

**Venturi, Patricio María**

## Máquina para fabricación de paneles honeycomb

---

**Tesis para la obtención del título de grado de  
Ingeniero Mecánico**

Directores: Campasso, Diego Esteban

Larresse, Carlos Alberto

Liberatto, Andrés Horacio

Documento disponible para su consulta y descarga en Biblioteca Digital - Producción Académica, repositorio institucional de la Universidad Católica de Córdoba, gestionado por el Sistema de Bibliotecas de la UCC.



**FACULTAD de INGENIERÍA**  
**CARRERA de INGENIERÍA MECÁNICA**



**UNIVERSIDAD  
CATÓLICA DE CÓRDOBA**

---

*Universidad Jesuita*

**“MÁQUINA PARA FABRICACIÓN DE PANELES  
HONEYCOMB”**

**Autor:**

VENTURI, PATRICIO MARÍA

**Tutores:**

Ing. CAMPASSO, DIEGO

Ing. LASSERRE, CARLOS

Ing. LIBERATTO, ANDRÉS



## Resumen

El proyecto consiste en simplificar y mejorar la producción de paneles honeycomb, utilizados para absorber la energía generada durante el descenso de cargas, que son lanzadas desde aviones en vuelo mediante un sistema de paracaídas comandado autónomo. La energía cinética de la carga se transforma en energía de deformación plástica en los paneles honeycomb protegiendo así el contenido de ésta.

Se desarrolla con este fin, un sistema semi automatizado capaz de producir el componente interno de estos paneles, el cual consiste en un arreglo de columnas o celdas hexagonales fabricado en papel. Estas columnas conforman la estructura encargada de absorber la energía durante el impacto.

La máquina que resulta de este proyecto tiene como objetivo liberar a su destinatario de tener que adquirir productos estandarizados, que no se adaptan por completo a sus requerimientos, además, al ser capaz de autoabastecerse y no depender de proveedores externos, se logra reducir tiempo y costos.

Mediante el estudio de prácticas actuales para la manufactura de paneles honeycomb, empleadas en las grandes fábricas que abastecen el mercado global, como también de distintas técnicas y aplicaciones de industrias afines, se lograron identificar los procesos necesarios para llevar a cabo la producción de los paneles. Tomando en cuenta los requerimientos del proyecto “Paracaídas Comandado Autónomo” del cual nace este trabajo, se propuso plantear y diseñar un mecanismo, que partiendo de un rollo de papel para impresoras plotter, el cual es un producto comercial y de fácil acceso, logre producir la estructura interior de un panel honeycomb.



## Prólogo

Este trabajo nació de una propuesta para resolver una problemática del proyecto Paracaídas Comandado Autónomo (PIDDEF 038/14), del departamento de mecánica aeronáutica del Centro Regional Universitario Córdoba IUA, que consiste en un sistema aéreo guiado, que, mediante el empleo de un paracaídas comandado autónomo, entrega cargas en ejercicios militares, situaciones de aislamiento producidas por inundaciones, lucha contra el fuego y ayuda humanitaria, entre otros.

Para el sistema de amortiguación del impacto, producido cuando la carga termina el descenso y hace contacto con la superficie, el proyecto PIDDEF 038/14 optó por la aplicación de paneles de papel, que absorben la energía de impacto a través de la deformación plástica de su estructura interna.

Estos paneles, contienen en su interior un arreglo de columnas o celdas hexagonales, que, por ser idéntico al de un panal de abeja, se los encuentra en el mercado bajo el nombre de “paneles honeycomb”. Los mismos se emplean en una gran variedad de aplicaciones, como en la construcción, en amoblamientos y especialmente para embalajes, debido a sus propiedades mecánicas.

La geometría de los paneles corresponde a la de un prisma rectangular, es decir, un poliedro cuya superficie está formada por dos rectángulos iguales y paralelos, llamados bases, superior e inferior y por cuatro caras laterales también rectangulares (ver figura 1.1).

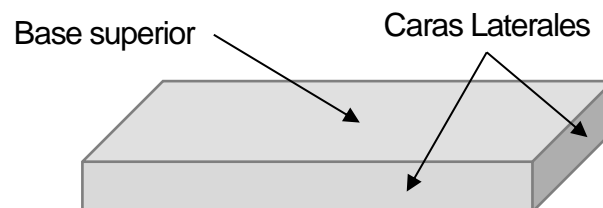


Figura 1.1 Prisma rectangular



Sin embargo, los paneles se diferencian de éstos por el hecho de no poseer caras laterales, además, el largo predomina sobre la altura y el interior suele llevar material para ofrecer rigidez, como en el caso de los paneles honeycomb.

La problemática o necesidad identificada que se propuso resolver en este trabajo final, fue el abastecimiento de estos paneles, ya que los disponibles en el mercado no se ajustaban, en cuanto a dimensiones y materiales, a los requerimientos del sistema de amortiguación del proyecto PIDDEF 038/14.

La propuesta entonces era diseñar una máquina capaz de producir paneles de papel del tipo honeycomb, respetando las características requeridas por el proyecto del paracaídas comandado autónomo.

Analizando antecedentes y estudiando las prácticas existentes de distintas metodologías para la obtención de estos productos, se decidió proceder con el planteo y posterior diseño de un mecanismo, que, de manera similar, pudiera replicar los procedimientos a una escala que se adapte a la necesidad que este trabajo final pretende resolver.



## Índice

1.	Objetivo del proyecto .....	7
2.	Paneles Honeycomb.....	8
2.1.	Estudio de la necesidad y descripción del producto .....	8
3.	Proceso Productivo.....	13
3.1.	Investigación de antecedentes y aplicaciones actuales.....	13
3.2.	Etapas productivas.....	16
3.3.	Efectos en las dimensiones y el consumo de papel.....	22
3.4.	Insumo .....	27
4.	Antecedentes y referencia técnica .....	29
4.1.	Conveyor, sistemas transportadores .....	29
4.2.	Corte de papel.....	30
4.2.1.	Guillotina Descendente .....	32
4.2.2.	Guillotina de carro y guía .....	34
4.3.	Máquina encoladora.....	37
4.4.	Rodamientos autocentrantes.....	39
4.5.	Guías lineales .....	40
4.6.	Rodillos tractores.....	41
4.7.	Motores eléctricos .....	43
4.8.	Actuador Lineal .....	45
5.	Diseño .....	47
5.1.	Bastidor.....	48
5.1.1.	Planos.....	50
5.2.	Abastecimiento.....	52
5.2.1.	Porta Rollo .....	56
5.2.2.	Planos.....	57
5.3.	Guillotina .....	58
5.3.1.	Porta Cúter .....	61
5.3.2.	Acoples y superficie de apoyo.....	63
5.3.1.	Carro y Guía .....	64
5.3.2.	Transmisión .....	64
5.3.3.	Planos.....	66
5.4.	Sistema de Traslación.....	70
5.4.1.	Cálculo de los rodamientos .....	73
5.4.2.	Cálculo de los motores.....	74
5.4.3.	Análisis estructural.....	97



5.4.4.	Planos.....	105
5.5.	Encolador.....	107
5.5.1.	Cilindro recolector y depósito contenedor .....	109
5.5.2.	Barra encoladora .....	111
5.5.3.	Tren de engranajes.....	117
5.5.4.	Análisis estructural.....	122
5.5.5.	Planos.....	126
5.6.	Bandeja y uñas de prensado.....	138
5.6.1.	Bandeja de prensado.....	139
5.6.2.	Uñas de prensado.....	144
5.6.3.	Planos.....	153
6.	Dinámica y Programación.....	162
7.	Conclusión.....	165
8.	Bibliografía.....	167
9.	Anexos.....	168
9.1.	Hoja de datos encoladora Schwarz Instruments.....	168
9.2.	Cálculo de diámetro de bobina de papel .....	170
9.3.	Montaje eje sobre rodamiento autocentrante.....	171
9.4.	Hoja de datos rodamiento autocentrante USPP 203. ....	172
9.5.	Hoja de datos rodamiento autocentrante USPP 204. ....	173
9.6.	Hoja de datos rodamientos autocentrantes UCF 203. ....	176
9.7.	Hoja de datos acople Reliance Reli-a-Flex RCL A 40C 10-20 .....	177
9.8.	Hoja de datos Casquillo de Reducción 257.20 .....	178
9.9.	Hoja de datos motor paso a paso.....	179
9.10.	Propiedades del acero SAE 1020. ....	180
9.11.	Propiedades del bronce SAE 660 .....	181
9.12.	Propiedades mecánicas del papel .....	182
9.13.	Hoja de datos polea y correa dentadas GT2.....	183
9.14.	Hoja de datos polea tensora FYAFDF 11-25. ....	184
9.15.	Hoja de datos sistema de carro y guía Schaeffler GF .....	185
9.16.	Hoja de datos sistema de carro y guía Schaeffler KUEM.....	187
9.17.	Propiedades mecánicas acero inoxidable AISI serie 300.....	189



## 1. Objetivo del proyecto

El objetivo del proyecto es el de facilitar y simplificar la producción de paneles honeycomb, es decir, paneles de papel cuya estructura interna esté compuesta de columnas de geometría hexagonal o celdas hexagonales, a través de un proceso automatizado de pequeña escala.

Destinatario: El producto está dirigido al proyecto “Paracaídas Comandado Autónomo – PIDDEF 038/14” del departamento de mecánica aeronáutica, facultad de Ingeniería, del Centro Regional Universitario Córdoba IUA, de la Universidad de la Defensa Nacional.

Problema identificado: Actualmente, la fabricación de los paneles honeycomb se lleva a cabo de forma manual, resultando en un proceso anticuado, lento y complicado. Además, los productos que se encuentran en el mercado no se adaptan completamente a los requerimientos del proyecto PIDDEF 038/14.

Beneficios del proyecto: Con la realización de este proyecto se procura reducir los costos y tiempos en la obtención de los paneles. Además, se busca independizar al beneficiario de recurrir a proveedores extranjeros y evitar el problema de la escasa disponibilidad y los altos costos de paneles honeycomb del mercado local.

Alcance del proyecto: El trabajo final tiene como alcance estudiar los procesos involucrados en la fabricación de los paneles honeycomb y diseñar un equipo que sea capaz de recrear dichos procesos en una escala tal que pueda ser utilizado en un taller, laboratorio u oficina de la universidad. Concretamente, el equipo diseñado en este proyecto será capaz de producir la estructura interior de los paneles, que corresponde a las columnas o celdas hexagonales.





## 2. Paneles Honeycomb

### 2.1. Estudio de la necesidad y descripción del producto

El producto final requerido por el Centro Regional Universitario Córdoba IUA, consiste en un panel construido en papel, cuyo interior se encuentre conformado por una estructura de geometría hexagonal (imitando la forma de un panal de abejas, Figura 2.1), obteniendo así, columnas hexagonales huecas o celdas hexagonales, perpendiculares a las bases superior e inferior del panel (ver Figura 2.3).



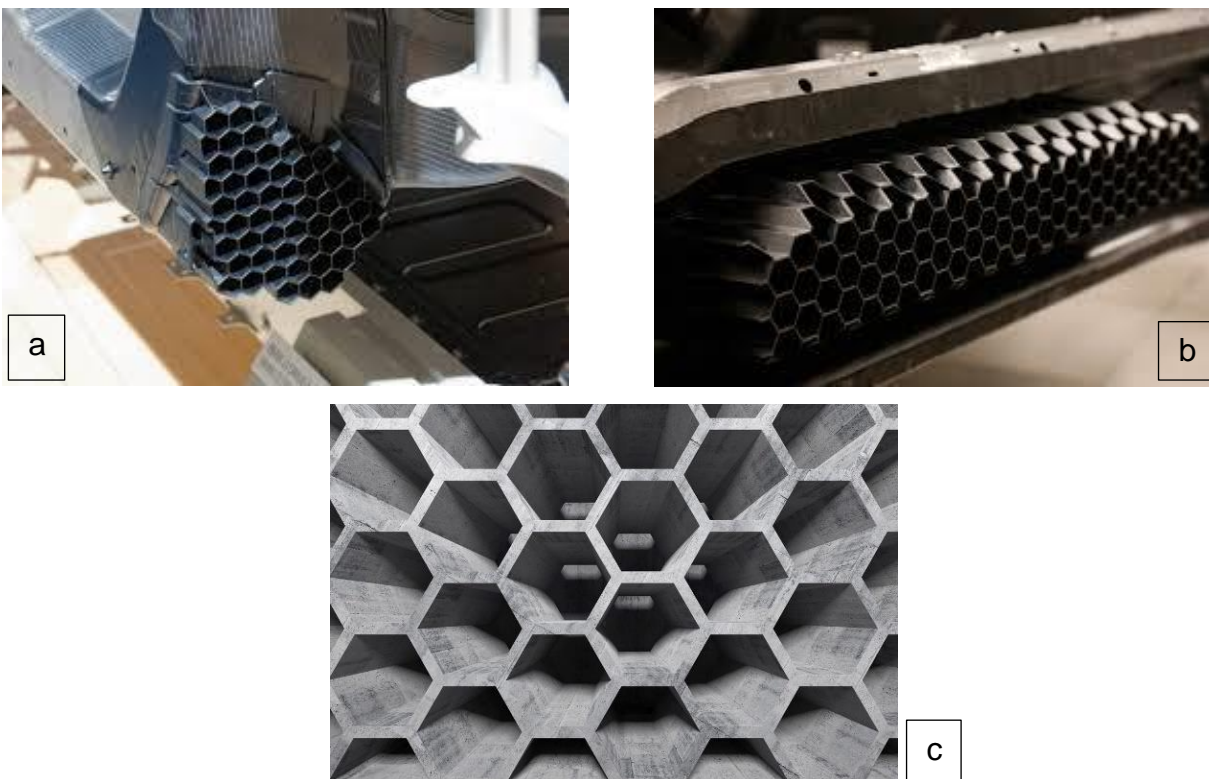
*Figura 2.1 Panal de abejas*

Una celda de geometría hexagonal ofrece una gran resistencia a la compresión, además, el hexágono es la forma geométrica que más eficientemente recubre un plano en su totalidad, permitiendo minimizar la cantidad de material utilizado, disminuyendo el peso y costo de los componentes, lo cual entrega una relación de resistencia y peso muy favorable.

Actualmente, el uso de las celdas hexagonales se puede encontrar en múltiples industrias y aplicaciones, y se emplea en una gran variedad de materiales, desde papel para embalajes y amoblamientos, materiales plásticos para componentes mecánicos, hasta materiales para la



construcción, e incluso en metales y materiales compuestos para la industria automotriz, naval, aeronáutica y aeroespacial.



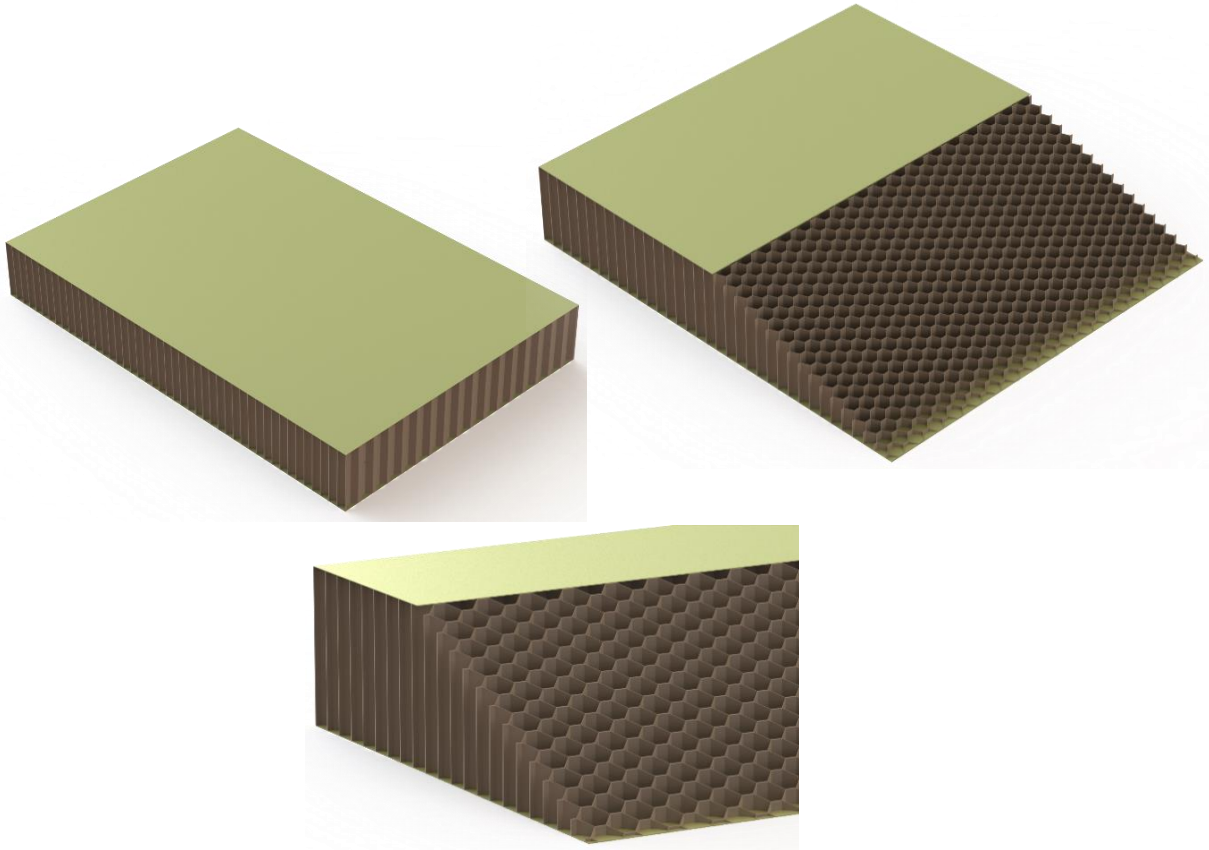
*Figura 2.2 Distintas aplicaciones de la estructura hexagonal. a) y b) componentes para automóvil. c) estructura hexagonal de concreto en edificios*

La aplicación del producto desarrollado en este trabajo, está destinada a la amortiguación del impacto que sufren objetos, que son lanzados desde aviones en vuelo a través de un sistema de paracaídas comandado autónomo, con el objetivo de entregar cargas en ejercicios militares, situaciones de aislamiento producidas por inundaciones, lucha contra el fuego y ayuda humanitaria, entre otros.

El estudio de las características y propiedades mecánicas que debe poseer el panel honeycomb, así como la elección del material con el cual debe ser fabricado, para cumplir con los parámetros de absorción de energía generada durante la caída de la carga, es tema de estudio del proyecto “Paracaídas Comandado Autónomo – PIDDEF 038/14” y no se aborda en este proyecto.



Aquí se propone resolver la problemática de la fabricación de los paneles honeycomb en cuestión, que actualmente se lleva a cabo de forma manual.



*Figura 2.3 Panel Honeycomb*

A través de ensayos y otros estudios realizados, el departamento de mecánica aeronáutica determinó distintas posibilidades de construcción de los paneles que pueden ser admitidas para su aplicación en la práctica. Las distintas opciones de construcción se definen a través de tres parámetros principales, estos son:

- Material
- Dimensiones del Panel
- Dimensiones del Hexágono

### **Material**

El material con el que deben ser fabricados los paneles pueden ser los siguientes:

- Papel cuyo gramaje se encuentre en el rango de 80 a 107 (gr/m<sup>2</sup>).
- Cartón blanco, gris o reciclado de hasta 0,70 (mm) de espesor.



### Dimensiones del Panel

Las dimensiones (largo x ancho x alto) requeridas son:

- Deseables: 1.500 x 1.000 x 200 (mm).
- Mínimas: 600 x 600 x 150 (mm).

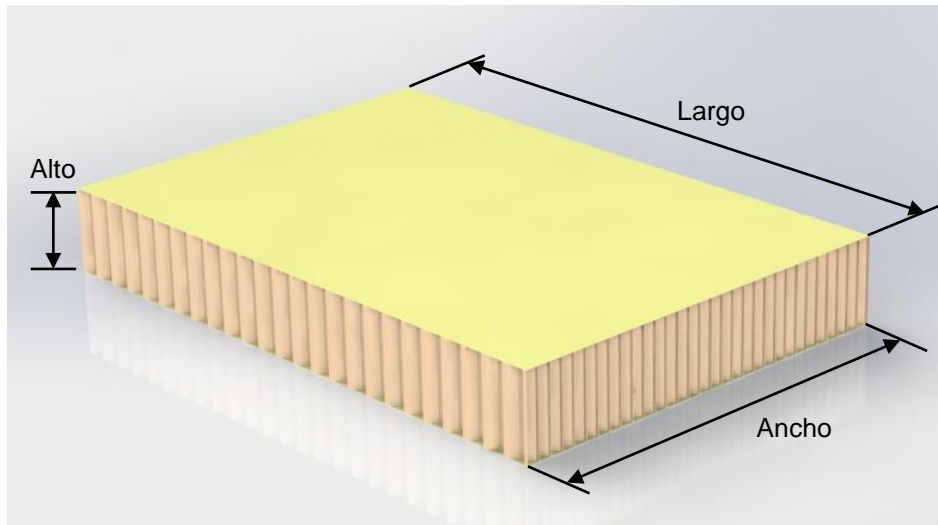


Figura 2.4 Dimensiones del panel

### Dimensiones del Hexágono

Con respecto a la geometría hexagonal que conformaría la estructura interna de los paneles, existen tres arreglos distintos que satisfacen las condiciones de uso del producto, son las siguientes:

Arreglo	B (mm)	H (mm)	$\alpha$ (deg)
1	6	8	47
2	10	14	47
3	15	21	47

Donde las dimensiones B y H corresponden a la longitud de las caras del hexágono, como se observa en la Figura 2.5. Además, en la misma figura se puede apreciar el ángulo de separación  $\alpha$ .

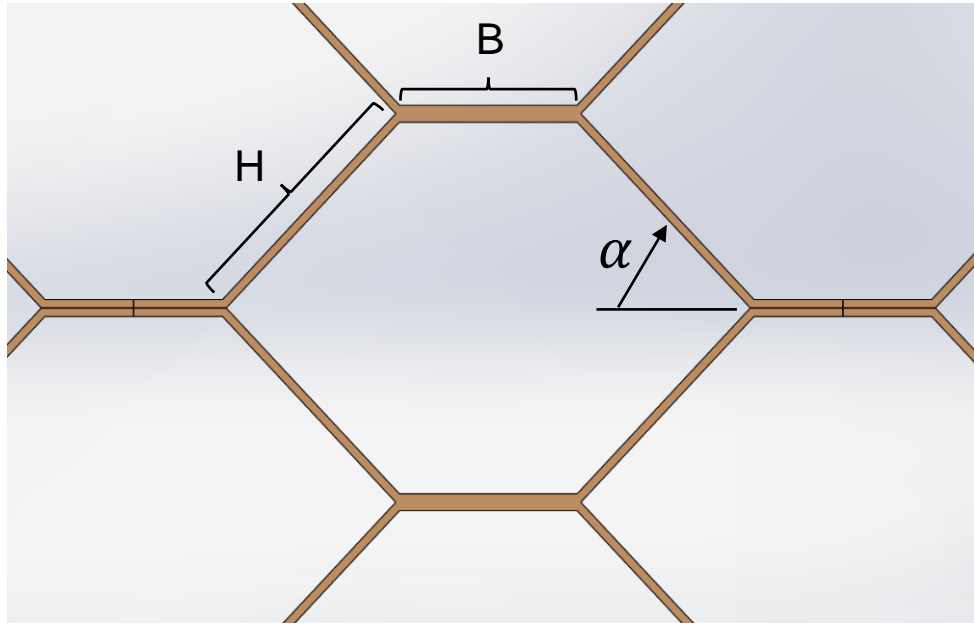


Figura 2.5 Parámetros del hexágono



## 3. Proceso Productivo

### 3.1. Investigación de antecedentes y aplicaciones actuales

Para idear un equipo o máquina que sea capaz de producir paneles honeycomb, a través de un proceso semi automatizado, fue necesario primero entender cuál era el producto requerido y qué conjunto de procesos podrían originar dicho producto.

Una vez detallado el producto, de que material estaría construido y que dimensiones debía tener, se comenzó a estudiar cuales eran los pasos a seguir para la obtención de los paneles.

Se observaron distintos procesos de fabricación, de distintas empresas manufactureras de paneles honeycomb en todo el mundo. Con esto, se comenzó a dar forma a un proceso productivo similar, pero de menor escala que se adaptara a las dimensiones y necesidades del proyecto.

Algunas empresas productoras de paneles Honeycomb:

- Worpall S.A. (Argentina)<sup>1</sup>.
- Wuxi Shenxi Honeycomb Machinery Factory (China)<sup>2</sup>.
- Zhejiang Meixun Machinery Co. Ltd. (China)<sup>3</sup>.
- Dongguan Zhongyueda Paper Co. Ltd. (China)<sup>4</sup>.
- European Manufacturers Paper Honeycomb Association (EMPHA) (Holanda)<sup>5</sup>.
- Corint Group (Alemania)<sup>6</sup>.
- QK Honeycomb Products (Reino Unido)<sup>7</sup>.

---

<sup>1</sup> <http://www.worpall.com.ar/>

<sup>2</sup> <http://www.sxhoneycomb.com/>

<sup>3</sup> <http://zjmeixun.com/en/index.asp>

<sup>4</sup> <https://www.zyd-paper.cn/>

<sup>5</sup> <https://www.empha.eu/>

<sup>6</sup> <https://www.corint.nl/>

<sup>7</sup> <https://www.qkhoneycomb.co.uk/>



Todas las fábricas encontradas se dedican a la manufactura de paneles honeycomb de cartón, destinados a la construcción, amoblamientos y embalaje principalmente. En las figuras a continuación (3.1 y 3.2) se pueden observar dos líneas de producción de la firma Zhejiang Meixun Machinery.



*Figura 3.1 Línea de producción “FBJD-1600” de la empresa Zhejiang Meixun Machinery Co. Ltd*



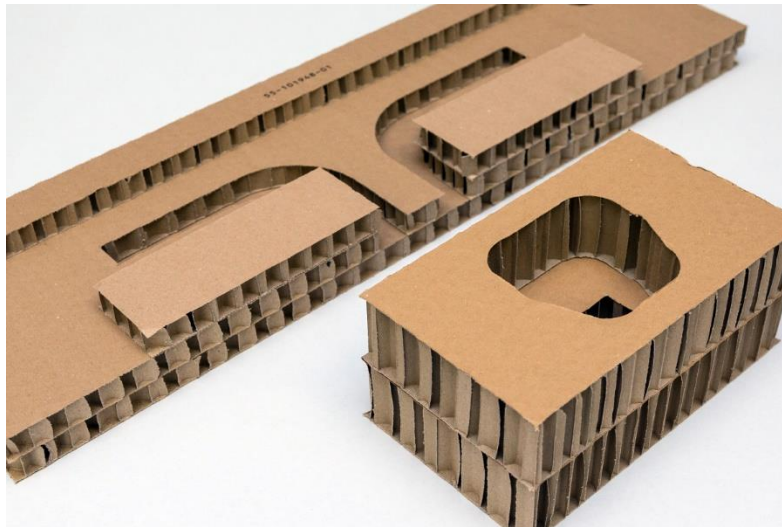
*Figura 3.2 Línea de producción “FBJD-1800” de la empresa Zhejiang Meixun Machinery Co. Ltd*



En las figuras 3.3 y 3.4 se pueden observar paneles honeycomb utilizados para embalaje en distintos formatos y tamaños. Los paneles de la figura 3.4 llevan orificios que coinciden con la geometría del producto que se desea proteger.



*Figura 3.3 Panel honeycomb de cartón. En una esquina la tapa fue desgarrada para mostrar las columnas hexagonales de su interior*



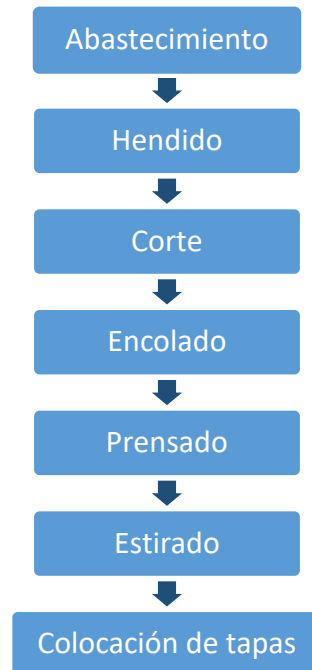
*Figura 3.4 Paneles Honeycomb de cartón para embalaje. Mantiene en su lugar y protege el producto*





### 3.2. Etapas productivas

Una vez analizados los procesos productivos que actualmente utilizan las fábricas de mayor trayectoria en el mercado, se pudo determinar que para la obtención de paneles honeycomb se necesita que la máquina sea capaz de realizar secuencialmente los siguientes pasos:



*Figura 3.5 Secuencia de producción de paneles honeycomb*

#### **Abastecimiento**

El abastecimiento del papel se logra a través de bobinas que se encuentran apoyadas sobre un mecanismo que le otorga a la bobina libertad de giro o, en el caso que lo requiera, se genera un torque al eje de la bobina, a través de un motor eléctrico, para que tenga su propia fuente de movimiento. De esa forma, a medida que el papel es solicitado por los procesos posteriores, la bobina puede girar y entregar papel a la cadencia requerida. Este sistema de abastecimiento permite un funcionamiento continuo como también intermitente.



La Figura 3.6 muestra la materia prima utilizada en las líneas productivas de paneles honeycomb. Por otro lado, en la Figura 3.7 se puede observar un mecanismo de abastecimiento donde la bobina de papel rota sobre su eje alimentando los procesos subsiguientes.



*Figura 3.6 Bobina de papel de alta densidad*



*Figura 3.7 Mecanismo de bobina de papel rotatorio*

### **Hendido**

Para poder generar una geometría hexagonal, se necesita formar vértices en el papel y cuando el material presenta una rigidez elevada, es necesario que el papel tenga debilitada la zona donde debe flexionar para concebir la geometría deseada. Por este motivo, este proceso se utiliza para los casos en que el material de producción es cartón, el cual tiene una densidad mucho mayor que el papel.



## Corte

En esta etapa, se corta el papel en planchas de un largo que estará definido por la altura del panel honeycomb que se desea lograr (Figura 3.8). Esto se debe a que cada plancha irá posicionada verticalmente para trabajar de columna en el interior de los paneles honeycomb. En la Figura 3.9 se puede observar cómo se arreglan las planchas para formar columnas hexagonales. Estas columnas son el componente más importante de los paneles ya que son las encargadas de absorber, mediante deformación plástica, el impacto proveniente de las cargas.

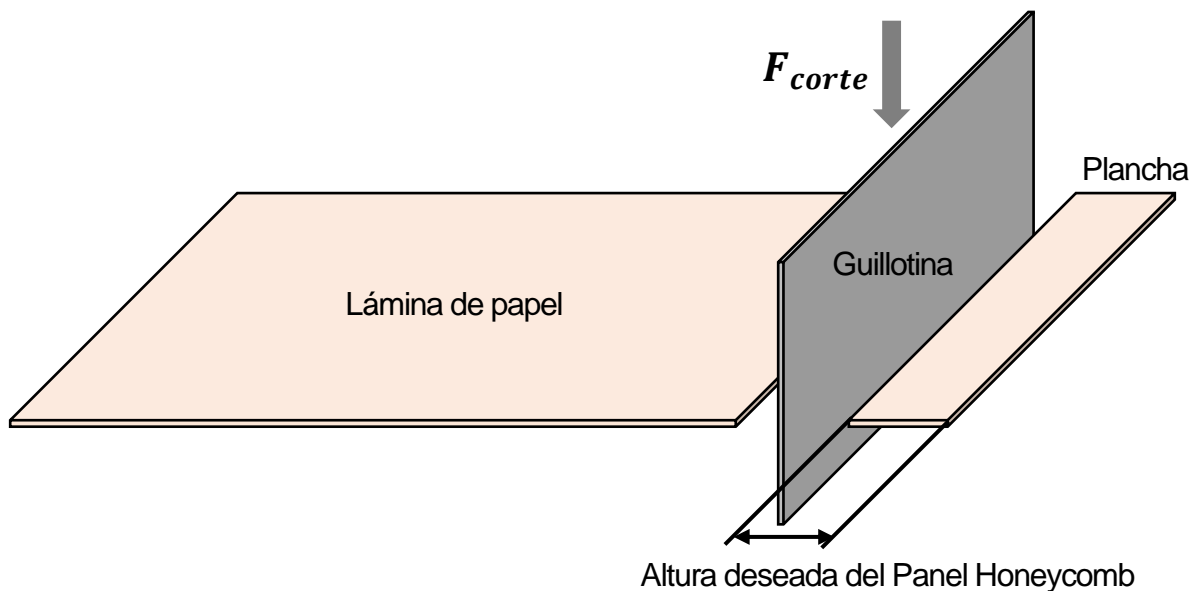


Figura 3.8 Proceso de corte

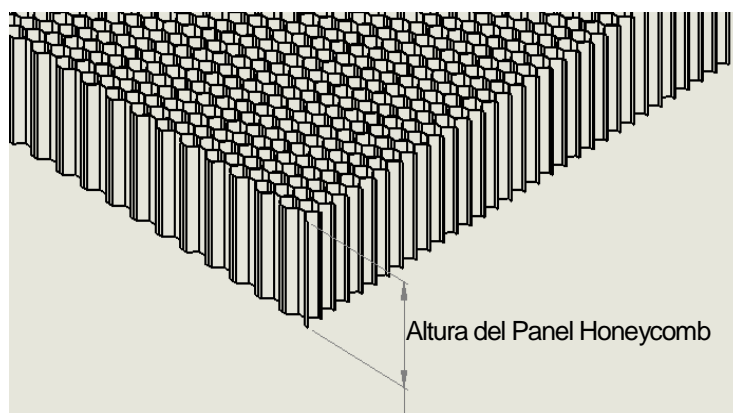


Figura 3.9

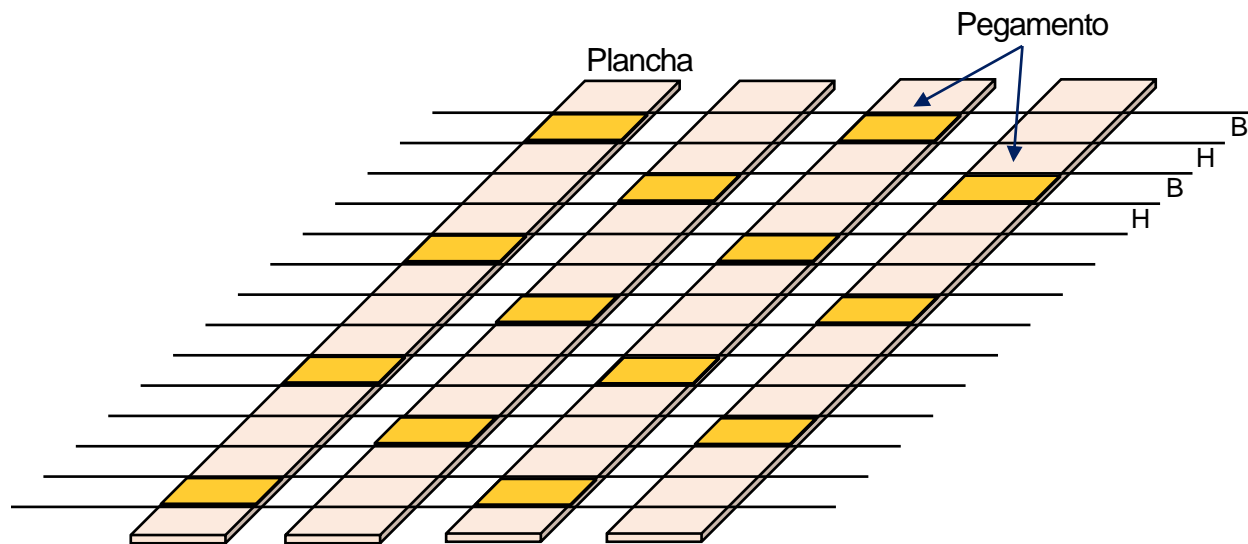
Esta etapa abastece a la siguiente de planchas discretas, de un tamaño determinado por la altura que se quiera tener en el panel honeycomb.



## Encolado

Esta etapa consiste en la colocación de pegamento en las planchas de papel que son previamente abastecidas del proceso de corte. Consiste en generar bandas de pegamento de un ancho equivalente a la longitud “B” de la geometría hexagonal (ver Figura 2.5). Además, la colocación de pegamento debe estar desfasada en cada plancha una distancia equivalente a la longitud “H” que corresponde al segundo parámetro del hexágono.

Se obtiene por lo tanto una secuencia de impregnado alternante para cada plancha que es encolada. En la siguiente figura se ilustra el proceso para cuatro planchas de papel que fueron impregnadas con el pegamento:

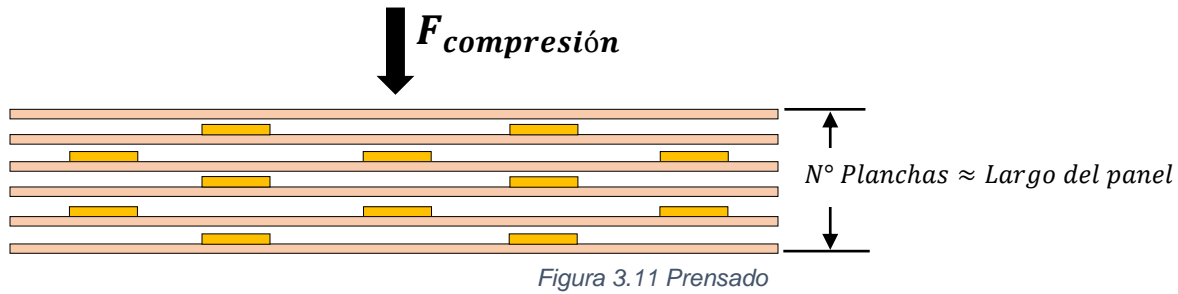


*Figura 3.10 Impresión del pegamento sobre las planchas de papel que resulta del proceso de encolado*

## Prensado

El siguiente paso a seguir es el de colocar cada plancha, que ya fue impregnada con el pegamento, encima de la anterior y mantener bajo presión para que el pegamento actúe y posteriormente pueda cumplir su función.

A mayor cantidad de planchas encimadas y prensadas, mayor será el largo del panel que se esté construyendo. Es decir, el largo del panel honeycomb es directamente proporcional a la cantidad de planchas prensadas. Este concepto se puede apreciar en la siguiente imagen.



En este proyecto se diseña una máquina capaz de llegar hasta la etapa de Prensado inclusive.

### Estirado

El proceso de estirado es la etapa final donde se termina de formar el núcleo hexagonal de los paneles honeycomb. Esta etapa consiste en establecer el ángulo que se forma entre los lados B y H del hexágono.

Para esto es necesario aplicar una fuerza de tracción sobre las planchas que fueron pegadas una encima de otra y, gracias al pegamento que mantiene unido los lados “B” del hexágono, se forman los vértices que darán lugar a la geometría hexagonal requerida.

Como se puede observar en la Figura 3.12, el ángulo que se forma entre B y H será directamente proporcional a la separación entre planchas que se genere en el estirado y esto además define el largo del panel honeycomb. A mayor ángulo de estirado más largo será el panel resultante. Es decir, el largo del panel honeycomb es directamente proporcional a la longitud de separación determinada por el ángulo  $\alpha$ .

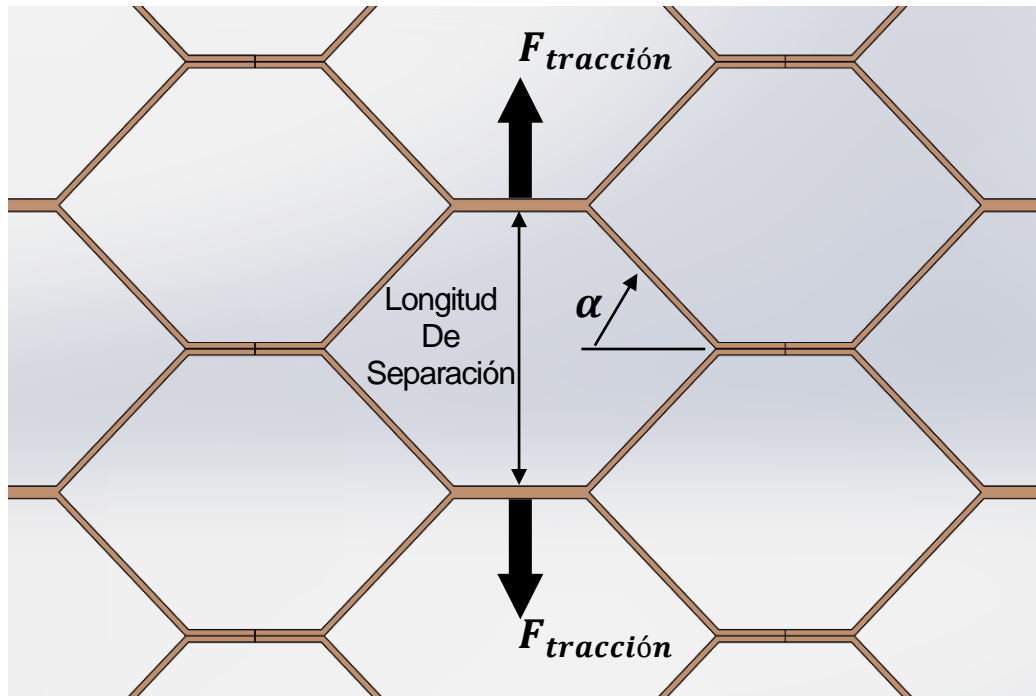


Figura 3.12 La fuerza de tracción aplicada sobre el núcleo honeycomb produce la separación de las planchas dando lugar al ángulo  $\alpha$

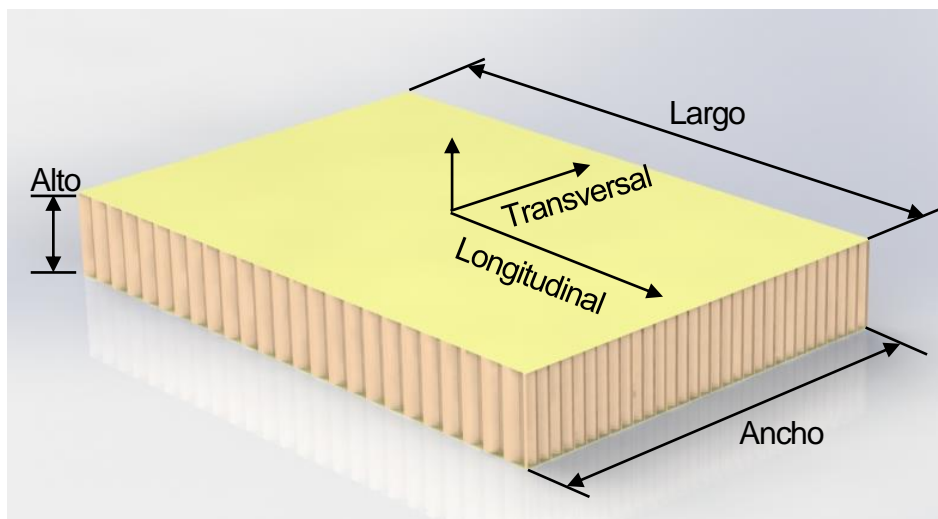
### Colocación de las tapas

La etapa final del proceso es la colocación de las tapas superior e inferior. Su función es mejorar la manipulación de los paneles y proporcionar una barrera física entre la carga a proteger y los elementos externos. Además, genera una carga más uniforme a lo largo de la superficie del panel.



### 3.3. Efectos en las dimensiones y el consumo de papel

En esta sección se realiza un análisis de los efectos dimensionales que ocurren durante el proceso productivo para entender correctamente el consumo de papel.



*Figura 3.13 Dimensiones y direcciones del panel honeycomb*

#### **Contracción transversal**

Al momento de estirar las planchas y formar los  $47^\circ$  del hexágono, las mismas se contraen transversalmente (ver figuras 3.13 y 3.14). En la Figura 3.12 podemos observar el interior del panel una vez generado el ángulo del hexágono en el proceso de estirado. Las planchas pasan de estar totalmente planas, una encima de otra en posición horizontal, a quedar unidas por el pegamento en las zonas impregnadas, formando los vértices de la geometría hexagonal deseada. Se puede notar que se genera un doble espesor entre las zonas pegadas de una plancha y otra.

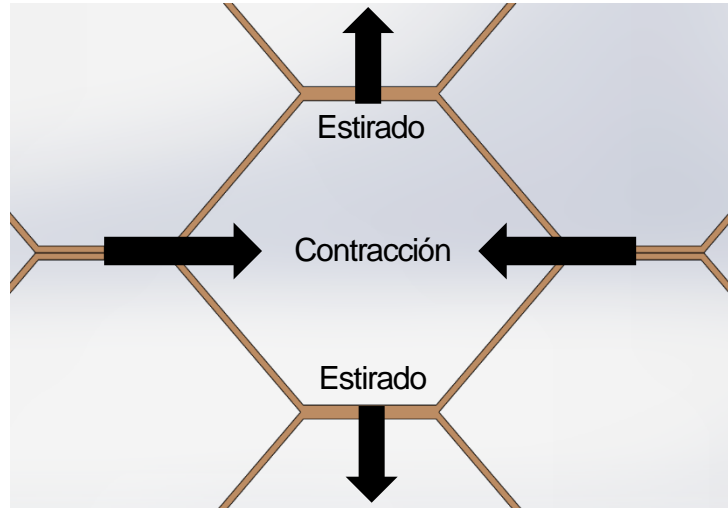


Figura 3.14 Contracción transversal a causa del estirado

A continuación, se explica detenidamente este fenómeno y se desarrolla la ecuación para calcular la contracción transversal.

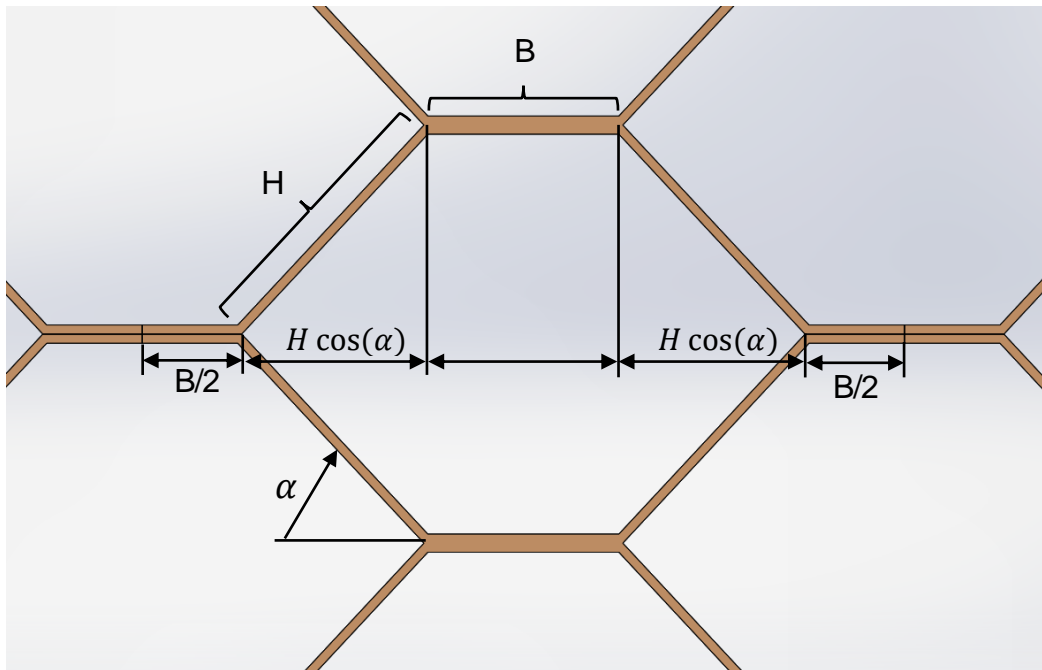


Figura 3.15 Dimensiones transversales

Observando la Figura 3.15, se pueden escribir las siguientes igualdades:

$$\text{Ancho Original} = \frac{B}{2} + H + B + H + \frac{B}{2}$$

$$\text{Ancho Efectivo} = \frac{B}{2} + H \cos \alpha + B + H \cos \alpha + \frac{B}{2}$$





Ambas ecuaciones se pueden reducir a:

$$\text{Ancho Original} = 2B + 2H$$

$$\text{Ancho Efectivo} = 2B + 2H \cos \alpha$$

Usando como ejemplo el arreglo número tres, donde  $B = 15[mm]$  y  $H = 21[mm]$ ,

tenemos:

$$\text{Ancho Original} = 2.15[mm] + 2.21[mm] = 72[mm]$$

$$\text{Ancho Efectivo} = 2.15[mm] + 2.21 \cos 47^\circ [mm] = 58,64[mm]$$

El cambio porcentual es:

$$\frac{A_e - A_o}{A_o} \times 100$$
$$\frac{58,64[mm] - 72[mm]}{72[mm]} \times 100 = -18,55\%$$

Aplicando la regla de cambio porcentual a las fórmulas:

$$\text{Cambio porcentual} = \frac{(2B + 2H \cos \alpha) - (2B + 2H)}{2B + 2H} \times 100$$

$$\text{Cambio porcentual} = \frac{2H(\cos \alpha - 1)}{2B + 2H} \times 100$$

Esta fórmula permite calcular cuánto se pierde de ancho total al momento de elegir el arreglo del hexágono, es decir, los parámetros  $B$ ,  $H$  y el ángulo  $\alpha$ .

En la tabla 3.0 están tabulados los cambios porcentuales para cada uno de los arreglos.

Cómo vimos para el arreglo número tres, los  $72[mm]$  se convierten en  $58,64[mm]$ , luego del proceso de estirado que es cuando se forma el ángulo  $\alpha$  de  $47^\circ$ .

Esto es, suponiendo que se está utilizando el rollo de plotter de  $1070[mm]$  de ancho y necesitamos el arreglo hexagonal tres, una vez finalizado el proceso vamos a obtener un panel honeycomb de un ancho un 18,55 % menor que el ancho del rollo. Esto es:

$$1070[mm] \cdot (1 - 0,1855) = 871,52[mm]$$

El ancho efectivo de panel será de  $871,52[mm]$ , que entra en el rango de los tamaños solicitados.



A continuación, se ha tabulado el porcentaje de contracción transversal aplicando la fórmula para cada uno de los tres posibles arreglos:

Arreglo	B (mm)	H (mm)	$\alpha^\circ$ (deg)	$\% \Delta$
1	6	8	47	-18,17
2	10	14	47	-18,55
3	15	21	47	-18,55

Tabla 3.0

### Consumo de papel

Otra consideración importante es en cuanto al consumo de papel. Es decir, cuántos metros de papel se necesitan para producir un panel honeycomb con las dimensiones deseables.

Sabemos que el largo del panel depende de dos factores:

1. Cantidad de planchas apiladas
2. Ángulo o longitud de estirado

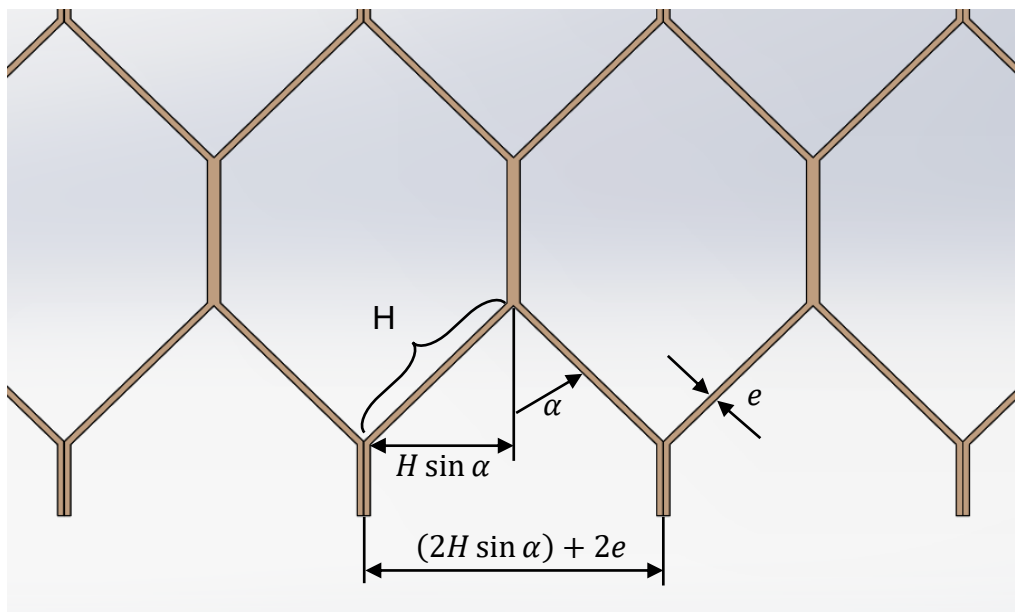


Figura 3.16

En la figura 3.16 se puede observar que cada dos planchas se logra un largo de panel igual a  $2H \sin \alpha + 2e$ . Teniendo en cuenta que cada plancha mide  $200[mm]$ , esto significa que se



consumen  $400[mm]$  de papel para lograr una longitud de  $((2H \sin \alpha) + 2e) [mm]$  de panel honeycomb.

A partir de estos datos es posible generar una fórmula para el cálculo del consumo. Sabiendo que  $400[mm]$  de papel producen un panel de  $(2.H.\sin \alpha + 2.e)[mm]$ , es posible calcular cuántos milímetros de papel se necesitan para producir un panel honeycomb de  $x(mm)$  de largo. Esto es:

$$\frac{400. x}{(2. H. \sin \alpha) + 2. e} = \text{Consumo de papel}[mm]$$

En la siguiente tabla se tabulan los consumos para los tres arreglos distintos del núcleo hexagonal para fabricar un panel honeycomb de  $1500[mm]$  de largo.

(Tomamos un espesor de papel de  $0,13mm$ , que corresponde a un papel de gramaje 90)

Arreglo	B (mm)	H (mm)	$\alpha$ (deg)	Espesor papel (mm)	Consumo de papel (m)	Planchas necesarias = $\text{consumo}[mm]/200$
1	6	8	47	0,13	50	250
2	10	14	47	0,13	29	145
3	15	21	47	0,13	19	95

Tabla 3.1



### 3.4. Insumo

Por las dimensiones solicitadas, se determinó que el insumo que más se adaptaría a los requerimientos del producto serían los rollos de papel que se utilizan en las impresoras plotter.

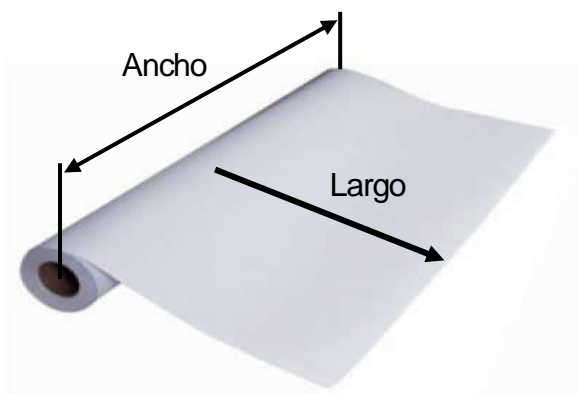
Las medidas comerciales encontradas en el mercado nacional (productos importados y nacionales) de rollos de papel para plotter son:

Para papel de 80 gr/m<sup>2</sup>:

- Rollo de 610 (mm) de ancho por 50 (m) de largo
- Rollo de 914 (mm) de ancho por 50 (m) de largo

Para papel de 90 gr/m<sup>2</sup>:

- Rollo de 610 (mm) de ancho por 45 (m) de largo
- Rollo de 914 (mm) de ancho por 45 (m) de largo
- Rollo de 1070 (mm) de ancho por 45 (m) de largo



*Figura 3.17 Dimensiones de un rollo*

Luego de analizar los efectos dimensionales del proceso productivo y teniendo en cuenta los requerimientos en el tamaño deseado del panel honeycomb, podemos determinar de forma más concreta cuál de los insumos encontrados anteriormente es el más conveniente.

Teniendo en cuenta el gramaje, lo solicitado estaba en el rango de los 80 a los 107 [gr/m<sup>2</sup>]. Por lo tanto, podríamos utilizar un papel de un gramaje intermedio de 90 [gr/m<sup>2</sup>] que se consigue a nivel local.

Este gramaje nos permite satisfacer las necesidades en la densidad del papel y además no es tan rígido como el de mayor densidad, lo cual resulta en una mayor flexibilidad al momento de estirar las planchas y obtener el ángulo del hexágono deseado.



En cuanto al ancho, se calculó que utilizando un rollo de 1070[mm] de ancho obtenemos un ancho de panel honeycomb de 871,52[mm], lo cual también entra en los rangos de requerimientos, siendo este de 600 a 1000[mm].

Se concluye que el insumo que mejor se adapta a nuestro proceso es una bobina de papel de 90 [gr/m<sup>2</sup>] de 1070[mm] de ancho, con un peso aproximado de 5[kg].



## 4. Antecedentes y referencia técnica

A continuación, se analizan distintos mecanismos y aplicaciones que se estudiaron para extraer ideas, conceptos y soluciones para lograr el diseño de la máquina.

### 4.1. Conveyer, sistemas transportadores

Son sistemas empleados para el transporte de cargas a lo largo de una línea productiva o de abastecimiento. Estos suelen estar contruidos en base a dos vigas laterales horizontales opuestas y rodillos que apoyan sus extremos en las mismas. Los rodillos tienen rodamientos que le dan libertad de giro permitiendo a la carga que se apoya sobre los mismos trasladarse a través de ellos. En algunos casos, donde hace falta fuerza de empuje para mover las cargas, los rodillos son accionados con un motor.



*Figura 4.1 Conveyer, sistema transportador*

Las vigas horizontales resultan en la solución más práctica por el diseño y geometría de su perfil, el cual da lugar a las características mecánicas necesarias para que cada viga pueda soportar y transmitir las cargas transversales a su eje axial, hacia los elementos de apoyo de las vigas. Además, las propiedades mecánicas de las vigas perfiladas permiten que su longitud predomine sobre las otras dimensiones, como su espesor y su ancho lo cual permite ahorrar peso y material.



## 4.2. Corte de papel

Existen diversas maneras de cortar papel y cada una se adecua de mayor o menor medida a una necesidad particular. Los factores que intervienen al momento de elegir un sistema de corte son:

- Longitud de corte
- Espesor y gramaje del papel
- Volumen de producción

### Longitud de corte

Hace referencia a la longitud transversal del papel que se requiere cortar, es decir, el ancho de la lámina de papel. Existen casos en los que el insumo de producción varía según el producto que se desea obtener, entonces sucede que la longitud de corte se determina en base al papel que se debe cortar, son procesos con longitud de corte variable.

En este caso particular debido a que el ancho de panel honeycomb requerido es un valor fijo, siempre se trabajará con el mismo insumo que cumpla con estos requerimientos. Será un proceso de corte con longitud de corte constante.

### Espesor y gramaje del papel

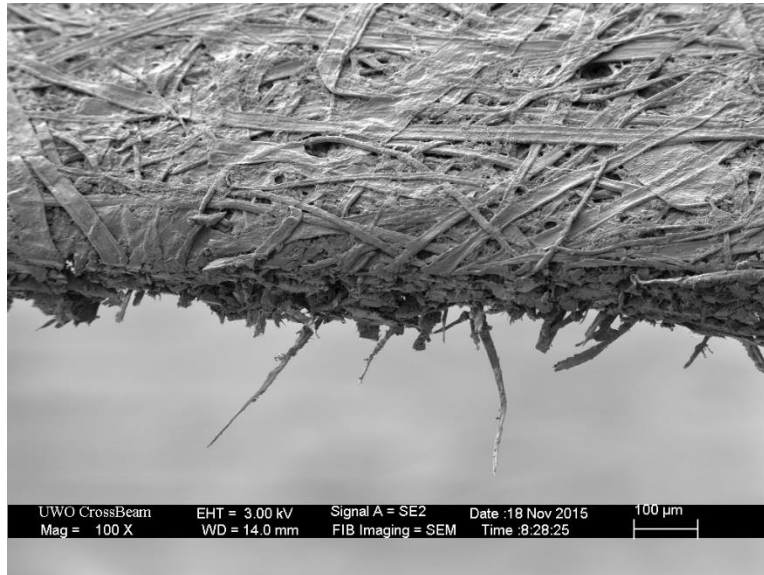
A un mismo gramaje, el espesor del papel varía según el proceso mediante el cual fue producido, ya que es durante la producción del papel donde se determina de qué forma estarán prensadas las fibras que lo conforman. Los distintos procesos existen para crear papeles que responden a diferentes necesidades. El espesor se clasifica por calibre y se mide en micrones, donde un micrón ( $\mu\text{m}$ ) equivale a la milésima parte de un milímetro, 0,001 milímetros (mm).

El gramaje es el peso por unidad de área del papel. Es decir, cuántos gramos de papel hay en un metro cuadrado. Por lo tanto, es una forma de medir el peso del papel.

El gramaje junto con el espesor puede dar una idea de la densidad del papel, ya que permite entender cuánta masa de papel se concentra en un metro cúbico. Un papel de alto gramaje y bajo espesor se entiende que es un papel de alta densidad, ya que concentra muchas



fibras en una unidad de área y en pocos micrones de espesor. Hay poco espacio entre las fibras que conforman el papel. En cambio, un papel de bajo gramaje y gran espesor, es un papel muy poroso, de baja densidad.



*Figura 4.2 Imagen del borde de una hoja de papel tomada con un microscopio electrónico de barrido. Aumento de 100x*

En la figura 4.2 se pueden distinguir con facilidad las fibras de celulosa que conforman el papel. Mientras menos espacio hay entre una y otra, mayor será la densidad del papel.

Cómo se combinan entonces estas dos características, espesor y gramaje, es un factor importante en el proceso de corte, afecta directamente sobre la presión que debe generar la hoja de corte en el papel, ya que, a mayor densidad, en un determinado espesor existe una mayor cantidad de fibras a cortar.

### **Volumen de producción**

El volumen de producción define la capacidad productiva del proceso. Para mayores volúmenes de producción se requieren sistemas de cortes más veloces, donde se prioriza cantidad a cambio de un mayor costo herramental.





Figura 4.3

*Comparación de dos tipos de procesos de corte. En (a) una máquina de corte capaz de cortar múltiples hojas de papel al mismo tiempo a través de un proceso semiautomático, hay intervención humana solo de ajuste, la presión de corte es efectuada por un mecanismo. En (b) una guillotina manual, de muy baja capacidad y menor longitud de corte. La presión de corte es efectuada por el usuario, se observa que la hoja de corte tiene incorporado un mango para facilitar el agarre y efectuar la fuerza de corte. Es aún más lenta debido a que la hoja de corte se apoya gradualmente sobre todo el largo de corte, por estar vinculada por medio de un apoyo fijo que le permite pivotar sobre un eje en su extremo.*

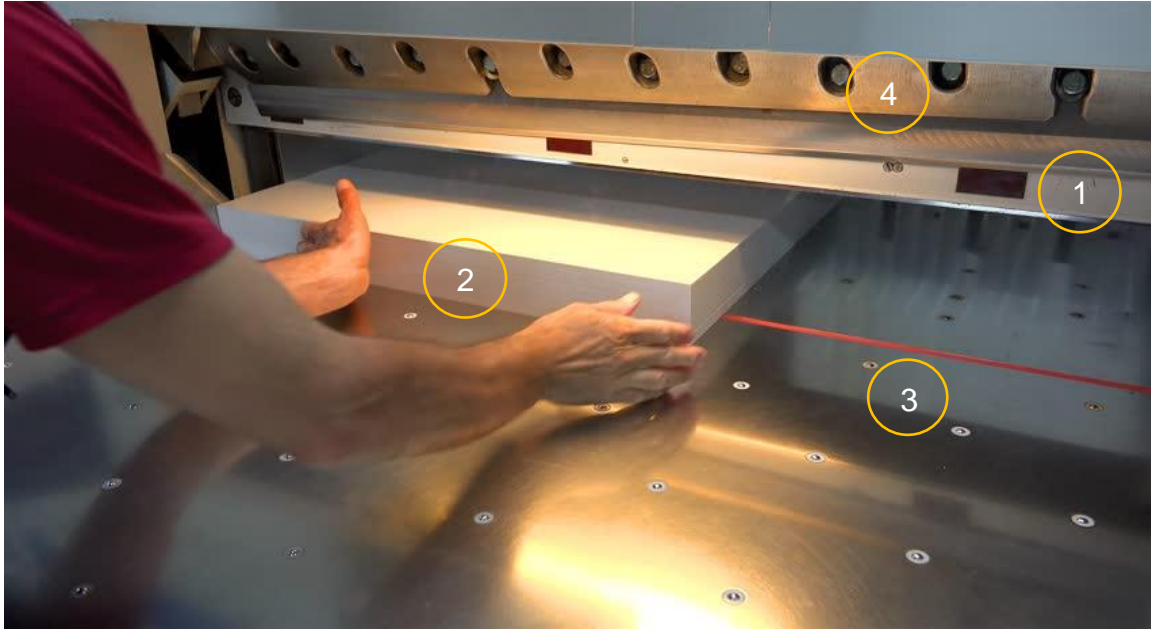
A continuación, se detallan distintos procesos de corte de papel.

#### 4.2.1. Guillotina Descendente

Sistema de corte que consiste en cortar toda la sección del papel al mismo tiempo. Esto se logra haciendo descender una hoja metálica que apoya su filo en todo el largo de corte simultáneamente y, por presión, generar el corte. Es el sistema más rápido ya que se corta toda la sección del papel en el instante en que el filo de la hoja hace contacto con el mismo y recorre su espesor. Si bien es el método más rápido, su desventaja reside en que la hoja metálica de corte debe tener un largo tal que pueda abarcar el total de la longitud de corte, esto conlleva a un herramental costoso y de gran tamaño, lo cual exige de maquinaria adecuada para su manipulación. Generalmente son capaces de cortar múltiples hojas de papel en un movimiento.



Por todo esto, se suelen implementar en producciones de gran volumen o en situaciones donde el corte de papel es la principal función del proceso, es decir, se suele utilizar en grandes fábricas o en instalaciones que se dedican exclusivamente al corte de papel o materiales similares y requieren alta capacidad productiva.



*Figura 4.4*

Guillotina semi automática de corte de papel. 1) Hoja de corte. 2) Papeles apilados para ser cortados. 3) Mesa de trabajo, donde se posa el papel. La línea roja es una ranura en la mesa que permite el paso de la hoja de corte. 4) Mecanismo de soporte de la hoja de corte



*Figura 4.5 Vista isométrica de una guillotina para corte de papel*



### 4.2.2. Guillotina de carro y guía

A diferencia de la guillotina descendente, este sistema consiste en una hoja de corte que se desliza transversalmente a la lámina de papel mediante un sistema de carro y guía. La hoja de corte o cúter, se aloja en un carro que va montado en un riel que actúa tanto de soporte como guía del carro, de tal forma que éste pueda trasladarse de un extremo del riel al otro. El sistema de carro y guía se monta por encima de la superficie donde se encuentra la lámina de papel de modo que, durante la traslación del carro, la hoja de corte haga contacto sobre la lámina de papel y se efectúe el corte.

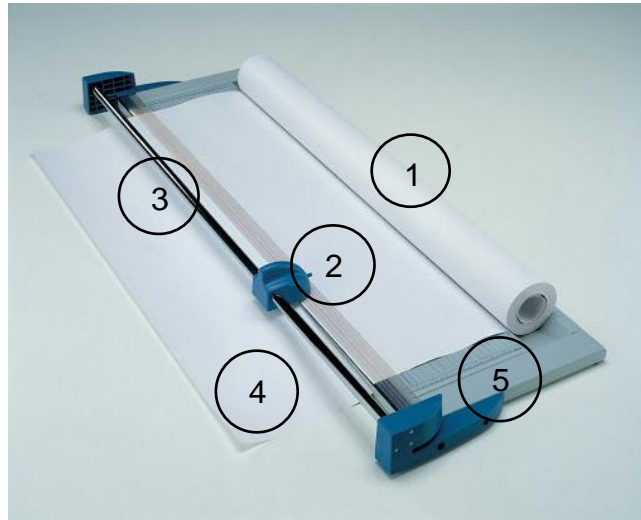


Figura 4.6 Guillotina de carro y guía manual. 1) Bobina de papel. 2) Carro porta cúter. 3) Barra guía. 4) Lámina de papel. 5) Superficie de apoyo. El movimiento del carro y por ende la fuerza de corte es realizada por el usuario



Figura 4.7 Versión de mayor tamaño con estructura portante de la guillotina de carro y guía de la figura 4.6



El mismo mecanismo puede ser automatizado como los sistemas de corte que se pueden encontrar en un plotter de corte. En estos, el movimiento del carro se obtiene de un motor eléctrico vinculado a un sistema de polea y correa dentada, o a un sistema de engranaje y barra dentada. A través de estos mecanismos, el movimiento rotativo de un motor eléctrico se convierte en movimiento lineal del carro.



*Figura 4.8 Guillotina manual de carro y guía. Izquierda, usuario comenzando la traslación del carro para efectuar el corte. Derecha, usuario realizando el cambio de herramienta de corte desgastado*

La guillotina de carro y guía es un mecanismo simple y práctico, fácil de manipular y de herramienta económica. El corte transversal se efectúa a medida que el cúter ejecuta la traslación a través de la guía, de un extremo de la lámina de papel al otro mientras la lámina de papel se encuentra detenida. Esto hace que sea un proceso de corte progresivo. Por eso, es un procedimiento de corte más lento que la guillotina descendente. La guillotina de carro y guía sólo puede cortar una lámina de papel a la vez. El cúter tiene una hoja de corte muy pequeña, y esta misma se encarga de cortar todo el largo de corte. Es decir, la longitud de corte no se reparte en una hoja de corte de gran extensión. Es por eso que todo el desgaste, como producto del corte, se concentra en el filo del cúter y, por ende, requiere más paradas por recambio de herramienta.

Además, el hecho de que el carro de corte pueda adoptar cualquier posición en toda la longitud de la guía, permite realizar cortes longitudinales, esto es, manteniendo el carro estático mientras se hace avanzar la lámina de papel. Estos cortes son capaces de realizar los plotters de corte (ver Figura 4.9), gracias a un cúter que gira libremente sobre su eje, logra cortar en



todas las direcciones. Haciendo movimientos coordinados de avance y retroceso de ambos, la lámina y el carro, se pueden ejecutar cortes de trayectos complejos, formando figuras que pueden extraerse de las láminas de papel.



*Figura 4.9 Izquierda, plotter de corte. Derecha, carro porta cúter*



### 4.3. Máquina encoladora

El objetivo de esta máquina es colocar pegamento en láminas de papel. Esto lo consigue transfiriendo el pegamento a través de cilindros y barras giratorias que lo extraen de un depósito y lo transportan hasta el papel.

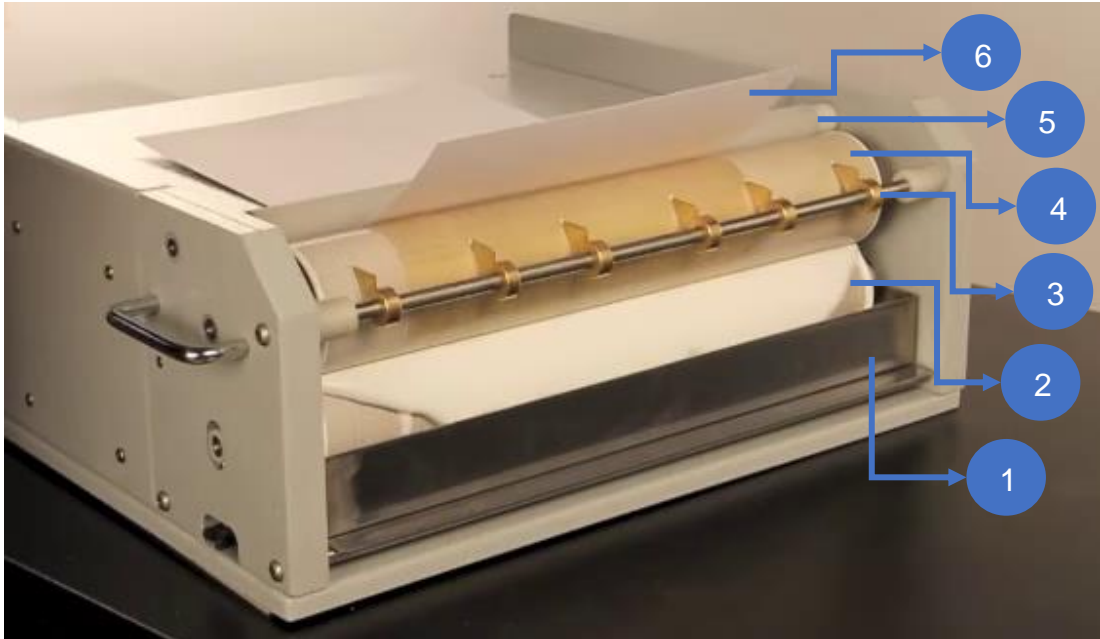


Figura 4.10 Máquina encoladora de la firma Schwarz

Como se observa en la Figura 4.10, el agente adhesivo se coloca en la cuba o depósito (1). Un cilindro recolector (2) se coloca en una posición tal que pueda estar en contacto con el adhesivo. Al rotar, el adhesivo se distribuye sobre la totalidad de su superficie. Un segundo cilindro, denominado cilindro encolador (4), rota en sentido contrario al cilindro recolector, y se coloca a una distancia tal que pueda dosificar la cantidad de adhesivo emparejando el espesor de la película que se forma sobre la superficie del mismo. Una vez que el espesor de la película de adhesivo sobre el cilindro encolador sea el adecuado, se hace pasar la lámina de papel (6) entre el cilindro encolador y la barra superior (5). Es en ese momento, que el cilindro encolador transfiere el adhesivo al papel. Unas guías (3) previenen que el papel se adhiera al cilindro permitiendo su extracción.



El mismo principio de funcionamiento se aplica para casos de mayor extensión y volumen productivo, como los que emplean las actuales empresas líderes en producción de honeycomb, con la diferencia en el tamaño y complejidad de los componentes involucrados (ver figura 3.1 y 3.2).

Después de analizar tres modelos de encoladoras de la empresa Schwarz Instruments, se observó que sin importar el tamaño de los cilindros, la capacidad de producción es el mismo para los tres modelos. El avance de papel en el proceso de encolado es de seis metros por minuto<sup>8</sup>. Esta capacidad de producción no varía con el tamaño de los cilindros porque tiene que ver con la velocidad a la que el agente adhesivo se impregna sobre las fibras del papel. Se requiere un mínimo de tiempo de contacto entre el adhesivo y la superficie del papel para lograr un impregnado correcto.

---

<sup>8</sup> Ver anexo 9.1 hoja de datos encoladora Schwarz Instruments.



#### 4.4. Rodamientos autocentrantes

Estos componentes consisten en un rodamiento radial, denominado inserto, montado sobre una armadura rígida, generalmente fabricada en hierro fundido, que proporciona soporte. El soporte contiene orificios o ranuras, dependiendo el tipo que sea, permitiendo el montaje del componente. El anillo interior del rodamiento de inserción se fija al eje que irá montado sobre este mediante tornillos de fijación que mantienen el eje en su lugar mediante la fuerza de fricción que estos ejercen sobre el mismo.

Estos soportes de rodamiento se llaman autocentrantes porque gracias a su diseño son capaces de compensar errores de alineación que puedan originarse en el montaje (ver Figura 4.12).



Figura 4.11 Distintos formatos de rodamientos autocentrantes

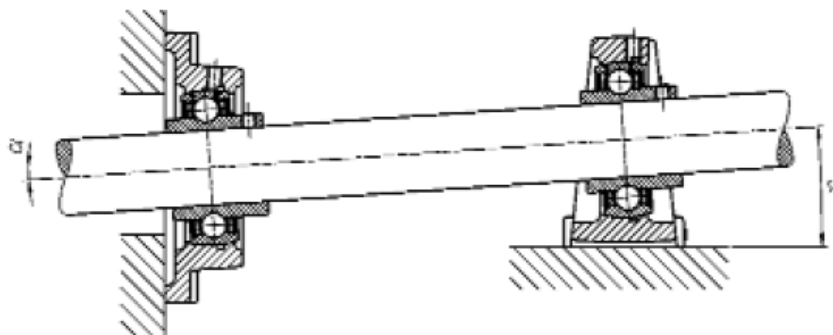


Figura 4.12 Compensación de alineación





## 4.5. Guías lineales

Las guías lineales son sistemas empleados para permitir el movimiento de traslación relativa entre dos piezas. Están compuestos por un carro y una guía, entre los cuales debe existir un coeficiente de rozamiento lo más bajo posible, favoreciendo el deslizamiento.

La guía es la pieza encargada de definir la trayectoria del movimiento y generalmente se encuentra fija sobre un soporte. El carro, por otro lado, es la pieza que se monta y se desplaza sobre la guía y funciona como vínculo para acoplar el componente al que se desea dotar de movimiento.

Existen guías lineales de distintos tamaños, formas y tipo de deslizamiento que se adecúan a distintas finalidades.



*Figura 4.13 Distintos tipos de guías lineales*



#### 4.6. Rodillos tractores

Son elementos que se utilizan para transportar hojas de papel. Son de geometría cilíndrica hueca y se montan sobre ejes o barras que al girar y hacer contacto con el papel le ejercen una fuerza de empuje, proveniente del rozamiento entre ambos. Los rodillos están fabricados de un material compuesto, conformado de una variedad de elastómeros, comúnmente llamado caucho, cuya composición le otorga un alto coeficiente de rozamiento (en el rango de 1,7 a 2) y baja dureza (en el orden de los 40 Shore A)<sup>9</sup>.



*Figura 4.14 Rodillos tractores de diferentes tamaños*

Para lograr estas características la composición de caucho debe contener al menos los siguientes elementos:

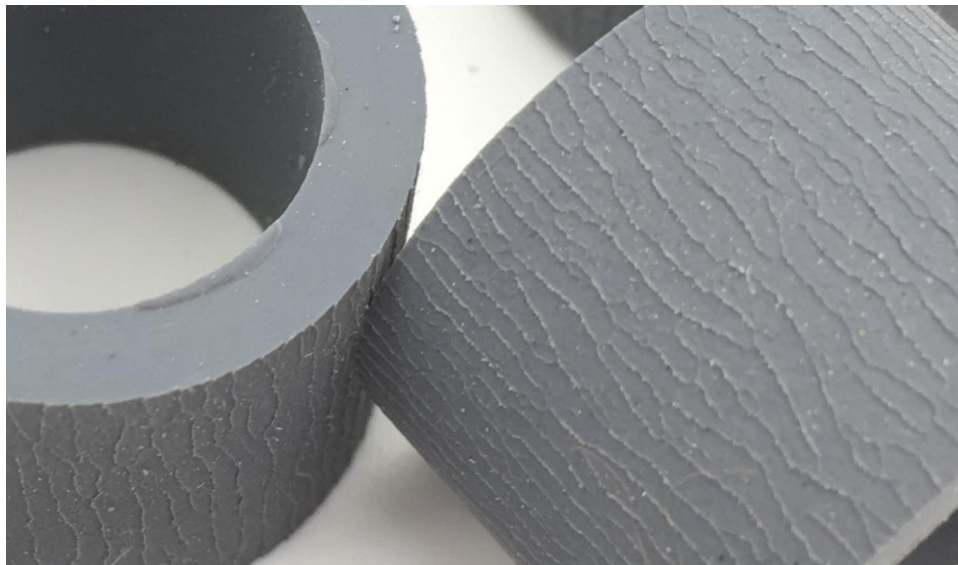
1. Caucho Isopreno
2. Caucho resistente al ozono

---

<sup>9</sup> Según la patente sobre anillos compuestos de caucho... (EE.UU. Patente N° 5932313).



El caucho isopreno le provee al compuesto el alto coeficiente de rozamiento. Para esto, se pueden utilizar cauchos isoprenos naturales como también sintéticos. Además, incluyendo a la composición al menos un caucho resistente al ozono, se consigue un compuesto de menor degradación en el tiempo por exposición al aire. Algunos de estos son el neopreno, caucho de etileno-propileno-dieno-monómero (EPDM), caucho de polietileno clorosulfonado y mezclas de los mismos. El caucho EPDM es particularmente preferido ya que es químicamente compatible con el caucho isopreno.



*Figura 4.15 Rugosidad en la superficie del rodillo*

Los rodillos suelen tener además una rugosidad superficial tal que facilite la adherencia del papel (ver Figura 4.15). Esto se puede lograr moldeando el rodillo para que tenga huellas. Sin embargo, un modo preferido de impartir rugosidad en la superficie es rectificar al menos una parte de esta. Una rugosidad superficial óptima suele ser de aproximadamente 6 a 12 micras.



## 4.7. Motores eléctricos

El propósito de un motor eléctrico es de convertir la energía eléctrica en energía mecánica. Esto se logra suministrando al motor de una corriente eléctrica creando un campo magnético de tracción que produzca la rotación del eje. Esta rotación en el eje del motor es proporcionada por un torque, disponible para mover o sostener una carga en una amplia variedad de aplicaciones.

Según su alimentación se dividen en motores de corriente alterna (CA) y motores de corriente continua (CC). Dentro del grupo de motores de corriente continua se encuentran los motores paso a paso.

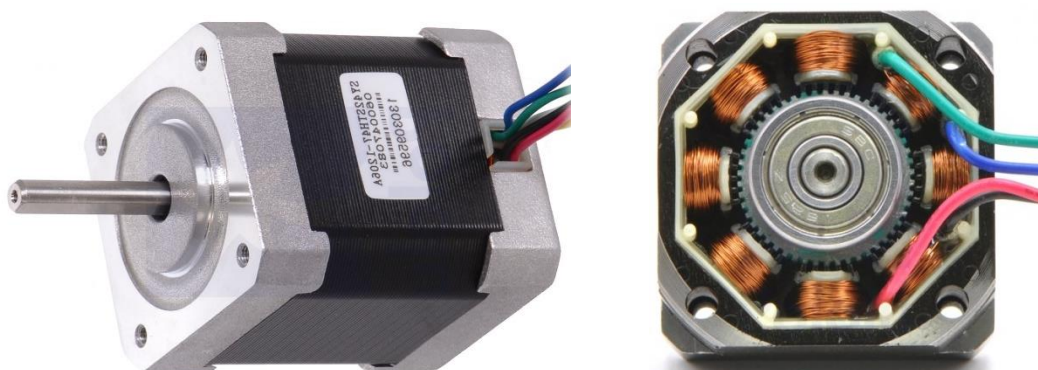
### Motores paso a paso

El motor paso a paso es un motor eléctrico que produce un desplazamiento angular discreto de su eje, cuando le es aplicado un pulso eléctrico. Gracias a este principio de funcionamiento, es posible moverlos un paso a la vez por cada pulso que se les aplique. El paso hace referencia al desplazamiento angular generado por un pulso, puede variar desde un giro de  $90^\circ$  hasta pequeños movimientos de tan solo  $1.8^\circ$ , es decir, que se necesitarán 4 pasos en el primer caso y 200 en el segundo caso, para completar un giro completo de  $360^\circ$ . Por este motivo, es posible conocer en todo momento en que posición se encuentra el rotor, lo cual concede a estos motores una gran precisión de operación.

Si bien es cierto que los motores paso a paso funcionan controlados por un pulso de avance, el control de un motor paso a paso no se realiza aplicando en directo este pulso eléctrico que lo hace avanzar. Estos motores tienen varios bobinados que, para producir el avance de ese paso, deben ser alimentados en una adecuada secuencia. Si se invierte el orden de esta secuencia, se logra que el motor gire en sentido opuesto. Esto significa que para hacer girar un motor paso a paso se requiere un circuito de control, que será el responsable de convertir las señales de avance de un paso y sentido de giro en la necesaria secuencia de energización de los bobinados.



Los motores paso a paso entregan el máximo torque a bajas velocidades y este disminuye a medida que aumenta la velocidad. Además, los motores paso a paso tienen una característica adicional, el torque de detención o torque de mantenimiento, que no existe en el resto de los motores de CC. El torque de detención hace que un motor paso a paso se mantenga firme en su posición cuando no está girando, es el par necesario para romper la estática y hacer girar el eje del motor. Esta característica es muy útil para sostener cargas en una posición fija. Se elimina así la necesidad de un mecanismo de freno.



*Figura 4.16 Motor paso a paso*



## 4.8. Actuador Lineal

Un actuador lineal es un dispositivo que entrega movimiento en línea recta. Esto lo logra transformando el movimiento giratorio de un motor en uno lineal, de empuje y tracción, a través de un husillo, como puede ser un tornillo de bolas recirculantes.

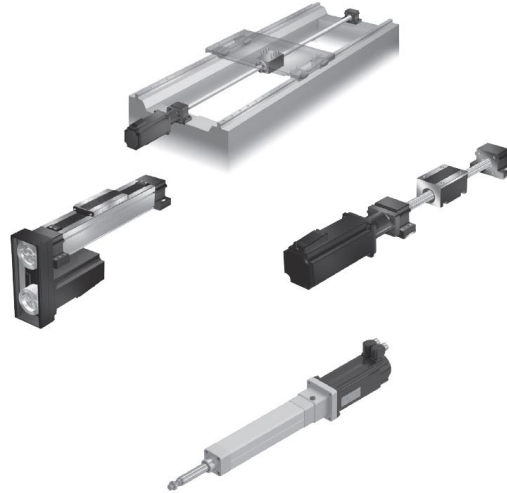


Figura 4.17 Distintos actuadores lineales

### Tornillo de bolas recirculantes

Estos dispositivos están compuestos por un tornillo roscado y una tuerca, la cual alberga bolas dentro de un circuito cerrado en su interior. El roscado del tornillo es en forma de canaletas, por donde corren las bolas alojadas en la tuerca, permitiendo que la misma se desplace sobre el tornillo cuando éste gira. La tuerca lleva orificios que se utilizan para vincularla con la carga que se desea desplazar. Cuando estos dispositivos se conectan a un motor, se obtiene un actuador lineal.

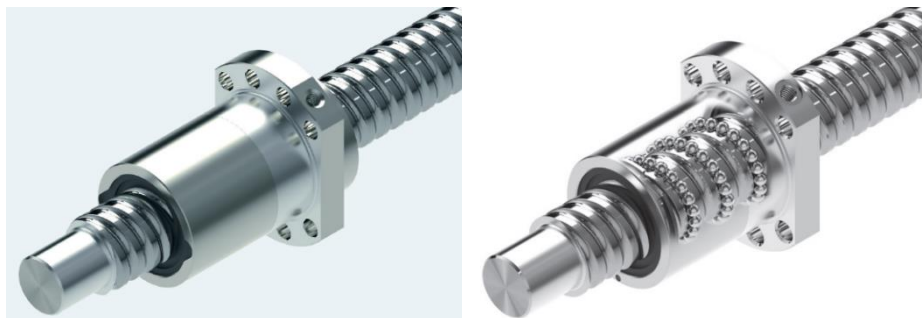
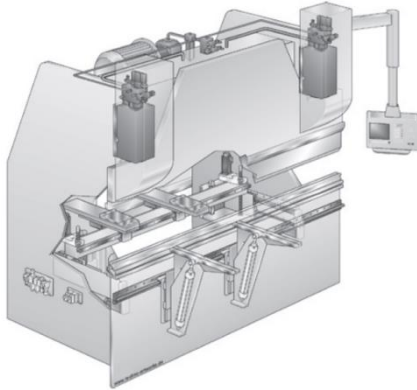


Figura 4.18 Izquierda, tornillo y tuerca de bolas recirculantes. Derecha, tuerca con transparencia para la visualización del circuito interno de recirculación de bolas

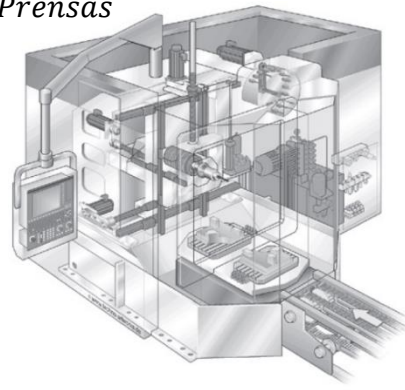


## Aplicaciones

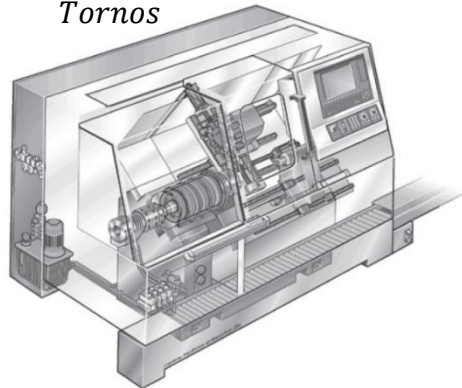
### *Centros de mecanizado*



### *Prensas*



### *Tornos*



*Figura 4.19 Ejemplos donde se utilizan actuadores lineales*



## 5. Diseño

El diseño de la máquina se concibió al adaptar el proceso productivo que actualmente emplean las grandes empresas manufactureras, a la necesidad particular que este proyecto propuso resolver. Además, se incorporaron técnicas y conocimientos propios de la industria papelera, de la imprenta y gráfica, que resultaban prácticas para la resolución de problemas encontrados durante la fase de diseño.

Definiendo un punto de partida, es decir, la materia prima que sería empleada en el proceso productivo (ver sección 3.4), surgió una medida universal que se debería respetar en cada una de las etapas productivas que seguiría la máquina, esta es, el ancho de la bobina de papel.

Teniendo esto en cuenta, se pudo proceder y diseñar una máquina capaz de transformar una bobina de papel, en el núcleo de paneles honeycomb que cumplan con los requerimientos especificados por el proyecto del paracaídas comandado autónomo.





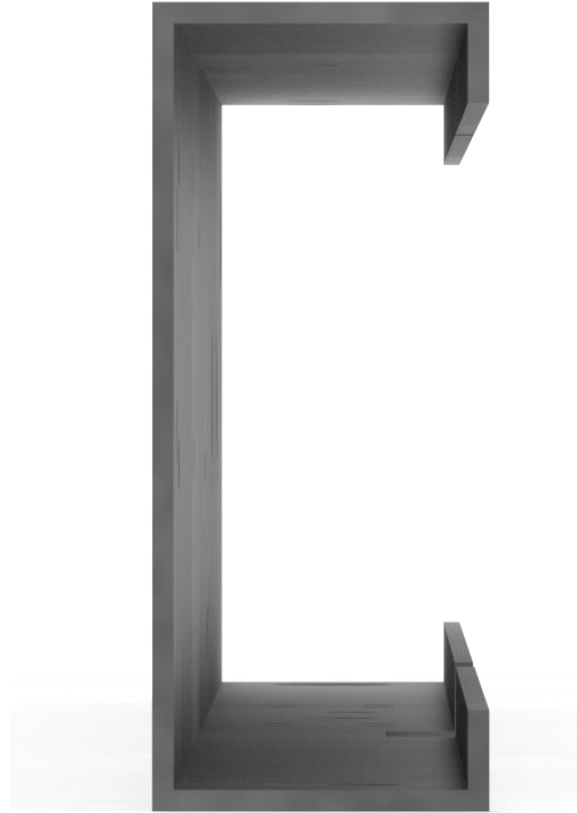
## 5.1. Bastidor

El bastidor es la estructura que trabaja de soporte de cada uno de los componentes necesarios para llevar a cabo el proceso productivo. Las piezas más significativas del bastidor son dos vigas perfil C, que se encuentran enfrentadas con sus ejes axiales orientados horizontalmente. Sobre estas vigas se sujetarán todos los componentes restantes. Cada viga se apoya en sus extremos sobre columnas verticales que funcionan de vínculo con el plano de apoyo y permiten regular la altura e inclinación de las mismas.



*Figura 5.1 Bastidor Máquina Honeycomb*

La idea de las vigas colocadas horizontalmente es práctica y conveniente sabiendo que el proceso consiste principalmente en la traslación de una lámina de papel de ancho constante a través de distintas etapas productivas sucesivas. Por tanto, debido a la naturaleza del proceso, todo se asemeja a las características de un “conveyor”, es decir, al de un sistema transportador como el detallado en la sección 4.1.



*Figura 5.2 Vista frontal viga perfil C*



### 5.1.1. Planos

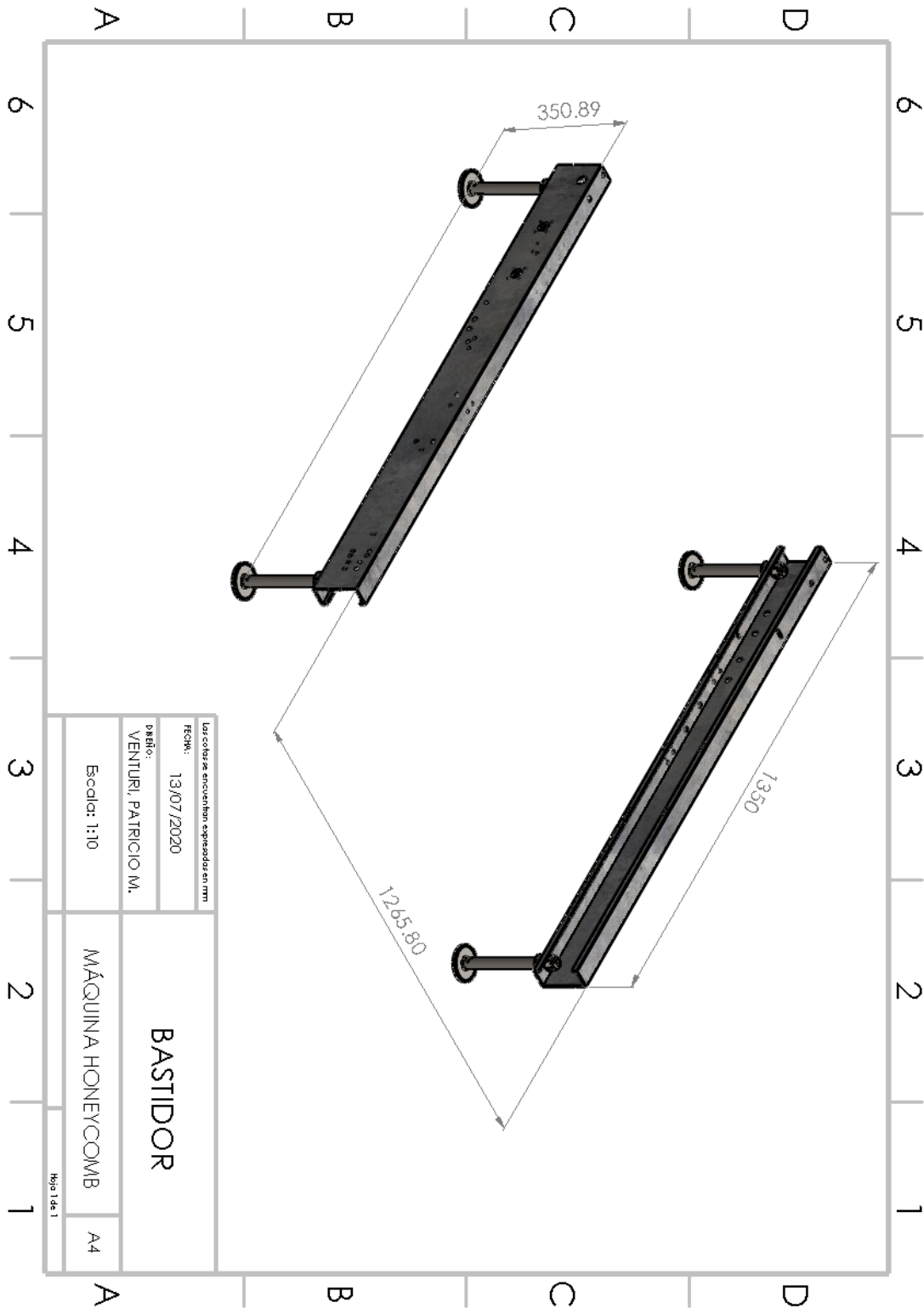


Figura 5.3 Plano Bastidor

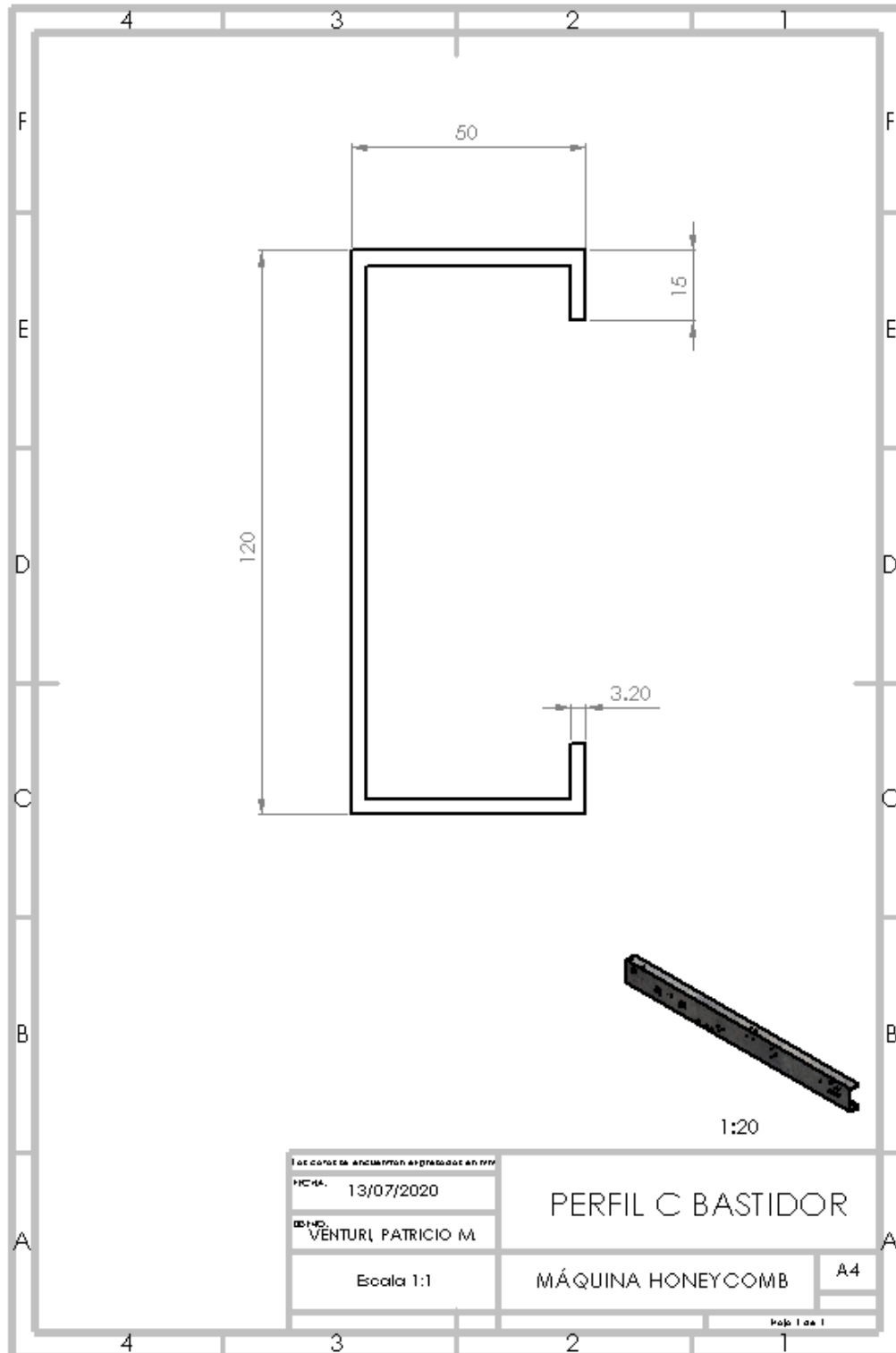


Figura 5.4 Plano Perfil C Bastidor

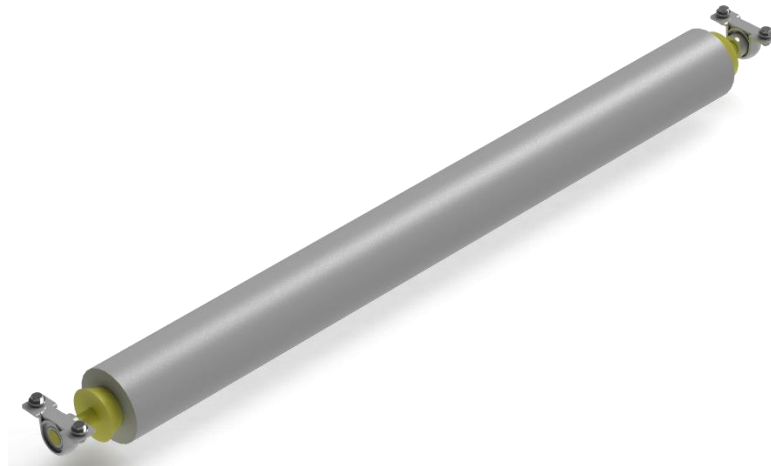


## 5.2. Abastecimiento

Para el rollo de papel se diseñó un soporte, denominado porta rollo, que se monta sobre rodamientos autocentrantes estandarizados, los cuales se sujetan directamente al bastidor. Este sistema proporciona al rollo de papel libre movimiento de rotación permitiendo un correcto abastecimiento de los procesos siguientes.



*Figura 5.5 Sistema de abastecimiento montado sobre el bastidor*



*Figura 5.6 Sistema de abastecimiento*



### Cálculo de los rodamientos

Los rodamientos autocentrantes elegidos para el sistema de abastecimiento son del modelo USPP 204, con armadura de chapa, rodamiento radial de bolas y un tornillo de fijación individual. Su capacidad de carga dinámica es de 12,80 [kN] y su capacidad de carga estática es de 6,65 [kN]<sup>10</sup>.

Teniendo en cuenta que la bobina de papel tiene un peso aproximado de 5[kg] (ver sección 3.4), ya que los pesos de estos productos no están estrictamente indicados por los proveedores, se establece un peso de 6[kg] para la bobina de papel como factor de seguridad para absorber cualquier error.

Realizando un diagrama de fuerzas y aplicando los principios de la estática, se realizan los siguientes cálculos para el sistema de abastecimiento.

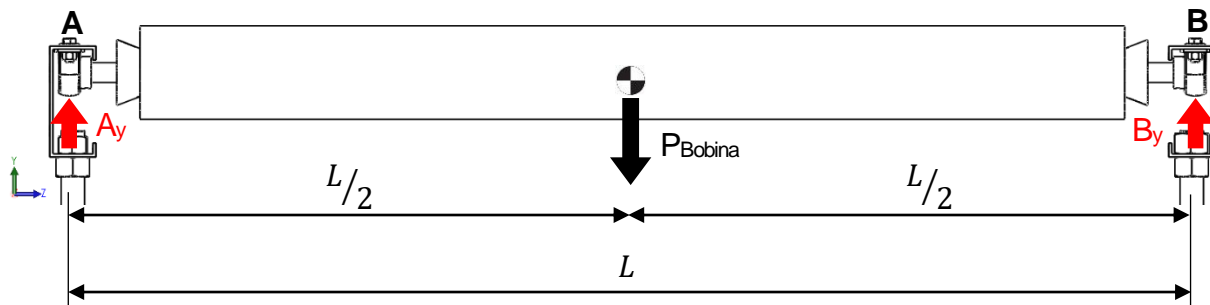


Figura 5.7 Diagrama de fuerzas

El sistema es hiperestático, aun así, por ser simétrico se puede asumir lo siguiente:

$$A_y = B_y$$

Se tiene un sistema de dos incógnitas, éstas son las reacciones en los rodamientos autocentrantes que actúan de soporte para la bobina. Son necesarias entonces dos ecuaciones para resolver el sistema.

Para que se cumpla que los rodamientos autocentrantes pueden sostener el rollo de papel se debe cumplir la siguiente igualdad:

<sup>10</sup> Ver Anexo 9.5 Hoja de datos rodamiento autocentrante USPP 204.



$$\sum F_y = 0$$

$$A_y + B_y - P_{Bobina} = 0$$

$$A_y + B_y = P_{Bobina}$$

Recordando la relación entre las reacciones verticales ( $A_y = B_y$ ):

$$A_y + A_y = P_{Bobina}$$

$$2A_y = P_{Bobina}$$

$$A_y = \frac{P_{Bobina}}{2}$$

$$A_y = \frac{6[kg]}{2}$$

$$A_y = B_y = 3[kg]$$

Tomando el valor de la gravedad como  $9,81 [m/s^2]$ , la fuerza que debe soportar cada rodamiento autocentrante en condiciones estáticas es de:

$$A_y = B_y = 29,43[N]$$

Este valor está muy por debajo de la capacidad de carga estática de los rodamientos autocentrantes USP204, por lo cual el sistema es viable desde el punto de vista estático.

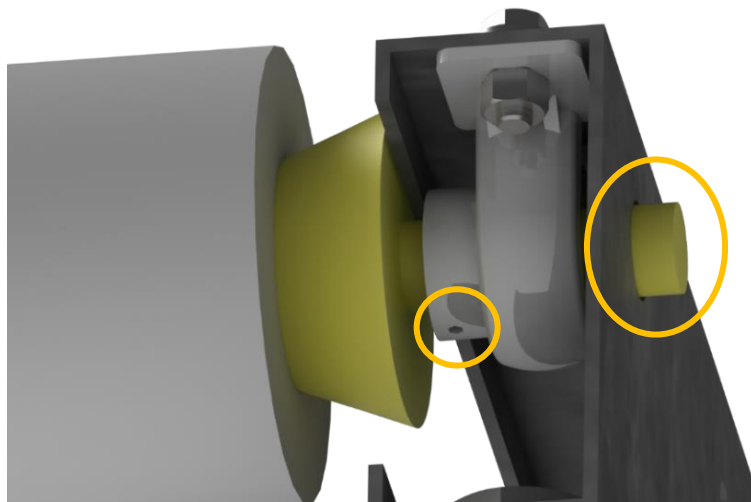


Figura 5.8 Se puede observar el orificio roscado en el rodamiento autocentrante que sirve para insertar el tornillo de ajuste que mantiene presionado el porta rollo para girar solidariamente al mismo. Además, se puede apreciar un orificio en el bastidor que permite el paso del porta rollo para las operaciones de montaje y desmontaje de la bobina de papel



### Procedimiento de carga y descarga de bobina

Para el recambio del rollo de papel, se deben remover los tornillos que ajustan los porta rollo en los rodamientos autocentrantes. Esto permite el movimiento axial de los mismos dentro del alojamiento de los rodamientos. Lo siguiente es mover hacia un lado el rollo hasta que haga tope uno de los porta rollo con el bastidor (Figura 5.9.b). Sosteniendo el rollo se puede desplazar el otro en la dirección opuesta y de esa forma el papel queda liberado para ser retirado e ingresar uno nuevo (Figura 5.9.c). Al ingresar un rollo nuevo, se debe montar un extremo sobre un porta rollo y sostenerlo mientras se inserta el contrario en el otro extremo. Centrando el conjunto para que el rollo de papel quede en la posición correcta se debe proceder a ajustar los tornillos de los rodamientos autocentrantes.

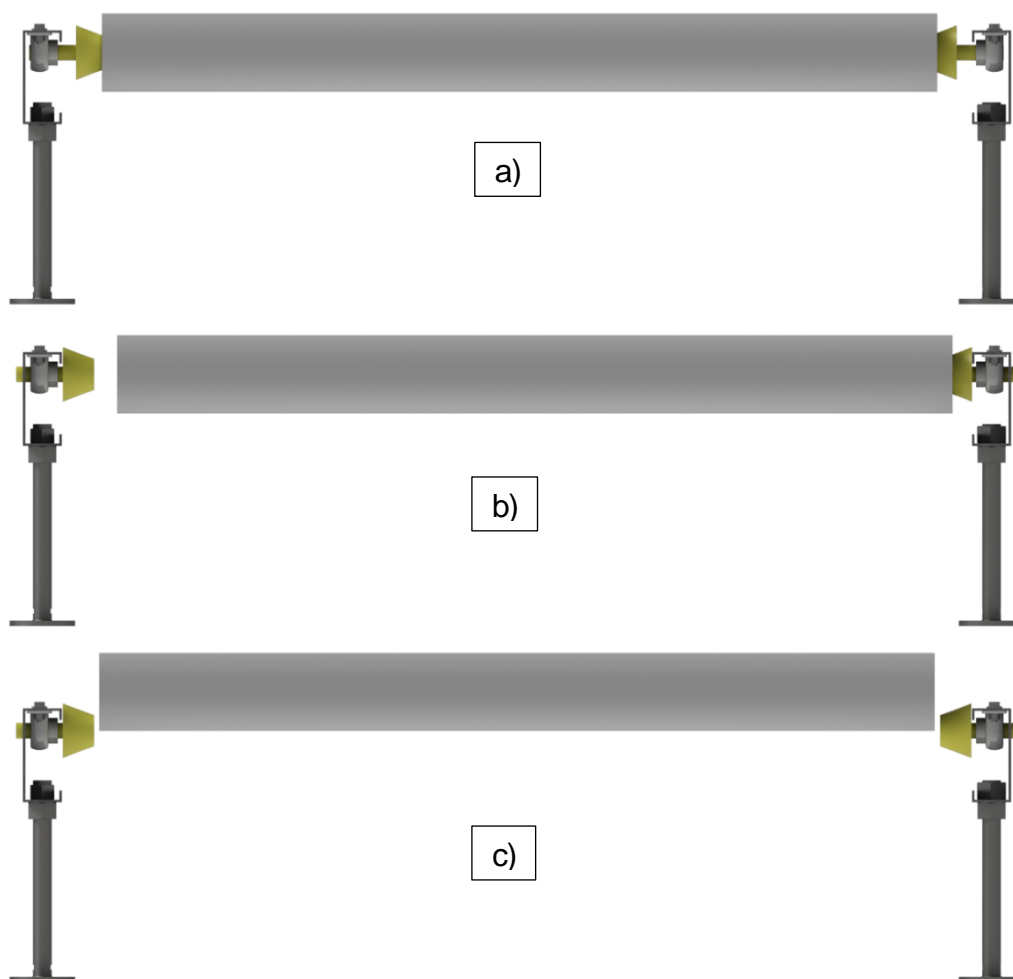


Figura 5.9 Esquema de recambio de rollo de papel





### 5.2.1. Porta Rollo

Los porta rollo son piezas que fueron diseñadas para garantizar el soporte del rollo de papel y funcionar como eje del mismo. Su diseño cónico facilita la colocación y ajuste de este con el rollo de papel. Estos se insertan en los rodamientos autocentrantes y proporcionan al rollo de papel la libertad de giro necesaria para abastecer los procesos que le siguen.



*Figura 5.10 Porta rollo*



### 5.2.2. Planos

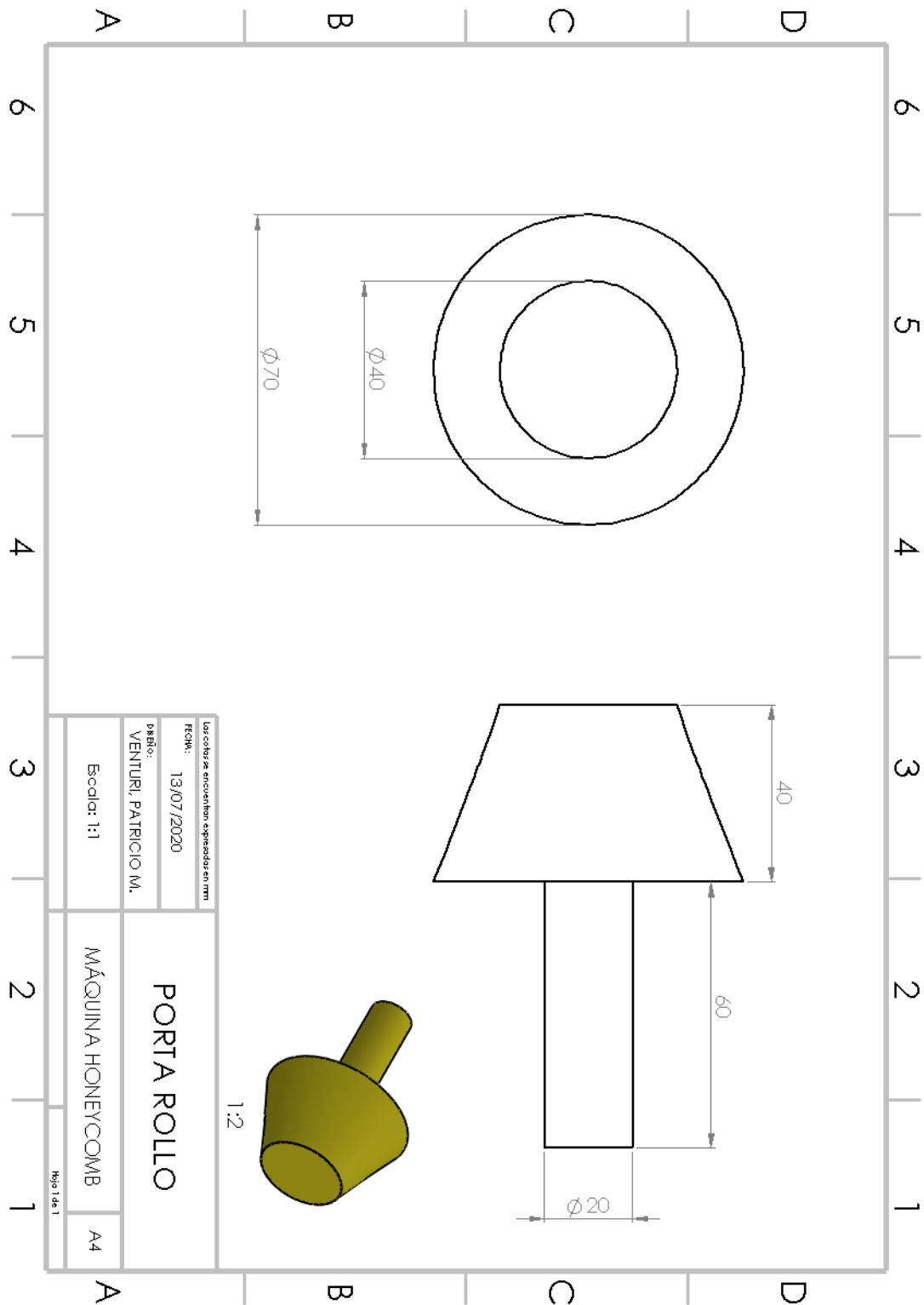


Figura 5.11 Plano Porta rollo



### 5.3. Guillotina

Para el proceso de corte de la lámina de papel se optó por el arreglo de guillotina de carro y guía (ver sección 4.2.2). El carro lleva acoplado un porta cúter de diseño propio, diseñado de manera que pueda sujetar dos hojas de corte colocadas simétricamente con los filos opuestos, de manera que el corte se efectúe en cada recorrido que realice el carro sobre la guía. Este diseño optimiza los tiempos aprovechando cada desplazamiento del carro y reduce el desgaste, repartiendo el esfuerzo de corte en dos filos distintos.



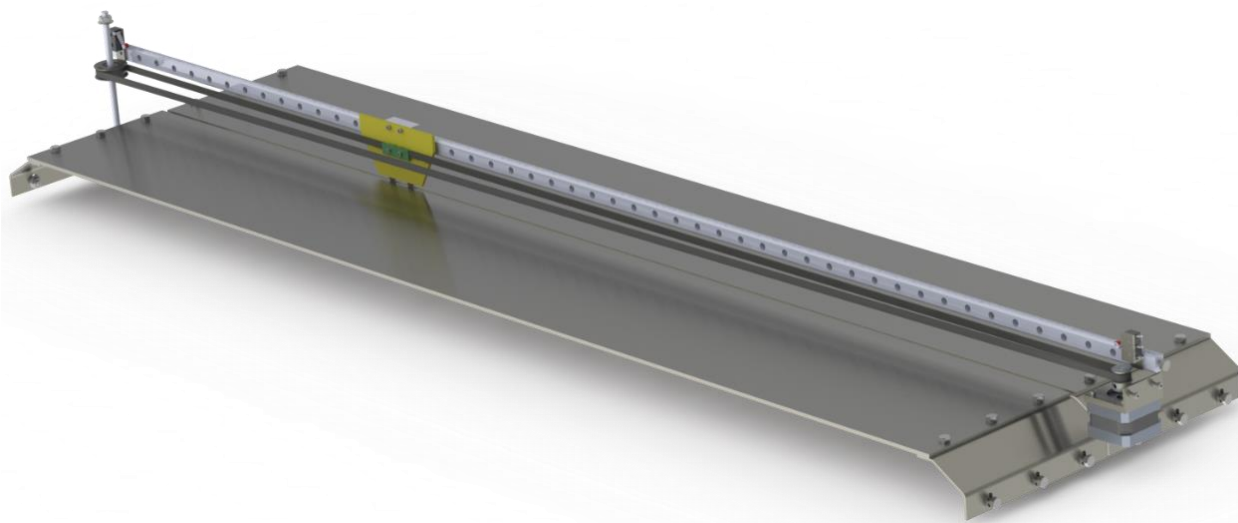
*Figura 5.12 Sistema guillotina montado sobre el bastidor*

El porta cúter está diseñado para albergar hojas de corte trapezoidales estandarizadas (ver Figura 5.13 Hoja de corte trapezoidal Stanley 11-700 Figura 5.13). Las hojas de corte trapezoidales son convenientes ya que su geometría permite mantener un lado del filo intacto para ser utilizado cuando su opuesto esté desgastado, así, se reutiliza por lo menos una vez cada cúter.

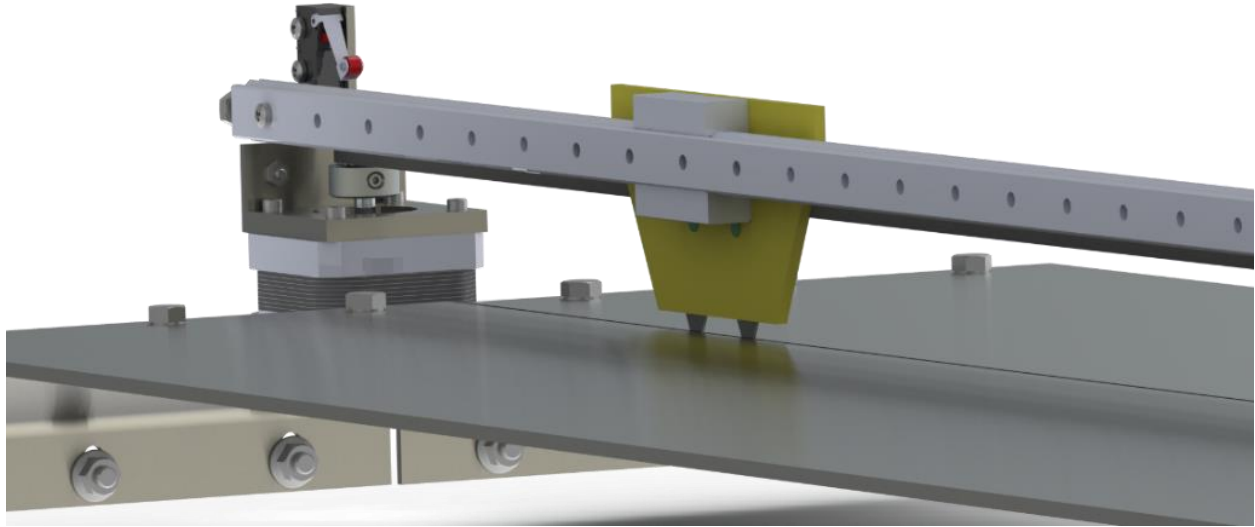


*Figura 5.13 Hoja de corte trapezoidal Stanley 11-700*

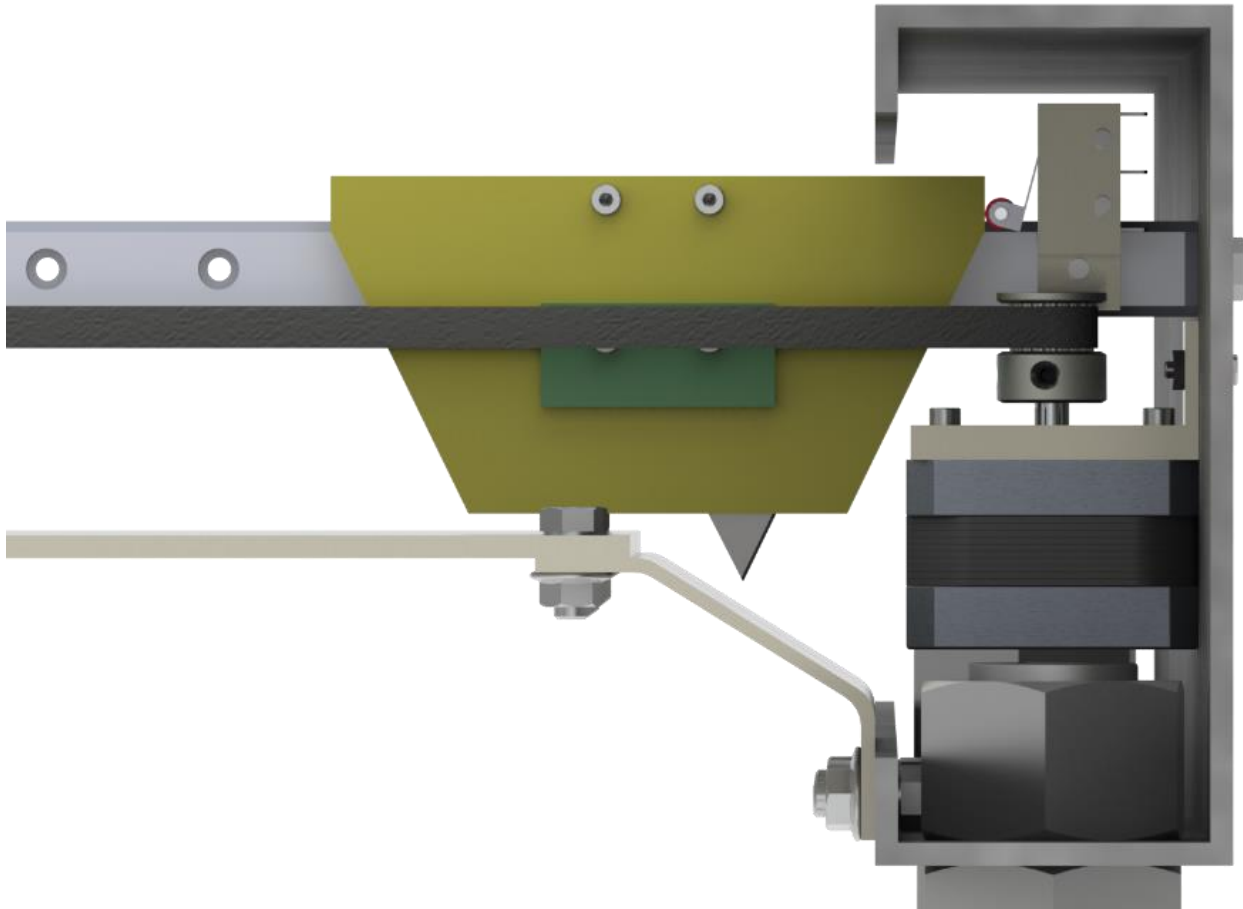
El conjunto consiste de dos chapas metálicas que trabajan de superficie de apoyo para el papel, estas se acoplan al bastidor por medio de unas chapas plegadas con ranuras para regular la profundidad de la hoja de corte. En el caso del sistema de carro, guía y porta cúter, la guía va empotrada al bastidor. Un sistema de correa y polea dentadas transforman el movimiento angular de un motor eléctrico en uno rectilíneo alternativo y se lo transfieren al carro. Además, se incluyen dos interruptores de fin de carrera del carro, uno en cada extremo de la guía. En este conjunto, solo las chapas metálicas, el porta cúter y la pieza que lo vincula a la correa fueron diseñados a medida. Los demás componentes son comerciales y estándar.



*Figura 5.14 Guillotina*



*Figura 5.15 Imagen en detalle del carro, guía y porta cúter*

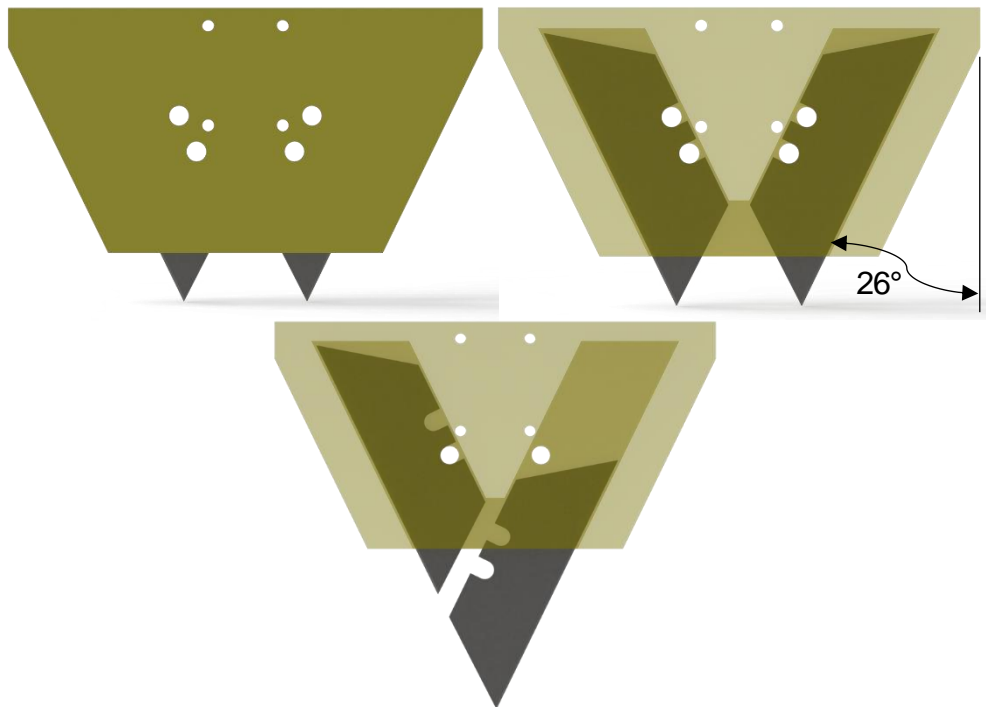


*Figura 5.16 Porta cúter alcanza fin de carrera y activa el interruptor*



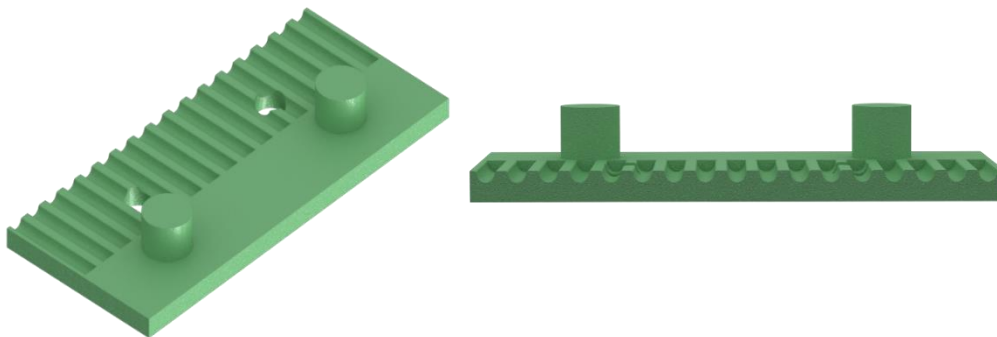
### 5.3.1. Porta Cúter

Debido al tipo de papel que se escogió para la producción de los paneles honeycomb, las hojas de corte se orientan entre  $20^\circ$  y  $30^\circ$  con respecto a la vertical para obtener el ángulo de corte apropiado.



*Figura 5.17 Porta cúter. Arriba derecha, con transparencia aplicada para observar la posición de las hojas de corte. Abajo, cúter desplazado de su posición de corte para realizar recambio*

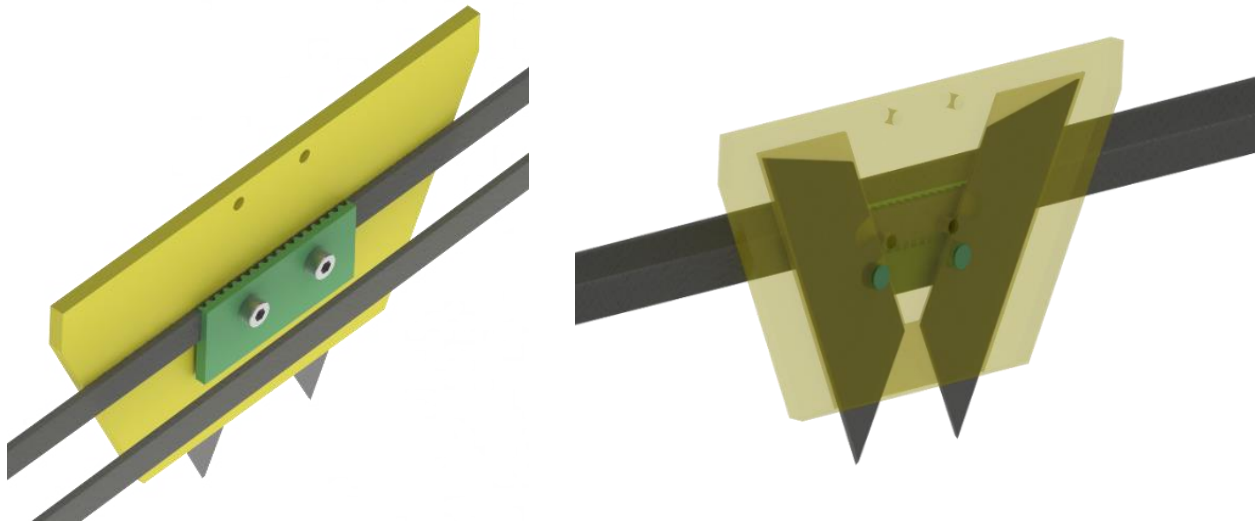
La sujeción de las hojas de corte lo realiza una pieza que además se utiliza para vincular el porta cúter a la correa dentada.



*Figura 5.18 Vinculo porta cúter con correa dentada*

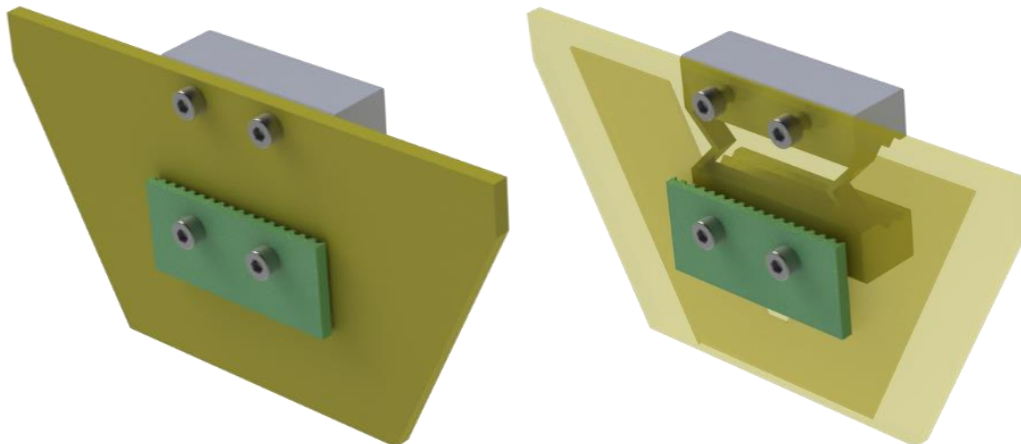


La pieza de la Figura 5.18, que vincula el porta cúter con la correa tiene el dibujo de dientes opuesto a la correa para garantizar una correcta tracción y la transmisión de potencia desde el motor eléctrico hacia la hoja de corte. Además, cuenta con dos salientes que coinciden con los orificios en el porta cúter para mantener la hoja de corte en su lugar (ver Figura 5.19).

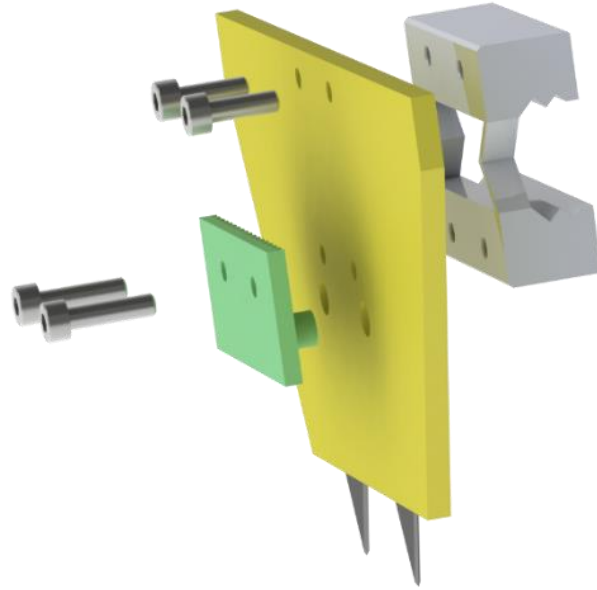


*Figura 5.19 Detalle de funcionamiento del vínculo entre porta cúter y correa dentada*

Sobre el porta cúter se generaron 4 orificios que coinciden con los agujeros roscados del carro para hacer posible el montaje entre ambos.



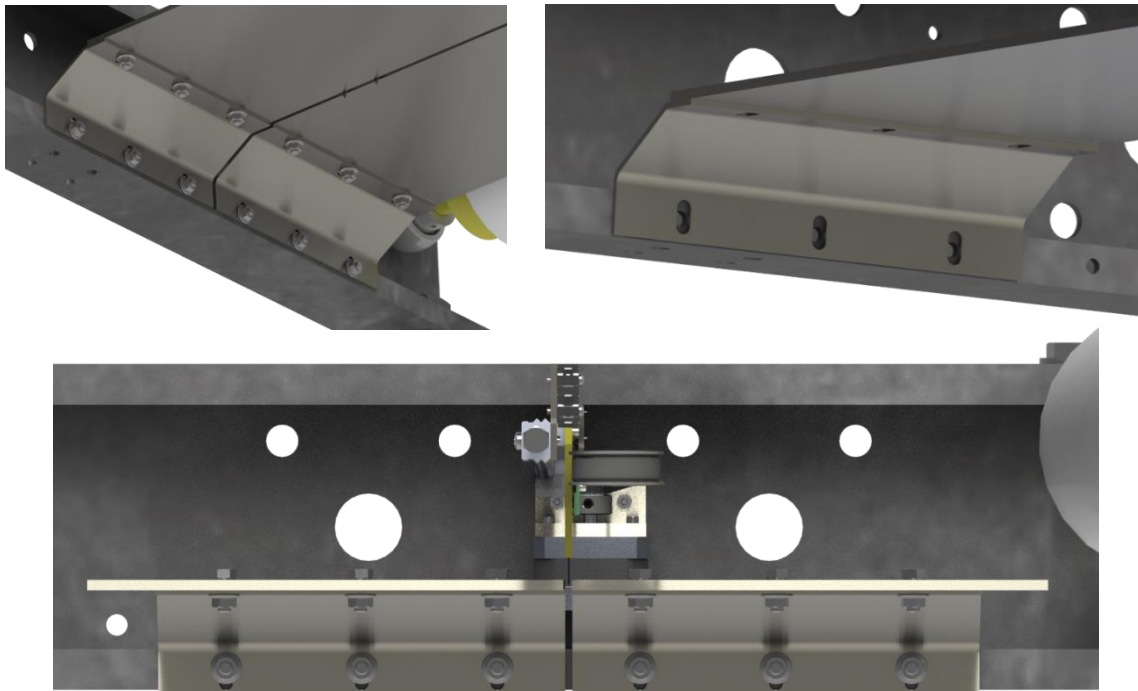
*Figura 5.20 Detalle del montaje del porta cúter con el carro y el vínculo de la correa*



*Figura 5.21 Vista explosionada del conjunto*

### **5.3.2. Acoples y superficie de apoyo**

La guillotina se acopla al bastidor mediante cuatro chapas plegadas, una en cada extremo de los chapones que funcionan como superficie de apoyo del papel. Cada chapa plegada tiene 6 ranuras que permiten la regulación en altura y posición lateral de los chapones.



*Figura 5.22 Sistema de ensamble*

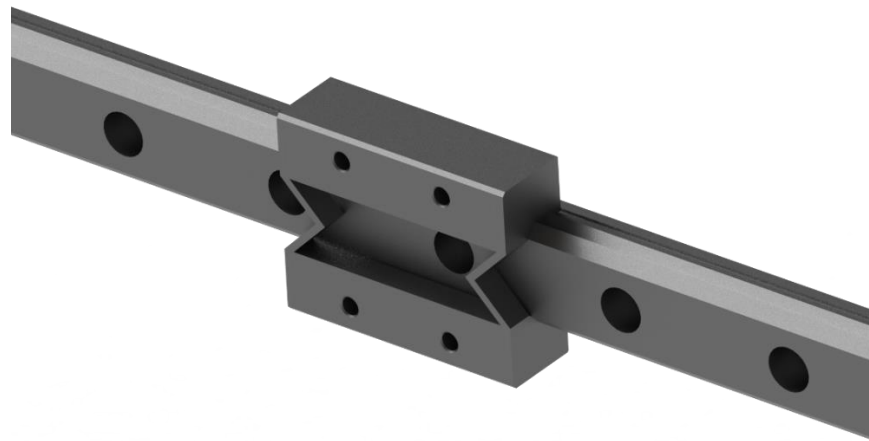




Los chapones que trabajan de apoyo para el papel están separados una pequeña distancia generando un espacio para el desplazamiento de las hojas de corte.

### 5.3.1. Carro y Guía

El sistema de carro y guía elegido para este proyecto son los modelos GFW12 y GFS12 respectivamente, de la marca Schaeffler<sup>11</sup>. Se optó por este conjunto por su tamaño, simplicidad y ser de libre mantenimiento.



*Figura 5.23 Carro y guía de la serie GF marca Schaeffler*

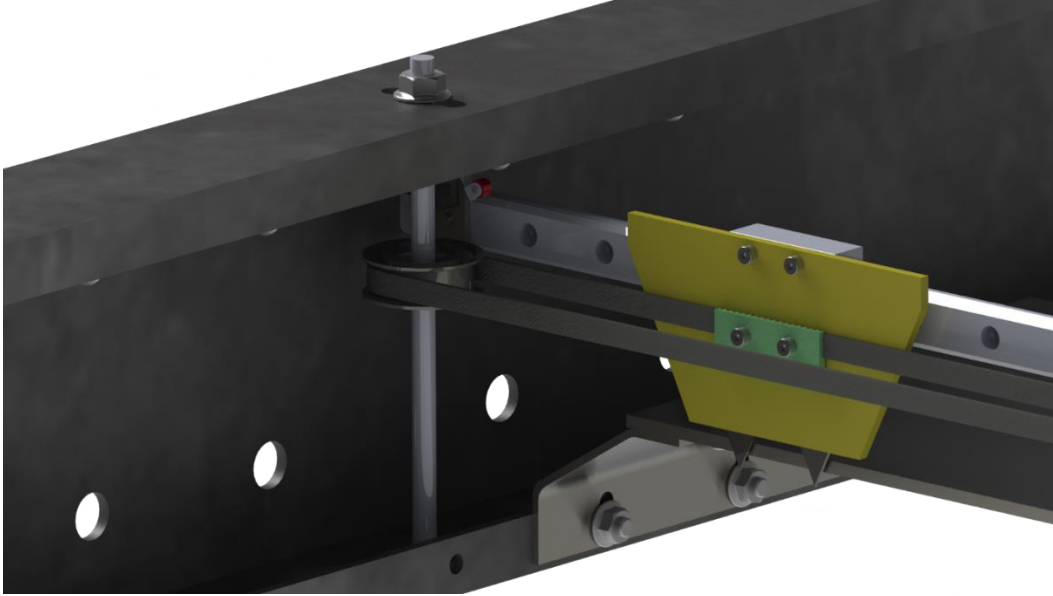
### 5.3.2. Transmisión

Para el sistema de transmisión entre el motor eléctrico y el porta cúter se optó por el kit de polea y correa GT2<sup>12</sup>, de dos milímetros de paso, con una polea de veinte dientes y calibre de cinco milímetros y una correa de seis milímetros de ancho. Además, se utiliza como polea tensora el modelo FYAFDF11-25<sup>13</sup>, una polea lisa que lleva incorporado un rodamiento para que la misma gire libremente sobre un eje. La polea tensora va montada sobre una varilla roscada en sus extremos, la cual se ajusta, a través de ranuras en el bastidor, en una posición tal que garantice la tensión correcta de la correa.

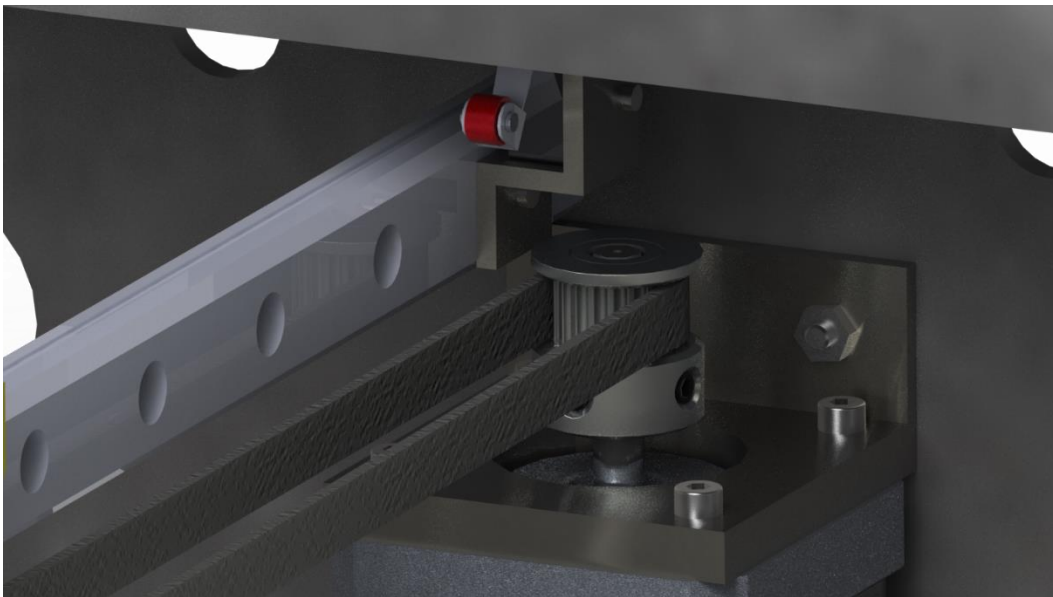
<sup>11</sup> Ver anexo 9.15 Hoja de datos sistema de carro y guía Schaeffler GF12

<sup>12</sup> Ver anexo 9.13 Hoja de datos polea y correa dentada GT2.

<sup>13</sup> Ver anexo 9.14 Hoja de datos polea tensora FYAFDF11-25.



*Figura 5.24 Polea tensora. Se puede observar la varilla que funciona como eje y la ranura en el bastidor que permite su regulación*



*Figura 5.25 Polea y correa dentadas. (En el render no es posible visualizar las ranuras de la correa)*

Por el hecho de no encontrar contenido suficiente sobre los requerimientos mecánicos necesarios para efectuar el corte sobre el papel, los componentes utilizados para el sistema de transmisión y desplazamiento de la guillotina, fueron elegidos luego de analizar los dispositivos de la sección 4.2.2. Estos mecanismos utilizan componentes similares en cuanto a material, propiedades mecánicas y dimensiones.



### 5.3.3. Planos

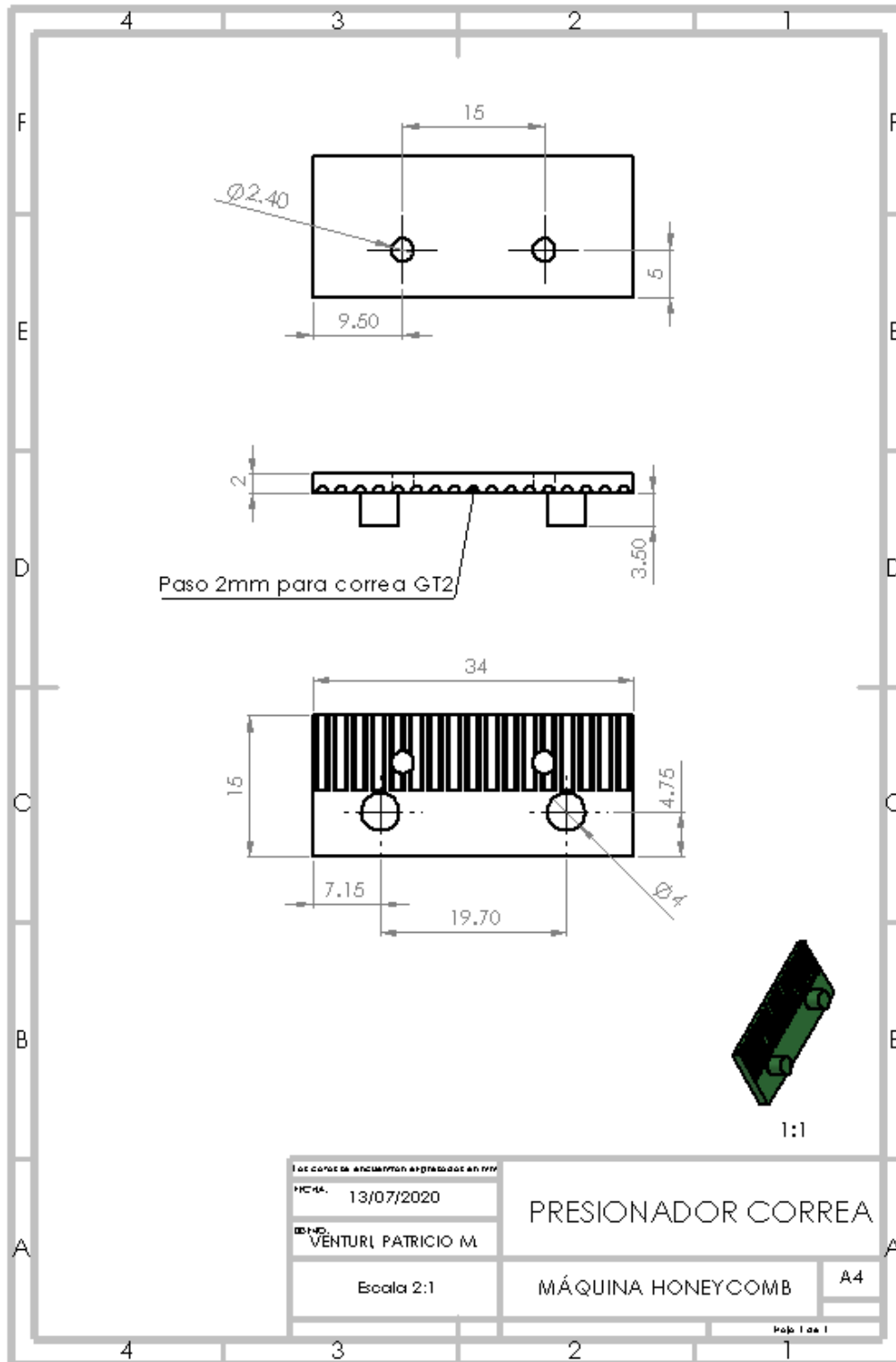


Figura 5.26 Plano Presionador Correa

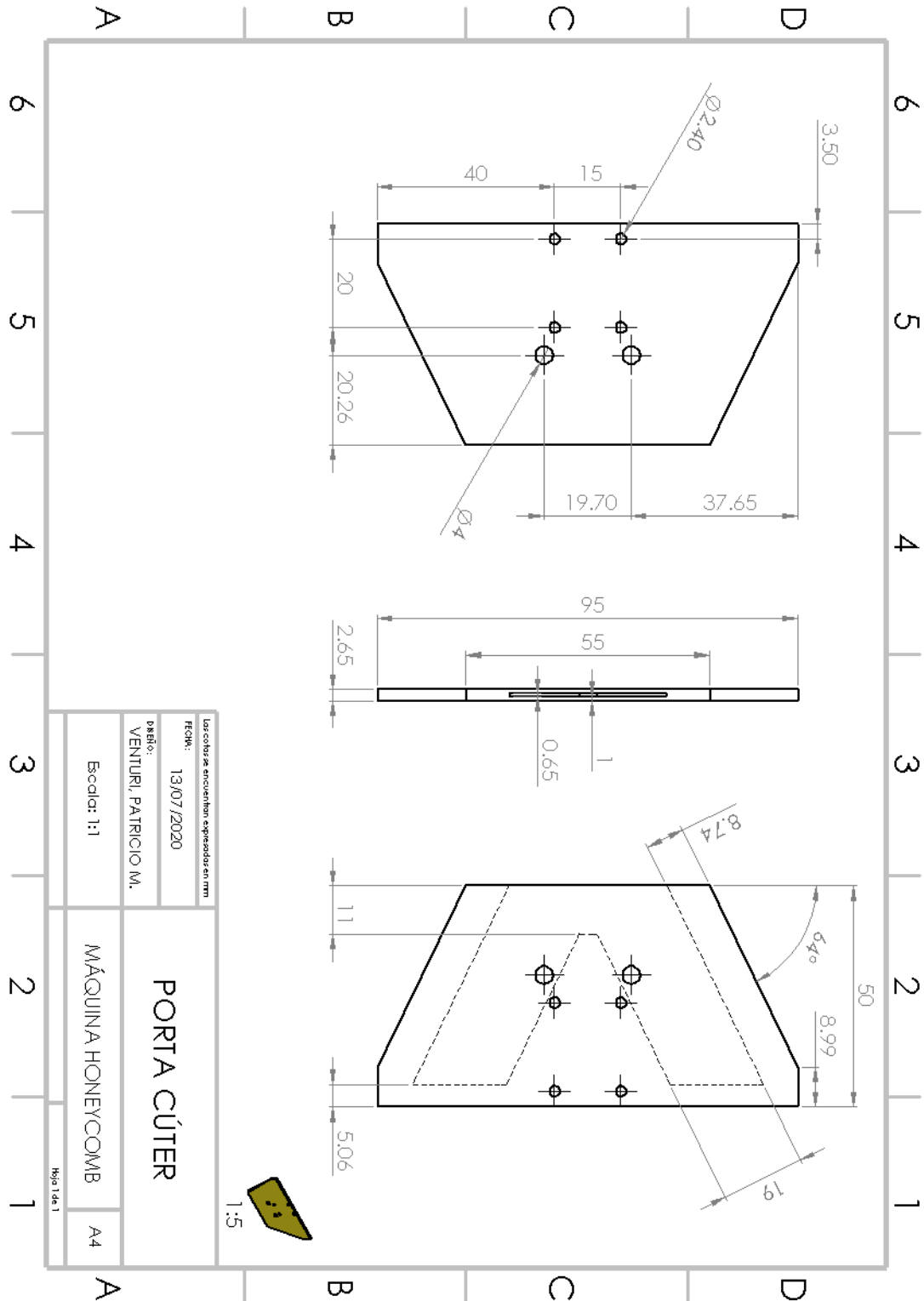
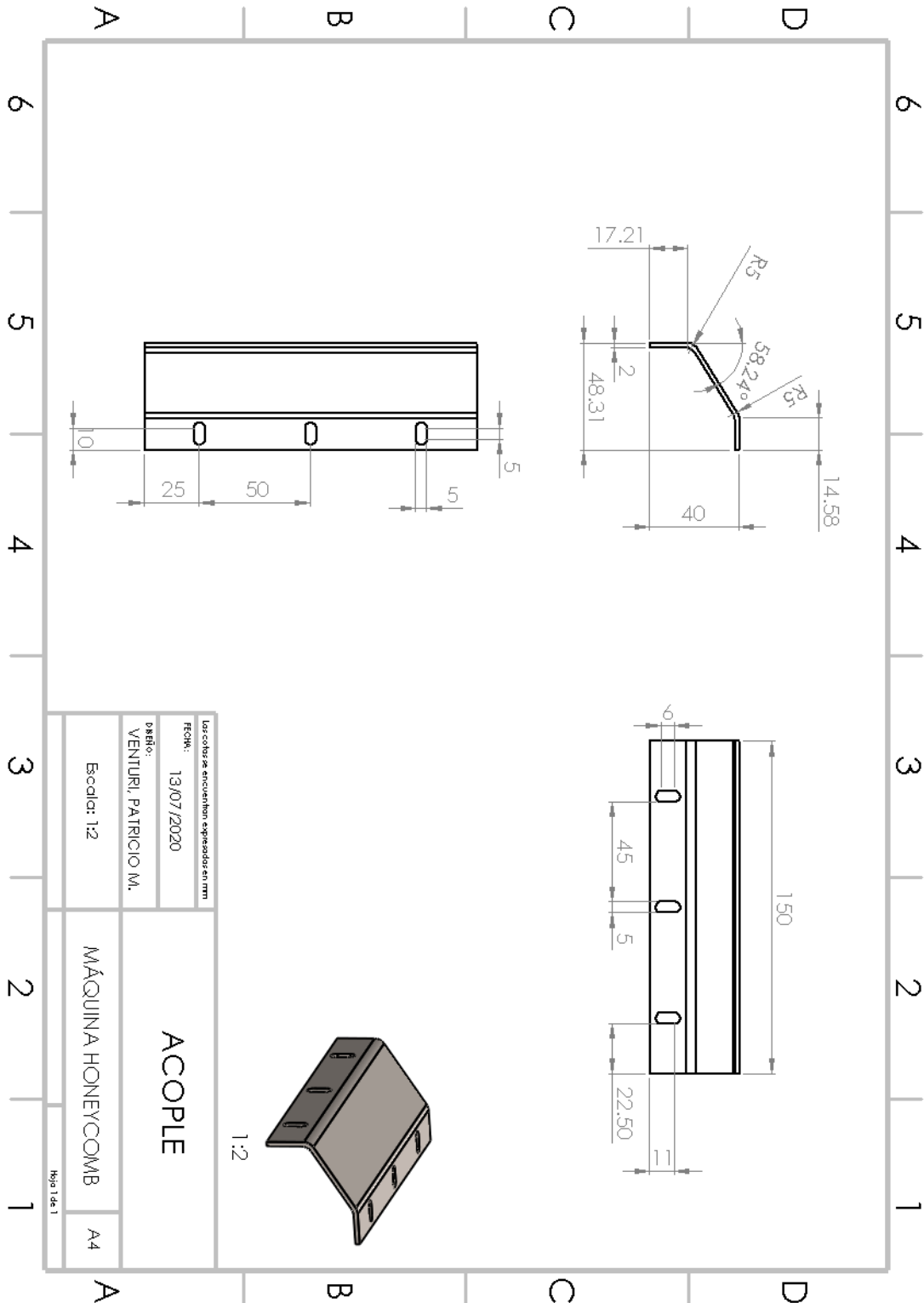


Figura 5.27 Plano Porta Cúter



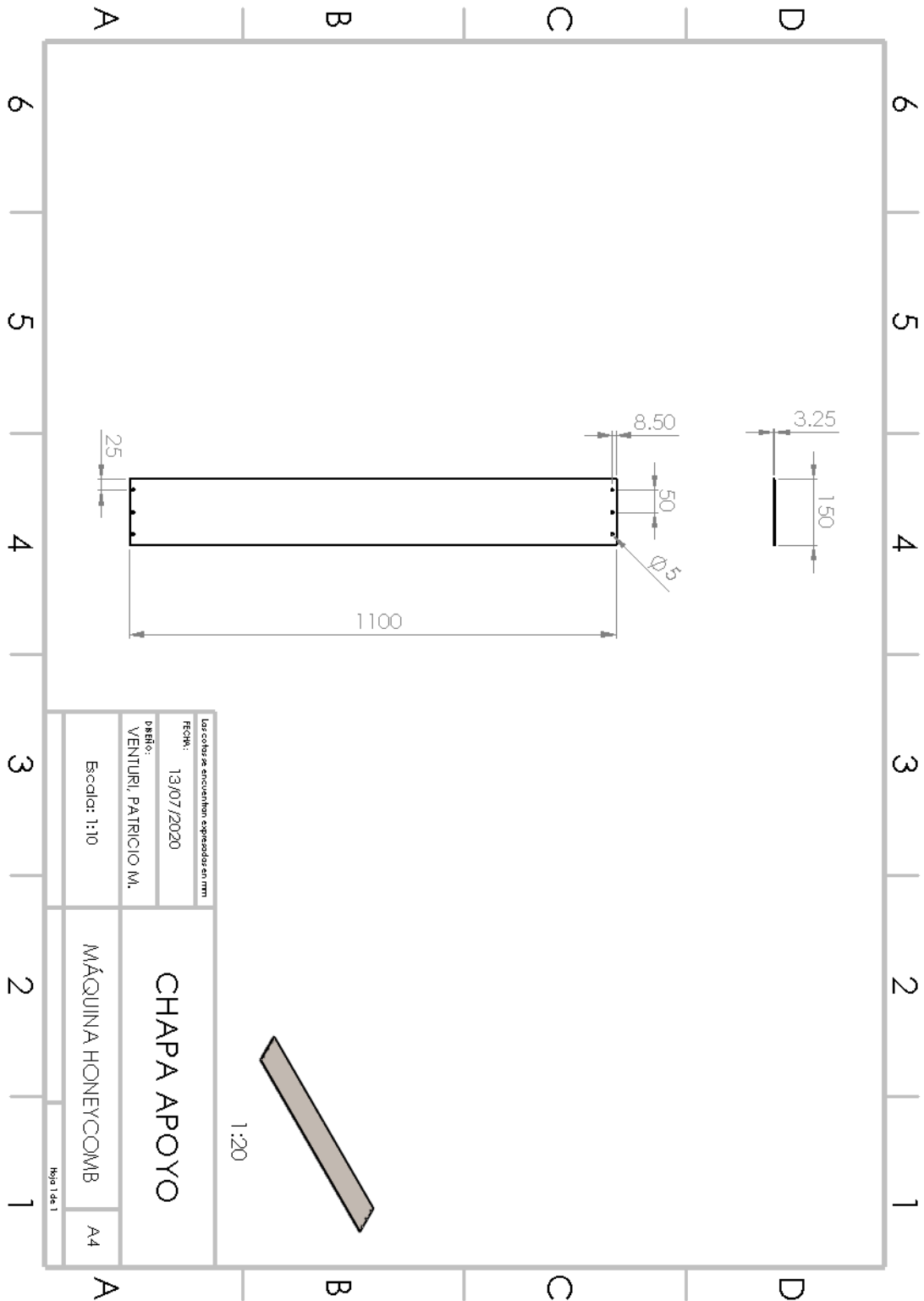


Figura 5.29 Plano Chapa Apoyo



## 5.4. Sistema de Traslación

El sistema de traslación tiene como propósito trasladar el papel desde la bobina, a través de la guillotina hasta el proceso de encolado. Se trata de un conjunto de dos barras, cada una conectada, en un extremo, a un motor eléctrico, que les proporciona el torque necesario para arrastrar el papel, y del otro, a rodamientos autocentrantes que le otorgan soporte y libertad de giro.

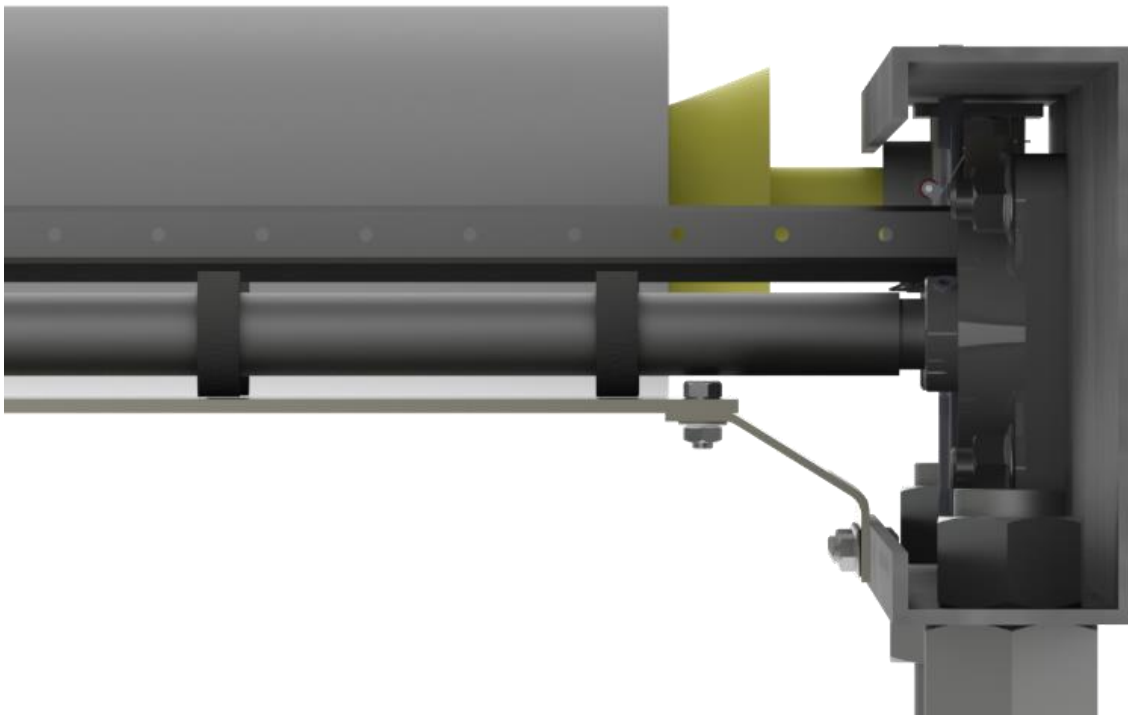


*Figura 5.30 Sistema de traslación montado sobre el bastidor*

Montados sobre las barras se encuentran los rodillos de tracción o rodillos tractores (ver sección 4.6). Estos rodillos son los responsables de transmitir el torque de los motores hacia el papel en la forma de una fuerza de rozamiento tangencial a su plano de apoyo, que será denominada fuerza de arrastre  $F_a$ . Esta fuerza, es la que tracciona la lámina de papel que se encuentra enrollada en la bobina, abasteciendo de papel a los distintos procesos (ver Figura 5.33). El conjunto de barra y rodillos recibe el nombre de barra tractora y se ilustra en la Figura 5.31.

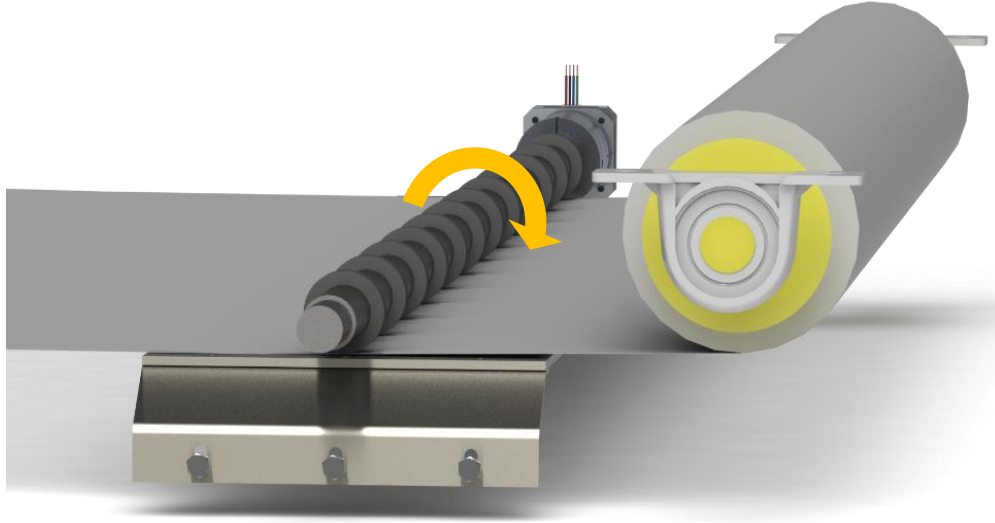


*Figura 5.31 Sistema de traslación*



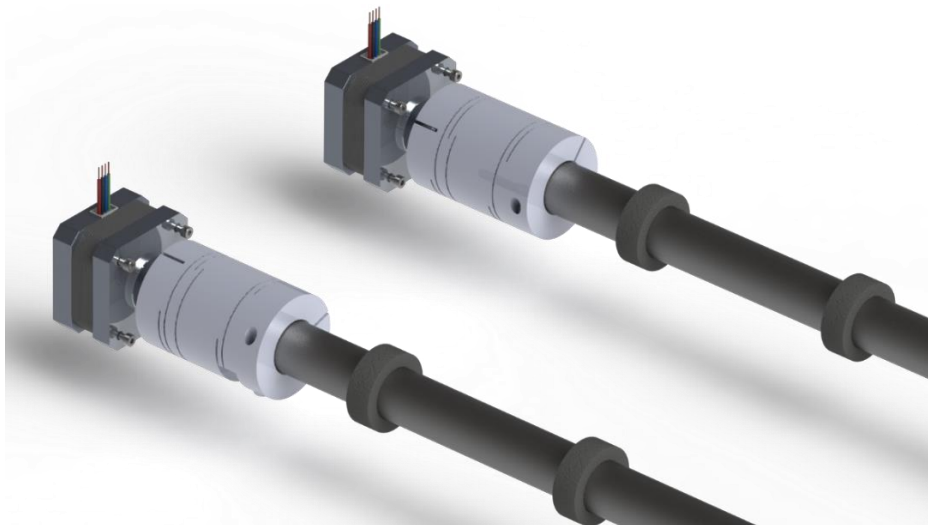
*Figura 5.32 Vista en detalle de la barra tractora*





*Figura 5.33 Sistema de traslación arrastrando lámina de papel*

Para la unión entre la barra y el motor se utiliza un acople modelo “RCL A 40C 10-20”<sup>14</sup>, el cual permite acoplar un eje de 10[mm] de diámetro a otro de 20[mm]. Mediante un tornillo se regula la presión que el acople ejerce sobre la barra, ya que, al girarlo en sentido horario, se reduce el diámetro del orificio. Además, un casquillo de reducción N°275.20<sup>15</sup> se utiliza para vincular el eje del motor cuyo diámetro es de 5[mm] al orificio de 10[mm] del acople. Esto se puede apreciar en la Figura 5.35.



*Figura 5.34 Unión de los motores con las barras tractoras*

<sup>14</sup> Ver Anexo 9.7 Hoja de datos acople Reliance Reli-a-Flex RCL A 40C 10-20.

<sup>15</sup> Ver Anexo 9.8 Hoja de datos casquillo de reducción 257.20.

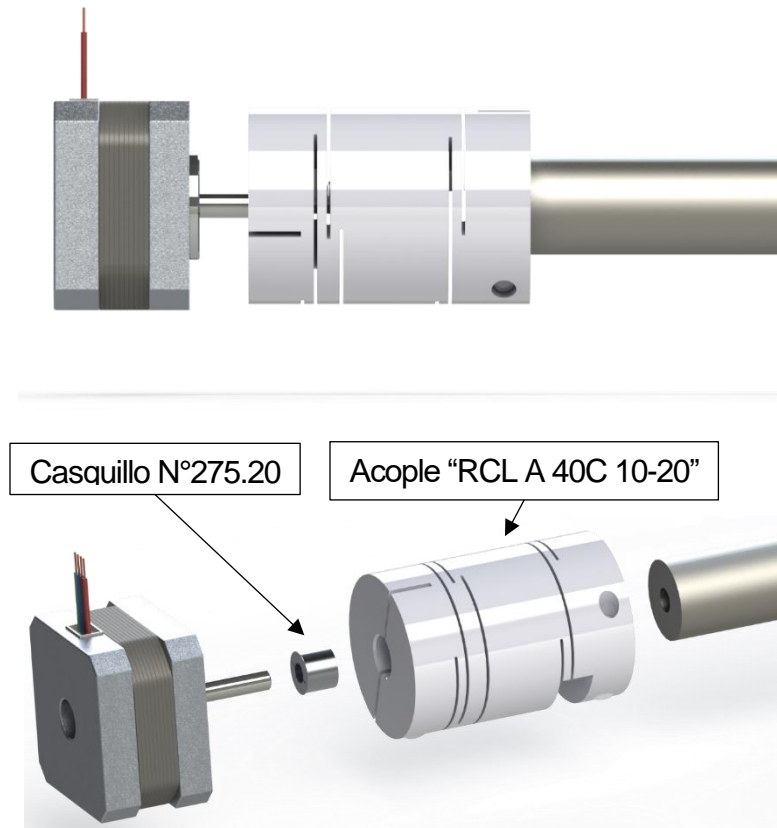


Figura 5.35 Arriba, vista lateral del conjunto motor, casquillo, acople y barra. Abajo, vista explosionada del conjunto

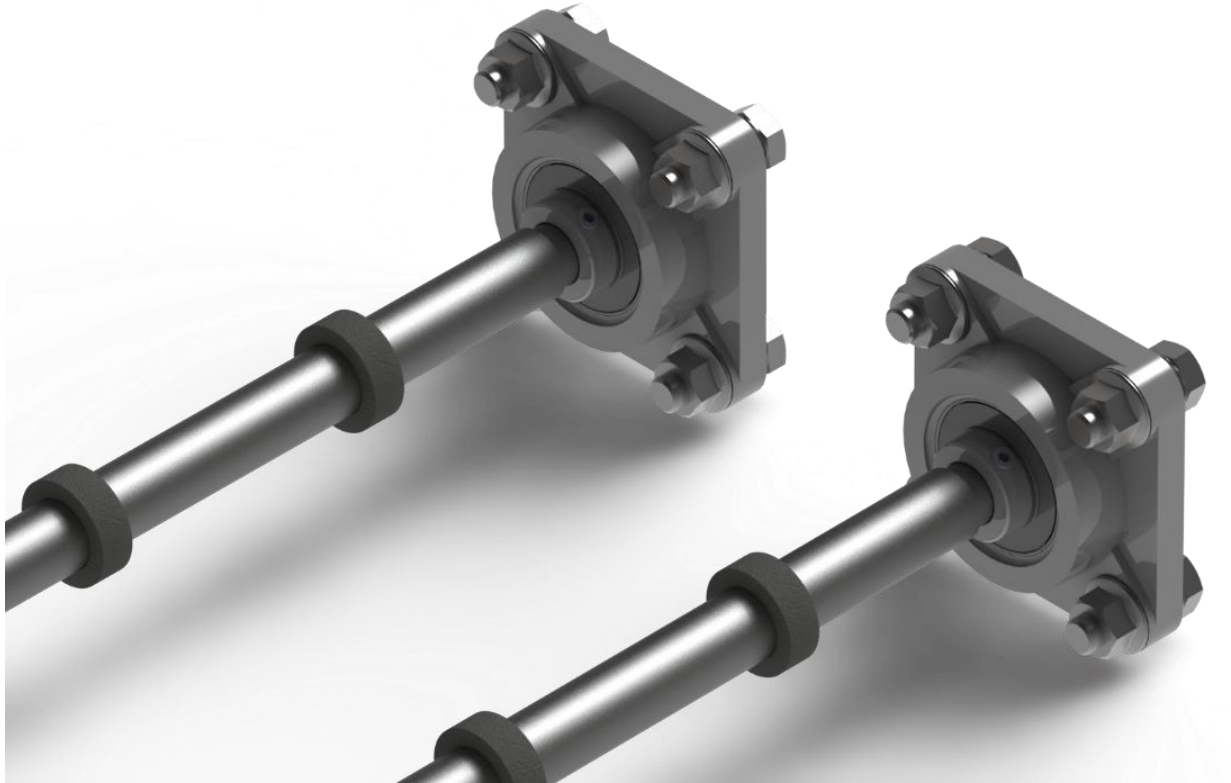
#### 5.4.1. Cálculo de los rodamientos

Siguiendo el razonamiento anteriormente utilizado para calcular los rodamientos del sistema de abastecimiento (ver sección 5.2), es posible afirmar que el peso de la barra tractora, genera una reacción en el rodamiento autocentrante que equivale a la mitad de dicho peso. La masa de la barra, cuyo cálculo será abordado en detalle en la siguiente sección, es de  $2,95[kg]$ , esto produce una carga de  $28,94[N]$  y así, la reacción en cada rodamiento tendrá un valor de  $14,47[N]$ .

De esta manera, los rodamientos autocentrantes elegidos para el sistema de traslación del papel son los "UCF 203", con armadura de fundición, rodamiento radial de bolas y doble tornillo de fijación. Con una capacidad de carga dinámica de  $12,80[kN]$  y una capacidad de carga



estática de  $6,60[kN]$ <sup>16</sup>, estos se verifican bajo la situación de carga en los que se encuentran solicitados.



*Figura 5.36 Barras tractoras montadas sobre rodamientos autocentrantes UCF 203*

### **5.4.2. Cálculo de los motores**

Los motores deben ser capaz de entregar el torque necesario para que la barra tractora pueda traccionar el papel proveniente de la bobina y mantener una velocidad angular que corresponda a la capacidad productiva, la cual se traduce a una velocidad de traslación de papel de  $6[m/min]$ . Asumiendo que no hay velocidad relativa entre los rodillos tractores y el papel, debido al alto coeficiente de rozamiento que existe entre ambos, se puede obtener una relación entre la velocidad de desplazamiento del papel y la velocidad angular de los rodillos.

---

<sup>16</sup> Ver Anexo 9.6 Hoja de datos rodamiento autocentrante UCF 203.



## Traslación del papel y giro de los rodillos tractores

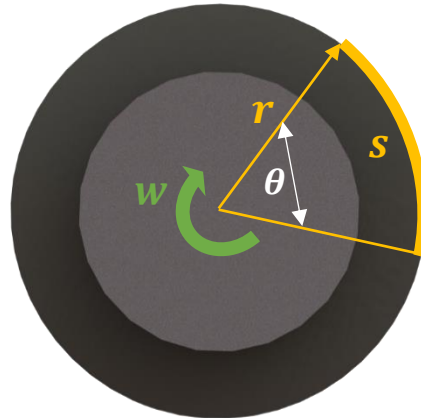


Figura 5.37

Para un desplazamiento  $x$  del papel, los rodillos habrán realizado un ángulo de giro  $\theta$ , describiendo un arco de circunferencia  $s$ , de igual longitud que  $x$ , alrededor de su radio  $r$  (ver Figura 5.37). Se obtiene la siguiente igualdad:

$$s = r \cdot \theta$$

Dividiendo todo por  $r$ :

$$\frac{s}{r} = \theta$$

Sabiendo que  $s = x$ , se reemplaza en la ecuación anterior y se obtiene el ángulo de giro que realiza el rodillo cuando el papel se desplaza una cantidad  $x$ :

$$\theta = \frac{x}{r}$$

La velocidad angular  $w$  de un cuerpo es la relación entre el cambio en su rotación  $\Delta\theta$  y el tiempo  $\Delta t$  que le toma realizar dicho giro, esto es:

$$w = \frac{\Delta\theta}{\Delta t}$$

En base a la última ecuación para  $\theta$  podemos escribir la última ecuación de la siguiente manera:

$$w = \frac{\Delta x}{\Delta t \cdot r}$$



Donde  $\Delta x/\Delta t$  es la velocidad de traslación del papel, además, es la capacidad productiva establecida en  $6[m/min]$ . Haciendo un cambio de unidades:

$$\frac{\Delta x}{\Delta t} = \frac{6[m]}{[min]} \frac{1[min]}{60[seg]}$$

$$\frac{\Delta x}{\Delta t} = \frac{6[m]}{60[seg]}$$

$$\frac{\Delta x}{\Delta t} = 0,10 \left[ \frac{m}{seg} \right] (\text{capacidad productiva en } m/seg)$$

Ahora es posible determinar la velocidad angular de la barra tractora:

$$w_{barra} = \frac{\Delta x}{\Delta t \cdot r}$$

Donde  $r$  es el radio de los rodillos tractores, cuya longitud es de  $15[mm]$ , es decir,  $0,015[m]$ .

$$w_{barra} = \frac{0,10[m]}{0,015[m \cdot seg]}$$

$$w_{barra} = 6,67 \left[ \frac{rad}{seg} \right]$$

Haciendo un cambio de unidades de  $[rad/seg]$  a  $[rpm]$ :

$$w_{barra} = \frac{6,67 [rad]}{[seg]} \frac{1[rev]}{2\pi[rad]} \frac{60[seg]}{[min]}$$

$$w_{barra} = 63,70[rpm]$$

### **Torque motor e inercia de las cargas**

Los motores se vinculan al rollo de papel al momento en que este se introduce entre la superficie de apoyo y los rodillos. Una vez que el papel se encuentre bajo la presión de los rodillos tractores, el giro del motor provocará la fuerza de tracción sobre la lámina de papel, y este comenzará a girar siempre y cuando el torque del motor sea lo suficientemente fuerte.

En el momento en que el motor gire, tanto la barra tractora como el rollo presentaran una resistencia a romper su estado de reposo que se manifestará como un torque opuesto al del



motor (ver Figura 5.39). Esta propiedad mecánica corresponde a la inercia rotacional  $I$ , la cual se define como la dificultad que presenta un cuerpo en cambiar su velocidad de rotación  $\omega$  alrededor de un eje. La inercia es proporcional a la masa y a la distribución de esta respecto al eje de rotación. A medida que la masa se distribuye en un punto más alejado al eje, se hace más difícil poder ejercer un cambio en la velocidad de rotación de dicho cuerpo.

El torque  $\tau$  por otro lado es la capacidad que tiene una fuerza para generar una aceleración angular en un objeto. En el caso de un motor eléctrico, el torque lo entrega en el eje del mismo, de modo que, al acoplar una carga, esta experimentará una aceleración proporcional a aquella que el motor genera en su propio eje.

La magnitud del torque  $\tau$  producido por una fuerza  $F$  es:

$$\tau = F \cdot d$$

Donde  $d$  se define como la máxima longitud perpendicular entre la línea de acción de la fuerza y el eje de rotación, también llamado brazo de momento.

Empleando la segunda ley de Newton para este sistema, la cual expresa que, para romper el equilibrio de un cuerpo, es decir, producir un cambio en su velocidad, se requiere de una fuerza externa cuya magnitud será proporcional a la masa y aceleración en dicho cuerpo. Se obtiene la siguiente relación:

$$F = m \cdot a$$

Si aplicamos este principio para una masa en el extremo de un eje en movimiento:

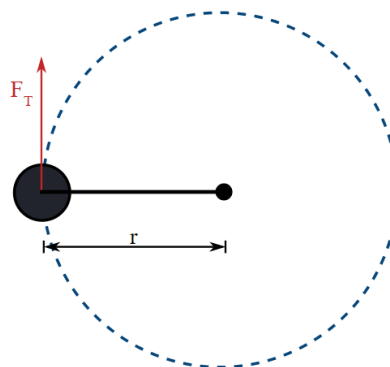


Figura 5.38 Un objeto que rota debido a una fuerza tangencial



La fuerza  $F_t$  produce en la masa una aceleración tangencial  $a_t$  y la segunda ley de Newton se escribe:

$$F_t = m \cdot a_t$$

La aceleración tangencial es equivalente al producto del radio de giro por la aceleración angular, reemplazando en la ecuación anterior:

$$F_t = m \cdot (\alpha \cdot r)$$

Multiplicando todo por el radio de giro, se obtiene lo siguiente:

$$F_t \cdot r = m \cdot (\alpha \cdot r) \cdot r$$

$$F_t \cdot r = m \cdot r^2 \cdot \alpha$$

Se puede observar que  $r$  es la mínima distancia perpendicular entre el eje de rotación y la fuerza  $F_t$ , esto es,  $r = d$ . Además, el producto  $m \cdot r^2$  es el momento de inercia de la masa, por lo que la ecuación anterior se puede escribir como:

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

Se puede decir entonces que, en la segunda ley de Newton para un cuerpo en movimiento rotacional, el torque toma el lugar de la fuerza y el momento de inercia toma el lugar de la masa. Esta ecuación indica que el torque necesario para imprimir una aceleración angular y generar la rotación de un cuerpo es directamente proporcional al momento de inercia de ese cuerpo.

En la siguiente figura se observa el torque entregado por el motor y los torques en sentido opuesto, que representan la resistencia al giro, de la barra y el rollo de papel.

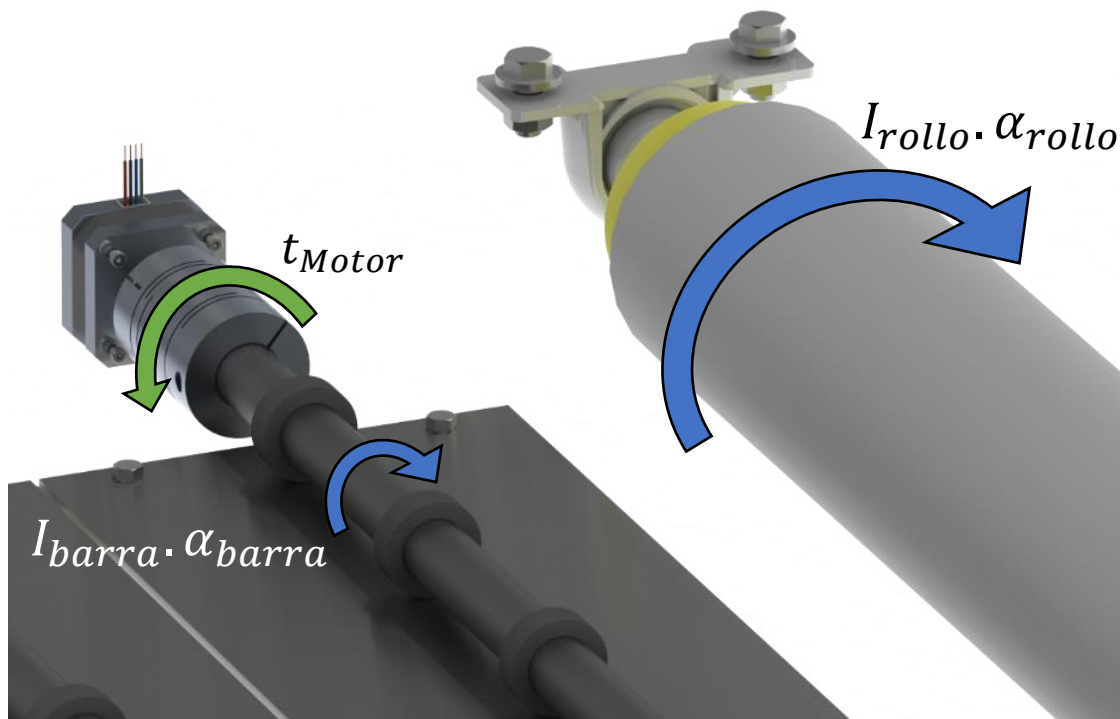


Figura 5.39 Torque motor e inercias opuestas

Analizando la Figura 5.39, podemos escribir la siguiente ecuación:

$$\tau_M = I_b \cdot \alpha_b + I_r \cdot \alpha_r$$

Se puede encontrar una relación entre las aceleraciones angulares teniendo en cuenta lo siguiente (ver Figura 5.40):

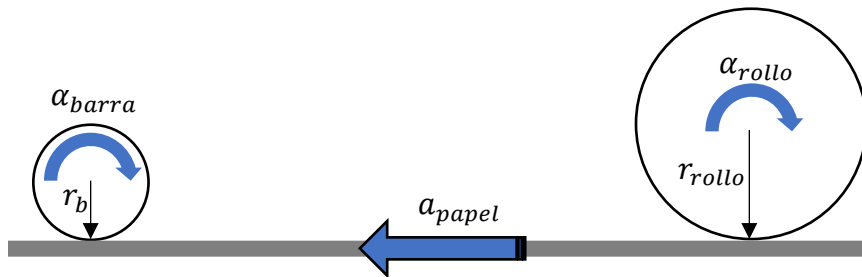


Figura 5.40 Relación entre aceleración angular de la barra y rollo de papel y la aceleración lineal de traslación del papel

Durante el inicio del movimiento, cuando el motor sale del reposo y comience la acción de giro, este acelerará el sistema hasta alcanzar la velocidad crucero de traslación del papel. Durante este momento se cumplirá la siguiente relación.

$$a_{papel} = \alpha_{barra} \cdot r_{barra} = \alpha_{rollo} r_{rollo}$$





Esto sucede desde el instante en que el papel comienza a ser traccionado por los rodillos tractores, a partir de este momento, la barra tractora y el rollo de papel quedan vinculados formando un sistema mecánico que satisface la ecuación anteriormente enunciada.

$$\alpha_b \cdot r_b = \alpha_r \cdot r_r$$

Dejando la aceleración del rollo en función de  $\alpha_b$ :

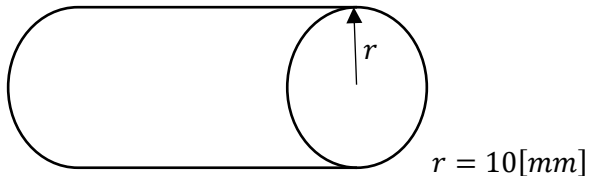
$$\alpha_r = \alpha_b \cdot \frac{r_b}{r_r} \left[ \text{rad}/\text{seg}^2 \right]$$

Reemplazando esta igualdad en la ecuación anteriormente enunciada del torque motor:

$$\tau_M = I_b \cdot \alpha_b + I_r \cdot \alpha_b \cdot \frac{r_b}{r_r}$$

Donde los momentos de inercia respecto al eje axial son:

- Para la barra tractora,  $I_b = \frac{1}{2} m_{barras} r^2$



La barra está compuesta de acero AISI SAE 1020<sup>17</sup>, de una densidad  $\rho$  de  $7,87 \text{ [g/cm}^3\text{]}$ . Con los datos geométricos provistos por el software de diseño asistido (CAD) (ver Figura 5.41), es posible calcular su masa.

$$m = \rho \cdot v$$

$$m = 7,87 \left[ \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} \right] \cdot 374.393,81 [\text{mm}^3]$$

Haciendo el cambio de unidades correspondiente:

$$7,87 \left[ \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} \right] \frac{1[\text{kg}]}{1000[\text{g}]} \frac{(100[\text{cm}])^3}{(1[\text{m}])^3} = 7.870 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

$$374.393,81 [\text{mm}^3] \frac{(1[\text{m}])^3}{(1000[\text{mm}])^3} = 374,39381 \times 10^{-6} [\text{m}^3]$$

<sup>17</sup> Ver Anexo 9.10 Propiedades del acero SAE 1020.



$$m = 7.870 \left[ \frac{kg}{m^3} \right] \cdot 374,39381 \times 10^{-6} [m^3]$$

$$m = 2,95 [kg]$$

Reemplazando este valor en la fórmula del momento de inercia:

$$I_b = \frac{1}{2} \cdot 2,95 [kg] \cdot 0,010 [m]^2$$

$$I_b = 147,5 \cdot 10^{-6} [kg \cdot m^2]$$

Como se observa en la Figura 5.41, los valores de la masa y la inercia calculadas se aproximan en gran medida a los datos arrojados por el CAD.

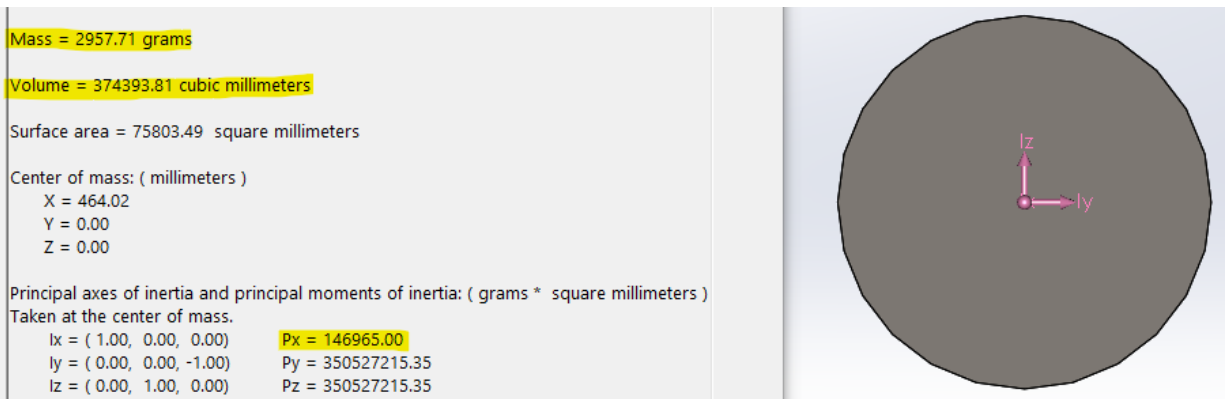


Figura 5.41 Propiedades mecánicas y geométricas barra tractora

- Para el rollo de papel,  $I_r = \frac{1}{2} m_{\text{rollo}} (r_{\text{interior}}^2 + r_{\text{exterior}}^2)$



$$r_e = 44 [mm], r_i = 25,4 [mm]$$

$$I_r = \frac{1}{2} \cdot 6 [kg] \cdot (0,0254 [m]^2 + 0,044 [m]^2)$$

$$I_r = 7743,48 \cdot 10^{-6} [kg \cdot m^2]$$



## Control de Arranque

Es necesario que la fuerza de tracción actúe de manera progresiva sobre el papel y no de forma instantánea, esto evita que se produzcan picos de tensión sobre el papel pudiendo ocasionar la rotura del mismo. Para esto se propone utilizar un arranque en forma de rampa, donde la velocidad del sistema que parte del reposo llega a su máximo en un lapso de tiempo definido.

Se definió un intervalo de tiempo de  $0,5[seg]$  para que el sistema sea capaz de alcanzar el régimen permanente de  $6 [m/min]$ .

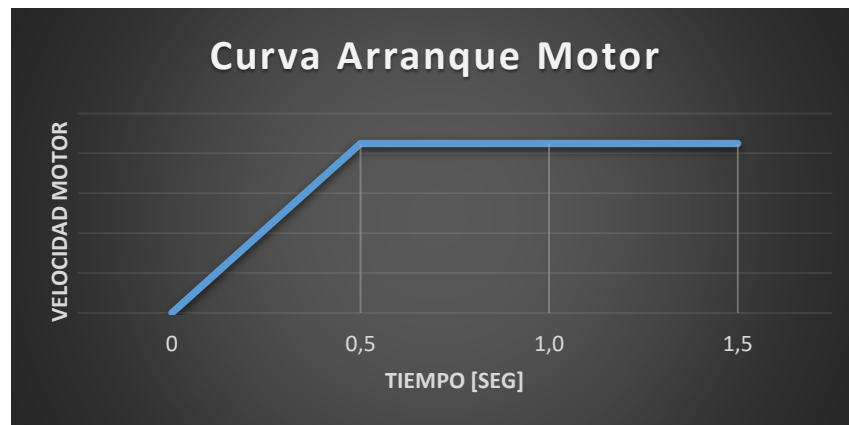


Figura 5.42 Curva de arranque del motor eléctrico

A través de la ecuación de cinemática rotacional para la velocidad final, se puede calcular la aceleración angular necesaria para que la barra tractora pueda alcanzar, en medio segundo, la velocidad angular final de  $6,67(rad/seg)$ , esto es:

$$w_{b,final} = w_{b,inicial} + \alpha_b \cdot t$$

Si el sistema parte del reposo, esto significa  $w_{b,i} = 0[rad/seg]$ , entonces despejando la aceleración angular:

$$\alpha_b = \frac{w_{b,f}}{t}$$
$$\alpha_b = \frac{6,67 \left[ \frac{rad}{seg} \right]}{0,50[seg]}$$



$$\alpha_b = 13,34 \left[ \frac{rad}{seg^2} \right]$$

### **Cargas debidas al rozamiento**

Además de vencer el estado de reposo de la barra y el rollo de papel, los motores encontrarán otra resistencia al movimiento proveniente del rozamiento generado entre el papel y la superficie de apoyo, y el rozamiento que se produce en los rodamientos autocentrantes.

Cuando el papel es introducido entre los rodillos tractores y la superficie de apoyo, los rodillos ejercen una presión sobre el papel, necesaria para generar la fuerza de arrastre que desplaza el papel a través de esta superficie.

La fuerza de arrastre es entonces la fuerza de rozamiento que ejercen los rodillos tractores sobre el papel y, según el principio de rozamiento, ésta es proporcional a la presión generada por los rodillos tractores sobre el papel y el coeficiente de rozamiento entre estos.

Esta fuerza es la que transforma el torque del motor en una fuerza de tracción sobre la lámina de papel proveniente de la bobina, haciendo que esta gire y descargue el papel requerido.

Por otro lado, los rodamientos autocentrantes que soportan al rollo de papel también ejercen un torque contrario denominado par de arranque. Este torque es el que se necesita para vencer las fuerzas de rozamiento que se generan en el interior del rodamiento.

Esto significa que la presión que ejercen los rodillos debe ser tal que se produzca una fuerza de arrastre capaz de vencer la resistencia del rollo de papel y el par de arranque presente en los rodamientos.

Para conocer el valor de la fuerza de compresión necesaria se plantea lo siguiente:

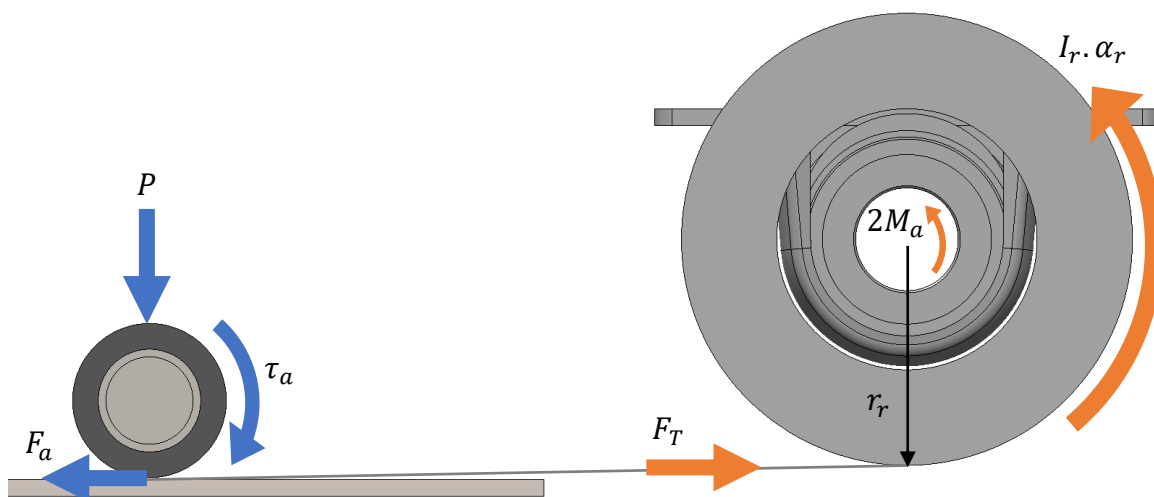


Figura 5.43

Sea  $\tau_a$ , el torque resultante en la barra tractora y  $P$  la fuerza de compresión, en el momento en que el papel sea introducido entre los rodillos y la superficie de apoyo, surgirá la fuerza de arrastre  $F_a$ , originando una reacción  $F_T$  por parte del rollo de igual magnitud, dirección, pero de sentido opuesto. Esta fuerza contraria responde a la resistencia que presenta el rollo a romper el reposo, como se vio anteriormente, equivalente al producto  $I_r \cdot \alpha_r$  y al par de arranque  $M_a$  necesario para comenzar a girar los rodamientos autocentrantes. En este caso es un conjunto de dos rodamientos por lo tanto se duplica el torque a vencer.

A través de la fórmula de la fuerza de rozamiento, podemos plantear la fuerza de arrastre de la siguiente manera:

$$F_a = \mu_{c,p} \cdot P$$

Además, la fuerza de tracción es tangencial al rollo y el torque que genera es el necesario para romper su estado de reposo y producir el par de arranque de los rodamientos, esto es:

$$F_T \cdot r_r = I_r \cdot \alpha_r + 2M_a$$

Despejando,

$$F_T = \frac{I_r \cdot \alpha_r + 2M_a}{r_r}$$



Entonces, si se desea conocer la fuerza de compresión necesaria para producir el arrastre del papel, se plantea primero la situación estática, donde el arrastre iguala a la fuerza de tracción, obteniendo así el valor mínimo de esta fuerza. Si este valor mínimo es superado, la fuerza de arrastre generaría un momento superior al torque opuesto, induciendo el movimiento y al estado dinámico del sistema, el papel comenzaría a desplazarse. Esto es:

$$F_a > F_T$$
$$\mu_{c,p} \cdot P > \frac{I_r \cdot \alpha_r + 2M_a}{r_r}$$

Despejando la fuerza de compresión:

$$P > \frac{I_r \cdot \alpha_r + 2M_a}{r_r \cdot \mu_{c,p}}$$

Como se vio anteriormente,  $\alpha_r = \alpha_b \cdot (r_b/r_r)$ , donde  $\alpha_b = 13,34[\text{rad}/\text{s}^2]$ . Por otro lado, el coeficiente de rozamiento del caucho sobre papel varía entre 1,7 y  $2^{18}$  y, como la fuerza de compresión es inversamente proporcional al coeficiente de rozamiento, se toma el menor, dimensionando así para el caso más desfavorable. El valor del momento de inercia para el rollo de papel fue calculado anteriormente.

Para calcular el par de arranque  $M_a$ , se recurrió a un catálogo de la empresa SKF, de nombre "Rodamientos"<sup>19</sup>, en el cual se encuentran las ecuaciones que serán enunciadas a continuación. Todo el estudio se llevó a cabo para un "rodamiento de una hilera de bolas de contacto angular"<sup>20</sup>, que corresponde al tipo de rodamiento como es el USPP 204 que sostiene el rollo de papel. El par de arranque se obtiene a través de la siguiente ecuación:

$$M_a = M_{sl} + M_{seal}$$

Donde  $M_{sl}$  es el momento de fricción deslizante:

---

<sup>18</sup> William H. Barton. Lexmark International, Inc. (1997). EE.UU. Patente N° 5932313. U.S. Patent and Trademark Office.

<sup>19</sup> Ver página 97, capítulo "Fricción", catálogo "Rodamientos", SKF.

<sup>20</sup> Ver Anexo 9.5 Hoja de datos rodamiento autocentrante USPP 204, sección "rodamiento de inserción US 204".



$$M_{sl} = G_{sl} \cdot \mu_{sl} [N \cdot mm]$$

Donde

$$G_{sl} = S_1 \cdot d_m^{0,26} \left[ (F_r + F_g)^{\frac{4}{3}} + S_a F_a^{\frac{4}{3}} \right]$$

Por tabla para el rodamiento USPP 204:

$$S_1 = 1,3 \cdot 10^{-2}$$

$$S_2 = 0,68$$

$$S_3 = 1,91 \cdot 10^{-12}$$

$F_r$ : carga radial = 29,43[N] (obtenido en la sección 5.2)

$F_a$ : carga axial = 0[N]

$$F_g = S_3 \cdot d_m^4 \cdot n^2$$

Dónde  $d_m$  es el diámetro medio del rodamiento, es decir:  $d_m = 0,5(d + D)$ . En este caso tenemos  $d_m = 0,5(20 + 47)[mm] = 33,50[mm]$ .

Si la barra gira a 63,70[rpm], que corresponde a la capacidad productiva establecida, se puede determinar la velocidad angular del rollo mediante la siguiente relación:  $n_r = n_b(r_b/r_r) = 63,70[rpm](0,015[m]/0,044[m]) = 21,70[rpm]$ .

Por lo tanto:

$$F_g = 1,91 \cdot 10^{-12} \cdot 33,50^4 \cdot 21,70^2 = 1,13 \cdot 10^{-3}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación de  $G_{sl}$ :

$$G_{sl} = 1,3 \cdot 10^{-2} \cdot 33,50^{0,26} \cdot (29,93 + 1,13 \cdot 10^{-3})^{\frac{4}{3}}$$

$$G_{sl} = 3$$

El coeficiente  $\mu_{sl}$  es el coeficiente de fricción deslizante, se determina de la siguiente manera:

$$\mu_{sl} = \phi_{bl} \cdot \mu_{bl} + (1 - \phi_{bl}) \mu_{EHL}$$

Donde  $\phi_{bl}$  es el factor de ponderación para el coeficiente de fricción por deslizamiento:



$$\phi_{bl} = \frac{1}{e^{2,6 \cdot 10^{-8} (n \cdot v)^{1,4} \cdot d_m}}$$

$v$  es la viscosidad de funcionamiento real del aceite. Los rodamientos de inserción se lubrican con grasa mineral GFM, con una viscosidad de  $113 [mm^2/s]$ , tomado para  $40^{21}$ . Ver figura

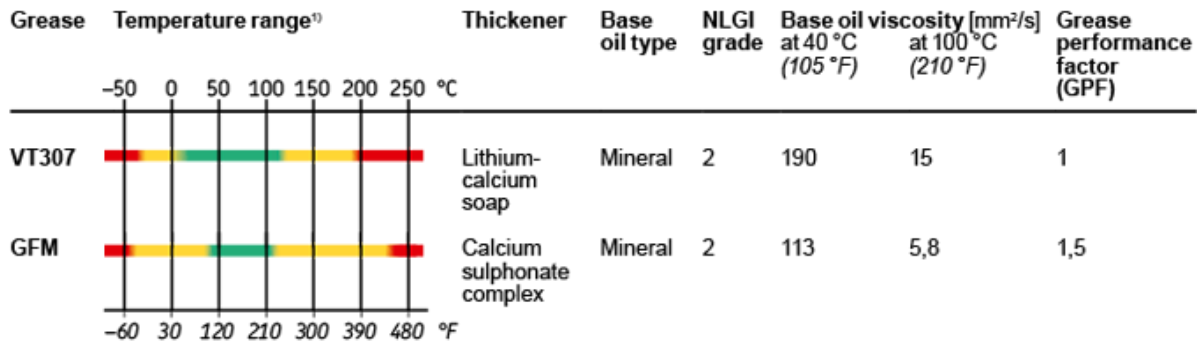


Figura 5.44 Viscosidad del lubricante GFM

Esto es,

$$\phi_{bl} = \frac{1}{e^{2,6 \cdot 10^{-8} (21,70 \cdot 113)^{1,4} \cdot 33,50}}$$

$$\phi_{bl} = 0,95$$

Para aceite mineral,  $\mu_{EHL} = 0,05$ . Además  $\mu_{bl}$  es un coeficiente que depende de los aditivos del lubricante, generalmente  $\mu_{bl} = 0,15$ .

Reemplazando estos valores en el coeficiente de fricción deslizante:

$$\mu_{sl} = 0,95 \cdot 0,15 + (1 - 0,95) \cdot 0,05$$

$$\mu_{sl} = 0,145$$

Reemplazando  $G_{sl} = 3$  y  $\mu_{sl} = 0,145$  en la ecuación del momento de fricción deslizante:

$$M_{sl} = G_{sl} \cdot \mu_{sl}$$

$$M_{sl} = 3 \times 0,145$$

$$M_{sl} = 0,435 [N \cdot mm]$$

<sup>21</sup> Ver Anexo 9.5 Hoja de datos rodamiento autocentrante USPP 204, sección "Lubricación".





$M_{seal}$  es el momento de fricción de los sellos, su fórmula es:

$$M_{seal} = (K_{s1} \cdot d_s^\beta + K_{s2})[N \cdot mm]$$

Donde

$d_s$ : diámetro exterior de la superficie de contacto del sello =  $D = 47[mm]$

$$\beta = 2$$

$$K_{s1} = 0,014$$

$$K_{s2} = 10$$

Reemplazando:

$$M_{seal} = 0,014 \cdot 47^2 + 10$$

$$M_{seal} = 40,93[N \cdot mm]$$

Ahora sí, conociendo  $M_{sl}$  y  $M_{seal}$ , se pueden reemplazar estos valores en la fórmula principal para el par de arranque, obteniendo lo siguiente:

$$M_a = M_{sl} + M_{seal}$$

$$M_a = (0,435 + 40,93)[N \cdot mm]$$

$$M_a = 41,37[N \cdot mm]$$

$$M_a = 41,37[mN \cdot m]$$

$$M_a = 0,04137[N \cdot m]$$

Reemplazando los valores en la ecuación para la fuerza de compresión:

$$P > \frac{7743,48 \cdot 10^{-6}[kg \cdot m^2] \cdot 13,34 \left[ \frac{rad}{s^2} \right] \cdot \frac{0,015[m]}{0,044[m]} + 2 \times 0,04137[N \cdot m]}{0,044[m] \cdot 1,7}$$

$$P > 1,577[N]$$

Tomando el valor de la gravedad como  $9,81 m/s^2$ :

$$P > 0,161[kg]$$

$$P > 161[g]$$



Esto significa que, para generar una fuerza de arrastre capaz de producir el desplazamiento del papel, se debe ejercer una fuerza de compresión mayor a 161 gramos. Se decide agregar además un factor de incremento  $s = 5$ , para garantizar un arrastre efectivo del papel. La fuerza de compresión efectiva será entonces:

$$P_c = s \cdot P$$

$$P_c = 5 \times 1,577[N]$$

$$P_c = 7,89[N]$$

Redondeando,

$P_c = 8,00[N]$
-----------------

Continuando el estudio de rozamientos para este sistema, se analiza a continuación lo que sucede entre el papel y la superficie de apoyo. Surge así, el siguiente enunciado:

Cuando el papel es presionado contra la superficie de apoyo y los motores giran, los rodillos tractores generan entonces una fuerza de arrastre y comienzan a desplazar el papel. Surge así también, por la presencia de la superficie en la cual se apoya el papel, una fuerza que se opone al desplazamiento. Esta fuerza, al igual que la fuerza de arrastre que producen los rodillos, es proporcional al coeficiente de rozamiento que existe entre los materiales en contacto.

Para que el sistema sea viable y la fuerza de rozamiento que se opone al desplazamiento del papel no sea mayor que la fuerza de arrastre, los componentes deben estar fabricados del material adecuado. Es decir, el contacto entre rodillos y papel debe poseer un coeficiente de rozamiento mayor al que se encuentra entre la superficie de apoyo y el papel. Es por eso que los rodillos tractores se fabrican de un material de alto coeficiente de rozamiento (ver sección 4.6) y la superficie de apoyo, por el contrario, de un material liso de baja adherencia.

Para la superficie de apoyo se eligió utilizar acero inoxidable SAE 304. El coeficiente de fricción que existe entre el contacto del papel con el acero es de 0,14 para el caso estático y de 0,10 para el cinético.

A continuación, se grafica un diagrama de fuerzas, donde el rodillo actúa sobre el papel con un torque  $\tau_a$  y una fuerza de compresión  $P_c$ , originando en la superficie de apoyo las reacciones  $N$  y  $\tau_r$ . Para el correcto funcionamiento del sistema se necesita que  $N$  iguale a  $P$  en magnitud, para garantizar la estabilidad de la estructura, pero  $\tau_a$  debe superar el torque  $\tau_r$  generado por la fuerza de rozamiento  $F_r$ , para que el papel pueda ser desplazado.

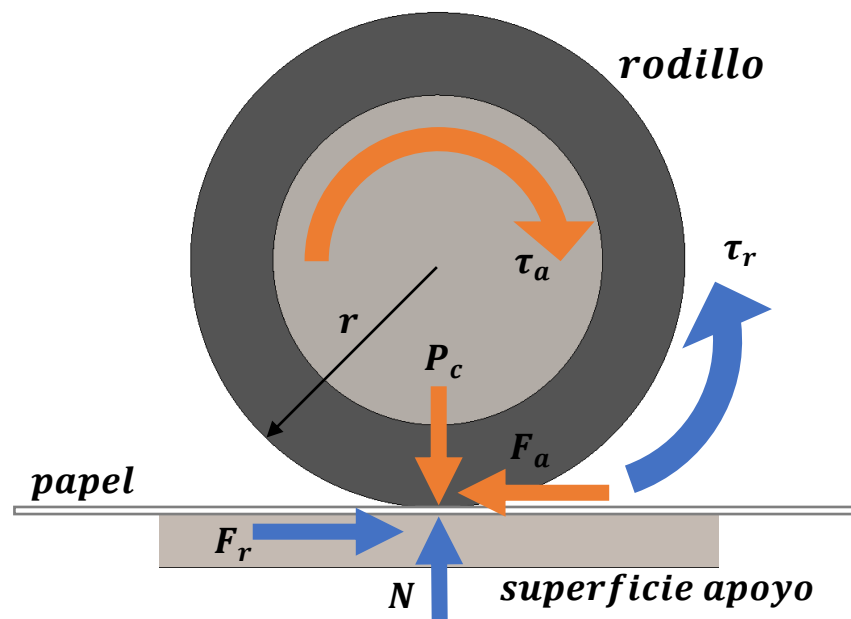


Figura 5.45 Esquema de fuerzas actuando sobre el papel

Aplicando la fórmula para la fuerza de rozamiento se obtiene lo siguiente:

$$F_r = \mu_e \cdot N [N]$$

Donde  $\mu_e$  es el coeficiente de rozamiento estático del papel sobre el metal.

Para que el papel pueda deslizarse a través de la superficie metálica, la fuerza de arrastre  $F_a$  generada por los rodillos debe vencer la fuerza de rozamiento estática máxima para pasar al estado dinámico donde la resistencia es menor.

Haciendo sumatoria de fuerzas verticales de manera que se satisfaga la estática:

$$\sum F_v = 0$$

$$N - P_c = 0$$



$$N = P_c$$

Donde la fuerza de compresión  $P$  ya fue calculada en la sección anterior. De esta forma, reemplazando para la fuerza de rozamiento:

$$F_r = \mu_e \cdot P_c [N]$$

$$F_r = 0,14 \times 8 [N]$$

$$F_r = 1,12 [N]$$

Esta fuerza que actúa en oposición al deslizamiento del papel, será transmitida al motor en forma de un torque a vencer. Su valor se obtiene de la siguiente forma:

$$\tau_r = F_r \cdot r$$

$$\tau_r = 1,12 [N] \cdot 0,015 [mm]$$

$$\tau_r = 0,0168 [N \cdot m]$$

$$\tau_r = 16,80 [mN \cdot m]$$

### Conclusión

La ecuación general del torque motor será:

$$\tau_M = I_b \cdot \alpha_b + M_a + I_r \cdot \alpha_b \cdot \frac{r_b}{r_r} + 2M_a + \tau_r$$

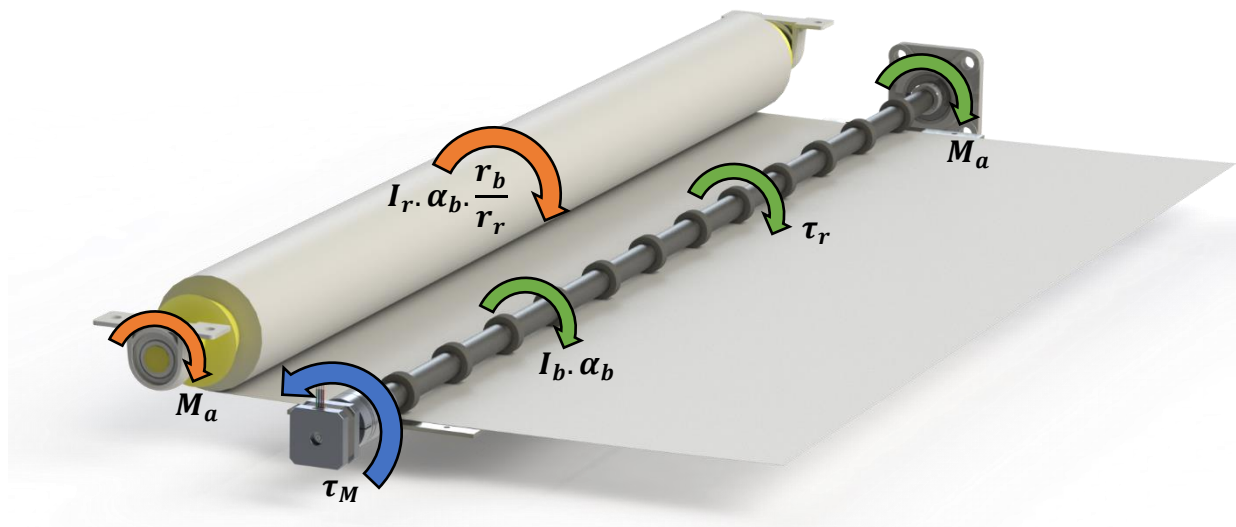


Figura 5.46



Donde  $(I_b \cdot \alpha_b + M_a)$  es el momento del sistema barra tractora, compuesto por la resistencia al giro de la barra y el par de arranque del rodamiento autocentrante “UCF 203” que, por ser del mismo tipo y de medida similar que los USPP 204 del sistema de abastecimiento, se tomará el valor calculado para este último.

$$I_b \cdot \alpha_b + M_a = 147,5 \cdot 10^{-6} [kg \cdot m^2] \cdot 13,34 \left[ \frac{rad}{seg^2} \right] + 0,04137 [N \cdot m]$$

$$I_b \cdot \alpha_b + M_a = 0,04334 [N \cdot m]$$

Se suman los momentos opuestos del sistema de abastecimiento,  $(I_r \cdot \alpha_b \cdot (r_b/r_r) + 2M_a)$ , la resistencia al giro del rollo de papel y el par de arranque de ambos rodamientos autocentrantes que lo sostienen.

$$I_r \cdot \alpha_b \cdot \frac{r_b}{r_r} + 2M_a = 7743,48 \cdot 10^{-6} [kg \cdot m^2] \cdot 13,34 \left[ \frac{rad}{s^2} \right] \cdot \frac{0,015 [m]}{0,044 [m]} + 2 \times 0,04137 [N \cdot m]$$

$$I_r \cdot \alpha_b \cdot \frac{r_b}{r_r} + 2M_a = 0,1180 [N \cdot m]$$

Finalmente se considera el torque que surge del rozamiento entre el papel y la superficie de apoyo,  $\tau_r = 0,0168 [N \cdot m]$ .

Reemplazando los valores calculados en las secciones anteriores, se obtiene así:

$$\tau_M = 0,04334 [N \cdot m] + 0,1180 [N \cdot m] + 0,0168 [N \cdot m]$$

$$\tau_M = 0,1781 [N \cdot m]$$

$$\tau_M = 178,14 [mN \cdot m]$$

Esto significa que para romper el reposo del sistema de traslación y alcanzar la capacidad productiva de  $6 [m/min]$  en un intervalo de medio segundo, el motor seleccionado debe tener un torque inicial de  $178,14 [mN \cdot m]$ . Aun así, lo conveniente es incrementar ese valor un cierto porcentaje, al momento de seleccionar el motor adecuado, para agregar un factor de seguridad y garantizar el funcionamiento.



Buscando en la hoja de datos para motores paso a paso del tipo Nema 17, se encuentra la siguiente curva de torque en función de la frecuencia del motor:

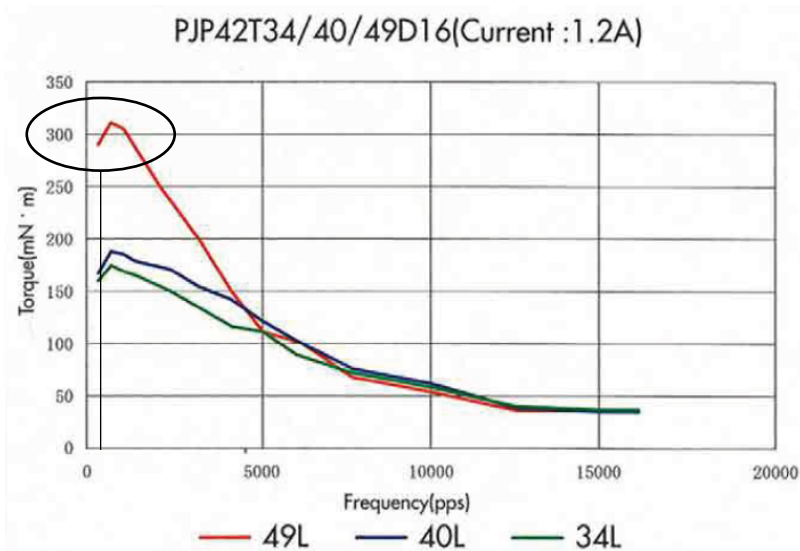


Figura 5.47 Curva torque-frecuencia motor paso a paso Nema 17

A pesar que las tres opciones son viables, se selecciona el motor PJP42T49D16, correspondiente a la curva 49L de color rojo. Este motor entrega en el arranque un torque aproximado de  $300[mN \cdot m]$ , lo cual representa un 68% más de lo que es necesario.

Recordando el cálculo realizado para conocer la velocidad angular de la barra tractora en base a la capacidad productiva deseada, y sabiendo que esta es también la velocidad angular en el eje del motor eléctrico, es posible conocer los pulsos por segundo del motor, es decir, su frecuencia de pulsos.

La hoja de datos del motor<sup>22</sup> indica que una revolución completa equivale a 200 pasos. Sabiendo que un pulso produce un paso y conociendo las revoluciones por minuto, se puede obtener la frecuencia  $f$  en pulsos por segundo. Esto es:

$$\text{Frecuencia: } f_M[\text{pps}] = \frac{63,70[\text{rev}]}{1[\text{min}]} \frac{200[\text{step}]}{1[\text{rev}]} \frac{1[\text{pulso}]}{1[\text{step}]} \frac{1[\text{min}]}{60[\text{seg}]}$$

$$f_M = 212,33[\text{pps}]$$

<sup>22</sup> Ver Anexo 9.9 Hoja de datos motor paso a paso Nema 17.



Aplicando esta frecuencia conocida a la curva de arranque:

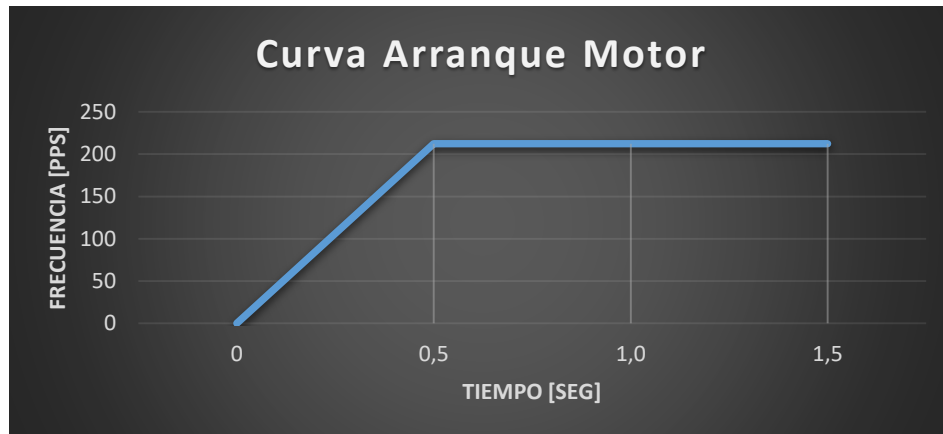


Figura 5.48 Curva de arranque

Concluyendo, los requerimientos son:

- Torque arranque de  $300[mN.m]$ .
- Frecuencia de  $212,33[pps]$ .

Como se observa en la curva de torque en función de la frecuencia (figura 5.45), los valores máximos de torque se obtienen a baja velocidad lo cual coincide con la necesidad aquí planteada.

### Resistencia del papel

Para concluir con la elección del motor, es necesario saber si el papel será capaz de soportar el torque inicial del motor sin sufrir la rotura por tracción.

Los rodillos tractores tiran del papel generando en el interior de este una resistencia a la tracción que equilibra la fuerza de tensión externa. Si esta resistencia interna supera el límite que posee el papel, se dará la falla, produciendo la rotura de la lámina de papel y el sistema no será viable.



Figura 5.49 Consecuencias de tensión excesiva en el papel

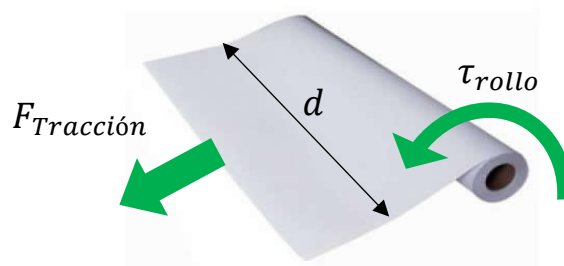


Figura 5.50 Esquema de fuerzas que actúan sobre la lámina de papel

$$P_T = \frac{F_T}{\text{Ancho}}$$

$$P_T = \frac{F_T [N]}{d [m]}$$

Donde  $P_T$  es la resistencia a la tracción por unidad de longitud,  $F_T$  es la fuerza de tracción y  $d$  es la longitud de la lámina en dirección transversal a la fuerza. Despejando la fuerza de esta ecuación:

$$F_T = P_T \cdot d [N]$$

Conociendo los valores de resistencia de tensión máxima  $P_T$  de algunos papeles, se puede obtener un valor aproximado para el papel utilizado en este proyecto.

Los valores de resistencia de tensión por unidad de longitud conocidos son<sup>23</sup>:

<sup>23</sup> Ver Anexo 9.12 Propiedades mecánicas del papel.





	Resistencia a la tensión por unidad de longitud $P_T [kN/m]$	
Tipo papel	MD	CD
Offset (gramaje $107[g/m^2]$ )	5,6	3,2
Bond (gramaje $75[g/m^2]$ )	3,6	2,6

Tabla 5.0 valores de resistencia a la tensión por unidad de longitud

Donde MD y CD, del inglés, “machine direction” y “cross direction” respectivamente, hace referencia a la orientación de las fibras que conforman el papel respecto de la dirección de la fuerza de tracción. En este caso, como no se conoce la orientación de las fibras de papel del rollo utilizado como insumo en esta máquina, se toma la orientación CD que corresponde a la de menor resistencia a la tracción.

Interpolando para un gramaje de  $90[g/m^2]$ , se obtiene una resistencia de tensión por unidad de longitud máxima permisible de  $2,88[kN/m]$ .

Para una lámina de  $1070[mm]$  de ancho, la fuerza no podrá superar el siguiente valor:

$$F_{T,max} = 2.880 \left[ \frac{N}{m} \right] \cdot 1,07[m]$$

$$F_{T,max} = 3.081,60 [N]$$

Con este valor de fuerza de tracción máxima se puede calcular el torque máximo que se puede ejercer sobre el rollo de papel sin romper la lámina. Como la fuerza de tracción se realiza siempre tangencial al radio externo máximo del rollo, la ecuación es la siguiente:

$$\tau_{rollo,max} = F_{T,max} \cdot r_e$$

$$\tau_{rollo,max} = 3.081,60[N] \cdot 0,044[m]$$

$$\tau_{rollo,max} = 135,60[N \cdot m]$$

Este valor representa el torque máximo aplicable al rollo de papel antes que se produzca la rotura por tracción de la lámina. Es un valor que se encuentra muy por encima del torque



aplicado por el motor, por lo cual se verifica que el papel será capaz de soportar las fuerzas de tracción provenientes de los rodillos tractores.

### **5.4.3. Análisis estructural**

A continuación, se llevará a cabo un estudio estructural de la barra tractora, para verificar por tensión y deformación si el diseño y los materiales elegidos son viables. Se planteó fabricar la barra en acero SAE 1020<sup>24</sup> ya que es un material ampliamente utilizado para producir ejes, barras, engranajes y una gran diversidad de piezas mecánicas. Es de fácil mecanizado y posee un límite de fluencia de 370[MPa].

#### **Análisis de tensiones**

Si bien la barra tractora está parcialmente apoyada en la superficie de apoyo, para producir la presión de los rodillos sobre el papel, la mayor parte del peso aún está cargado sobre el rodamiento autocentrante y el acople del motor eléctrico.

El sistema de barra y anillos tractores se encuentran bajo la acción de su propio peso. Se considera al sistema hiperestático, empotrado en ambos extremos.

Un análisis de tensiones es necesario para saber si la barra podrá soportar los esfuerzos internos generados bajo flexión. Los valores no pueden superar el límite elástico del material, ya que, de ser así, la barra estaría sufriendo deformaciones permanentes y el mecanismo no podría ser utilizado.

La flexión de la barra por la acción su propio peso causa esfuerzos normales, tanto de tracción como de compresión. Este esfuerzo, en una sección determinada de la barra, se puede determinar cómo:

$$\sigma = \frac{M \cdot y}{I}$$

---

<sup>24</sup> Ver Anexo 9.10 Propiedades del acero SAE 1020.



Dónde  $M$  es el momento de flexión aplicado en la sección,  $y$  es la distancia del plano neutro al punto en el cual se calcula el esfuerzo y, para barras de sección circular, el momento de inercia del área es  $I = \pi \cdot D^2 / 32$  donde  $D$  es el diámetro de la barra.

Como el esfuerzo máximo ocurre en las fibras exteriores, es decir, cuando  $y = r$ , el esfuerzo máximo se expresa de la siguiente forma:

$$\sigma_{max} = \frac{M \cdot r}{\frac{\pi(2r)^4}{32}}$$

$$\sigma_{max} = \frac{2M}{\pi \cdot r^3}$$

Por otro lado, la barra también está solicitada bajo esfuerzos de corte. Para una barra de sección circular, el máximo ocurre en el eje neutro, esto es:

$$\tau_{max} = \frac{16P \cdot L}{3\pi D^2}$$

Cada rodillo pesa aproximadamente  $4[g]$ , un valor despreciable contra los  $3[kg]$  que pesa la barra. Además, el peso de la barra se toma como una carga distribuida, haciendo:

$$P = \frac{m}{L}$$

$$P = \frac{3[kg] \cdot 9,81[m]}{1200[mm] \cdot [s^2]}$$

$$P = 0,0245 \left[ \frac{N}{mm} \right]$$

$$P = 24,5 \left[ \frac{N}{m} \right]$$

Diagrama de cuerpo libre:

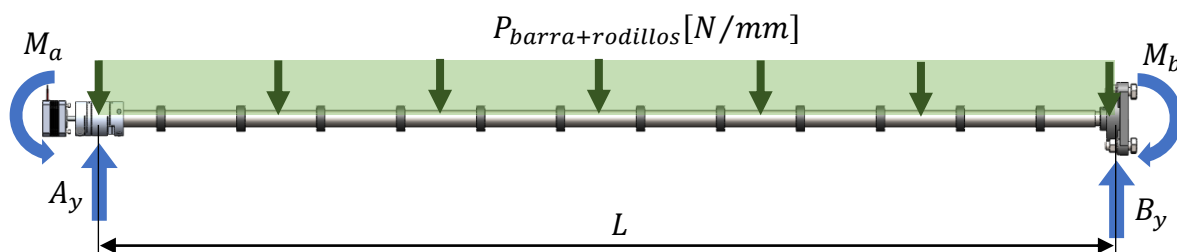




Diagrama de corte:

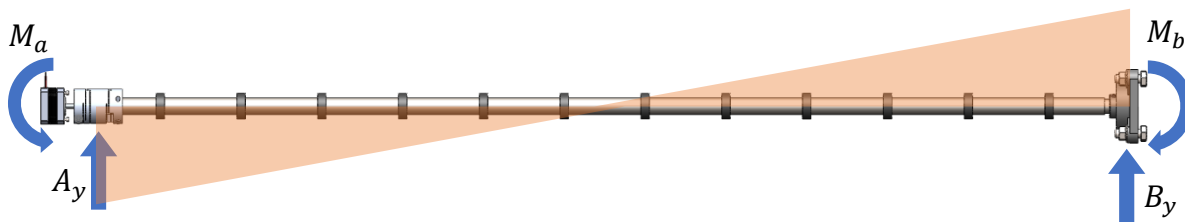
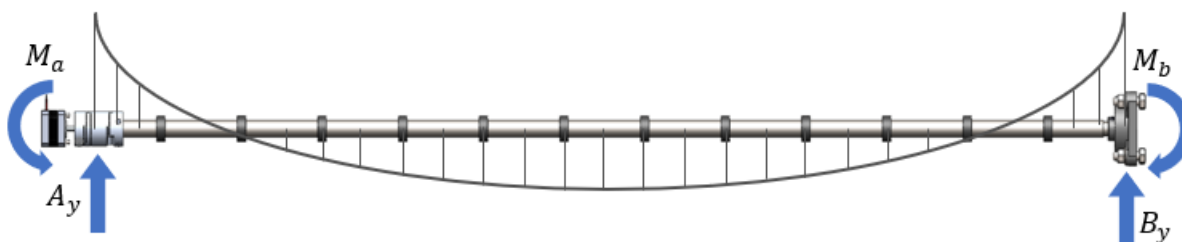


Diagrama de momento:



El sistema es hiperestático, aun así, por ser simétrico se puede asumir lo siguiente:

$$A_y = B_y$$

Por sumatorias de fuerzas verticales:

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y + B_y - P \cdot L = 0$$

$$P \cdot L = A_y + B_y$$

Dejando en función de  $A_y$ :

$$P \cdot L = 2A_y$$

$$A_y = \frac{P \cdot L}{2}$$

$$A_y = B_y = \frac{0,0245 \left[ \frac{N}{mm} \right] \cdot 1200 [mm]}{2}$$

$$A_y = B_y = 14,70 [N]$$



También, por ser un sistema simétrico, se cumple la siguiente relación de los momentos flectores en cada extremo:

$$M_a = M_b$$

Utilizando las ecuaciones de Navier-Bresse para sistemas hiperestáticos, es posible determinar los momentos en las reacciones.

El método establece las siguientes relaciones entre la rotación  $w$ , la deformación vertical  $v$  y la ecuación del momento flector:

$$\frac{dw}{dx} = \frac{M}{EI}$$

$$\frac{d^2v}{dx^2} = \frac{M}{EI}$$

Partiendo de estas ecuaciones se puede llegar a:

$$EIdw = Mdx$$

$$EId^2v = Mdx^2$$

Aplicando integración:

$$EI \cdot w = \int Mdx$$

$$EI \cdot v = \iint Mdx^2$$

Donde  $E$  es el módulo elástico del material,  $I$  es el momento de inercia del área, de la sección transversal y  $M$  es la ecuación de momento.

La ecuación del momento flector para  $0 \leq x \leq 1,2[m]$  en este caso es:

$$M_x = P \frac{x^2}{2} - A_y x + M_a$$

Integrando una vez se obtiene:

$$EI \cdot w = P \frac{x^3}{6} - A_y \frac{x^2}{2} + M_a x + C_1$$



Integrando una segunda vez:

$$EI.v = P \frac{x^4}{24} - A_y \frac{x^3}{6} + M_a \frac{x^2}{2} + C_1x + C_2$$

Teniendo un sistema de 3 incógnitas, se plantean 3 condiciones de contorno para generar

3 ecuaciones:

1. La rotación en  $x = 0[m]$  es nula, por lo tanto  $w(0) = 0$

$$EI.w(0) = C_1 = 0$$

2. La rotación en  $x = 1,2[m]$  es nula, por lo tanto  $w(1,2) = 0$

$$EI.w(1,2) = \left( 24,5 \left[ \frac{N}{m} \right] \frac{1,2^3 [m^2]}{6} \right) - \left( 14,70 [N] \frac{1,2^2 [m]}{2} \right) + M_a 1,2 + C_1 = 0$$

3. La deformación vertical en  $x = 0[m]$  es nula, por lo tanto  $v(0) = 0$

$$EI.v(0) = C_2 = 0$$

Se observa en las ecuaciones 1 y 3 que los valores de las constantes de integración  $C_1$  y  $C_2$  son nulas. Ahora, reemplazando el valor obtenido de  $C_1$  en la ecuación 2 se puede despejar  $M_a$ , esto es:

$$\left( 24,5 \left[ \frac{N}{m} \right] \frac{1,2^3 [m^2]}{6} \right) - \left( 14,70 [N] \frac{1,2^2 [m]}{2} \right) + 1,2M_a = 0$$

$$7,056 [N.m] - 10,584 [N.m] + 1,2M_a = 0$$

$$M_a = \frac{(10,548 - 7,056) [N.m]}{1,2}$$

$$M_a = M_b = 2.91 [N.m]$$

Este es el valor de momento flector en los extremos de la barra. Para conocer el valor de momento en el centro, se valúa la ecuación general de momento en  $x = 0,6[m]$ , esto es:

$$M_{x=0,6} = P \frac{0,6^2}{2} - 0,6A_y + M_a$$

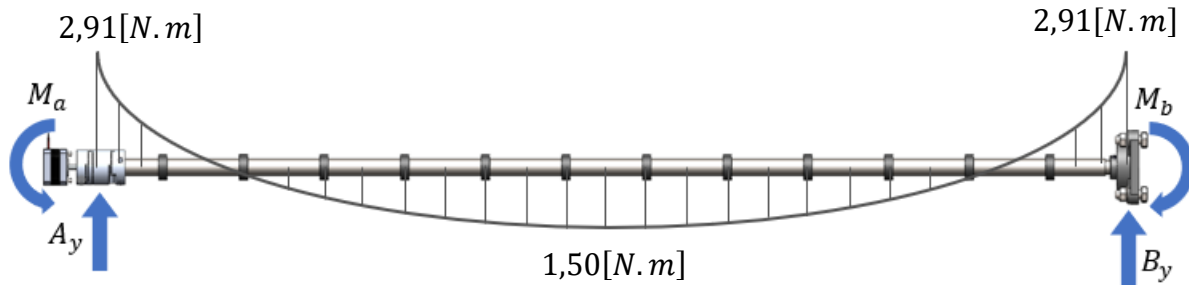
$$M_{x=0,6} = P \frac{0,6^2}{2} - 0,6A_y + M_a$$



$$M_{x=0,6} = \left( 24,5 \left[ \frac{N}{m} \right] \frac{0,6^2 [m^2]}{2} \right) - (0,6 [m] 14,70 [N]) + 2,91 [N \cdot m]$$

$$M_{x=0,6} = 1,5 [N \cdot m]$$

El diagrama de momento queda entonces resuelto con sus valores máximos:



La sección más solicitada bajo flexión son ambos extremos de barra, donde el momento flector es el máximo. El esfuerzo normal, tanto en la sección A como en B, será entonces:

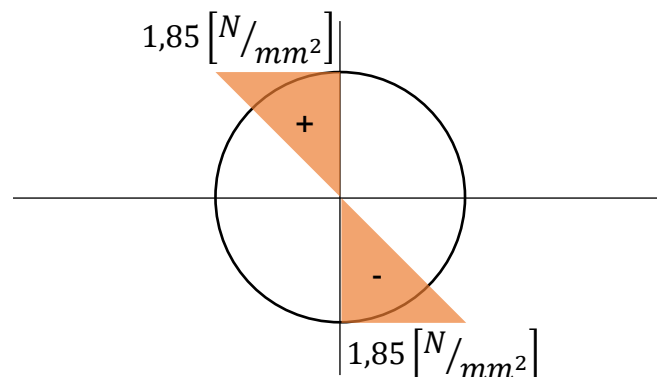
$$\sigma_{max} = \frac{2(2,91 [N \cdot m])}{\pi \cdot r^3}$$

$$\sigma_{max} = \frac{2(2,91 [N \cdot m])}{\pi \cdot 0,010^3 [m^3]}$$

$$\sigma_{max} = 1852,56 \left[ \frac{kN}{m^2} \right]$$

$$\sigma_{max} = 1,85 [MPa]$$

Esto sería un esfuerzo de tracción en las fibras superiores y uno de compresión en las inferiores.





Por otro lado, el esfuerzo de corte en las mismas secciones será:

$$\tau_{max} = \frac{16P.L}{3\pi D^2}$$
$$\tau_{max} = \frac{16(24,5[N/m])(1,2[m])}{3\pi(0,02[m])^2}$$
$$\tau_{max} = 2495,55 [N/m^2]$$

$$\tau_{max} = 2,50 \times 10^{-3} [MPa]$$

El esfuerzo de corte es despreciable frente a los valores de esfuerzo normal.

Haciendo las simulaciones con el software de diseño, se obtuvieron los siguientes resultados:

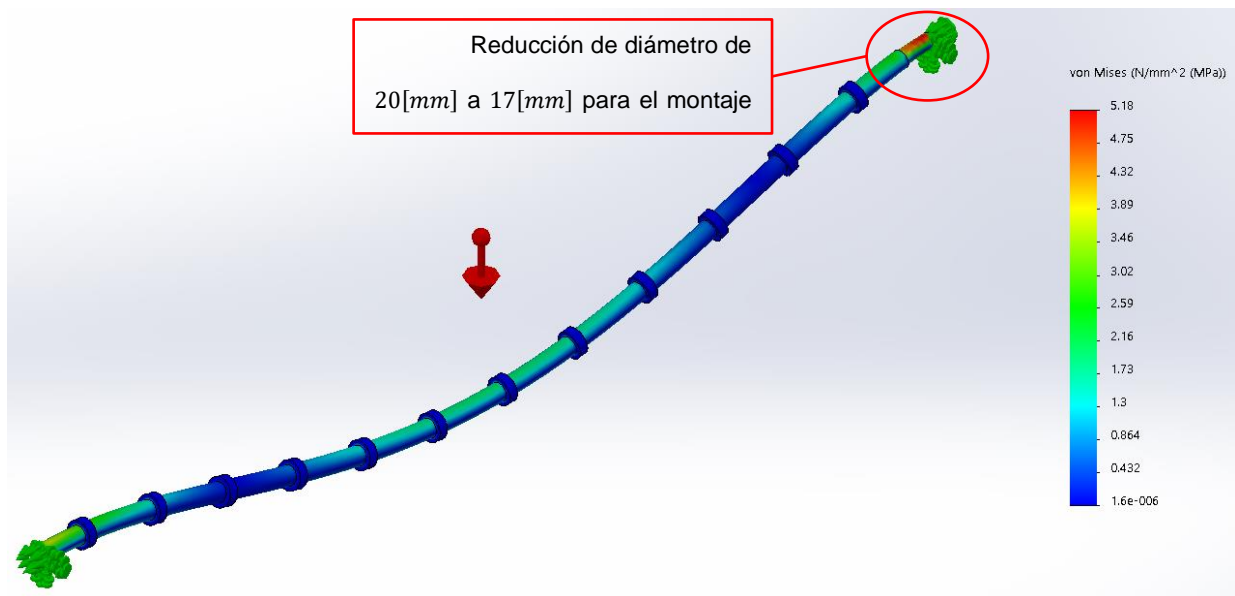


Figura 5.51 Resultado de simulación de esfuerzos

El CAD utiliza el criterio de Von Misses y obtiene un esfuerzo que se calcula a partir de las tensiones principales. El cálculo realizado anteriormente es una forma más simple y rápida, pero de menor precisión, por eso pueden encontrarse diferencias con lo que arroja la simulación.

Se observan los valores máximos de esfuerzo en la zona que está en contacto con el rodamiento autocentrante. Aquí la barra lleva una reducción de diámetro para mejorar el montaje.





El esfuerzo máximo alcanza un valor de  $5,18[MPa]$ , por lo tanto, con un límite de fluencia de  $370[MPa]$ , la barra se verifica bajo las condiciones de carga a la que será sometida en este mecanismo.

### Análisis de la deformación

Para analizar las deformaciones que sufrirá la barra, se emplea nuevamente la simulación asistida. Se puede observar en la representación generada por el CAD (Figura 5.52), que la mayor deformación ocurre en la zona central de la barra, es decir, el punto más alejado a los vínculos. La máxima deformación arroja una lectura de  $v = 0,0933[mm] \cong 0,1[mm]$ , lo cuál es un valor aceptable para la precisión necesaria en este sistema de traslación.

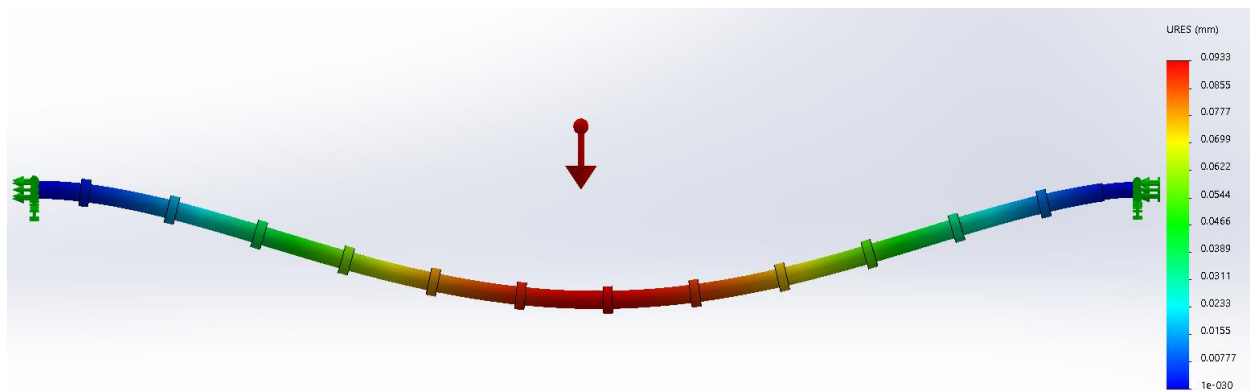


Figura 5.52 Resultado de simulación de deformaciones



### 5.4.4. Planos

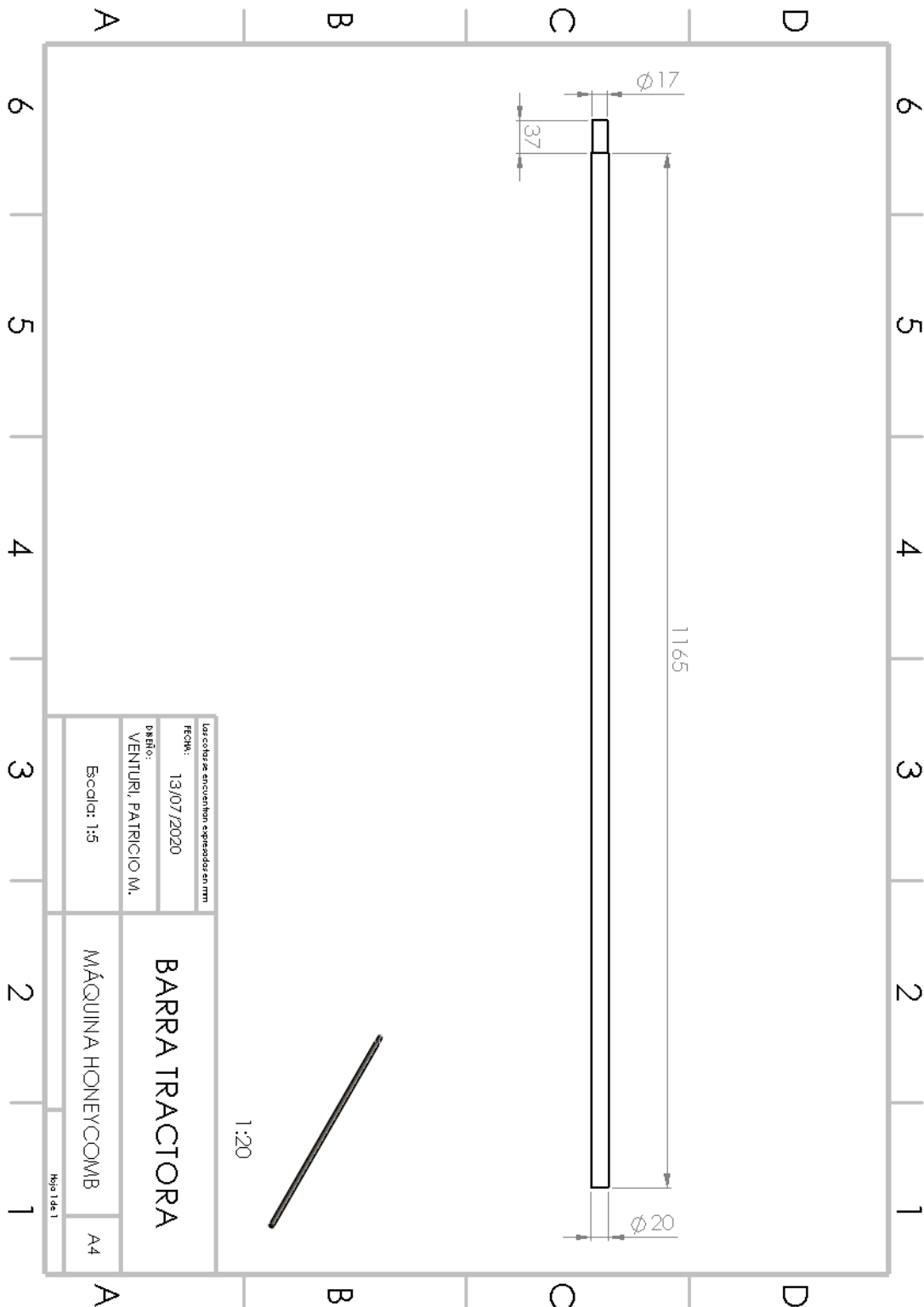


Figura 5.53 Plano Barra Tractora

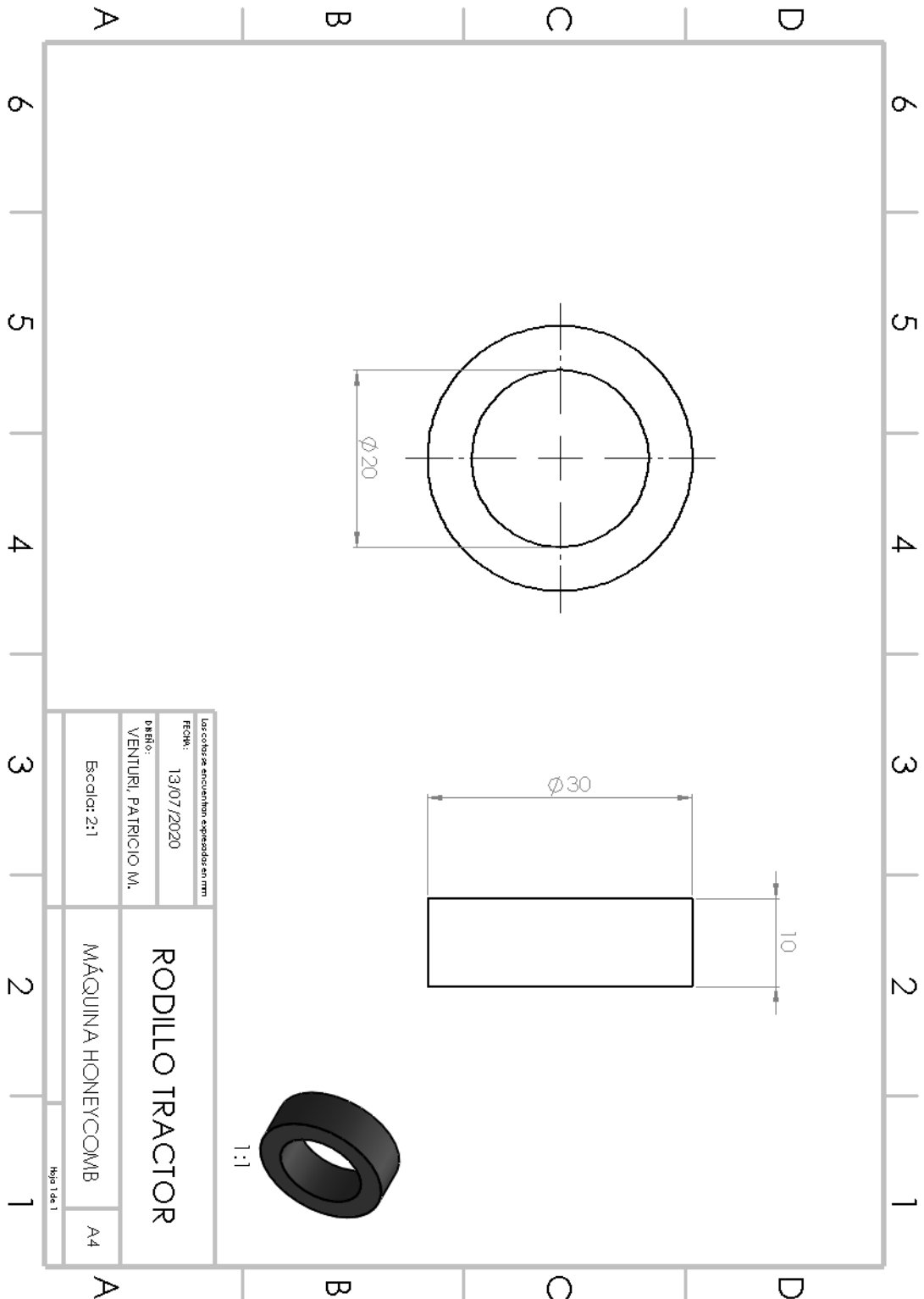


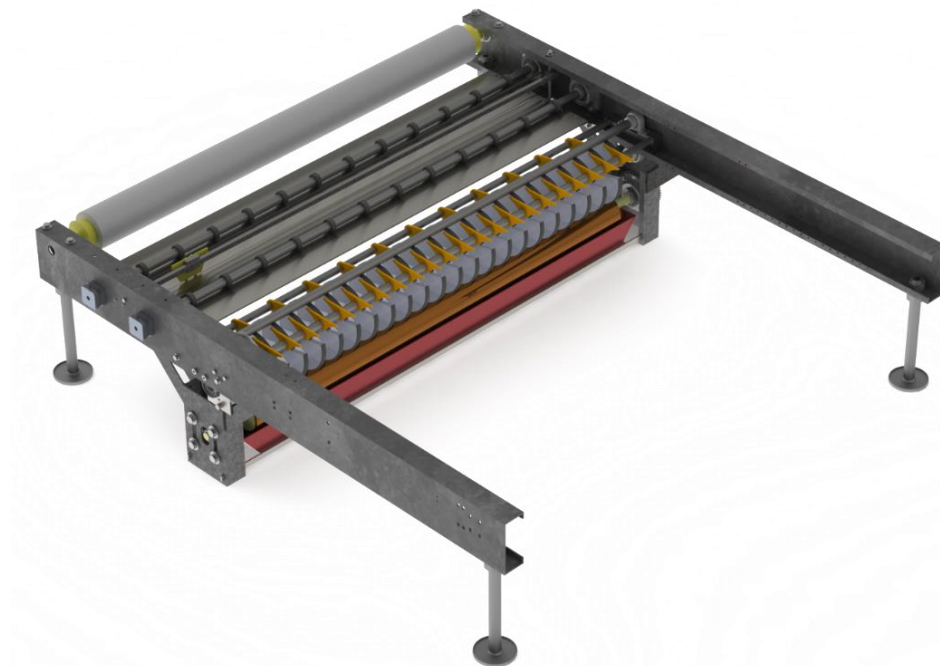
Figura 5.54 Plano Rodillo Tractor



## 5.5. Encolador

En el proceso de encolado se tomó como base un mecanismo similar al que se describió en la sección 4.3, donde se transfiere el agente adhesivo desde una cuba contenedora al papel a través de cilindros rotativos. El principal desafío que se presentaba, era que el adhesivo se debía colocar de manera que forme las bandas de pegamento (ver Figura 3.10), requeridas para que una vez en contacto las planchas de papel, se forme la unión correcta y se pueda generar la geometría hexagonal.

Se diseñó un componente capaz de transferir el adhesivo al papel en forma de bandas. En vez de un cilindro se pensó en discos de un espesor equivalente al ancho de la banda y cuya longitud de arco sea equivalente al largo de las planchas de papel provenientes del proceso de corte. Estos discos van montados sobre una barra y están colocados en un arreglo que permite formar la distribución de bandas de pegamento necesarias (ver sección 3.2 “encolado”).



*Figura 5.55 Sistema encolador montado sobre el bastidor*

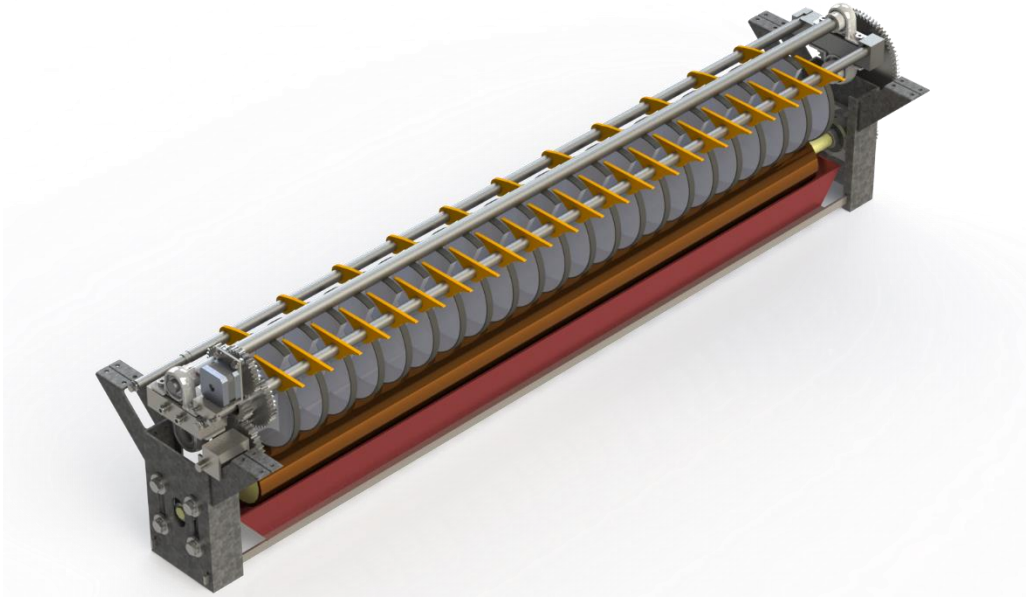


Figura 5.56 Sistema de encolado

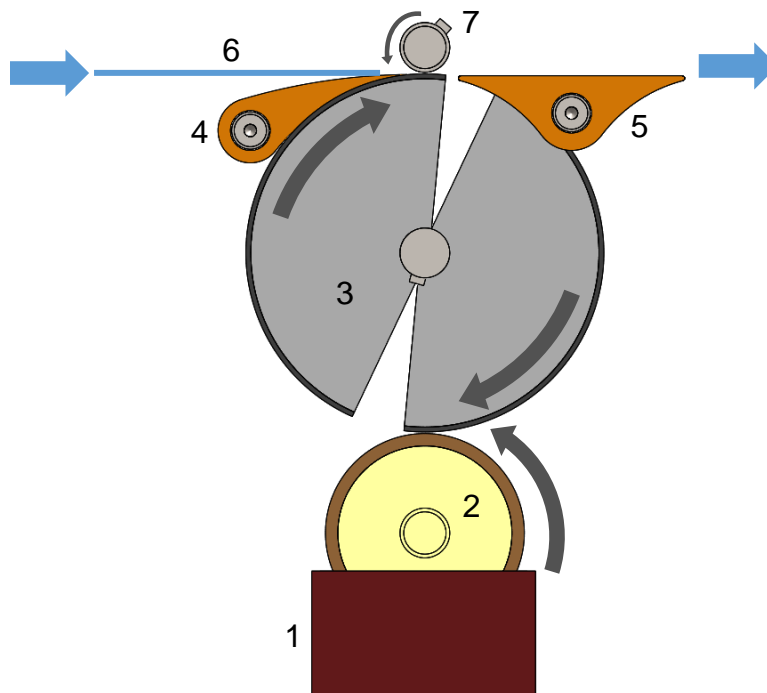


Figura 5.57 Vista lateral esquemática del proceso de encolado. 1) Depósito de adhesivo. 2) Cilindro recolector. 3) Disco encolador. 4) Direccionador de entrada. 5) Direccionador de salida. 6) Plancha de papel ingresando. 7) Barra superior

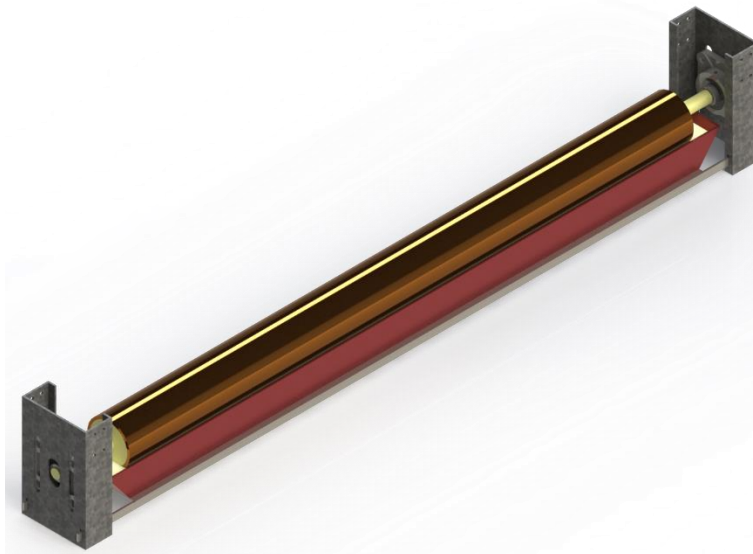
La Figura 5.57 muestra un esquema del funcionamiento del sistema encolador. El cilindro recolector (2) se pone en contacto con el adhesivo, previamente colocado en el depósito (1), y se hace girar para lograr el esparcimiento de adhesivo en toda la superficie del cilindro. Los



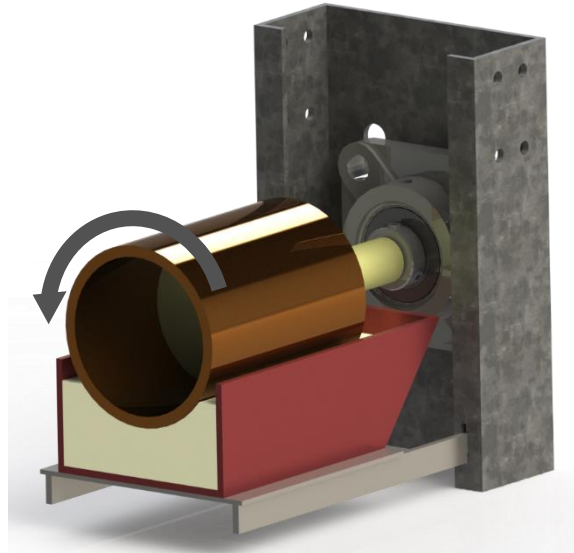
discos encoladores (3) se posicionan por encima del cilindro recolector a una distancia tal que se produzca la transferencia de adhesivo desde el cilindro recolector hacia estos y se obtenga una fina película de adhesivo equitativa sobre la superficie. Un conjunto de direccionadores (4) recibirá la plancha de papel (6) proveniente del proceso de corte y la introducirá entre los discos y la barra superior (7), de tal manera que se produzca la impregnación del papel. A medida que la plancha de papel es impregnada y se retira, otro conjunto de direccionadores (5) dirigen el papel hacia el próximo proceso, la etapa de prensado.

### **5.5.1. Cilindro recolector y depósito contenedor**

El proceso de encolado no puede comenzar hasta que el cilindro recolector no entre en contacto con el adhesivo que se encuentra en el depósito. El cilindro, al girar, extrae el adhesivo líquido del depósito y este se dispersa en su superficie acompañando su movimiento. Esto produce un espesor de adhesivo alrededor del cilindro, suficiente para que los discos encoladores, al girar en conjunto y en proximidad con el cilindro, reciban una cantidad adecuada del aglutinante que luego será transferido al papel.

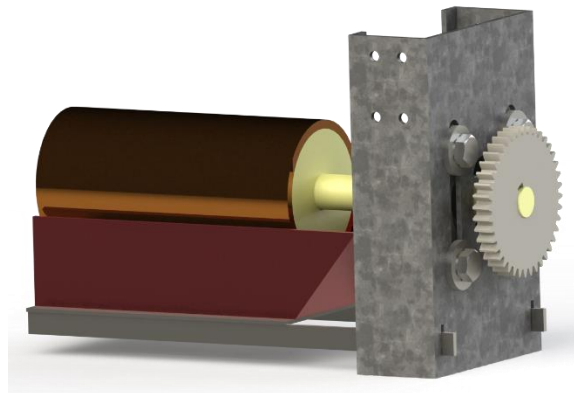


*Figura 5.58 Vista aislada del cilindro recolector y depósito contenedor*



*Figura 5.59 Vista en corte del conjunto*

El cilindro, construido en bronce, lleva acoplado en sus extremos los ejes portadores que se montan sobre rodamientos autocentrantes del tipo “UCF 203”, como los que son empleados en el sistema de traslación. Uno de estos ejes, además, contiene el engranaje que recibe la potencia de giro.



*Figura 5.60 Engranaje en el extremo del eje que entrega el movimiento al sistema de recolección*

Dos vigas perfil *C* orientadas verticalmente se encargan de proporcionar la estructura soporte de este sistema. En ellas hay una serie de ranuras, que permiten sujetar los rodamientos autocentrantes y ajustar la posición vertical del cilindro, variando así la proximidad a la cual se coloca con respecto a los discos encoladores.



### 5.5.2. Barra encoladora

La barra encoladora es el sistema encargado de dosificar y transferir el adhesivo desde el cilindro recolector hasta el papel. El conjunto está compuesto por un eje, los discos encoladores y el engranaje N°6 del tren de engranajes (ver en la siguiente sección). Cada disco está atornillado al eje, logrando que estos giren en simultáneo. La barra encoladora se sostiene a través de rodamientos autocentrantes en cada extremo, que además le otorgan libertad de giro (ver Figura 5.61).



Figura 5.61 Conjunto barra encoladora

#### Eje

El eje es la estructura soporte de los discos encoladores y además es el encargado de recibir el torque a través del engranaje que lleva acoplado. El eje debe ser capaz de soportar el peso de los discos con la menor deformación posible para garantizar la correcta transferencia de adhesivo desde el cilindro recolector hasta el papel. Está construido en acero inoxidable por encontrarse en un ambiente corrosivo, debido a la presencia del adhesivo.

#### Disco encolador

El conjunto de discos encoladores son los encargados de impregnar con pegamento las planchas de papel. Estos fueron diseñados para que el pegamento fuera transferido en formas de bandas en vez de hacerlo sobre la totalidad del papel. De este modo, cuando dos o más planchas de papel entran en contacto, se producen zonas sin adherencia entre un papel y el otro,

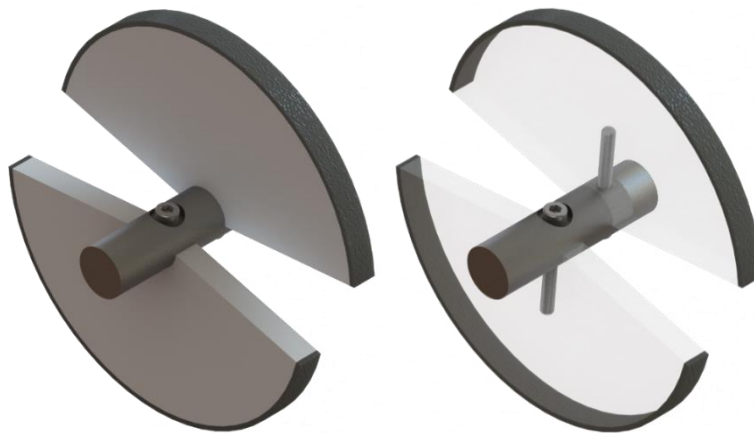




lo cual permite que, ante una fuerza que provoque la separación de las planchas (ver sección 3.2 “estirado”), se formen espacios vacíos hexagonales entre una y otra.

Los discos encoladores se arreglan en dos grupos, cada uno abarca todo el ancho de la plancha de papel, pero se encuentran diametralmente opuestos sobre el eje. De esta forma, un grupo realiza el encolado del primer papel que ingresa, en media vuelta del eje, y el otro grupo impregna un segundo papel en la media vuelta restante, completando así una vuelta completa del eje. Esto significa que una revolución completa produce el encolado de dos planchas de papel.

Dentro de un mismo grupo, los discos encoladores se encuentran separados por una distancia equivalente al lado “H” del hexágono (ver Figura 2.5, sección 2.1), la misma distancia a la cual se encuentran desfazados ambos grupos. Esta disposición de los discos hace que los espacios vacíos que se formen entre las planchas de papel una vez estirado el panel, sean de geometría hexagonal.



*Figura 5.62 Izquierda, montaje de los discos en el eje. Derecha, cuerpo del disco en transparencia permite visualizar el espacio ocupado por el tornillo*

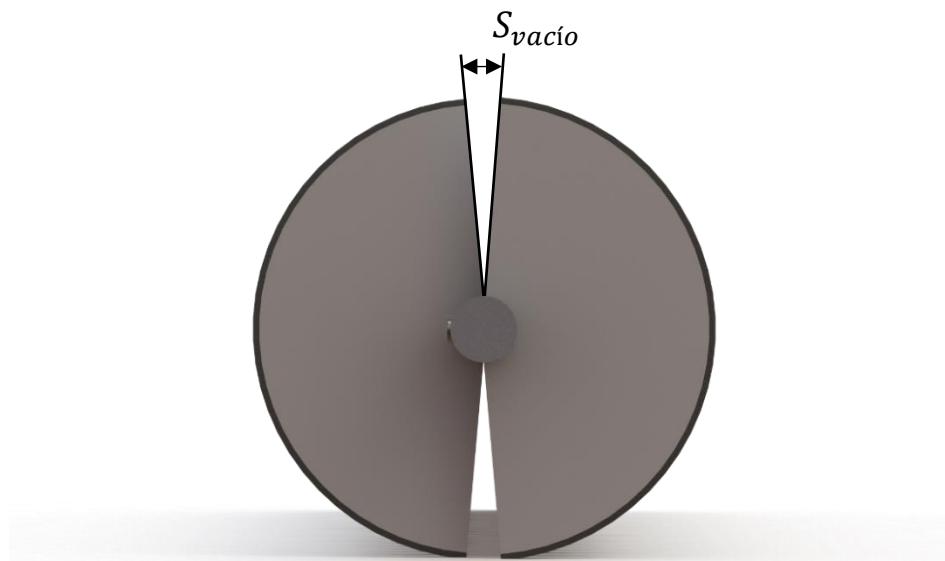
El disco encolador está compuesto por dos piezas, el cuerpo y un revestimiento exterior (ver Figura 5.62). El primero, está construido en polietileno (PE), un material liviano, pero de suficiente rigidez, con una resistencia a la tracción de  $14,71[MPa]$ . Es de fácil mecanizado y es un polímero económico. El cuerpo fabricado en PE le otorga forma al disco sin presentar una



carga significativa sobre el eje. Por otro lado, el revestimiento se realiza con un elastómero, logrando una superficie de mayor rugosidad y adherencia, beneficiando el proceso de transferencia de adhesivo sobre el papel.

La geometría del disco encolador (ver Figura 5.64) responde a los parámetros del hexágono y a la altura de panel que se desea obtener. Como se vio en la sección 3.2, la altura deseada del panel define la longitud de las planchas y, a su vez, la longitud de las planchas define el largo que deben abarcar las bandas de pegamento que serán impregnadas sobre el papel. Esto significa que el arco de circunferencia del disco encolador debe ser igual a la longitud de la plancha de papel que será encolada.

Puede suceder que el ingreso del papel al proceso de encolado, no coincida exactamente con el borde del disco y ocurra un desfase entre el papel y el disco encolador, esto haría que el papel se impregne de manera parcial, originando zonas sin adherencia en las columnas hexagonales, disminuyendo así la capacidad de absorción de impacto del panel.



*Figura 5.63 Espacio generado entre los discos encoladores*

Para absorber estos errores y variaciones que puedan ocurrir, se recurre a prolongar la longitud de arco, para obtener mayor superficie de impregnado, y también se reduce el ángulo que describe dicho arco, de  $180^\circ$  a  $170^\circ$ , generando un espacio vacío entre ambos conjuntos de



encoladores, para generar un tiempo de espera entre el egreso de una plancha y el ingreso de la siguiente (ver Figura 5.63).

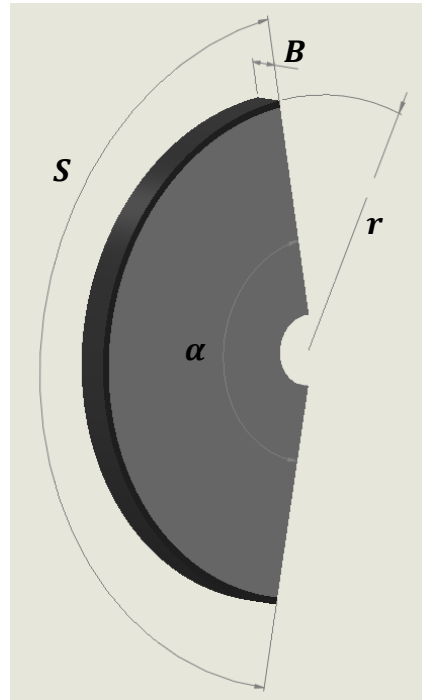


Figura 5.64 Parámetros del disco encolador

Sabiendo que se debe encolar una plancha de  $200[mm]$  de largo y, proponiendo un extra de  $15[mm]$  como margen de seguridad, obtenemos un arco de circunferencia  $S = 215[mm]$ .

Con los valores de  $S$  y  $\alpha$ , se calcula el radio:

$$r = \frac{S}{\theta}$$

Donde  $\theta$  debe expresarse en radianes. Agregando los factores de cambio de unidades, se obtiene:

$$r = \frac{215[mm]}{170[deg]} \cdot \frac{360[deg]}{2 \cdot \pi[rad]}$$

$$r = 72,46[mm]$$

Redondeando:

$r = 72[mm]$
--------------



Esta dimensión de radio junto con el ángulo total del disco, producen un arco de circunferencia  $S = 213,63[mm]$ , lo cual es un arco extra de casi  $14[mm]$ , suficiente como factor de seguridad para el proceso de impregnado.

### Montaje

La barra superior y las barras de direccionadores se montan, en un extremo, a un soporte diseñado a medida, que se empotra al bastidor (Figura 5.65). Esta pieza lleva dos orificios ranurados, uno para cada barra de direccionadores, las cuales presentan en su extremo, un perfil que coincide con el dibujo de la ranura, funcionando así, como una fijación para asegurar y mantener la posición exacta de los direccionadores (ver Figura 5.66). Otro soporte similar se encuentra en el otro extremo de la barra superior, empotrado al bastidor (Figura 5.67). Juntos, proporcionan el montaje de los rodamientos autocentrantes que sostienen la barra superior. Estos rodamientos son los USPP 203<sup>25</sup> de  $17[mm]$  de diámetro.

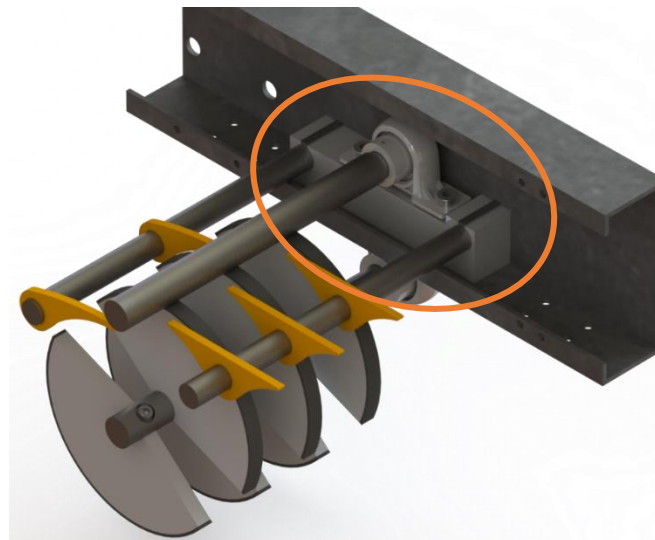


Figura 5.65 Soporte N°1

<sup>25</sup> Ver Anexo 9.4 Hoja de datos rodamiento autocentrante USPP 203.

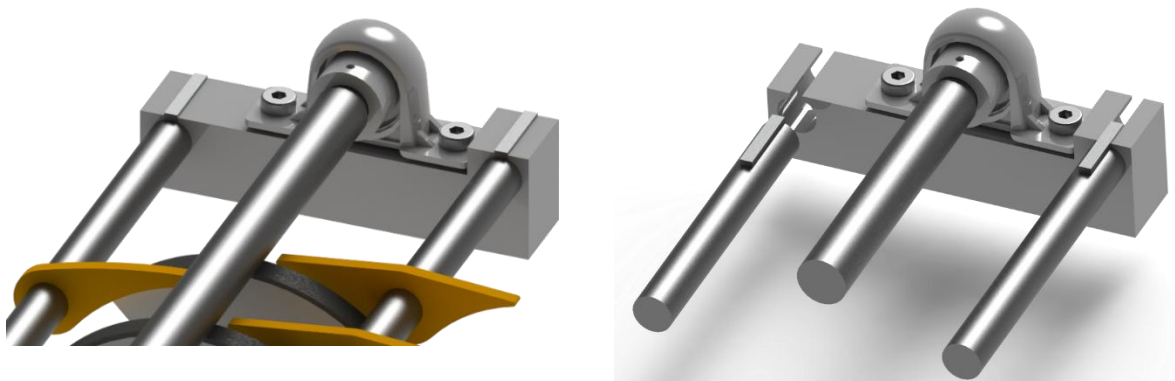


Figura 5.66 Vista en detalle del soporte N°1. Izquierda, se pueden observar los extremos de las barras insertados en las ranuras. Derecha, vista explosionada del conjunto

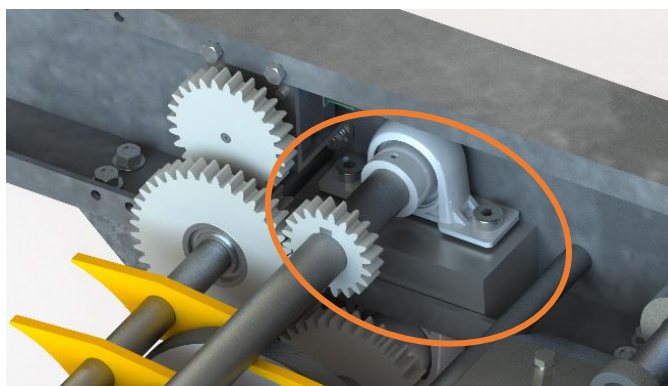


Figura 5.67 Soporte N°2

La barra encoladora se monta sobre los mismos rodamientos autocentrantes utilizados para el sistema de abastecimiento, el modelo USPP 204<sup>26</sup> de 20[mm] de diámetro (Figura 5.68).

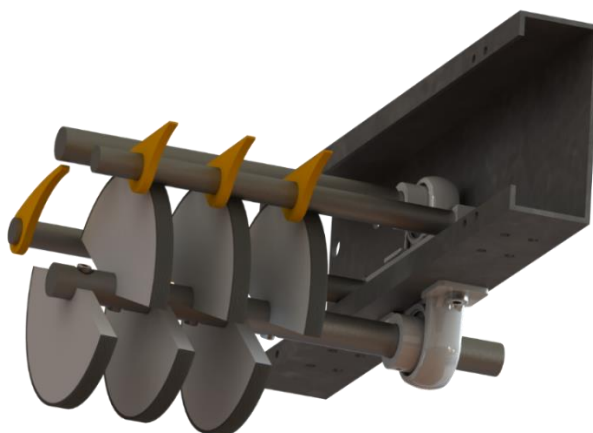


Figura 5.68

<sup>26</sup> Ver Anexo 9.5 Hoja de datos rodamiento autocentrante USPP 204.



### 5.5.3. Tren de engranajes

Para una correcta transferencia de adhesivo sobre el papel, los componentes giratorios deben tener, en su superficie, la misma velocidad tangencial (ver Figura 5.69). Es en la superficie de estos componentes donde se encuentra distribuido el agente adhesivo, por lo tanto, es necesario que no exista movimiento relativo entre los puntos superficiales ya que esto causaría un consumo disparado entre los componentes, generando una discontinuidad en el circuito del adhesivo. Para lograr esto, se emplea un conjunto de engranajes que provee la relación de velocidades adecuada entre los componentes giratorios.

El sistema de engranajes se encarga de transmitir el torque desde un motor eléctrico hacia los componentes giratorios del sistema de encolado, asegurando la correcta relación de velocidades.

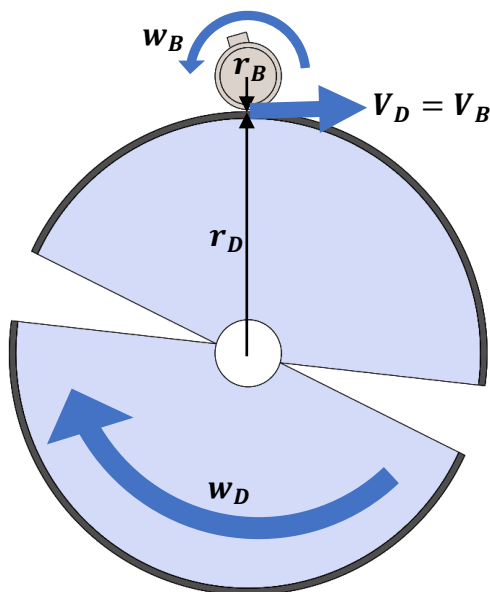


Figura 5.69 Velocidad angular y tangencial de los componentes encoladores

Para que la barra superior y los discos encoladores tengan la misma velocidad tangencial en su superficie, se debe cumplir una relación específica entre sus velocidades angulares. Planteando la ecuación de la velocidad tangencial para un cuerpo en rotación se obtiene lo siguiente:



$$V_B = V_D$$

$$r_B \cdot \omega_B = r_D \cdot \omega_D$$

$$\omega_B = \frac{r_D}{r_B} \cdot \omega_D$$

Esta ecuación expresa la relación de velocidades angulares entre los discos encoladores y la barra superior. Para lograrlo se diseñó un tren de engranajes que se calcula a continuación.

La ecuación general de engranajes es la siguiente:

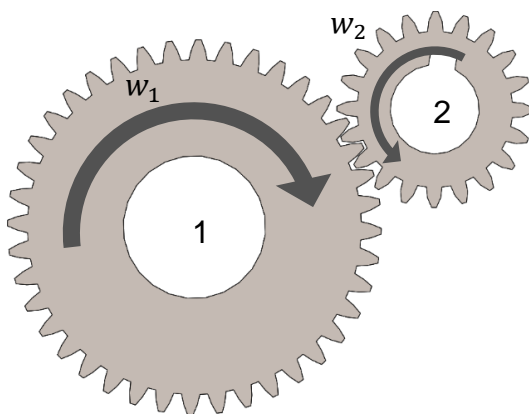


Figura 5.70

$$N_1 \cdot \omega_1 = N_2 \cdot \omega_2$$

Donde  $N$  es la cantidad de dientes y  $\omega$  es la velocidad angular (ver Figura 5.70).

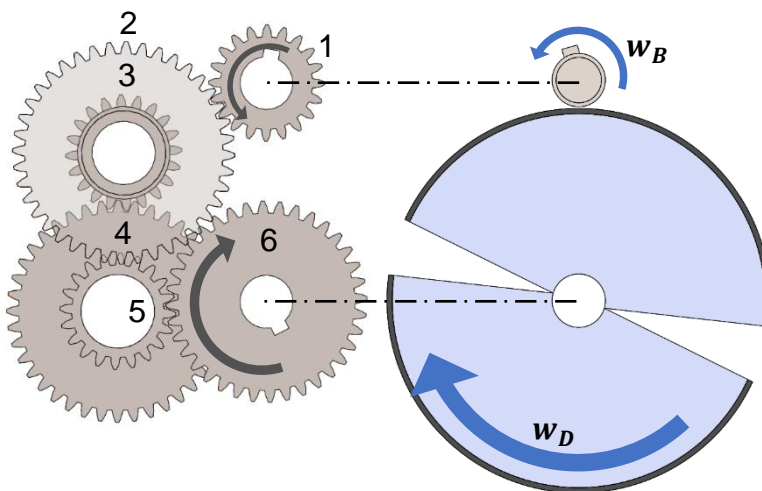


Figura 5.71 Tren de engranajes para la transmisión de potencia del sistema disco encolador y barra superior

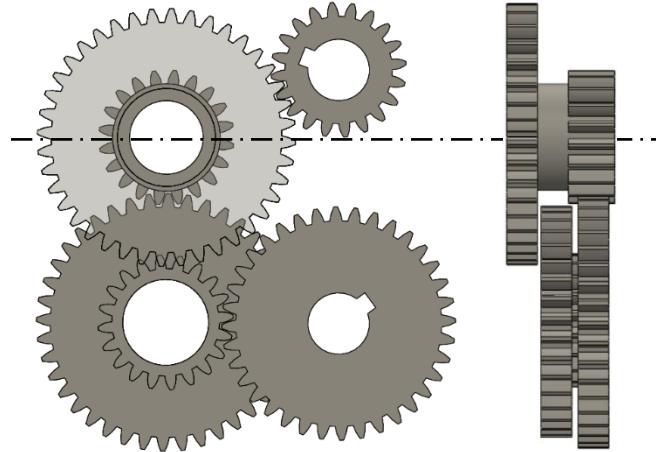


Figura 5.72 Se puede observar que los engranajes 6 y 2 se encuentran en distinto plano, de modo que sus dientes no hacen contacto

En la Figura 5.71 se observa que el engranaje N°1 está vinculado a la barra superior y el engranaje N°6 a los discos encoladores. Por lo tanto, la velocidad angular de la barra es la misma que la del engranaje 1 y la velocidad angular de los discos es la misma que la del engranaje 6.

Utilizando la ecuación general de los engranajes y la relación de velocidades angulares:

$$N_1 \cdot w_1 = N_2 \cdot w_2$$

Donde  $w_1 = w_B$ , recordando la ecuación obtenida para  $w_B$ :

$$N_1 \cdot \frac{r_D}{r_B} \cdot w_D = N_2 \cdot w_2$$

Donde  $w_D = w_6$ , entonces, despejando  $w_2$ :

$$\frac{N_1}{N_2} \cdot \frac{r_D}{r_B} \cdot w_6 = w_2$$

Para los engranajes 3 y 4 se cumple:

$$N_3 \cdot w_3 = N_4 \cdot w_4$$

Los engranajes 2 y 3 están unidos, por lo tanto  $w_3 = w_2$ , entonces:

$$N_3 \cdot \frac{N_1}{N_2} \cdot \frac{r_D}{r_B} \cdot w_6 = N_4 \cdot w_4$$

Despejando  $w_4$ :





$$\frac{N_3}{N_4} \cdot \frac{N_1}{N_2} \cdot \frac{r_D}{r_B} \cdot w_6 = w_4$$

Además, se cumple también para los engranajes 5 y 6:

$$N_5 \cdot w_5 = N_6 \cdot w_6$$

Los engranajes 4 y 5 son una misma pieza, haciendo  $w_5 = w_4$ :

$$N_5 \cdot \frac{N_3}{N_4} \cdot \frac{N_1}{N_2} \cdot \frac{r_D}{r_B} \cdot w_6 = N_6 \cdot w_6$$

Dividiendo todo por  $w_6$ , queda el valor de la cantidad de dientes que debería tener el engranaje 6 en función de la cantidad de dientes del resto de los engranajes.

$$N_6 = \frac{r_D}{r_B} \cdot N_5 \cdot \frac{N_3}{N_4} \cdot \frac{N_1}{N_2}$$

Para este sistema se eligieron engranajes módulo 2, con un ángulo de presión de 20 grados, donde  $N_1 = N_3 = N_5 = 20$  *dientes* y  $N_2 = N_4 = 40$  *dientes*. Además,  $r_D = 72[mm]$  y  $r_B = 10[mm]$ . Reemplazando estos valores en la ecuación anterior:

$$N_6 = \frac{72[mm]}{10[mm]} \cdot 20 \cdot \frac{20}{40} \cdot \frac{20}{40}$$

$$N_6 = 36 \text{ *dientes*}$$

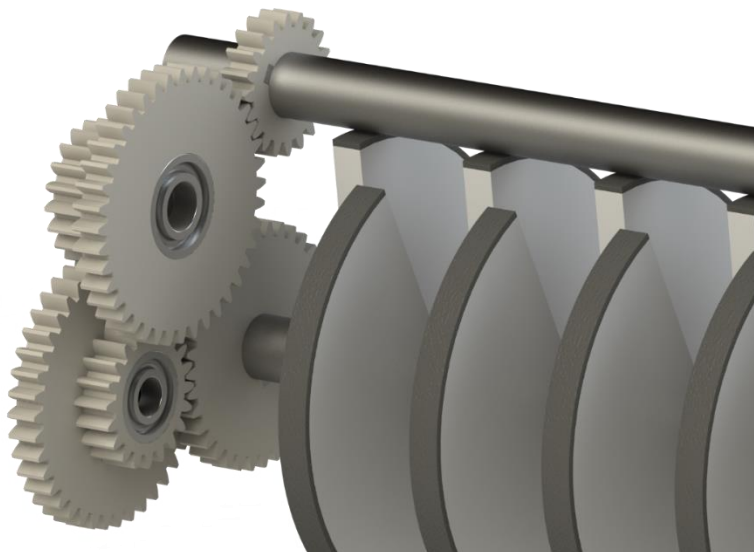


Figura 5.73 Tren de engranajes vinculado al sistema encolador



Por último, otro par de engranajes (Figura 5.74) se utiliza para vincular la barra encoladora con el cilindro recolector, proporcionando torque al cilindro y otorgando una correcta relación de velocidades entre ambos para garantizar el correcto flujo de adhesivo entre las superficies.

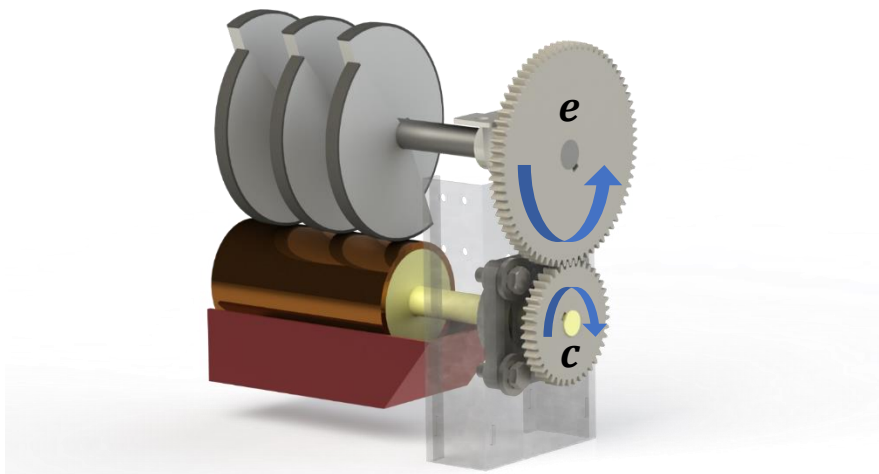


Figura 5.74 Sistema de engranajes encolador cilindro recolector

Haciendo la relación de velocidades correspondiente para estos componentes:

$$V_e = V_c$$

$$r_e \cdot \omega_e = r_c \cdot \omega_c$$

$$\omega_e = \frac{r_c}{r_e} \cdot \omega_c$$

Partiendo de un engranaje módulo 2, con un ángulo de presión de 20 grados y 72 dientes

para el eje encolador, se calcula entonces el engranaje para el cilindro:

$$N_c \cdot \omega_c = N_e \cdot \omega_e$$

$$N_c \cdot \omega_c = N_e \cdot \frac{r_c}{r_e}$$

$$N_c = N_e \cdot \frac{r_c}{r_e}$$

Donde  $r_e = 72[mm]$  y  $r_c = 40[mm]$ , esto es:

$$N_c = 72 \cdot \frac{40[mm]}{72[mm]}$$

$$N_c = 40 \text{ dientes}$$



### 5.5.4. Análisis estructural

Se realiza una verificación estructural de la barra encoladora y el cilindro recolector, sometidos a la acción de su propio peso y el de sus componentes. Lo que más interesa saber es la deformación que sufrirá el eje de la barra encoladora, ya que es de vital importancia que la separación entre los discos encoladores y el cilindro recolector sea constante a lo largo de la zona de contacto entre estos, lo cual garantiza una correcta transferencia del adhesivo.

#### Análisis de tensiones

##### Barra encoladora

El eje de la barra debe soportar su propio peso y además el de cada disco encolador que lleva acoplado. El material elegido para el eje es acero inoxidable SAE 304<sup>27</sup> con una resistencia a la tensión de 520 [MPa].

Los resultados obtenidos mediante el software de simulación son los siguientes:

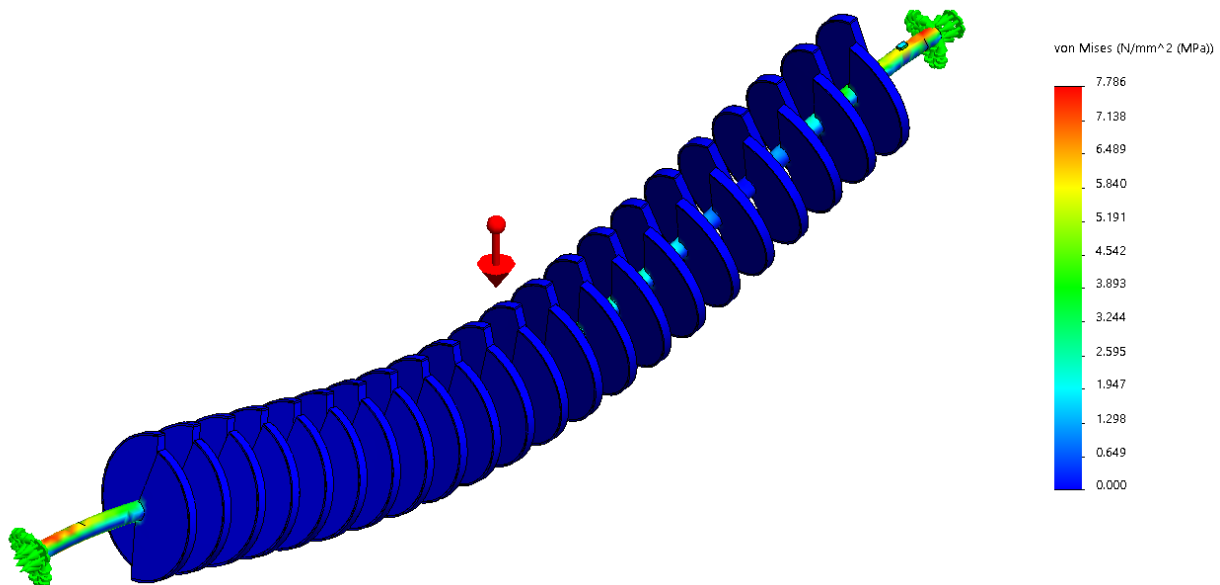


Figura 5.75 Resultado de simulación de esfuerzos

<sup>27</sup> Ver Anexo 9.17, propiedades mecánicas acero inoxidable AISI serie 300.

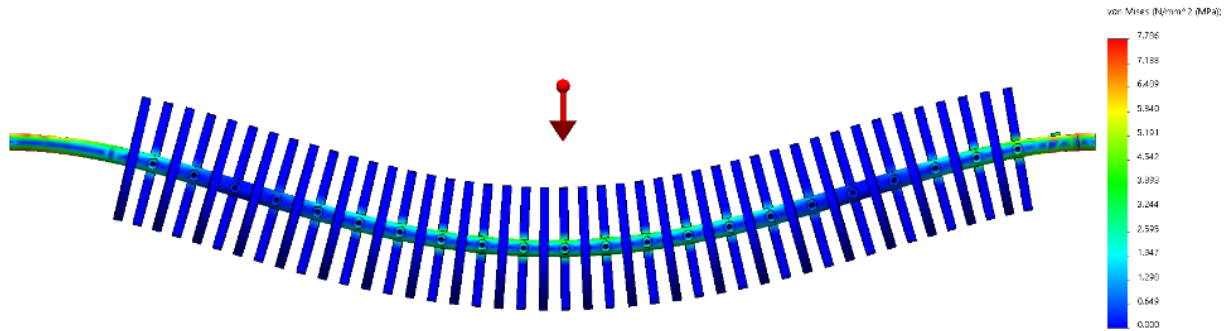


Figura 5.76 Resultado de simulación de esfuerzos

El punto más solicitado es la unión del eje con el rodamiento autocentrante, con un esfuerzo de  $7,786 [MPa]$ . En esos puntos de sujeción se dan los valores máximos de momento flector, similar a la situación de la barra tractora analizada en la sección 5.4.3. Comparando con el esfuerzo máximo permisible del material, de  $520 [MPa]$ , el eje satisface las condiciones de carga.

#### Cilindro recolector

Por otro lado, el cilindro encolador, al estar vinculado de la misma manera y tener una geometría similar, presenta una distribución de esfuerzos internos semejantes a la barra. Los resultados son los siguientes:

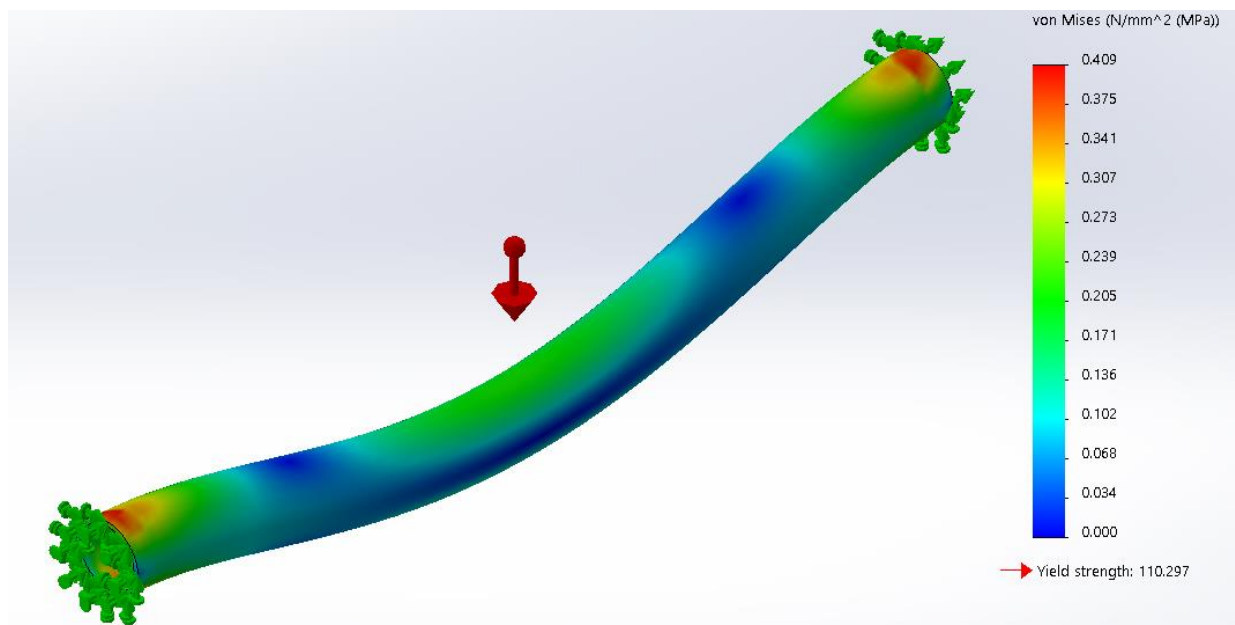


Figura 5.77 Resultado de simulación de esfuerzos



Un esfuerzo máximo de  $0,409[MPa]$  en ambos extremos del cilindro. Construido en bronce SAE 660<sup>28</sup> y, tomando el límite de fluencia proporcionado por el CAD, de  $110,30[MPa]$ , el cilindro recolector es capaz de soportar la carga de su propio peso.

### Análisis de la deformación

#### Barra encoladora

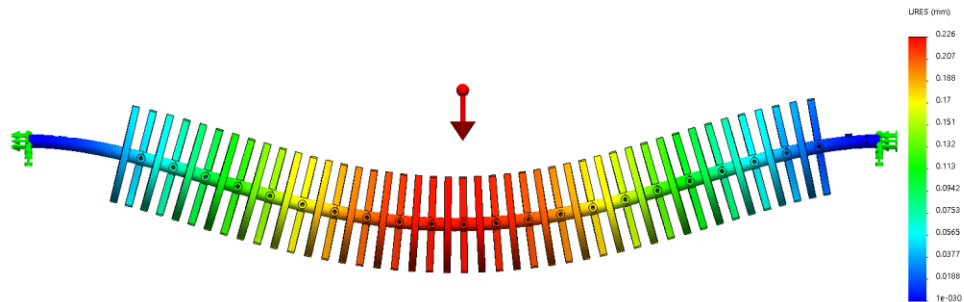


Figura 5.78 Resultado de simulación de deformaciones

Los resultados de la simulación arrojan un valor máximo de deformación de  $0,226[mm]$  en la zona central del eje, es decir, en el punto más alejado a los vínculos. Es una cantidad que no afecta al proceso de encolado, por lo que el sistema es viable.

#### Cilindro recolector

Los resultados obtenidos son los siguientes:

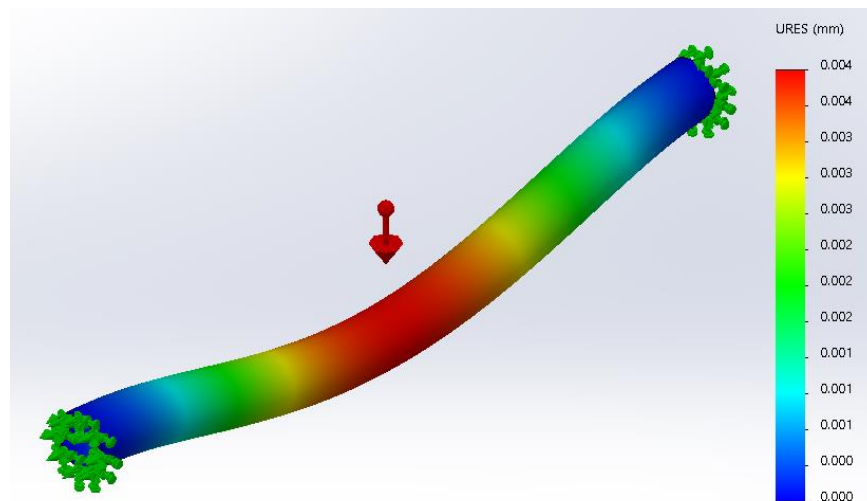


Figura 5.79 Resultado de simulación de deformaciones

<sup>28</sup> Ver Anexo 9.11 Propiedades del bronce SAE 660.



En el caso del cilindro, las deformaciones son aún menos significativas, con un valor máximo de 0,004 [mm], esto es 4[ $\mu$ m].

Estructuralmente, el sistema de encolado es capaz de operar correctamente bajo las condiciones de carga en la que se encuentran sus componentes.



### 5.5.5. Planos

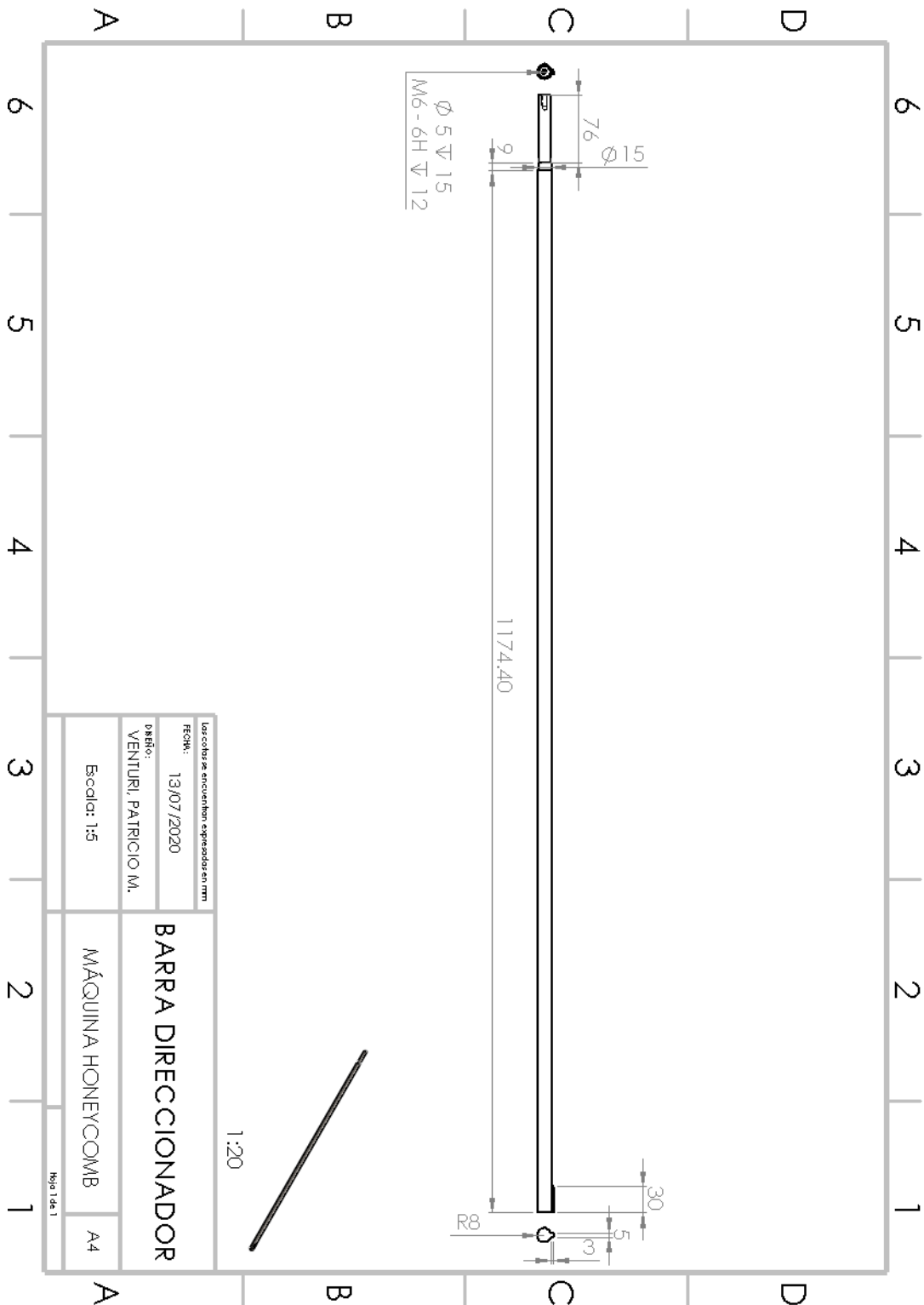


Figura 5.80 Plano Barra Direccionador

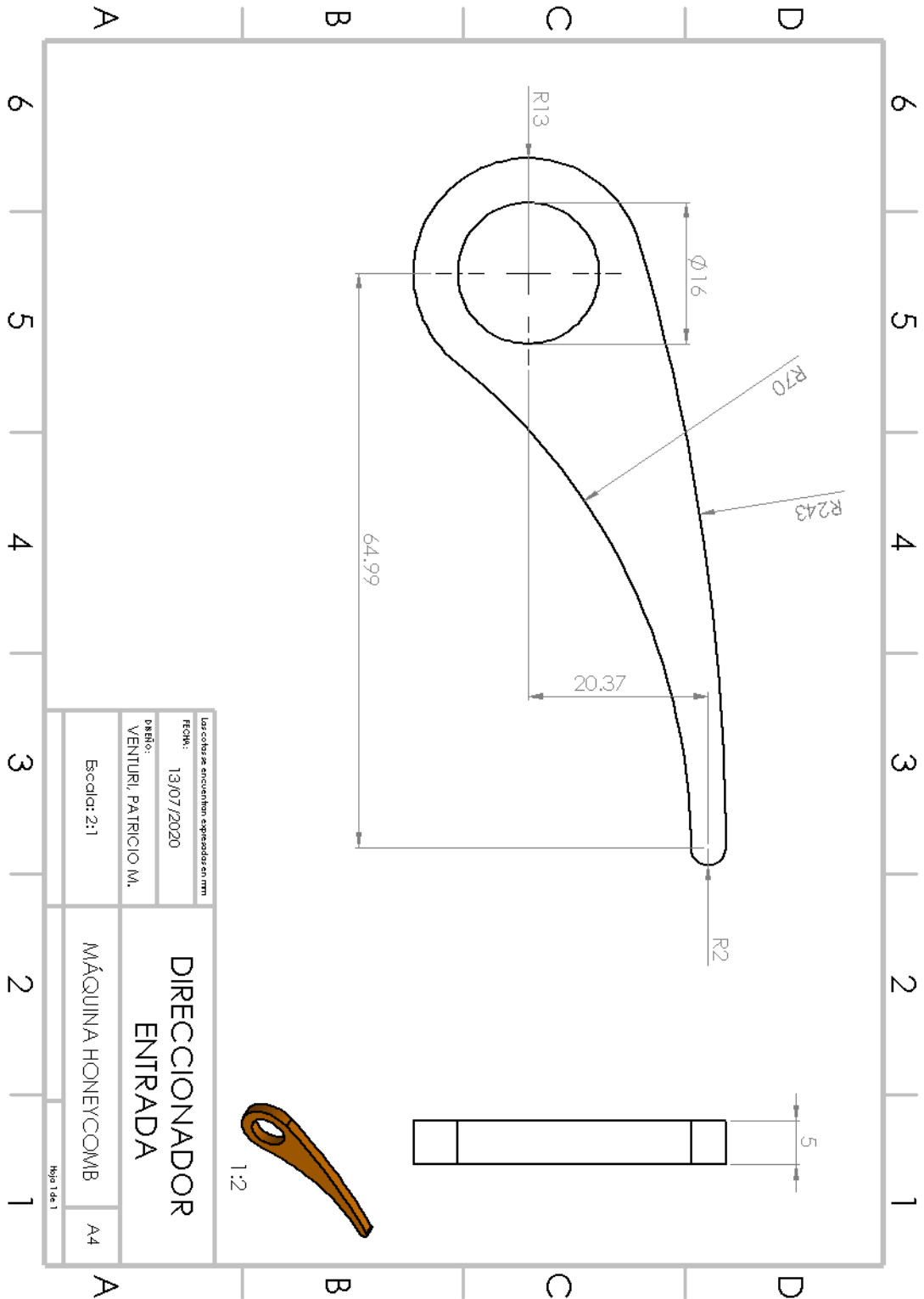


Figura 5.81 Plano Direccionador Entrada



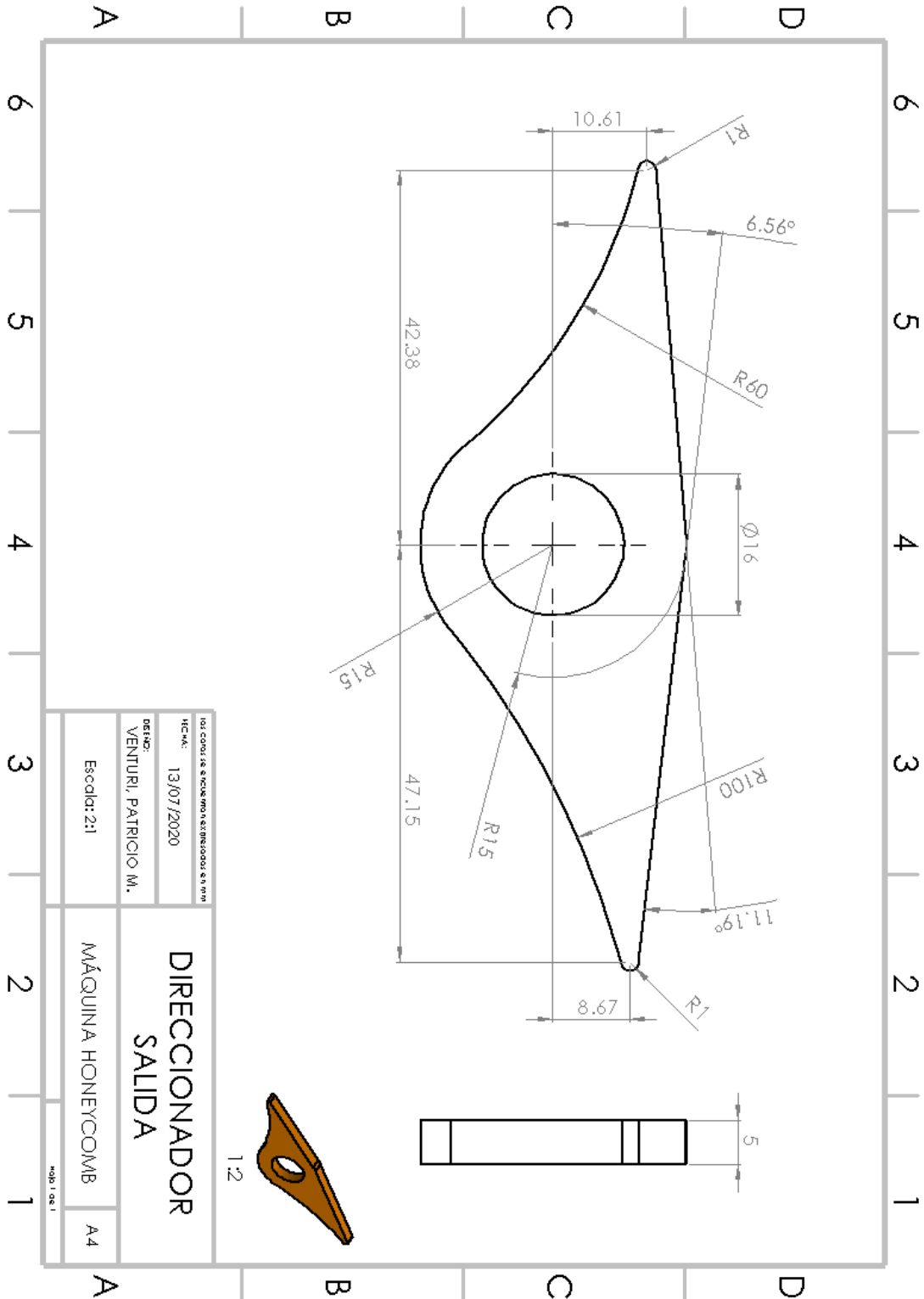


Figura 5.82 Plano Direccionador Salida

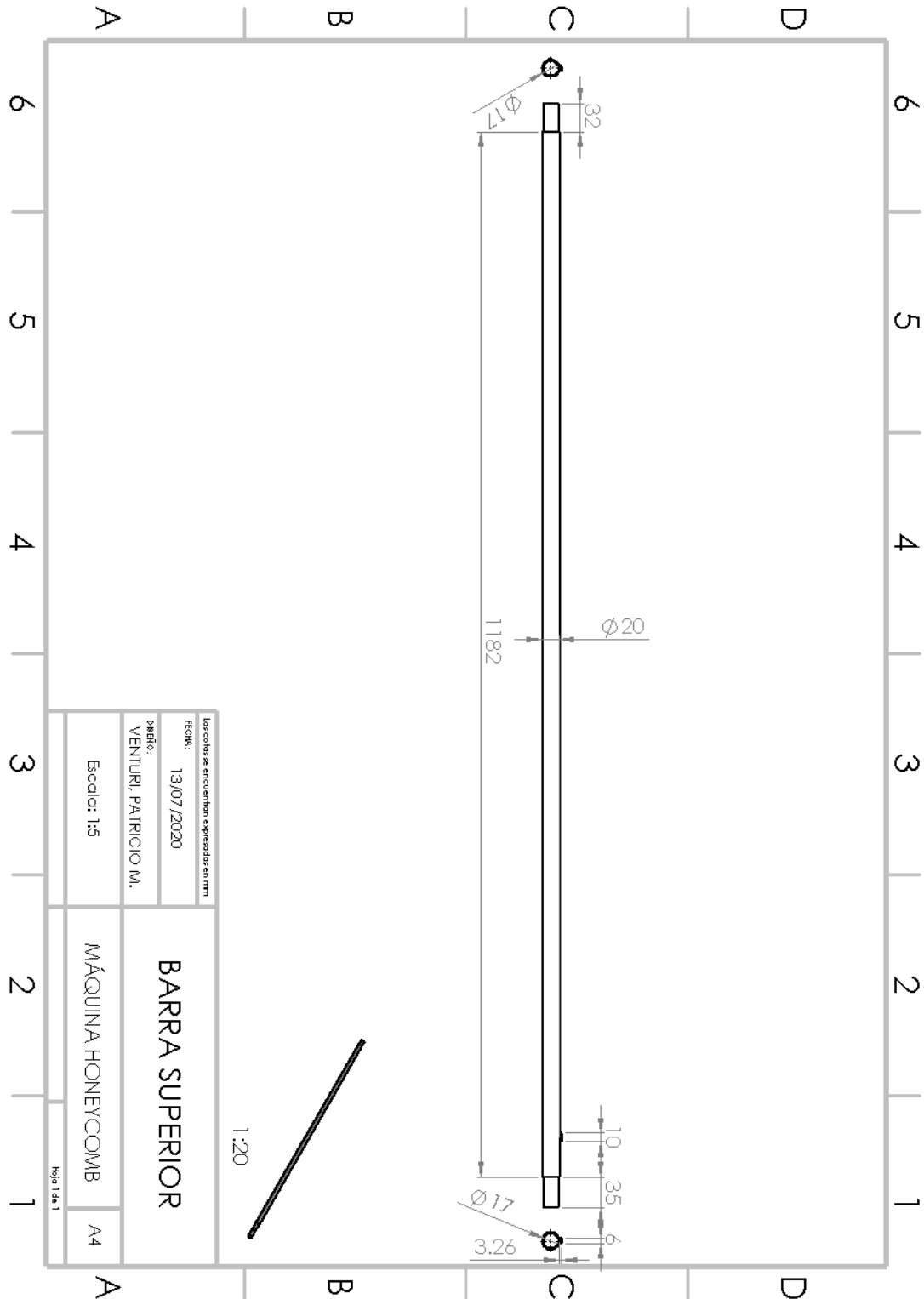


Figura 5.83 Plano Barra Superior

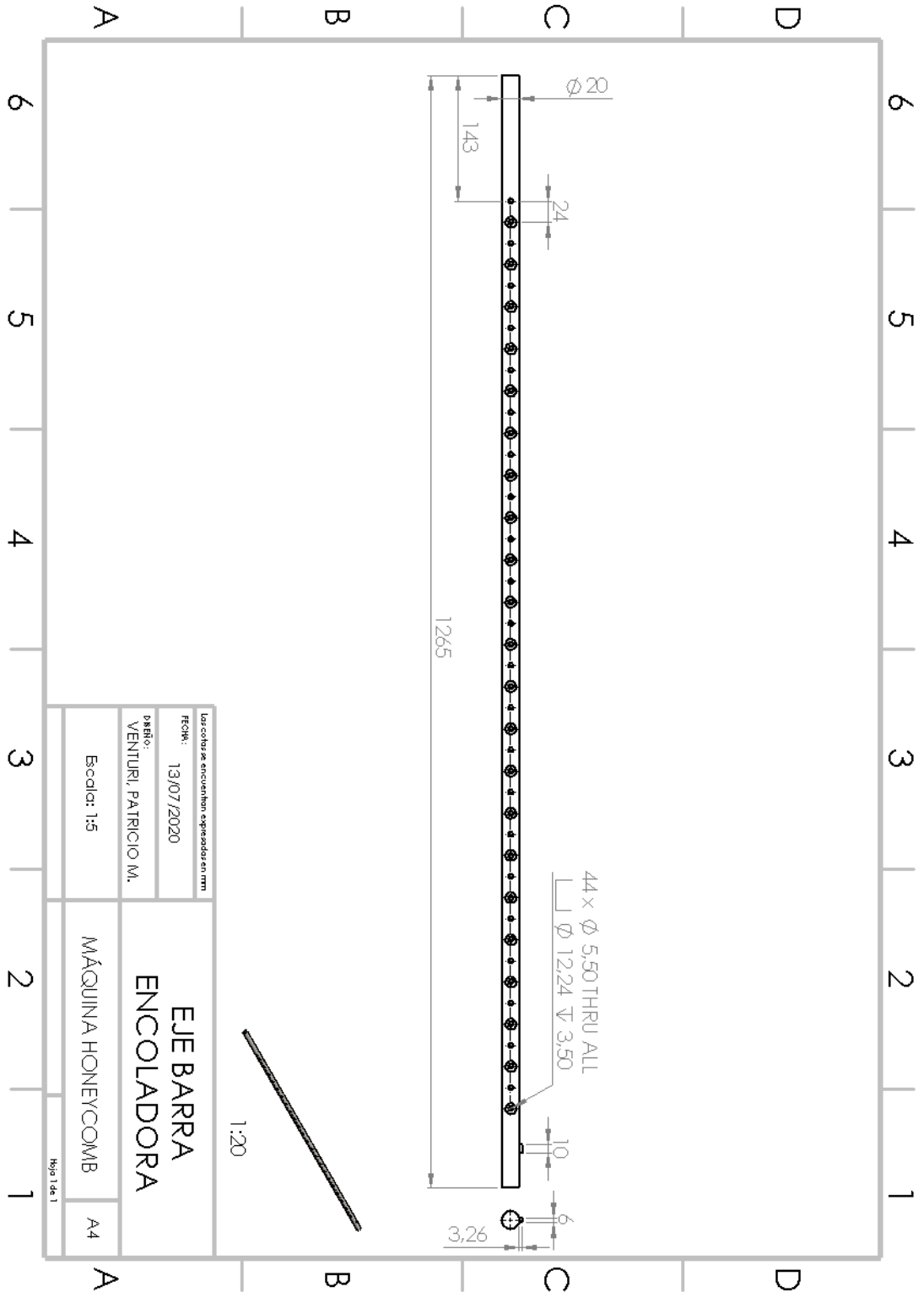


Figura 5.84 Plano Eje Barra Encoladora

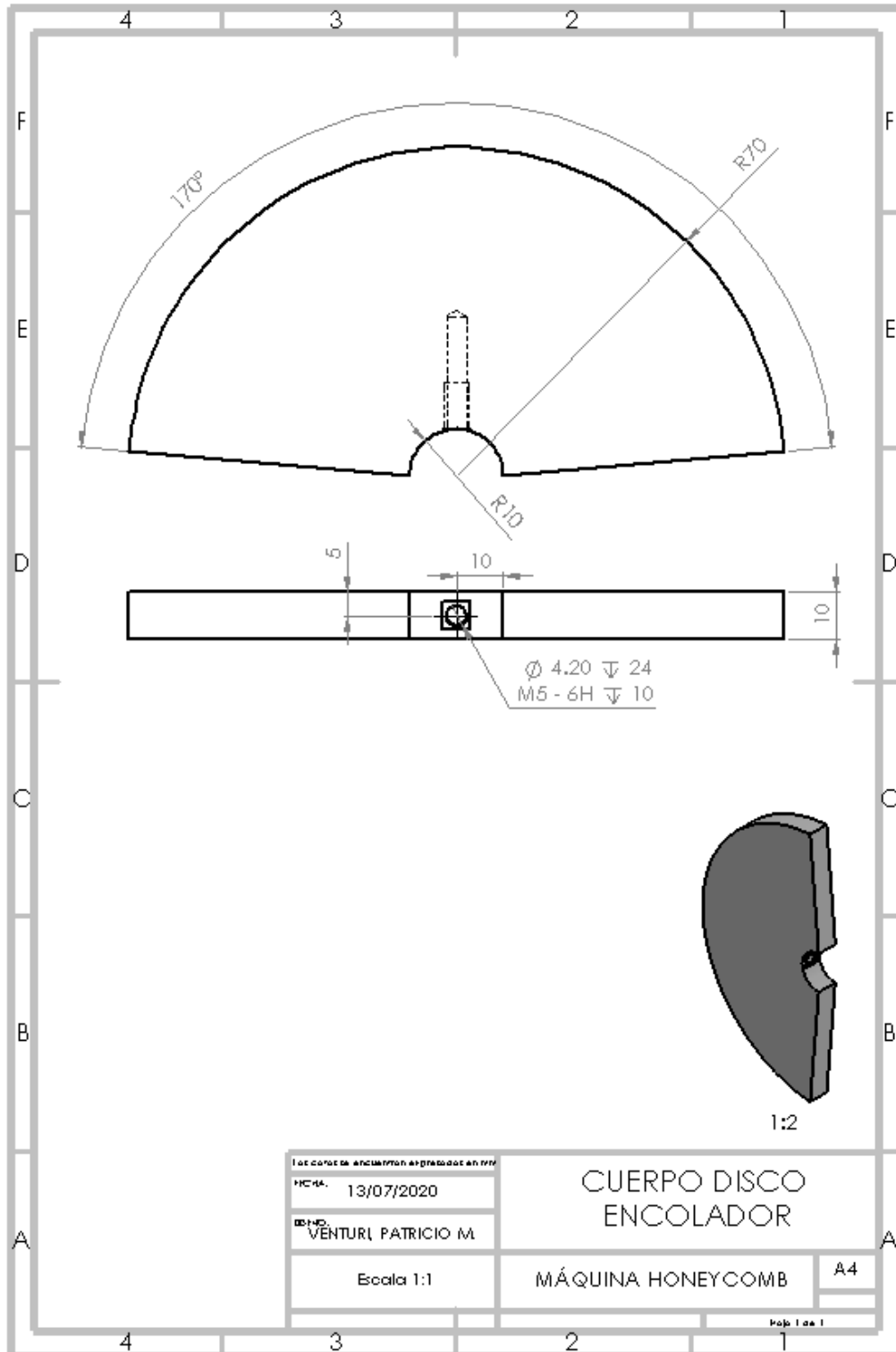


Figura 5.85 Plano Cuerpo Disco Encolador

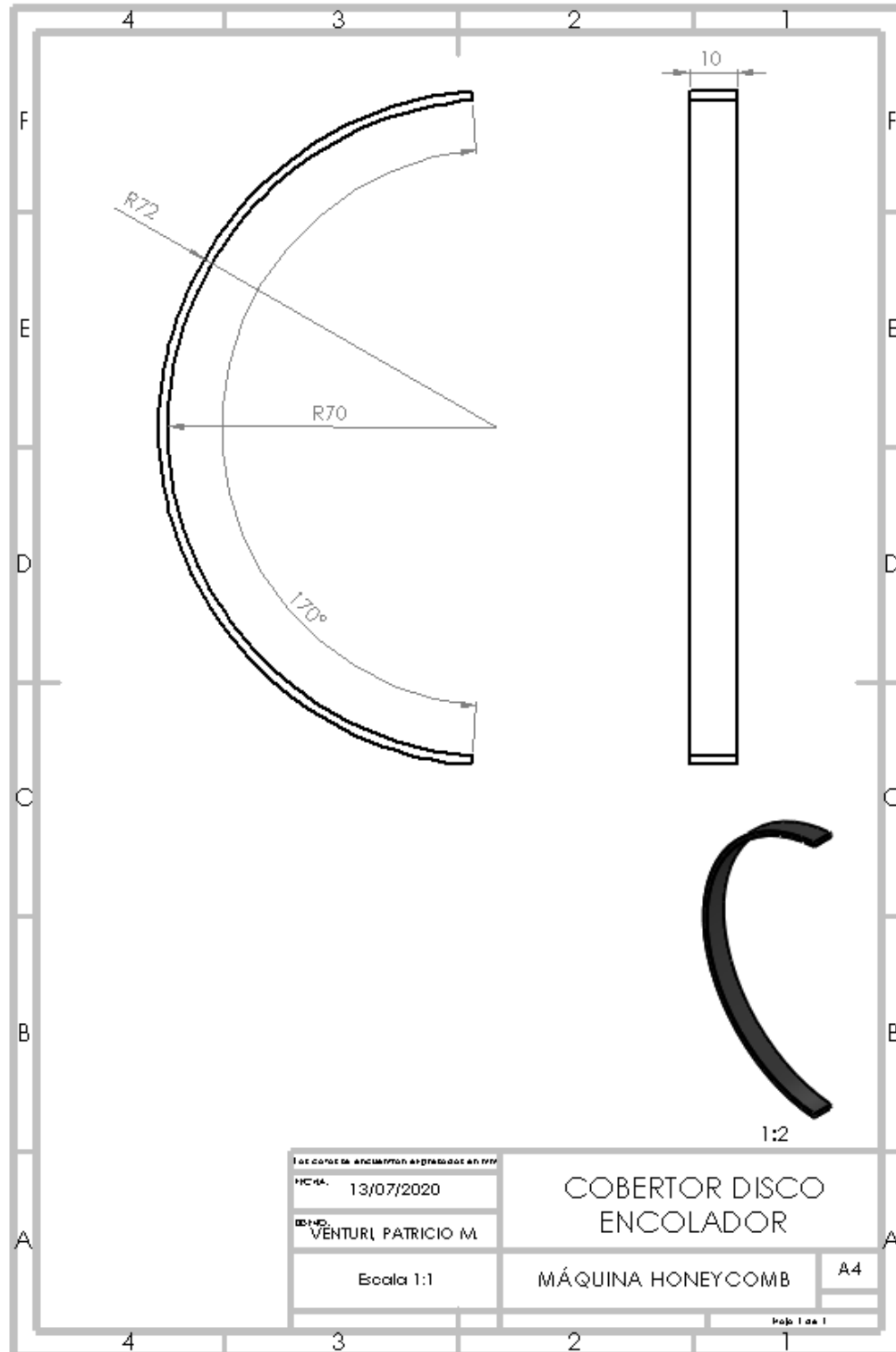


Figura 5.86 Plano Cobertor Disco Encolador

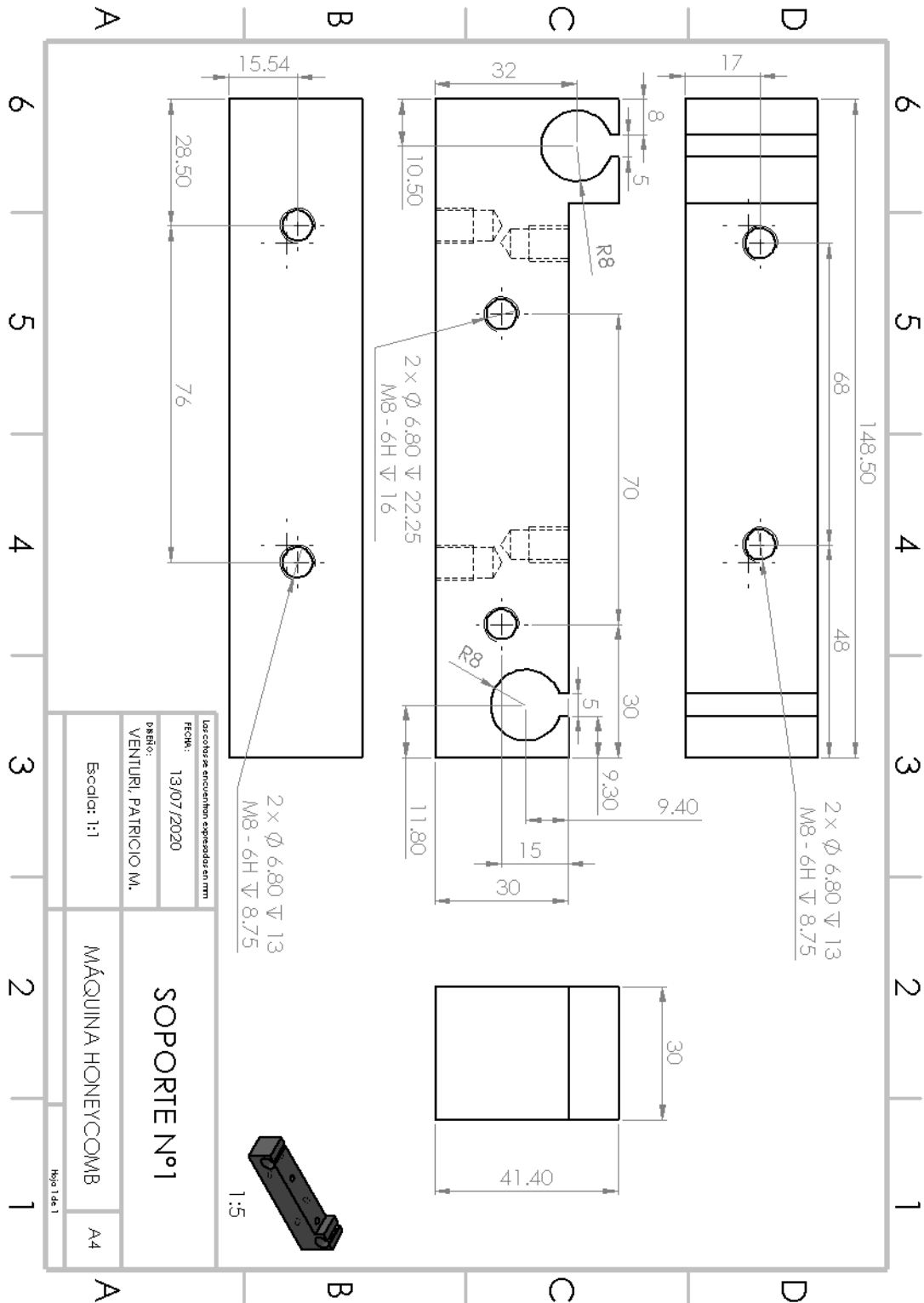


Figura 5.87 Plano Soporte N°1

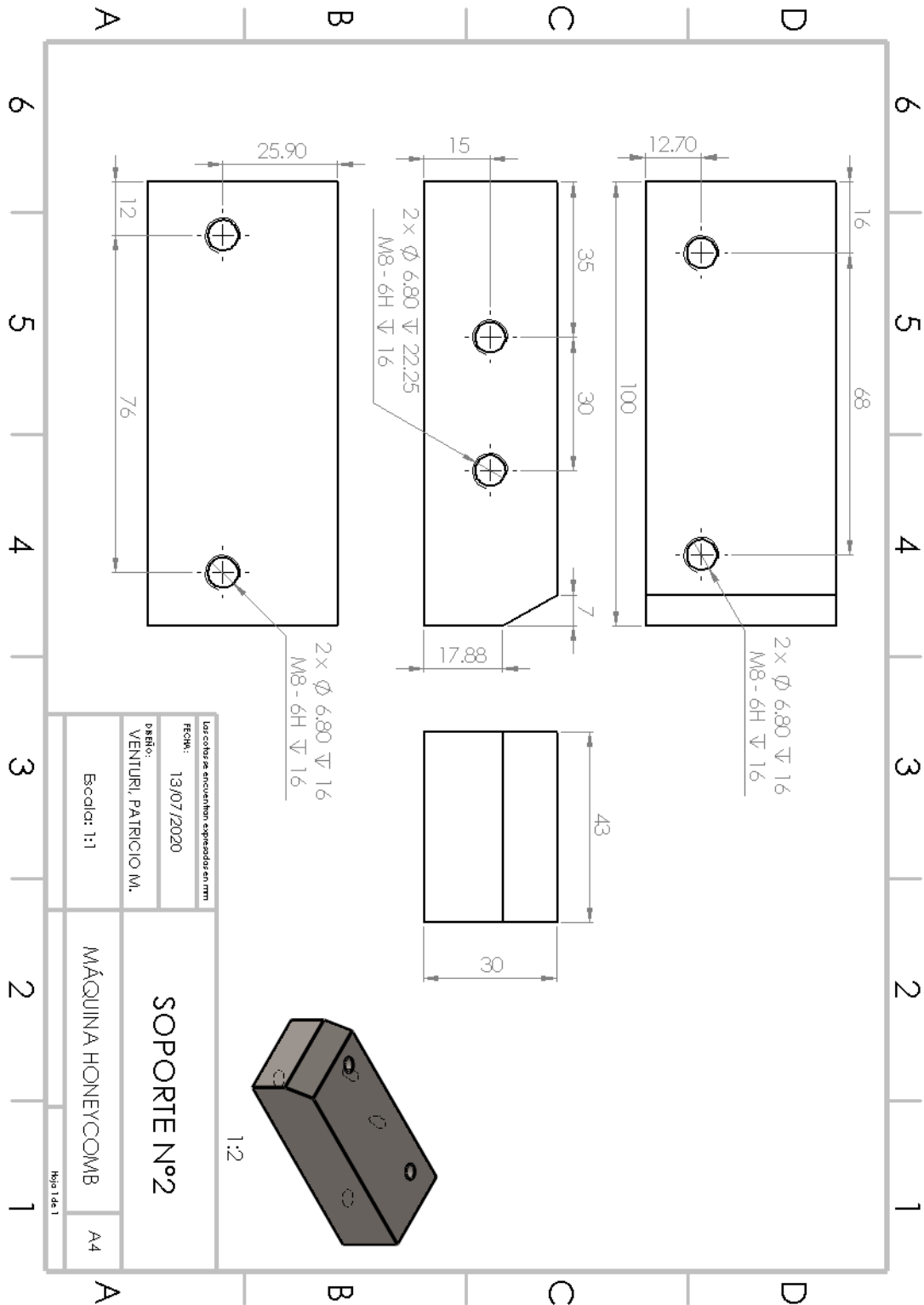


Figura 5.88 Plano Soporte N°2

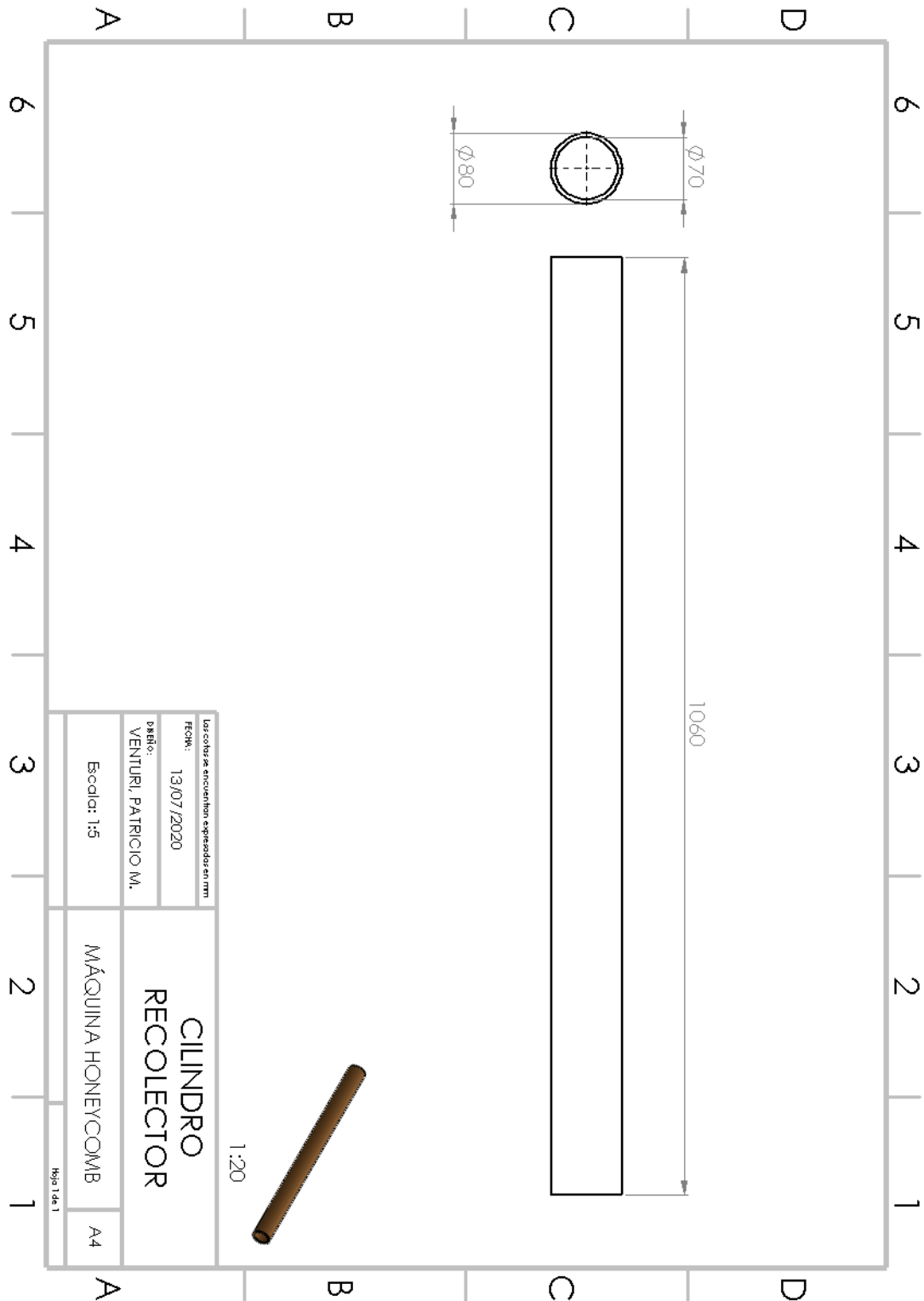


Figura 5.89 Plano Cilindro Recolector



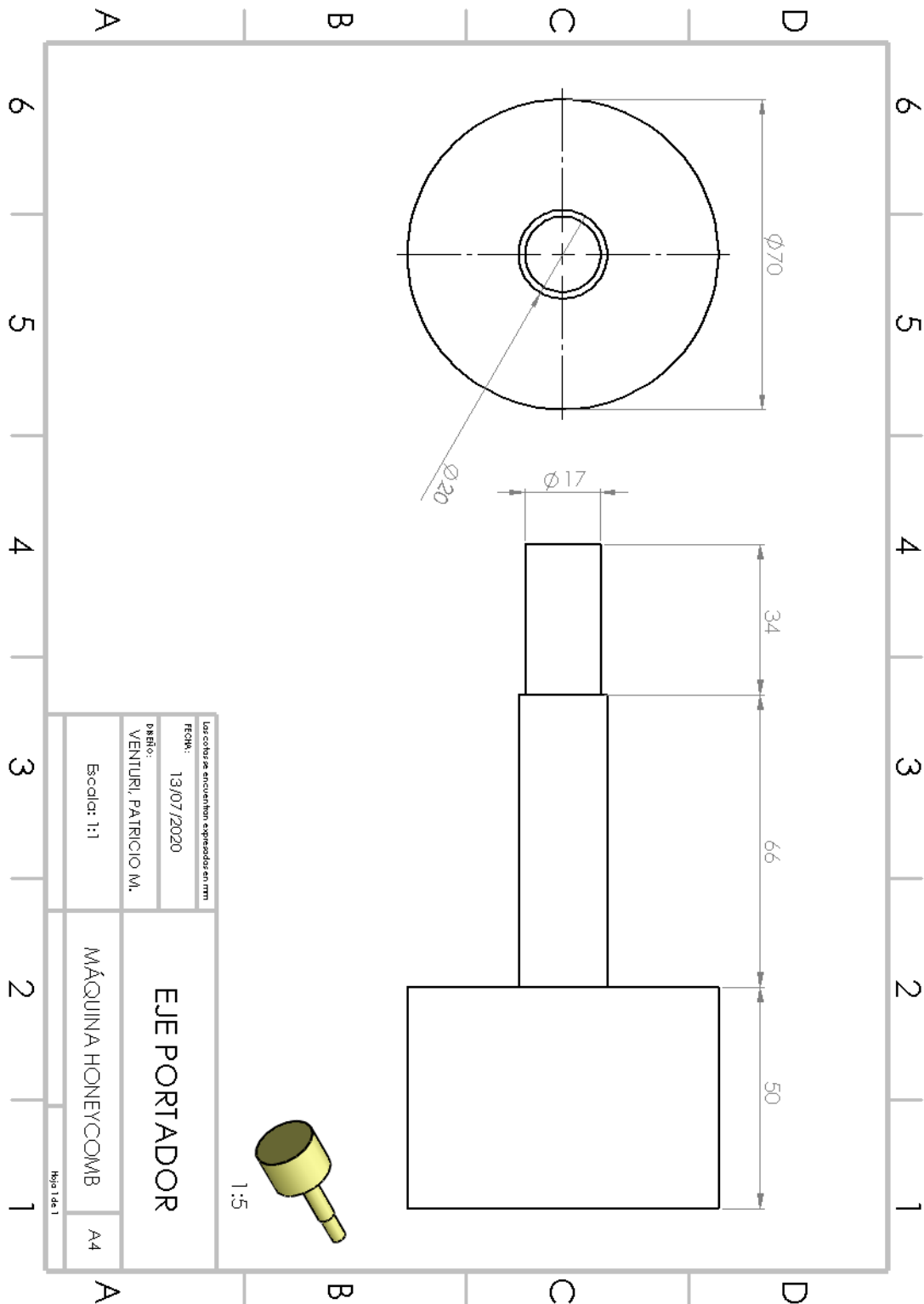


Figura 5.90 Plano Eje Portador

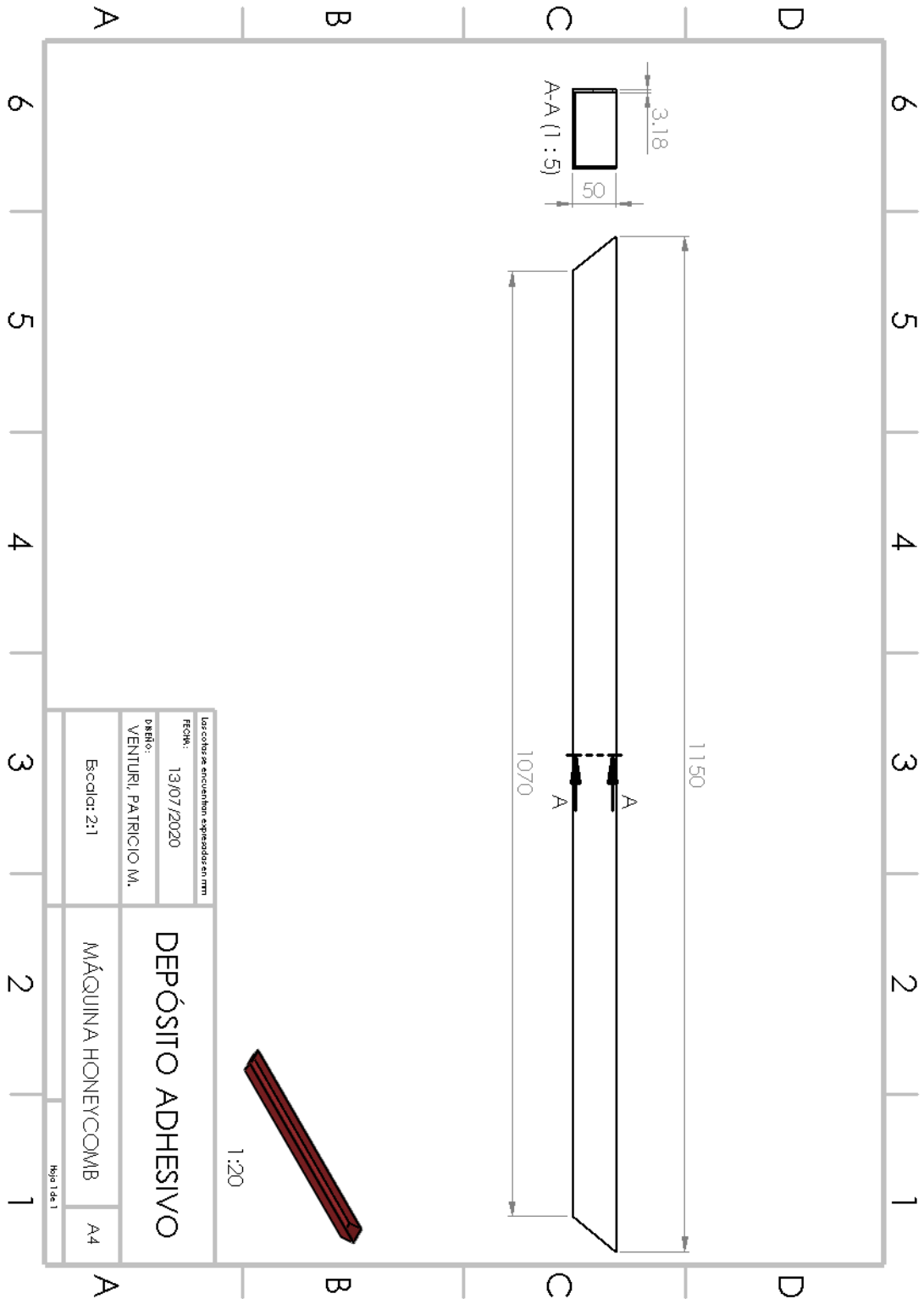


Figura 5.91 Plano Depósito Adhesivo

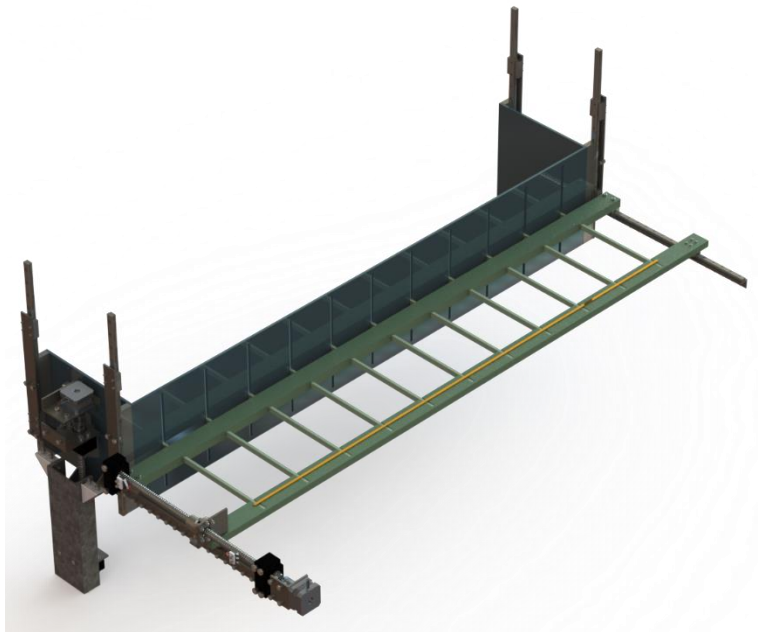


## 5.6. Bandeja y uñas de prensado

Una vez que las planchas completan el proceso de encolado, están listas para ser apiladas y formar las uniones que darán lugar a la geometría hexagonal. Para esto, se emplea un sistema de bandeja y uñas de prensado que será detallado a continuación.



*Figura 5.92 Sistema de bandeja y uñas de prensado montado sobre el bastidor*

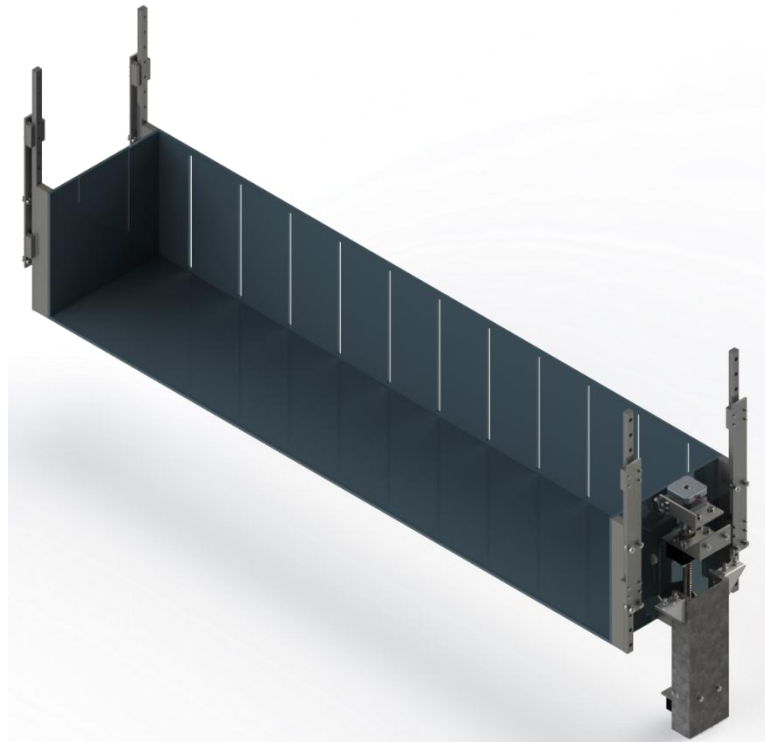


*Figura 5.93 Sistema de prensado*



### 5.6.1. Bandeja de prensado

Una bandeja se encarga de recibir las planchas de papel que salen del proceso de encolado. En esta bandeja, cada plancha que llega se coloca encima de la anterior. Debido a que las planchas emergen del proceso de encolado a una altura fija, la bandeja está montada sobre un sistema móvil, impulsado por un actuador lineal, permitiendo variar su posición vertical en base a la cantidad de planchas apiladas.



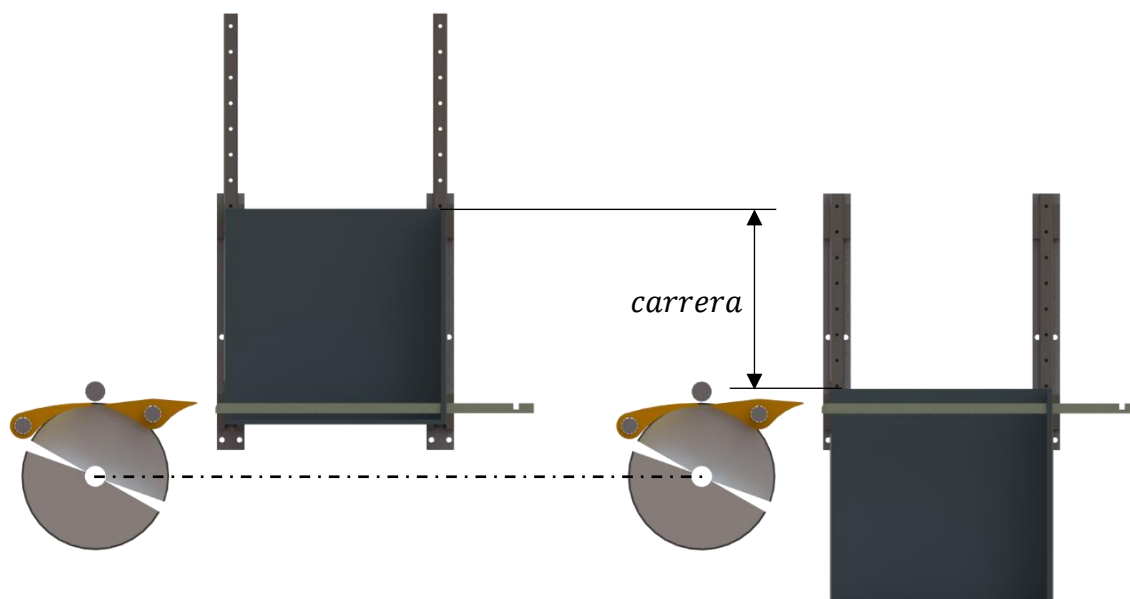
*Figura 5.94 Bandeja de prensado*

#### **Movimiento**

El desplazamiento total que puede realizar la bandeja se denomina carrera. Cuando la bandeja se prepara para recibir la primera plancha de papel, se encuentra en el punto más alto de su carrera, que coincide con la altura a la que se encuentra el direccionador de salida del proceso de encolado. A medida que más planchas ingresan a la bandeja, esta comienza a descender hasta llegar al punto muerto inferior de la carrera. Una vez en este punto, la bandeja



llegó a su capacidad máxima y las planchas pueden ser retiradas para continuar con el proceso de estirado, donde se define el ángulo del hexágono. En la siguiente figura se detalla lo anterior.



*Figura 5.95 Vista lateral en corte de la bandeja. Izquierda, bandeja en el punto muerto superior. Derecha, bandeja en el punto muerto inferior*

### Montaje

La bandeja está montada sobre las guías lineales que le otorgan el desplazamiento vertical. Para esto se emplean los modelos de carro y guía “GFW12” y “GFS12” respectivamente, los mismos utilizados para el sistema guillotina (sección 5.3.1)<sup>29</sup>.

La bandeja lleva acopladas dos guías en cada extremo, mientras que los carros se unen al bastidor por medio de una planchuela metálica que se atornilla al mismo. De esta forma, los carros están fijos, y las guías son las que se desplazan junto con la bandeja (ver Figura 5.96).

<sup>29</sup> Ver Anexo9.15, Hoja de datos sistema de carro y guía Schaeffler.

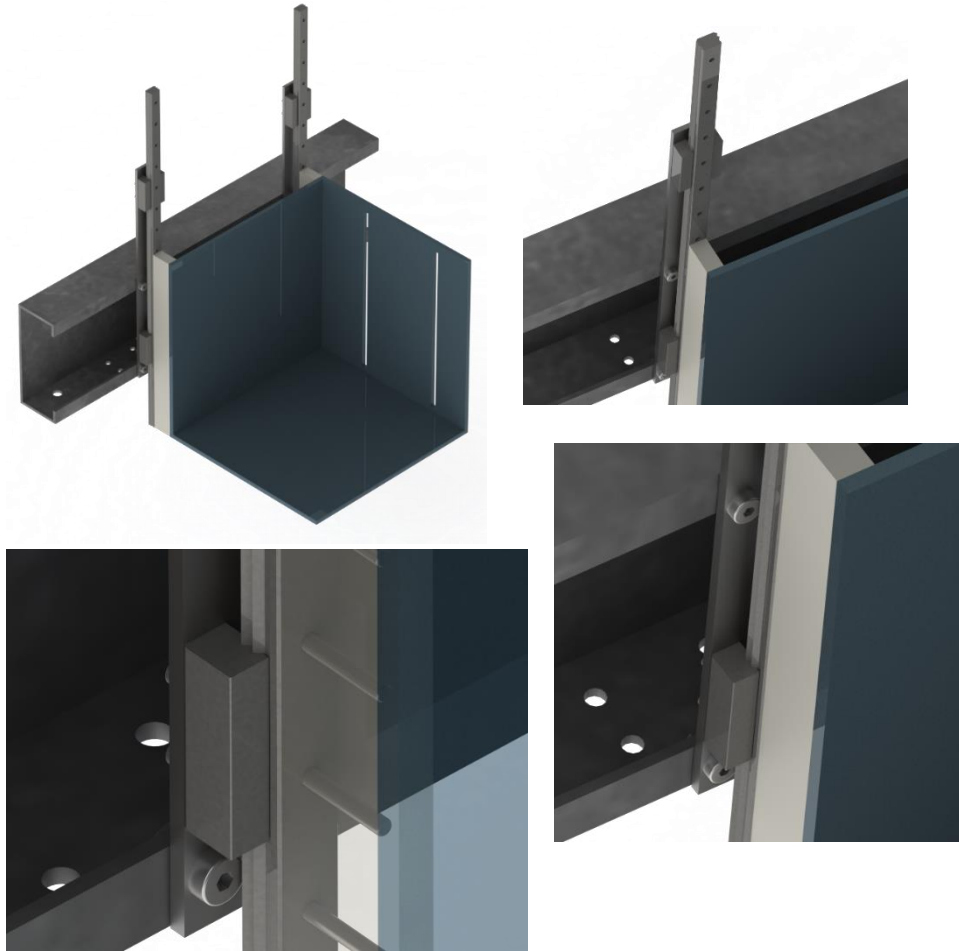


Figura 5.96 Montaje de la bandeja al bastidor

### Transmisión

Un kit conformado por husillo, tuerca y fijaciones con rodamiento, se encarga de transmitir el movimiento desde un motor eléctrico a la bandeja.

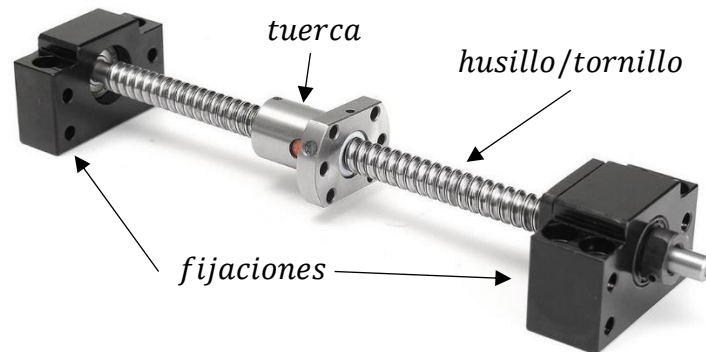
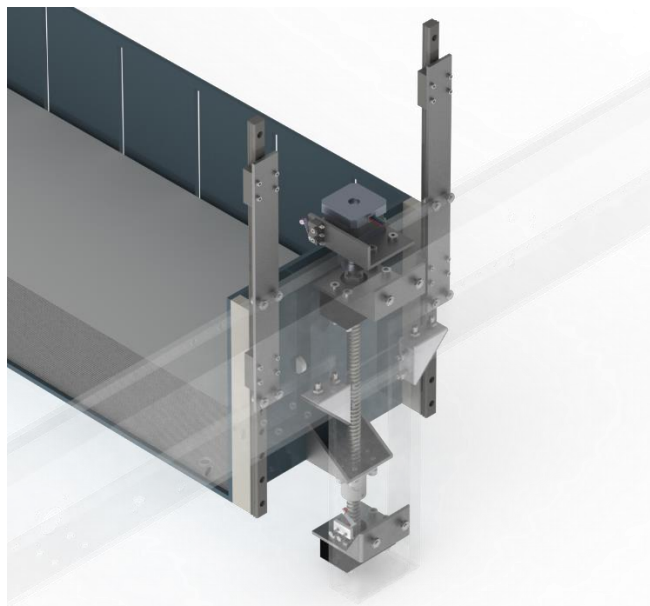
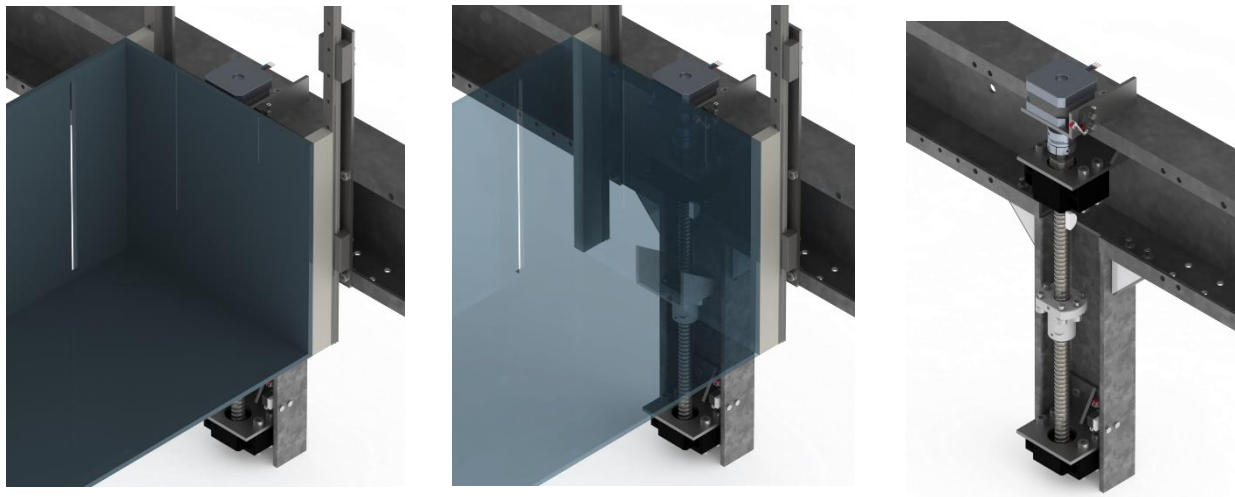


Figura 5.97 Kit utilizado para el movimiento lineal de la bandeja

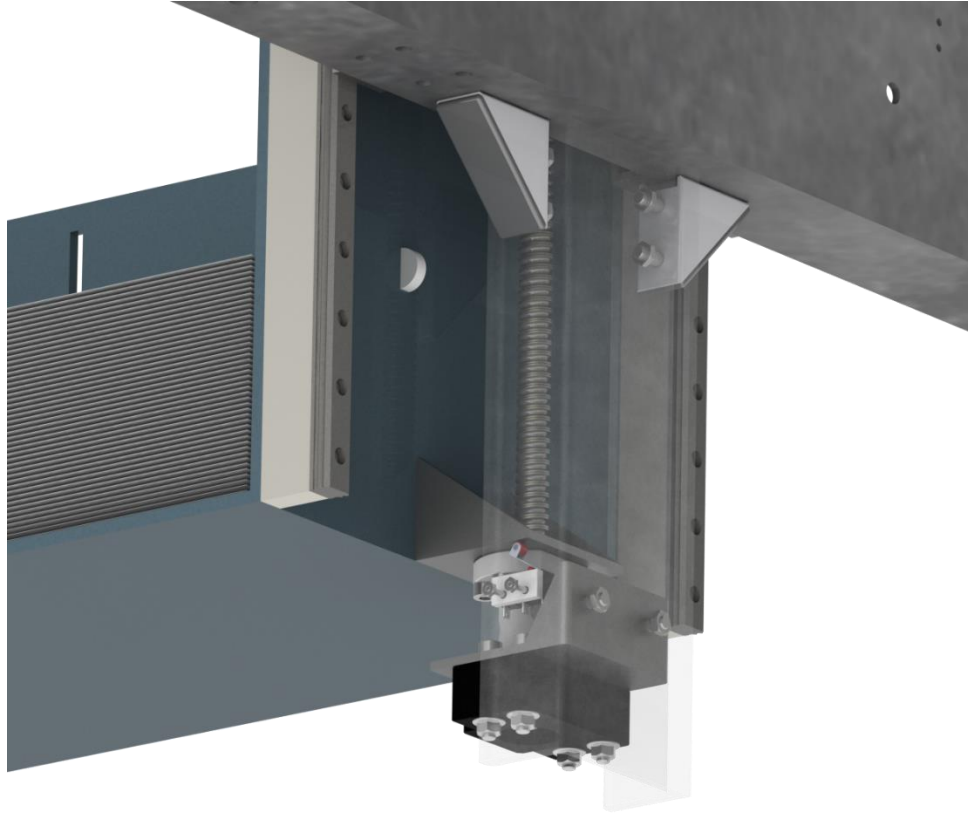


La bandeja se vincula al actuador lineal a través de un soporte que se atornilla a la tuerca móvil del husillo. A través de este soporte, el actuador puede transmitir su movimiento a la bandeja para que esta pueda desplazarse a través de las guías lineales.

Por otro lado, las fijaciones con rodamiento del actuador, se vinculan al bastidor a través de unos soportes que se empotran en el mismo. Un motor eléctrico se acopla al tornillo en uno de sus extremos y además se emplean dos interruptores “fin de carrera” que censan cuando la bandeja llega al punto muerto superior e inferior.



*Figura 5.98 Sistema de transmisión de la bandeja*



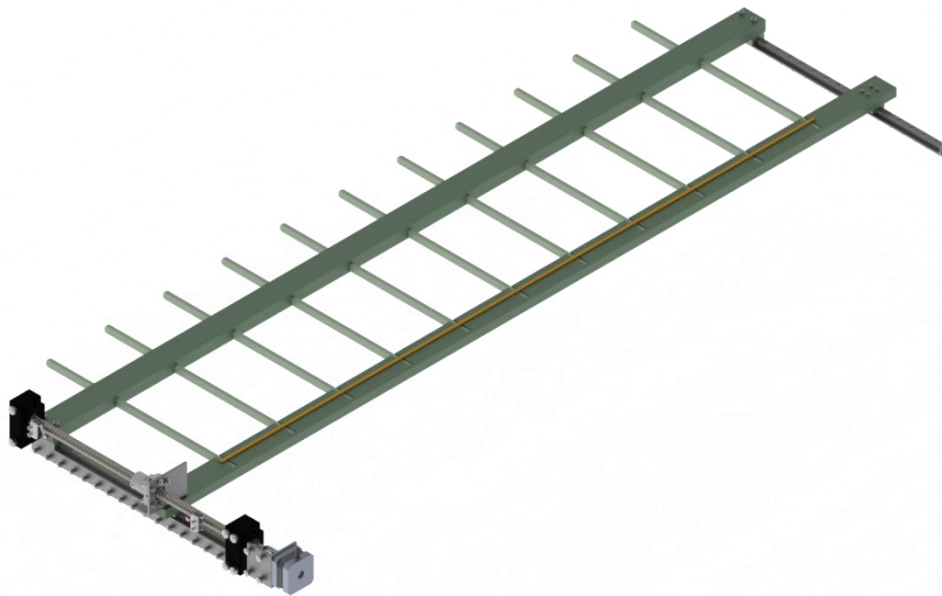
*Figura 5.99 Bandeja llegando al fin de carrera inferior*





### 5.6.2. Uñas de prensado

En el proceso de encolado, debido a que las planchas de papel transitan por encima de los discos encoladores, el adhesivo queda impregnado en la superficie inferior del papel. Por esta razón, las planchas no pueden ser deslizadas hacia la bandeja, ya que, de haber rozamiento entre ellas, se perdería la impresión de pegamento producida por los discos. Para resolver esta situación, se emplean una serie de varillas de perfil rectangular, que actúan de posicionadores para las planchas de papel. Además, cumplen la función de presionar las planchas de papel que ya fueron colocadas en la bandeja. Por este motivo, se las denominó uñas de prensado.



*Figura 5.100 Uñas de prensado*

Para recibir adecuadamente las planchas impregnadas, las uñas se encuentran horizontalmente alineadas con los direccionadores de salida del proceso de encolado. Además, las dimensiones de su perfil y el posicionamiento de las uñas a lo largo de la bandeja están pensados para que no exista interferencia con el adhesivo que se encuentra en el papel.

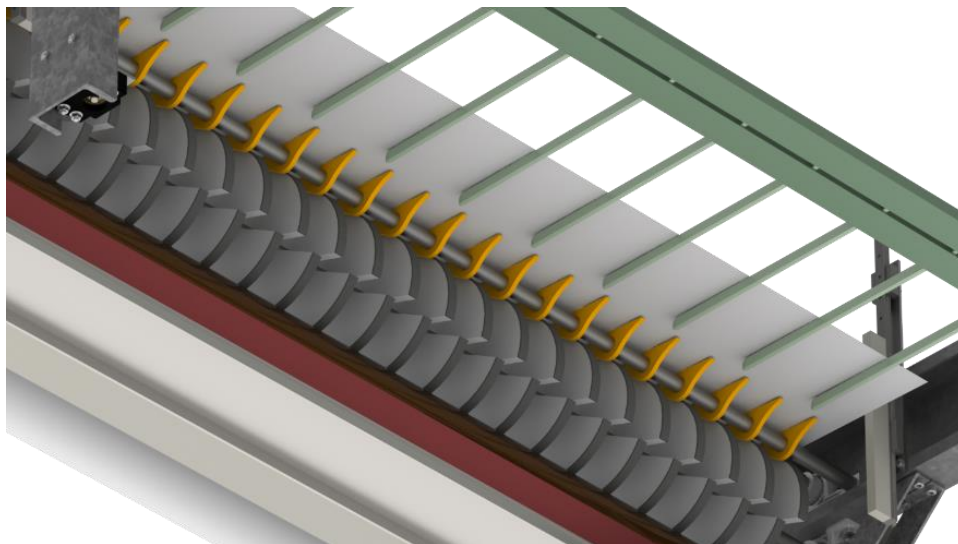


Figura 5.101 Uñas de prensado recibiendo plancha de papel

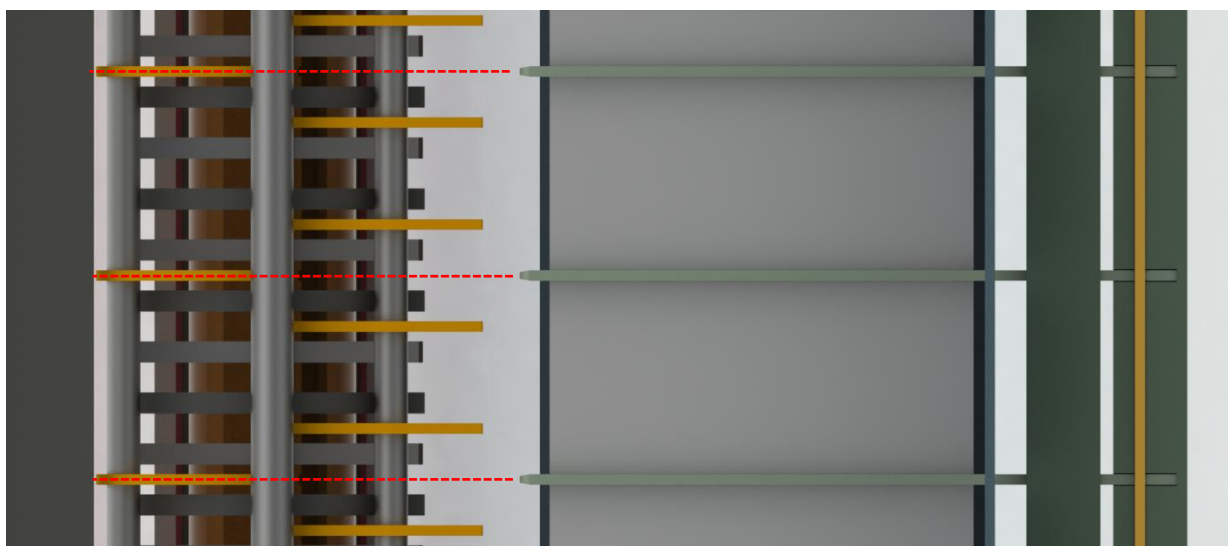


Figura 5.102 Vista superior ampliada. Detalle de alineación de las uñas para evitar el contacto del adhesivo. Se puede observar que están desfazadas con respecto a los discos encoladores. Las líneas discontinuas rojas, representan la proyección de la posición de las uñas, que coincide con el espacio vacío que hay entre los discos

### Movimiento

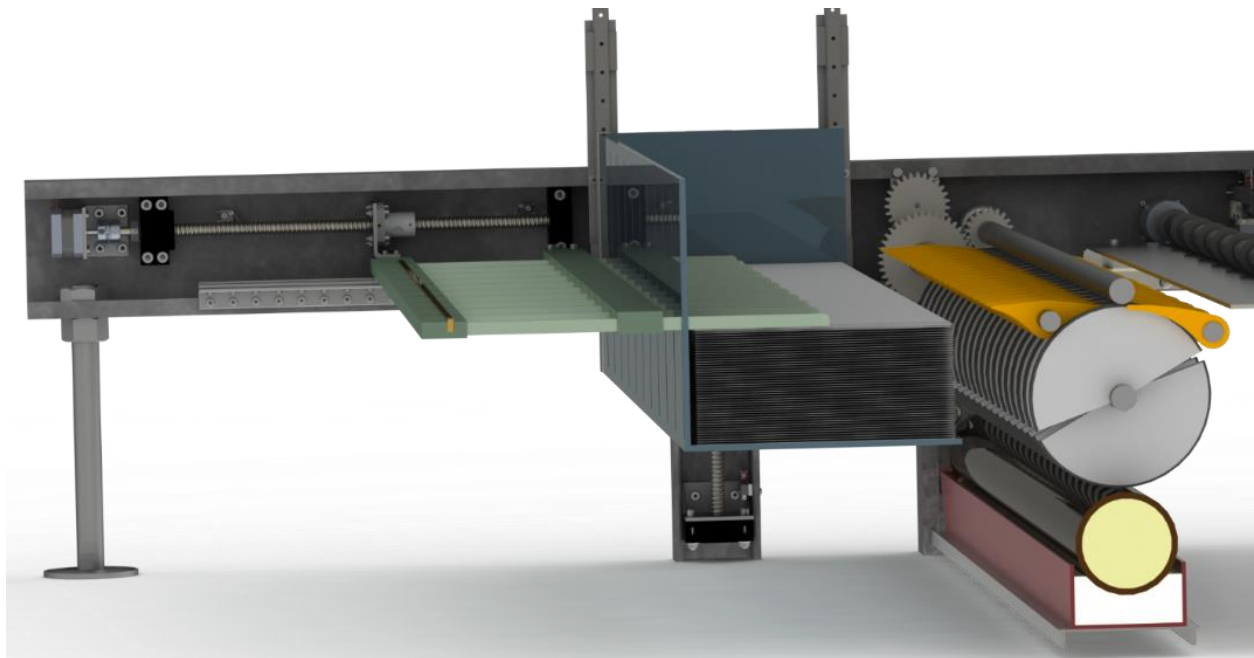
Por su lado, las uñas también realizan un movimiento de traslación alternado, describiendo así una carrera en dirección horizontal. Este movimiento se lleva a cabo para realizar la acción de recepción y colocación de las planchas de papel, desde el proceso de encolado hacia la bandeja de prensado respectivamente. Esta acción es la que permite apilar las planchas de papel y, al mismo tiempo, conservar la impresión de pegamento sin alterar el patrón que formará los hexágonos.



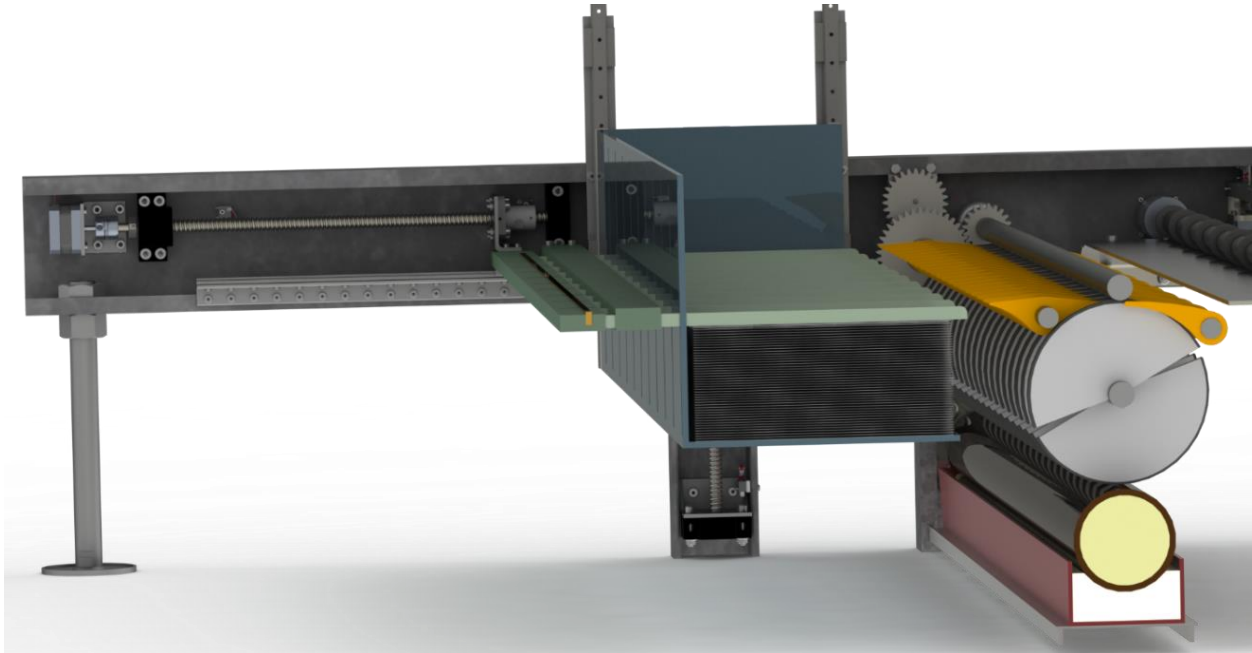
Cuando las uñas avanzan hasta llegar a su máximo desplazamiento, se aproximan a los direccionadores de salida y están listas para recibir la plancha de papel que fue impregnada. Una vez que la plancha avanza y se encuentra totalmente posada sobre las uñas, estas comienzan a retraerse. Cuando esto ocurra, el papel se irá posando sobre aquel que ya se encuentra en la bandeja, comenzando por un extremo hasta encontrarse totalmente encima una vez que la uña se haya retirado por completo. Esta colocación gradual de las planchas de papel, mantiene la forma del pegamento, produciendo uniones satisfactorias que darán lugar a hexágonos de mayor calidad.

Finalmente, cuando una determinada cantidad de planchas fueron apiladas, las uñas avanzan nuevamente hasta el final de carrera, pero antes de recibir la próxima plancha, la bandeja hace un movimiento ascendente y los papeles apilados comienzan a ser presionados entre las uñas y la bandeja. Este es el proceso de prensado, y sirve para estimular el efecto del adhesivo y generar mejores uniones.

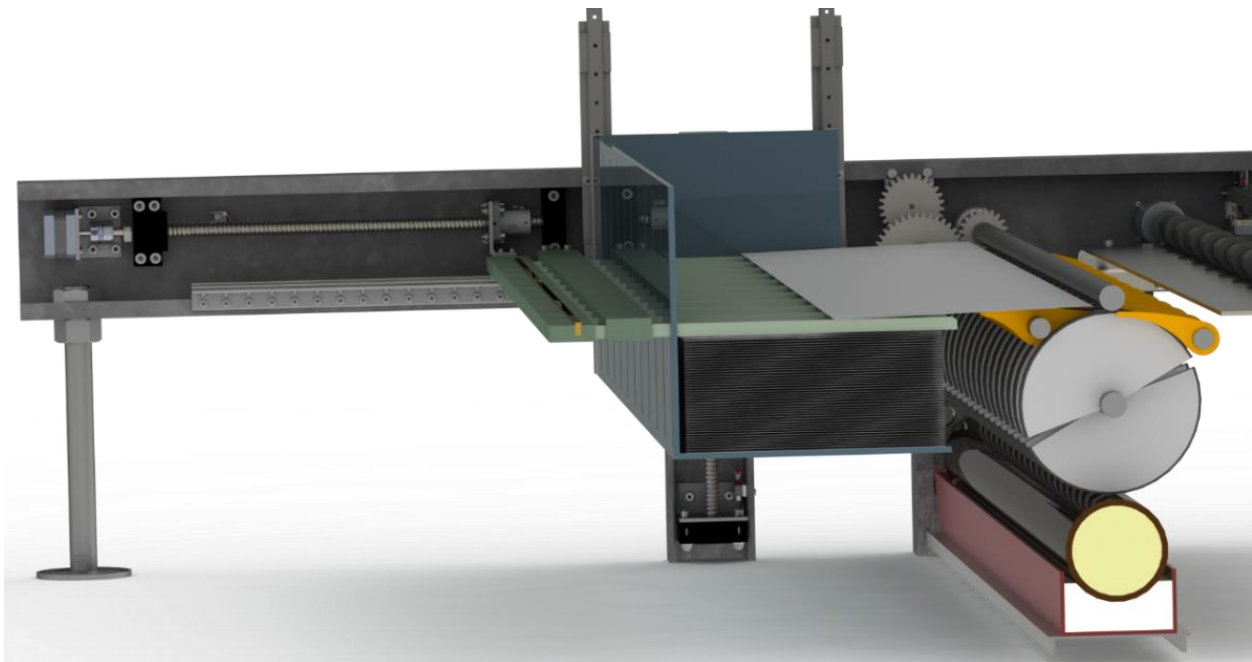
Todo esto se puede observar en la siguiente secuencia de imágenes.



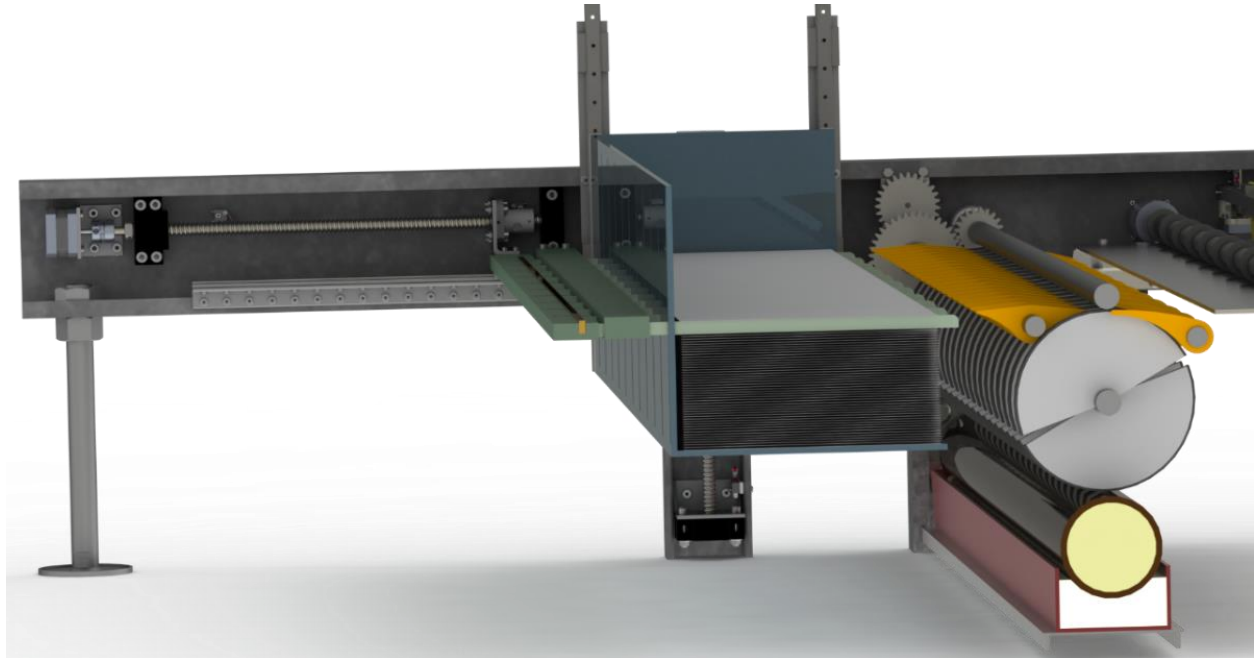
*Figura 5.103 Las uñas se aproximan a recibir la plancha de papel*



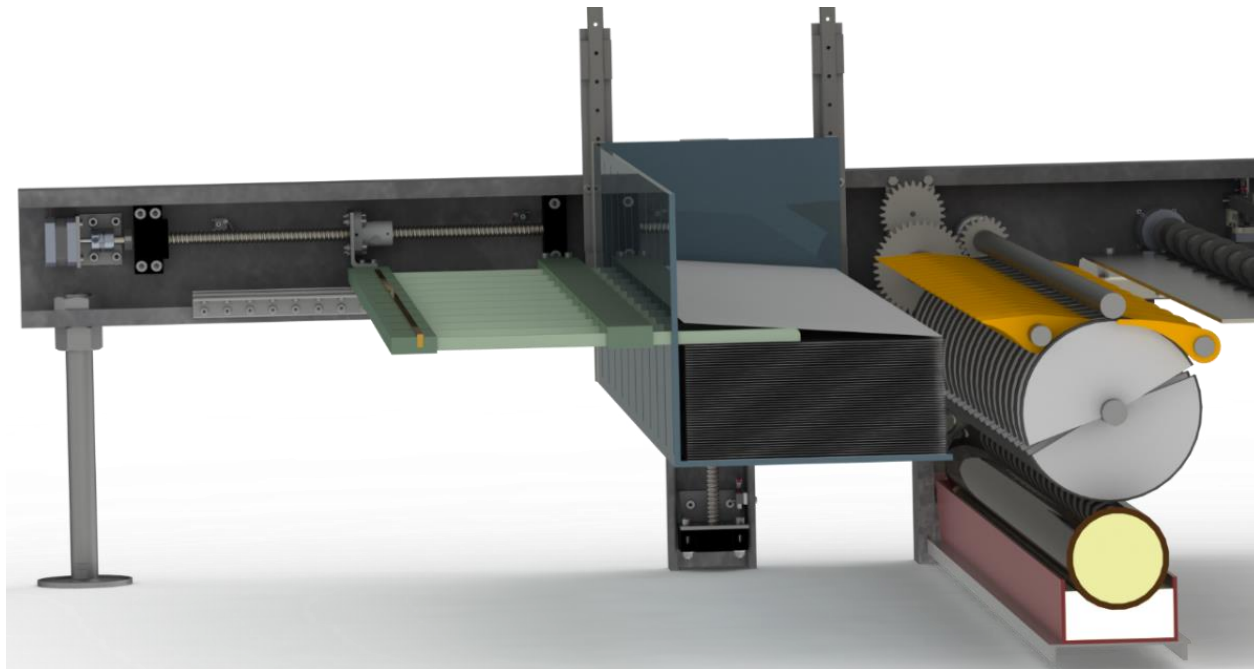
*Figura 5.104 Las uñas alcanzan el final de carrera y están listas para recibir la plancha de papel*



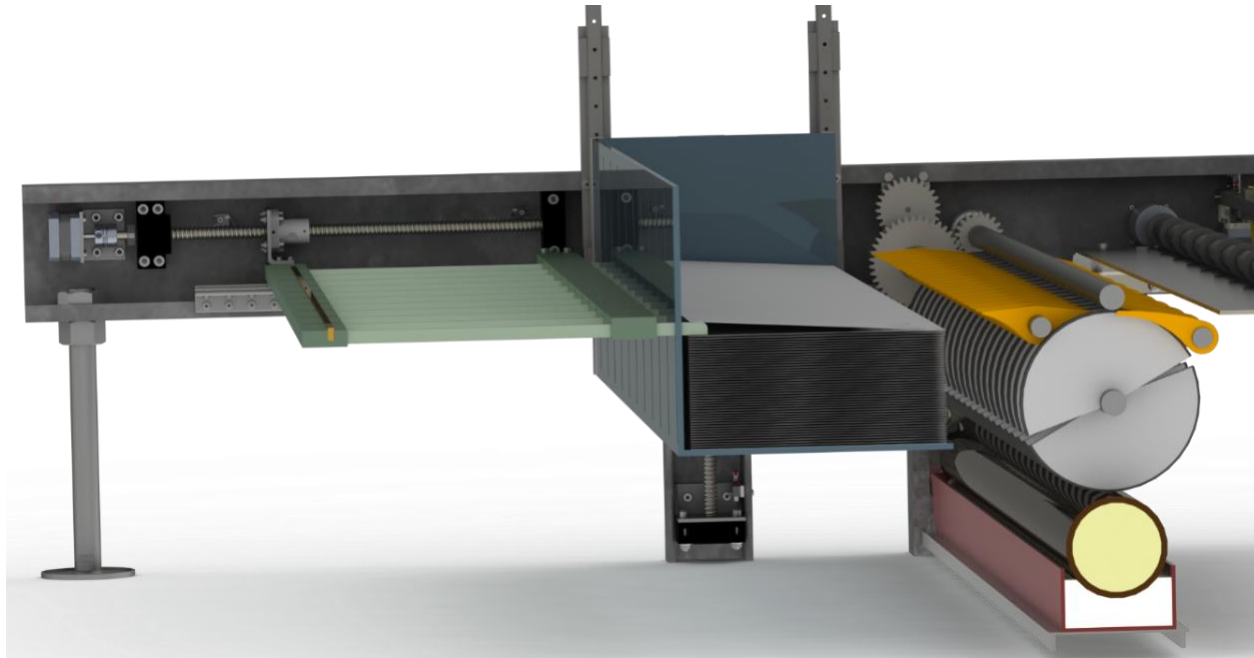
*Figura 5.105 El papel comienza a ingresar a la bandeja*



*Figura 5.106 El papel está completamente posado sobre las uñas*



*Figura 5.107 Las uñas retroceden y el papel comienza a hacer contacto con el resto*



*Figura 5.108 Las uñas momentos antes de alcanzar la máxima retracción*

## Montaje

Las uñas se montan en una estructura que les otorga sostén y libertad de desplazamiento en el plano horizontal. La estructura consiste de dos barras orientadas transversalmente a la dirección del movimiento de las uñas, de las cuales una es móvil y la otra es fija. La barra móvil se posa sobre dos carros deslizantes, uno a cada extremo, los cuales corren a través de unas guías que van empotradas al bastidor por medio de una viga perfil "L". Las uñas, se encuentran ancladas en uno de sus extremos, a la barra móvil, acompañando cada movimiento que esta haga. De esta forma, la barra móvil cumple la función de carro portante para las uñas.

Por otro lado, la barra fija, se posa sobre tacos niveladores en cada uno de sus extremos, los cuales se empotran al bastidor a través del mismo perfil "L" que soporta las guías. Esta barra, colocada en proximidad a la bandeja, cumple la función de punto de apoyo y aliviana la carga generada sobre la barra móvil. Como las uñas se agarran de un extremo, gran parte de su peso queda en voladizo, por ese motivo, se agrega este soporte que absorba esa porción de carga. La barra fija posee unas ranuras por donde corren las uñas, de manera que solo les otorga libertad de movimiento en una dirección. Este soporte proporciona entonces reacciones a las



fuerzas en la dirección vertical y a los momentos flectores, los cuales surgen, por un lado, por el peso de las uñas y, por otro lado, por la fuerza de prensado que se origina cuando la bandeja asciende y se produce la compresión de las planchas.

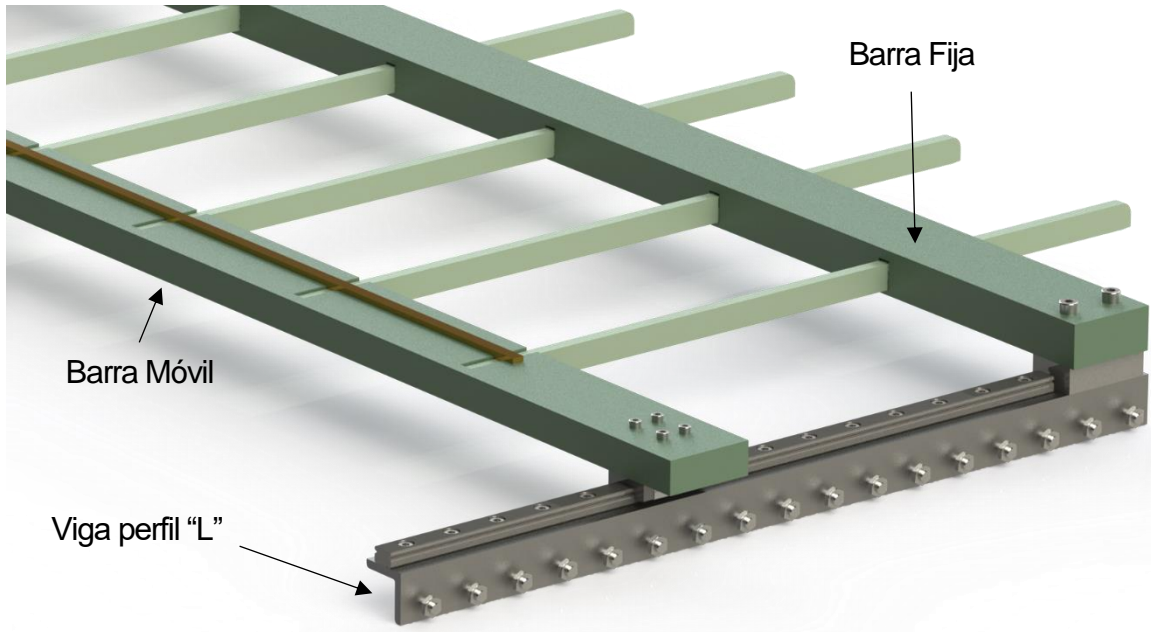


Figura 5.109 Montaje uñas de prensado

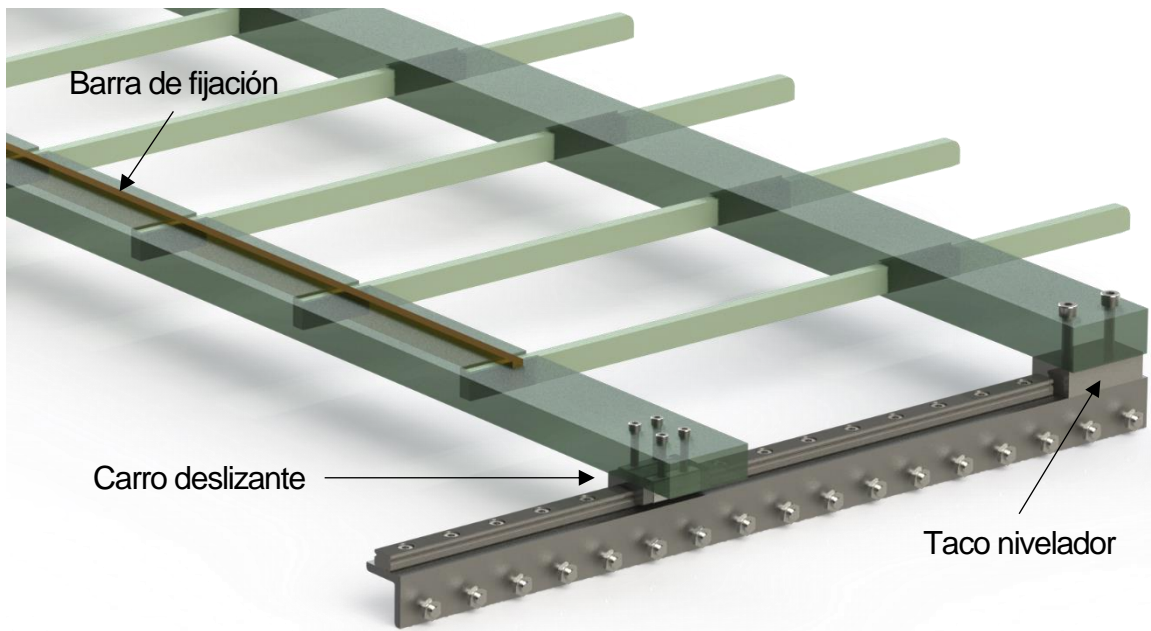


Figura 5.110 Montaje uñas de prensado



## Transmisión

Las uñas emplean un actuador lineal idéntico al que se emplea para movilizar la bandeja. Aunque en este caso, debido al tamaño y peso de la estructura que sostiene las uñas, las guías lineales utilizadas son las Schaeffler serie KUEM<sup>30</sup>, con recirculación de bolas, para minimizar los efectos de fricción y reducir las demandas de potencia y torque en el motor eléctrico.

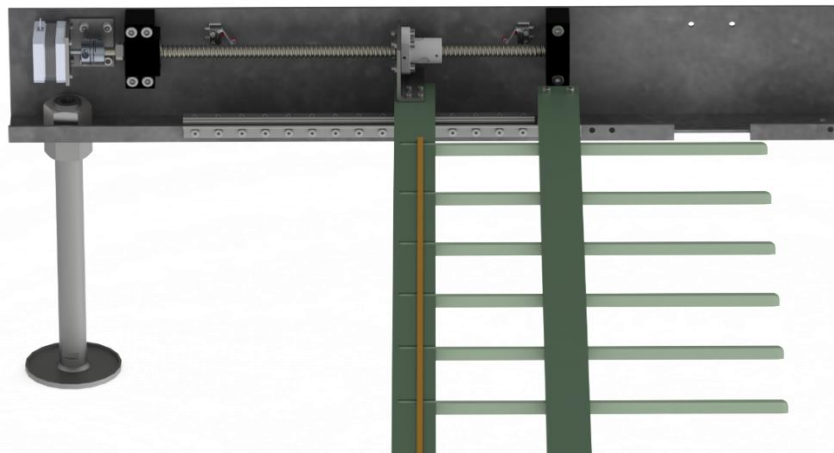


Figura 5.111 Sistema de transmisión de las uñas de prensado

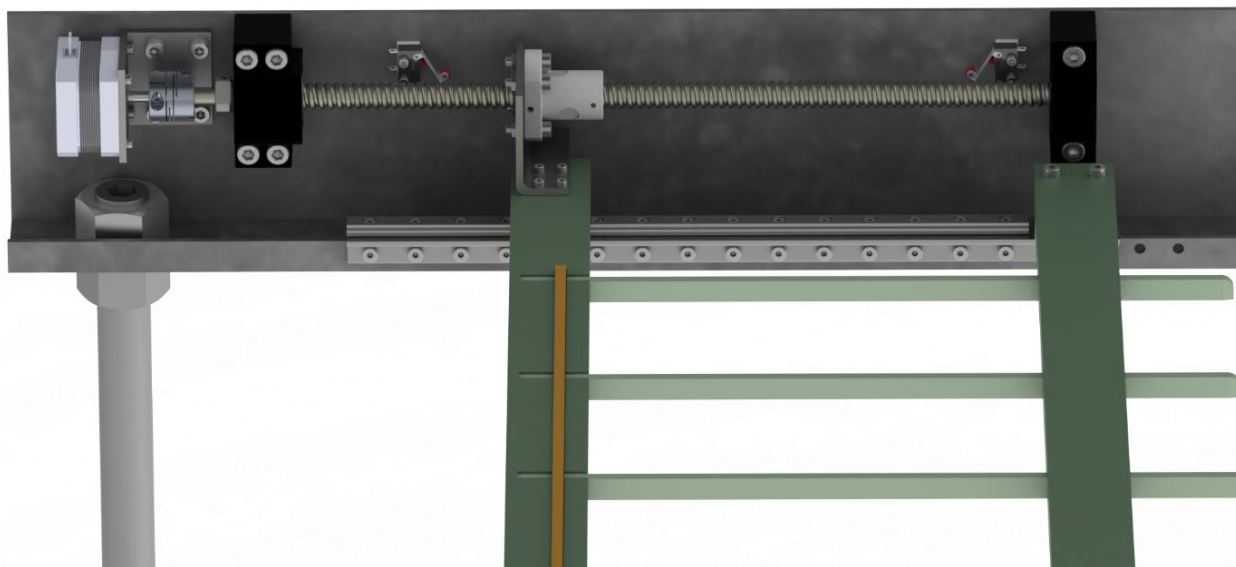
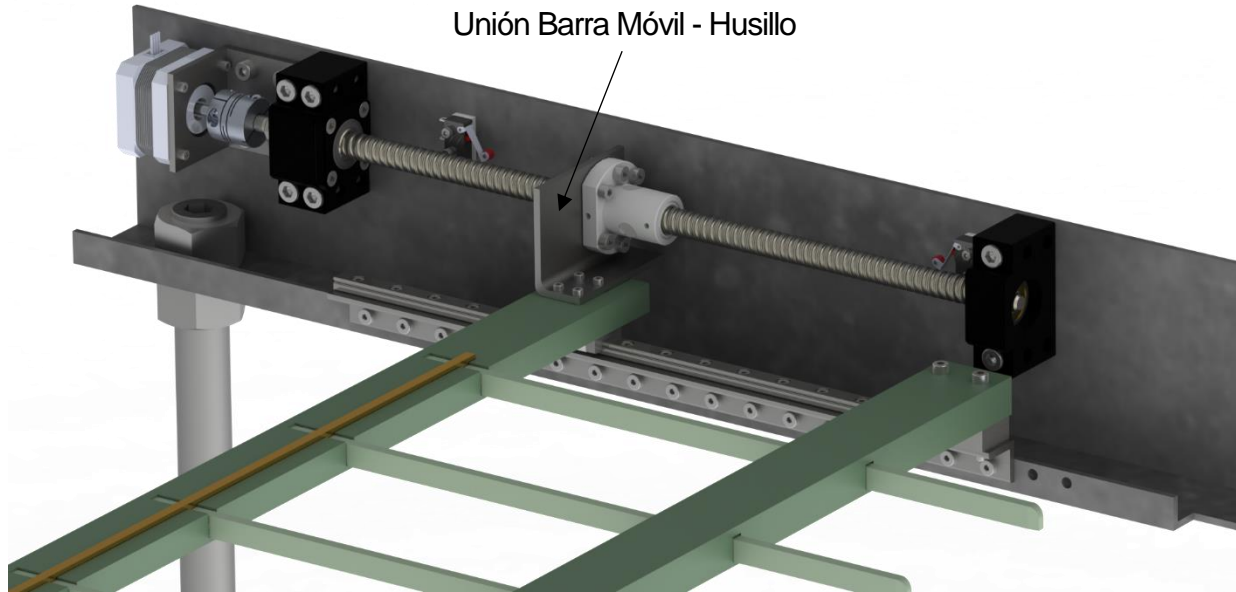


Figura 5.112 Sistema de transmisión de las uñas de prensado

<sup>30</sup> Ver Anexo 9.15 Hoja de datos sistema de carro y guía Schaeffler KUEM





*Figura 5.113 Vista isométrica sistema de transmisión uñas de prensado*



### 5.6.3. Planos

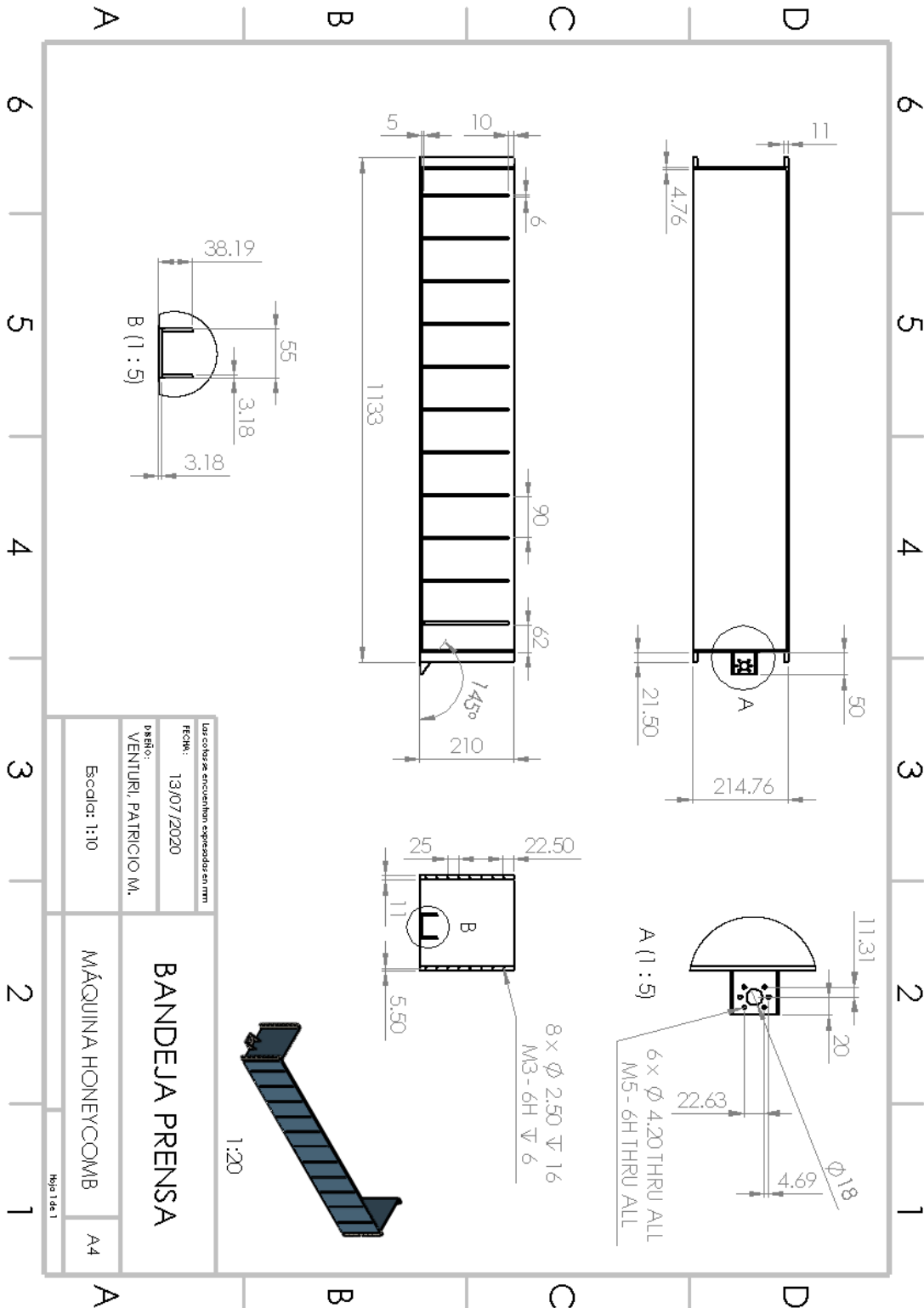


Figura 5.114 Plano Bandeja Prensa

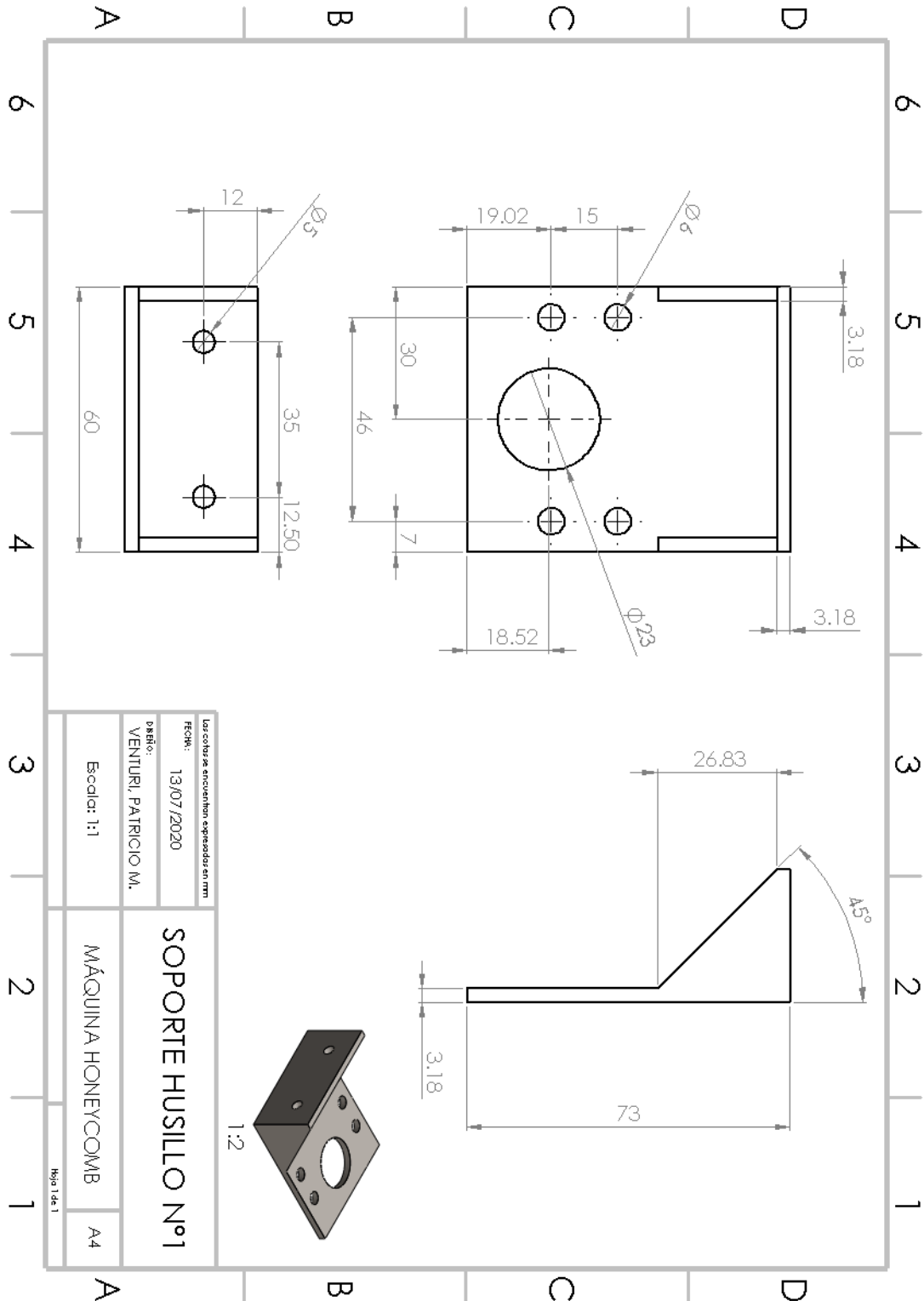


Figura 5.115 Plano Soporte Husillo N°1

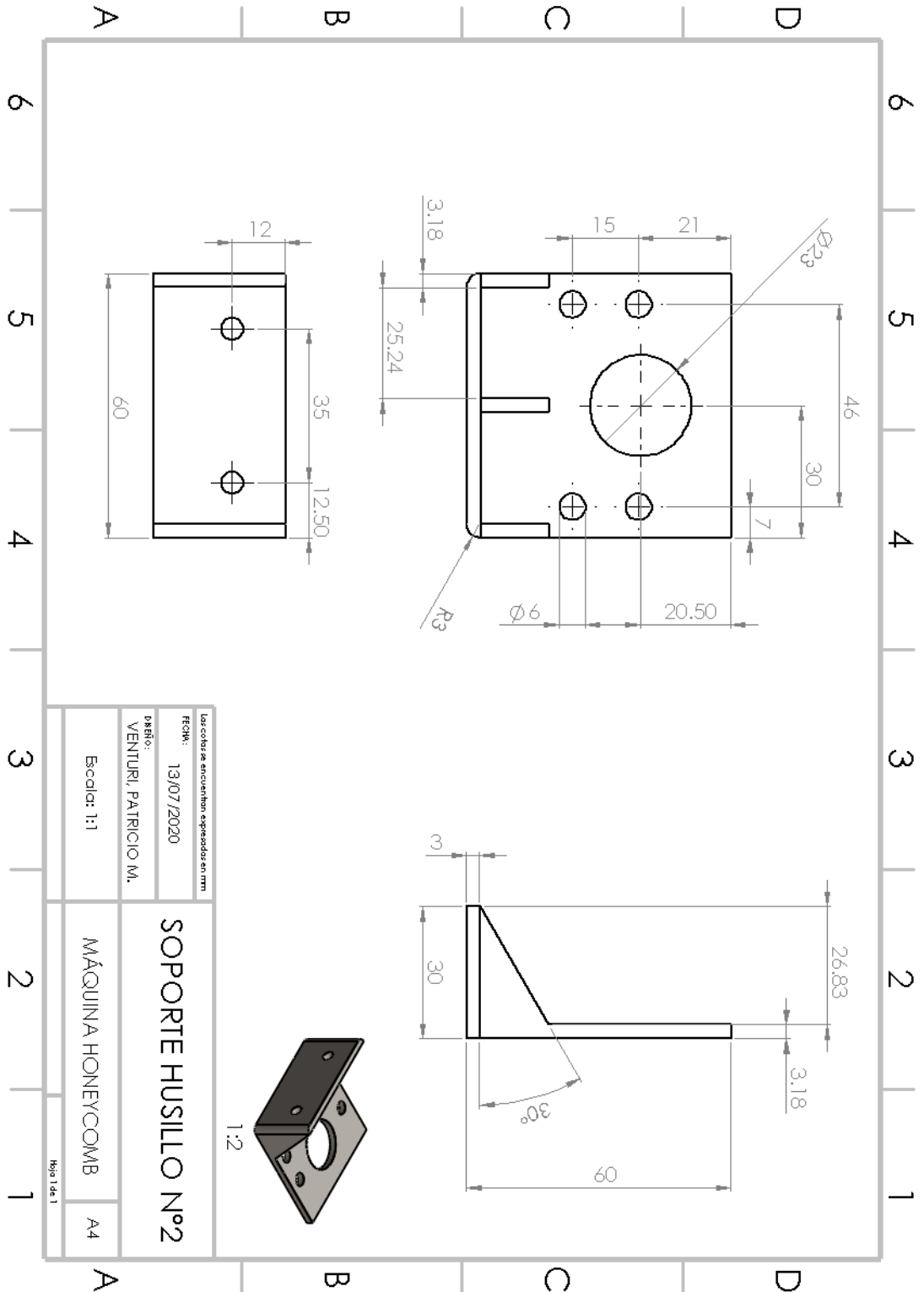


Figura 5.116 Plano Soporte Husillo N°2

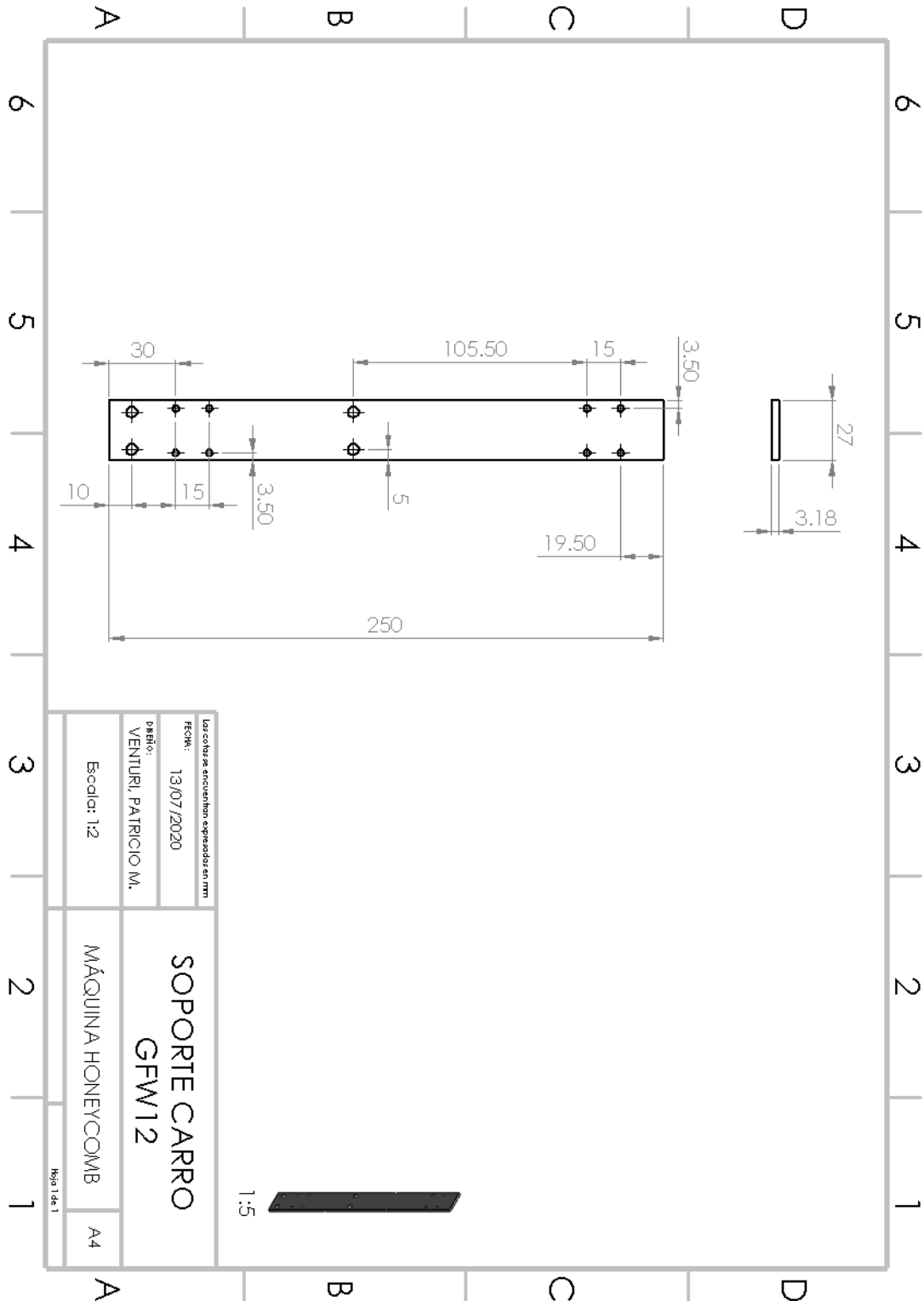


Figura 5.117 Plano Soporte Carro GFW 12

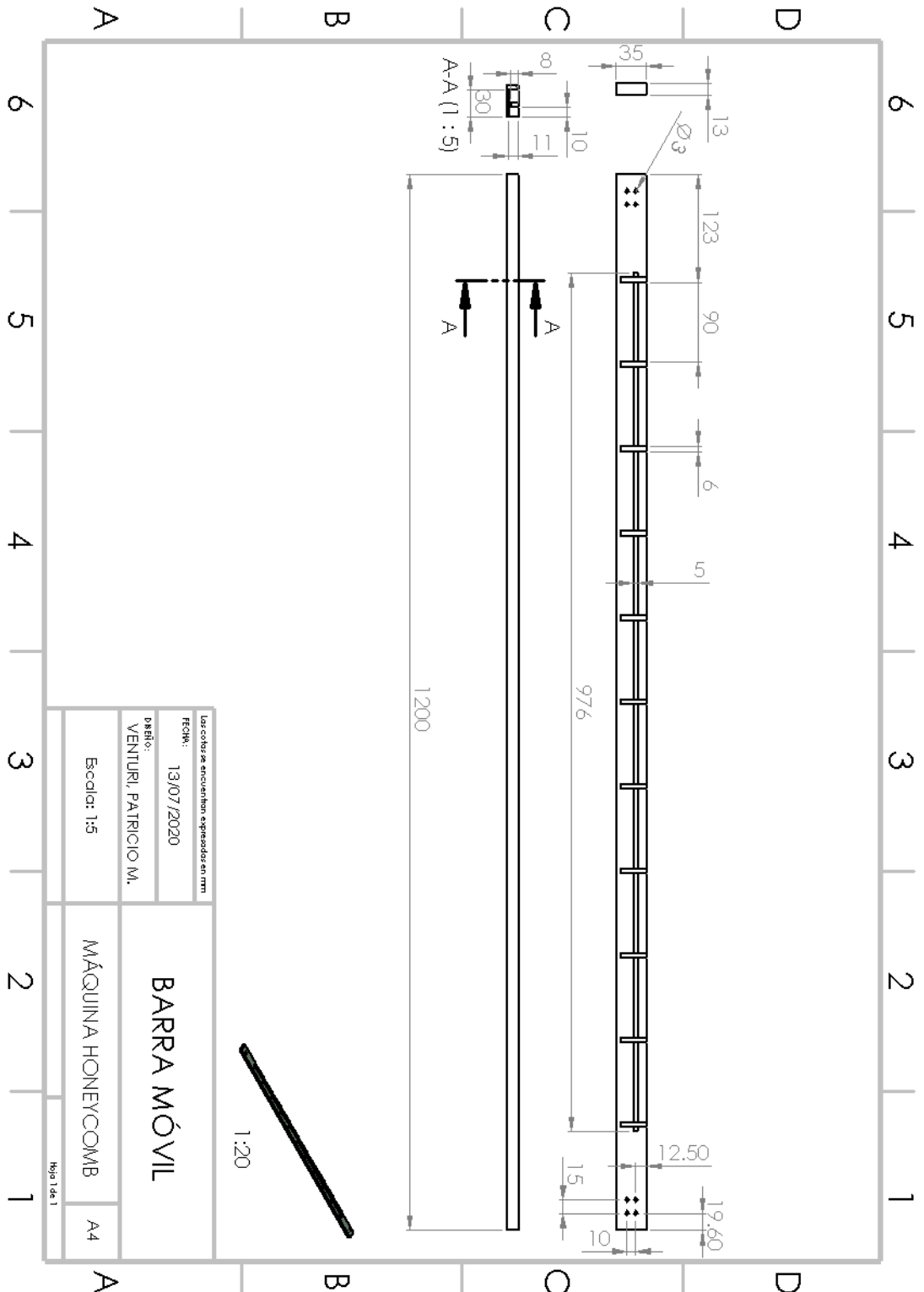


Figura 5.118 Plano Barra Móvil

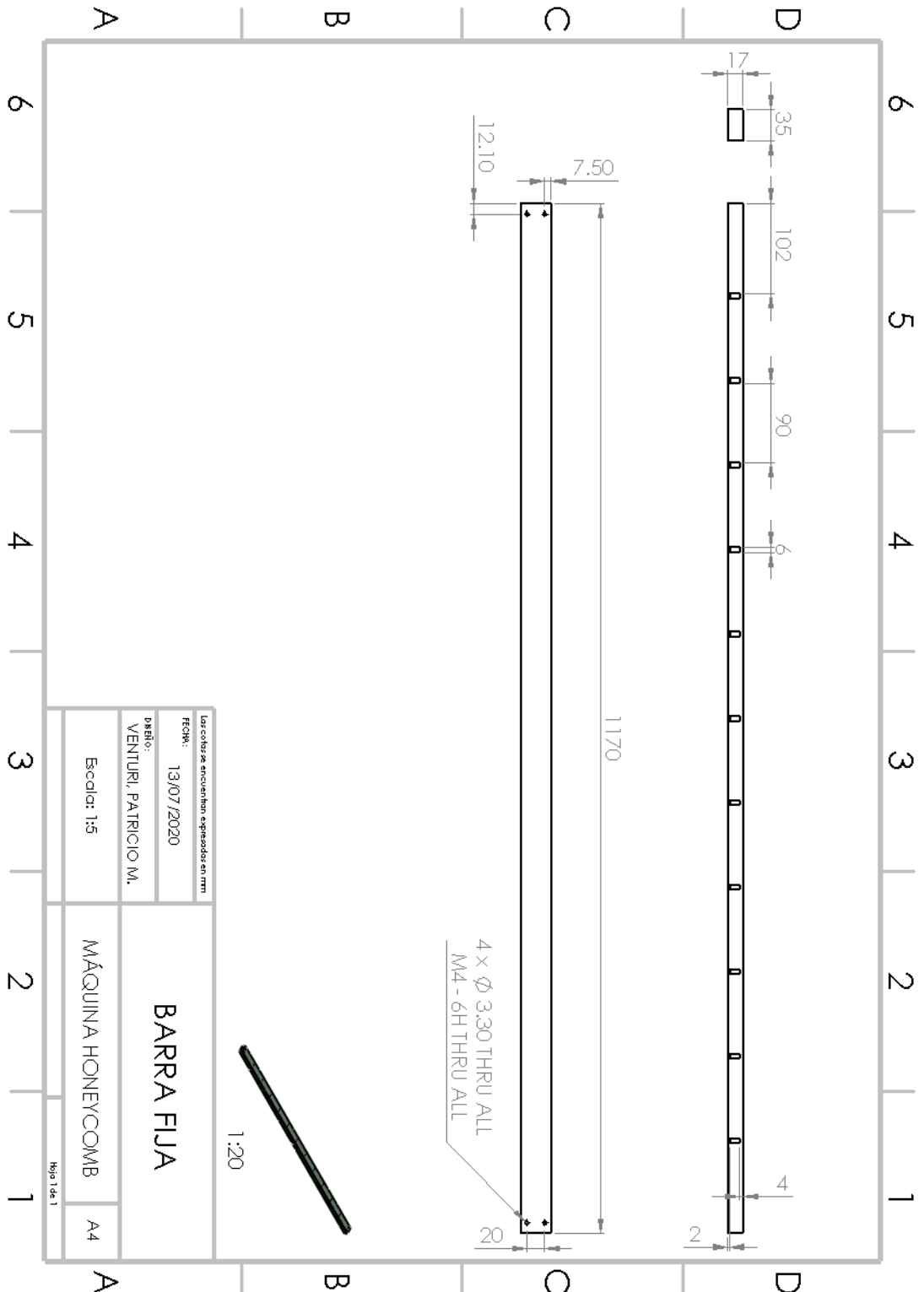


Figura 5.119 Plano Barra Fija

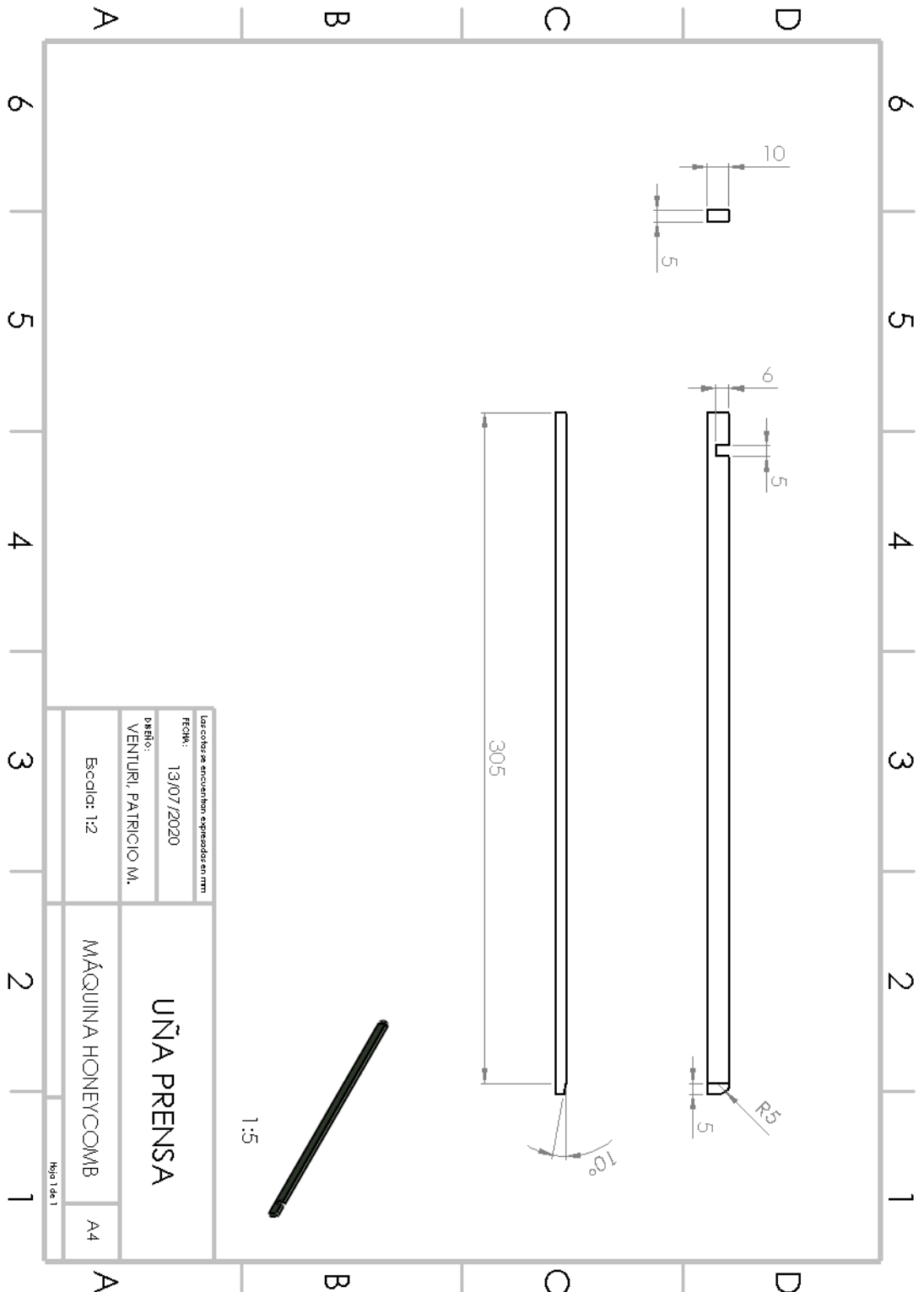


Figura 5.120 Plan Uña Prensa



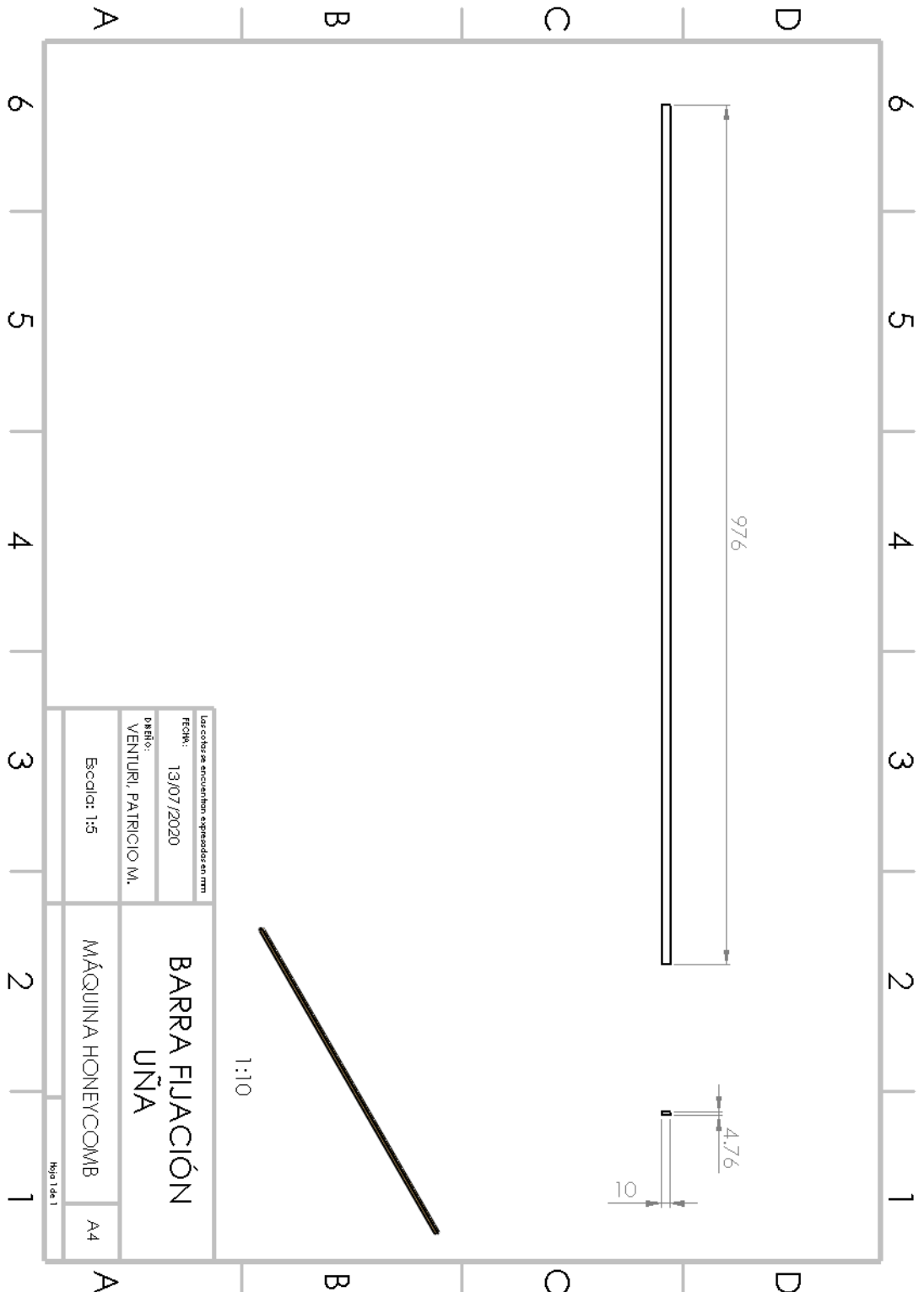


Figura 5.121 Plano Barra Fijación Uña

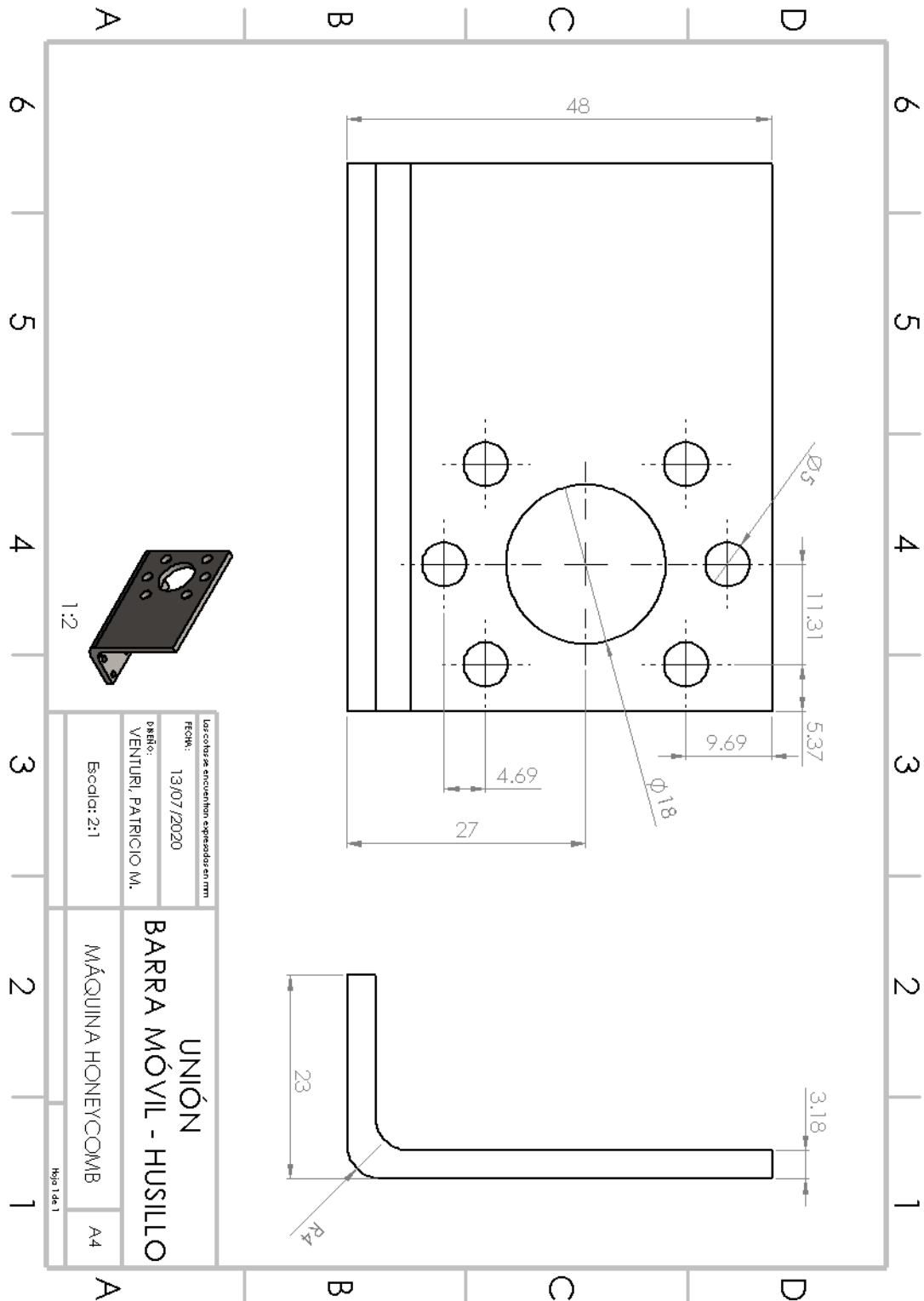


Figura 5.122 Plano Unión Barra Móvil – Husillo

## 6. Dinámica y Programación

Todos los procesos anteriormente detallados, deben seguir una lógica de operación para que la máquina en su totalidad opere de forma coordinada. Para poder llegar al producto final que esta máquina pretende lograr, cada uno de los procesos debe estar sincronizado con aquel que le precede y aquel al que abastece.

A continuación, se desarrolla la lógica de programación de la máquina diseñada.

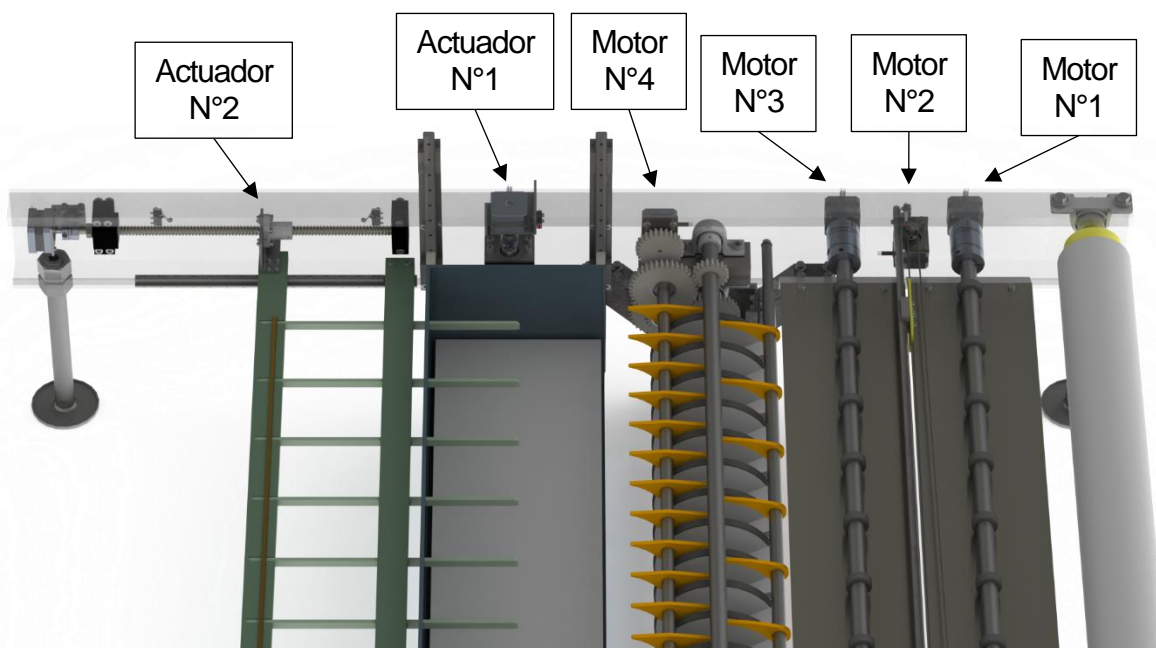


Figura 6.1 Diagrama de motores y actuadores

Cuando la máquina es encendida, se da arranque al motor N°4, de manera que el adhesivo comience a distribuirse entre los componentes del proceso de encolado. Esto permite efectuar los ajustes de posición de dichos componentes antes de comenzar la producción. El motor N°4 continuará girando hasta que la máquina sea apagada.

Además, en el encendido de la máquina, el motor N°2 lleva el porta cúter a un final de carrera y, por única vez, un sensor de proximidad instalado en la bandeja, obtiene una lectura de la cantidad de planchas apiladas, y le indica al actuador lineal N°1 en qué posición colocarse.



Se instala otro sensor de proximidad a 200[mm] pasando la línea de corte de la guillotina hacia el encolador. Este sensor cambia de estado cuando el papel está transitando por este punto.

Al pulsar el interruptor de inicio, el motor N°1 y N°3 comenzarán a girar a la misma velocidad, solo si el sensor de proximidad indica que no hay papel en el punto de control. Una vez que el papel alcanza dicho punto, significa que ya pasaron 200[mm] por la guillotina y es momento de realizar el corte, por eso, cuando el sensor cambia de estado, los motores 1 y 3 se detienen.

En este momento, con el sensor de los 200[mm] activo y los motores 1 y 3 detenidos, un contador inicia una cuenta regresiva que al finalizar da arranque al motor N°2, siempre y cuando el porta cúter se encuentre en un final de carrera. De ser así, el motor 2 se activará hasta llegar al final de carrera opuesto, donde quedará detenido.

Una vez que la guillotina completó una carrera, el motor N°3 comenzará a girar a la misma velocidad que el motor N°4, hasta que la plancha de papel pase por completo por el punto de control del sensor de proximidad. En ese momento, el motor 3 cambia de velocidad y empieza a girar al igual que el motor N°1, reiniciando el ciclo.

Cuando el sensor de proximidad de los 200[mm] está activado, el actuador lineal N°2 comienza a girar en el sentido de avance de las uñas hasta llegar al final de carrera. En este momento, el actuador lineal N°1 hace un pequeño desplazamiento en dirección ascendente para luego retroceder a la misma posición en la que se encontraba. Este movimiento corresponde a la compresión de las planchas de papel y se realiza cada vez que las uñas alcanzan el fin de carrera correspondiente al avance.

Una vez que la plancha de papel se encuentra totalmente sobre la uña, el actuador lineal 2 comenzará la acción de retroceso a una velocidad reducida, hasta llegar al final de carrera opuesto. Una vez que las uñas se retraen por completo y la plancha se coloca en la bandeja, el



actuador lineal 1 desciende una cantidad determinada, suficiente para que las uñas no hagan contacto con las planchas en la carrera de avance. Desde aquí comienza nuevamente el ciclo de prensado.

Este es el procedimiento que deben cumplir los motores y actuadores eléctricos para llevar adelante las tareas de cada sistema que fueron detalladas en el capítulo 6.



## 7. Conclusión

Con la culminación de este proyecto se logró diseñar una máquina capaz de producir el núcleo de los paneles honeycomb, partiendo de un rollo de papel para plotter, estandarizado y comercial, llegando hasta la etapa de prensado inclusive. De esta manera, el equipo desarrollado abarca la mayor parte del proceso requerido para la obtención de paneles honeycomb, sin comprender lo referido a las etapas de estirado y colocación de tapas.

Por otro lado, la combinación de componentes comerciales estandarizados, con aquellos que fueron desarrollados específicamente para el propósito de este proyecto, permitió optimizar el proceso de diseño y desarrollo que se llevó a cabo para lograr la máquina honeycomb. Esto también significa una ventaja, ya que simplifica la tarea de adquisición de partes, lo cual reduce costos y tiempo dedicados a tareas de mantenimiento. Además, el uso de componentes estandarizados, que llevan un largo tiempo en el mercado y se fabrican siguiendo los más altos estándares de calidad, suponen un menor tiempo medio entre fallas, otorgando a la máquina mayor productividad.

Con la realización de este trabajo final no solo fue posible aplicar los conocimientos adquiridos durante el cursado de la carrera, sino que además fue necesario investigar e incorporar nuevos conceptos relacionados al problema que se propuso resolver. La investigación de antecedentes, incluyendo técnicas aplicadas para otros fines, fue crucial como punto de partida en el planteo del mecanismo. Esto demuestra la importancia de mantener una continua formación más allá de lo que nos fue instruido dentro de las aulas. El rol de un ingeniero no es tener una respuesta para cada problema, sino más bien, hacer las preguntas correctas que finalmente lleven a la solución adecuada, logrando un equilibrio entre la satisfacción del cliente y los recursos disponibles para enfrentar dicha problemática.



El trabajo de un ingeniero nunca acaba y siempre hay lugar para mejorar, ya sea para el caso de un producto o un procedimiento. El presente proyecto cumple con los requisitos de trabajo final de grado, siendo este, el resultado de conocimientos, experiencia, aprendizaje, curiosidad, pasión y dedicación, desarrollados durante el transcurso de la carrera y la realización de este trabajo.



## 8. Bibliografía

- Ángulos de corte de papel
  1. <http://consultoresfca.blogspot.com/2008/09/angulos-de-corte-en-guillotinas-segun.html>
  2. <http://www.fassco.de/es/service/schnittwinkel-fuer-papierschneidmesser.html>
- Catálogo “Soportes con rodamiento de acero o fundición gris” de la firma SNR
- Catalogo “Rodamientos” de la firma SKF
- Física I, tercera edición, Serway, Jewet, Ed. Thomson, Méjico, D.F.
- Hiperestaticidad analítica y gráfica, Ing. G. Pirard, U.C.C., Córdoba, Julio 2000.
- Mecánica Vectorial para Ingenieros Estática, octava edición, Beer, Jhnston, Eisenberg, Ed. Mc Graw-Hill, Méjico, D.F.
- Máquinas Eléctricas, quinta edición, Stephen J. Chapman, Ed Mc Graw-Hill, Méjico, D.F.
- Propiedades mecánicas acero inoxidable  
<https://www.empresascarbone.com/pdf/ficha-tecnica-del-acero-inoxidable.pdf>
- Propiedades mecánicas del papel  
<https://paperonweb.com/paperpro.htm>
- William H. Barton. Lexmark International, Inc. (1997). EE.UU. Patente N° 5932313. U.S. Patent and Trademark Office.





## 9. Anexos

### 9.1. Hoja de datos encoladora Schwarz Instruments

#### Schwarz Minibind 250

Especificaciones	
Generales	
Capacidad de producción	6 mt / minuto
Ancho máximo de cartulina	25 cm
Espesor máximo de Cartulina	70 a 450 gr
Alimentación	220 / 110V.
Dimensiones	39 X 26 X 13 cm
Rack desmontable	Sí
Peso	7,5 Kg.
Peso bruto	
Packaging	



## Schwarz Minibind 350

### Especificaciones

#### Generales

Capacidad de producción	6 mt / minuto
Ancho máximo de cartulina	35 cm
Espesor máximo de Cartulina	70 a 450 gr
Alimentación	220 / 110V.
Dimensiones	39 X 26 X 18 cm
Rack desmontable	Sí
Peso	16 Kg.
Peso bruto	
Packaging	

## Schwarz Minibind 500

### Especificaciones

#### Generales

Capacidad de producción	6 mt / minuto
Ancho máximo de cartulina	50 cm
Espesor máximo de Cartulina	70 a 450 gr
Alimentación	220 / 110V.
Dimensiones	
Rack desmontable	Sí
Peso	
Peso bruto	
Packaging	



## 9.2. Cálculo de diámetro de bobina de papel

Se utiliza un programa provisto por la empresa Avery Dennison.

[http://apps.fasson.com/roll\\_od.asp](http://apps.fasson.com/roll_od.asp)

The screenshot shows the Avery Dennison Roll Diameter Calculator interface. At the top left is the Avery Dennison logo and the text "Label and Packaging Materials". Below this is a navigation bar with links for "Products", "People", "Purpose", and "Customer Tools". The main heading is "Roll Diameter Calculator". Below the heading is a brief instruction: "Quickly find the size of a roll by using this convenient roll diameter calculator." and "Enter the values needed below and click on 'Calculate' to obtain the diameter of your roll." The form includes a "Select Units" section with radio buttons for "US/Imperial" and "Metric" (which is selected). The input fields are: "Core Diameter (O.D.)" with a value of 50.80 (millimeters), "Material Thickness" with a value of 130 (microns), and "Roll Length" with a value of 45 (meters). A "Calculate" button is positioned below these fields. The result is shown as "Estimated Roll Diameter" with a value of 88 (millimeters). A "Clear All Values" button is located at the bottom of the form. The footer contains the Avery Dennison logo and the slogan "Inspired Brands. Intelligent World."

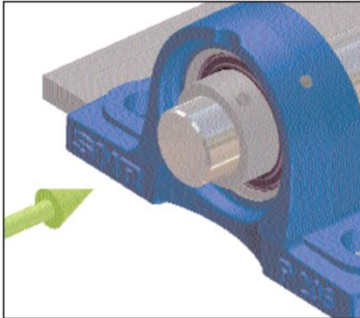
Select Units:	<input type="radio"/> US/Imperial	<input checked="" type="radio"/> Metric
Core Diameter (O.D.)	50.80	(millimeters)
Material Thickness	130	(microns)
Roll Length	45	(meters)
<input type="button" value="Calculate"/>		
Estimated Roll Diameter	88	(millimeters)
<input type="button" value="Clear All Values"/>		



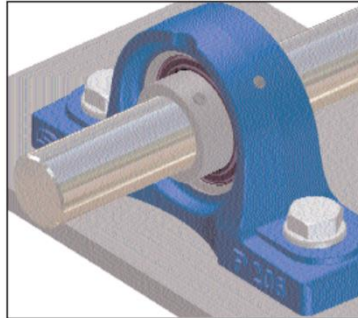
### 9.3. Montaje eje sobre rodamiento autocentrante

## Montaje

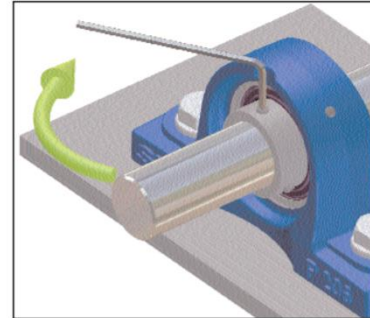
### Soportes rectos SNR e insertos con fijación con tornillos prisioneros



1. Soltar los tornillos prisioneros y colocar la unidad de rodamiento sobre el eje.



2. Fijar con tornillos el soporte sobre una superficie plana. Montar el soporte en el otro extremo del eje en la misma forma.



3. Apretar los tornillos prisioneros conforme al par de apriete recomendado.



## 9.4. Hoja de datos rodamiento autocentrante USPP 203.



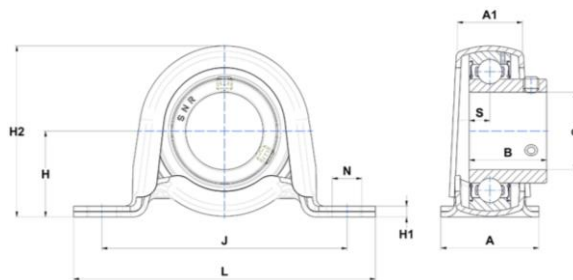
### Características técnicas

#### USPP.203

Brida

cuerpo de chapa, rodamiento inserto de bolas de contacto radial, con tornillo de fijación, junta de un labio

### Visual



### Características técnicas

A	25,4 mm
A1	15,9 mm
B	22 mm
<b>d</b>	<b>17 mm</b>
H	22,2 mm
H1	2,4 mm
H2	43,2 mm
J	68 mm
L	85,7 mm
N	9mm
s1	11 mm
S	6 mm

### Prestaciones

<b>C</b>	<b>9,55 kN</b>
<b>C0</b>	<b>4,78 kN</b>
T min.	-20 °C
T max.	100 °C

### Otras características

<b>Peso</b>	0,2 kg
<b>Par de apriete recomendado para el tornillo de fijación</b>	3,5 Nm
<b>Designación del soporte</b>	PP203-
<b>Designación del rodamiento</b>	US203G2



## 9.5. Hoja de datos rodamiento autocentrante USPP 204.



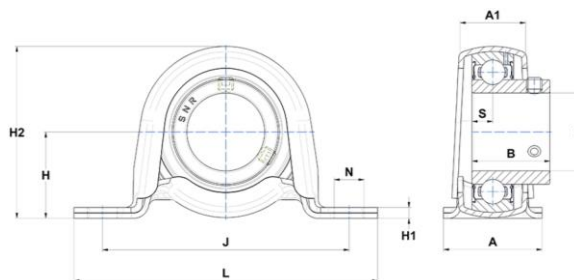
### Características técnicas

USPP.204

Brida

cuerpo de chapa, rodamiento inserto de bolas de contacto radial, con tornillo de fijación, junta de un labio

### Visual



### Características técnicas

A	31,7 mm
A1	21,6 mm
B	25 mm
<b>d</b>	<b>20 mm</b>
H	25,4 mm
H1	2,4 mm
H2	49,9 mm
J	76 mm
L	98,4 mm
N	9mm
s1	12,5 mm
S	7 mm

### Prestaciones

<b>C</b>	<b>12,8 kN</b>
<b>C0</b>	<b>6,65 kN</b>
T min.	-20 °C
T max.	100 °C

### Otras características

Peso	0,23 kg
Par de apriete recomendado para el tornillo de fijación	5,5 Nm
Designación del soporte	PP204-
Designación del rodamiento	US204G2



## Rodamiento de inserción US204

### Características técnicas

B	25 mm
C	14 mm
C1	4 mm
d	20 mm
D	47 mm
G	M6x1
m	5 mm
r	0,6
s	7 mm
SW	3 mm



### Lubricación

Grasas para rodamientos tapados

Los **rodamientos de inserción** se rellenan con una de las siguientes grasas (tabla 1):

- rodamientos con aros cincados y rodamientos de acero inoxidable  
→ **grasa GFM** compatible con alimentos, registrada por la Fundación Nacional para la Ciencia (National Science Foundation, NSF) como categoría H1  
El registro de la NSF confirma que la grasa cumple con los requisitos detallados en las normativas de la Administración de Medicamentos y Alimentos de los EE. UU., conforme al título 21 del Código de Reglamentaciones Federales (Code of Federal Regulations, CFR), sección 178.3570 (lubricante aceptable con contacto casual con alimentos para ser utilizado en áreas de procesamiento de alimentos y cerca de ellas).  
La grasa cuenta con certificaciones adicionales para su uso en procesos de producción Halal y Kosher.
- todos los otros rodamientos  
→ grasa estándar VT307



Grease	Temperature range <sup>1)</sup>							Thickener	Base oil type	NLGI grade	Base oil viscosity [mm <sup>2</sup> /s]		Grease performance factor (GPF)
	-50	0	50	100	150	200	250 °C				at 40 °C (105 °F)	at 100 °C (210 °F)	
VT307								Lithium-calcium soap	Mineral	2	190	15	1
GFM								Calcium sulphonate complex	Mineral	2	113	5,8	1,5

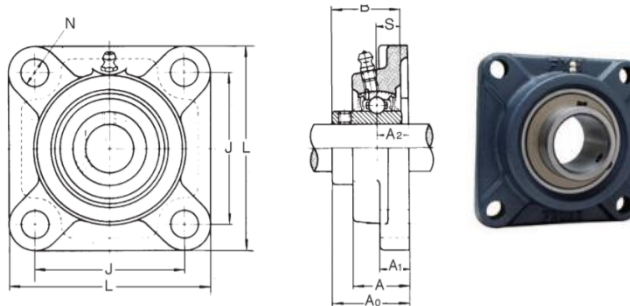
Tabla 1





## 9.6. Hoja de datos rodamientos autocentrantes UCF 203.

**Soporte de brida cuadrada**  
**MUCF 200** Inoxidable de 12 a 50 mm.  
**MUCB 200** Plastic serie de 12 a 40 mm.



Ø EJE mm	MODELO	DIMENSIONES										TAMAÑO PERNO mm	CAPACIDAD BÁSICA DE CARGA(KN)			ALOJA- MIENTO Nº	PESO kg
		H	L	J	A	N	N <sub>1</sub>	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	B	Nº		DINÁMICA C <sub>R</sub>	ESTÁTICA C <sub>0r</sub>			
12	<b>UCF 201</b>	86	64	15	12	25.5	12	33.3	31	12.7	M10	<b>UC 201</b>	12.8	6.6	<b>F 203</b>	0.63	
15	<b>UCF 202</b>	86	64	15	12	25.5	12	33.3	31	12.7	M10	<b>UC 202</b>	12.8	6.6	<b>F 203</b>	0.61	
17	<b>UCF 203</b>	86	64	15	12	25.5	12	33.3	31	12.7	M10	<b>UC 203</b>	12.8	6.6	<b>F 203</b>	0.60	



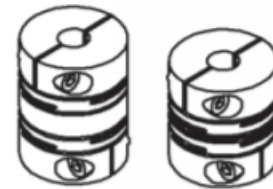
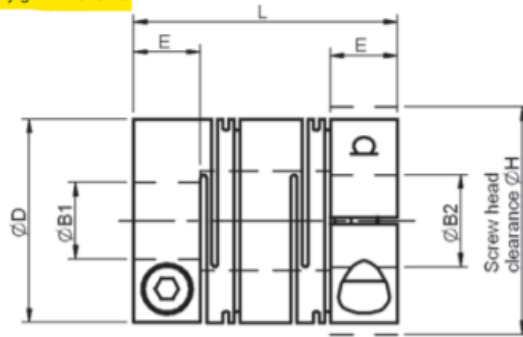
## 9.7. Hoja de datos acople Reliance Reli-a-Flex RCL A 40C 10-20

### 3 - 20 mm Bore

## Reli-a-Flex® Precision Couplings Clamp Type

All dimensions in mm  
 General tolerances  $\pm 0.13\text{mm}$   
 Material: Aluminium alloy grade 7075-T6  
 Finish: Alocrom 1000

**Associated Products**  
 Shafts: page 11-2  
 Bearings: page 12-1  
 Leadscrews: page 7-1  
 Intelligent motors: page 2-2



**RCL (long type)**    **RCS (short type)**

Couplings  
and Collars

Couplings are chambered for ease of assembly and fitted with stainless steel screws.

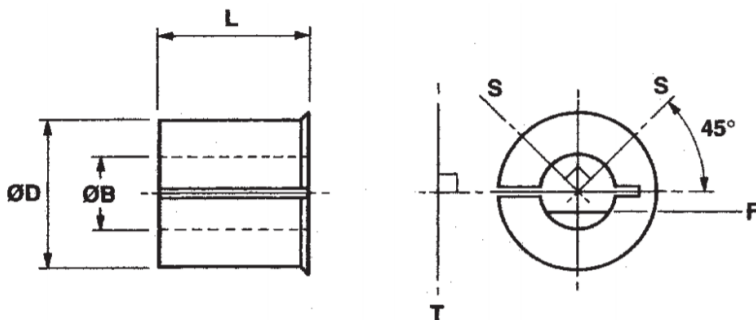
### Part number selection table

Example Part No:- <b>RCS A 20C - 8-5</b>				Dimensions (mm)				
Basic Part No	Material	Size	Standard Bore Sizes ØB1 and ØB2 (bore tolerance +0.020/-0.000)	O/D		Length L	Hub Length E	Fitted Screw
				ØD	ØH			
<b>RCS</b> (short)	<b>A</b>	13C	3 4 5 6	13.0	14.5	16.80	5.00	M1.6
		16C	3 4 5 6 8	16.0	18.0	19.75	5.90	M2
		20C	4 5 6 8 10	20.0	21.8	21.50	6.60	M2.5
		25C	5 6 8 10 12	25.0	26.9	25.80	7.60	M3
		30C	6 8 10 12 15	30.0	32.3	30.30	9.10	M4
		40C	8 10 12 15 20	40.0	41.0	35.95	10.60	M5
<b>RCL</b> (long)	<b>A</b>	13C	3 4 5 6	13.0	14.5	20.00	5.00	M1.6
		16C	3 4 5 6 8	16.0	18.0	23.50	5.90	M2
		20C	4 5 6 8 10	20.0	21.8	26.00	6.60	M2.5
		25C	5 6 8 10 12	25.0	26.9	34.00	7.60	M3
		30C	6 8 10 12 15	30.0	32.3	44.00	9.10	M4
		40C	8 10 12 15 20	40.0	41.0	57.00	10.60	M5

Maximum shaft intrusion when fitted = E+2 mm. Note: bores may be left unalocromed.



## 9.8. Hoja de datos Casquillo de Reducción 257.20



### stock adaptors

catalogue reference	251	253	* 254	255	257	259	260
to fit cplr bore coded	20	24	28	28	32	36	42
ØD	5	6.35	8	8	10	12.70	16
L	4.3	6.6	5.8	8.1	8.1	10.7	13.2
minor ØB	<b>order codes</b>						
2.00	251.11	253.11					
3.00	251.14	253.14	254.14	255.14			
3.05	251.15	253.15	254.15	255.15			
3.18	251.16	253.16	254.16	255.16			
4.00	251.18	253.18	254.18	255.18	257.18		
4.76		253.19	254.19	255.19	257.19		
5.00		253.20	254.20	255.20	257.20	259.20	
6.00			254.22	255.22	257.22	259.22	260.22
6.35					257.24	259.24	260.24
7.00					257.25	259.25	260.25
7.94					257.27	259.27	260.27
8.00					257.28	259.28	260.28
9.00						259.30	260.30
9.53						259.31	260.31
10.00						259.32	260.32
11.00							260.33
12.00							260.35
12.70							260.36
14.00							260.38
material	brass	brass	brass	brass	al. alloy	al. alloy	al. alloy



## 9.9. Hoja de datos motor paso a paso



**Features:**

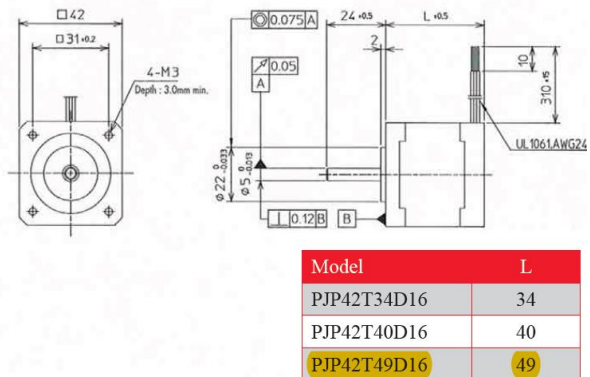
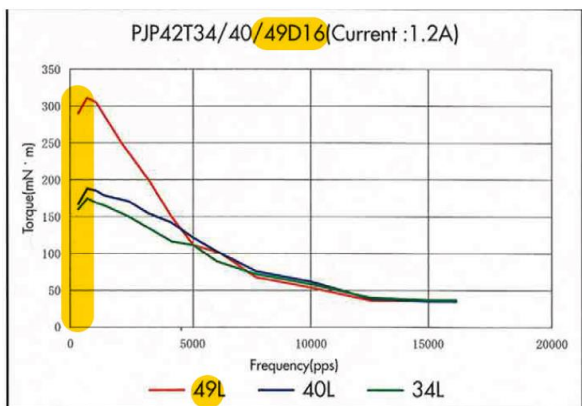
- PJP28 = NEMA 11
- **PJP42= NEMA 17**
- PJP56 = NEMA 23

**Applications:**

- Automation
- Document processing
- Printer, copiers and sorters
- Chart recorders and plotters
- Rotary positioning
- Robot grippers

### General Specifications (Unipolar Winding\*)

Specification	Unit	PJP28T				PJP42T			PJP56T						
		32E16	40E16	45E16	51E16	34D16	40D16	49D16	44A16	44B16	55A16	55B16	78A16	78B16	
Excitation Mode		2-2 phase													
Step Angle	°	1.8													
Step Angle Tolerance	%	±5													
Steps Per Revolution		200													
Rated Voltage	V	2.66	3.23	3.71	4.37	2.9	3.6	4.0	2.8	5.7	3.6	7.4	4.5	8.6	
Rated Current	A / ϕ	0.95				1.2			2.0	1.0	2.0	1.0	2.0	1.0	
Winding Resistance	Ω / ϕ	2.8	3.4	3.9	4.6	2.4	3.0	3.3	1.4	5.7	1.8	7.4	2.25	8.6	
Winding Inductance	mH / ϕ	1.2	1.8	1.7	2.0	2.7	2.8	4.0	1.5	5.6	3.3	15.0	4.1	15.2	
Max. Holding Torque	N · m	0.045	0.06	0.075	0.09	0.21	0.25	0.37	0.4	0.4	0.85	0.85	1.3	1.35	
Rotor Inertia	×10 <sup>-7</sup> kg·m <sup>2</sup>	9	12	14	17	36	56	74	120		280		480		
Operating Temp.	°C	-10 ~ +60													
Insulation Class		Class B (allowable coil temperature)													
Insulation Resistance	MΩ	100Ω													
Dielectric Strength	ACV	500V (1 min.)													
Mass	g	110	150	170	195	240	300	400	470		700		1000		





## 9.10. Propiedades del acero SAE 1020.

### Composición química (% en peso)

%C	%Si	%Mn	%P	%S
0.15	0.15	0.60	-	-
0.20	0.35	0.90	0.040	0.050

Densidad: 7.87 g/cm<sup>3</sup> (0.284 lb/in<sup>3</sup>)

### Propiedades mecánicas mínimas estimadas según SAE J1397

Tipo de proceso y acabado	Resistencia a la tracción		Límite de Fluencia		Alargamiento en 2" (%)	Reducción de área (%)	Dureza (HB)	Relación de maquinabilidad 1212 EF =100%
	PSI	MPa	PSI	MPa				
Caliente y maquinado	58000	400	32000	220	25	50	116	70
Estirado en frío	64000	440	53600	370	15	40	126	

### Tratamientos térmicos recomendados (Valores en °C)

Forjado	Normalizado	Recocido		Templado	Revenido	°T Crítica aprox.	
		Ablanda/.	Regeneración			Ac1	Ac3
1100-1250	870 - 900	850 - 890 Enfriar al aire	850 - 890 Enfriar en horno	Cementar 925	150 - 250	724	840

### Características

Acero de bajo contenido de carbono, de fácil mecanizado y buena soldabilidad. De baja dureza para **usos convencionales de baja exigencia**. Cuando se requiere una superficie muy dura pero un centro tenaz, este acero cementado cumple perfectamente. Estirado en frío mejora sus valores de resistencia mecánica y su maquinabilidad.

### Aplicaciones

Bases de matrices, soportes, engranajes, flanges, pernos de anclaje, **ejes**, cadenas, bujes, tornillería corriente y pasadores de baja resistencia. Por su ductilidad es ideal para procesos de transformación en frío como doblar, estampar, recalcar, entre otros.



## 9.11. Propiedades del bronce SAE 660

Composición química:

	% MIN.	% MAX.	USOS
COBRE	81	85	Excelente para fabricar pequeños engranes, partes de bombas, asientos de válvula, moldes de inyección y maquinaria en general que necesite un bronce fino y estable.
ESTAÑO	6	8	
PLOMO	6	8	
ZINC	2	4	
FÓSFORO	-	1.5	
NIQUEL	-	0.5	

Resistencia a la tensión	2460 kg/cm <sup>2</sup>
Alargamiento en 5.08 cm	12 %
Dureza Brinell	65-75
Conductividad	12%
Densidad	8.93

### Propiedades Mecánicas (medido a temperatura ambiente, 68 ° F (20 C))

Temple	Sección Tamaño	Trabajo en frío	Typ/ Min	Temp	Fuerza de tracción	Fluencia (0.5% ext. bajo carga)	Fluencia (0.2% desplazamiento)	Fluencia (0.05% desplazamiento)
	in.	%		F	ksi	ksi	ksi	ksi
	mm.			C	MPa	MPa	MPa	MPa
Molde en arena								
M01	0.0	0	TYP	68	35	18	-	-
	0.0			20	241	124	-	-
Método centrifugado								
M02	0.0	0	S MIN	68	30	14	-	-
	0.0			20	207	97	-	-
Colada continua								
M07	0.0	0	S MIN	68	35	20	-	-
	0.0			20	241	138	-	-
Molde en arena								
M01	0.0	0	S MIN	68	30	14	-	-
	0.0			20	207	97	-	-



## 9.12. Propiedades mecánicas del papel

### Resistencia a la tracción

Tensile Properties of some paper grades								
Grade	Tensile Strength (kN/m)		Breaking Length (KM)		Stretch (%)		TEA (kJ/m <sup>2</sup> )	
	MD	CD	MD	CD	MD	CD	MD	CD
Offset (107 g/m <sup>2</sup> )	5.6	3.2	5.3	3.1	2.5	4.1	14.9	15.8
Bond (75 g/m <sup>2</sup> )	3.6	2.6	4.9	3.5	1.8	4.7	6.3	13.2
Newsprint (50 g/m <sup>2</sup> )	1.8	0.9	3.7	1.8	1.1	1.4	1.8	13

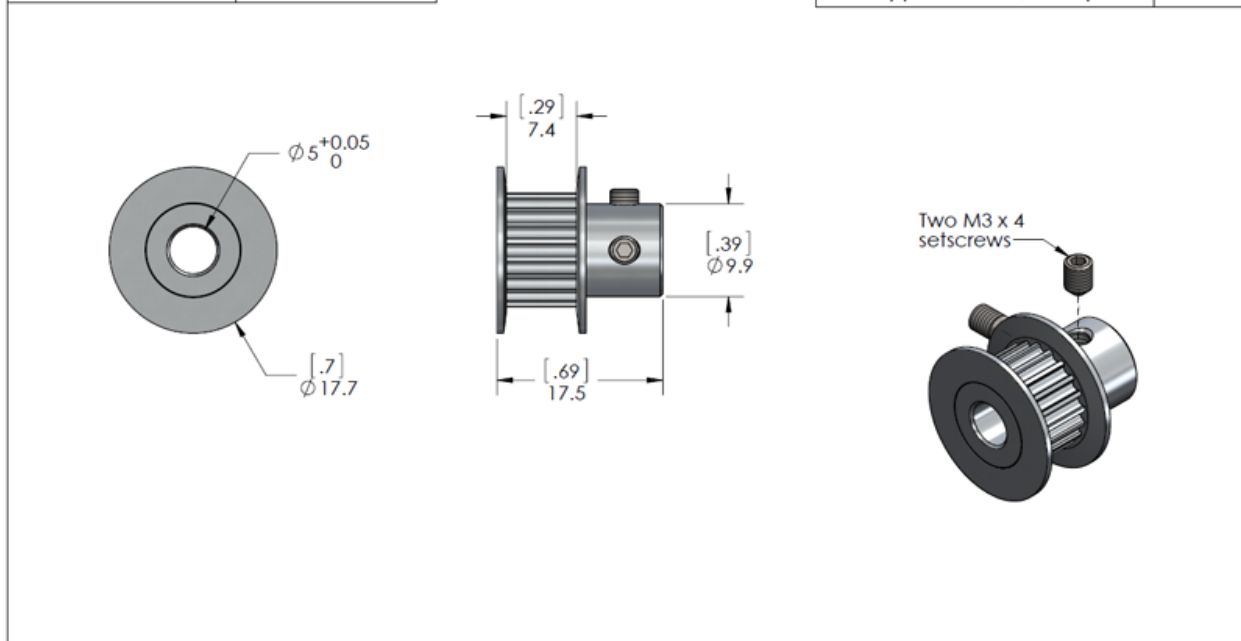


### 9.13. Hoja de datos polea y correa dentadas GT2

					<p><b>GT 2 Timing Belt - 2 mm Pitch</b>  <b>6 mm Wide</b></p> <p><b>Material:</b> Rubber  <b>Reinforcement:</b> Fibre Glass  <b>Colour:</b> Black</p>						
REFERENCE	Mat/Finish	Type	Pitch	R <sub>1</sub>	R <sub>2</sub>	R <sub>3</sub>	b	H	h	i	PLD
SA-TB-GT2-06-002	R/FG/B	GT2	2	0.15	1	0.555	0.4	1.39	0.75	0.63	0.254

Specifications	
For belt type / pitch	GT2 / 2mm pitch
Number of Teeth	20
Pitch Diameter	12.7mm / 0.5"
Outside Diameter	12.2 mm / 0.48"

Calculated steps per mm for firmware	
1.8° stepper motor, full step	5
1.8° stepper motor, 1/8 step	40
1.8° stepper motor, 1/16 step	80
1.8° stepper motor, 1/32 step	160

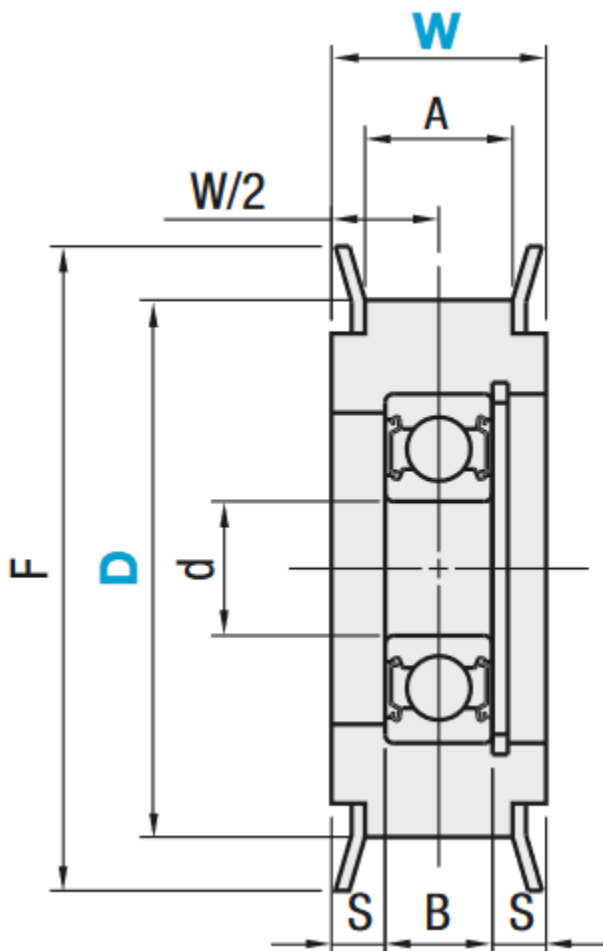


DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS [INCH] TOLERANCES: ANGULAR: ±1°, X ±0.2, XX ±0.02, XXX ±0.005 THIRD ANGLE PROJECTION			TITLE <b>GT2 20T Aluminum Pulley</b>		
			DATE -- WEIGHT 4g	MATERIAL -- FINISH --	RP One Labs <a href="http://www.rp-one.com">http://www.rp-one.com</a> +1 (917) 391-2322 info@rp-one.com The work is licensed under GPL v3 license Drawings - CC BY-SA 3.0 license





**9.14. Hoja de datos polea tensora FYAFDF 11-25.**



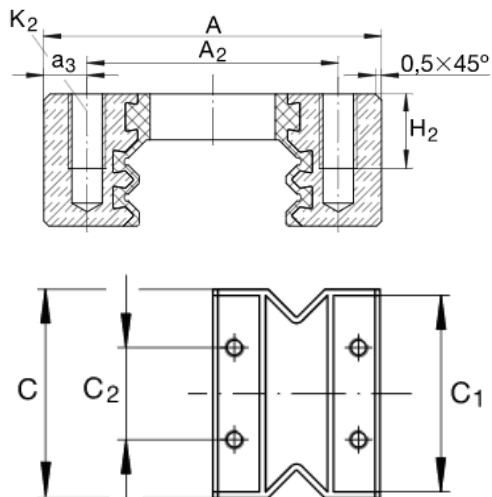
Part number: FYMFDF11-25
Bounding box: 11 mm x 30 mm x 30 mm
Technical attributes
A (mm) = 7
F (mm) = 30
Bearing Dimensions d (mm) = 6
Part Number: FYMFDF11-25
Bearing Dimensions B (mm) = 5
W (mm) = 11
S (mm) = 3
Bearing N°: 696ZZ
Applicable Belt Nominal Width (mm) = 6 (este valor indica el ancho de correa que permite utilizar)
Retaining Ring: RTWS15
D (mm) = 25



## 9.15. Hoja de datos sistema de carro y guía Schaeffler GF

### Carro GFW12 (Serie GFW)

carros deslizantes miniatura



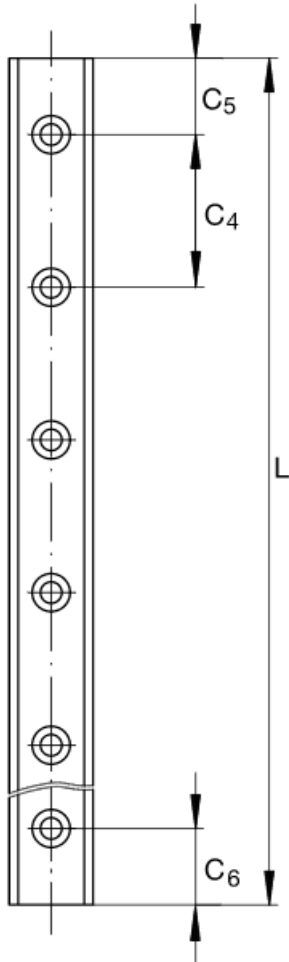
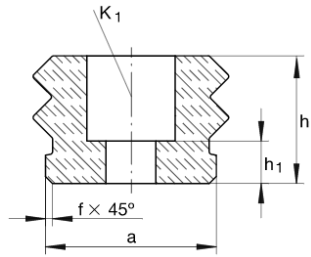
<b>A</b>	27 mm
<b>C</b>	34 mm

<b>A<sub>2</sub></b>	20 mm
<b>a<sub>3</sub></b>	3,5 mm
<b>C<sub>1</sub></b>	32 mm
<b>C<sub>2</sub></b>	15 mm
<b>H<sub>2</sub></b>	6 mm
<b>K<sub>2</sub></b>	M3

<b>m<sub>w</sub></b>	13 g	Peso del carro
<b>C</b>	48,1 N	Capacidad de carga:  Respecto a un carro con una velocidad de deslizamiento de 0,5 m/s.
<b>C<sub>0</sub></b>	481 N	Capacidad de carga

### Carriles-guía GFS12 (Serie GFS)

carriles-guía deslizantes miniatura



<b>h</b>	9 mm	
<b>a</b>	12 mm	
<b>L</b>	3000 mm	longitud máxima L de un carril-guía

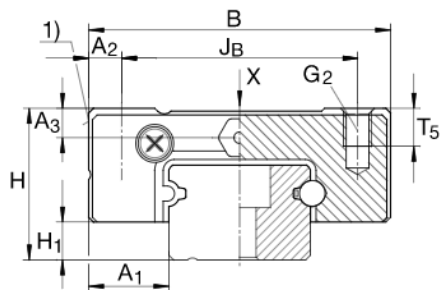
<b>c<sub>4</sub></b>	25 mm	
<b>c<sub>5 max</sub></b>	21 mm	aL y aR dependen de la longitud L del carril-guía
<b>c<sub>5 min</sub></b>	5 mm	aL y aR dependen de la longitud L del carril-guía
<b>c<sub>6 max</sub></b>	21 mm	aL y aR dependen de la longitud L del carril-guía
<b>c<sub>6 min</sub></b>	5 mm	aL y aR dependen de la longitud L del carril-guía
<b>f</b>	0,5 mm	
<b>h<sub>1</sub></b>	3 mm	
<b>K<sub>1</sub></b>	M3	



## 9.16. Hoja de datos sistema de carro y guía Schaeffler KUEM

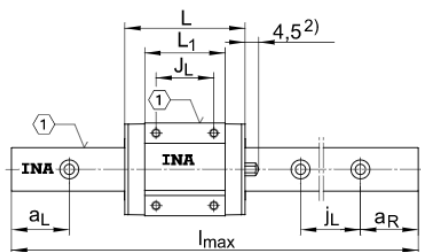
Sistemas lineales miniatura con recirculación a  
 bolas KUEM09 (Serie KUEM)

carro estándar, inoxidable, de dos hileras



H	10 mm
B	20 mm
L	30 mm

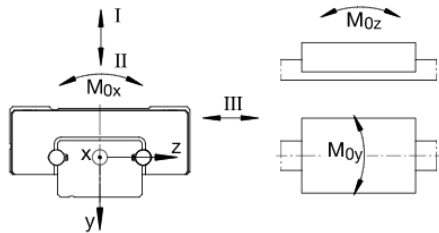
1)	Cara de apoyo	
A <sub>1</sub>	5,5 mm	
A <sub>2</sub>	2,5 mm	
A <sub>3</sub>	2,2 mm	
a <sub>L max</sub>	14,5 mm	
a <sub>L min</sub>	4,5 mm	
a <sub>R max</sub>	14,5 mm	
a <sub>R min</sub>	4,5 mm	
G <sub>2</sub>	M3	para tornillo DIN ISO 4.762-12.9 Apretar firmemente los tornillos, especialmente si pueden producirse pérdidas de precarga por mala fijación. Momento de apriete máx.: M2 = 0,6 Nm M3 = 2,2 Nm M4 = 5 Nm



H <sub>1</sub>	2 mm	
h <sub>1</sub>	2,5 mm	
J <sub>B</sub>	15 mm	
J <sub>L</sub>	10 mm	
j <sub>L</sub>	20 mm	
K <sub>1</sub>	M3	para tornillo DIN ISO 4.762-12.9 Apretar firmemente los tornillos, especialmente si pueden producirse pérdidas de precarga por mala fijación. Momento de apriete máx.: M2 = 0,6 Nm M3 = 2,2 Nm M4 = 5 Nm
L <sub>1</sub>	20,8 mm	



$I_{max}$	860 mm	Longitud máxima $I$ máx de los carriles-guía, carriles-guía más largos sobre consulta
		Longitudes estándar suministrables: 60 mm: 0,02 kg 80 mm: 0,028 kg 120 mm: 0,042 kg 160 mm: 0,056 kg 220 mm: 0,078 kg 280 mm: 0,098 kg 860 mm: 0,30 kg
$T_5$	3 mm	



$m_V$	0,019 kg	Peso del carro
$m_S$	0,3 kg/m	Peso del carril-guía
$C_I$	1430 N	Dirección de carga I: el esfuerzo de compresión
$C_{0 I}$	2760 N	Dirección de carga I: el esfuerzo de compresión
$C_{II}$	1430 N	Dirección de carga II: Esfuerzo de tracción
$C_{0 II}$	2760 N	Dirección de carga II: Esfuerzo de tracción
$C_{III}$	1258 N	Dirección de carga III: Carga lateral
$C_{0 III}$	2318 N	Dirección de carga III: Carga lateral
$M_{0x}$	12,8 Nm	Momento
$M_{0y}$	7,6 Nm	Momento
$M_{0z}$	9,1 Nm	Momento



## 9.17. Propiedades mecánicas acero inoxidable AISI serie 300



FICHA TÉCNICA DEL ACERO INOXIDABLE

### FICHA TÉCNICA DEL ACERO INOXIDABLE

TABLA DE CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL ACERO INOXIDABLE		SERIE 300	
		Acero al Cromo - Níquel	Acero al Cromo - Níquel - Molibdeno
DESIGNACIÓN	TIPO AISI	<b>304</b>	<b>316</b>
	COMPOSICIÓN QUÍMICA	<b>C ≤ 0.08%*</b> Si ≤ 1.00% Mn ≤ 2.00% <b>Cr 18% - 20%*</b> <b>Ni 8% - 10,5%*</b>	<b>C ≤ 0.08%*</b> Si ≤ 1.00% Mn ≤ 2.00% <b>Cr 16% - 18%*</b> <b>Ni 10% - 14%*</b> <b>Mo 2% - 2.5%*</b>
PROPIEDADES FÍSICAS	PESO ESPECÍFICO A 20C (DENSIDAD) (g/cm <sup>3</sup> )	7.9	7.95 - 7.98
	MÓDULO DE ELASTICIDAD (N/mm <sup>2</sup> )	193,000	193,000
	ESTRUCTURA	AUSTENÍTICO	AUSTENÍTICO
	CALOR ESPECÍFICO A 20C (J/Kg K)	500	500
	CONDUCTIVIDAD TÉRMICA A 20C/100C (W/m K)	15 / 16	15 / 16
	COEFICIENTE DE DILATACIÓN A 100C (x 10 <sup>6</sup> C <sup>-1</sup> )	16.0 - 17.30	16.02 - 16.5
	INTERVALO DE FUSIÓN (C)	1398-1454	1371-1398
PROPIEDADES ELÉCTRICAS	PERMEABILIDAD ELÉCTRICA EN ESTADO SOLUBLE RECOCIDO	AMAGNÉTICO 1.008	AMAGNÉTICO 1.008
	CAPACIDAD DE RESISTENCIA ELÉCTRICA A 20C (μΩm)	0.72 - 0.73	0.73 - 0.74
PROPIEDADES MECÁNICAS A 20C	DUREZA BRINELL RECOCIDO HRB/CON DEFORMACIÓN EN FRÍO	130150 / 180330	130185 / -
	DUREZA ROCKWELL RECOCIDO HRB/CON DEFORMACIÓN EN FRÍO	7088 / 1035	7085 / -
	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN RECOCIDO / DEFORMACIÓN EN FRÍO Rm (N/mm <sup>2</sup> )	<b>520 - 720 / 540 - 750</b>	540690 / -
	ELASTICIDAD RECOCIDO / CON DEFORMACIÓN EN FRÍO Rp (N/mm <sup>2</sup> )	210 / 230	205410 / -
	ELONGACIÓN (A <sub>5</sub> ) MIN (%)	≥ 45	
	RESILIENCIA KCU / KVL (J/cm <sup>2</sup> )	160 / 180	160 / 180