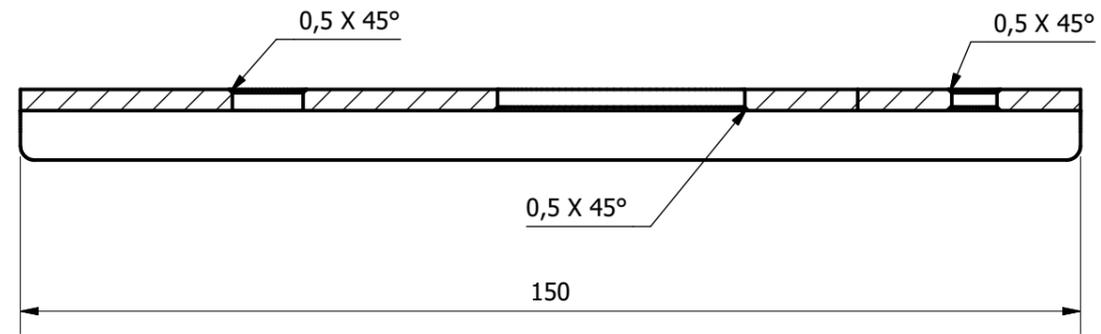
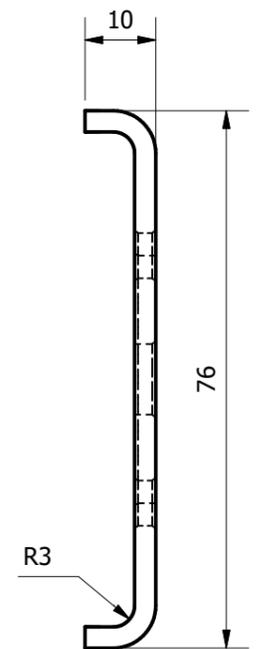
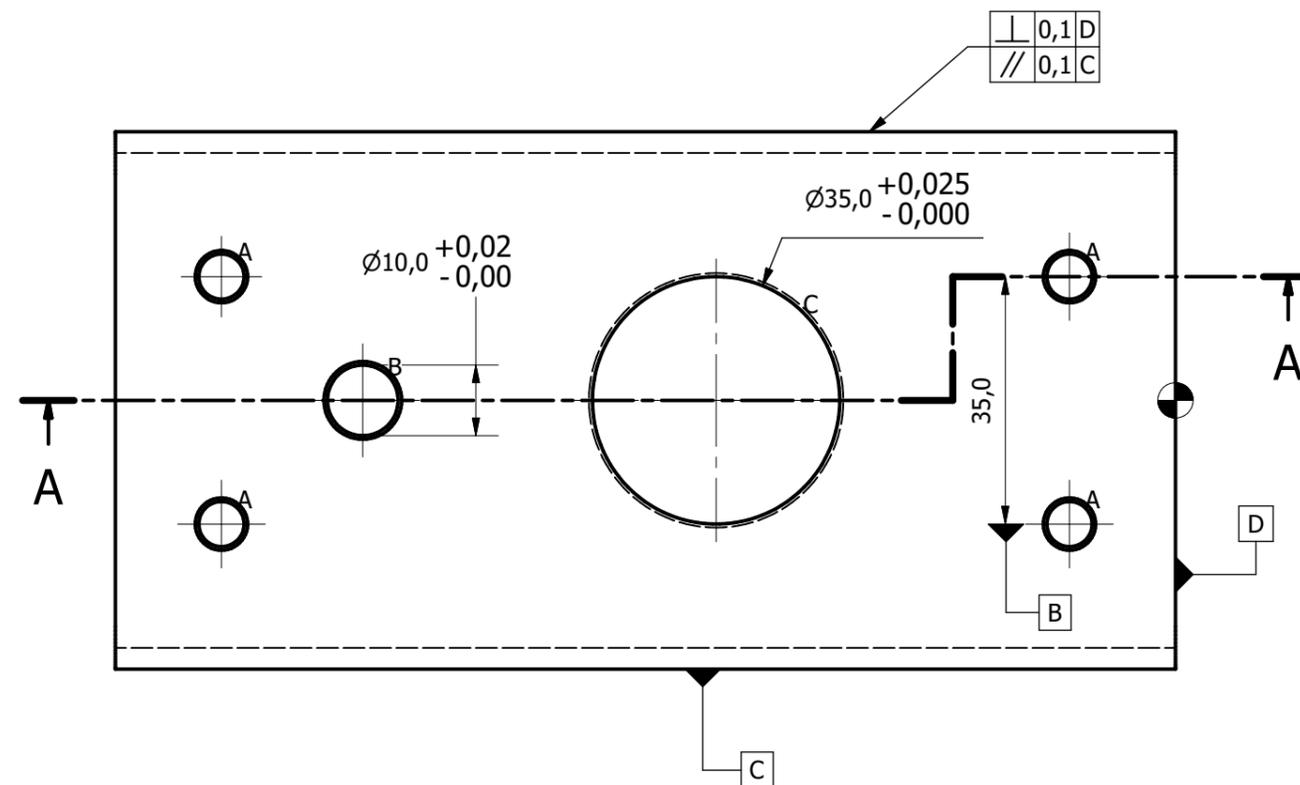
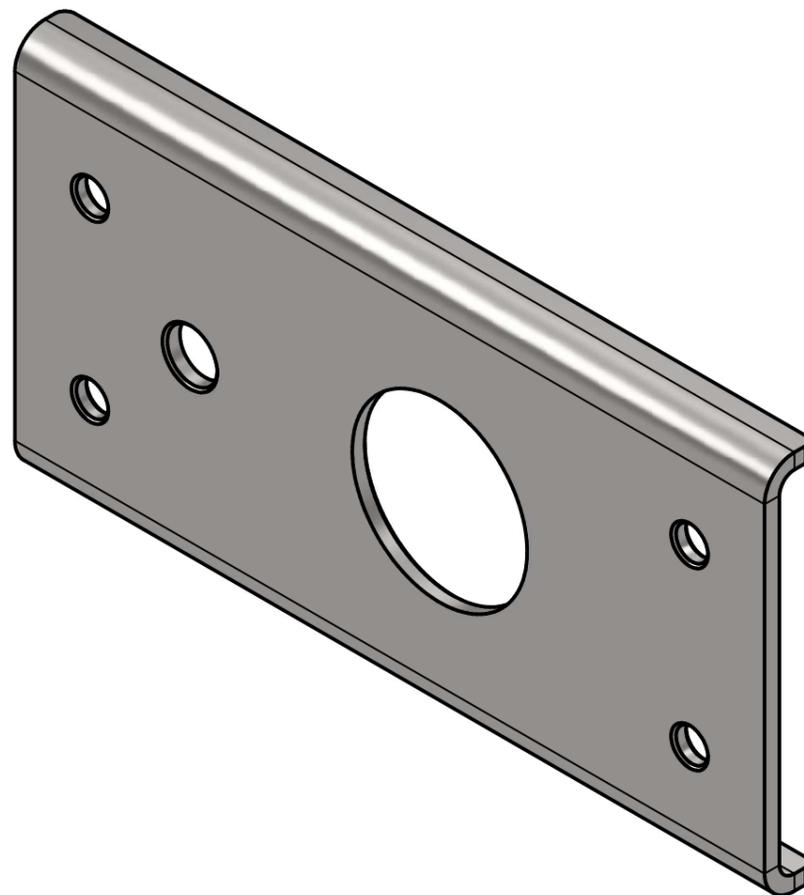


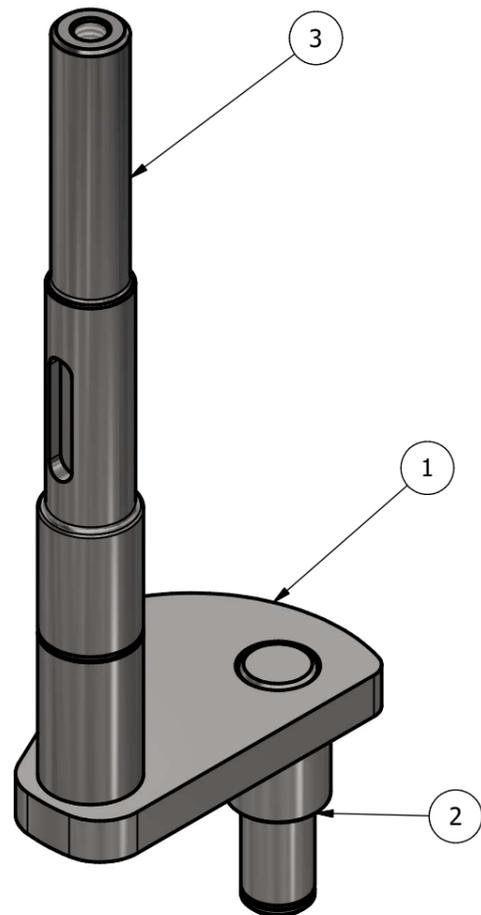
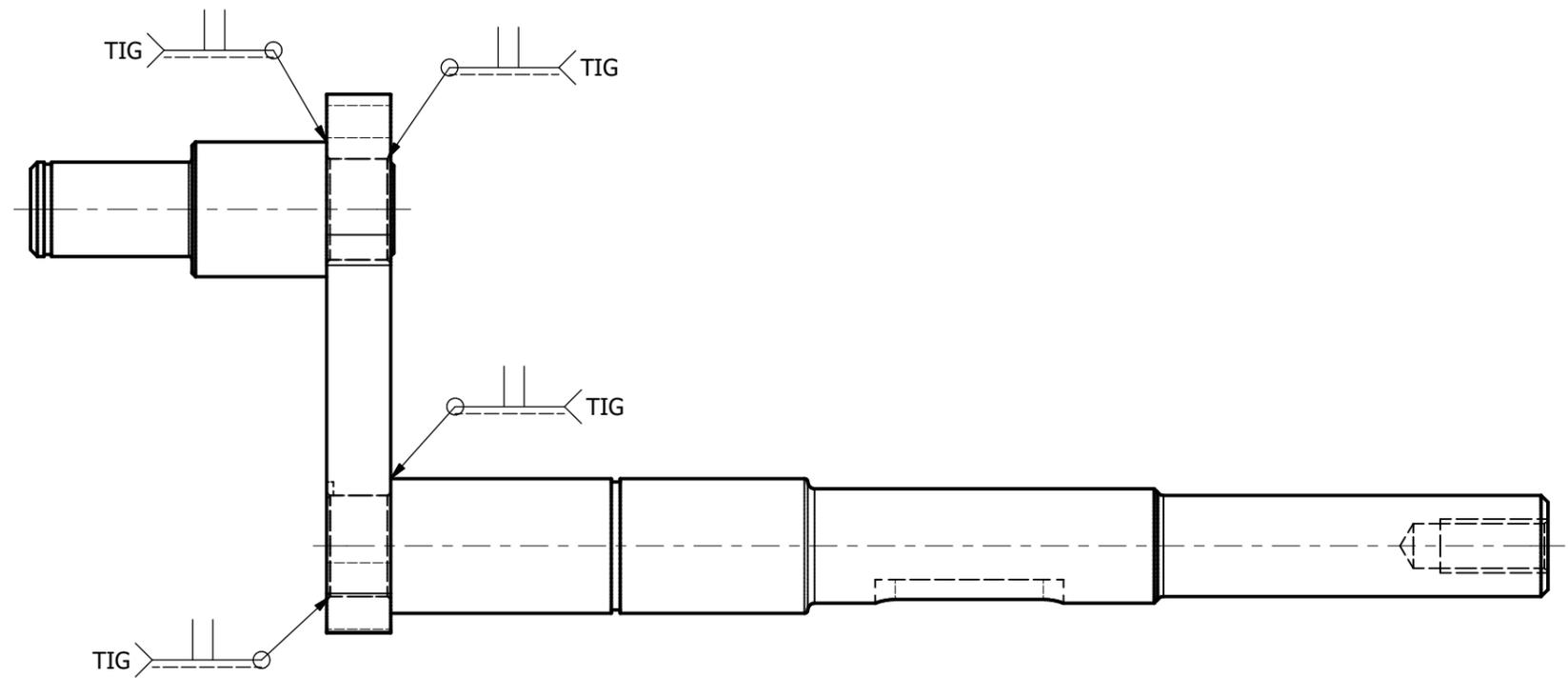
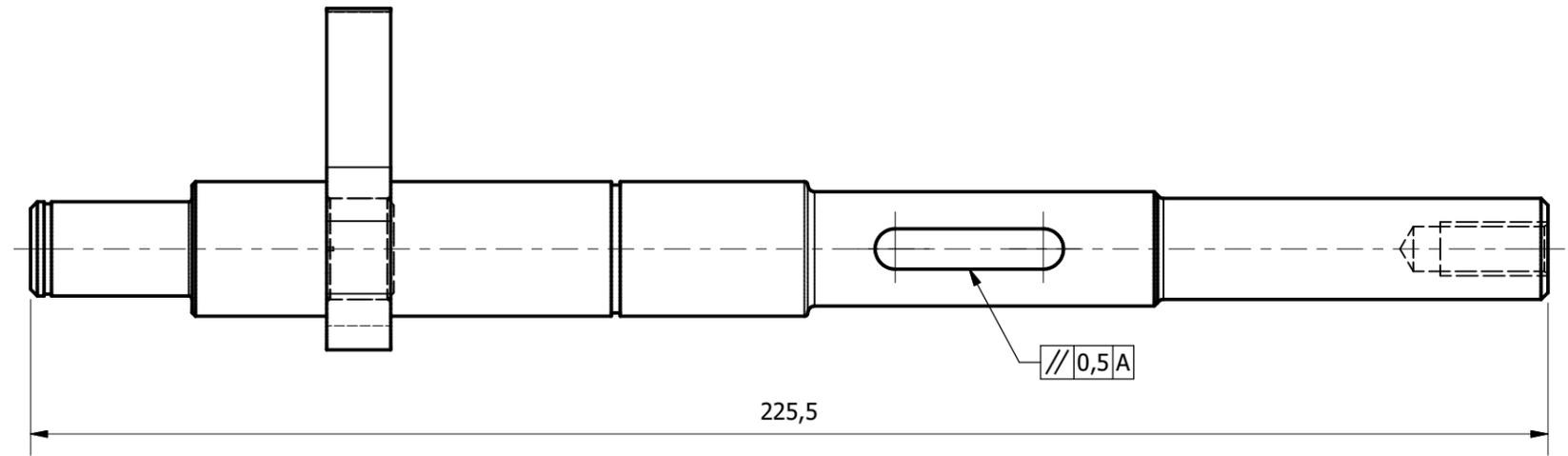
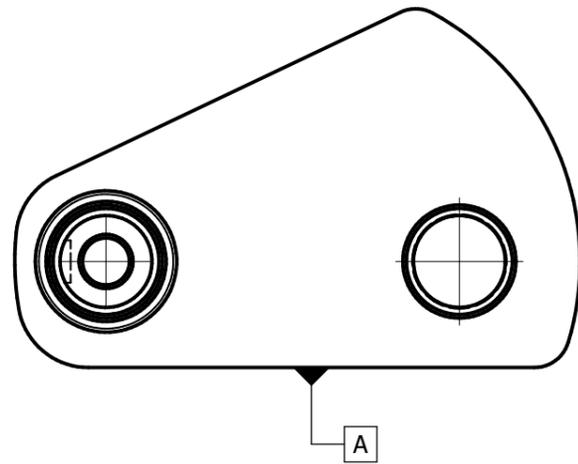
TABLA DE AGUJEROS			
AGUJERO	COTA EN X	COTA EN Y	DESCRIPCIÓN
A	-135	-17,5	Ø6,4 Pasante
B	-115	0	Ø10,0 Pasante
C	-65	0	Ø35,0 Pasante



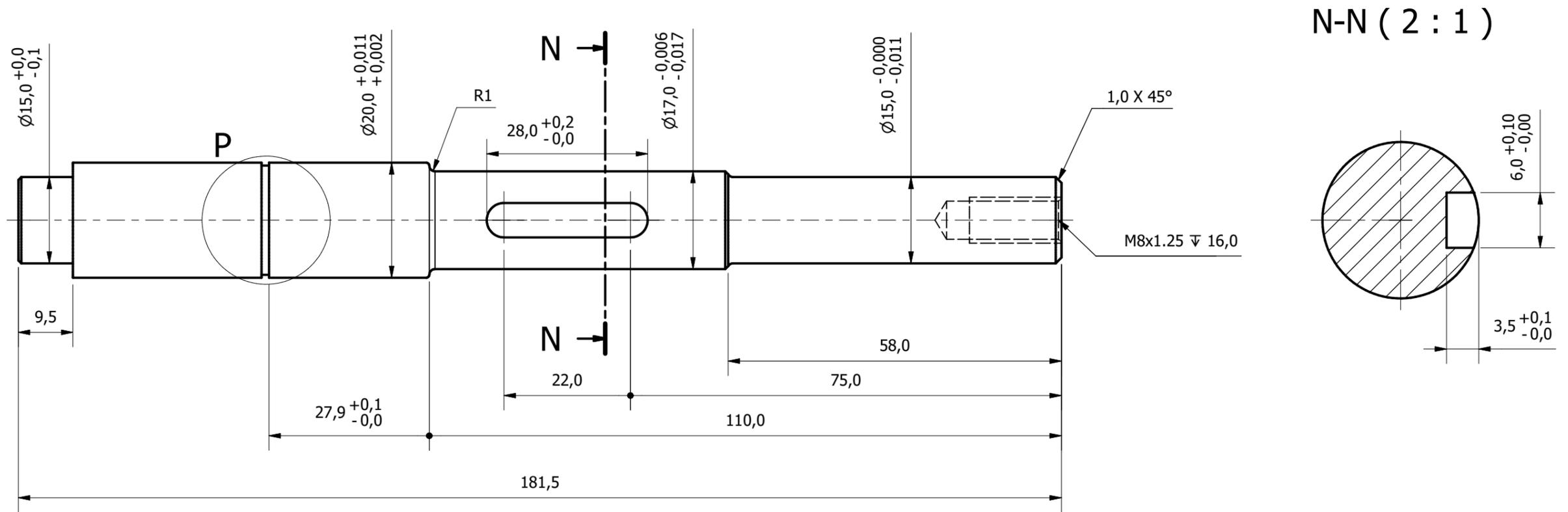
Medidas de pliegue: exteriores



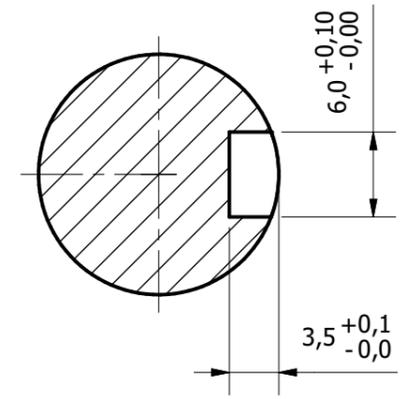
Tolerancias generales ± 0,1	Proyectó	YS	LANZADOR DE OBJETIVOS CON CARGA AUTOMÁTICA	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Santa Fe	
	Dibujó				
	Revisó				
	Aprobó		Material Chapa 3,0 mm SAE 1020 cortada por láser según archivo DWG entregado	N° plano 006	Pag. 3/ 6
	Escala	Denominación			
	1 : 1	BASE L-LAN-BRA-BAF-03			
Formato A3					



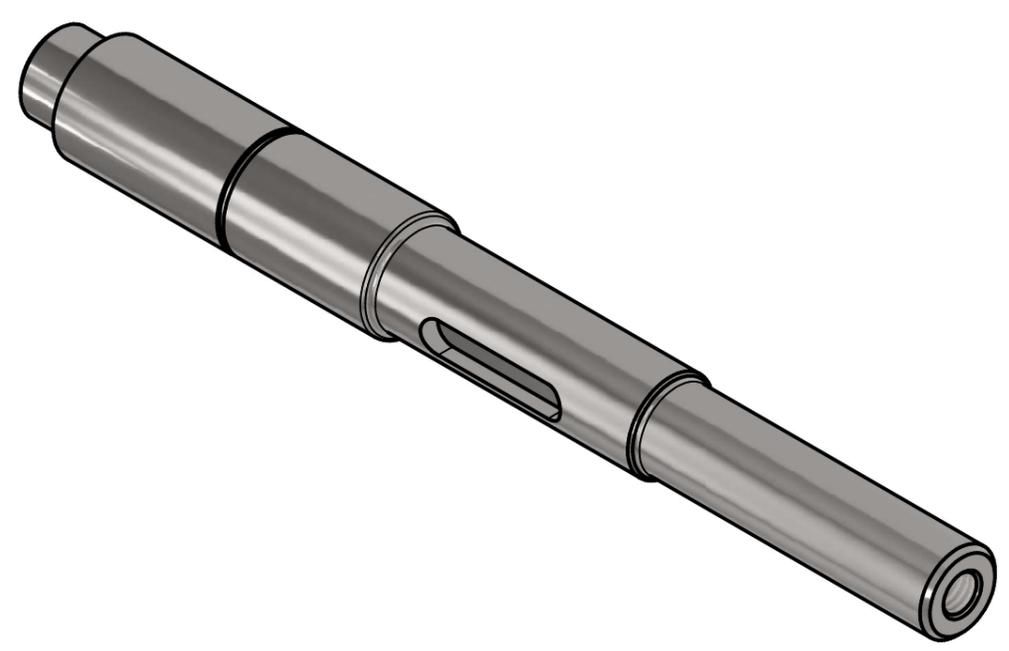
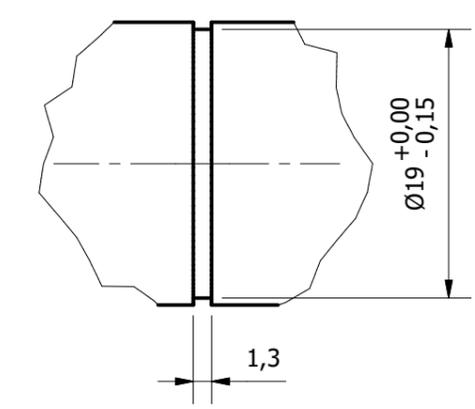
LISTA DE PIEZAS				
ELEMENTO	Nº DE PIEZA	MATERIAL	DESCRIPCIÓN	
1	017	Acero SAE 1020	Brazo de manivela	
2	018	Acero SAE 1045	Pie de manivela	
3	016	Acero SAE 1045	Eje del arbol	
Tolerancias generales ± 0,1	Proyectó	YS	LANZADOR DE OBJETIVOS CON CARGA AUTOMÁTICA	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Santa Fe
	Dibujó			
	Revisó			
	Aprobó		Estado	
	Escala	Denominacion		
1 : 1	ÁRBOL DE TRANSMISIÓN L-LAN-ARB			
Formato A3			Nº plano 015	Pag. 4/ 6



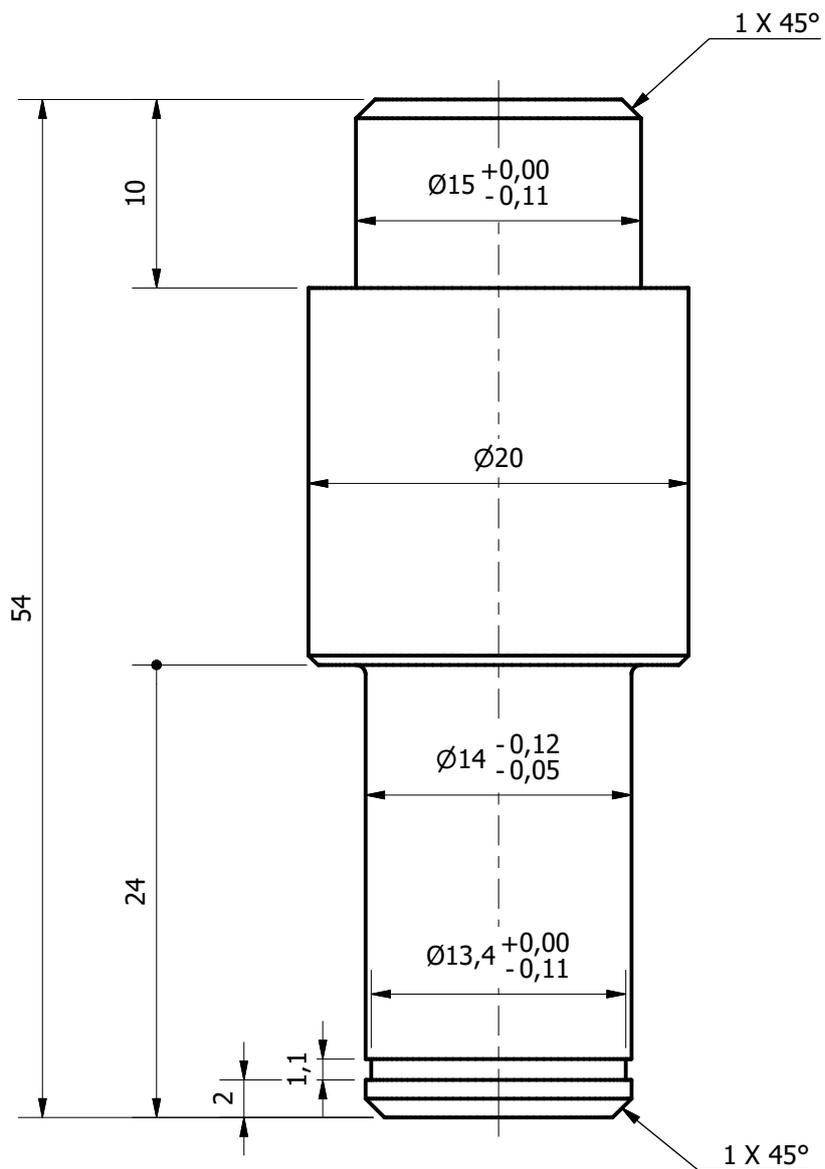
N-N (2 : 1)

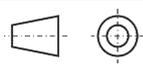


P (2 : 1)



Tolerancias generales $\pm 0,1$ Chafilanes no acotados: 0,5 x 45° Radios no acotados: R 0,5	Proyectó	YS	LANZADOR DE OBJETIVOS CON CARGA AUTOMÁTICA	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Santa Fe	
	Dibujó				
	Revisó				
	Aprobó				
Escala	Denominacion		Material Redondo 7/8" SAE 1045		
1.25 : 1	EJE - ÁRBOL DE TRANSMISIÓN L-LAN-ARB-01				
Formato	A3		N° plano		Pag.
			016		5/ 6



Tolerancias generales $\pm 0,1$ Chafilanes no acotados: 0,5 x 45° Radios no acotados: R 0,5	Proyectó	YS		LANZADOR DE OBJETIVOS CON CARGA AUTOMÁTICA	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Santa Fe	
	Dibujó					
	Revisó					
	Aprobó					
	Escala	Denominacion		Material Redondo 7/8" SAE 1045		
	2,5:1	PIE DE MANIVELA L-LAN-ARB-03				
						
	Formato A4			Nº plano 018	Pag. 6/ 6	