



Diseño de una impresora 3D por deposición fundida de gran formato

Cajide, Juan Ignacio

Pretini, Dante

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina
Año 2026

Diseño de una impresora 3D por deposición fundida de gran formato

Cajide, Juan Ignacio
Pretini, Dante

Proyecto Final de Ingeniería Mecánica presentado como requisito parcial para optar al
título de:

Ingeniero/a Mecánico/a

Directores:

Ing. Danilo Pizzolitto

Ing. Pedro Sismondi

Ing. Guillermo Rodríguez

Ing. Juan Sismondi

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina
Año 2026

Dedicatoria

A mi familia, por su apoyo incondicional a lo largo de toda la carrera, quienes me han acompañado incluso en los días más difíciles y que hicieron el sacrificio para que pueda finalizar mi carrera profesional.

Cajide, Juan Ignacio.

A mi madre por su apoyo incondicional en cada etapa de mi formación académica, este logro también es suyo.

Pretini, Dante.

Agradecimientos

Queremos expresar ambos nuestro agradecimiento a quien nos acompañó y guió a lo largo de todo el desarrollo del trabajo final. Desde el inicio, aportó material fundamental para nuestra formación, incluyendo clases grabadas sobre impresión 3D, apuntes teóricos, y una permanente predisposición para responder consultas. Asimismo, nos brindó la posibilidad de conocer de primera mano equipos de última tecnología, abriéndonos las puertas de su espacio de trabajo.

Este reconocimiento es para el Ing. Danilo Pizzolitto, quien facilitó y enriqueció nuestro proceso de aprendizaje en estas tecnologías.

Resumen

El presente Proyecto Final de Ingeniería Mecánica aborda el diseño de una impresora 3D de gran formato basada en tecnología de deposición fundida (FDM), en respuesta a las limitaciones actuales de los equipos disponibles en cuanto a volumen de impresión, adaptabilidad y aplicación en entornos industriales y académicos.

El objetivo principal del trabajo consiste en desarrollar una propuesta de diseño integral que permita la fabricación de piezas de grandes dimensiones, manteniendo adecuados niveles de precisión y estabilidad durante el proceso de impresión.

A partir del análisis de distintas tecnologías de manufactura aditiva y configuraciones cinemáticas, se adopta una arquitectura cartesiana tipo XYZ con cama fija. En función de esta definición, se realiza el dimensionamiento de los principales subsistemas mecánicos, incluyendo la estructura portante, guías lineales, sistemas de transmisión, selección de motores y sistema de elevación. Además, el diseño incorpora un sistema de extrusión por pellets, correspondiente a un desarrollo previo, ampliando las posibilidades de procesamiento de materiales.

Como resultado, se obtiene una propuesta de diseño coherente y técnicamente fundamentada, que integra criterios de ingeniería mecánica con las exigencias propias de la fabricación aditiva a gran escala, constituyendo una base para futuras instancias de desarrollo, validación y optimización del sistema.

Palabras clave: Impresión 3D – Modelado por deposición fundida (FDM) – Gran formato – Diseño mecánico – Manufactura aditiva – Extrusión por pellets.

Abstract

This Final Mechanical Engineering Project addresses the design of a large-scale 3D printer based on Fused Deposition Modeling (FDM) technology, in response to current limitations of available equipment in terms of build volume, adaptability, and applicability in industrial and academic environments.

The main objective of this work is to develop an integral design proposal that enables the manufacturing of large-scale components while maintaining adequate levels of precision and stability throughout the printing process.

Based on the analysis of different additive manufacturing technologies and kinematic configurations, a Cartesian XYZ architecture with a fixed bed is adopted. Following this definition, the main mechanical subsystems are designed and dimensioned, including the structural frame, linear guides, transmission systems, motor selection, and lifting system.

Additionally, the thermal requirements of the heated bed are considered to ensure appropriate operating conditions for large-volume parts. The design also incorporates a pellet-based extrusion system from a previous development, expanding the material processing capabilities.

As a result, a coherent and technically sound design proposal is obtained, integrating mechanical engineering criteria with the requirements of large-scale additive manufacturing, establishing a foundation for future development, validation, and system optimization.

Keywords: 3D Printing – Fused Deposition Modeling (FDM) – Large-Scale Additive Manufacturing – Mechanical Design – Additive Manufacturing – Pellet Extrusion.

Contenido

Agradecimientos.....	4
Resumen.....	5
Abstract.....	6
Contenido.....	7
0 - Introducción.....	9
0.1 - ¿Qué es la impresión 3D?.....	9
0.1.1 - Ventajas de la fabricación aditiva.....	9
0.1.2 - Limitaciones y desafíos.....	10
0.1.3 - Contexto industrial y necesidad del proyecto.....	11
0.1.4 - Selección de la tecnología.....	11
0.1.5 - Justificación del proyecto.....	12
1 - Definición de impresora.....	12
1.1 - Tipos de impresoras 3D según configuración cinemática.....	13
1.1.1 - Delta.....	14
1.1.2 - Polar.....	17
1.1.3 - Brazo robótico.....	18
1.1.4 - Cartesiana.....	20
1.2 - Sistema cinemático de la impresora.....	22
1.2.1 - CORE XY.....	23
1.2.2 - CORE XZ.....	23
1.2.3 - CORE XYZ.....	24
1.3 - Material de Impresión.....	25
1.3.1 - PLA.....	26
1.3.2 - ABS.....	27
1.3.3 - PETG.....	27
1.3.4 - PVA.....	28
1.3.4 - Nylon.....	28
1.3.4 - Peek.....	29
1.4 - Cabezales de impresión.....	30
1.4.1 - Extrusor de pellets.....	31
1.4.2 - Modificación de cabezal.....	35
1.4.3 - Cantidad de cabezales.....	37
1.5 - Sistema de transmisión.....	39
1.6 - Cama caliente.....	41
1.7 - Descripción general de la impresora 3D propuesta.....	41
2 - Dimensionamiento y selección de componentes.....	43

2.1 - Cama.....	45
2.2 - Guías lineales.....	50
2.2.1 - Guía Lineal Eje X.....	50
2.2.2 - Guía Lineal Eje Y.....	53
2.2.3 - Guía Lineal Eje Z.....	54
Fuerza final en cada carro.....	57
2.3 - Correas y poleas para transmisión en X e Y.....	59
2.3.1 - Análisis de fuerzas en el eje X.....	60
2.3.2 - Selección del perfil de correa y cálculo de torque.....	61
2.3.3 - Análisis de fuerzas en el eje Y.....	63
2.3.4 - Longitud de correa.....	64
2.4 - Motores.....	65
2.4.1 - Cálculos de Motor para desplazamiento del eje X.....	66
2.4.2 - Cálculos de Motor para desplazamiento del eje Y.....	66
2.4.3 - Selección de motores para el eje Z.....	68
2.5 - Estructura móvil.....	70
2.5.1 - Travesaño principal.....	71
2.5.2 - Perfiles secundarios.....	76
2.6 - Tornillos de potencia bolas recirculantes.....	80
2.7 - Alfombra Calefactora.....	90
2.7.1 - Energía necesaria para calentar la placa.....	90
2.7.2 - Potencia necesaria para alcanzar la temperatura objetivo.....	91
2.7.3 - Corrección por pérdidas térmicas.....	91
3 - Diseño, Aspecto final y Render.....	93
3.1 - Vinculaciones - Elementos de fijación.....	94
3.2 - Límites de carrera mecánicos.....	96
3.3 - Sistema de alimentación de pellets.....	97
3.4 - Componentes electrónicos.....	99
4 - Laminadores - Interfaz de usuario - Mantenimiento - Conclusiones.....	103
4.1 - ¿Qué son los Laminadores en la Impresión 3D?.....	103
4.2 - Interfaz de usuario y Seguridad.....	104
4.2.1. Verificaciones previas al inicio de impresión (pre-checks).....	105
4.2.2. Protección durante la operación.....	105
4.2.3. Facilidad de uso y reducción del error humano.....	105
4.3 - Mantenimiento de la impresora.....	106
4.4 - Conclusiones.....	107
Bibliografía.....	109
5 - Anexos: Planimetría.....	112

0 - Introducción

0.1 - ¿Qué es la impresión 3D?

La impresión 3D, también conocida como fabricación aditiva (AM, por sus siglas en inglés *Additive Manufacturing*), es un conjunto de tecnologías de producción que se basan en la creación de piezas mediante la superposición de capas sucesivas de material, a partir de los datos obtenidos de un modelo tridimensional desarrollado en software de diseño asistido por computadora (CAD, *Computer-Aided Design*).

A diferencia de los procesos de fabricación tradicionales —como el mecanizado, el moldeo o la fundición— que se basan en la sustracción o conformado del material, la fabricación aditiva construye el objeto directamente capa por capa, utilizando solo la cantidad necesaria de material. Esto la convierte en una tecnología eficiente, flexible y sostenible, que ha transformado la forma en que se concibe, diseña y fabrica un producto.

Durante la última década, la impresión 3D ha experimentado una rápida expansión, pasando de ser una herramienta de prototipado a consolidarse como una alternativa viable para la producción funcional y de pequeña serie. Su impacto abarca desde la industria aeroespacial, automotriz y médica, hasta la arquitectura, el arte y la educación, modificando profundamente la relación entre diseño, ingeniería y manufactura.

0.1.1 - Ventajas de la fabricación aditiva

Entre las principales ventajas de la fabricación aditiva se destacan:

- Optimización de materiales: reduce significativamente el desperdicio en comparación con métodos tradicionales, mejorando el aprovechamiento de recursos y disminuyendo los costos de producción de baja escala, ya que no requiere matricería, moldes o herramental específico.
- Flexibilidad en el diseño: permite fabricar geometrías complejas, personalizadas y adaptadas a las necesidades específicas de cada aplicación.

- Prototipado rápido: acelera los procesos de desarrollo de productos, posibilitando la evaluación y modificación de diseños en menor tiempo y a bajo costo.
- Producción local bajo demanda: disminuye la dependencia de largas cadenas de suministro y facilita la fabricación descentralizada.
- Sostenibilidad ambiental: posibilita el uso de materiales reciclables y biodegradables, como el PLA (ácido poliláctico), reduciendo el impacto ambiental respecto a otros procesos industriales.

Estas características hacen que la impresión 3D se posicione como una herramienta estratégica en el contexto de la manufactura avanzada y la transformación digital de la industria (Industria 4.0).

0.1.2 - Limitaciones y desafíos

Sin embargo, esta tecnología no está exenta de desafíos y limitaciones técnicas.

Entre ellos se pueden mencionar:

- Costos unitarios elevados cuando se comparan con la producción en masa mediante métodos convencionales como el moldeo por inyección.
- Velocidad de fabricación reducida, debido al carácter secuencial del proceso capa a capa.
- Limitaciones en los materiales disponibles, especialmente en propiedades mecánicas o térmicas.
- Resolución y exactitud dimensional, que dependen de algunos factores como el tamaño del punto de extrusión, posicionamiento del pórtico, la estabilidad estructural de la impresora, material de impresión y diámetro de boquilla.
- Consumo energético significativo: Una impresora 3D puede consumir entre 50 y 100 veces más energía por unidad de masa fabricada que un proceso de moldeo por inyección, debido al calentamiento localizado y al tiempo de operación prolongado.
- Emisiones y residuos: durante la extrusión del material, especialmente en plásticos como ABS, se generan partículas ultrafinas y compuestos orgánicos

volátiles (UFP y COV) que requieren medidas de ventilación y filtrado adecuadas para garantizar un entorno de trabajo seguro.

0.1.3 - Contexto industrial y necesidad del proyecto

La industria manufacturera se encuentra actualmente en un proceso de transformación impulsado por la adopción de tecnologías digitales y de fabricación avanzada. En este marco, la fabricación aditiva de gran volumen se perfila como una alternativa de alto valor para mejorar la eficiencia, flexibilidad y personalización en los procesos productivos.

En sectores como la maquinaria agrícola, la industria metalmecánica y la fabricación de prototipos industriales, existe una creciente necesidad de producir componentes de gran tamaño y geometrías complejas que no siempre pueden ser obtenidas mediante los métodos convencionales o con las impresoras 3D comerciales disponibles.

Estas últimas suelen presentar limitaciones de tamaño de impresión, costos elevados o tiempos de entrega prolongados, lo cual retrasa el desarrollo de nuevos productos y eleva los costos de validación de diseño.

Actualmente, muchas industrias locales dependen de proveedores externos para la obtención de modelos, herramientas o prototipos de gran escala, lo que incrementa la vulnerabilidad ante interrupciones logísticas y aumenta los plazos de entrega. Esta situación pone de manifiesto la necesidad de contar con equipos de impresión 3D de gran formato que permitan el desarrollo y validación temprana de diseños dentro del ámbito local, fomentando la autonomía tecnológica y reduciendo la dependencia de servicios externos.

0.1.4 - Selección de la tecnología

Existen diversas tecnologías de impresión 3D, tales como SLA (estereolitografía), SLS (sinterizado selectivo por láser), DLP (Procesamiento Digital de Luz), DMSL, EBM, Multi Jet Fusion, LOM, entre otras, cada una con ventajas particulares en precisión, acabado superficial o tipo de material.

Sin embargo, para el presente proyecto se opta por la tecnología FDM (*Fused*

Deposition Modeling), por ser la alternativa más accesible y versátil para trabajar con grandes volúmenes de impresión y materiales de bajo costo, fácilmente disponibles en el mercado.

El proceso FDM consiste en la extrusión controlada de pellets o filamento de material termoplástico fundido a través de una boquilla calentada, que deposita el material capa a capa hasta conformar el modelo tridimensional. Su simplicidad mecánica, facilidad de mantenimiento y escalabilidad la convierten en una opción ideal tanto para entornos académicos como para aplicaciones industriales de bajo volumen.

0.1.5 - Justificación del proyecto

El diseño y construcción de una impresora 3D de gran formato (1 m^3 de volumen útil de impresión) representa una respuesta concreta a las necesidades de desarrollo de prototipos funcionales y componentes industriales de gran tamaño.

Este equipo permitiría reducir los tiempos y costos asociados al diseño iterativo, mejorar la calidad y confiabilidad de los productos mediante la validación temprana, y fortalecer las capacidades técnicas locales en tecnologías de manufactura digital.

Además, el proyecto contribuye al desarrollo académico y tecnológico, generando conocimiento aplicable a futuras investigaciones, parámetros de impresión y sistemas de control.

A largo plazo, esta iniciativa puede favorecer la transferencia de tecnología hacia pequeñas y medianas empresas (PyMEs), promoviendo la innovación regional y la independencia tecnológica.

En síntesis, el presente proyecto busca vincular la ingeniería mecánica con la transformación productiva local, a través de un desarrollo práctico, sostenible y con valor agregado para el entorno académico e industrial.

1 - Definición de impresora

En esta sección, se definirá todos los parámetros de la impresora a diseñar partiendo desde los más básicos a los más específicos.

1.1 - Tipos de impresoras 3D según configuración cinemática

Según cómo se mueven los ejes para formar las distintas capas, es decir, su configuración mecánica o cinemática, las impresoras 3D se dividen en las siguientes cuatro categorías principales.

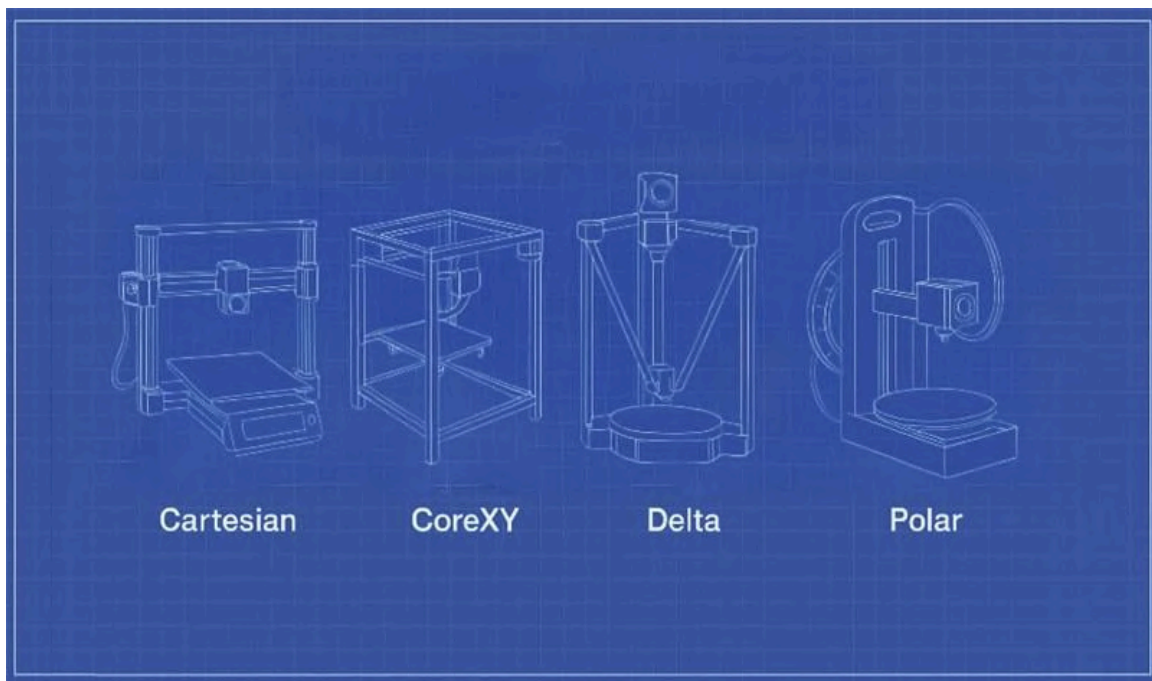


Figura 1-1: Cuatro tipos de configuraciones cinemáticas [6] [7]

1.1.1 - Delta

Las impresoras 3D de tipo Delta se distinguen por su diseño innovador y su capacidad para alcanzar altas velocidades de impresión. Este tipo de impresora opera bajo el sistema de coordenadas cartesianas, aunque su estructura y principio de funcionamiento difieren notablemente de las impresoras cartesianas convencionales.

En las impresoras Delta, la superficie de impresión es fija y generalmente de forma circular, mientras que el movimiento del cabezal de impresión o hotend se controla mediante tres brazos móviles conectados a tres columnas verticales o postes, dispuestos de manera triangular alrededor de la base. Cada brazo puede desplazarse hacia arriba, abajo y lateralmente de forma independiente, lo que permite que los tres motores trabajen en conjunto para posicionar el cabezal de impresión con gran agilidad y precisión en las tres dimensiones.

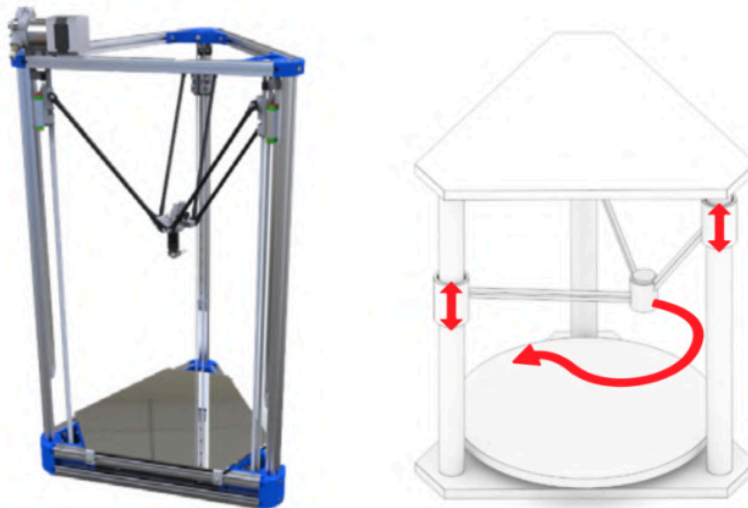


Figura 1-2: Impresora 3D Delta tipo FFF [4]

El nombre “Delta” (Δ) proviene justamente de la forma triangular que conforman los brazos al sostener el cabezal. Este diseño permite movimientos suaves, rápidos y coordinados, favoreciendo una impresión continua y estable. La extrusora que portan estas impresoras es generalmente muy liviana, característica fundamental para alcanzar altas velocidades sin comprometer el rendimiento dinámico del sistema. Para reducir el

peso, suelen incorporar una extrusora tipo Bowden, donde el motor de alimentación del filamento se encuentra separado del cabezal, conectado mediante un tubo guía.

La utilización de este sistema implica un control cinemático complejo, por lo que muchas impresoras Delta adoptaron tempranamente placas de control de 32 bits, capaces de realizar los cálculos necesarios para coordinar los tres ejes simultáneamente. Su diseño no solo resulta eficiente, sino también atractivo visualmente, destacándose por la fluidez y armonía del movimiento durante el proceso de impresión.

Durante la fabricación, el modelo 3D se corta en capas horizontales, al igual que en otros tipos de impresoras FDM. Sin embargo, en este caso, el cabezal se desplaza combinando los movimientos de los tres brazos para trazar cada sección de la pieza sobre la cama de impresión fija. Esta característica, sumada a la ligereza del sistema, permite lograr altas velocidades de impresión y tiempos de producción reducidos, siendo ideal para piezas de geometrías simples o de gran altura.

No obstante, las impresoras Delta presentan limitaciones importantes. Debido a su configuración, el volumen de construcción se encuentra restringido por el diámetro de la base y la longitud de los brazos, lo que impide fabricar objetos de gran tamaño o con amplias superficies horizontales. Asimismo, su alta velocidad puede generar una pérdida de precisión en los detalles más finos, lo cual las hace menos adecuadas para impresiones que requieran gran exactitud dimensional.

Otro aspecto a considerar es la complejidad de calibración y mantenimiento. Las impresoras Delta no son comunes en formato de escritorio, ya que su estructura y sistema de movimiento dificultan la resolución de fallas. Los ajustes requieren conocimientos avanzados de cinemática y control, y las piezas de repuesto no siempre son fáciles de conseguir o presentan un costo elevado.

A continuación, se detallan las principales **ventajas y desventajas** de este tipo de impresoras:

Ventajas:

- **Alta velocidad de impresión:** El diseño de brazos ligeros y cama fija permite alcanzar movimientos rápidos y fluidos, optimizando los tiempos de fabricación.
- **Movimiento preciso y estable:** La disposición triangular de los brazos proporciona una excelente estabilidad durante el desplazamiento del cabezal, especialmente en piezas altas.
- **Eficiencia en espacio:** Su estructura vertical y compacta ocupa menos superficie, lo que resulta útil en laboratorios o talleres con espacio limitado.
- **Posibilidad de imprimir objetos altos:** Gracias a la disposición de los ejes, pueden fabricarse piezas de gran altura sin comprometer la estabilidad estructural.
- **Diseño redimensionable:** Es posible modificar las dimensiones de la impresora (altura o diámetro) sin afectar de manera significativa la calidad de impresión.

Desventajas:

- **Volumen de impresión limitado:** La base circular restringe el tamaño máximo de las piezas imprimibles.
- **Menor precisión en impresiones rápidas:** A altas velocidades puede generarse pérdida de detalle y calidad superficial.
- **Complejidad en calibración:** El sistema de tres brazos requiere una configuración inicial precisa y conocimientos técnicos avanzados.
- **Mantenimiento y repuestos difíciles de conseguir:** Su diseño particular y menor popularidad respecto a otros tipos de impresoras limitan la disponibilidad de soporte técnico y componentes.
- **Restricciones de materiales:** El uso de extrusora Bowden puede limitar la compatibilidad con ciertos filamentos flexibles o de alta viscosidad.

El motivo más importante por el que descartamos este tipo de cinemática es que nuestro objetivo es tener un volumen de impresión considerable, tratando de mantener la mayor precisión posible y por las desventajas nombradas anteriormente esta configuración no es la óptima.

1.1.2 - Polar

Esta impresora utiliza el sistema de coordenadas polares, que tiene los puntos en una cuadrícula circular en lugar del cuadrado como sistema cartesiano. La plataforma de impresión no solo se mueve hacia los lados sino que también gira. Esto permite que la extrusora solo se mueva hacia arriba y hacia abajo, y también para un área de construcción grande. En otro tipo de impresoras polares la plataforma solo gira y es el cabezal el que se mueve no sólo en sentido vertical si no también hacia los lados.



Figura 1-3: Impresora 3D Polar tipo FFF de la firma Polar3D [4]

Ventajas:

- **Simplicidad mecánica:** Una impresora polar puede funcionar con solo dos motores, uno para la rotación y otro para el movimiento radial del cabezal, lo que implicaría menos partes móviles reduciendo el mantenimiento y desgaste.
- **Espacio compacto:** El diseño suele ser pequeño, porque la cama circular y el brazo de extrusión permiten un espacio de impresión compacto.

- **Bueno para ciertos diseños:** Para piezas circulares, radiales o en espiral el movimiento giratorio es más natural para ese tipo de geometrías.
- **Más económicas:** Al usar menos motores y una mecánica más simple se ahorra en componentes.

Desventajas:

- **Precisión limitada y variable:** Se tiene menos resolución hacia el borde de la cama porque la rotación complica el posicionamiento angular.
- **Generalmente no hay cama caliente:** Calentar una cama giratoria es más complejo tecnológicamente por lo que no se justifica, limitando así los materiales que se pueden utilizar.
- **Limitaciones de volumen de impresión:** El área útil de impresión tiene forma de círculo, no de rectángulo, resultando una limitación para algunas piezas. Si la pieza es muy grande de un lado no daría el volumen de impresión.

Por lo mencionado anteriormente, descartamos también este tipo de impresoras, ya que se tiene un espacio limitado y en gran formato presenta una precisión irregular a medida que se va alejando del centro, notándose aún más piezas de gran volumen como a las que apuntamos. Podría ser útil para modelos circulares como cilindros o piezas radiales, pero se requiere tener cierta versatilidad a la hora de imprimir.

1.1.3 - Brazo robótico

Es una impresora donde el extrusor está montado en un brazo articulado con varios grados de libertad, teniendo entre 5 o 6 ejes. Su función principal en la industria es el montaje de piezas y no de filamentos de extrusión. La impresión con un brazo robótico está todavía en desarrollo, y solo ha llegado a implantarse en algunas compañías. Es principalmente el negocio de la construcción el que lo utiliza.



Figura 1-4: Dobot M1: Brazo robótico [3]

Ventajas:

- **Volumen de trabajo:** No se encuentra limitado a un cubo cartesiano, puede imprimir superficies curvas o estructuras grandes.
- **Menor cantidad de soportes requeridos:** Por la posibilidad de imprimir en orientaciones que evitan zonas colgantes.
- **Menos limitaciones geométricas:** Posibilidad de imprimir hacia abajo o en laterales, y de reforzar mecánicamente direcciones específicas.

Desventajas

- **Precisión menor que una cartesiana:** No puede garantizar la misma precisión generalmente debido a que el brazo se flexiona con carga, las posiciones extremas tienen menos rigidez y las vibraciones se amplifican al final del brazo.
- **Complejidad extrema del software:** Para los cálculos de cinemática inversa del robot no servirían slicers tradicionales, requiriendo softwares más caros y limitados como AiBuild, RoboDK, Grasshopper, etc.).
- **Velocidad real limitada:** Aunque el robot pueda moverse rápido, al imprimir cambia la orientación del brazo, varía la presión del extrusor, se amplifican las vibraciones y no se tiene rigidez suficiente en el extremo, por lo que no es posible imprimir rápido.

- **Costos muy elevados:** El costo de un brazo robótico industrial es superior a los US\$ 10.000 en los modelos más básicos. En el caso de uno de escritorio de menor tamaño es inferior. [2]

Por estas desventajas mencionadas, de menor precisión y altos costos, no consideramos conveniente inclinarnos por este mecanismo de impresión. Si bien resulta interesante su cinemática, no es para nada práctica.

1.1.4 - Cartesiana

Las impresoras 3D de tipo cartesiano son las más comunes dentro de la tecnología de modelado por deposición fundida (FDM, por sus siglas en inglés). Reciben este nombre debido al sistema de coordenadas dimensionales que utilizan, conocido como **sistema cartesiano**, el cual se basa en tres ejes ortogonales: **X, Y y Z**. A través de estos ejes, la impresora determina la posición y el movimiento exacto del cabezal de impresión dentro del espacio tridimensional, permitiendo la deposición precisa del material fundido para la formación del objeto capa por capa.

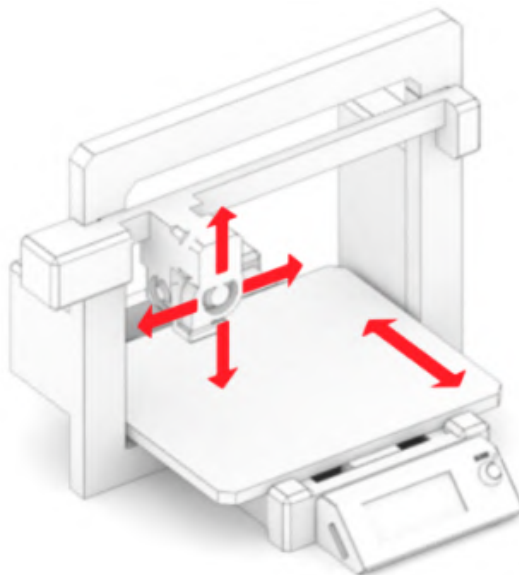


Figura 1-5: Diagrama de impresora 3D cartesiana tipo Core XZ [4]

En este sistema, el eje X corresponde al movimiento lateral del cabezal (de izquierda a derecha), el eje Y al movimiento en profundidad (adelante y atrás), y el eje Z al desplazamiento vertical (arriba y abajo). Dependiendo del diseño del fabricante, la cama de impresión o la extrusora puede ser la encargada de realizar el movimiento en alguno de estos ejes. En muchos modelos, la cama se asocia al eje Z, mientras que el extrusor se desplaza sobre los ejes X e Y, permitiendo un control preciso del punto de deposición del material en cuatro direcciones.

Durante el proceso de impresión, el modelo tridimensional se corta digitalmente en capas o secciones horizontales mediante un software denominado “slicer”. Los ejes X e Y definen las coordenadas de impresión correspondientes a cada capa, mientras que el eje Z ajusta su posición al finalizar cada una de ellas, desplazando la boquilla o la plataforma a una altura equivalente al espesor de capa. En caso de existir voladizos o zonas suspendidas, el sistema permite la incorporación de estructuras de soporte que garantizan la estabilidad dimensional del modelo durante la fabricación.

Las impresoras cartesianas están equipadas con al menos tres motores paso a paso, encargados de mover el cabezal y la cama de impresión a lo largo de los ejes mencionados. Este diseño, ampliamente difundido en el mercado, es la base de la mayoría de las impresoras 3D de escritorio, debido a su bajo costo, simplicidad de construcción y facilidad de mantenimiento. Además, muchas de estas impresoras se comercializan en forma de kits de ensamblaje, lo que permite al usuario armar su propio equipo de manera práctica y económica.

Entre las **ventajas** más destacadas de este tipo de impresoras se pueden mencionar:

- **Facilidad de uso:** Su configuración es sencilla y su funcionamiento intuitivo, lo que las convierte en una excelente opción para principiantes o para proyectos de enseñanza en ingeniería.
- **Consistencia en la calidad de impresión:** Gracias a su diseño mecánico estable, ofrecen resultados confiables y precisos, especialmente en piezas de tamaño reducido o mediano.

- **Amplia disponibilidad y soporte técnico:** Debido a su popularidad, existe una gran cantidad de información, repuestos y comunidades en línea que facilitan la resolución de problemas y la optimización del rendimiento.
- **Control preciso del movimiento:** El sistema cartesiano permite un desplazamiento controlado y exacto del cabezal, ideal para reproducir detalles finos y geometrías complejas con buena resolución.

Las **desventajas** que presenta este tipo de configuración son:

- **La calidad disminuye a alta velocidad:** Para impresiones a altas velocidades, la calidad puede verse afectada debido al peso de los ejes en movimiento, generando vibraciones que repercuten en la precisión dimensional.
- **Volumen total del equipo:** Éste es mayor que el volumen útil de construcción, ya que requiere espacio adicional para el desplazamiento de los componentes móviles.

El mayor volumen total y la menor velocidad de impresión en comparación a las otras configuraciones, si bien son desventajas, no consideramos que son relevantes para nuestros objetivos de diseño, que son principalmente contar con un buen volumen de impresión sin perder precisión. Por lo que creemos que ésta es la mejor opción.

1.2 - Sistema cinemático de la impresora

Uno de los puntos importantes de este proyecto es la definición del sistema cinemático de la impresora. En las impresoras 3D con tecnología FDM (Fused Deposition Modeling o Modelado por deposición fundida), especialmente en impresoras de gran formato, el diseño estructural y los movimientos asignados para cada eje tienen un impacto directo sobre la calidad y precisión de la impresión.

Existen diversas configuraciones posibles:

1.2.1 - CORE XY

En una impresora core XY, significa que el cabezal de impresión (Hotend/extrusor) se encarga de los movimientos en los ejes X e Y, mientras que la cama toma el movimiento vertical del eje Z.

1.2.2 - CORE XZ

En la configuración core XZ, el cabezal de impresión se mueve en los ejes X y Z, mientras que la cama avanza o retrocede en el eje Y.

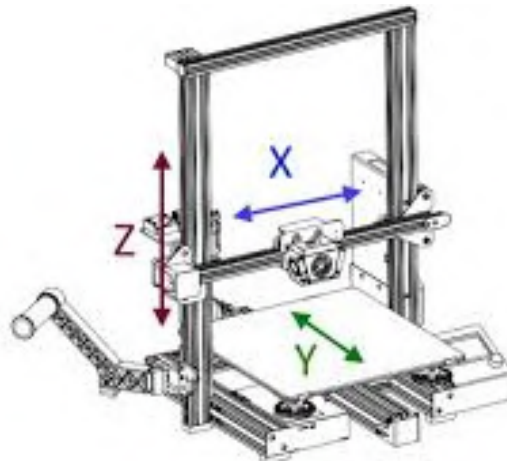


Figura 1-6: Diagrama de impresora 3D FFF tipo Core XZ [6]

1.2.3 - CORE XYZ

Según nuestro análisis, cuando se trabaja con piezas con gran volumen y peso, mover la cama implica generar inercias de movimiento significativas. Estas inercias, especialmente a altas velocidades o durante cambios bruscos de dirección, afectan negativamente a la precisión y estabilidad del proceso de impresión, y pueden provocar defectos dimensionales o errores de posicionamiento.

Para minimizar este tipo de problemas, proponemos adoptar una arquitectura XYZ, en la cual la cama permanece completamente estática y todo el movimiento se transfiere al cabezal de impresión.

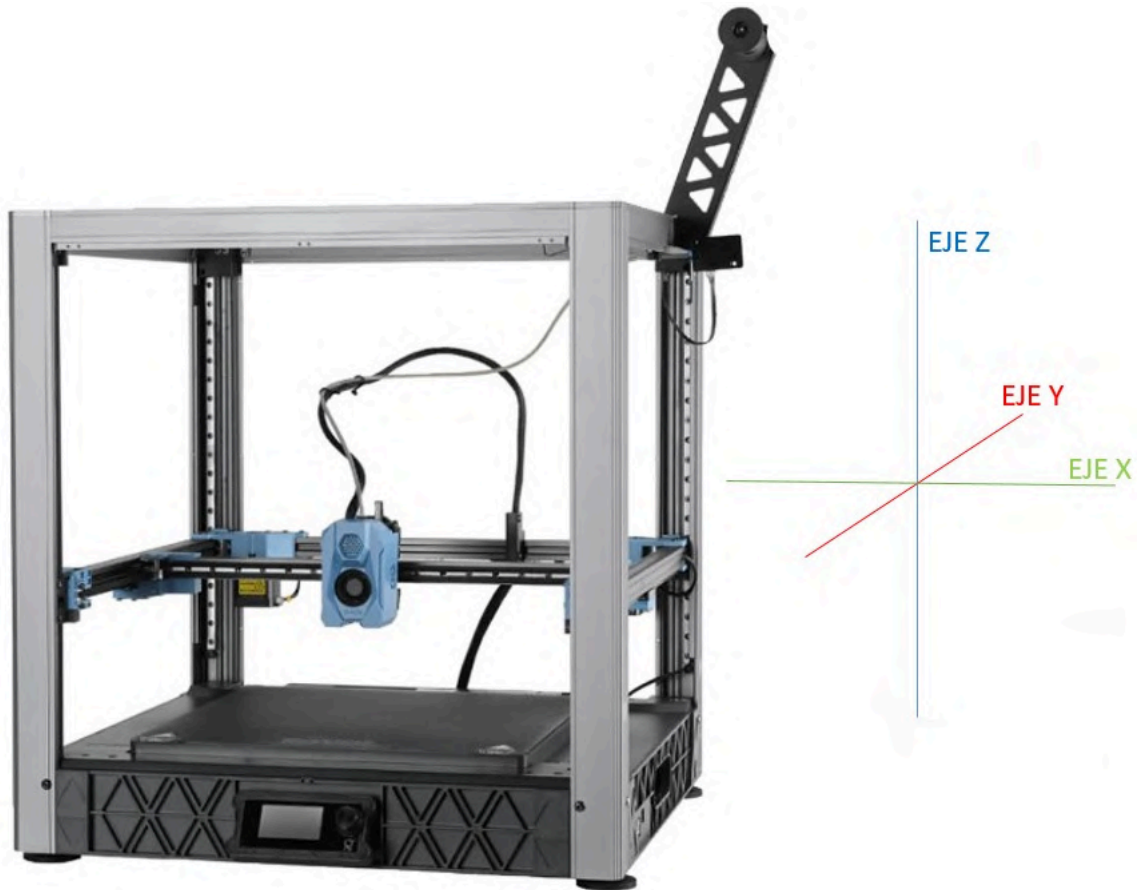


Figura 1-7: Impresora 3D cartesiana FFF de la firma Sovol SV08 [16]

1.3 - Material de Impresión

Antes de mencionar los tipos de plásticos hablaremos sobre dos problemas muy comunes en impresión 3D, ya que los diferentes materiales de impresión son más o menos propensos a sufrir Warping y Cracking.

El *warping* (Deformarse o doblar en español) es un término que se utiliza en impresión 3D para referirnos a cuando la primera capa de una pieza que imprimimos se deforma y se despegue de la superficie de impresión curvándose hacia arriba. El *warping* en 3D aparece sobre todo en piezas grandes, porque en este tipo de piezas donde las tensiones térmicas en la pieza se hacen más potentes y terminan por despegar las esquinas de las mismas. Esto se debe a que las capas se enfrían de manera despareja, provocando que las capas frías se contraen y tiran del material hacia arriba.



Figura 1-8: Warping en Impresión 3D [17]

El *cracking* es otro efecto muy relacionado al *warping* pero que aparece en capas intermedias de la pieza, en vez de solo la primera capa. En general, si una pieza tiene *cracking*, la primera capa se verá afectada también por el *warping*. El *cracking* también se produce por las tensiones inducidas durante el enfriamiento de la pieza. Si la fusión entre capas no es lo suficientemente buena, estas tensiones acaban por separar las capas y dejar grietas horizontales en nuestra impresión.



Figura 1-9: Cracking en impresión 3D [17]

1.3.1 - PLA

El filamento PLA es uno de los más utilizados tanto en la impresión 3D industrial como en las impresoras domésticas. Lejos de ser un material plástico de producción tradicional o altamente contaminante, el PLA es un filamento más respetuoso con el medio ambiente ya que no requiere de recursos finitos como el petróleo.

El PLA (ácido poliláctico) es uno de los filamentos estrellas de la impresión 3D, ofrece buenas prestaciones al combinar una alta velocidad de impresión con unos bordes muy definidos siempre y cuando el material se enfríe correctamente. Además, los modelos que imprime tienen una deformabilidad muy baja. La textura de las piezas no queda tan suave como con el ABS, pero sí más brillantes. Este tipo de filamento posee una vida útil de al menos 12 meses si se conserva entre 15 y 25° grados, por lo que es apto para almacenamiento. Su densidad es de entre 1,2 g/cm³ y 1,4 g/cm³. La temperatura necesaria para su impresión es de unos 210°C con la cama a unos 60°C.

Su origen se encuentra en materias primas como el almidón de maíz, las raíces de tapioca o la caña de azúcar. De estas féculas y alimentos se obtiene un plástico ecológico y renovable que, en ciertas condiciones de temperatura y humedad, puede ser biodegradable.

Podemos encontrar todo tipo de colores, que van desde el crudo natural, hasta dorados y plateados. Pero además también existen variedades de estos materiales con

propiedades especiales. Tenemos por ejemplo colores fosforescentes, que brillan en la oscuridad, o fluorescentes, que brillan al exponerlos a luz UV. También materiales que cambian de color según la temperatura y hasta variedades flexibles o que conducen la electricidad. [11] [12]

El PLA es el material con menos warping que existe en impresión 3D debido a que posee el coeficiente de dilatación térmico más bajo de todos, con lo que al enfriarse las piezas de PLA se contraen menos que las de cualquier otro material. Por ello el PLA es el mejor filamento para cuando se requiera imprimir piezas grandes o con una gran superficie de contacto con la cama para evitar el warping.

1.3.2 - ABS

El acrilonitrilo butadieno estireno es uno de los termoplásticos más usados en la impresión 3D. No es biodegradable, pero es muy tenaz, duro y rígido, con resistencia química y a la abrasión, pero que sufre con la exposición a rayos UV. Es soluble en acetona y su densidad es de 1,05 g/cm³. Requiere una temperatura de cabezal de unos 240°C y de bandeja de 110°C, siendo más exigente que en el caso de PLA. Es un material susceptible tanto al warping como al cracking en un ambiente de temperatura poco uniforme como en el caso de una impresora abierta, por lo que se mejoraría el resultado colocando algún tipo de cerramiento a la impresora para que todo el volumen de impresión se mantenga a alta temperatura y que las piezas se enfríen más despacio, siendo esto una posible mejora a futuro para este proyecto. [12]

1.3.3 - PETG

El PETG es un tereftalato de polietileno transparente es uno de los materiales más usados para las botellas y otro tipo de envases. Es una versión modificada del PET, La G significa glicol modificado, se añade a la composición del material durante la polimerización, el resultado es un filamento más ligero, menos frágil y más fácil de usar que su forma básica, el PET. Su principal propiedad es su capacidad de cristalización, generando piezas transparentes. Es muy fuerte y resistente a los impactos. Su densidad

cristalina es de 1,45 g/cm³. Las temperaturas requeridas en hotend y cama de impresión para el PETG son las mismas que con el PLA.

El PETG es un material resistente y muy adecuado para la impresión 3D, de hecho una de sus ventajas es ser un material con muy poco warping (aunque algo más que el PLA) y aún así más resistente que el ABS y el PLA.

1.3.4 - PVA

El PVA, o alcohol polivinílico, es un material muy utilizado en la industria de impresión 3D debido a su habilidad de disolverse en el agua. En concreto se utiliza para la creación de soportes de impresión mediante máquinas FDM de doble extrusión. Esto ofrece a los usuarios una mayor libertad de diseño para piezas con geometrías complejas, sin afectar a la calidad de impresión. Cuantos más detalles y partes en voladizo tenga el diseño, más soportes requerirá la pieza para poder ser fabricada.

Para su uso en la fabricación aditiva, sin embargo, es importante tener en cuenta el punto de fusión de 230°C y, sobre todo, la temperatura de degeneración de 200°C. A esta temperatura, el PVA empieza a carbonizarse, lo que puede provocar manchas negras en el objeto impreso. La temperatura de impresión ideal se sitúa entre 180 y 225°C, siendo preferible el rango inferior, ya que la temperatura de impresión está muy próxima a la temperatura de degeneración mencionada anteriormente. Para obtener buenos resultados, lo mejor es combinar PVA con materiales que tengan un punto de fusión similar, por ejemplo el PLA. [13]

1.3.4 - Nylon

Como filamento, el nylon suele estar disponible en forma de PA6. Tiene muchas características interesantes como su flexibilidad, resistencia al impacto y abrasión, y propiedades mecánicas similares al ABS. Sin embargo, debes saber que el nylon requiere una cama caliente (que puede alcanzar unos 80°C) en la impresora 3D para una buena adhesión, y también es higroscópico, lo que significa que absorbe rápidamente la humedad del ambiente. Además, se necesita una temperatura de extrusión de alrededor de 250°C.

En cuanto a sus aplicaciones por su flexibilidad y resistencia, lo hace ideal para aplicaciones en la industria automotriz, como la fabricación de piezas resistentes a la fricción y deformación. También se utiliza para moldear herramientas fuertes, engranajes y bisagras, y puede reemplazar algunos plásticos utilizados en los procesos de moldeo por inyección. Además, es biocompatible, lo que significa que se puede utilizar para producir prótesis y otras piezas que estarán en contacto con la piel. Por último, es un material no abrasivo, lo que lo hace perfecto para objetos y partes interiores de mucho uso que tienden a desgastarse.

Por el extremo cuidado que requiere sobre la humedad, es necesario tener un buen cerramiento en la impresora lo cual no es el objetivo de este proyecto, por lo que queda descartado este material. [14]

1.3.4 - Peek

La polietere tercetona, más comúnmente conocida como PEEK, es un termoplástico semicristalino altamente reconocido en la industria manufacturera por sus propiedades mecánicas. Utilizado principalmente en la industria aeroespacial, médica y automotriz, el PEEK es resistente al calor y al desgaste, y puede reemplazar ciertos metales gracias a su relación peso/resistencia.

PEEK es parte de la familia PAEK (poliarileter tercetona), conocida por sus altas propiedades termomecánicas. Si tomamos la pirámide de diferentes polímeros en la industria, PEEK está en la cima, en la categoría de polímeros de alto rendimiento. Sin embargo, es un material de impresión 3D exigente, difícil de fabricar y que requiere una serie de requisitos previos.

Durante la impresión 3D, se debe dominar el proceso de cristalización de PEEK. De hecho, parte del material se cristalizará, cambiando la densidad del material. Por lo tanto, es necesario mantener altos niveles de temperatura (extrusión, bandeja y envolvente) y evitar cualquier fluctuación de estos. Para imprimir PEEK en 3D, es necesario tener una impresora 3D adecuada, con un extrusor que pueda alcanzar los 400°C, un gabinete calentado a 120°C y una placa calefactora de 230°C para quitar la pieza. Con esto evitaremos que las piezas se deformen. En cuanto a la reacción

química, el material cambia de densidad durante la impresión y luego se contrae cuando se enfría.

Por la alta exigencia en las condiciones de impresión, este material queda descartado para este proyecto por ser uno de los más difíciles de imprimir. Aunque es importante no dejar de mencionarlo por sus excelentes propiedades termomecánicas.

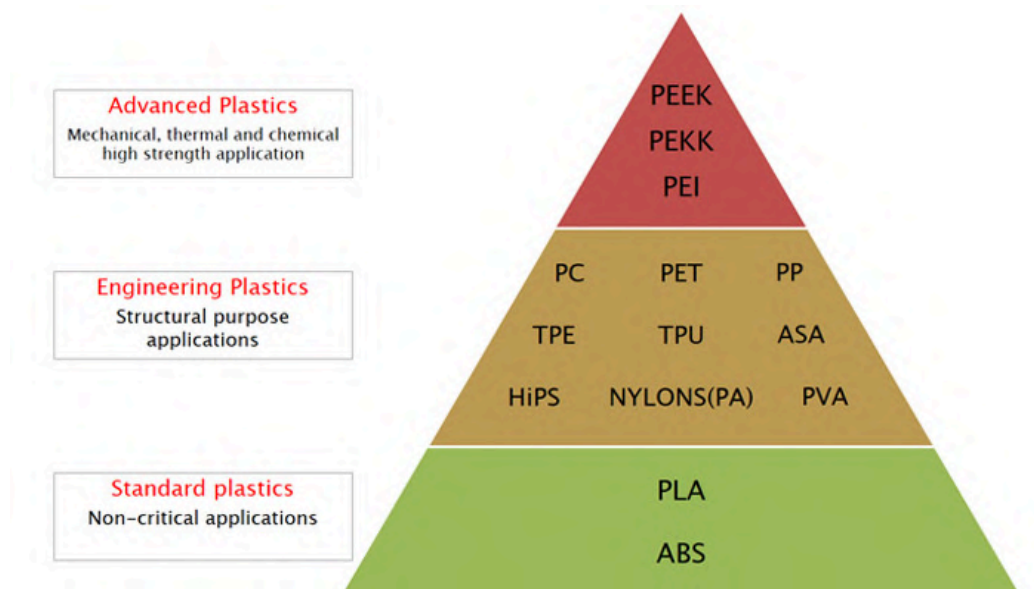


Figura 1-10: Jerarquía de plásticos según sus aplicaciones [15]

1.4 - Cabezales de impresión

El cabezal de una impresora 3D es el conjunto mecánico y funcional que integra el sistema de extrusión y el hotend.

El *Hotend* (o Fusor) es el conjunto encargado de fundir el material termoplástico y depositarlo de manera controlada a través de una boquilla (*Nozzle*) sobre la cama de impresión, construyendo objetos capa por capa. Está compuesto por un bloque calefactor, un sistema de control térmico y la boquilla. El correcto funcionamiento de este elemento es clave en la calidad de impresión obtenida.

El extrusor es el mecanismo responsable de alimentar el material hacia el hotend, controlando la cantidad y la velocidad de material extruido.

1.4.1 - Extrusor de pellets

Vale la pena mencionar rápidamente la relación entre los pellets y el filamento. El plástico utilizado como materia prima en impresoras 3D convencionales se obtiene a partir de un proceso de polimerización en un reactor donde el producto resultante se corta en pequeños trozos, gránulos o pellets. Para obtener de los pellets material en filamento se debe atravesar un proceso adicional de extrusión, en el cual el material es calentado y forzado de manera continua a través de una matriz calibrada, obteniéndose filamentos de diámetro controlado, típicamente de 1,75 milímetros para impresoras 3D comerciales. Este paso adicional se traduce en un mayor costo de filamento respecto al peso equivalente en pellets crudos.

El extrusor de pellets elimina la necesidad de este proceso intermedio, alimentando el sistema de impresión directamente con pellets, lo que equivale a un ahorro de costos significativos si se adquieren pellets en cantidades suficientes.

Se encontró que 1 kg de filamento de PLA sin carretel cuesta \$32.000 y 1 kg de pellets de PLA \$15375, resultando valer poco menos de la mitad el kilogramo de pellets que el de filamento.

Por otro lado, el uso de pellets en una impresora de gran formato presenta la ventaja de evitar interrupciones en la alimentación de material, a diferencia de lo que ocurre con el filamento. En este último caso cuando el carrete se agota, es necesario pausar la impresión para reemplazarlo, y reanudar el proceso con un nuevo filamento puede dar lugar a fallas en la pieza. Este hecho se vuelve más frecuente en impresoras de gran formato, donde el consumo de material plástico es considerablemente mayor, lo que incrementa la cantidad de recambios de carrete, y en consecuencia, la probabilidad de interrupciones y defectos en la pieza. Al utilizar pellets solo basta con mantener cierto nivel de material en el cabezal mediante un sistema de suministro continuo.

El cabezal a utilizar es el desarrollado en el proyecto “Manufactura aditiva de alta resistencia” por el ING. Danilo Pizzolitto, se trata de un extrusor compacto de tornillo simple diseñado para procesar materia prima en forma de pellets, permitiendo el uso de plásticos de ingeniería de alto rendimiento.

Consiste principalmente en tres partes: El bloque motriz, el bloque calefactor y la válvula de salida.

El bloque motriz es impulsado por un motor paso a paso Nema 17 integrado con una caja de engranajes planetaria (relación 5:1), lo que quintuplica el torque disponible para comprimir y fundir el plástico. El movimiento del motor se transmite mediante un acople flexible de aluminio hacia un tornillo de Arquímedes.

El sistema tornillo camisa constituye el núcleo del cabezal de extrusión. El tornillo de Arquímedes (husillo) está fabricado en acero SAE 4140 nitrurado para resistir el desgaste, que gira dentro de una camisa mono-bloque del mismo material. El diseño del tornillo contempla zonas específicas de alimentación, transición y dosificado para asegurar una fusión homogénea.

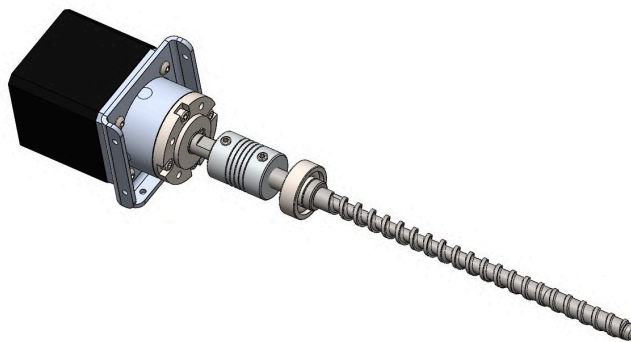


Figura 1-11: Motor y Tornillo de alimentación del extrusor [18]

El bloque calefactor del cabezal aloja la camisa, el sistema de disipación térmica, los calentadores cerámicos y el sensor de temperatura.

El sistema de calentamiento utiliza un calentador cerámico de banda de 500W, capaz de alcanzar hasta 400°C (o incluso 500°C), controlado por una termocupla tipo K de alta temperatura. Estos calentadores cerámicos de banda recubren la camisa, proporcionan el aporte térmico principal necesario para la fusión del material, el cual se complementa con el calor generado por la fricción entre el tornillo y la camisa.

Con el objetivo de garantizar un gradiente térmico adecuado a lo largo del cabezal, el conjunto incorpora un disipador de aluminio y un ventilador (cooler). Este sistema limita

la propagación de calor hacia la zona superior del cabezal, donde se encuentra el ingreso de pellets, evitando la fusión prematura de los mismos y asegurando una alimentación estable.

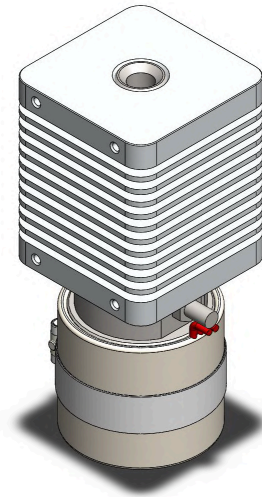


Figura 1-12: Bloque calefactor y disipador de cabezal de impresión [18]

Finalmente, en la válvula de salida se ubica la boquilla o *nozzle*, a través de la cual se deposita el material fundido.

Este conjunto incorpora un sistema de cierre por aguja, compuesto por un perno y un resorte con una rigidez calculada de manera tal que al detenerse la rotación del tornillo extrusor, la presión generada por el material fundido no es la suficiente para comprimir el resorte y mantener la válvula abierta, por lo que se interrumpiría el flujo de material. Este sistema de cierre de la válvula fue diseñado para evitar goteos de plástico en los movimientos rápidos e improductivos, mejorando la calidad superficial de las piezas y reduciendo la generación de material no deseado.

Desde el punto de vista estructural y de alimentación, el conjunto cabezal se ensambla sobre un bracket estructural fabricado de chapa de aluminio de 2mm de espesor, el cual proporciona rigidez y mantiene alineados los componentes. Asimismo, el sistema incluye una tolva de alimentación y boca de carga fabricadas mediante impresión 3D, que guían los pellets de manera controlada hacia el interior del cabezal.

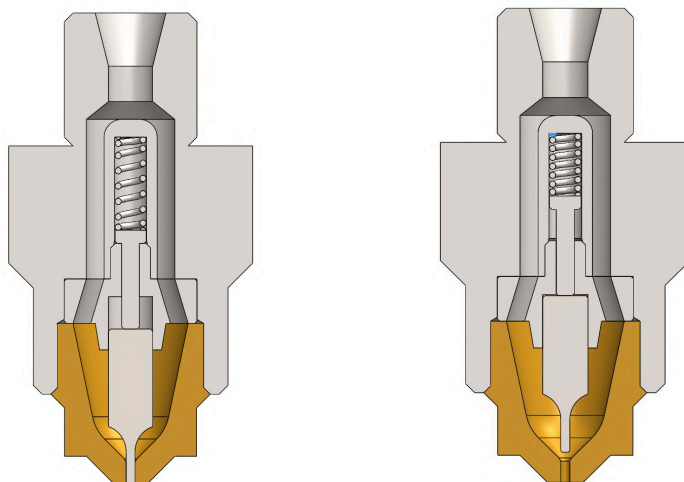


Figura 1-13: Funcionamiento de cierre aguja de cabezal de impresión [18]

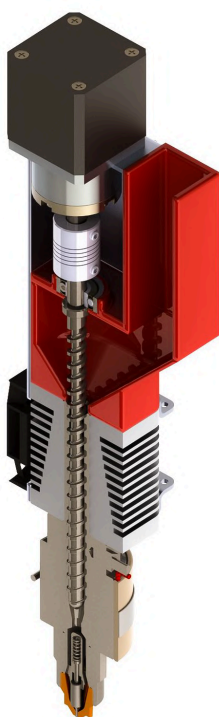


Figura 1-14: Cabezal de pellets seccionado [18]

1.4.2 – Modificación de cabezal

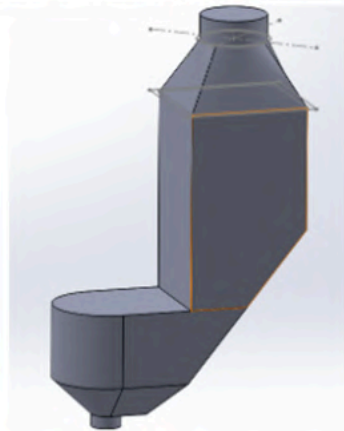
Modificación de la tolva de carga del cabezal: Se realizó una modificación al diseño original del cabezal, más precisamente en la boca de carga y la tolva de alimentación, Estas dos piezas vinculadas generan un espacio que contienen y guían a los pellets hacia el extremo del tornillo extrusor.

La modificación realizada tiene dos propósitos:

- Aumentar la capacidad de almacenamiento de pellets
- Permitir acoplar una manguera corrugada que transporta los pellets

El primer propósito tiene un límite, ya que, si aumentamos demasiado el almacenamiento de pellets, el cabezal se vuelve demasiado pesado y la flecha de los perfiles aumenta perdiendo precisión en la impresión. Si disminuimos demasiado el volumen de almacenamiento el equipo que se encargue de mantener la tolva de pellets llena, deberá funcionar continuamente. Por estos motivos determinamos que cada cabezal debe almacenar alrededor de medio kg de pellets.

Componente	Material	Dens	Vol [m ³]	Vol real [m ³]	Peso
Nueva boca de carga	Petg	1290 Kg/m ³	0,0002680764	0,0004124252	0,3458 Kg
Nueva tolva alimentación	Petg	1290 Kg/m ³	0,0002102470	0,0003234569	0,2712 Kg
					0,6170 Kg



Las modificaciones de la alimentación de la impresora admiten 0,6170 Kg de pellets
Aplicando un factor de llenado de 0,65

La imagen muestra el volumen interno que ocuparan los pellets

Figura 1-15: Volumen destinado al almacenamiento de pellets

Con un almacenamiento de 0,617 kg de pellets resulta más que suficiente para una impresora de gran formato.

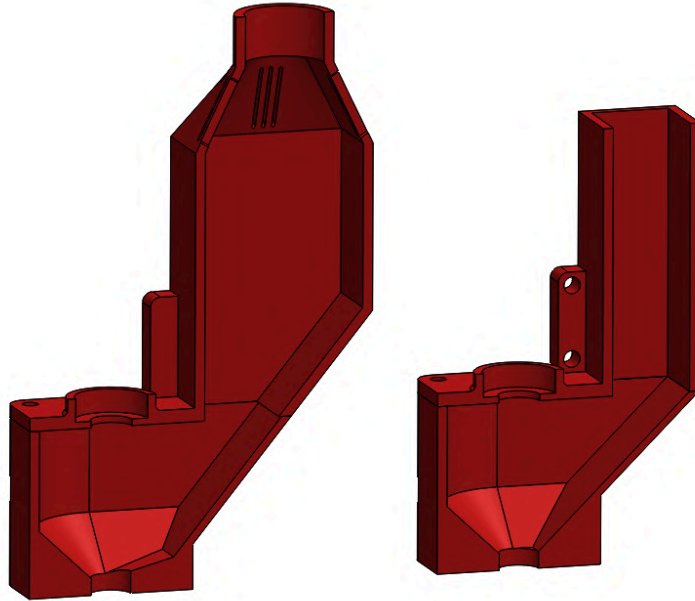


Figura 1-16: Modificación tolva de carga

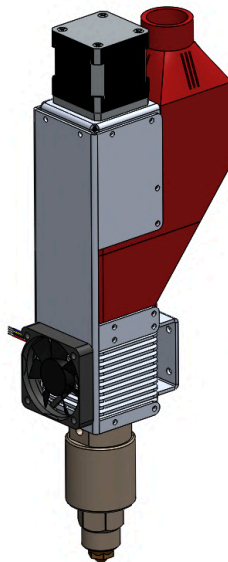


Figura 1-17: Cabezal Modificado

Sobre la parte superior de la tolva de carga, la geometría finaliza en una sección cilíndrica que permite la vinculación con el conducto de transporte de pellets. Esta sección presenta perforaciones distribuidas en su superficie, cuya función es permitir la evacuación del aire que transporta los pellets.

1.4.3 - Cantidad de cabezales

Para la impresora 3D de gran formato diseñada, se seleccionó la incorporación de dos cabezales, configurando un sistema de doble cabezal independiente (en el eje X). Esta elección se fundamenta en la versatilidad operativa que ofrece este tipo de configuración, permitiendo múltiples modos de trabajo que optimizan la productividad y amplían las capacidades de fabricación.

Dentro del proceso de definición de los subsistemas de la impresora 3D de gran formato, se evaluó la cantidad de extrusores y hotends necesarios para satisfacer los requerimientos operativos del equipo. Tras analizar distintas configuraciones posibles, se decidió implementar un sistema de doble cabezal independiente, compuesto por dos *hotends* y dos extrusores diferenciados.

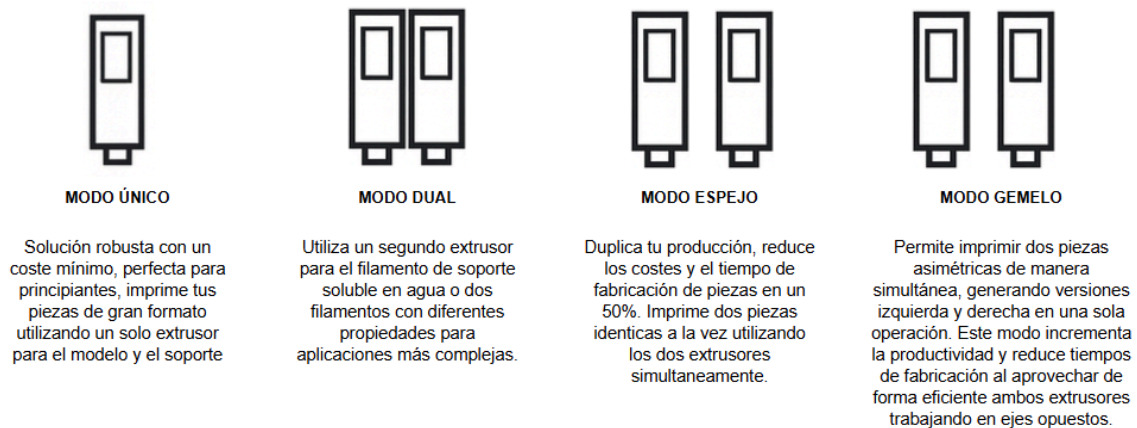


Figura 1-18: Modos de operación

La elección de esta arquitectura responde a criterios de flexibilidad operativa, optimización de tiempos de fabricación y ampliación de las capacidades funcionales del equipo. Un sistema de doble extrusor permite abordar múltiples modos de trabajo que no pueden lograrse con una configuración convencional de un solo cabezal.

Los principales modos de operación habilitados por esta configuración son los siguientes:

- **Modo espejo (Mirror Mode):**

Este modo permite la fabricación simultánea de dos piezas geométricamente especulares (derecha e izquierda). Su empleo resulta especialmente eficiente en la producción de componentes que se diseñan y fabrican en pares, ya que reduce el tiempo total de impresión a la mitad en comparación con una producción secuencial.

- **Modo duplicado (Duplicate Mode):**

En esta modalidad, ambos cabezales replican la misma pieza sobre zonas diferenciadas de la cama de impresión. Los dos extrusores comparten los desplazamientos en el eje X pero operan de manera independiente en la deposición del material. De esta forma, es posible obtener dos piezas idénticas en el mismo tiempo que demandaría fabricar una sola, incrementando significativamente la productividad del sistema.

- **Modo único (Single Mode):**

El modo de operación con un solo extrusor permite utilizar la máquina como una impresora convencional, desactivando por completo el segundo hotend. El cabezal no operativo se desplaza hacia su posición de estacionamiento, ubicada fuera del volumen útil de fabricación. Esto elimina cualquier posibilidad de interferencia mecánica o térmica sobre la pieza, evitando fenómenos comunes en configuraciones duales no independientes, tales como goteo residual, arrastre de filamento, marcas superficiales o colisiones accidentales con geometrías en proceso.

- ❖ **Aumenta la confiabilidad** del proceso al minimizar puntos potenciales de falla.
- ❖ **Garantiza mayor calidad superficial** minimizando el momento en el perfil al acercarlo al punto de apoyo.

- ❖ **Simplifica el perfil de impresión**, al no requerir compensaciones, torres de purga o barreras térmicas.
- ❖ **Reduce el desgaste del segundo extrusor**, al no participar en ciclos de movimiento que no lo requieren.

- **Modo dual (Dual Extrusion):**

Ambos hotends intervienen en la fabricación de una única pieza. Esta modalidad permite la impresión multimaterial o bicolor. Su aplicación más relevante se da en la utilización de materiales solubles para soportes (PVA), donde un cabezal trabaja exclusivamente con el material estructural y el otro deposita el filamento soluble encargado de los soportes. Esta estrategia facilita la fabricación de geometrías complejas y reduce notablemente las operaciones de postprocesado.

La elección de un sistema dual (Doble cabezal) impacta de forma positiva en la capacidad productiva y versatilidad del proceso, aspectos particularmente importantes en una impresora 3D de gran formato. En este tipo de equipos, donde los tiempos de impresión pueden ser elevados y el aprovechamiento del volumen útil es crítico, disponer de dos cabezales independientes mejora la eficiencia operativa global del sistema.

1.5 - Sistema de transmisión

La impresora 3D propuesta incorpora distintos sistemas de transmisión de movimiento, seleccionados en función de las cargas involucradas, la precisión requerida y las velocidades de operación de cada eje.

A lo largo del Eje Z utilizamos tornillos de potencia con bolas recirculantes cuya función principal es soportar el peso del travesaño o pórtico, que contiene los dos cabezales de impresión, y garantizar un desplazamiento vertical preciso con bajo rozamiento el cual es guiado por guías lineales. Este tipo de transmisión se caracteriza por su alta eficiencia y elevada precisión de posicionamiento, siendo adecuada para ejes sometidos a cargas importantes.

Como característica relevante, los tornillos de bolas son reversibles, por lo que, en ausencia de energía (motor desenergizado), el sistema puede moverse por acción de su propio peso. Por este motivo, el diseño de la máquina contempla adoptar un motor con freno electromagnético que actúa cuando el motor se desenergiza conservando la posición instantáneamente, impidiendo el descenso no deseado del conjunto. Este sistema de seguridad evita golpes del cabezal contra la cama o pieza en proceso de impresión y también evita que la estructura pierda la escuadra.

Entre sus principales ventajas se destacan la precisión, la rigidez y la capacidad de carga, mientras que como desventajas pueden mencionarse menores velocidades de desplazamiento, mayor costo, mayor nivel de ruido y la necesidad de mantenimiento periódico, siendo el desgaste uno de los modos de falla más relevantes.

El movimiento del travesaño a lo largo del eje Y se transmite mediante correas dentadas, accionadas por motores ubicados en los extremos de la estructura. Este sistema fue seleccionado por su simplicidad constructiva, bajo costo y capacidad de alcanzar mayores velocidades de desplazamiento, resultando adecuado para ejes con menores cargas y requerimientos dinámicos elevados.

Entre las ventajas de este tipo de transmisión se encuentran su rapidez, bajo peso y mantenimiento sencillo, mientras que como desventajas pueden mencionarse las pérdidas de precisión debidas a la deformación elástica de la correa, la necesidad de tensado periódico, y la posibilidad de roturas o desgaste con el uso prolongado.

Por último, el movimiento de los cabezales a lo largo del travesaño (eje X) también se realiza mediante transmisión por correas dentadas. Cada cabezal cuenta con un sistema de accionamiento independiente, lo que permite su desplazamiento de forma autónoma en dicho eje. El movimiento es guiado mediante guías lineales, asegurando un desplazamiento preciso, estable y repetible durante el proceso de impresión.

1.6 - Cama caliente

La temperatura tanto del hotend como de la cama caliente constituye una variable crítica para asegurar una correcta calidad de impresión. Estos valores se definen en función del tipo de material utilizado. El hotend (boquilla) debe alcanzar temperaturas del orden de los 250 °C, necesarias para fundir el material y permitir su deposición capa por capa.

Por su parte, la cama caliente cumple la función de asegurar la adherencia de la primera capa, evitando deslizamientos o desprendimientos durante el proceso de fabricación. Para materiales comunes, la cama opera típicamente a temperaturas de hasta 70 °C, garantizando una base estable y reduciendo deformaciones por contracción térmica.

1.7 - Descripción general de la impresora 3D propuesta

La impresora 3D desarrollada en el presente proyecto corresponde a una impresora de modelado por deposición fundida cartesiana de gran formato, basada en un sistema cinemático tipo **Core XYZ**, en el cual la cama de impresión permanece fija, mientras que el cabezal realiza los movimientos en los tres ejes (X, Y y Z). Esta configuración fue seleccionada por su buena rigidez estructural, precisión de posicionamiento y adecuada distribución de masas móviles, especialmente relevante en equipos de gran tamaño.

El sistema de deposición se basa en **impresión por deposición de material fundido (FDM)**, permitiendo la utilización de termoplásticos de uso común como **PLA, ABS y PETG**, con temperaturas de cama y hotend acordes a estos materiales. La impresora cuenta con **dos cabezales de impresión**, lo que habilita distintos modos de trabajo, tales como impresión multimaterial, uso de material de soporte o incremento de productividad. La configuración base contempla un **sistema de extrusión a partir de material peletizado**, ya que posee las ventajas mencionadas anteriormente por encima de un cabezal que utiliza materia prima en forma de filamento.

En cuanto a la estructura mecánica, el movimiento en el eje Z se realiza mediante cuatro tornillos de bolas recirculantes, encargados de elevar y descender el travesaño que soporta los dos cabezales de impresión. Estos tornillos comparten la carga del conjunto, aportando rigidez y capacidad para soportar el peso del sistema móvil.

Este eje es guiado a lo largo de su desplazamiento por dos guías lineales, una a cada lado, teniendo dos carros por riel para contener el momento producido. Esto evita desalineaciones del travesaño durante el movimiento vertical a la vez que minimiza las cargas radiales en el tornillo.

El travesaño principal se desplaza a lo largo del eje Y, transportando simultáneamente ambos cabezales (eje compartido). Este movimiento es impulsado por dos motores ubicados en los extremos, mediante un sistema de transmisión por correas, lo que permite un desplazamiento sincronizado, reduce esfuerzos mecánicos y evita el cruce o desalineación del conjunto. El guiado en este eje se realiza mediante dos guías lineales, garantizando precisión y repetibilidad en el posicionamiento.

Sobre dicho travesaño, los dos cabezales se desplazan de manera independiente en el eje X, cada uno accionado por su propio motor y sistema de correas. Para optimizar el diseño y evitar interferencias, la correa correspondiente al cabezal 1 se dispone en la parte superior del travesaño, mientras que la del cabezal 2 se ubica en la parte inferior. Ambos cabezales se guían mediante una guía lineal, asegurando movimientos suaves, precisos y paralelos al plano de impresión.

2 - Dimensionamiento y selección de componentes

En esta sección se describe el proceso de dimensionamiento y selección de los distintos componentes que conforman la impresora 3D. Estableciendo los criterios técnicos, funcionales y constructivos que fundamentan cada una de las decisiones adoptadas en el diseño.

Para comenzar con el dimensionamiento de los componentes partiremos de la información que tenemos sobre el cabezal para obtener los parámetros de funcionamiento del mismo, así como sus características y especificaciones.

Comenzaremos calculando el rango de caudal volumétrico del extrusor

- Diámetro externo $\phi_{ext} = 8 [mm]$
- Diámetro interno $\phi_{int} = 6,8 [mm]$
- Espacio interno entre diente y diente $h = 5 [mm]$
- Velocidad máxima motor $\omega_{max} = 150 [rpm]$
- Velocidad mínima motor $\omega_{min} = 50 [rpm]$
- Eficiencia Volumétrica $\eta = 0.7$

$$Q_{max} = \pi^2 \cdot h \cdot (\phi_{ext}^2 - \phi_{int}^2) \cdot \eta \cdot \omega_{max} = 46.012 \left[\frac{cm^3}{min} \right] = 766.868 \left[\frac{mm^3}{seg} \right]$$

$$\text{Caudal másico máximo } [kg/h] \dot{m}_{max} = Q_{max} \cdot \rho_{PLA}$$

$$\text{siendo la densidad del PLA} \rightarrow \rho_{PLA} = 1,24 \frac{g}{cm^3}$$

$$\text{Caudal másico máximo } \dot{m}_{max} = 3.423 [kg/h]$$

Geometría de extrusión

Boquilla:

- Diámetro: 1,0 mm

Valores típicos en gran formato:

- Ancho de línea: 1,1 - 1,2 mm.
- Altura de capa: 0,25 - 0,75 mm. [20]

$$A = 1,2 * 0,75 = 0,9 \text{ mm}^2$$

Velocidad de impresión real (con extrusión)

$$v = \frac{Q_{max}}{A} = \frac{766,8}{0,9} = 852 \frac{\text{mm}}{\text{seg}}$$

Esta velocidad es imposible ser alcanzada con el cabezal y mucho menos realizando disposición de material debido a las vibraciones, esto nos sirve para determinar que el límite de la velocidad máxima alcanzada la determina la cinemática y no el hotend (ya que esta velocidad no es mecánicamente alcanzable).

(investigando en impresoras 3D de gran formato, en la práctica para desplazamiento mediante correas $500 \frac{\text{mm}}{\text{seg}}$ es una velocidad alcanzable y adecuada para un alto rendimiento incluso algunas consiguen alcanzar velocidades mayores)

Velocidad real recomendada para alto rendimiento $v = 500 \frac{\text{mm}}{\text{seg}}$

Con esta velocidad propuesta verificamos el caudal necesario

$$\text{Caudal volumétrico} = 0,9 \text{ mm}^2 \cdot 500 \frac{\text{mm}}{\text{seg}} = 450 \frac{\text{mm}^3}{\text{seg}}$$

Esto representa el 58,68% del caudal volumétrico máximo.

Proponemos alcanzar la velocidad máxima en una distancia de 50 mm

$$a = \frac{v^2}{2 \cdot d} = \frac{\left(500 \frac{\text{mm}}{\text{seg}}\right)^2}{2 \cdot 50 \text{ mm}} = \frac{250000}{100} = 2500 \frac{\text{mm}}{\text{seg}^2}$$

esto se traduce en un tiempo de:

$$t = \frac{v}{a} = \frac{500}{2500} = 0,2 \text{ seg}$$

Conclusión: Necesitamos 50 *mm* rectos para alcanzar la velocidad máxima de $500 \frac{\text{mm}}{\text{seg}}$, partiendo del reposo, con una aceleración de $2500 \frac{\text{mm}}{\text{seg}^2}$. Lo que nos demorará unos 0,2 segundos.

2.1 - Cama

Dentro de la selección y dimensionamiento de componentes, la cama de impresión cumple un rol fundamental tanto en la calidad de las piezas impresas como en la estabilidad dimensional del proceso, por lo que resulta necesario definir el sistema de nivelación adoptado.

Para la nivelación de la cama se emplea un sistema mecánico mediante resortes de compresión, dispuesto en 9, 16, 20 o 25 puntos de apoyo igualmente espaciados, según el espesor de la placa de la cama de impresión. A mayor espesor, la cama presenta mayor rigidez estructural, permitiendo reducir la cantidad de puntos de nivelación necesarios. Por el contrario, una cantidad excesiva de puntos de ajuste puede interpretarse como una cama poco rígida y, además, incrementa considerablemente el tiempo requerido para realizar el proceso de nivelación.

El sistema de ajuste consiste en un perno que atraviesa un orificio en la placa de aluminio de la cama de impresión, continúa a través de un resorte de compresión y finalmente se enrosca en una pieza roscada. Al ajustar el perno, el resorte se comprime y la cama desciende; mientras que al aflojarlo, el resorte se extiende y la cama aumenta su altura, permitiendo así un ajuste fino y controlado del plano de impresión.

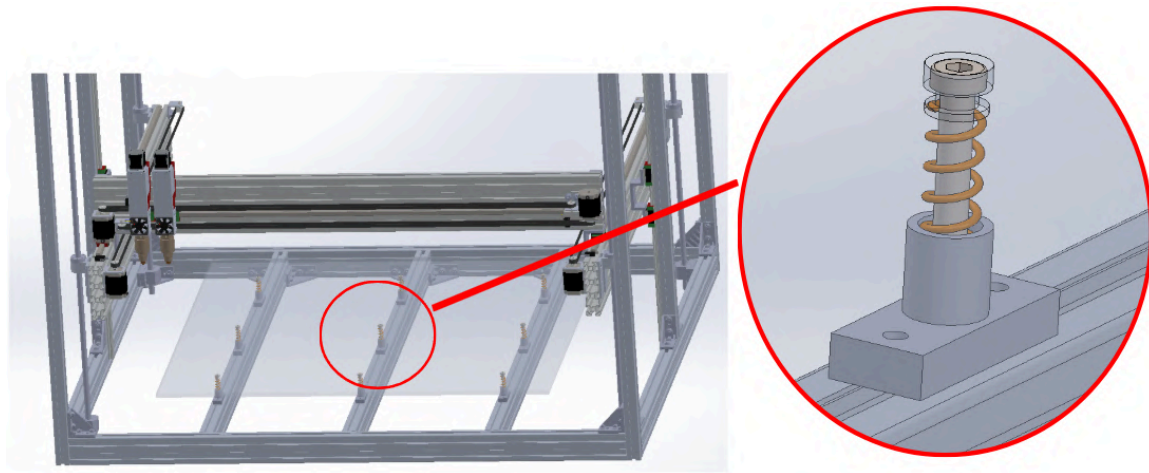


Figura 2-1: Sistema de nivelación de cama.

La cama de impresión se encuentra conformada por una estructura tipo sándwich. La placa superior de aluminio proporciona la rigidez estructural necesaria y actúa como elemento conductor del calor, el cual es suministrado por una alfombra calefactora adherida a la cara inferior de dicha placa. Sobre la superficie superior del aluminio se apoya una placa de vidrio, que contribuye a la planitud del conjunto, permite una correcta conducción térmica y cumple la función de superficie antiadherente, facilitando la remoción de las piezas una vez finalizada la impresión.

La placa superior de aluminio es de un espesor de $\frac{1}{2}$ ". Se analiza las deformaciones de la placa por elementos finitos al simular un caso extremo para ser totalmente conservador. Con la densidad del PETG de $1,29 \frac{g}{cm^3}$ (entre el ABS y PLA es el más denso) se simula la carga aplicada en la placa por un cubo de $1 m^3$ con un relleno de 100%, es decir 1290 kg. Este caso es irreal pero se tiene la peor condición de cualquier pieza que se imprima con un 100% de relleno con la altura máxima de impresión.

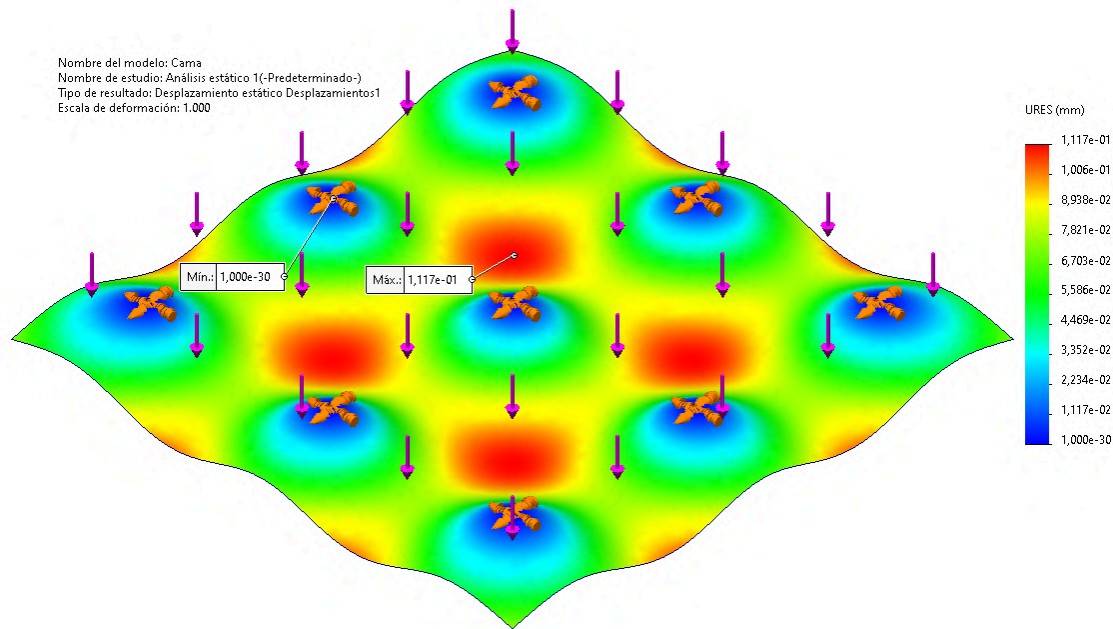


Figura 2-2: Deformaciones de la placa de aluminio

El criterio a respetar es que se deforme como máximo la mitad de la altura de capa mínima, es decir, 0,125 mm, para no perder precisión a lo largo de la impresión. Vemos en la imagen anterior que esto se cumple, dando un resultado de 0,112 mm de deformación.

Para corroborar que no sólo las deformaciones sean las adecuadas si no que también las tensiones, se debe asegurar que éstas se encuentren por debajo de la tensión admisible del aluminio de aleación 1060 H2 con un tratamiento de temple, que es de 60 Mpa [32].

$$FOS = \frac{60}{20,85} = 2.87$$

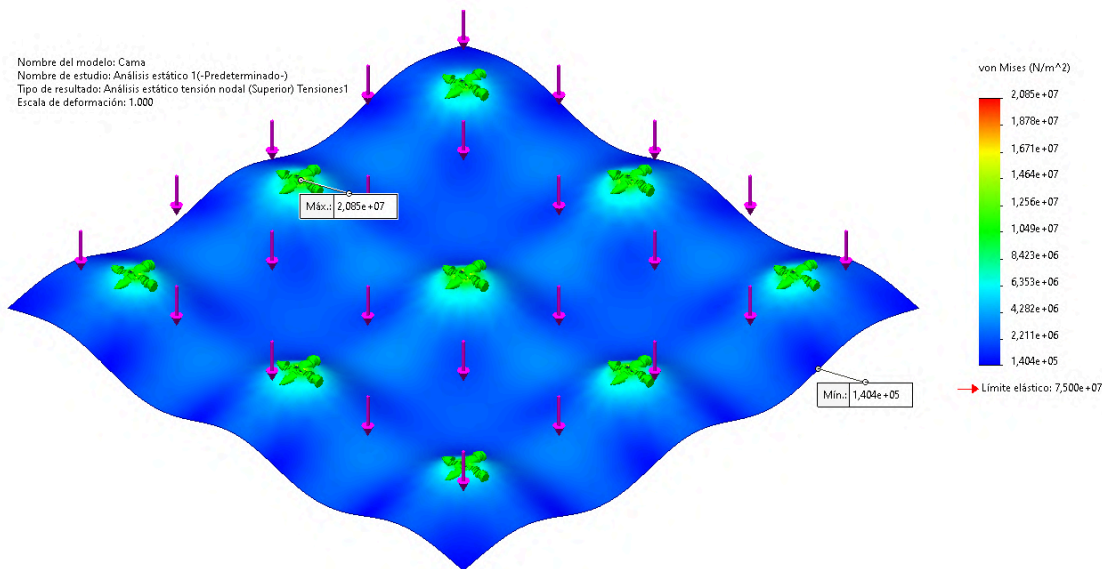


Figura 2-3: Tensiones en la placa de aluminio.

Por otro lado, los nueve resortes del sistema de nivelación deben asegurar que la placa de aluminio esté siempre en contacto con la parte inferior de la cabeza de los pernos, para evitar perder la regulación.

De la carga máxima de 1290 kgf se divide por los nueve resortes dando una carga por resorte de 143 kgf o 1405 N.

Se definen los siguientes parámetros del resorte:

- | | |
|----------------------------------|----------------------------------|
| • Diámetro exterior | $DE = 15 \text{ mm}$ |
| • Diámetro del alambre | $Dw = 2,5 \text{ mm}$ |
| • Diámetro medio | $Dm = DE - Dw = 12,5 \text{ mm}$ |
| • Longitud de operación | $Lo = 40 \text{ mm}$ |
| • Módulo en cortante (ASTM A227) | $G = 79300 \text{ MPa}$ |
| • Índice de resorte | $C = Dm/Dw = 5$ |
| • Número de espiras activas | $Na = 8$ |

Según la referencia *Diseño de elementos de máquinas de Robert L. Mott* [36] recomienda que el índice de resorte se encuentre entre 5 y 12, si fuera menor a 5 es

muy difícil dar forma al resorte, y la gran deformación necesaria puede causar fisuras en el alambre.

TABLA 19-2 Calibres y diámetros de alambres para resortes

Calibre núm.	Calibre U.S. para alambre de acero (pulg) ^a	Calibre para alambre de instrumentos musicales (pulg) ^b	Calibre Brown & Sharpe (pulg) ^c	Diámetros métricos preferidos (mm) ^d
11	0.1205	0.026	0.0907	3.0
12	0.1055	0.029	0.0808	2.8
13	0.0915	0.031	0.0720	2.5
14	0.0800	0.033	0.0641	2.0
15	0.0720	0.035	0.0571	1.8

Figura 2-3: Tabla de diámetros de alambres ref. [36].

Dentro de los diámetros permitidos, se eligió 2,5 mm para que el índice de resorte se encuentre dentro de los valores recomendados. El diámetro exterior se eligió de 15 mm para que entre el resorte en una cavidad de 16 mm de la pieza que lo contiene. Por otro lado el material ASTM A227 es el más económico de los propuestos por el autor, por la baja exigencia se eligió este.

Se calcula la deflexión lineal del resorte como:

$$f = \frac{8FD_m^3 N_a}{GD_w^4} = \frac{8 \cdot 1405 \text{ N} \cdot (12,5 \text{ mm})^3 \cdot 8}{79300 \text{ MPa} \cdot (2,5 \text{ mm})^4} = 56,70 \text{ mm}$$

Para calcular la longitud libre se debe sumar a la deflexión la longitud de operación.

$$L_f = f + L_o = 56,70 \text{ mm} + 40 \text{ mm} = 96,70 \text{ mm}$$

La constante de resorte se define como:

$$k = \frac{F_o}{L_f - L_o} = \frac{1405 \text{ N}}{96,7 \text{ mm} - 40 \text{ mm}} = 24,78 \text{ N/mm}$$

Es decir, que como mínimo la constante de resorte debe ser de 24,78 N/mm. Para estar por encima de este límite se propone una longitud libre menor, de 80 mm para obtener una mayor constante de resorte y asegurarnos de que la chapa de aluminio esté en contacto en todo momento con el perno.

$$k' = \frac{F_0}{L_f' - L_0} = \frac{1405 \text{ N}}{80 \text{ mm} - 40 \text{ mm}} = 35,125 \text{ N/mm}$$

Confirmando que se tiene una mayor constante de resorte. Por último, se elige un resorte con extremos escuadrados y rectificadas para lograr un buen apoyo en ambas superficies, por lo que se debe sumar dos espiras al número de espiras activas, quedando en 10 espiras. Finalmente queda el resorte completamente definido.

2.2 - Guías lineales

Las guías lineales permiten un movimiento lineal mediante elementos rodantes, las bolas o rodillos que se desplazan entre el bloque y el riel perfilado permiten un guiado continuo con recorrido ilimitado y máxima precisión. En comparación con las guías lineales convencionales, el coeficiente de fricción es 1/50, gracias a la superficie de contacto relativamente pequeña de los elementos rodantes.

Previo a realizar los cálculos de dimensionamiento para las guías lineales, es importante aclarar que la carga y los momentos admisibles están definidos por cada carro y no por el riel. El riel solo se encarga de “guiar”, no limita la capacidad portante.

Para el caso del EJE X contamos con una guía lineal la cual se encarga de guiar dos carros (un carro por cada cabezal). Por este motivo los cálculos son relativos a cada carro.

2.2.1 - Guía Lineal Eje X

- Distancia del CG del cabezal al centro del carro: $e = 0,056 \text{ m}$
- Peso de un cabezal: $m = 15 \text{ kg} \Rightarrow F_{est} = mg = 15 \cdot 9,81 = 147 \text{ N}$
- Momento respecto al centro del carro: $Mr_{est} = F \cdot e = 147 \cdot 0,056 = 8,23 \text{ Nm}$

Model No.	Dimensions of Assembly (mm)			Dimensions of Block (mm)														Dimensions of Rail (mm)							Mounting Bolt for Rail	Basic Dynamic Load Rating	Basic Static Load Rating	Static Rated Moment			Weight	
																												M _R	M _P	M _Y	Block	Rail
	H	H ₁	N	W	B	B ₁	C	L ₁	L	K ₁	K ₂	G	M	T	T ₁	H ₂	H ₃	W _R	H _R	D	h	d	P	E	(mm)	C(kN)	C ₀ (kN)	kN-m	kN-m	kN-m	kg	kg/m
EGW15SB	24	4.5	18.5	52	41	5.5	-	23.1	40.1	14.8	3.5	5.7	Ø4.5	5	7	5.5	6	15	12.5	6	4.5	3.5	60	20	M3x16	5.35	9.40	0.08	0.04	0.04	0.12	1.25
EGW15CB							26	39.8	56.8	10.15																						

Figura 2-4: Catálogo Hiwin Pág 62.

Del catálogo (fila EGW15SB):

- $M_r \text{ admisible} = 0.08 \text{ kN.m}$
- $\text{Factor utilización (momento)} = \frac{0.00823}{0.08} = 10,2\%$
- $C_0 \text{ admisible} = 9,40 \text{ kN}$
- $\text{Factor utilización (carga estática)} = \frac{0.147}{9.40} = 1,56\%$

Cargas dinámicas por aceleración X/Y

- $F_{dinXY} = m \cdot a_{xy}$
- Aceleración máxima $a_{xy} = 2500 \frac{mm}{s^2} = 2,5 \frac{m}{s^2}$
- $M_{dinXY} = F_{dinXY} \cdot e$

$$F_{dinXY} = 15 \text{ Kg} \cdot 2,5 \frac{m}{s^2} = 37,5 \text{ N}$$

$$M_{dinXY} = 37,5 \text{ N} \cdot 0.056 \text{ m} = 2.1 \text{ Nm}$$

Carga dinámica Z

- $F_{dinZ} = m \cdot a_z + m \cdot g$
- $M_{dinZ} = (m g + m a_z) \cdot e$

$$F_{dinZ} = 15 \text{ Kg} \cdot (0.4 \frac{m}{s^2} + 9,8 \frac{m}{s^2}) = 148,5 \text{ N} \approx F_{est}$$

El coeficiente de fricción de las guías lineales según el catálogo HIWIN para una guía lineal de bolas (Linear guideway) es de 0.004, este dato nos servirá para calcular la fuerza de rozamiento.

2.2.2 - Guía Lineal Eje Y

Para este caso tenemos una configuración denominada Guía superior con carga vertical centrada, en cuyo caso se reparte el peso total del travesaño.

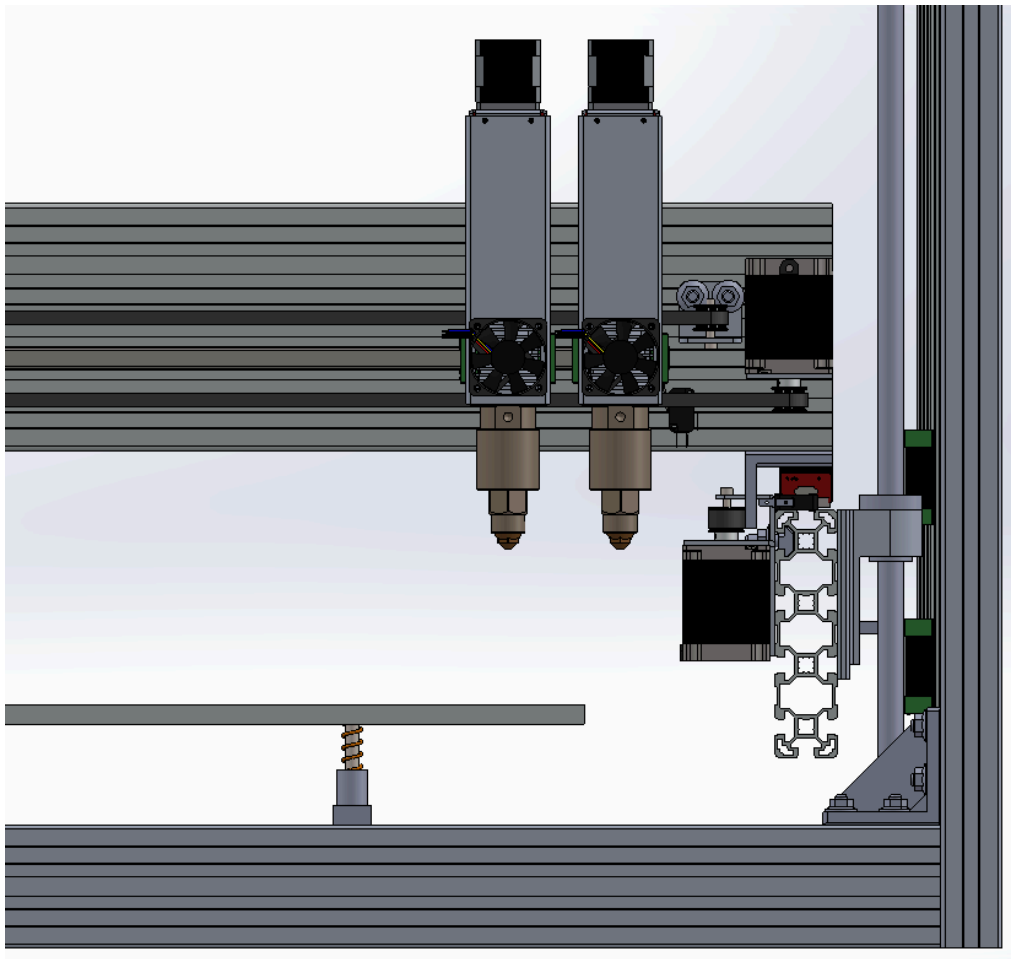


Figura 2-6: Vista Frontal.

- Peso del travesaño: $W = 410 \text{ N}$
- Fuerza normal por carro: $F_{\text{carro}} = \frac{W}{2} = 205 \text{ N}$ (Suponiendo estructura simétrica)

Fuerzas dinámicas actuantes en el carro

- Aceleraciones Horizontales (Cuando el puente acelera en eje X o Y).

$$F = m_{móvil} \cdot a_x$$

$$M_R = F \cdot h_{CM}$$

Siendo $h = 65mm$ Altura del CM respecto al plano de las guías.

$m_{móvil} = 30 kg$ Suponiendo ambos cabezales acelerándose en igual sentido.

$$F = 30 kg \cdot 2,5 \frac{m}{s^2} = 75 N$$

$$M_R = 75 N \cdot 0.065 m = 4.875 Nm \Rightarrow 0.0048 kN m$$

En la **Figura 2-4** podemos ver que las guías lineales seleccionadas para el Eje x También nos servirán para el eje Y ya que admiten tanto las fuerzas normales como las momentos generados por las fuerzas dinámicas.

Estas guías trabajan con un $FOS \simeq 16$.

2.2.3 - Guía Lineal Eje Z

El desplazamiento a lo largo del eje Z es guiado mediante dos guías lineales situadas una a cada lado de la impresora, por el exterior de los travesaños del eje Y, centradas respecto a este. Cada guía lineal cuenta con dos carros, uno superior y uno inferior, los que ayudan a contrarrestar los momentos provocados por fuerzas que actúan lejos del centro.

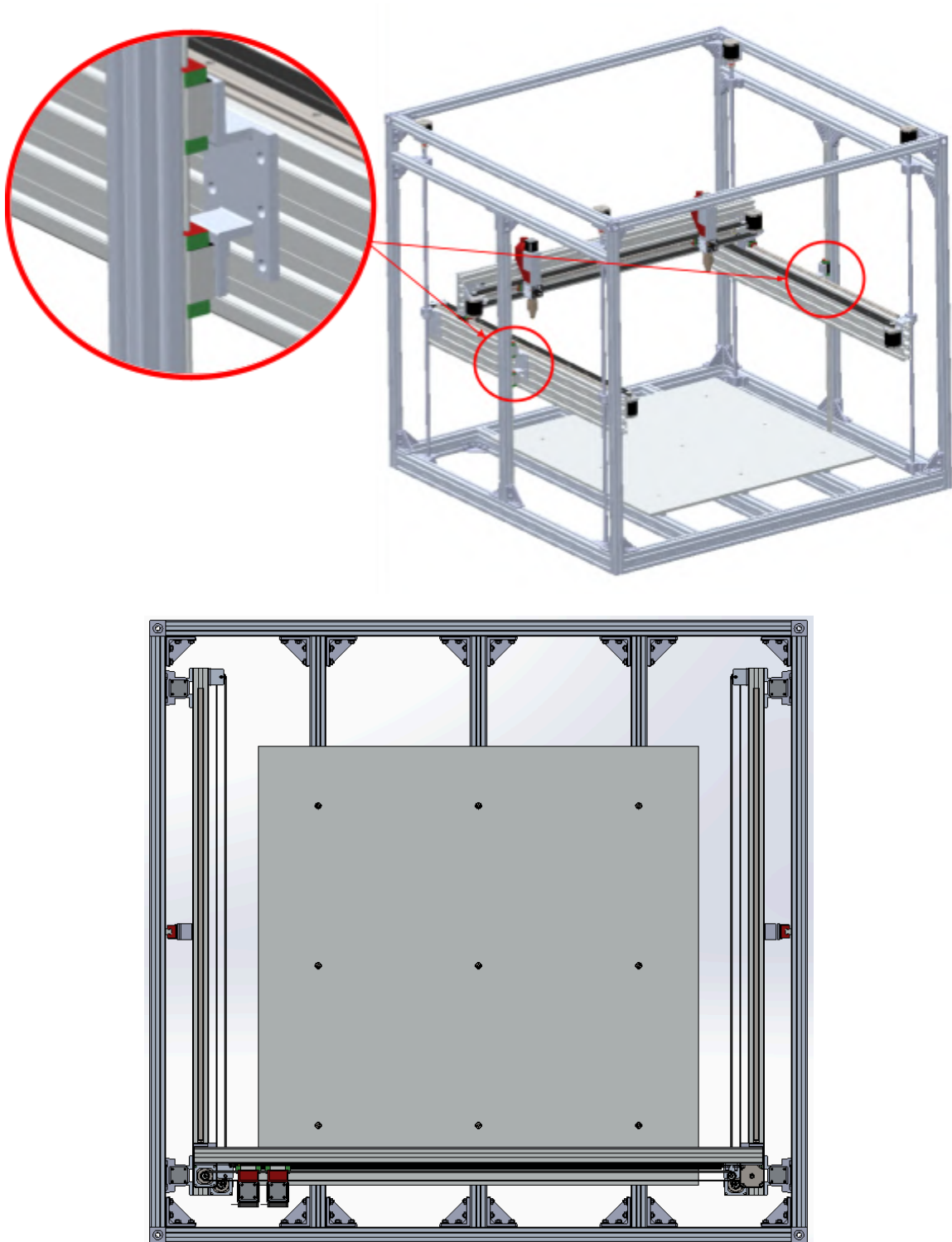


Figura 2-7: Posición de las guías lineales y carros Eje Z.

En la imagen inferior se muestra la posición de los cabezales posicionados en la peor condición para los carros, ya que la fuerza de los cabezales se encuentra generando mayor momento.

Tomando nuevamente los datos

- Peso del travesaño: $W = 410 \text{ N}$

Momento por posición descentrada en Y

Distancia guía $\rightarrow$ eje X: $d = 606 \text{ mm} = 0,606 \text{ m}$

$$M_y = W \cdot d = 410 \text{ N} \cdot 0,606 \text{ m} = 248,5 \text{ Nm}$$

Reparto de carga entre las dos guías

Si el peso se encuentra exactamente en el centro, ambas guías soportan lo mismo.

$$F_1 = F_2 = \frac{W}{2} = 205 \text{ N}$$

Los cabezales en su peor condición están en un extremo del eje Y, entonces el peso queda más cerca de una guía que de la otra. Generando un momento de vuelco sobre el sistema. Este momento se contrarresta o equilibra con las reacciones de las guías.

La distancia entre las guías lineales Z es $D = 1530 \text{ mm} = 1,53 \text{ m}$

$$\Delta F = \frac{M_y}{D} = \frac{248,5 \text{ Nm}}{1,53 \text{ m}} = 162,4 \text{ N}$$

Donde ΔF es el incremento de carga

$$F_1 = \frac{W}{2} + \Delta F \Rightarrow F_1 = 205 \text{ N} + 162,4 \text{ N}$$

$$F_2 = \frac{W}{2} - \Delta F \Rightarrow F_2 = 205 \text{ N} - 162,4 \text{ N}$$

Guía más cargada $Carga = 367,4 \text{ N}$

Guía menos cargada $Carga = 42,6 \text{ N}$

Momento vertical

Altura centro de masa respecto al carro superior: $h = 77,73 \text{ mm} = 0,0777 \text{ m}$

Guía cargada: $M_{vc} = 367,4 \text{ N} \cdot 0,0777 \text{ m}$

$$M_v = 28,55 \text{ Nm}$$

Guía descargada: $M_{vd} = 42,6 \text{ N} \cdot 0,0777 \text{ m}$

$$M_v = 3,31 \text{ Nm}$$

Separación entre carros $H = 122 \text{ mm} = 0,122 \text{ m}$

Fuerza del par:

Guía cargada: $F = \frac{M_{vc}}{H} = \frac{28,55 \text{ Nm}}{0,122 \text{ m}}$

$$F = 234,01 \text{ N}$$

Guía descargada: $F = \frac{M_{vd}}{H} = \frac{3,31 \text{ Nm}}{0,122 \text{ m}}$

$$F = 27,13 \text{ N}$$

Fuerza final en cada carro

Guía cargada Carga base por carro:

$$\frac{367,4}{2} = 183,7 \text{ N}$$

Carro inferior: $F_{inf} = 183,7 \text{ N} + 234,01 \text{ N}$

$$F_{inf} = 417,71 N$$

Carro superior: $F_{sup} = 183,7 N - 234,01 N$

$$F_{inf} = -50,31 N \quad (\text{Tracción leve})$$

Guía descargada Carga base por carro:

$$\frac{46,2}{2} = 23,1 N$$

Carro inferior: $F_{inf} = 23,1 N + 27,13 N$

$$F_{inf} = 50,2 N$$

Carro superior: $F_{sup} = 23,1 N - 27,13 N$

$$F_{sup} = -4 N$$

Con estos cálculos, podemos determinar que la carga crítica es 417,71N lo que equivale a unos 42,5 Kg sobre el carro inferior de la guía cargada.

Del catálogo **figura 2-4** (fila EGW15SB):

- $C_0 \text{ admisible} = 9,40 kN$
- $\text{Factor utilización (carga estática)} = \frac{0,4177}{9,40} = 4,44\%$

Además de las fuerzas estáticas, las guías lineales también tienen que soportar los esfuerzos dinámicos por las inercias de movimiento de los cabezales en los diferentes ejes. En el caso de una impresora 3D la inercia de movimiento en Z es muy baja ya que la aceleración es significativamente menor que la aceleración de los ejes X e Y, teniendo en cuenta que en Z los movimientos son cortos y pausados, en cambio en los ejes X e Y se está cambiando de dirección constantemente y se busca moverse a las velocidades máximas para reducir los tiempos de impresión.

Aceleración horizontal Eje Y $a_y = 2500 \frac{mm}{s^2}$

Masa móvil $m = 41,9 kg$

Fuerza $F = m \cdot a \Rightarrow F = 104,8 N$

La aceleración en el Eje Y genera un momento que intenta rotar el travesaño porque la masa móvil se encuentra posicionada por encima de los carros que deben contrarrestar estos momentos.

$$M = F \cdot h$$

Donde $h = 77.73 mm = 0.0777 m$

$$M_d = F \cdot h \Rightarrow M_d = 104,8 N \cdot 0.0777 m = 8,14 Nm$$

Separación entre carros:

$$H = 122 mm = 0.122 m$$

Fuerza del par dinámico:

$$F_d = \frac{M_d}{H} \Rightarrow F_d = \frac{8,14 Nm}{0,122 m} \Rightarrow F_d = 66,7 N$$

Recordemos que el carro más cargado tenía:

$$F_{inf} = 417,71 N$$

Sumando efecto dinámico:

$$417,71 N + 66,7 N \simeq 484,41 N \simeq 49,37 Kg$$

Del catálogo **figura 2-4** (fila EGW15SB):

- $C_0 \text{ admisible} = 9,40 kN$
- $\text{Factor utilización (carga estática)} = \frac{0,48441}{9,40} = 5,15\%$

- $M_r \text{ admisible} = 0.08 \text{ kN.m}$
- $\text{Factor utilización (momento)} = \frac{0,00814}{0,08} = 10,17\%$

Con estos resultados podemos seleccionar para el Eje Z el mismo modelo de guía lineal seleccionada tanto para el Eje X y Eje Y. Los esfuerzos dinámicos generan un momento máximo de $0,00814 \text{ kN.m}$ por carro, representando menos del 11% del momento admisible del modelo EGW 15 SB, garantizando un amplio margen de seguridad frente a cargas dinámicas, en otras palabras esta guía lineal trabajara con un $FOS \approx 10$.

2.3 - Correas y poleas para transmisión en X e Y

Las correas dentadas son elementos utilizados para transmitir movimiento, en el caso de nuestra impresora 3D serán utilizadas para los movimientos de los ejes X e Y, permitiendo el desplazamiento del travesaño y de los cabezales de impresión, para ello utilizaremos correas dentadas reforzadas con fibra de vidrio, garantizando una adecuada resistencia mecánica.

Este tipo de transmisión se caracteriza por no permitir deslizamiento, La transmisión se realiza de forma suave y continua, con eficiencias típicas que rondan entre 97% y 99% [19]. El uso de este sistema de transmisión es adecuado cuando se requiere buena precisión y altas velocidades de desplazamiento.

La selección de las correas depende de varios factores

- Carga a transmitir (masas móviles y aceleraciones requeridas)
- Velocidad de desplazamiento
- Paso de la correa (resolución de movimiento y capacidad de carga)
- Ancho de la correa (Fuerza a transmitir y rigidez del sistema)
- Material de refuerzo (Alargamiento elástico)
- Diámetro y cantidad de dientes de la polea (relación de transición y radio mínimo de curvatura)
- Longitud total de la correa (función de la distancia entre ejes)

2.3.1 - Análisis de fuerzas en el eje X

Para el eje X, cada cabezal de impresión es accionado de forma independiente mediante su propia correa, desplazándose a lo largo del travesaño. A partir de los datos previamente definidos para el cabezal, se calculan las fuerzas que debe transmitir la correa.

Datos Considerados:

- Masa del cabezal $m = 15 [Kg]$
- Coeficiente de fricción de la guía lineal (valor conservador) $\mu = 0,004$
- Fuerza Normal $N = P = m \cdot g = 147,15 [N]$
- Fuerza de Rozamiento $f_{roce} = \mu \cdot N = 0,5886 [N]$
- Aceleración Requerida $a = 2500 \left[\frac{mm}{seg^2} \right] = 2,5 \left[\frac{m}{seg^2} \right]$

$$F_{correa} = m \cdot a + f_{roce}$$

$$F_{correa} = 15 \cdot 2,5 + 0,589 = 38,09 [N]$$

2.3.2 - Selección del perfil de correa y cálculo de torque

Para esta aplicación se selecciona una correa dentada de perfil **GT3** (o equivalente comercial), debido a las fuerzas dinámicas involucradas, la elevada masa móvil del cabezal y las aceleraciones requeridas.

Especificaciones de poleas GT3:

- Perfil de diente GT3: 3 mm
- Número de dientes: 20T
- Metal (aluminio o acero) mecanizado: mayor durabilidad si hay carga o fuerza alta

Polea de radio efectivo para 20T:

$$r = 9,5 mm$$

El torque requerido en la polea es:

$$T = F_{\text{correa}} \cdot r$$

$$T = 43,39 \cdot 0,0095 = 0,412 \text{ Nm.}$$

Si bien el uso de correas con perfil GT2 nos brindan un mayor FS basado únicamente en el torque, las correas GT2 presentan una carga normal del orden de 20-30 N, mientras que las correas con perfil GT3 permiten trabajar de forma segura en un rango de 40-70 N, dependiendo del ancho.

Con un ancho de **9 mm**, nos resulta más que suficiente para transmitir las fuerzas calculadas con un margen de seguridad. Además para evitar que se produzcan saltos de dientes transmitiendo esfuerzos (bajo carga) la correa requiere una tensión mínima útil de 4,8 lbf (21 N) por tramo.

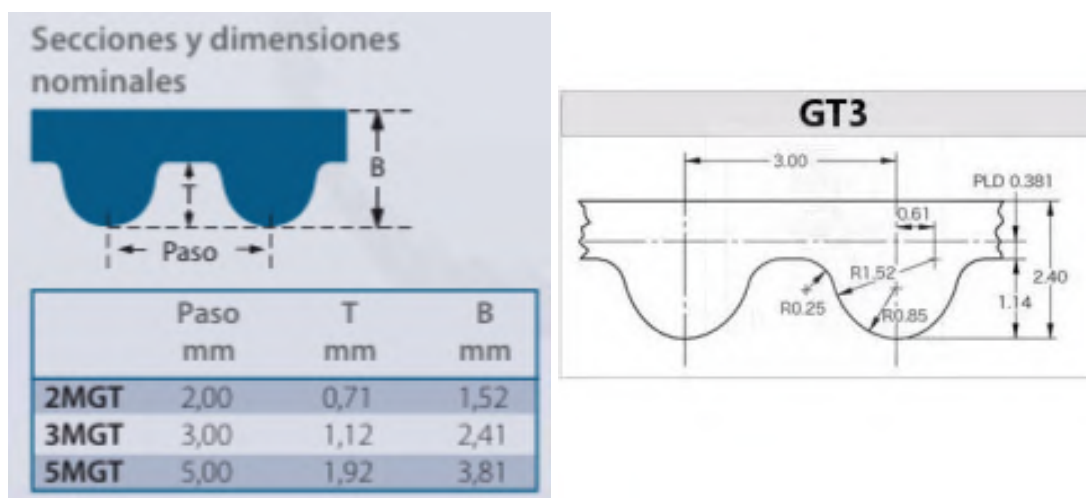


Figura 2-8: Perfil de correa GT3.



Figura 2-9: Dimensiones de polea GT3 (GT3-20-8-10W).[25]

2.3.3 - Análisis de fuerzas en el eje Y

Dado que el eje Y utiliza dos correas accionadas independientemente, cada una fue dimensionada para la fuerza correspondiente a su lado del travesaño. Se consideró un factor adicional para contemplar desequilibrios de carga debidos a la posición variable de los cabezales, sin asumir transferencia total de carga a una única correa.

Se calcularán las fuerzas que deben transmitir las correas.

Datos Considerados:

- Masa del travesaño $m_t = 43,396 [Kg]$
- Coeficiente de fricción de la guía lineal (valor conservador) $\mu = 0,004$

- Masa en cada apoyo $m_a = 21,7 [Kg]$
- Masa del travesaño principal $m_t = P_t/g = 425,712N/9,8m/s^2 = 43.44kg$
- Fuerza Normal (en cada extremo) $N = m_a \cdot g = 212,86 [N]$
- Fuerza de Rozamiento $f_{roce} = \mu \cdot N = 0,8514 [N]$
- Aceleración Requerida $a = 2500 \left[\frac{mm}{seg^2} \right] = 2,5 \left[\frac{m}{seg^2} \right]$

$$F_{correa} = m \cdot a + F_{roce}$$

$$F_{correa} = 21,7 \cdot 2,5 + 8,51 = 62,76 [N]$$

Para este eje, notamos un aumento de la carga en la correa, seguiremos con la selección de una correa con perfil GT3 al igual que el eje X pero en este caso debemos aumentar el ancho de la misma para que las mismas sean capaces de transmitir las fuerzas calculadas con un margen de seguridad.

Las correas GT3 con un ancho de **12 mm**, nos permiten trabajar en un rango de 70–100 N dentro de un rango seguro, utilizaremos una polea del mismo radio primitivo que la utilizada en el eje X.

El torque requerido en la polea es:

$$T = 62,76 \cdot 0,0095 = 0,596 Nm.$$

2.3.4 – Longitud de correa

La longitud de la correa se determina sumando las dos longitudes de arco con el doble de la distancia entre el punto inicial y final de contacto. En nuestro caso al tener poleas del mismo diámetro, esa distancia entre puntos de contacto coincide con la distancia de entrecentros de poleas, obteniendo.

$$L = 2 \cdot C + \pi \cdot D$$

Donde:

- $L \Rightarrow$ Longitud de la correa

- $D \Rightarrow$ *Diámetro de la polea*
- $C \Rightarrow$ *Distancia entre centros de poleas*

Longitud Eje X Cabezales $\Rightarrow L = 2 \cdot C + \pi \cdot D \Rightarrow L = 2687,69 \text{ mm}$

Siendo : $C = 1314 \text{ mm} \mid D = 19 \text{ mm}$

Longitud Eje Y Lado Der/Izq $\Rightarrow L = 2 \cdot C + \pi \cdot D \Rightarrow L = 2599,69 \text{ mm}$

Siendo : $C = 1270 \text{ mm} \mid D = 19 \text{ mm}$

Debemos tener en cuenta que los largos de las correas se compran en múltiplos del paso de la misma. Siendo n el número de dientes y p el paso (3 mm para correas GT3).

$$L = n \cdot p$$

Eje X (ambos cabezales) | *Longitud final* = 2601 mm | $n = 867$

Eje Y (ambos lados) | *Longitud final* = 2688 mm | $n = 896$



Figura 2-10: Correa GT3. [22]

Al tratarse de correas abiertas es importante fijar los extremos, Para esto utilizaremos una placa de sujeción, la cual es un elemento comercial para correas con perfil GT3.



Figura 2-11: Placa de sujeción para correa GT3. [23]

2.4 - Motores

Los motores deben contar con un codificador que registra la posición real del cabezal y cuando este no coincide con la posición teórica, lo corrija. Es decir, tener un lazo cerrado que evite colisiones y corrija la posición.

Por otro lado, los motores del Eje Z también deben tener un freno electromagnético normal cerrado, cuando este motor recibe 24V libera el rotor dejándolo girar libremente y al cortarse la alimentación se bloquea evitando que se mueva cuando se encuentra desenergizada. Esto evita que el travesaño se caiga cuando se encuentra desenergizada la impresora, ya que el tornillo de bolas recirculantes utilizado para mover el pórtico de la máquina a lo largo del Eje Z tiene bajo rozamiento y es reversible, es posible que se caiga y se golpee contra la cama provocando daños.

2.4.1 - Cálculos de Motor para desplazamiento del eje X

El motor seleccionado para el eje es un NEMA 23, con un torque nominal de:

$$T_{Motor} = 2,4 \text{ Nm}$$

Se define el factor de seguridad estático como:

$$FOS = \frac{T_{Motor}}{T_{Requerido}} = \frac{2,4}{0,412} = 5,82$$

Este valor indica que el motor dispone de un margen adecuado para accionar el eje.

2.4.2 - Cálculos de Motor para desplazamiento del eje Y

El motor seleccionado para el eje es un NEMA 23, con un torque nominal de:

$$T_{Motor} = 2,4 \text{ Nm}$$

Se define el factor de seguridad estático como:

$$FOS = \frac{T_{Motor}}{T_{Requerido}} = \frac{2,4}{0,596} = 4,03$$

Este valor indica que el motor dispone de un margen adecuado para accionar el eje.

Ambos motores tanto para el eje X y para el eje Y es el mismo, Calcularemos las RPM del motor necesarias para alcanzar la velocidad lineal de $500 \frac{mm}{seg}$.

Utilizando una polea GT3 de radio primitivo $r = 9,5 \text{ mm}$

$$\omega_{Motor} = \frac{v}{r} = \frac{500}{0.0095} = 52,632 \frac{rad}{seg}$$

$$n = \frac{\omega_{Motor}}{2\pi} \cdot 60 = \frac{52,632}{6,283} \cdot 60 = 503 \text{ RPM}$$

La curva de Torque vs Velocidad es la siguiente:

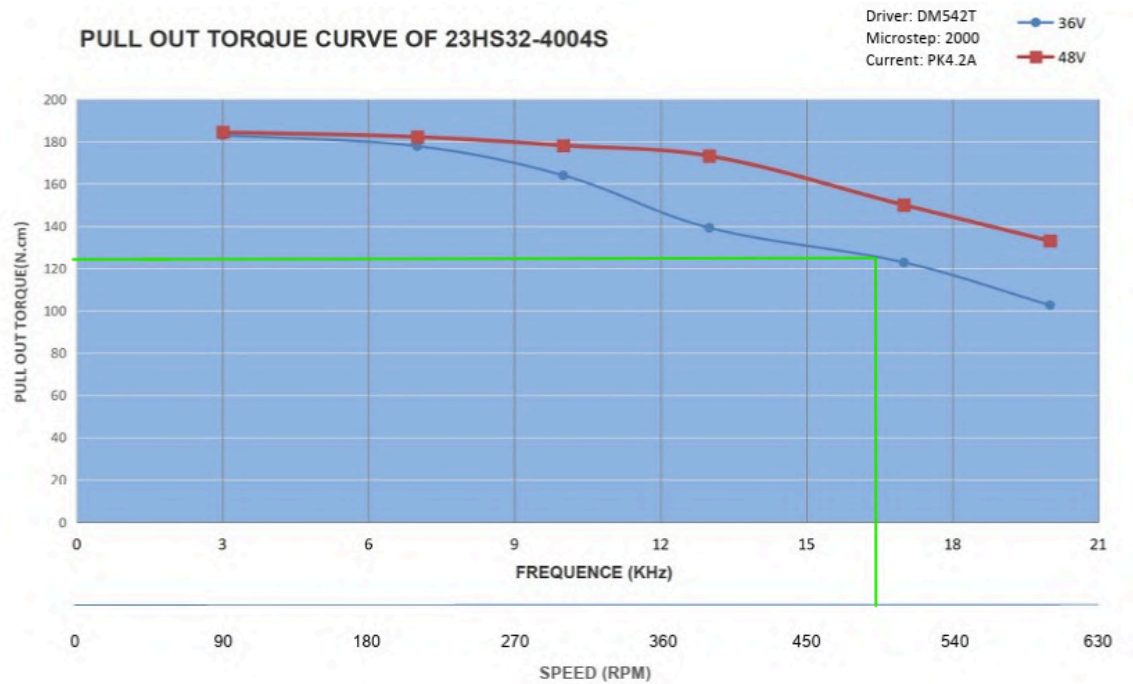


Figura 2-12: Curva Torque Vs Velocidad Motor NEMA 23.[24]

Esta curva representa el máximo torque dinámico que puede entregar el motor a una velocidad dada, sin perder pasos y podemos notar que el torque de trabajo está bien por debajo de esta curva.

Torque requerido:

- Eje X $\rightarrow 0,412 \text{ Nm}$
- Eje Y $\rightarrow 0,596 \text{ Nm}$

Observando la curva, a 500 RPM el Pull-out disponible $\approx 1.2 \text{ Nm}$ (120 Ncm).

El motor NEMA 23 seleccionado posee un torque nominal de 2.4 Nm (holding torque). De acuerdo con la curva dinámica de pull-out torque, a la velocidad de operación de aproximadamente 500 RPM el motor es capaz de entregar cerca de 1.2 Nm sin pérdida de pasos. Dado que el torque requerido en las poleas es de 0.412 Nm para el eje X y 0.596 Nm para el eje Y, se obtienen factores de seguridad dinámicos de 5,82 y 4,03 respectivamente, garantizando un funcionamiento confiable incluso ante aceleraciones, pérdidas mecánicas y desbalances de carga.

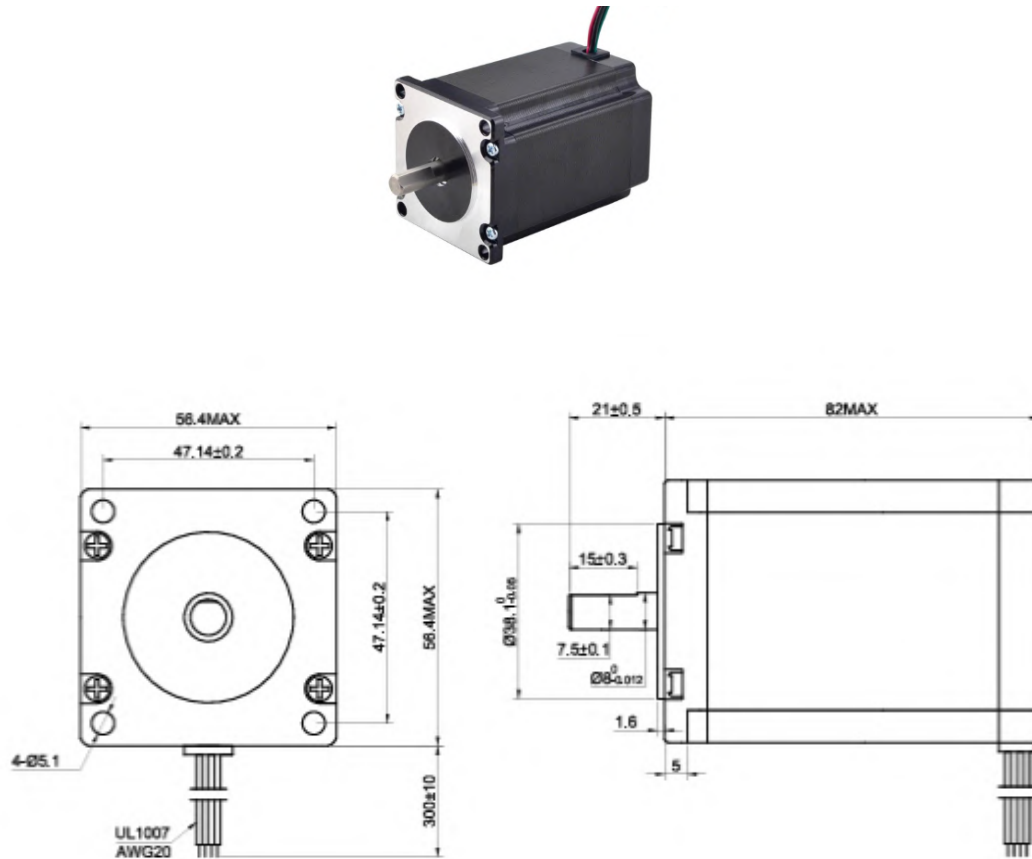


Figura 2-13: Dimensiones Motor NEMA 23.

2.4.3 - Selección de motores para el eje Z

En la sección 2.6 se harán los cálculos del dimensionamiento del tornillo, del cual se obtendrá una velocidad máxima del motor a utilizar y el torque requerido. Estos datos se adelantan para poder seleccionar el motor.

Se obtiene una velocidad crítica de tornillo de 1464 rpm, por lo que se elige una velocidad de 1200 rpm. Con un paso de tornillo de 5 mm se tiene una velocidad lineal en Z de 100 mm/s. Además, se tiene un torque requerido de 0,42 Nm. Por lo que se seleccionará el motor en base a estos datos.

Se seleccionaron cuatro motores NEMA 23 23HS40-5004D-E1K-1M5 cuya curva de torque se muestra a continuación.

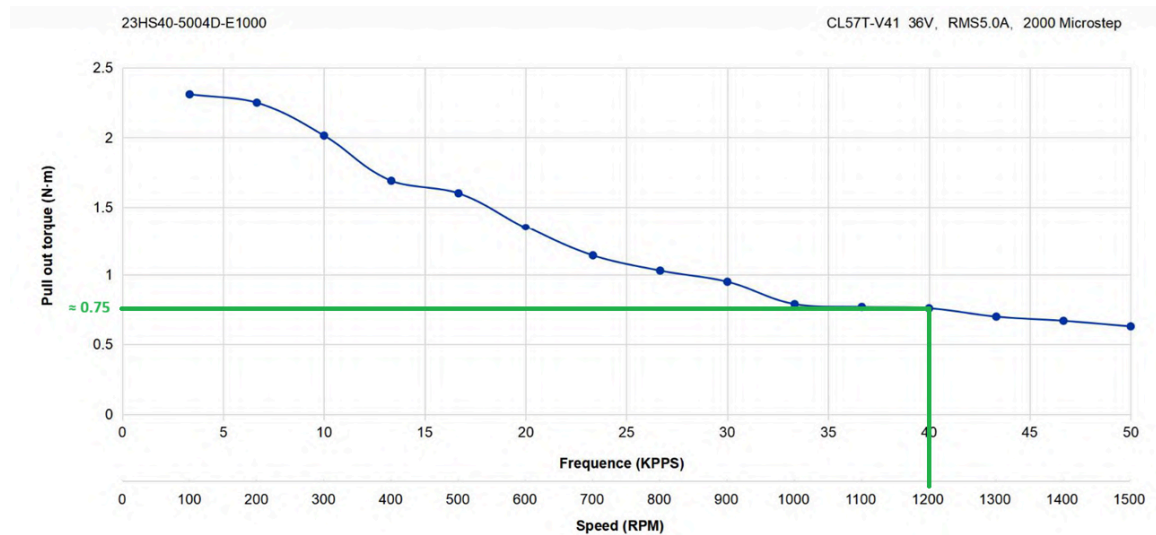


Figura 2-14: Curva de torque de motores eje Z.

A 1200 rpm se tiene 0,75 Nm, por lo que podemos calcular el factor de seguridad.

$$FOS = \frac{T_{Motor}}{T_{Requerido}} = \frac{0,75 Nm}{0,42 Nm} = 1,79$$

Por lo que se tiene un margen adecuado, incluso en la peor condición del tornillo.



Figura 2-15: Motor NEMA 23 23HS40-5004D-E1K-1M5 seleccionado.

Por último, la vinculación se dará mediante un acople elástico comercial, que vincula al eje de 6,35 mm del motor al eje del tornillo de 10 mm. Este diámetro se deberá mecanizar en el tornillo para la vinculación.



Figura 2-16: Acople elástico seleccionado MH2530-6.35-10 [33]

2.5 - Estructura móvil

El criterio de diseño para los perfiles, tanto para el travesañ principal en donde se mueven los cabezales, como los dos perfiles que cargan el travesañ principal, se basa en la rigidez y no en tensiones. Ya que en este último aspecto se estará lejos del límite elástico con el perfil elegido y el limitante será la deflexión máxima.

Tenemos que asegurarnos que en el peor caso posible la flecha, o deflexión máxima, sea menor a la mitad de la altura de capa para no perder precisión al imprimir. Es decir:

$$\delta_{max} \leq h_{capa} / 2 = 0,25mm / 2 = 0,125mm = 125\mu m$$

Por lo que vimos en apartados anteriores, la altura de capa mínima que se podrá alcanzar será el 25% del diámetro de la boquilla, que es de 1 mm. Por lo que la suma de las deflexiones de los distintos perfiles, deberá ser menor a 0,125 mm o 125 μm.

2.5.1 - Travesañ principal

Se procede a modelar el travesañ como una viga simplemente apoyada para elegir el perfil adecuado teniendo en cuenta el criterio mencionado anteriormente.

Si bien el travesañ se va a encontrar fijado en sus extremos a los carros de las guías lineales de los otros dos perfiles, siempre va a haber una leve deflexión que permita una pequeña rotación en los extremos, por lo que se modeliza al travesañ como una viga simplemente apoyada.

Las cargas que soportará el travesaño principal serán el peso de los dos cabezales de impresión (**carga puntual**), el peso de los dos motores que mueve cada cabezal mediante correas (**carga puntual**) y el peso propio del perfil junto al peso del riel de la guía lineal (**carga distribuida**). Los pesos del cabezal y de los motores se los representan como puntuales porque su superficie de apoyo es lo suficientemente pequeña como para modelarlas de esta manera, el peso del perfil y del riel no, por estar distribuidas a lo largo. Por otro lado, la ubicación de los cabezales en el modelo será en la peor condición posible donde se genera la flecha máxima, es decir, cercanas al centro pero distanciadas entre sí para evitar que se superpongan. Por último, como las reacciones que sostienen al travesaño son puntuales, se las coloca en el centro del carro de los perfiles secundarios y se elimina la parte sobrante para simplificar el problema, obteniendo una *longitud efectiva* ligeramente menor a la longitud del travesaño. Se muestra el modelo a continuación.

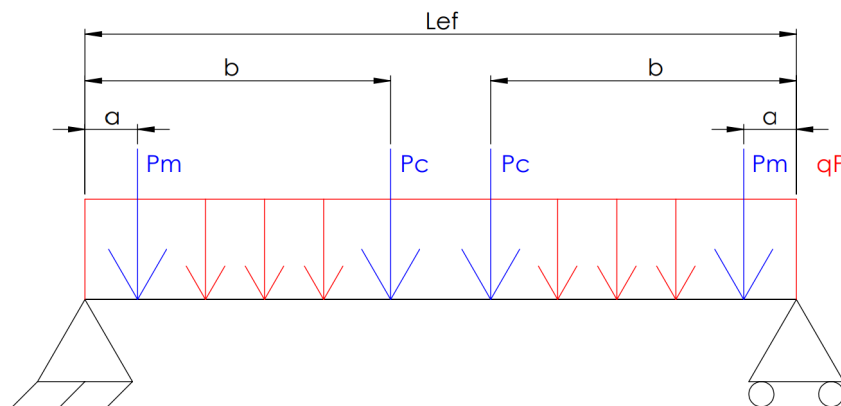


Figura 2-17: Modelo de travesaño principal.

Se toma el peso del motor NEMA 23 elegido en el apartado 2.4.1. El dato del peso del cabezal fue provisto por el autor del proyecto del cabezal de impresión [18], nos dio un rango entre 11 Kg y 15 kg, tomamos el valor más conservador.

Por adelantado se muestra el peso del perfil seleccionado como resultado de algunas iteraciones junto al resto de datos a utilizar a continuación:

- Peso del motor PaP: $Pm = 1,2 \text{ kg} \cdot g = 11,76 \text{ N}$
- Peso del cabezal: $Pc = 15 \text{ kg} \cdot g = 147 \text{ N}$

- Peso del perfil seleccionado: $q_{pe} = 5,5 \text{ kg/m} \cdot g = 53,9 \text{ N/m}$
- Peso del riel de guía lineal: $q_r = 1,25 \text{ kg/m} \cdot g = 12,25 \text{ N/m}$
- Peso de carga distribuida: $q_p = q_{pe} + q_r = 66,15 \text{ N/m}$
- Ancho de carro: $L_a = 34 \text{ mm}$
- Ancho de motor: $L_m = 56,4 \text{ mm}$
- Ancho de cabezal: $L_c = 61,4 \text{ mm}$
- Separación entre cabezales: $L_{s1} = 10 \text{ mm}$
- Longitud de perfil $L_x = 1420 \text{ mm}$
- Longitud efectiva del perfil: $L_{ef} = L - L_a = 1380 \text{ mm}$
- Módulo de Young aluminio: $E = 70000 \text{ MPa}$
- Momento de inercia del perfil seleccionado. $I = 4667000 \text{ mm}^4$
- Distancia a $a = \frac{L_m - L_a}{2} = 11,2 \text{ mm}$
- Distancia b $b = \frac{L_{ef} - L_{s1} - L_c}{2} = 657,3 \text{ mm}$

Para simplificar el problema, se aplicará el principio de superposición a la deflexión del travesaño, según lo leído en “*Mecánica de materiales*” [21]. En el caso de deflexiones de vigas, el principio de superposición es válido con las condiciones siguientes:

- La ley de Hooke es válida para el material (aluminio),
- Las deflexiones y rotaciones son pequeñas (con nuestro criterio de rigidez esto debe ser así).
- La presencia de las deflexiones no altera las acciones de las cargas aplicadas.

Estos requisitos aseguran que las ecuaciones diferenciales de la curva de deflexión sean lineales.

Bajo estas condiciones, la deflexión de una viga producida por varias cargas diferentes que actúan de manera simultánea se puede determinar superponiendo las deflexiones producidas por las mismas cargas al actuar por separado. Por lo que se calculará la deflexión producida por cada carga en el centro que es el punto de mayor deflexión, mediante las siguientes fórmulas obtenidas de la fuente anteriormente nombrada:

$$\delta_{Centro} = \frac{Pb(3L^2 - 4b^2)}{48EI} \quad (a \geq b)$$

$$\delta_{Centro} = \frac{5qL^4}{384EI}$$

Siendo la primera fórmula la deflexión en el centro del travesaño producida por una carga puntual a una distancia b del apoyo y la segunda para una carga distribuida a lo largo de toda la longitud. Además, E es el módulo de Young del material e I el momento de inercia del perfil seleccionado. Se representa en la Figura 2-18 cada caso.

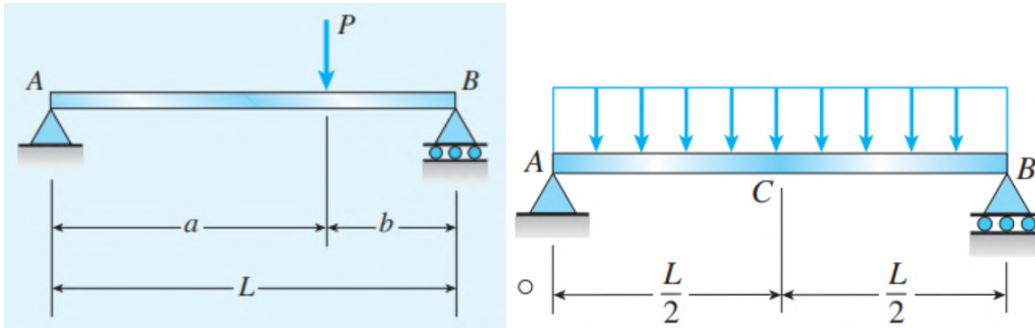


Figura 2-18: Ilustración tomada de referencia [21].

Por lo tanto, para obtener la flecha máxima total basta con sumar las deflexiones producidas por cada carga:

$$\delta_{total} = \sum_{i=1}^n \delta_i$$

Se procede a calcular la flecha provocada por cada carga en el centro del perfil:

Flecha por peso del perfil y riel:

$$\delta_q = \frac{5q_p L_{ef}^4}{384EI} = \frac{5 \cdot 0,06615 \text{ N/mm} \cdot (1386 \text{ mm})^4}{384 \cdot 70000 \text{ N/mm}^2 \cdot 4667000 \text{ mm}^4} = 0,00973 \text{ mm}$$

Flecha por peso del motor (se duplica por ser dos motores a misma dist. del centro):

$$\delta_M = 2 \cdot \frac{P_m a (3L_{ef}^2 - 4a^2)}{48EI} = 2 \cdot \frac{11,76 \text{ N} \cdot 11,2 \text{ mm} (3 \cdot (1386 \text{ mm})^2 - 4(11,2 \text{ mm})^2)}{48 \cdot 70000 \text{ N/mm}^2 \cdot 4667000 \text{ mm}^4} = 9,68 \cdot 10^{-5} \text{ mm}$$

Flecha por peso de los cabezales (idem flecha anterior):

$$\delta_c = 2 \cdot \frac{P_c b (3L_{ef}^2 - 4b^2)}{48EI} = 2 \cdot \frac{147 \text{ N} \cdot 657,3 \text{ mm} (3 \cdot (1386 \text{ mm})^2 - 4 \cdot (657,3 \text{ mm})^2)}{48 \cdot 70000 \text{ N/mm}^2 \cdot 4667000 \text{ mm}^4} = 0,04972 \text{ mm}$$

Flecha en travesaño principal:

$$\delta_{tp} = \delta_q + \delta_M + \delta_c = 0,05955 \text{ mm}$$

Por lo que la flecha en el centro del travesaño principal para la peor condición en donde los dos cabezales se encuentran centrados, es de 59,55 μm . Únicamente este cálculo no es suficiente para determinar si se satisface la condición de rigidez anteriormente planteada, hay que sumar además, la deflexión de los perfiles secundarios que sostienen al travesaño principal.

Para corroborar que los cálculos sean coherentes, se realizó una simulación utilizando el método de elementos finitos aplicando las mismas cargas anteriormente calculadas. Simplemente cambiaron las sujeciones, donde ahora son fijas para acercarse más a la realidad. Este cambio debería arrojar resultados más conservadores.

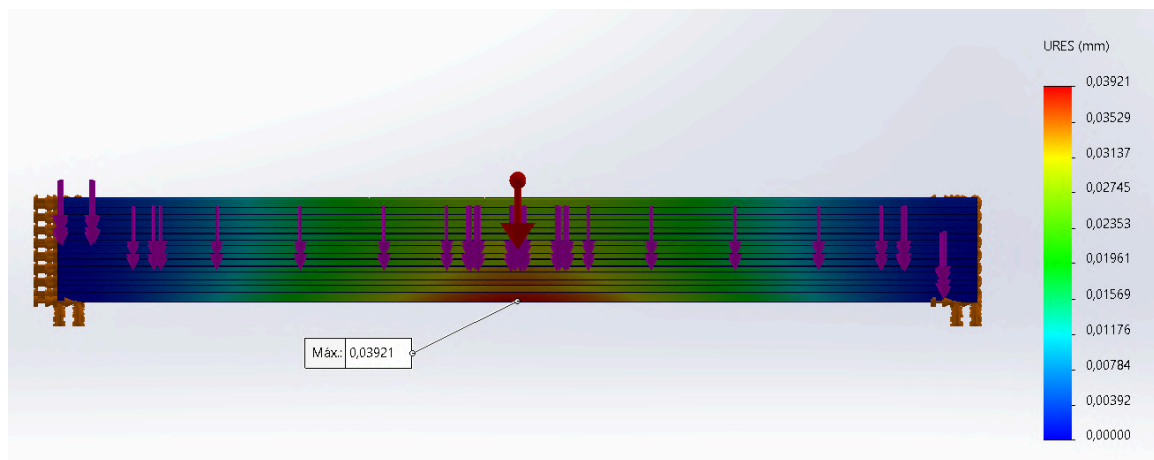


Figura 2-19: Desplazamientos resultantes en el travesaño principal.

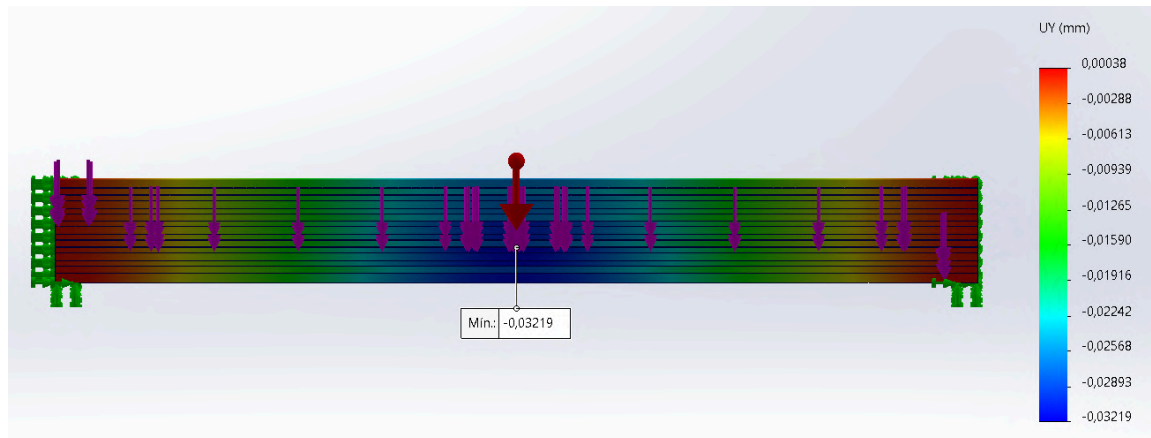


Figura 2-20: Desplazamientos verticales en el travesaño principal.

Al tener tanto los cabezales como los motores de un lado del perfil, los desplazamientos resultantes son ligeramente mayores que los verticales por tener en cuenta esa componente lateral, aunque no es significativa. El resultado final de la simulación nos da 32,19 μm de desplazamiento vertical, siendo coherente con el resultado obtenido de los cálculos por parámetros concentrados.

Para confirmar lo mencionado en el primer párrafo de la sección 2.5, se muestra a continuación los resultados obtenidos de la simulación al evaluar las tensiones a lo largo del perfil.

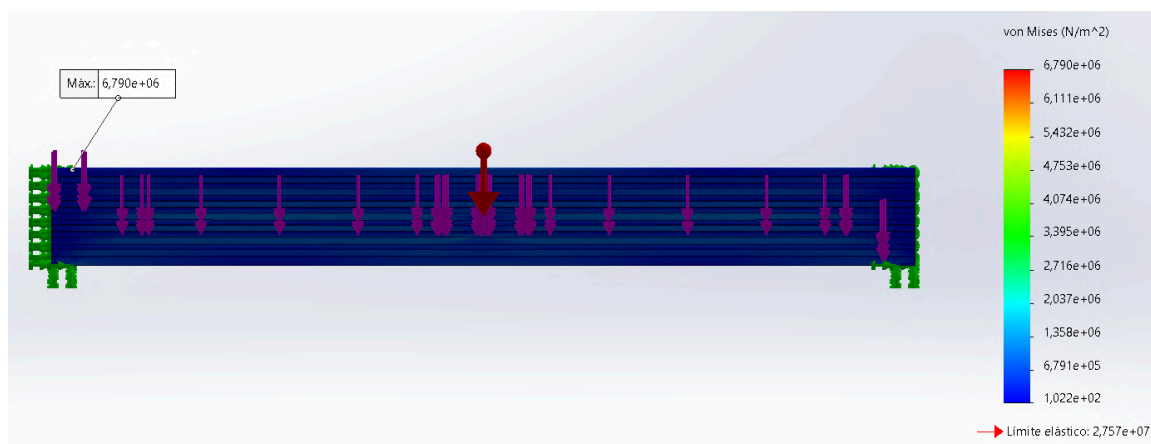


Figura 2-21: Tensiones de von Mises en el travesaño principal.

Vemos que se está un orden de magnitud por debajo del límite elástico del aluminio, e incluso se da cerca de la fijación, pudiendo tratarse de un caso de singularidad de tensión, quedando desestimado.

2.5.2 - Perfiles secundarios

Para analizar el peor caso posible nuevamente donde ocurre la mayor deflexión, modelamos la situación en donde el travesaño principal se encuentra justo en el medio de los perfiles secundarios, es decir que se repartirá el peso total del travesaño en ambos perfiles. Otro cambio a tener en cuenta es que se tiene solamente un motor, y es el mismo seleccionado anteriormente, al igual que el perfil y guía lineal elegida.

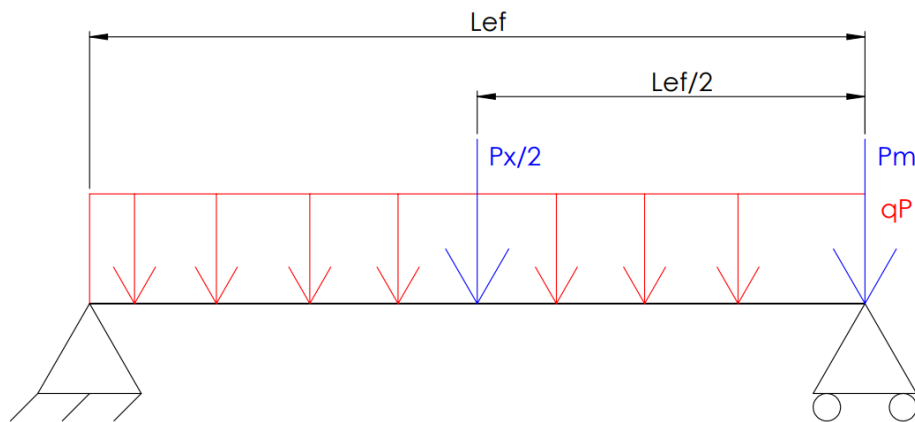


Figura 2-22: Modelo de perfil secundario.

Se presentan los valores que restan a continuación:

- Mitad del peso del travesaño: $P_x/2 = \frac{q_p \cdot L_x + 2 \cdot (P_m + P_c)}{2} = 205,73N$
- Longitud perfil: $L_y = 1320\text{ mm}$
- Ancho de soporte: $L_{sy} = 100\text{ mm}$
- Longitud efectiva: $L_{efy} = L - L_{sy} = 1220\text{ mm}$

Se aplican las mismas ecuaciones vistas en el apartado anterior. Ahora solo se tienen dos cargas que generan una deflexión, por estar ubicado el motor sobre el soporte. La carga distribuida es la misma ya que se mantiene el mismo perfil y riel.

$$\delta_{qy} = \frac{5q_p L_{efy}^4}{384EI} = \frac{5 \cdot 0,06615 \text{ N/mm} \cdot (1220 \text{ mm})^4}{384 \cdot 70000 \text{ N/mm}^2 \cdot 4667000 \text{ mm}^4} = 0,00584 \text{ mm}$$

Cuando se tiene una carga centrada según [21] se utiliza la fórmula simplificada:

$$\delta_{m\acute{a}x} = \frac{PL^3}{48EI}$$

Por lo que la flecha generada por $P_x/2$ se calcula como:

$$\delta_{Px} = \frac{Px/2 \cdot L_{efy}^3}{48EI} = \frac{205,73 \text{ N} \cdot (1220 \text{ mm})^3}{48 \cdot 70000 \text{ N/mm}^2 \cdot 4667000 \text{ mm}^4} = 0,02382 \text{ mm}$$

La flecha total en el perfil secundario:

$$\delta_{ps} = \delta_{qy} + \delta_{Px} = 0,02966 \text{ mm}$$

Por lo que se tiene una deflexión total en el centro de los perfiles secundarios de 29,66 μm .

Nuevamente como en el caso del travesaño principal, para confirmar los resultados obtenidos, se realiza una simulación mediante el método de elementos finitos.

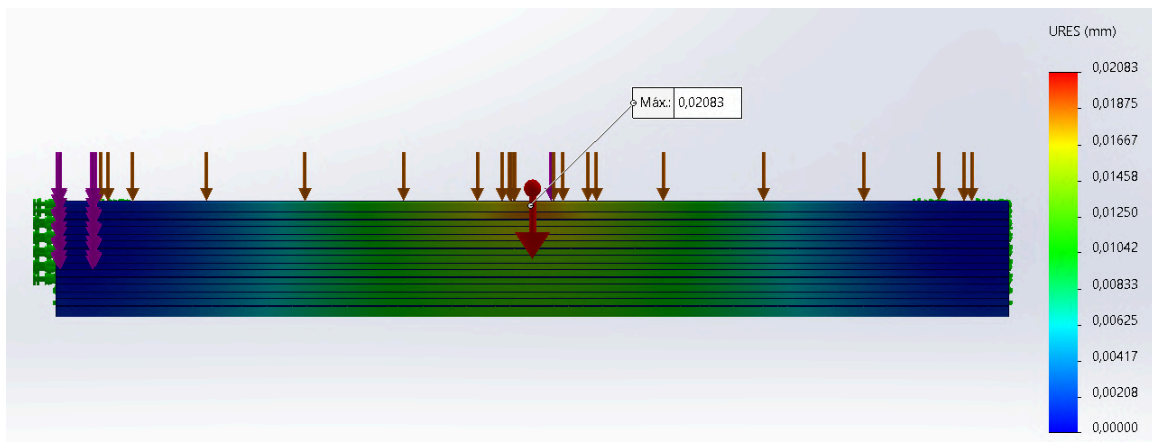
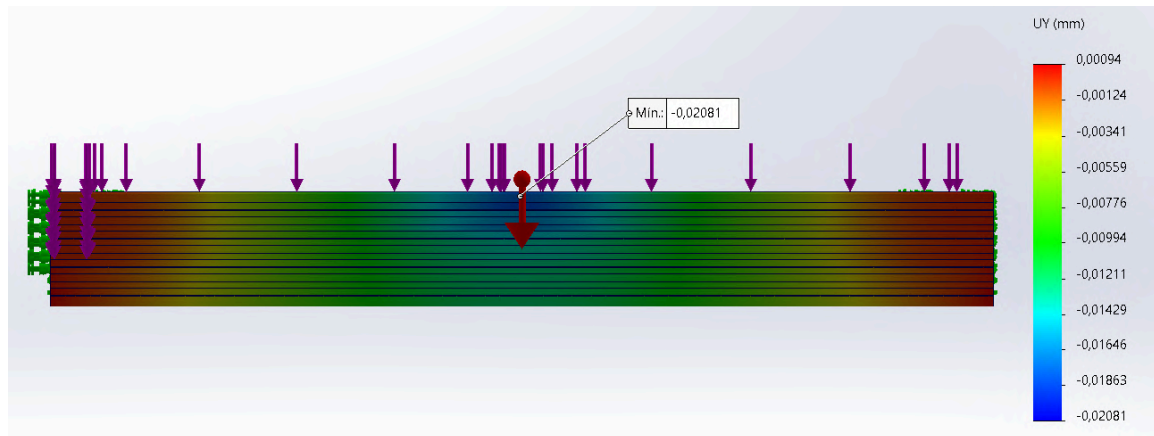
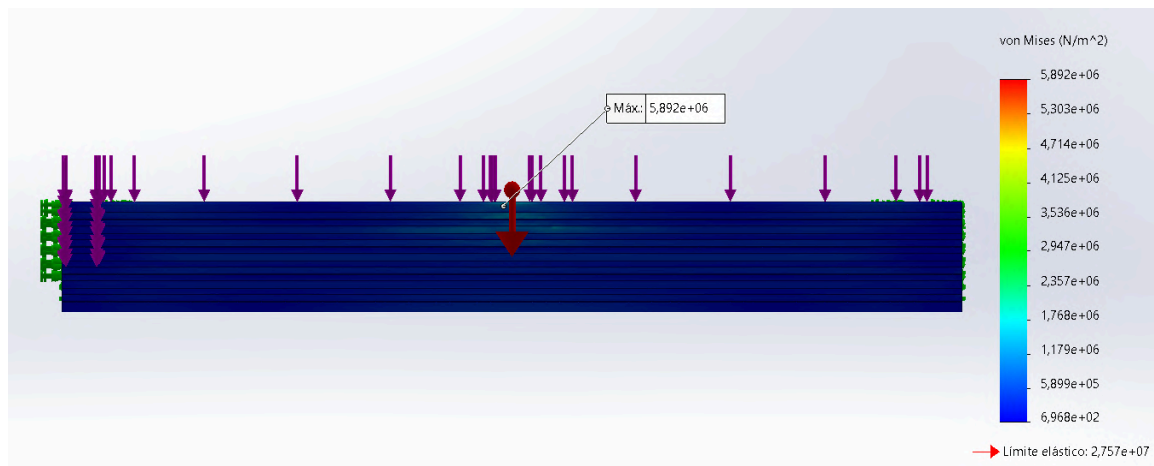


Figura 2-23: Desplazamientos resultantes en perfil secundario.**Figura 2-24:** Desplazamientos verticales en perfil secundario.

A diferencia del travesaño principal, se tiene solamente un motor sujetado al lateral del perfil, el resto de las cargas están aplicadas en la parte superior del perfil, por lo que los desplazamientos son prácticamente verticales. La flecha obtenida en la simulación es de 20,81 μm , siendo este valor ligeramente más conservador al calculado como era de esperar.

Por otro lado, al analizar las tensiones nuevamente nos encontramos un orden de magnitud por debajo del límite elástico.

**Figura 2-25:** Tensiones de von Mises en perfil secundario.

Sumando las flechas calculadas mediante parámetros concentrados, tanto del travesaño principal como de los perfiles secundarios, se obtiene cuanto bajaría la boquilla del extrusor en la peor condición.

$$\delta_{total} = \delta_{tp} + \delta_{ps} = 0,08921 \text{ mm}$$

Resultando en una deflexión neta entre el travesaño principal y los perfiles secundarios de 89,21 μm (53,00 μm según simulación). Este valor es menor al desplazamiento máximo permitido de 125 μm y se obtuvo luego de algunas iteraciones utilizando el momento de inercia y el peso de los distintos perfiles.

Finalmente el perfil elegido tanto para el travesaño como para los perfiles secundarios es un Bosch 40x160L. Se muestran sus propiedades a continuación:

Perfil	Ranura	Superficie del perfil	Momento de inercia		Momento de resistencia		Valor característico de torsión		Masa	Página	
		A (cm ²)	I _x (cm ⁴)	I _y (cm ⁴)	W _x (cm ³)	W _y (cm ³)	I _t (cm ⁴)	W _t (cm ³)			m (kg/m)
40x160L		10	20,5	466,7	37,2	58,3	18,6	25,80	14,60	5,5	2-32

Figura 2-26: Propiedades del perfil seleccionado.

2.6 - Tornillos de potencia bolas recirculantes

Como se mencionó en el apartado 1.7 se tendrán cuatro tornillos de bolas recirculantes que soporten toda la estructura móvil, la misma estará guiada con una guía lineal a cada lado y con dos carros por riel, para asegurar una correcta alineación y evitar cargas no axiales.

Se comienza calculando la carga axial soportada en el tornillo en la peor condición posible, la cual ocurre cuando se tienen los dos cabezales juntos hacia un lado y el travesaño se encuentra en la zona superior del volumen de impresión del lado de los motores de los perfiles secundarios. En este escenario en donde se encuentra el travesaño en la zona superior, es necesario calcular la carga crítica a pandeo y asegurarse de no superarla.

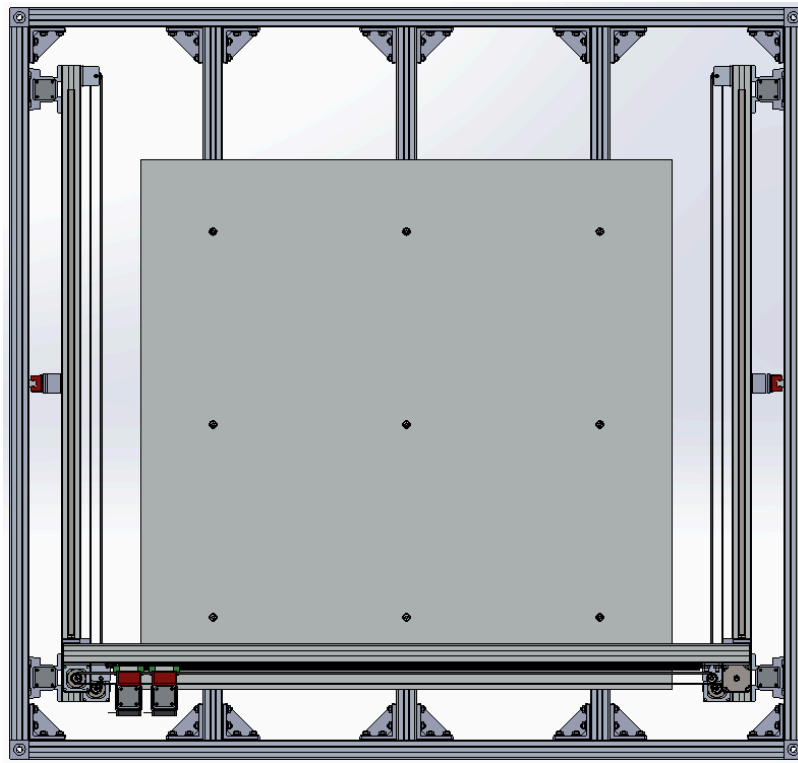


Figura 2-27: Peor escenario posible para pandeo de tornillos

En el travesaño principal tenemos las cargas que se muestran en la Figura 2-28.

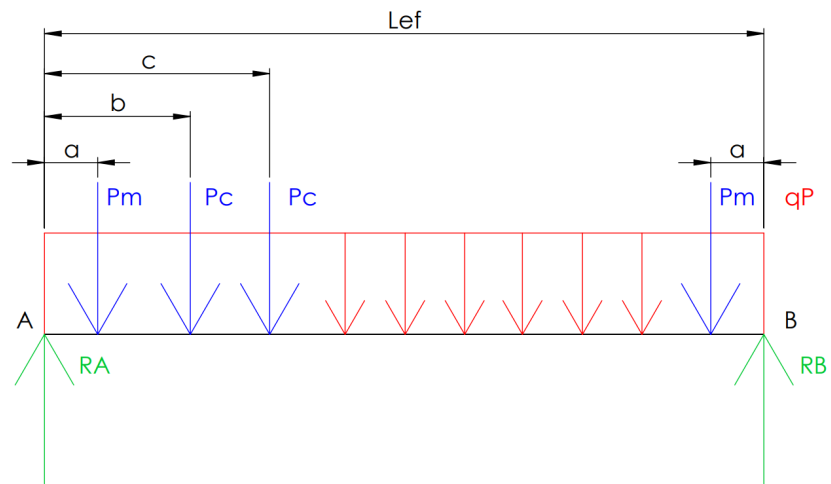


Figura 2-28: Travesaño principal con cabezales en lateral

Las distancias b y c se calculan como:

$$b = \frac{L_c + L_m}{2} + L_{s2} + a = \frac{56,4 \text{ mm} + 61,4 \text{ mm}}{2} + 51 \text{ mm} + 11,2 \text{ mm} = 121,1 \text{ mm}$$

$$c = b + L_c + L_{s1} = 121,1 \text{ mm} + 56,4 \text{ mm} + 61,4 \text{ mm} = 192,5 \text{ mm}$$

Siendo L_{s2} la separación entre cabezal y motor, para darle lugar a la polea tensora.

Lógicamente, es de interés la reacción en A por ser mayor, ya que esto se transmitirá como una carga superior en el perfil secundario soportado por el tornillo más crítico. Para hallarla, se calcula la sumatoria de momentos en A por disponer de las distancias y se despeja de la sumatoria de fuerzas en Z.

$$\sum M_A = P_m \cdot a + P_c \cdot b + P_c \cdot c + P_m \cdot (L_{ef} - a) - R_B \cdot L_{ef} + qP \cdot L_{ef} \cdot L_{ef}/2 = 0$$

$$R_B = (P_m \cdot L_{ef} + P_c \cdot (b + c) + qP \cdot L_{ef}^2/2)/L_{ef}$$

$$R_B = (11,76 \text{ N} \cdot 1386 \text{ mm} + 147 \text{ N} \cdot (121,1 \text{ mm} + 192,5 \text{ mm})$$

$$+ 0,06615 \text{ N/mm} \cdot (1386 \text{ mm})^2/2)/1386 \text{ mm} = 90,86 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 2P_m + 2P_c + qP \cdot L_{ef} - R_B - R_A = 0$$

$$R_A = 2P_m + 2P_c + qP \cdot L_{ef} - R_B = 2 \cdot 11,76 \text{ N} + 2 \cdot 147 \text{ N} + 0,06615 \text{ N/mm} \cdot 1386 \text{ mm}$$

$$R_A = 318,34 \text{ N}$$

La reacción en A es la fuerza que soporta el carro del perfil secundario, se muestra a continuación el esquema de cargas de este perfil.

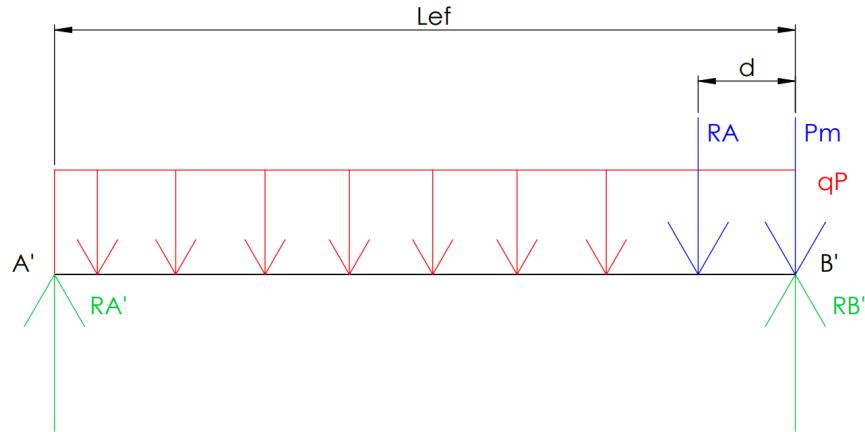


Figura 2-29: Perfil secundario con travesaño desplazado.

La distancia d se calcula como:

$$d = \frac{L_{sy} - L_c}{2} + L_{s3} = \frac{100 \text{ mm} - 61,4 \text{ mm}}{2} + 21,4 \text{ mm} = 40,7 \text{ mm}$$

Siendo L_{s3} la separación entre el carro de la guía lineal y el soporte Y del perfil secundario.

Nuevamente mediante la sumatoria de momentos en A', se obtiene la reacción en B'.

$$\sum M_{A'} = R_A \cdot (L_{efy} - d) + Pm \cdot L_{efy} + q_P \cdot L_{efy} \cdot L_{efy}/2 - R_{B'} \cdot L_{efy} = 0$$

$$R_{B'} = \left(R_A \cdot (L_{efy} - d) + Pm \cdot L_{efy} + q_P \cdot L_{efy}^2/2 \right) / L_{efy}$$

$$= (318,34 \text{ N} \cdot (1220 \text{ mm} - 40,7 \text{ mm}) + 11,76 \text{ N} \cdot 1220 \text{ mm}$$

$$+ 0,06615 \text{ N/mm} \cdot 1220 \text{ mm}^2/2) / 1220 \text{ mm} = 359,83 \text{ N}$$

Por lo que RB' es la fuerza que soportará el tornillo en la posición de los cabezales más crítica, y será de 359,83 N.

Antes de comenzar a analizar la carga crítica de pandeo en el tornillo se debe verificar que la relación de esbeltez sea lo suficientemente alta para poder aplicar la ecuación de Euler de manera correcta y que no falle por una compresión pura o que se trate de un problema más complejo, es decir, una combinación de ambos.

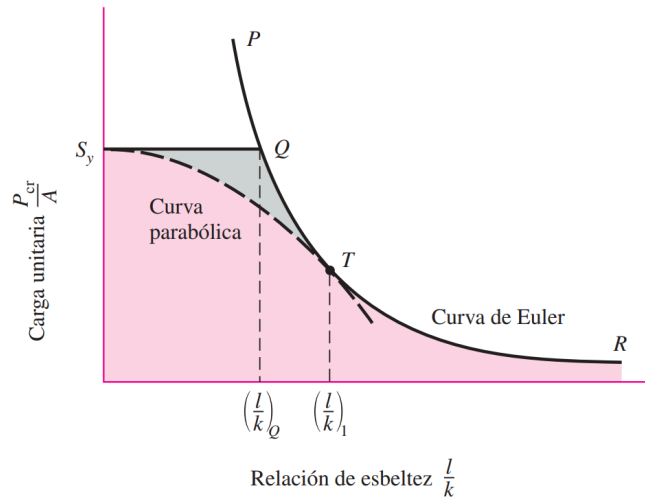


Figura 2-30: Verificación de pandeo.

En la gráfica mostrada anteriormente, si la relación de esbeltez, resulta mayor a $(l/k)_1$, se trata de un problema estrictamente de pandeo, por lo que se podrá aplicar de manera segura la ecuación de Euler. Esta relación de esbeltez límite, se calcula de la siguiente forma:

$$\left(\frac{l}{k}\right)_1 = \left(\frac{2\pi^2 CE}{S_y}\right)^{1/2} = 98,41$$

Siendo:

- Condiciones en extremos: $C = 1$
- Módulo de Young $E = 211000 \text{ MPa}$ [29]
- Límite de fluencia $S_y = 430 \text{ MPa}$ [30]

El factor C es la constante de condiciones en extremos, si bien puede tomar distintos valores teóricos, en la práctica es difícil, si no imposible, fijar los extremos de las

columnas de tal manera que se apliquen los factores $C = 2$ o $C = 4$. Aunque los extremos se suelden, habrá alguna deflexión. Por lo que el autor recomienda tomar un valor de 1, coincidiendo con el valor teórico articulado-articulado.

Para calcular la relación de esbeltez del tornillo se requiere conocer el diámetro del tornillo. Por lo que se define con anticipación para continuar con los cálculos, ya que es un proceso iterativo. Como diámetro nominal se tiene 16mm, aunque en los cálculos según lo recomendado por SKF se utiliza el diámetro del fondo de rosca, que es de 12,7mm.

Se calcula la relación de esbeltez del tornillo seleccionado:

$$\frac{l}{k} = 440,94$$

- Longitud de tornillo $l = 1380 \text{ mm}$
- Diámetro de fondo de rosca $\emptyset_2 = 12,5 \text{ mm}$
- Momento de inercia: $I = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{\emptyset_2}{2}\right)^4 = 1276,98 \text{ mm}^4$
- Área: $A = \pi \cdot \emptyset_2^2 / 4 = 126,68 \text{ mm}^2$
- Radio de giro: $k = \sqrt{\frac{I}{A}} = 3,175 \text{ mm}$

Siendo ampliamente superior, por lo que es correcto aplicar la ecuación de Euler para el cálculo de la carga crítica.

Para calcular la carga crítica unitaria, lo haremos mediante la fórmula de Euler, provista del libro *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* [19]

$$P_{Cr} = \frac{C\pi^2 EI}{l^2}$$

Siendo:

- Constante de condiciones en extremos $C = 1$
- Módulo de Young $E = 211000 \text{ MPa}$
- Longitud de tornillo $l = 1380 \text{ mm}$

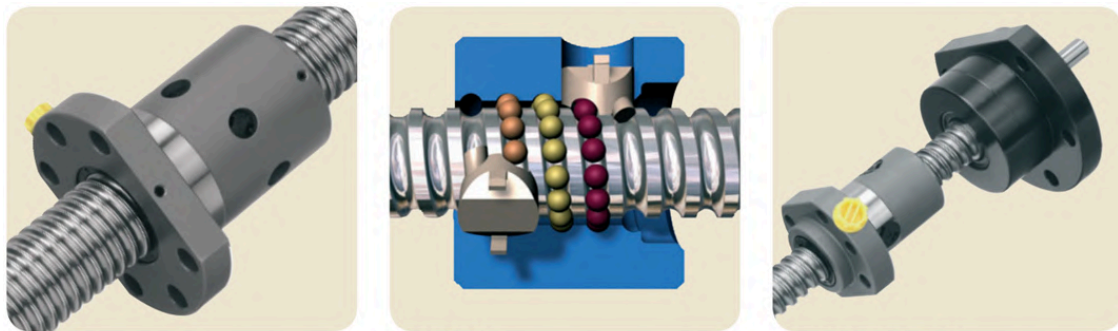
Una vez determinada la carga crítica SKF recomienda multiplicarla por un factor de seguridad entre 3 y 5. Además, se desprecian las cargas dinámicas por contar con una baja aceleración en el eje Z.

Al reemplazar en la ecuación anterior, se obtiene una carga crítica de 1396 N. Al compararla con el valor que soportará el tornillo, es decir $R_{B'}$,

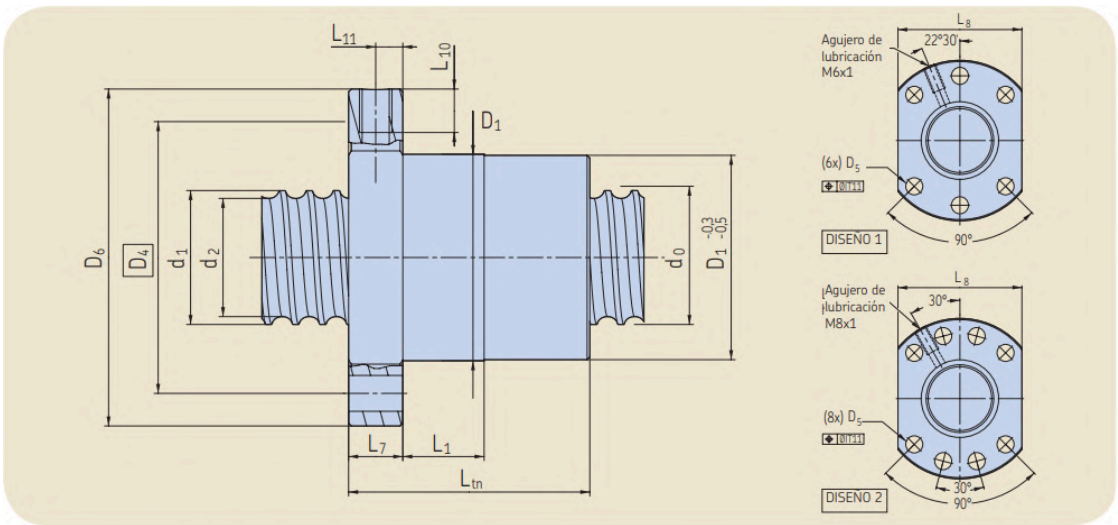
$$\frac{P_{Cr}}{R_{B'}} = 3,88$$

Se obtiene un factor de seguridad de 3,88. Por lo que se está dentro de los parámetros recomendados por SKF.

Una vez verificado el pandeo, se elige el husillo de bolas tipo BND de diámetro nominal 16mm y de paso 5mm. Este presenta una tuerca compacta con brida integrada para facilitar el montaje, elimina el juego con bolas sobredimensionadas. Se muestran sus propiedades y dimensiones a continuación en la Fig. 2-31.



Estándar			Recirculación				Con soporte embridado					
Diámetro nominal	Paso derecha	Longitud máxima	Coeficientes de carga		Número de circuitos de bolas	Juego axial máximo	Máxima reducción del juego axial (bajo demanda)	Par de precarga BND Promedio	Peso de la tuerca	Peso del husillo (eje)	Inercia del eje del husillo por metro	Referencia
d ₀	P _h		C _a	C _{oa}				T _{pr}				
mm	mm	mm	kN	kN	—	mm	mm	Nm	kg	kg/m	kgmm ²	
16	5	2000	8,1	12,4	3	0,08	0,05	0,05	0,23	1,30	33,0	SND/BND 16 x 5 R



Referencia	Eje del husillo		Tuerca										Diseño
	d_2	d_1	D_2	D_4	D_5	D_6	L_{tn}	L_1	L_7	L_8	L_{10}	L_{11}	
	mm		g6		H13	h13				h13			
SND/BND 16 x 5 R	12.7	15.2	28	38	5.5	48	43.5	10	10	40	8	5	1

Figura 2-31: Husillo de bolas seleccionado.

En cuanto a los soportes se eligieron tipo PLBU siendo compatibles con el husillo, para fijarlo en los extremos. Presentan rodamientos de bolas de contacto angular para absorber esfuerzos tanto axiales como radiales. Como se observa en la Figura 2-32.

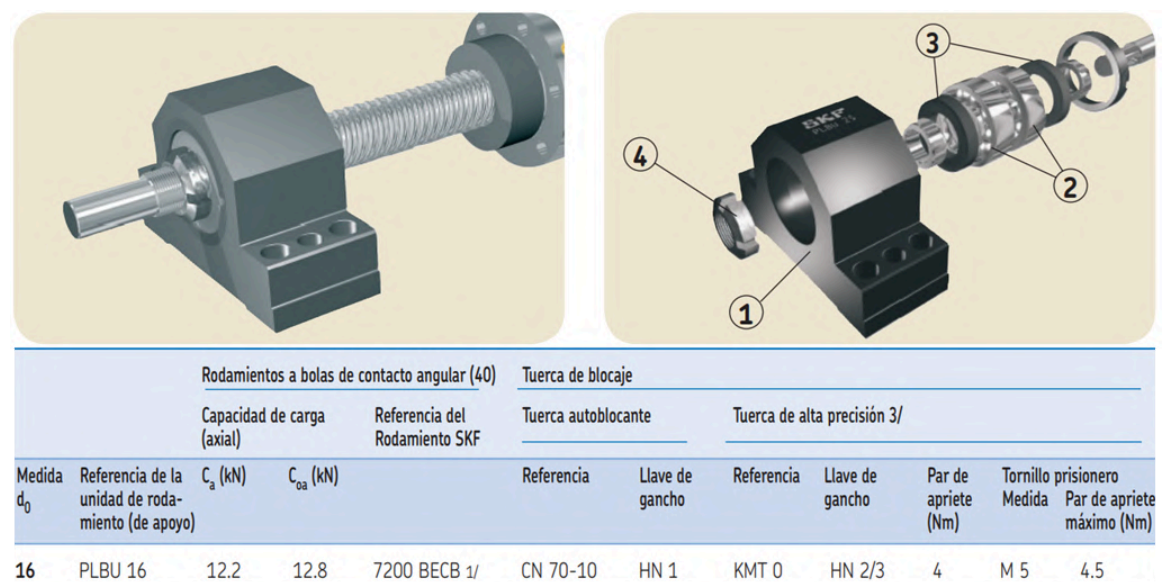


Figura 2-32: Soporte de apoyo seleccionado.

Con este husillo y soportes seleccionados se procede a calcular los datos más importantes para la impresora.

La velocidad crítica del eje del husillo según el catálogo se calcula como:

$$n_{cr} = 490 \cdot 10^5 \cdot \frac{f_1 \cdot d_2}{l^2}$$

Siendo:

- f_1 un factor de sujeción en extremos, al tener en nuestro caso fijo-fijo toma un valor de 5,6.
- d_2 diámetro del fondo de rosca, 12,7 mm.
- l longitud, de 1380 mm.

Con estos parámetros definidos, se obtiene una velocidad crítica de 1830 rpm, aunque SKF recomienda usar un factor de seguridad de 0,8, por lo que se reduce a 1464 rpm.

Esta velocidad crítica nos define la velocidad lineal máxima en el eje Z que puede alcanzar el cabezal. Para convertirla en velocidad lineal se multiplica por el paso de 5 mm.

$$v = n_{cr} \cdot P_h$$

Y pasándolo en segundos se tiene una velocidad máxima de 120 mm/s. Para el eje Z es más que suficiente ya que no se tienen altas exigencias en el movimiento, por lo que el paso del tornillo es correcto.

Para corroborar que el tornillo no está subdimensionado en el aspecto dinámico se calcula la vida útil. El catálogo nos brinda la siguiente fórmula.

$$L_{10} = \left(\frac{C_a}{F_m} \right)^3$$

Se obtiene el coeficiente de cargas dinámicas C_a de la figura 2-31 siendo de 8100 N, y F_m es la fuerza media a la que está sometido. Para simplificar y ser conservadores, tomamos la fuerza R_b' calculada previamente, que es la máxima fuerza soportada. El valor obtenido es de 12571 millones de revoluciones de vida útil, lo que equivale a subir y bajar la estructura móvil alrededor de unas 23 millones de veces. Por lo que la vida útil no representa ningún problema.

Por último, y lo más importante, se calcula el torque requerido para elevar la estructura móvil.

Como se mencionó en el apartado 2.2.1 y en esta misma sección, las aceleraciones en Z son despreciables, por lo que se simplifica el término correspondiente a la aceleración y en todo caso se absorbe esta diferencia con un factor de seguridad de 1,3. De todas formas, se está calculando el torque con la carga máxima que sufre el tornillo.

$$T = 1,3 \frac{P_h \cdot F}{2000 \cdot \pi \cdot \eta_p}$$

La eficacia práctica es lo que queda por definir y se calcula según SKF como:

$$\eta_p = 0,9 \cdot \frac{1}{1 + \frac{\pi \cdot d_0}{P_h} \mu}$$

Repasando, d_0 es el diámetro nominal de 16 mm, y por otro lado μ depende de cada husillo, para este caso toma un valor de 0,006. Por lo que se tiene una eficacia práctica de 0,85.

Volviendo a la fórmula de torque y reemplazando por todos los datos obtenidos, se tiene un torque requerido de 0,42 Nm.

2.7 - Alfombra Calefactora

Material: aluminio

- Densidad $\rho \approx 2700 \frac{kg}{m^3}$
- Calor específico $c \approx 900 \frac{J}{kg \cdot K}$

Dimensiones:

- Largo $\times$ ancho = $1000 \times 1000 \text{ mm} = 1m^2$
- Espesor = $12,7 \text{ mm} = 0,0127 \text{ m}$

Masa de la placa:

$$V = 1 \cdot 1 \cdot 0,0127 = 0,0127 \text{ m}^3$$

$$m = \rho \cdot V = 2700 \cdot 0,0127 \approx 34,3 \text{ Kg}$$

2.7.1 - Energía necesaria para calentar la placa

Suponiendo:

- Temperatura ambiente: 20 °c
- Temperatura objetivo: 100 °C
(Definida por el ABS ya que es el material que requiere mayor temperatura).
- $\Delta T = 80 \text{ K}$

$$Q = m \cdot c \cdot \Delta T$$

$$Q = 34,3 \text{ Kg} \cdot 900 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 80 \text{ K} = 2.469.600 \text{ J}$$

2.7.2 - Potencia necesaria para alcanzar la temperatura objetivo

Suponiendo:

- Tiempo de calentamiento: 600 seg (10 minutos)

$$P = t \cdot Q = \frac{2.469.600 \text{ J}}{600} \approx 4116 \text{ W} \text{ (Sin considerar pérdidas)}$$

2.7.3 - Corrección por pérdidas térmicas

Al tratarse de una cama de gran tamaño hay pérdidas importantes por:

- Convección natural
- Radiación
- Soporte mecánico
- Aire en movimiento

Podemos considerar un factor en el que integremos todos ellos:

Un factor típico se estima entre 1,3 a 1,6. La potencia real necesaria para alcanzar las temperaturas objetivo en una cama de $1000\text{mm} \times 1000\text{mm}$ es:

$$P_{real} = 4116 \text{ W} \cdot 1,5 = 6174 \text{ W}$$

Al contar con un total de $N = 4$ alfombras de $500 \text{ mm} \times 500 \text{ mm}$ la potencia por cada alfombra es:

$$P_{alfombra} = \frac{P_{total}}{N} = \frac{6174 \text{ W}}{4} \Rightarrow P_{alfombra} = 1543,5 \text{ W}$$



Almohadilla calefactora de silicona de 500X500 mm para impresora 3d TRONXY X5SA 500 almohadilla calefactora 1000W @ 220V con parte trasera adhesiva de termistor de 100k

★★★★★ 5.0 2 valoraciones | 25 vendido(s)

Promo de Temporada Termina: 8 mar, 04:59 (GMT-3)

\$98.937 ~~Ahorra \$107.181,75~~
\$206.118,75

Al por mayor: +50 unidades, -5% dto. extra
Precio mostrado antes de impuestos

🛒 -\$11.531,17 en \$80.718,19 >

Color: 1600w

750w 1000w 1600w

Tamaño: 220v

220v 110v

Figura 2-33: Alfombra calefactora de silicona de 500x500 y 1600W. [35]

3 - Diseño, Aspecto final y Render

Se presentan a continuación unas imágenes renderizadas del diseño final para visualizar todo lo desarrollado en el capítulo anterior.



Figura 3-1: Renderizado de la impresora.

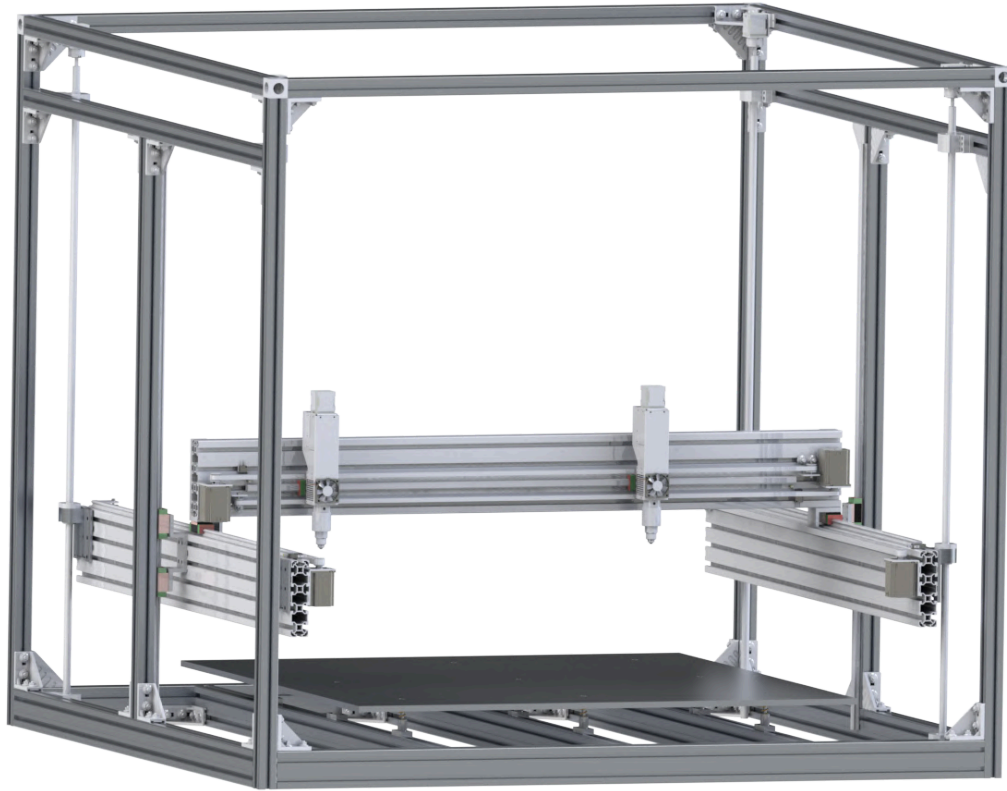


Figura 3-2: Renderizado de la impresora desde otro ángulo.

3.1 - Vinculaciones - Elementos de fijación.

Todos los elementos de fijación de perfiles Bosch Rexroth fueron tomados del catálogo elementos de unión. Para asegurar la perpendicularidad de los perfiles se tomaron unas escuadras 40x80, y unos empalmadores en las esquinas superiores para darle una mejor terminación.

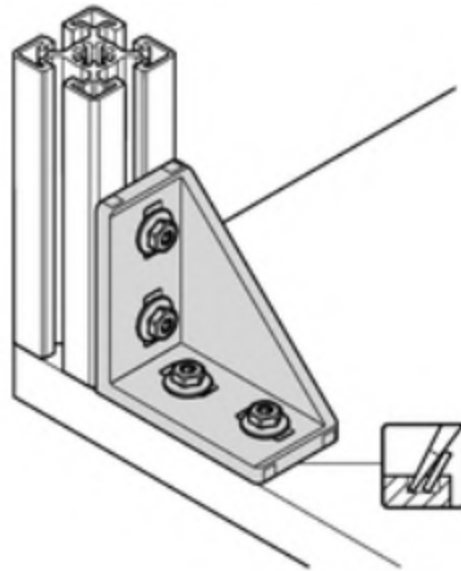


Figura 3-3: Escuadra 40X80 - Catálogo Bosch. [26]

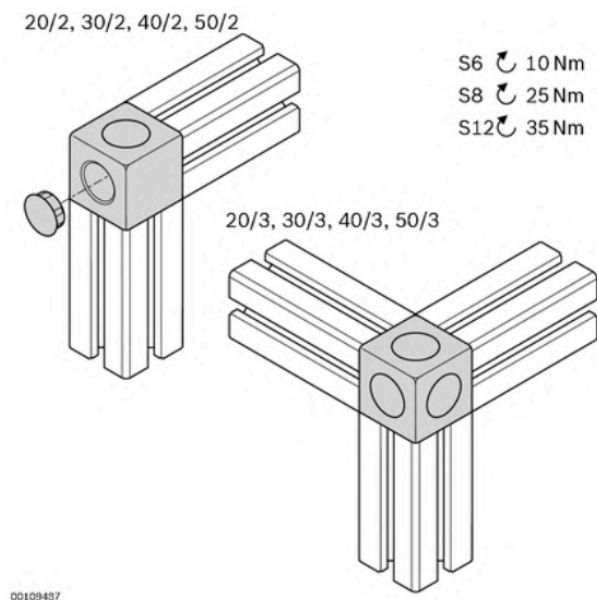


Figura 3-4: Empalmador de cubos 40/3 - Catálogo Bosch. [27]

Para la fijación de los distintos elementos de la impresora se utilizaron tornillos y tuercas cabeza de martillo, con el fin de eliminar la necesidad de mecanizar los perfiles. Éstos también fueron obtenidos del catálogo Bosch. Se muestra un ejemplo a continuación:

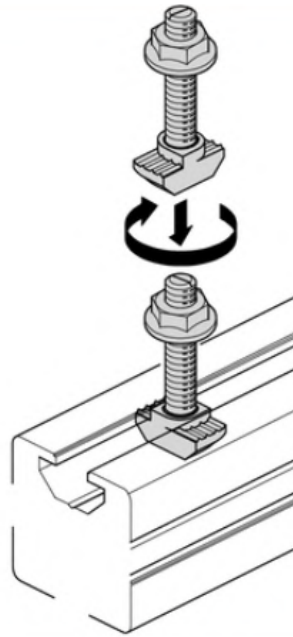


Figura 3-5: Tornillo de cabeza de martillo M8x25 - Catálogo Bosch. [28]

3.2 - Límites de carrera mecánicos

Los límites de carrera mecánicos actúan como interruptores de seguridad y control de sistema, detectan la posición del cabezal sobre cada eje enviando una señal para detener el movimiento, en el caso del eje Z se posicionarán en la parte superior de una de las guías lineales, con el objetivo de limitar el movimiento de los motores. Con esto podremos recuperar la posición de la estructura fácilmente, esto nos brinda un buen punto de partida para una correcta impresión. Este punto de inicio también se encuentra configurado para los motores ejes X e Y.



Figura 3-6: Final de carrera Mecánico.

3.3 - Sistema de alimentación de pellets

Al tratarse de una impresora de gran formato, con capacidad de fabricar piezas de hasta 1 m^3 , resulta necesario disponer de un sistema de alimentación de pellets que garantice un suministro continuo de material, debido al elevado consumo durante la impresión. La capacidad de almacenamiento de la boca de carga y de la tolva integrada en el cabezal no es suficiente para sostener este requerimiento de manera autónoma.

El sistema de alimentación se controla mediante dos sensores de nivel: un sensor de nivel superior, que indica la condición de tolva llena y detiene la alimentación de pellets, y un sensor de nivel inferior, que detecta un nivel mínimo y activa nuevamente el sistema, reiniciando el ciclo de carga.

El transporte de pellets se realiza mediante un sistema basado en el principio de Venturi. En este, un flujo de aire es impulsado por una bomba de vacío a través de un conducto cuya sección se reduce en la zona de aspiración. Esta reducción produce un aumento de la velocidad del flujo y una disminución de la presión estática, generando la succión necesaria para captar los pellets e impulsarlos hacia el cabezal, donde se almacenan temporalmente antes de su fusión y extrusión.

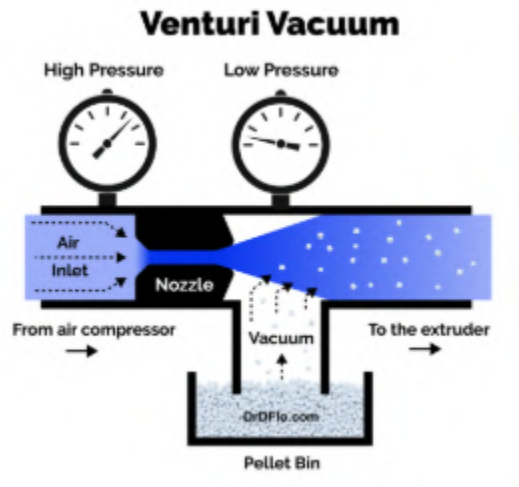


Figura 3-7: Sistema neumático alimentador de pellets.

El caudal másico de material requerido por la impresora se calcula como:

$$\dot{m}_{real} = Q_{real} \cdot \rho_{PLA} = 450 \frac{mm^3}{seg} \cdot 1,24 \frac{g}{cm^3} \approx 2 \frac{kg}{h}$$

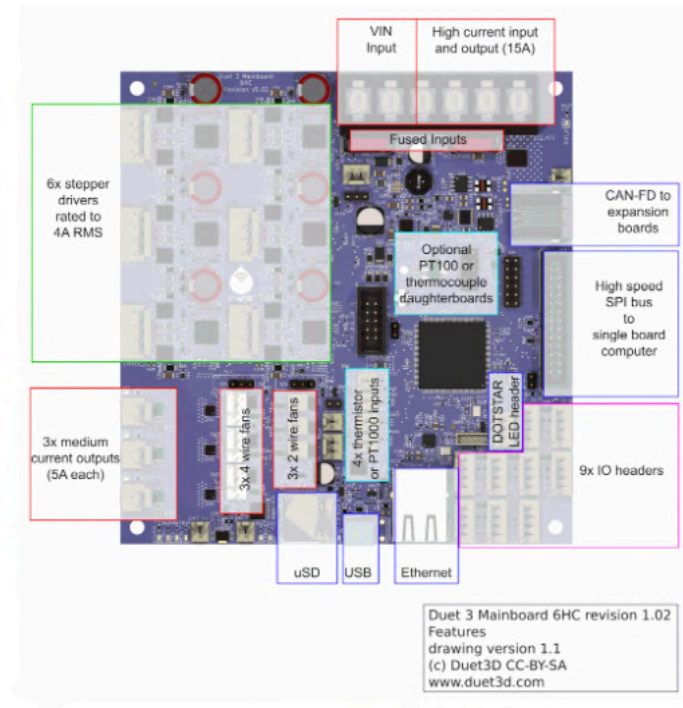
La capacidad de almacenamiento de pellets es de 0,617 kg por cabezal. En condiciones de operación al caudal máximo, el sistema de alimentación se activa aproximadamente cada 18,5 minutos, lo que equivale a 3,2 ciclos de carga por hora por cabezal.

Este comportamiento define un régimen de operación cíclico del sistema de alimentación, el cual debe ser considerado en el dimensionamiento de la bomba de vacío y en la vida útil de los componentes.

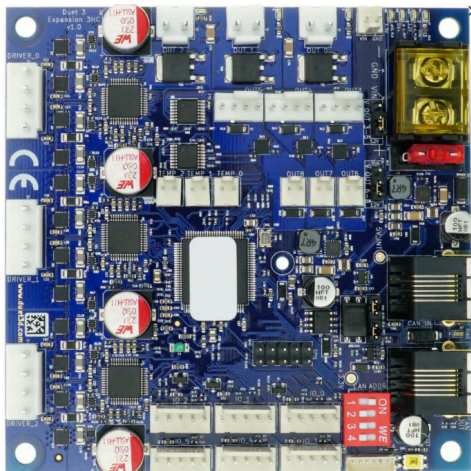
El sistema descrito es comercial [34], la empresa Massive Dimensión tiene desarrollado el producto MDMCU FB00854, especializado en el movimiento de pellets de plástico desde una unidad de almacenamiento a granel hasta la boca de carga del extrusor. Este sistema utiliza un sensor capacitivo para monitorizar la velocidad de avance requerida del extrusor y entregar los pellets bajo demanda, asegurando una alimentación automatizada.

3.4 - Componentes electrónicos

- Duet3d 6HC Mainboard



- Duet3d 3HC Expansion board (expandir la cantidad de drivers conectado a la mainboard a través de un CAN o RJ11) (+9 salidas PWM, 6 puertos E/S y 3 entradas de temperatura)



- Fuente de alimentación



- Disyuntor: para desconectar el circuito en caso de fuga de corriente por tierra



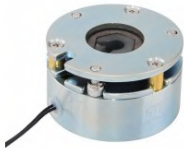
- Térmicas: para desconectar el circuito de alimentación si consume demasiada corriente



- Gabinete para componentes electricos / electronicos



- Frenos electromagnéticos NC (para motores eje Z)



- Display / pantalla Tactil



- Switch interruptor rotativo (Master switch)



- Botón de emergencia: Permite apagar la impresora rápidamente si algo sale mal



- Sensores ópticos (nivel de pellets en cabezal): Dos, para nivel máximo y mínimo.



- Cadena de arrastre de cable



- Fusible termico cama caliente: En caso de que la misma caliente demasiado, o si se encuentra descontrolada, el fusible desconectará el circuito de alimentación



4 - Laminadores - Interfaz de usuario - Mantenimiento - Conclusiones.

4.1 - ¿Qué son los Laminadores en la Impresión 3D?

Un laminador o slicer es un software que traduce el modelo 3D (STL/OBJ/3MF) que deseamos imprimir en un lenguaje que la impresora 3D pueda entender, este lenguaje se llama G-code, son instrucciones paso a paso para la impresora, que le indica por donde moverse, cuanto extruir, a que temperatura, cuando enfriar, etc. Este proceso se llama “Laminado” porque toma el modelo 3D y lo divide en multitud de finas capas. El slicer también define los parámetros de impresión (altura de capa, paredes, relleno, velocidades, soporte, etc.) y genera previsualizaciones para ver cómo quedará cada capa antes de imprimir.

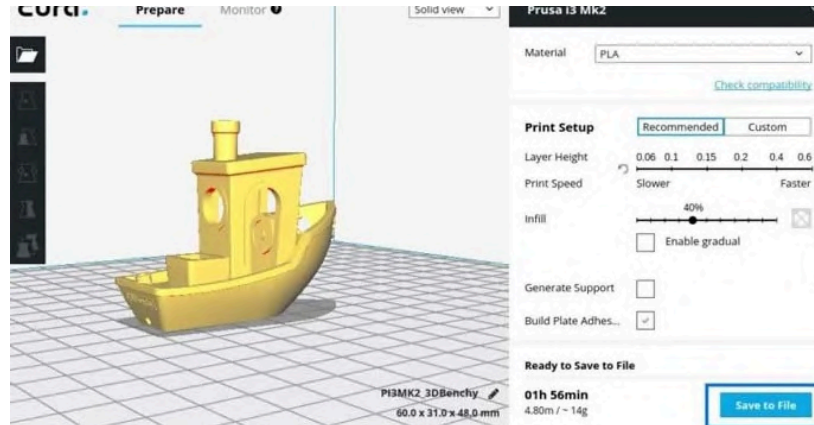


Figura 4-1: Laminador o Slicer.

Los laminadores son importantes porque:

- 1- Tienen el control de la impresión
- 2- Optimizan el tiempo
- 3- Hacen eficiente el uso del material

Los laminadores o slicers más utilizados en la impresión 3D son Ultimaker Cura, PrusaSlicer, Orca Slicer y Bambu Studio.

4.2 - Interfaz de usuario y Seguridad

La interfaz de usuario (HMI, por sus siglas en inglés *Human Machine Interface*) es el panel de control, físico o táctil, que permite al usuario iniciar impresiones, monitorear temperaturas en tiempo real, calibrar ejes, cargar filamento, gestionar archivos y muchas otras funciones que intervienen para prevenir errores de uso, detectar condiciones normales y proteger tanto al operador como a la máquina y la pieza en proceso.

4.2.1. Verificaciones previas al inicio de impresión (pre-checks)

La interfaz puede incorporar una **secuencia de comprobaciones automáticas** antes de habilitar el inicio de una impresión, como:

- Verificación de que el cabezal se encuentre correctamente posicionado y referenciado (homing realizado).
- Comprobación del estado de finales de carrera y sensores de posición.
- Detección de atascamientos mecánicos o movimientos anómalos mediante monitoreo de corriente en motores.
- Control de temperaturas mínimas y máximas en hotend y cama antes de iniciar el proceso.

Si alguna de estas condiciones no se cumple, la interfaz **bloquea el inicio de la impresión** y muestra un mensaje claro indicando la causa y la acción correctiva necesaria.

4.2.2. Protección durante la operación

Durante la impresión, la interfaz permite monitorear en tiempo real variables críticas, tales como:

- Temperatura del cabezal y la cama, con protecciones por sobret temperatura.
- Consumo eléctrico de motores y calentadores, detectando sobrecargas o cortocircuitos.
- Estado del sistema de extrusión, alertando ante posibles atascos.
- Activación de paradas de emergencia físicas y lógicas desde la interfaz.

Ante la detección de una condición peligrosa, el sistema puede ejecutar paradas controladas, evitando daños en la máquina, defectos en la pieza o riesgos para el operador.

4.2.3. Facilidad de uso y reducción del error humano

El aspecto más importante de la seguridad es la simplicidad a la hora de interactuar con la máquina. La interfaz debe minimizar la posibilidad de error humano mediante:

- Un display físico o táctil con menús claros e intuitivos.
- Usos guiados para tareas críticas como carga de material y calibración.
- Diferenciación entre modos de usuario (operador / técnico / mantenimiento), limitando el acceso a funciones sensibles.
- Mensajes de advertencia claros, evitando códigos ambiguos o lenguaje excesivamente técnico.

Una interfaz bien diseñada reduce significativamente los riesgos por una mala operación, guiando al operador paso a paso y evitando acciones incorrectas.

4.3 - Mantenimiento de la impresora

El mantenimiento y los ajustes adecuados de las partes móviles de una impresora 3D son esenciales para garantizar un rendimiento óptimo y una alta precisión en las impresiones. Algunos consejos y pasos para optimizar estas partes son:

- Limpieza regular: limpia regularmente las partes móviles, como los husillos y las guías, para eliminar el polvo y los residuos que puedan acumularse con el tiempo. Usa un cepillo suave o aire comprimido para hacerlo.
- Lubricación: aplica lubricante adecuado en los puntos de fricción, las guías, y poca cantidad en los husillos.
- Tensión de correas: corroborar de que las correas estén correctamente tensadas, ya que una tensión inadecuada puede causar movimientos inexactos
- Poleas y rodamientos: inspeccionar las poleas y los rodamientos para asegurarse de que estén en buen estado y no presenten desgaste. Reemplazar las piezas de ser necesario.
- Verificación de holguras: compruebe que no haya holguras en las partes móviles, como los carros que sostienen el cabezal de impresión. Asegurarse

de que todo esté ajustado correctamente para evitar movimientos no deseados.

- Nivelación de la cama: mantenga la plataforma de construcción nivelada y correctamente ajustada para asegurar una primera capa uniforme y una buena adherencia. Ajusta los tornillos de nivelación según sea necesario

4.4 - Conclusiones

El presente Proyecto Final representó un gran desafío desde el punto de vista técnico y formativo, en nuestros primeros pasos como profesionales, tuvo como objetivo el diseño de una impresora 3D de gran formato basada en tecnología de deposición fundida (FDM), orientada a responder a las limitaciones actuales de los equipos disponibles en cuanto a volumen de impresión y adaptabilidad a entornos industriales y académicos. A lo largo de su desarrollo se abordaron de manera estructurada las distintas etapas de concepción, análisis y dimensionamiento, integrando conocimientos de diversas áreas de la ingeniería mecánica.

A lo largo del desarrollo del proyecto se atravesaron distintas instancias que permitieron consolidar tanto los aspectos técnicos como metodológicos del trabajo. En una primera etapa, se realizó un análisis general del problema y de las alternativas tecnológicas disponibles, lo que permitió definir los lineamientos iniciales del diseño. Posteriormente, se avanzó en la selección de la configuración más adecuada, seguida de una etapa de dimensionamiento y verificación de los distintos subsistemas. Durante este proceso, fue necesario iterar sobre ciertas decisiones de diseño, ajustar criterios adoptados inicialmente y compatibilizar los distintos requerimientos del sistema, lo cual contribuyó a una comprensión más profunda del problema y a la obtención de una solución más robusta. Finalmente, se integraron todos los desarrollos en una propuesta completa, reflejando el aprendizaje y la evolución del proyecto a lo largo del tiempo.

Un elemento distintivo del proyecto es la integración de un cabezal de extrusión por pellets, cuyo diseño corresponde a un desarrollo previo, pero que se incorpora en este sistema como una solución tecnológica alineada con los objetivos planteados. Esta integración no solo amplía las capacidades del equipo, sino que también introduce

nuevos desafíos de compatibilidad y funcionamiento que fueron considerados dentro del diseño general de la impresora.

Desde una visión global, el trabajo realizado demuestra la viabilidad técnica del diseño de una impresora 3D de gran formato mediante un enfoque de ingeniería aplicado, donde se logra articular el diseño conceptual con criterios de cálculo y selección de componentes. El resultado es una propuesta consistente que puede servir como base para desarrollos futuros o instancias de materialización.

Cabe destacar que, como todo desarrollo de ingeniería en etapa de diseño, la solución propuesta admite múltiples instancias de mejora y optimización, tanto a nivel de detalle constructivo como en aspectos vinculados al desempeño del sistema. Estas oportunidades no representan una limitación del proyecto, sino que forman parte natural del proceso iterativo propio del diseño ingenieril, especialmente en tecnologías en constante evolución como la fabricación aditiva.

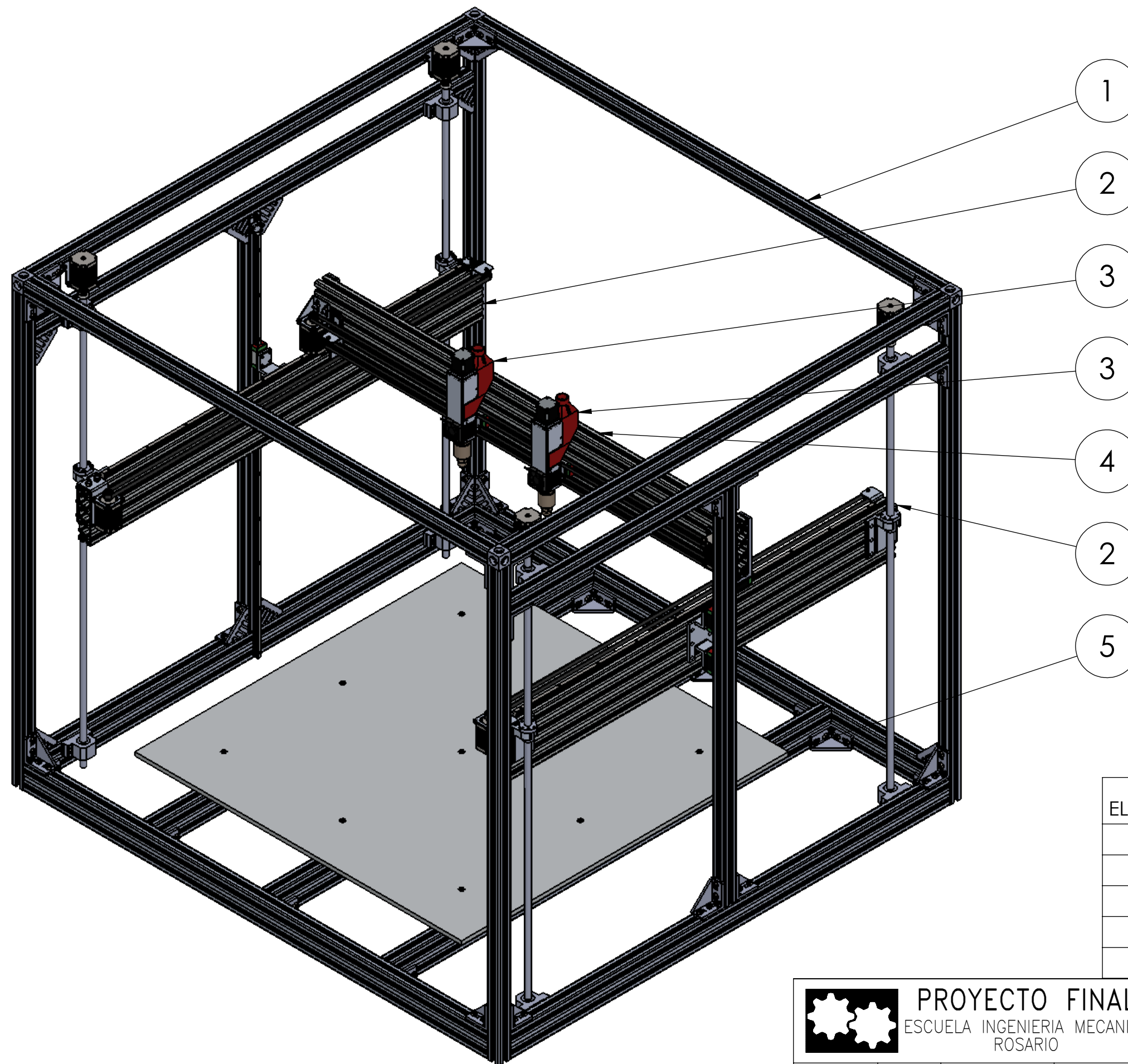
Bibliografía

- [1] 3D Natives. “Tipos de impresoras 3D FDM” en Mayo de 2023. Disponible en:
(<https://www.3dnatives.com/es/tipos-impresoras-3d-fdm-190620172/>)
- [2] Robotopedia. “Industrial Robot Costs” en Abril de 2023. Disponible en:
(<https://www.robotopedia.com/articles/robot-costs>)
- [3] Kickstarter. “Dobot M1: Pro Robotic Arm for Makers and Businesses”. En Enero de 2021. Disponible en:
(<https://www.kickstarter.com/projects/dobot/dobot-m1-pro-robotic-arm-for-makers-and-businesses?ref=43i95x>)
- [4] Prusa Research. “Tipos de impresoras y sus diferencias.” en Febrero de 2025. Disponible en:
(https://help.prusa3d.com/es/article/tipos-de-impresoras-y-sus-diferencias-_112464#fdm-fff-printers)
- [5] “Glosario de términos en impresión 3D” Disponible en:
(<https://sumergeteen3d.wordpress.com/diccionario-3d/>)
- [6] 3D Natives. “Cartesiano vs CoreXY, Delta y Polar: comparativa de sistemas de movimiento FDM” en ago 7, 2025 Disponible en:
(<https://www.3dnatives.com/es/cartesiano-core-xy-delta-polar-comparativa-sistemas-movimiento-fdm-070820252/>)
- [7] Prusa 3D. “Tipo de impresoras y sus diferencias” en Febrero de 2025. Disponible en:
(https://help.prusa3d.com/es/article/tipos-de-impresoras-y-sus-diferencias-_112464)
- [8] Rise 3D. “3D Printing Dimensional Accuracy” En Octubre 2025. Disponible en:
(<https://www.raise3d.com/blog/3d-printing-dimensional-accuracy/>)
- [9] Formlabs. “Guía sobre tolerancias, precisión y fiabilidad” Disponible en:
(<https://formlabs.com/latam/blog/precision-fiabilidad-tolerancia-impresion-3d/>)
- [10] Formlabs. “¿Qué significa la resolución en la impresión 3D?” Disponible en:
(<https://formlabs.com/latam/blog/significado-resolucion-impresora-3d/>)

- [11] Sicnova3D. “¿Qué es el PLA en impresión 3D y para que se utiliza?”. En Mayo de 2022. Disponible en:
(<https://sicnova3d.com/blog/experiencias-3d/que-es-el-pla-en-impresion-3d-y-para-que-se-utiliza/>)
- [12] Apunte de cátedra, Asignatura: M16 – Tecnología de la fabricación “Impresión 3D”
- [13] 3D Natives. “El PVA en la impresión 3D”. En Junio de 2023. Disponible en:
(<https://www.3dnatives.com/es/pva-impresion-3d-filamento-soluble-230520222/>)
- [14] 3D Natives. “¿Qué características tiene el nylon en la impresión 3D?” En Abril de 2023. Disponible en:
(<https://www.3dnatives.com/es/caracteristicas-tiene-nylon-en-impresion-3d-120320202/>)
- [15] 3D Natives. “El PEEK en la impresión 3D” En Abril de 2023. Disponible en:
(<https://www.3dnatives.com/es/peek-impresion-3d-material-060420202/>)
- [16] Sovol3D. Disponible en: (<https://www.sovol3d.com/products/sovol-sv08-3d-printer>)
- [17] BitFab. “Cómo evitar el warping y el cracking” En Febrero de 2020. Disponible en:
(<https://bitfab.io/es/blog/warping-cracking/>)
- [18] Proyecto de ingeniería Mecánica “Manufactura Aditiva de Alta Resistencia Mecánica” ING. Pizzolitto, Danilo Iván.
- [19] “Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley” Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett.
- [20] Raise 3D “3D Printing Layer Height: Definition, Importance and Relationship with Nozzle Size” Disponible en: (<https://www.raise3d.com/blog/3d-printing-layer-height/>)
- [21] “Mecánica de materiales”. James M. Gere, Barry J. Goodno
- [22] Correa GT3
(<https://www.amazon.com/-/es/dentada-distribuci%C3%B3n-s%C3%ADncrona-Cinturon-es-impresora/dp/B0CJPNY9SF>)
- [23] Placa de sujeción de correa GT3
(<https://www.dhm-online.com/es/correa-gt3/428-placas-de-sujecion-de-la-correa-3gt.html>)
)

- [24] Motor NEMA 23 Utilizado en eje Y.
(<https://electronilab.co/tienda/motor-paso-a-paso-nema-23-340-oz-in-200-pasos-vuelta/>)
- [25] Polea GT3-20-8-10W. (<https://bulkman3d.com/product/gt0003/>)
- [26] Escuadra 40X80 (<https://store.boschrexroth.com/es/ar/p/escuadra-3842529386>)
- [27] Empalmador de cubos
(<https://store.boschrexroth.com/es/ar/p/empalmador-de-cubos-3842529011>)
- [28] Tornillo de cabeza de martillo M8x25
(<https://store.boschrexroth.com/es/ar/p/tornillo-con-cabeza-martillo-3842528718>)
- [29] Modulo de Young de tornillo de bolas recirculantes
(<https://dialnet.unirioja.es/servlet/articulo?codigo=266377>)
- [30] Límite de Fluencia de tornillo de bolas recirculante
(<https://www.kipp.es/es/Acero-templado-y-revenido%201.1191>)
- [31] Guia Lineal Hiwin (<https://www.hiwin.de/en/Products/Linear-guideways/c/4354>)
- [32] Propiedades Cama de aluminio
(<https://www.alu-hm.com/1060-placa-de-aluminio.html>)
- [33] Acople elástico seleccionado,Vínculo tornillo y motor Z
(<https://www.omc-stepperonline.com/6-35mm-10mm-flexible-jaw-coupling-25x30mm-cnc-stepper-motor-shaft-coupler-mh2530-6-35-10>)
- [34] MDMCU - Unidad de transporte de materiales
(<https://massivedimension.com/collections/material-handling/products/material-conveyance-unit>)
- [35] Almohadilla calefactora de silicona de 500X500 mm 1600W
(<https://es.aliexpress.com/item/1005004489677155.html?gatewayAdapt=glo2esp>)
- [36] *“Diseño de elementos de máquinas” Robert L. Mott - 4ta edición.*

5 - Anexos: Planimetría



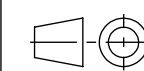
N.º DE ELEMENTO	Descripción	CANTIDAD
1	Estructura metálica	1
2	Perfil secundario	2
3	Cabezal	2
4	Travesaño principal	1
5	Cama	1



PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

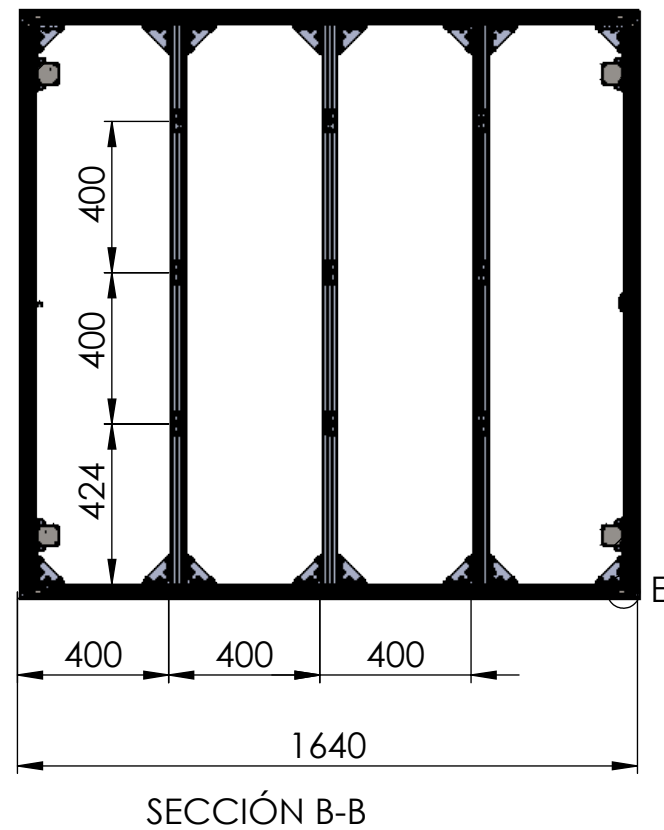
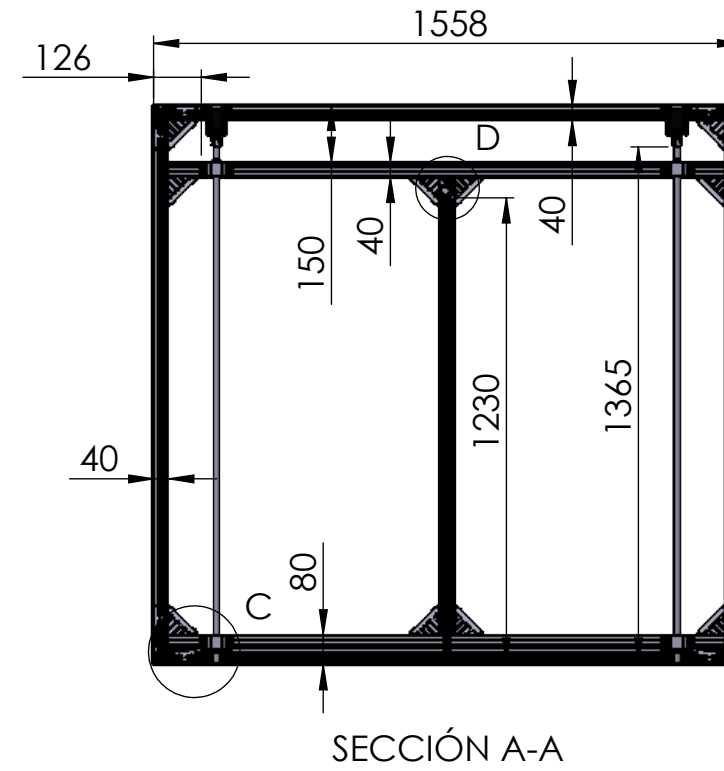
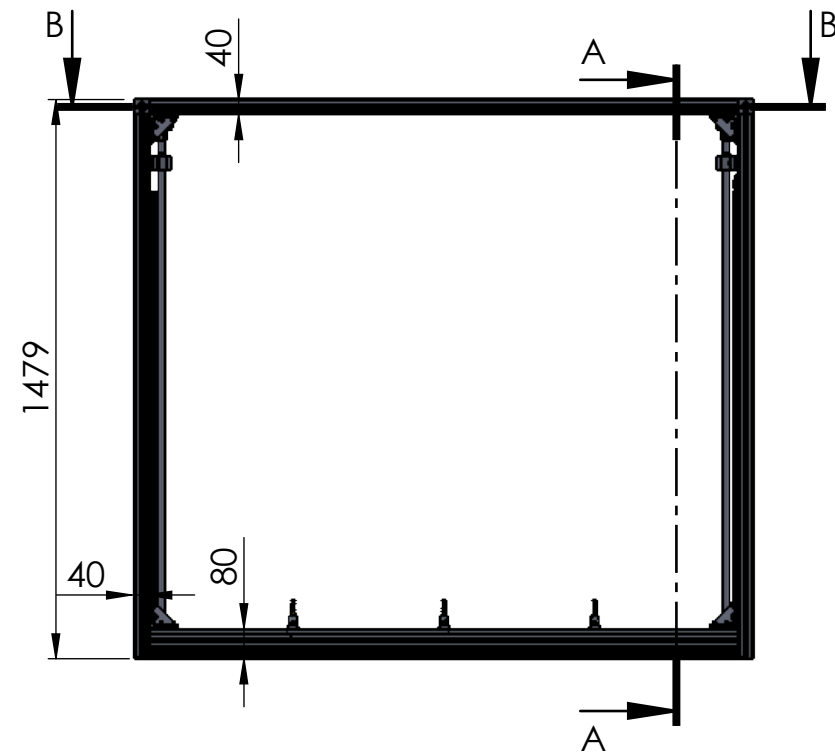
DIBUJO	FECHA	NOMBRE
APROBO	xx/xx/xx	CAJIDE, JUAN I. PRETINI, DANTE LEGAJO: C-6707/5 P-5013/1

ESCALAS
1:10

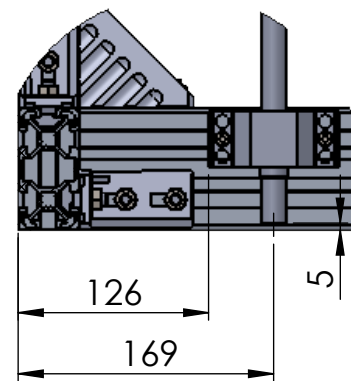


Ensamblaje final

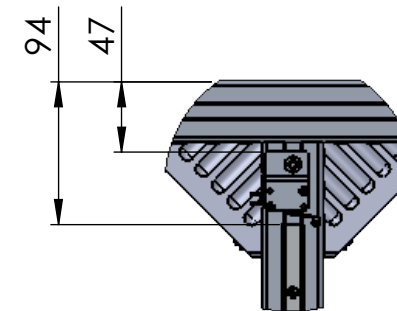
Impresora 3D



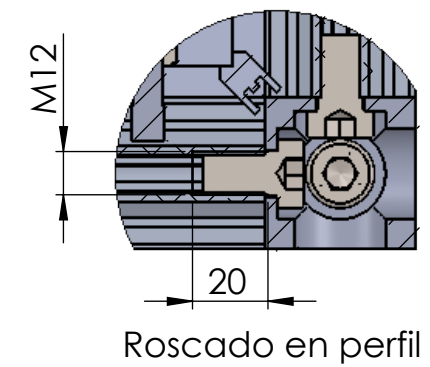
DETALLE C
ESCALA 1 : 5

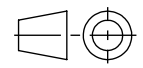


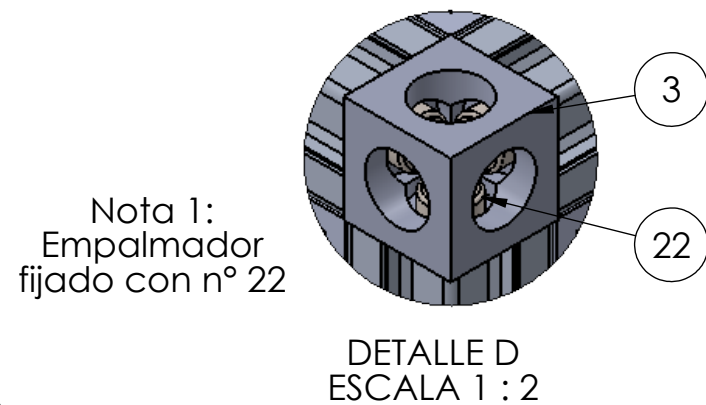
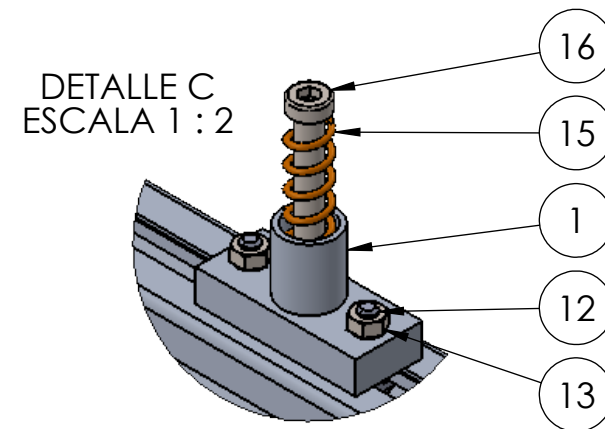
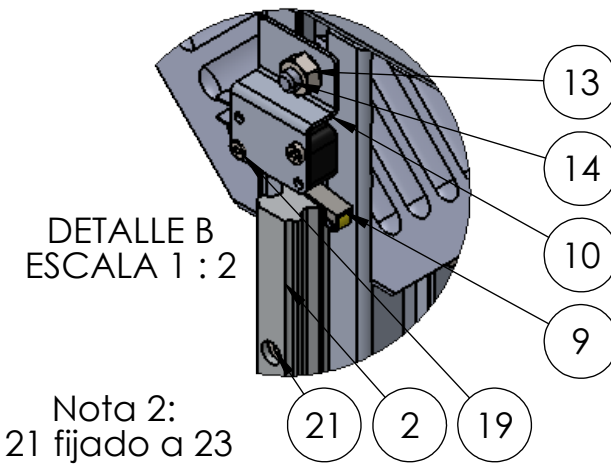
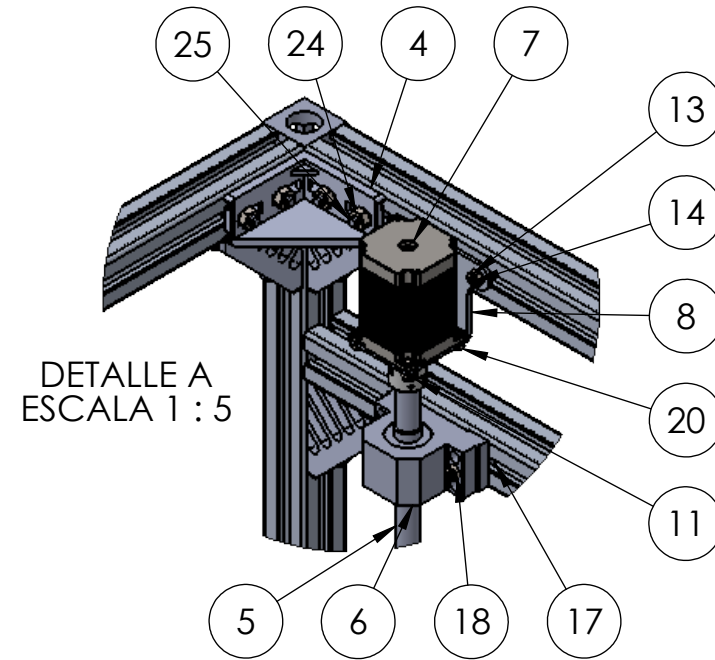
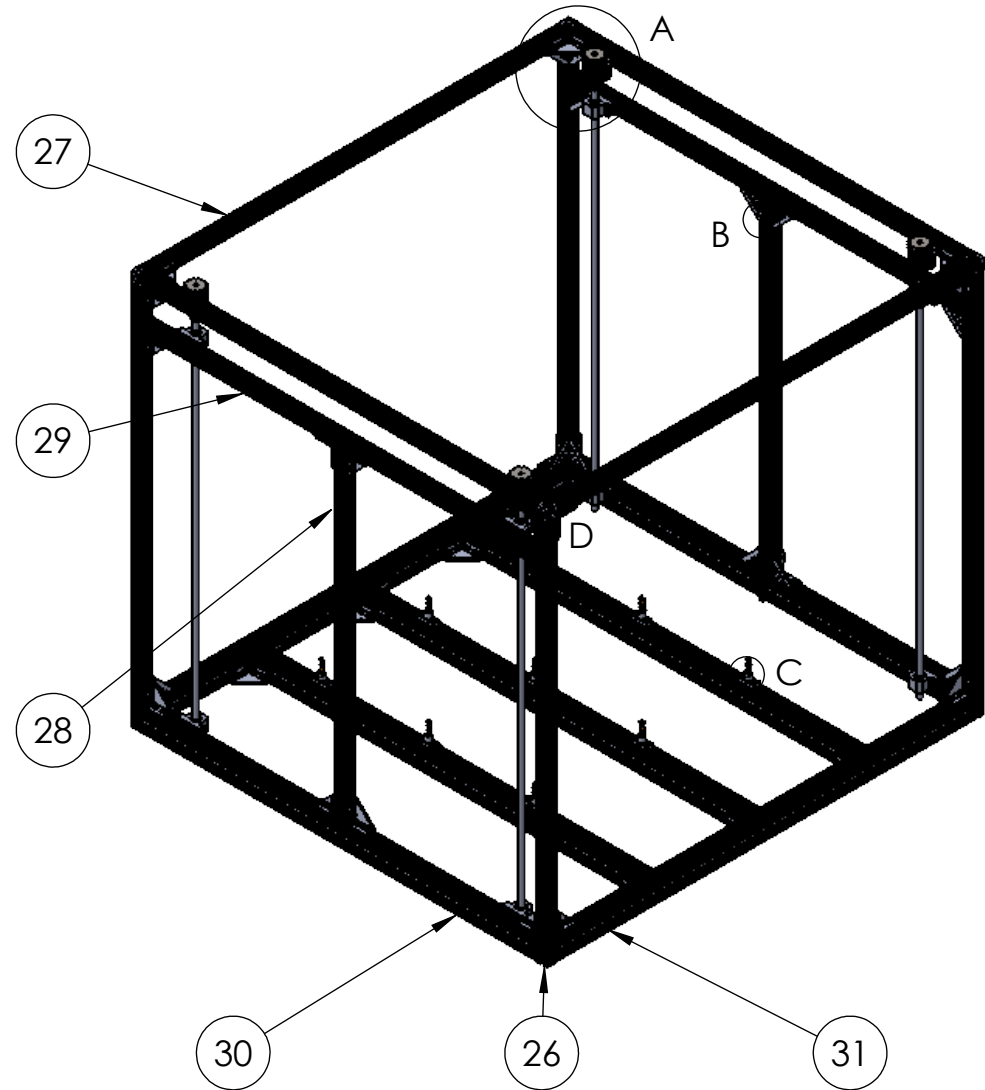
DETALLE D
ESCALA 1 : 5



DETALLE E
ESCALA 1 : 2



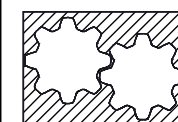
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				Estructura metálica	
DIBUJO	FECHA xx/xx/xx	NOMBRE CAJIDE, JUAN I. PRETINI, DANTE	ESCALAS 1:20		Impresora 3D
APROBO		LEGAJO: C-6707/5 P-5013/1			



N.º DE ELEMENTO	Descripción	CANTIDAD
1	Apoyo nivel	9
2	Guia Lineal Hiwin EGW15SB 1230mm	2
3	EMPALMADOR DE CUBOS 40	4
4	Escuadra	48
5	Tornillo BND 16x5R	4
6	Soporte PBLU16	8
7	Stepper motor NEMA 23HS7430	4
8	Soporte nema Z	4
9	Final de carrera mecanico	1
10	Soporte fin de carrera	1
11	Acople elástico MH2530-6.35-10	4
12	Tornillo cabeza de martillo M6x25	18
13	Hexagon Nut ISO 4032 - M6 - W - N	27
14	Tornillo cabeza de martillo M6	9
15	Resorte	9
16	DIN 6912 - M8 x 50 --- 22N	9
17	Tuerca M6	16
18	DIN 7984 - M6 x 30 --- 18N	16
19	DIN 7984 - M3 x 5 --- 3.5N	2
20	DIN 7984 - M5 x 8 --- 5.6N	16
21	DIN 7984 - M4 x 16 --- 13.9N	20
22	DIN 7984 - M12 x 20 --- 14.75N	12
23	Tuerca M4	20
24	Hexagon Nut ISO 4032 - M8 - W - N	192
25	Tornillo cabeza de martillo M8x25	192

Perfiles Bosch

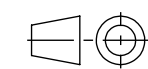
Nº de elemento	Descripción	Cantidad	LONGITUD
26	Perfil 40x40 Bosch	4	1439
27	Perfil 40x40 Bosch	2	1560
28	Perfil 40x40 Bosch	2	1209
29	Perfil 40x40 Bosch	4	1478
30	Perfil 80x40 Bosch	5	1478
31	Perfil 80x40 Bosch	2	1560



PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

DIBUJO	FECHA	NOMBRE
APROBO	XX/XX/XX	CAJIDE, JUAN I. PRETINI, DANTE LEGAJO: C-6707/5 P-5013/1

ESCALAS
1:20

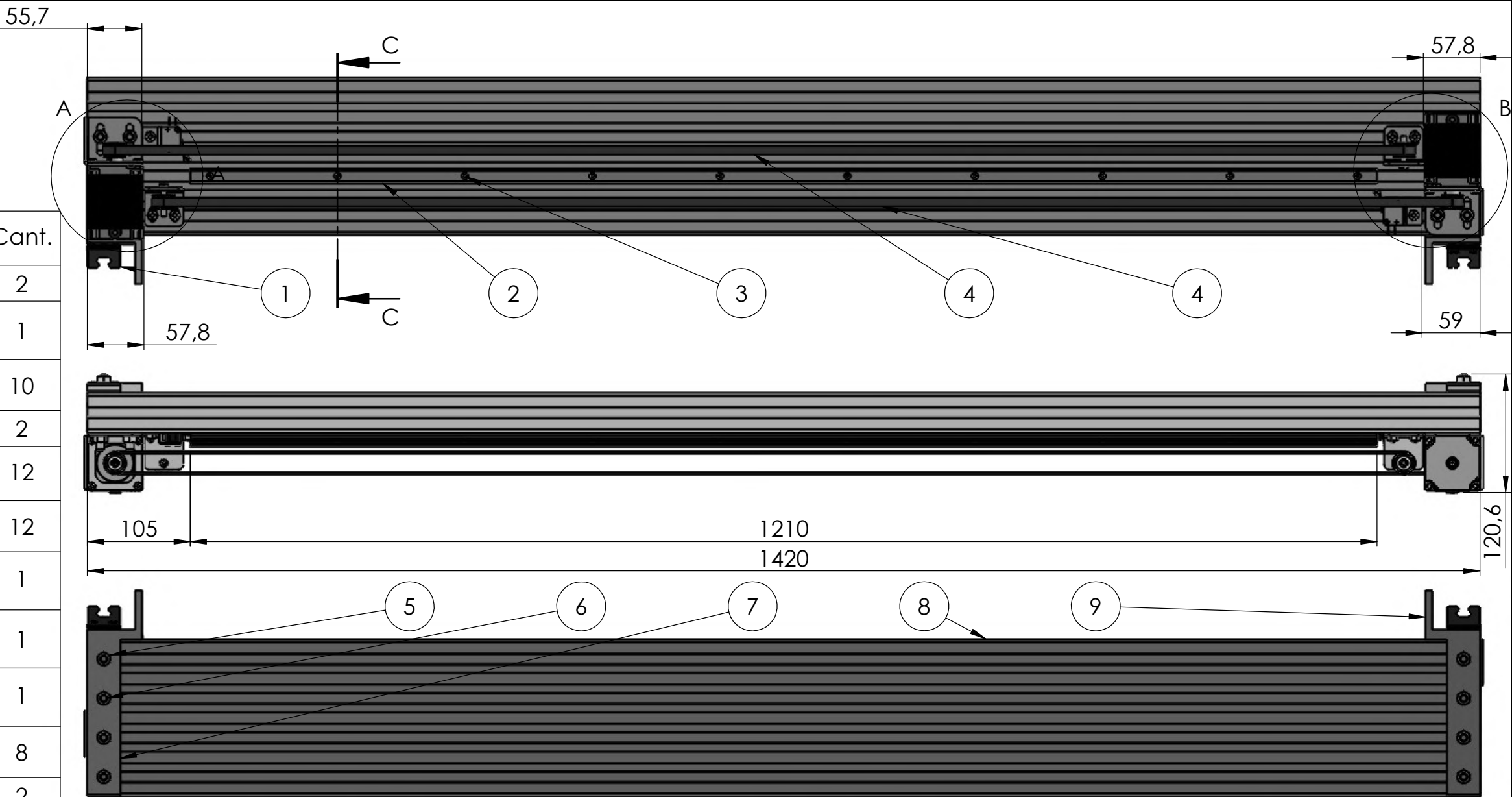


Impresora 3D

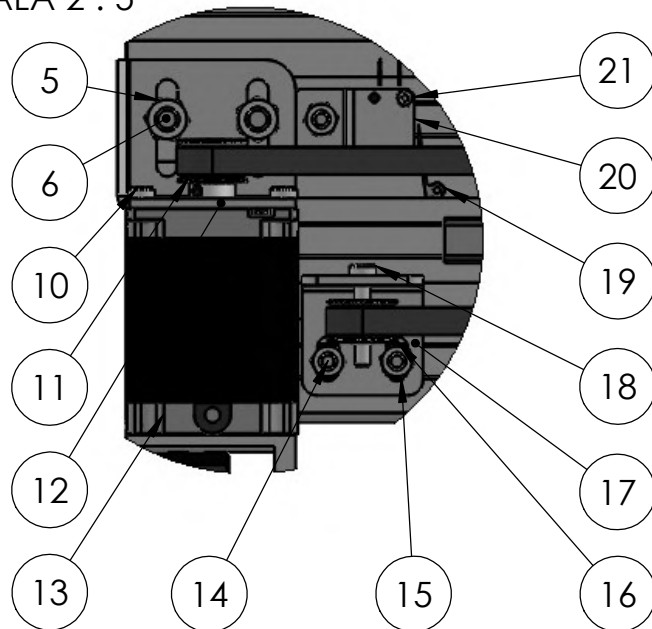
Estructura metálica

Nota:
Carros atornillados con N°23 a 1

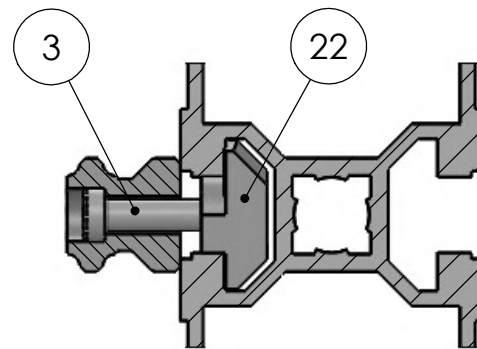
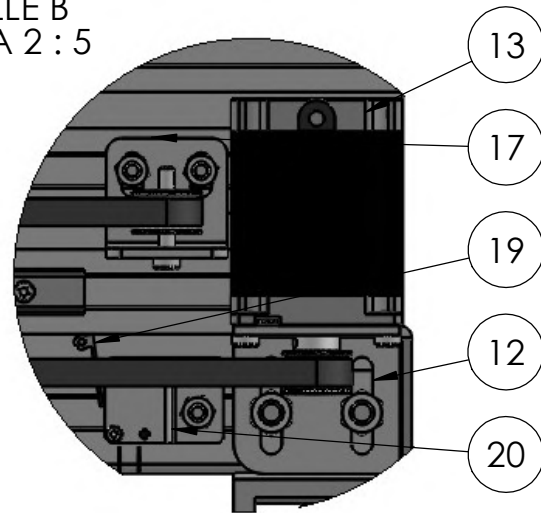
N° de elemento	Descripción	Cant.
1	Carro Hiwin EGW-CB	2
2	Guía Lineal Hiwin EGW15SB 1210 mm	1
3	DIN 7984 - M4 x 16 --- 13.9N	10
4	Correa GT3 9mm	2
5	Hexagon Nut ISO 4032 - M8 - W - N	12
6	Tornillo cabeza de martillo M8	12
7	Soporte travesaño izq.	1
8	Perfil 40x160L Bosch 1420 mm	1
9	Soporte travesaño der.	1
10	Tornillo Allen DIN 7984 - M5 x 8 --- 5.6N	8
11	Polea motriz GT3	2
12	Soporte nema	2
13	Stepper motor NEMA 23HS7430	2
14	Tornillo cabeza de martillo M6	6
15	Hexagon Nut ISO 4032 - M6 - W - N	6
16	Polea tensora GT3	2
17	Soporte Polea	2
18	DIN 7984 - M5 x 30 --- 16N	2
19	Final de carrera mecanico	2
20	Soporte fin de carrera	2
21	Tornillo Allen DIN 7984 - M3 x 5 --- 3.5N	4
22	Tuerca Martillo M4	10



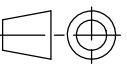
DETALLE A
ESCALA 2 : 5



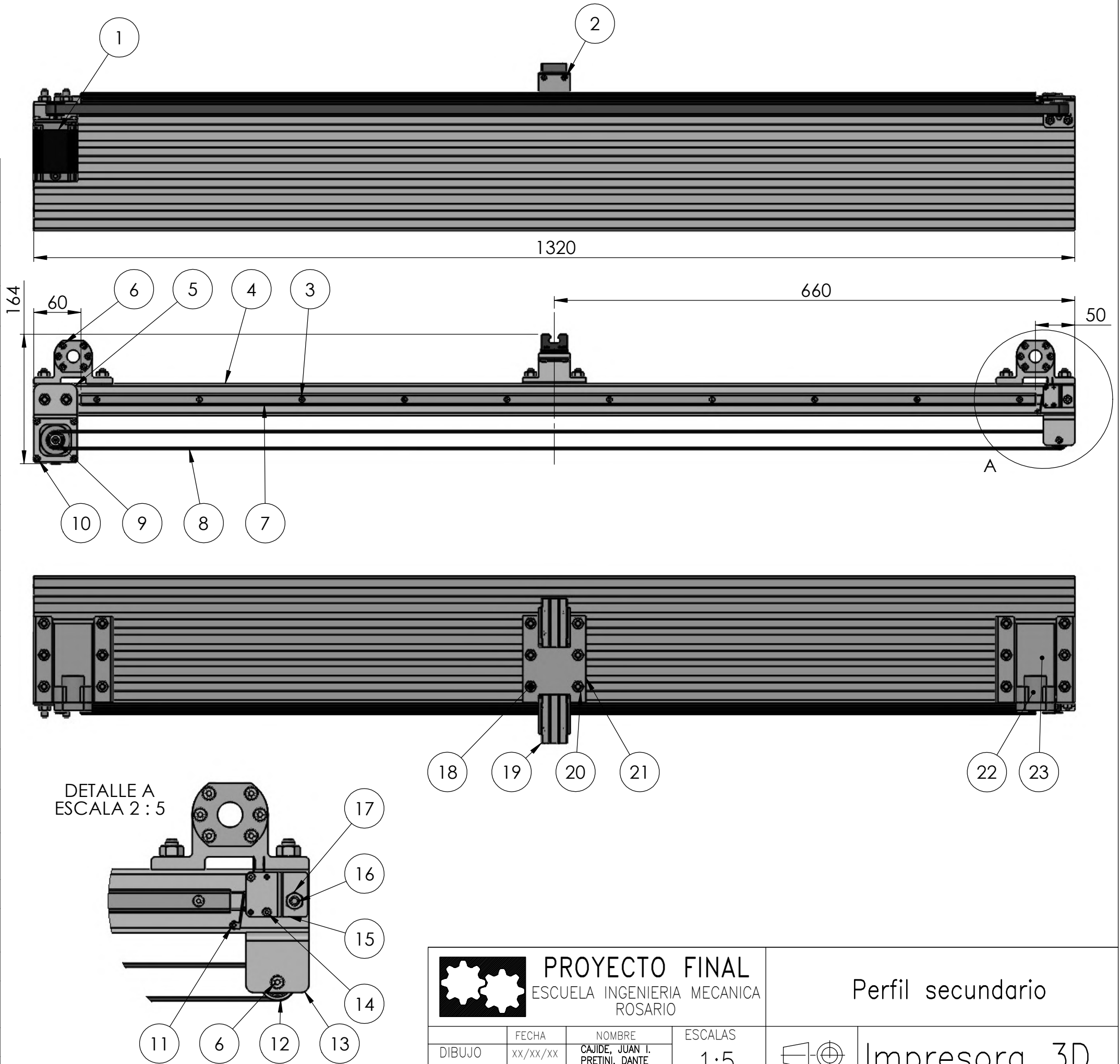
DETALLE B
ESCALA 2 : 5

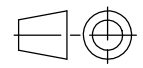


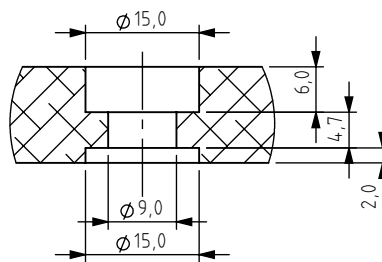
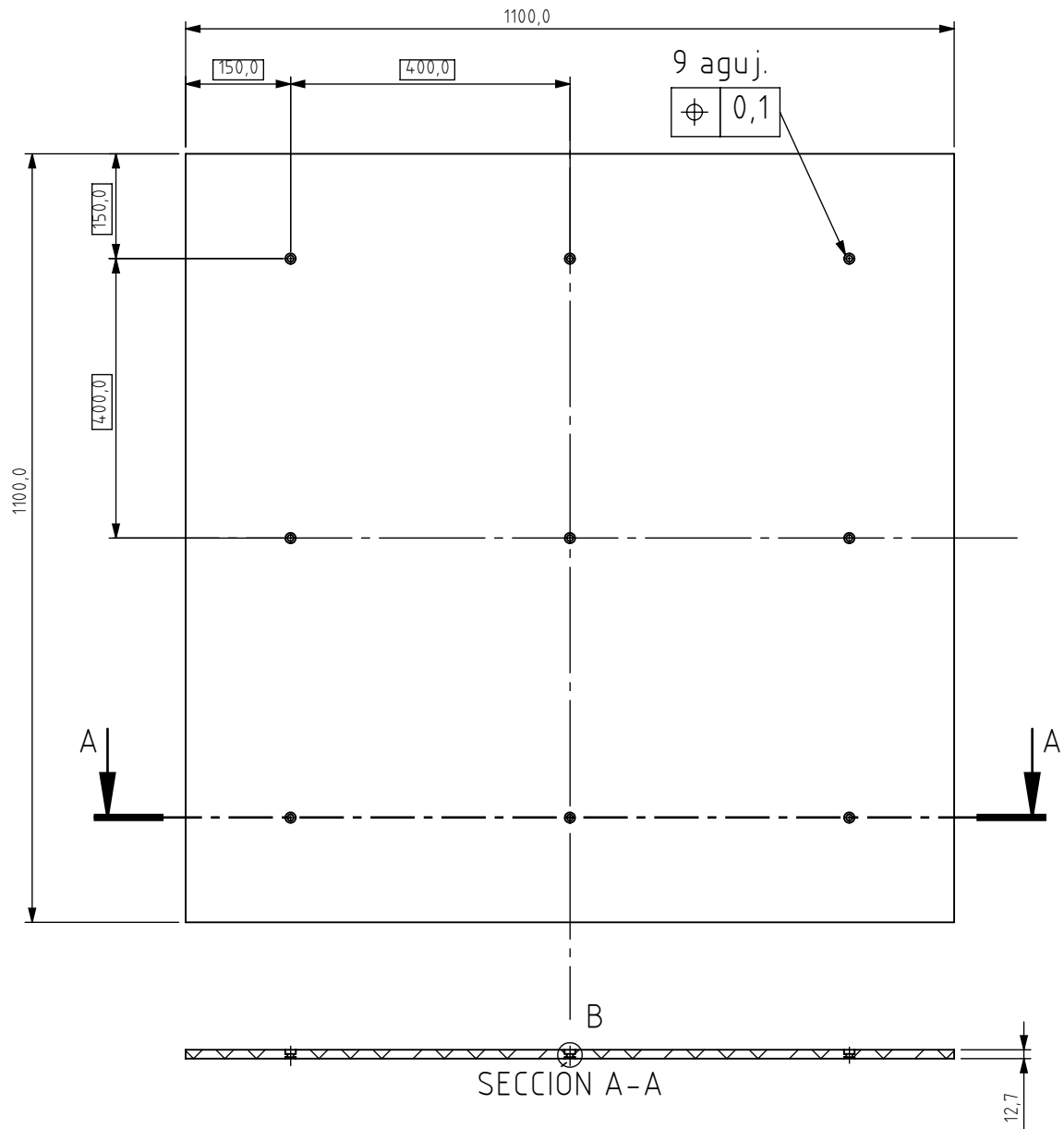
SECCIÓN C-C
ESCALA 1 : 1

		PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		Travesaño principal	
DIBUJO	FECHA xx/xx/xx	NOMBRE CAJIDE, JUAN I. PRETINI, DANTE	ESCALAS 1:5	 Impresora 3D	
APROBO		LEGAJO: C-6707/5 P-5013/1			

N.º DE ELEMENTO	Descripción	CANTIDAD
1	Stepper motor NEMA 23HS7430	1
2	Tornillo Allen DIN 7984 - M4 x 12 9.9N	8
3	Tornillo Allen DIN 7984 - M4 x 16 13.9N	10
4	Perfil 40x160Lx1420 Bosch -	1
5	Soporte nema Y	1
6	Tornillo Allen DIN 7984 - M5 x 30 16N	13
7	Guia Lineal Hiwin EGW15SB 1210 mm	1
8	Correa GT3 12mm	1
9	Polea motriz GT3	1
10	Tornillo Allen DIN 7984 - M5 x 8 5.6N	4
11	Final de carrera mecanico	1
12	Polea tensora GT3	1
13	Soporte Polea	1
14	DIN 7984 - M3 x 5 --- 3.5N	2
15	Soporte fin de carrera	1
16	Tornillo cabeza de martillo M6	3
17	Hexagon Nut ISO 4034 - M6 - N	3
18	Tornillo cabeza de martillo M8	20
19	Carro Hiwin EGW-CB	2
20	Hexagon Nut ISO 4032 - M8 - W - N	20
21	Soporte Eje Z	1
22	Tuerca SND/BND 16x5 R	2
23	Soporte tornillo	2
24	Tuerca Martillo M4	10



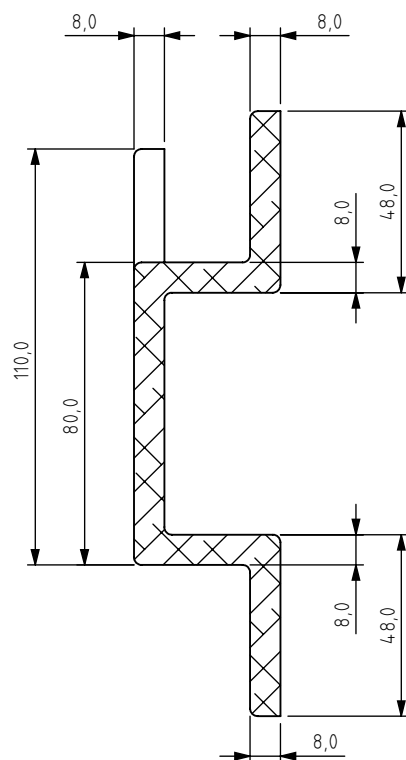
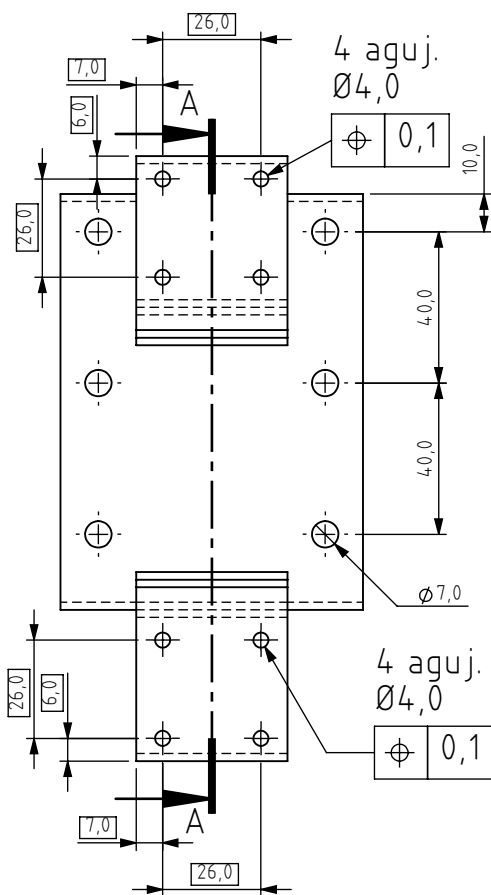
		PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		Perfil secundario	
DIBUJO	FECHA XX/XX/XX	NOMBRE CAJIDE, JUAN I. PRETINI, DANTE	ESCALAS 1:5		Impresora 3D
APROBO		LEGAJO: C-6707/5 P-5013/1			



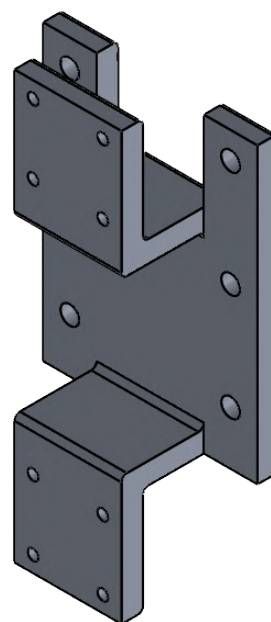
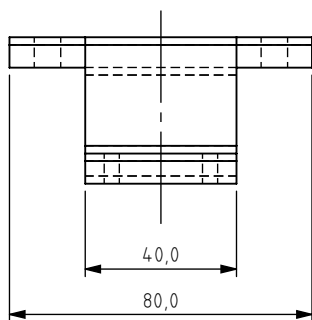
DETALLE B
ESCALA 1 : 1

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768 – M

1	Cama		1060–H12	1	41526.04
POS.	DENOMINACION		MATERIAL	CANT.	PESO [g]
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			TITULO Cama		
	FECHA	FIRMA	ESCALA GENERAL 1:10  Impresora 3D		
DIBUJO	xx/xx/xx				
APROBO					
			NOMBRE CAJIDE, JUAN I. PRETINI, DANTE LEGAJO: C-6707/5 P-5013/1		

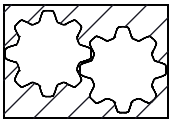


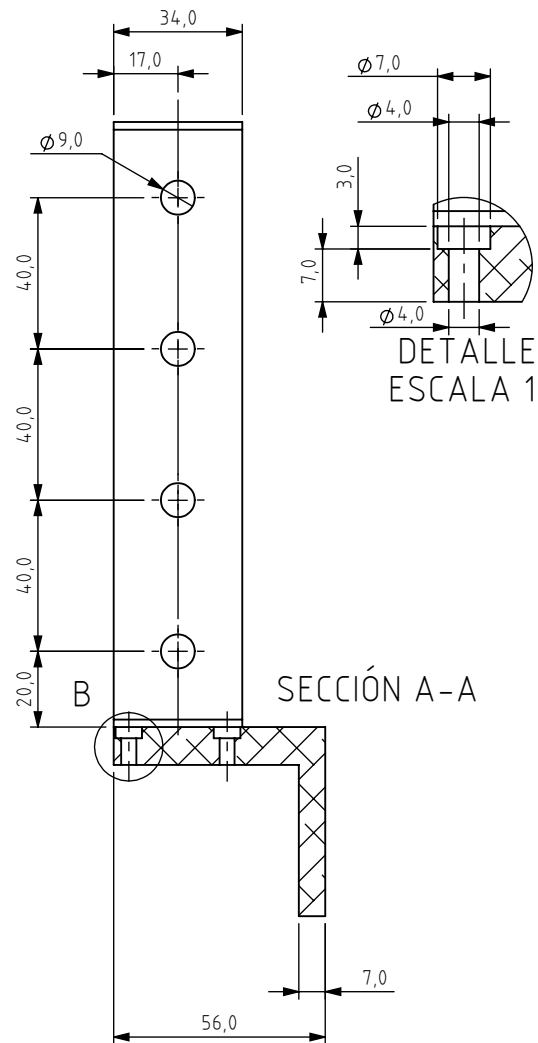
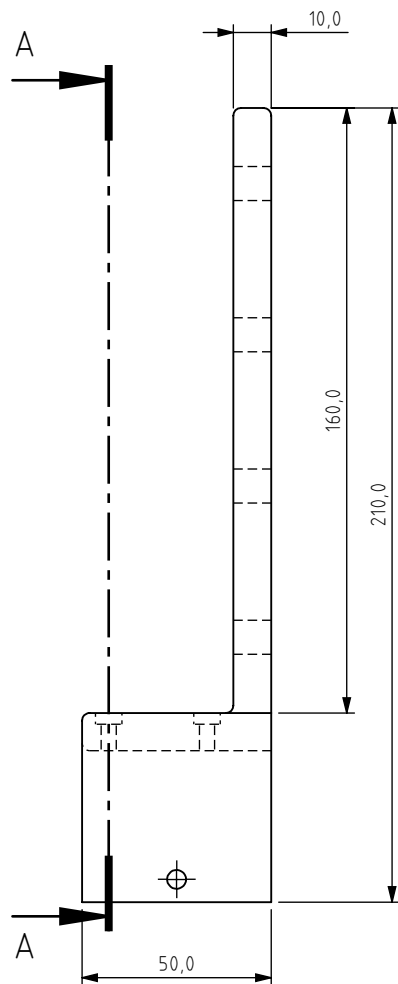
SECCIÓN A-A



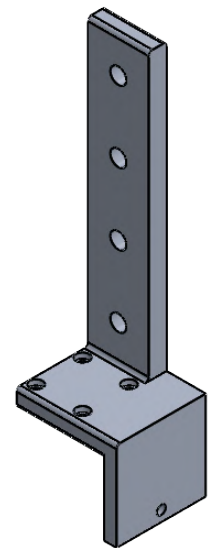
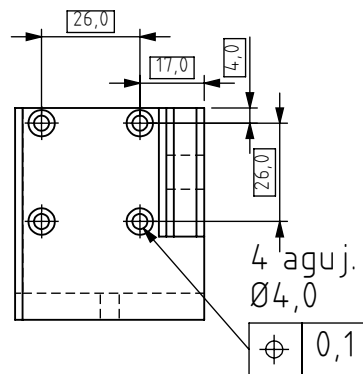
RADIOS NO ACOTADOS R2

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768 – M

1	Soporte Eje Z	Aleación 1060	2	278.80
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO [g]
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		TITULO Soporte Eje Z		
	FECHA	FIRMA	ESCALA GENERAL 1:2  Impresora 3D	
DIBUJO	XX/XX/XX	NOMBRE CAJIDE, JUAN I. PRETINI, DANTE		
APROBO		LEGAJO: C-6707/5 P-5013/1		

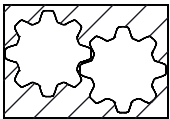


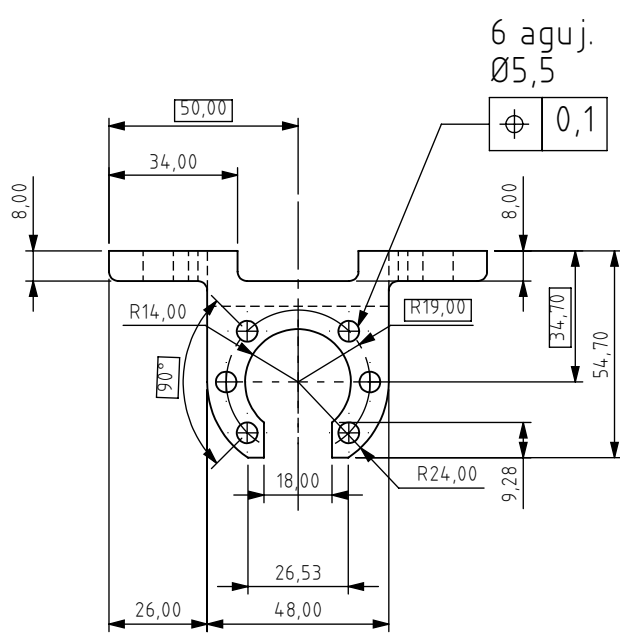
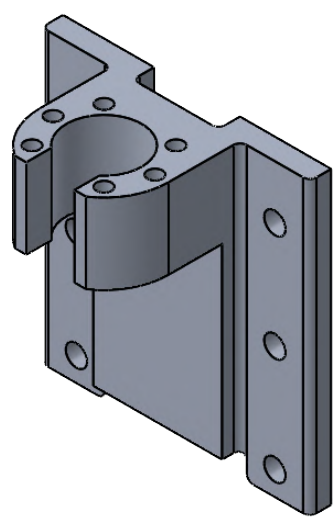
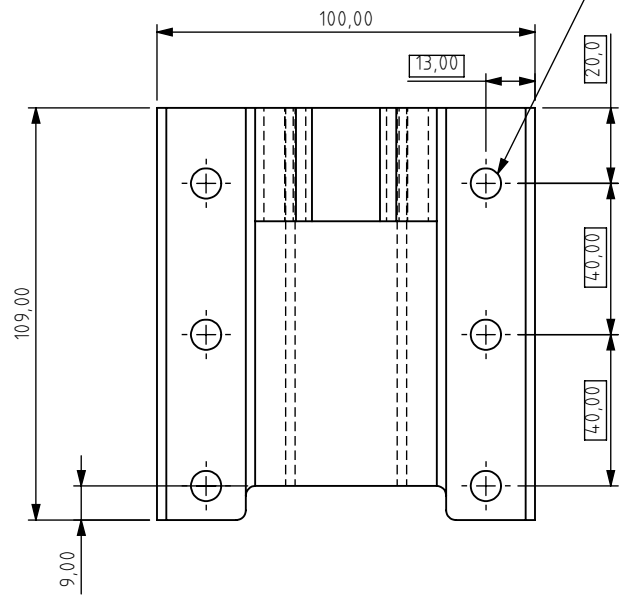
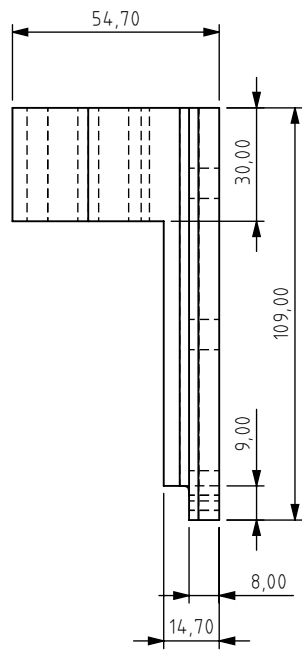
N8



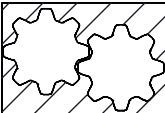
Escala 1:3

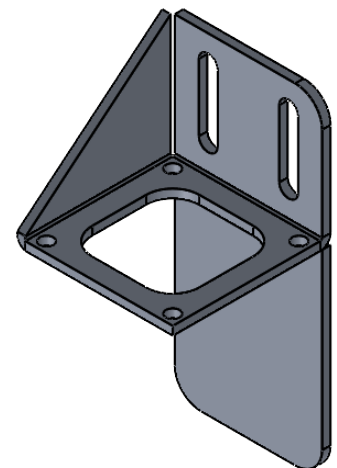
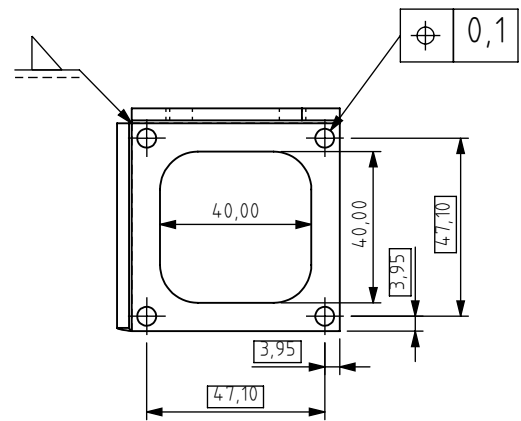
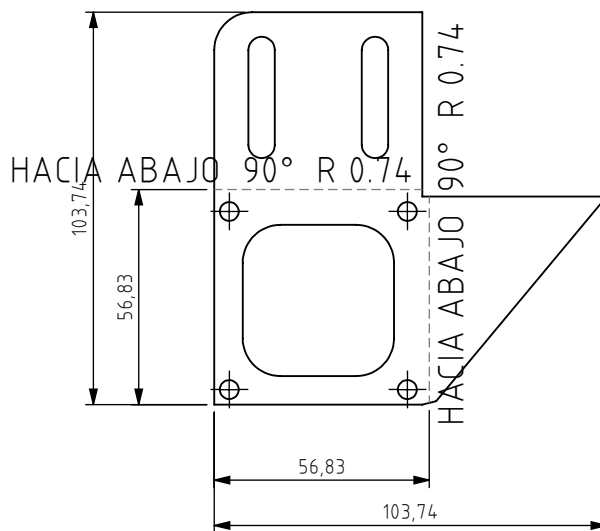
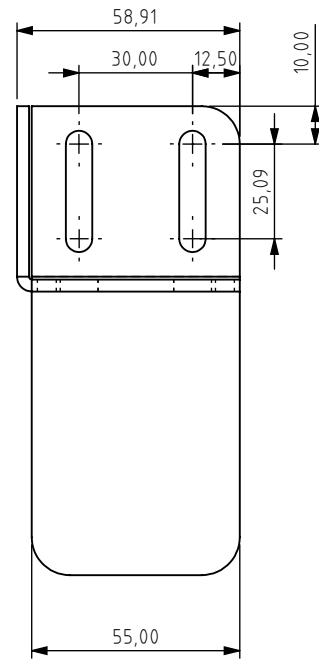
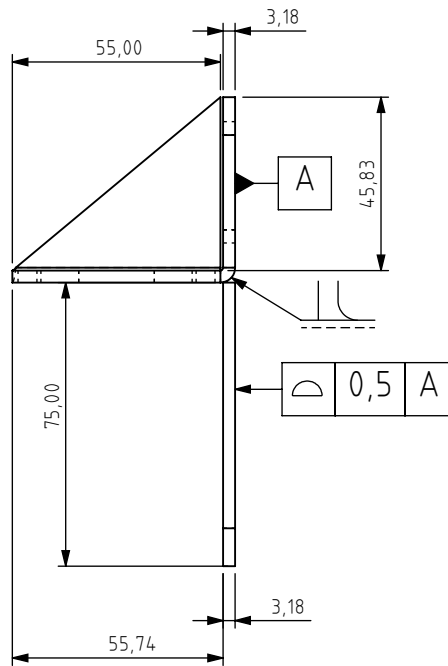
REDONDEOS NO ACOTADOS: R2
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768 – M

1	Soporte travesaño	Aleación 1060	2(1izq.,1der.)	250.52
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO [g]
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		TITULO Soporte travesaño		
	FECHA	FIRMA	ESCALA GENERAL 1:2	
DIBUJO	XX/XX/XX			
APROBO			 Impresora 3D	



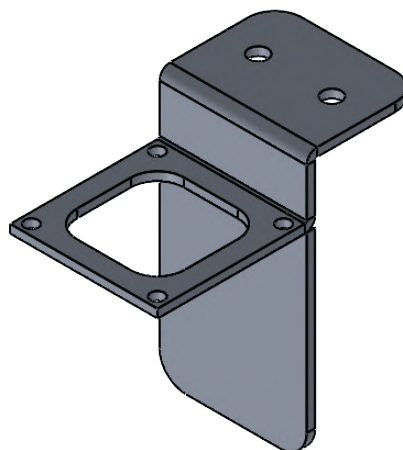
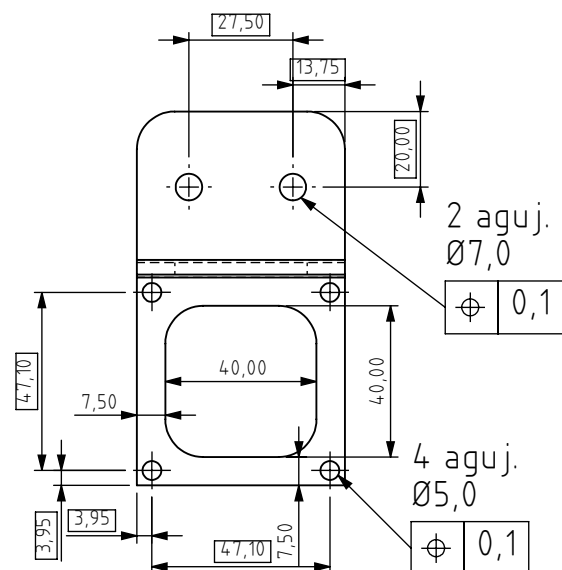
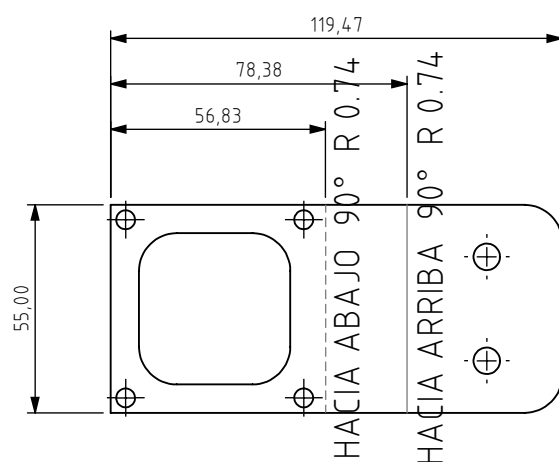
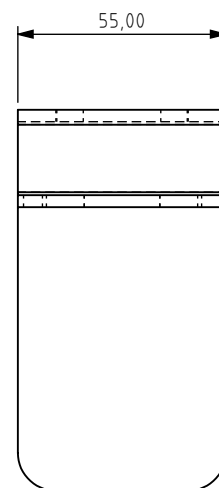
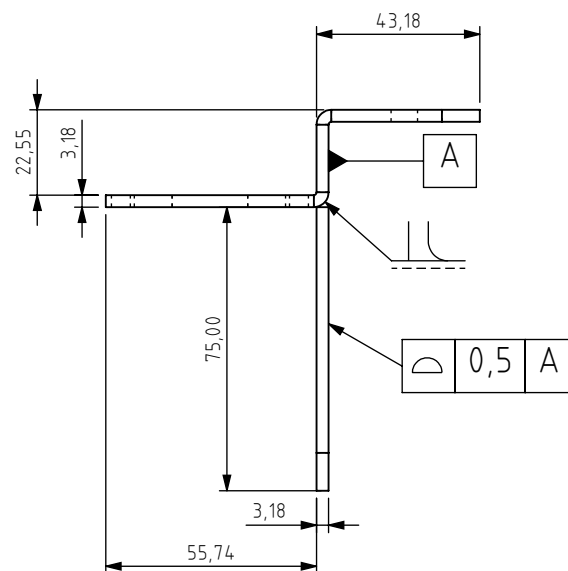
RADIOS NO ACOTADOS R2,5
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768 – M

1	Soporte tornillo			Aleación 1060	4	310.53
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				TITULO Soporte tornillo		
	FECHA	FIRMA	NOMBRE	ESCALA GENERAL		Impresora 3D
DIBUJO	xx/xx/xx		CAJIDE, JUAN I. PRETINI, DANTE	1:2		
APROBO			LEGAJO: C-6707/5 P-5013/1			



RADIOS NO ACOTADOS R10
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768 – M

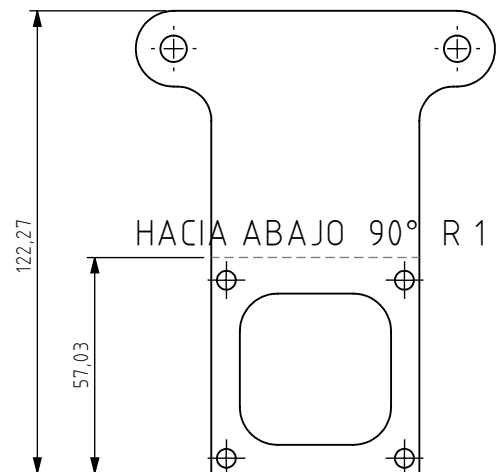
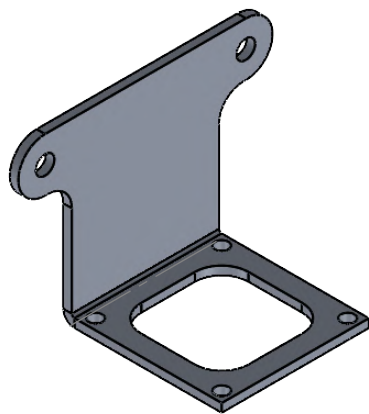
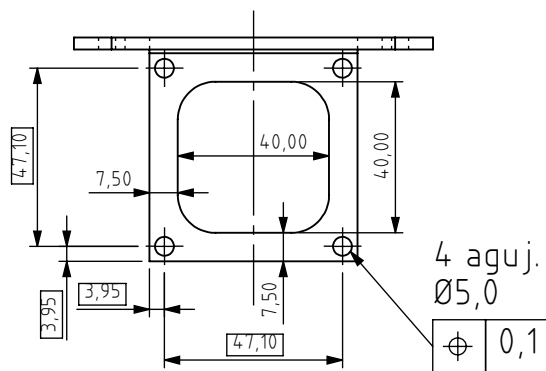
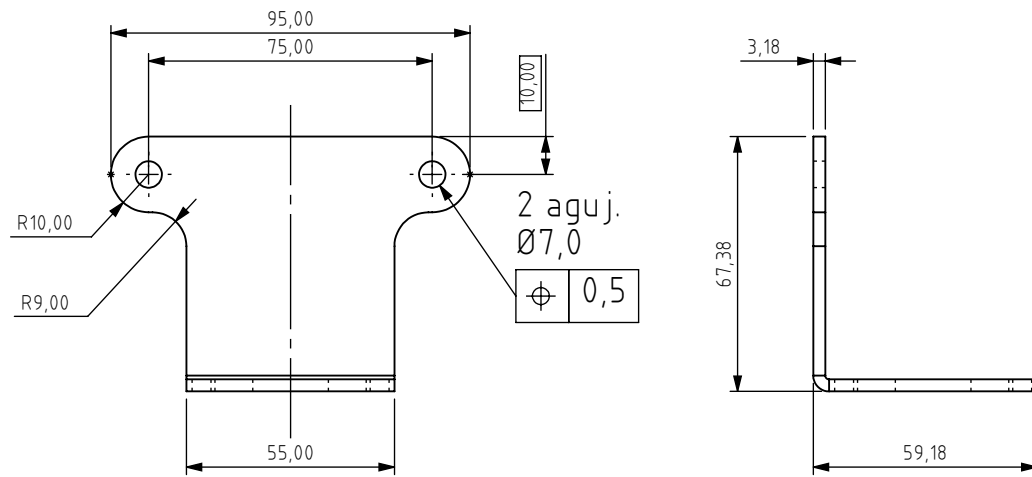
1	Soporte nema X			Aleación 1060	2	78.56
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO [g]
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				TITULO Soporte nema X		
	FECHA	FIRMA	NOMBRE	ESCALA GENERAL 1:2		Impresora 3D
DIBUJO	xx/xx/xx		CAJIDE, JUAN I. PRETINI, DANTE			
APROBO			LEGAJO: C-6707/5 P-5013/1			



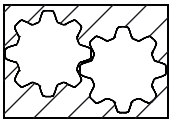
RADIOS NO ACOTADOS R10

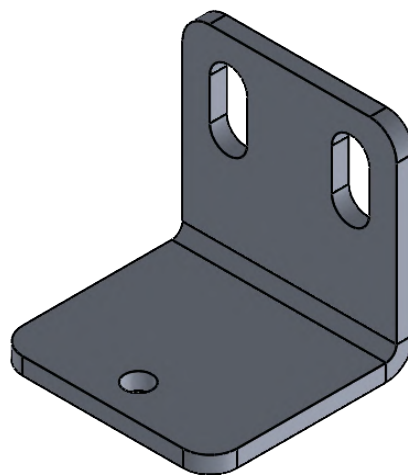
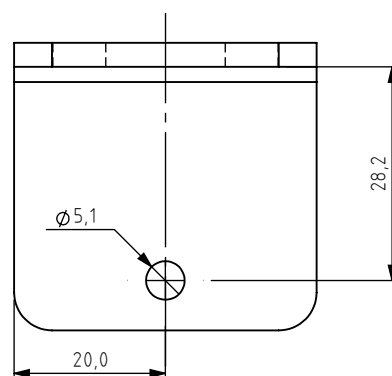
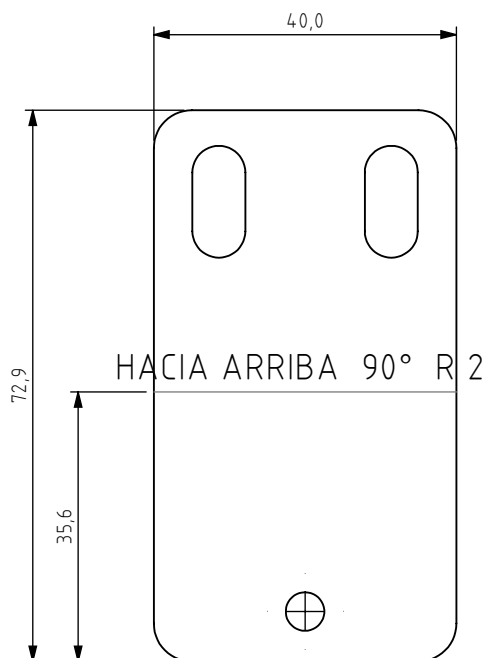
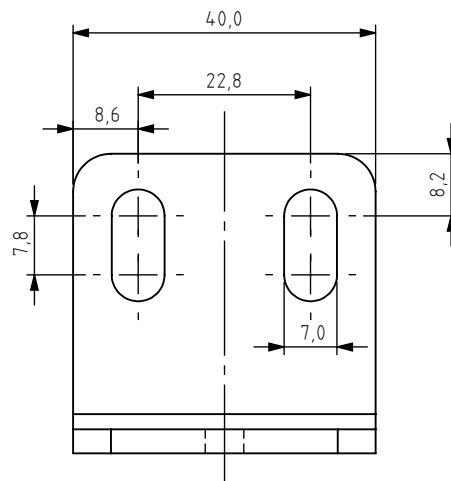
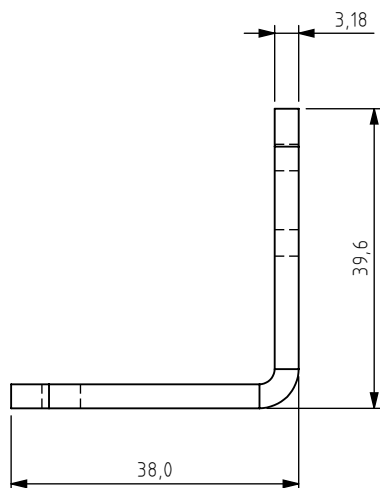
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768 – M

1	Soporte nema Y			Aleación 1060	4	76.64
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO [g]
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				TITULO Soporte nema Y		
	FECHA	FIRMA	NOMBRE	ESCALA GENERAL 1:2		Impresora 3D
DIBUJO	xx/xx/xx		CAJIDE, JUAN I. PRETINI, DANTE			
APROBO			LEGAJO: C-6707/5 P-5013/1			



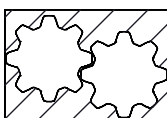
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768 – M

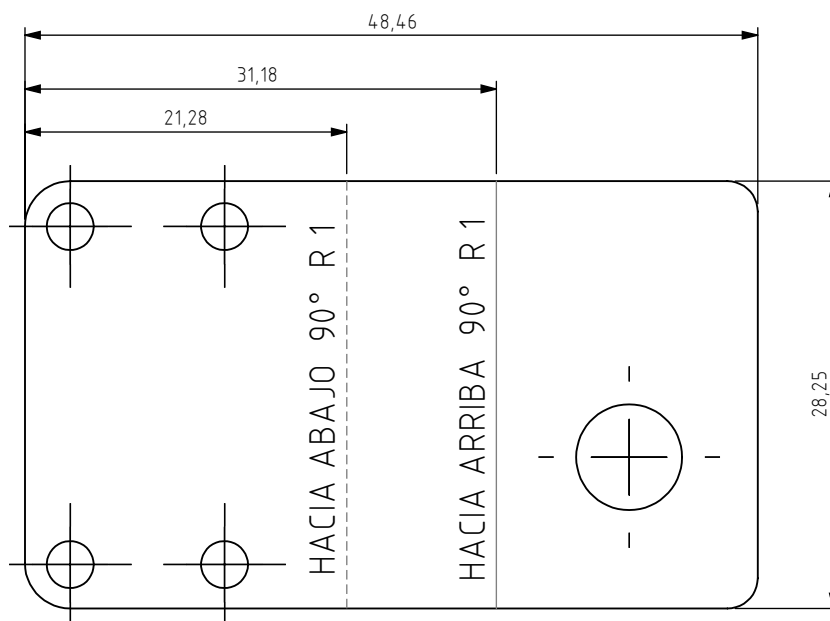
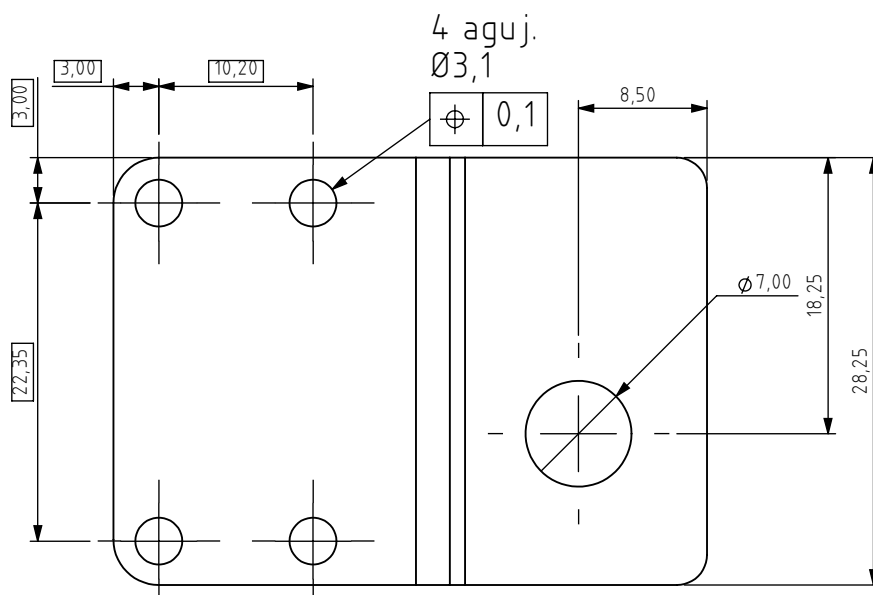
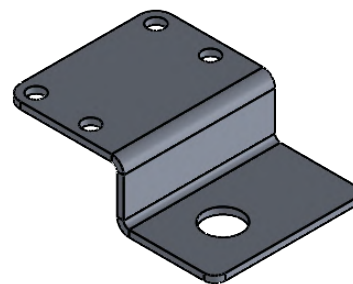
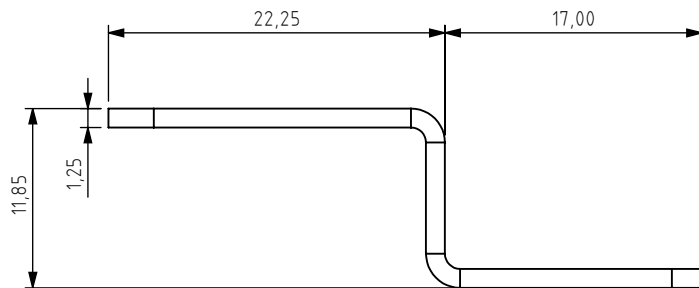
1	Soporte nema Z	Aleación 1060	4	49.76
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO [g]
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		TITULO Soporte nema Z		
	FECHA	FIRMA	ESCALA GENERAL 1:2  Impresora 3D	
DIBUJO	XX/XX/XX	NOMBRE CAJIDE, JUAN I. PRETINI, DANTE		
APROBO		LEGAJO: C-6707/5 P-5013/1		



RADIOS NO ACOTADOS R5

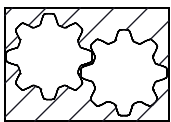
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768 – M

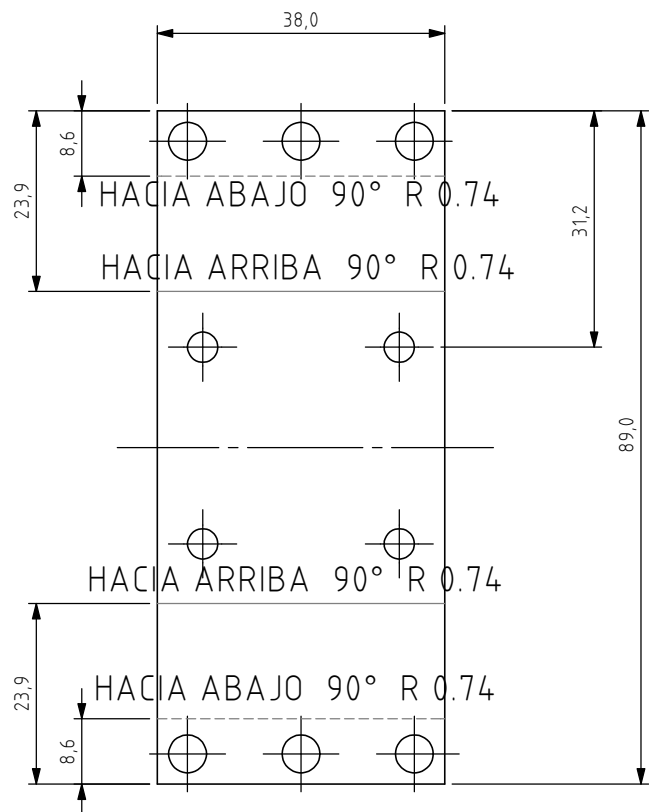
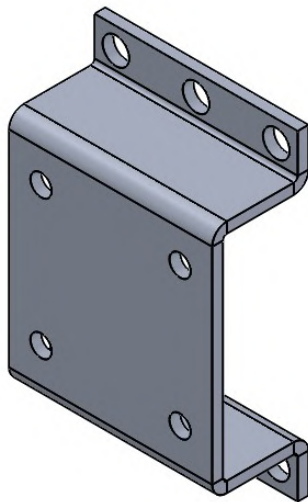
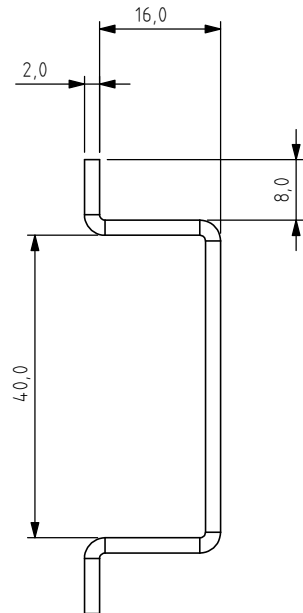
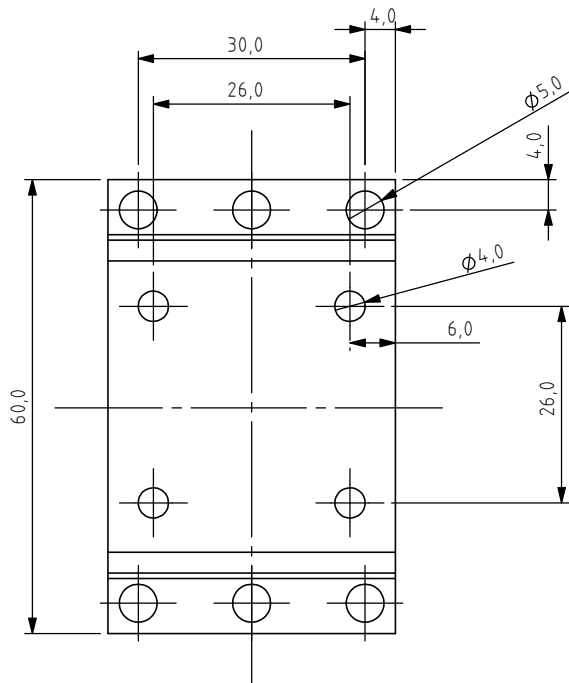
1	Soporte Polea			Aleación 1060	4	23.04
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO [g]
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				TITULO Soporte Polea		
	FECHA	FIRMA	NOMBRE CAJIDE, JUAN I. PRETINI, DANTE	ESCALA GENERAL 1:1		Impresora 3D
DIBUJO	xx/xx/xx					
APROBO			LEGAJO: C-6707/5 P-5013/1			



RADIOS NO ACOTADOS R2

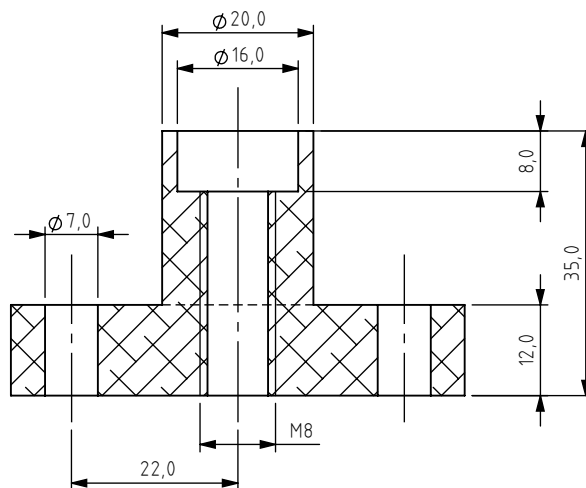
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768 – M

1	Soporte fin de carrera	Aleación 1060	4	4.37
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO [g]
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		TITULO Soporte fin de carrera		
	FECHA	FIRMA	ESCALA GENERAL 2:1  Impresora 3D	
DIBUJO	XX/XX/XX	NOMBRE CAJIDE, JUAN I. PRETINI, DANTE		
APROBO		LEGAJO: C-6707/5 P-5013/1		

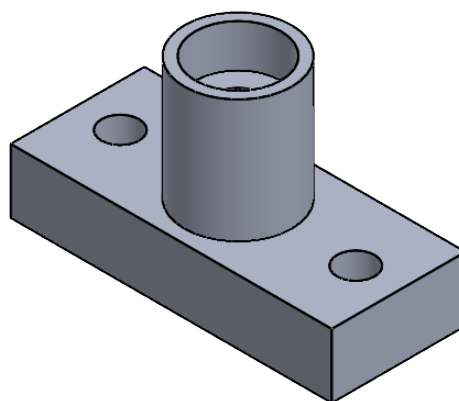
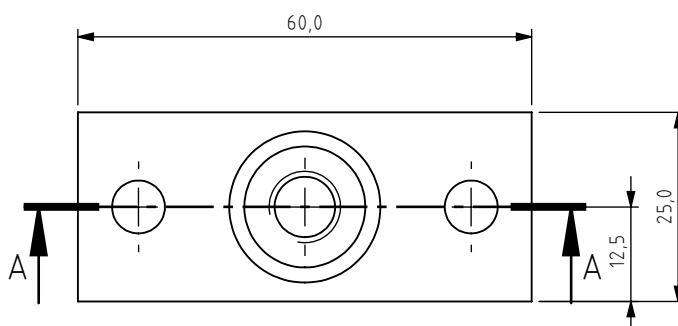


TOLERANCIAS GENERALES
SEGÚN DIN 2768 – M

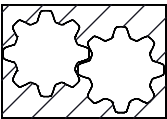
1	Vinculo Cabezal		Aleación 1060		2	17.36
POS.	DENOMINACION		MATERIAL		CANT.	PESO [g]
			TITULO			
PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			Vinculo Cabezal			
	FECHA	FIRMA	NOMBRE	ESCALA GENERAL 2:1		Impresora 3D
DIBUJO	xx/xx/xx		CAJIDE, JUAN I. PRETINI, DANTE			
APROBO			LEGAJO: C-6707/5 P-5013/1			

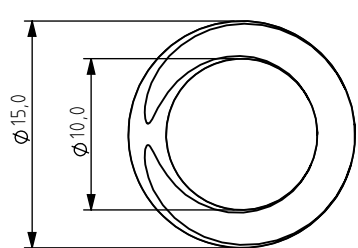
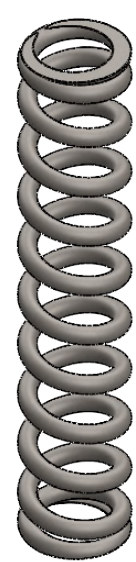
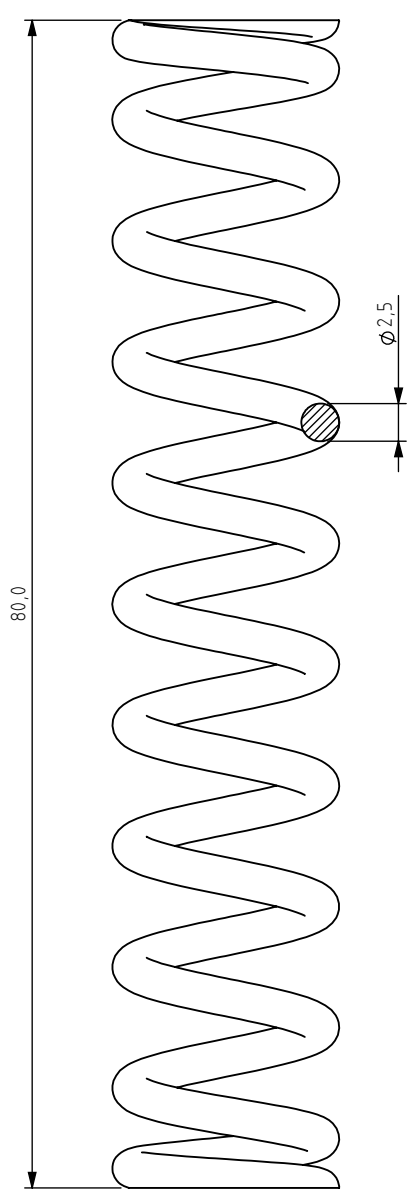


SECCIÓN A-A



TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768 – M

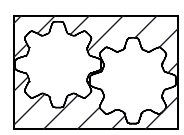
1	Apoyo nivel			Aleación 1060	9	57.61
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO [g]
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				TITULO Apoyo nivel		
	FECHA	FIRMA	NOMBRE	ESCALA GENERAL	 Impresora 3D	
DIBUJO	xx/xx/xx		CAJIDE, JUAN I. PRETINI, DANTE	1:1		
APROBO			LEGAJO: C-6707/5 P-5013/1			



TOLERANCIAS GENERALES
SEGÚN DIN 2768 – M

Especificaciones	
Diámetro medio	12,5 mm
Diámetro de alambre	2,5 mm
Espiras activas	8
Espiras inactivas	2
Sentido de hélice	Derecha
Tipo de extremos	Escuadrados y rectificados
Longitud libre	80 mm

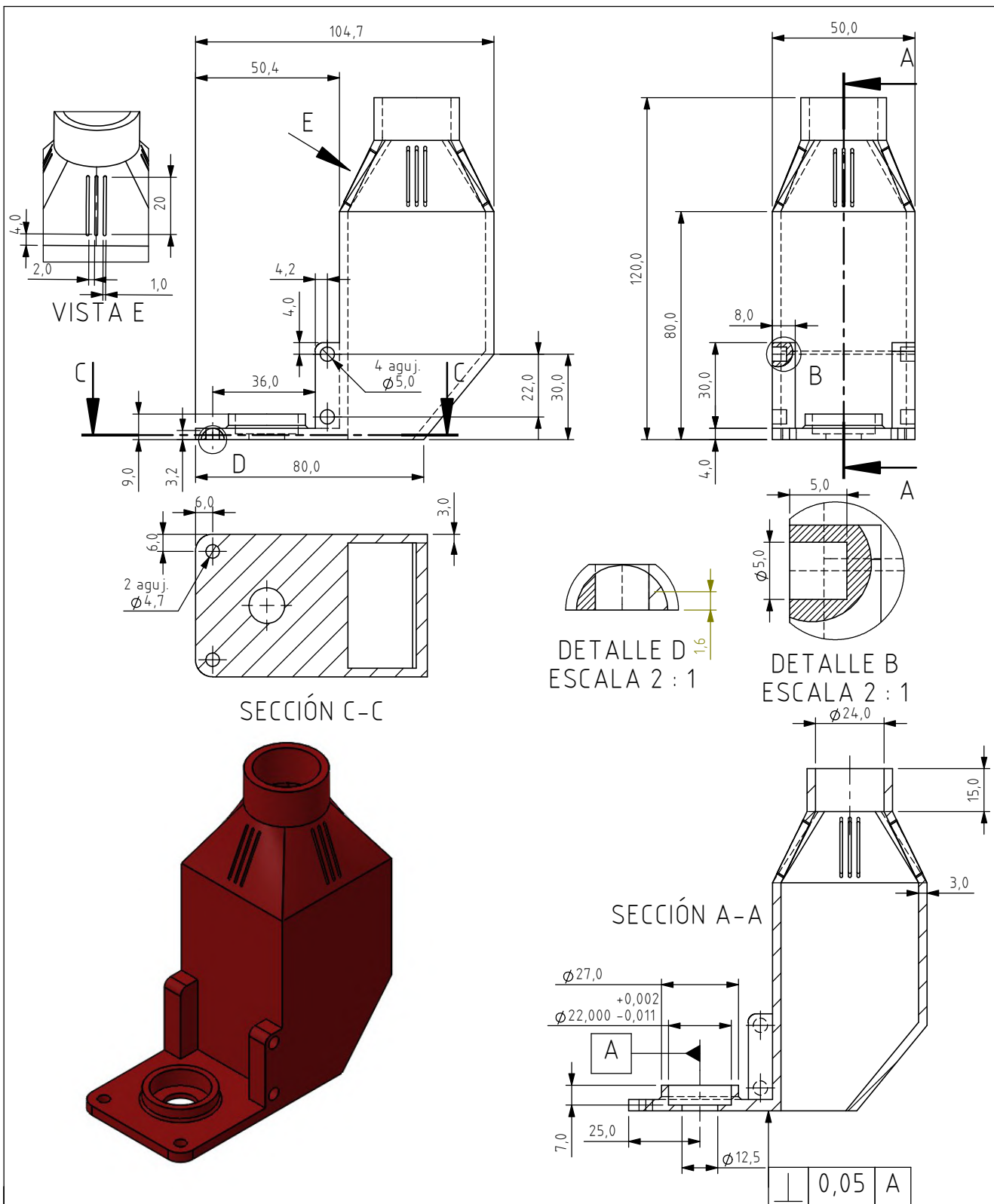
1	Resorte longitud libre	ASTM A227	9	16.80
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO [g]



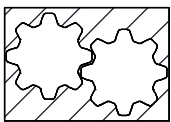
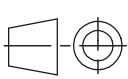
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

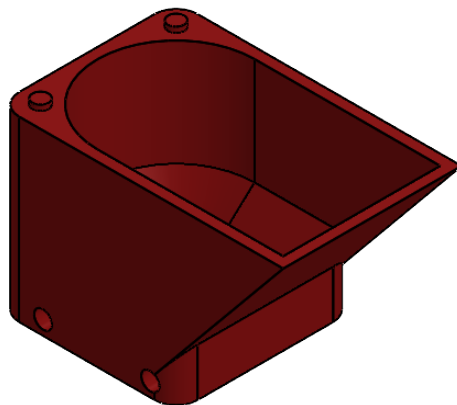
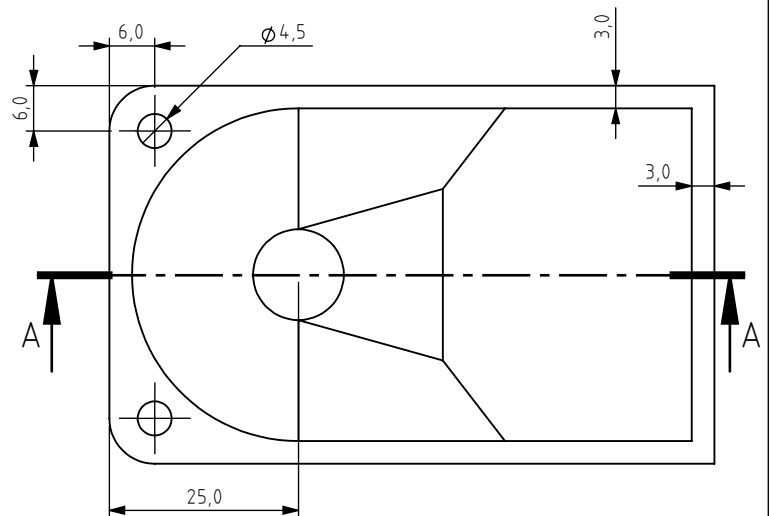
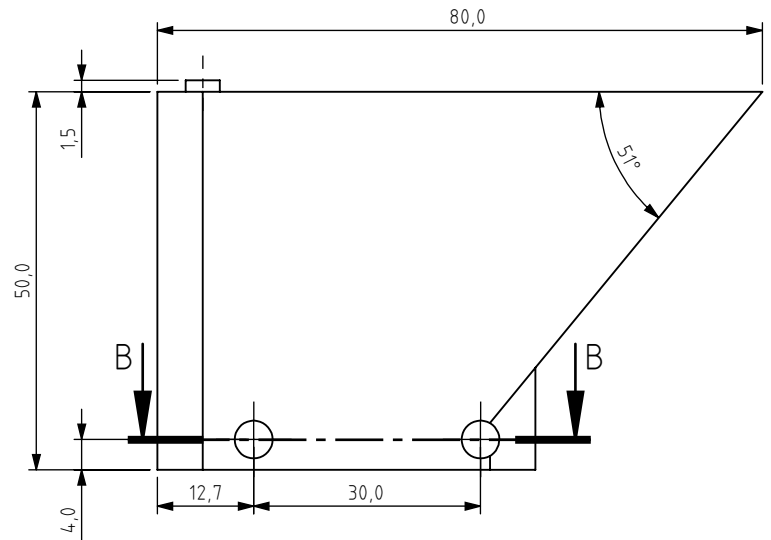
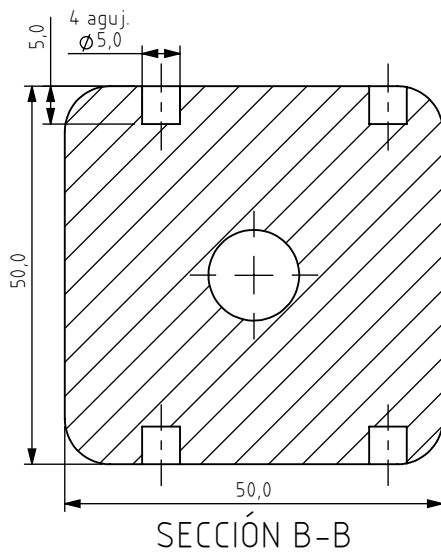
TITULO
Resorte longitud libre

	FECHA	FIRMA	NOMBRE CAJIDE, JUAN I. PRETINI, DANTE	ESCALA GENERAL		Impresora 3D
DIBUJO	XX/XX/XX		LEGAJO: C-6707/5 P-5013/1	2:1		
APROBO						

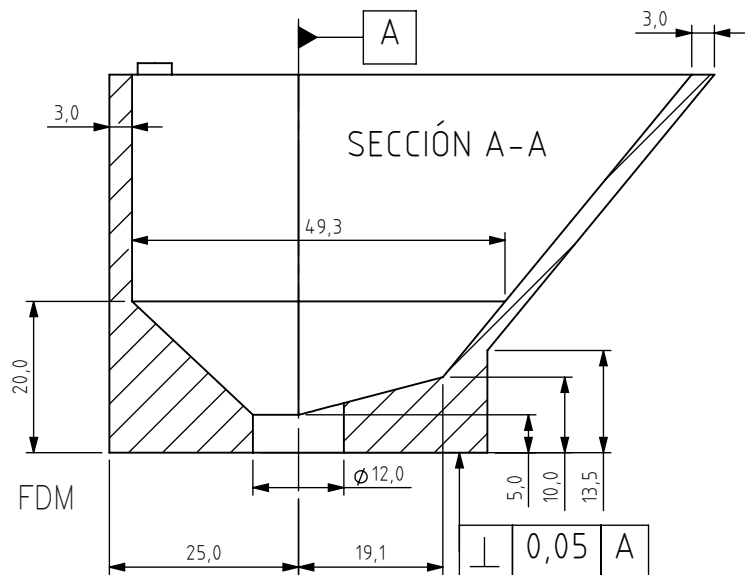


PIEZA OBTENIDA POR IMPRESIÓN 3D FDM
 TOLERANCIAS LINEALES: $\pm 0,1\text{mm}$
 TOLERANCIAS ANGULARES: $\pm 0,3^\circ$

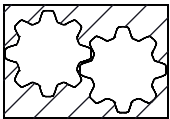
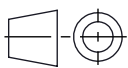
1	Boca de carga modificada	PLA Grado técnico	2	414.32
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO [g]
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		TITULO Boca de carga modificada		
	FECHA	FIRMA	ESCALA GENERAL 1:2	
DIBUJO	XX/XX/XX	NOMBRE CAJIDE, JUAN I. PRETINI, DANTE		
APROBO		LEGAJO: C-6707/5 P-5013/1	 Impresora 3D	



Escala 1:1,5



PIEZA OBTENIDA POR IMPRESIÓN 3D FDM
TOLERANCIAS LINEALES: $\pm 0,1\text{mm}$
TOLERANCIAS ANGULARES: $\pm 0,3^\circ$

1	Tolva de alimentacion modificada	PLA Grado técnico	2	323.06
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO [g]
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		TITULO Tolva de alimentacion modificada		
DIBUJO	FECHA XX/XX/XX	FIRMA	ESCALA GENERAL 1:1	
APROBO		NOMBRE CAJIDE, JUAN I. PRETINI, DANTE LEGAJO: C-6707/5 P-5013/1	 Impresora 3D	